



**TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN**

**DIPLOMARBEIT**

**Ermittlung und Bewertung der Abbildungsgüte von  
Realfahrteinflüssen zur Darstellung von Real-Driving-Emissions-  
Messungen auf Rollenprüfständen**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines  
Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

**Univ. Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer**

und

**Dr. techn. Werner Tober**

**E315**

**Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik**

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Marcus Szikora**

**Matrikelnr. 0725301**

**Schönfeldgasse 1**

**2840 Grimmerstein**



---

## Diplomaufgabe

Herrn Marcus Szikora, Matr.Nr.: 0725301 wird folgende Diplomaufgabe gestellt:

### **Ermittlung und Bewertung der Abbildungsgüte von Realfahrteinflüssen zur Darstellung von Real-Driving-Emissions-Messungen auf Rollenprüfständen**

Neben der Einführung eines neuen Testzyklus (WLTP; mit adaptierter Testprozedur) wird auf EU-Ebene zusätzlich eine zweite Testprozedur „Real-Driving Emissions - Light-Duty-Vehicles (RDE-LDV)“ entwickelt und zeitnah eingeführt.

Die gänzlich neue Real-Driving-Emissions Gesetzgebung, welche deutlich weitere Bereiche des Kennfeldes von Verbrennungsmotoren unter wesentlich breiteren Umgebungsbedingungen abdeckt, wird die Antriebsstrangentwicklung essentiell beeinflussen.

Aus heutiger Sicht wird es aufgrund der Reproduzierbarkeit von Messungen und der kontrollierten Variationsmöglichkeiten von Prüfbedingungen, erforderlich sein, Real-Driving-Emission Tests auch auf Rollenprüfständen durchführen zu können.

Bei der Durchführung der Tests auf dem Rollenprüfstand soll gewährleistet werden, dass die Ergebnisse mit onroad Real-Driving Messungen gut vergleichbar sind.

Ziel dieser Arbeit ist es, jene Einflüsse auf das Fahrzeug zu analysieren, welche im Zuge einer Testdurchführung auf einem Rollenprüfstand abzubilden sind, um hinsichtlich Emissionen und Kraftstoffverbrauch vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Zunächst sind die Einflüsse zu identifizieren und im Weiteren zu quantifizieren. Schließlich sind die Einflüsse hinsichtlich der Notwendigkeit ihrer Abbildung am Rollenprüfstand zu bewerten.

Vorgehen:

- Literaturrecherche zu Real-Driving-Emissions und Umgebungseinflüsse auf ein fahrendes Fahrzeug
- theoretische Ermittlung der relevanten Einflüsse auf ein Fahrzeug in „realer Umgebung“
- Bewertung der Einflüsse hinsichtlich der Auswirkungen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch. Eingeschränkt auf jene Einflüsse, welche durch Auswirkungen auf

den Fahrwiderstand und die energetischen Verbraucher, die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch beeinflussen

Kennzahl: E 066 445

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Die Benutzung der Versuchseinrichtungen des Institutes hat in den Dienststunden und unter Anleitung des Betreuers zu erfolgen. Dabei dürfen alle Arbeiten nur unter besonderer Beachtung der geltenden Sicherheitsvorschriften durchgeführt werden.

Einverstanden:

.....

Marcus Szikora

Betreuer am Institut:

.....

Werner Tober

.....

Prof. Dr. Bernhard Geringer

Institutsvorstand

## **Vorwort**

Mein Dank gilt Herrn Univ. Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Bernhard Geringer für das Ermöglichung und Fördern dieser Diplomarbeit.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Ao. Univ. Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Manfred Plöchl für die Übernahme des Zweitprüfers.

Ganz besonderer Dank gilt Herrn Dr. techn. Dipl.-Ing. Werner Tober für die zahlreichen, konstruktiven Gespräche und Diskussionen, sowie für die Unterstützung und Betreuung während dieser Arbeit.

Des Weiteren möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Institutes für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, allen voran bei Herrn Dipl.-Ing. Christoph Six, für die gute Zusammenarbeit und Mithilfe bei der Entstehung der Arbeit bedanken.

Besonderer Dank gilt auch meinen Studienkollegen, mit denen ich schöne gemeinsame Jahre an der TU-Wien verbringen durfte, in denen wir uns universitär wie auch außer-universitär immer gegenseitig unterstützt haben.

Nicht zuletzt gilt mein allergrößter Dank meiner ganzen Familie und Verwandtschaft, besonders meinen Eltern Johanna und Kurt sowie meiner Schwester Petra, für das Ermöglichen dieses Studiums, für die Unterstützung jeglicher Art, für den Glauben an mich und letztlich für all die Geduld in den letzten Jahren. Vielen Dank, ohne euch wäre das nicht möglich gewesen.

Ebenso gilt mein großer Dank meiner Freundin Astrid, für die Geduld, die Unterstützung und den guten Zuspruch, in manch schwierigen Zeit. Auch dir, vielen Dank dafür.



## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

### **Ermittlung und Bewertung der Abbildungsgüte von Realfahrteinflüssen zur Darstellung von Real-Driving-Emissions-Messungen auf Rollenprüfständen**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 11. März 2015

\_\_\_\_\_  
Marcus Szikora





---

## Kurzfassung

Zurzeit wird auf EU-Ebene ein neues Emissionstestverfahren entwickelt, welches unter der Bezeichnung Real-Driving-Emissions (kurz RDE) bekannt ist. Im Vergleich zur bisherigen Testprozedur, ist diese wesentlich realitätsnäher, da die Tests auf öffentlichen Straßen und in „realer Umgebung“ durchzuführen sind.

Für die Fahrzeugentwicklung folgt daraus die Herausforderung, sich verändernder und damit schwer reproduzierbarer Testbedingungen. Abhilfe soll die Versuchsdurchführung auf Rollenprüfständen bringen. Diese müssen dazu aufgerüstet werden, um die relevanten Umgebungseinflüsse abbilden zu können, wobei hinsichtlich Emissionen und Kraftstoffverbrauch, gut vergleichbare Ergebnisse erreicht werden müssen.

Dazu werden in dieser Arbeit zunächst die grundsätzlichen Einflüsse auf ein Fahrzeug bei Fahrten in „realer Umgebung“ identifiziert. Basierend darauf, können die physikalischen Einflussgrößen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch ermittelt werden. Nach Identifikation der physikalischen Einflussgrößen, erfolgt deren qualitative und quantitative Bewertung, bezüglich der Auswirkungen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch. Der Fokus der Arbeit liegt auf der Bewertung jener Einflussgrößen, welche sich direkt auf den Fahrwiderstand des Fahrzeugs und die energetischen Verbraucher auswirken.

Die Quantifizierung der physikalischen Einflussgrößen erfolgt mit Hilfe einer Literaturrecherche, der Berechnung von Fahrwiderstandsänderungen und einem Simulationsmodell.

Es zeigt sich, dass die Einflussgrößen Schaltzeitpunkt und -dauer, Sonnenschein, Niederschlag, resultierende Anströmung, Kurvigkeit, Fahrbahnneigung, Ebenheit der Fahrbahn, Textur der Fahrbahnoberfläche und der Reifeninnendruck aufgrund ihrer Auswirkungen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch als wesentlich zu bewerten sind.

Die Einflussgrößen plastische Verformbarkeit der Fahrbahn sowie geringfügige Änderungen der Fahrzeugmasse konnten aufgrund der geringen Auswirkungen als vernachlässigbar bewertet werden.



# Abkürzungen und Symbole

## Abkürzungen

CADC	Common Artemis Driving Cycle
CFFP	Cold Filter Plugging Point
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
EU	Europäische Union
FAME	Fatty Acid Methyl Ester (Fettmethylester)
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
IFA	Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik
IRI	International Roughness Index
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO <sub>x</sub>	Stickoxide (NO und NO <sub>2</sub> )
PAK	Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe
PEMS	Portable Emission Measurement System
RDE	Real Driving Emissions
SCR	Selektive-Katalytische-Reduktion
WLTC	Worldwide Light-duty Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure

## Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$A$	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche
$a_x$	m/s <sup>2</sup>	Längsbeschleunigung
$a_y$	m/s <sup>2</sup>	Querbeschleunigung
$B$	cm	Reifenbreite
$c_{\beta V}$	N/rad	Schräglaufsteifigkeit Vorderachse
$c_{\beta H}$	N/rad	Schräglaufsteifigkeit Hinterachse
$c_x$	-	Luftwiderstandsbeiwert
$c_y$	-	Seitenkraftbeiwert
$c_z$	-	Auftriebsbeiwert
$c_{zV}$	-	Auftriebsbeiwert Vorderachse
$E(H)$	-	empirische Kenngröße (Schwallwiderstand)
$F$	N	Fahrwiderstandskraft (Vorgabe für Rollenprüfstand; Polynom 2. Ordn.)
$F_0$	N	konstanter Koeffizient der Fahrwiderstandskraft (Polynom 2. Ordnung)
$F_1$	N/(km/h)	linearer Koeffizient der Fahrwiderstandskraft (Polynom 2. Ordnung)
$F_2$	N/(km/h) <sup>2</sup>	quadratischer Koeffizient der Fahrwiderstandskraft (Polynom 2. Ordn.)
$F_{A,L}$	N	aerodynamische Auftriebskraft
$F_{S,L}$	N	Windseitenkraft
$F_{S,SL}$	N	Schräglaufseitenkraft
$F_{W,B}$	N	Beschleunigungswiderstandskraft

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$F_{W,K}$	N	Kurvenwiderstandskraft
$F_{W,L}$	N	Luftwiderstandskraft
$F_{W,R}$	N	Radwiderstandskraft
$F_{W,Schwall}$	N	Schwallwiderstandskraft
$F_{W,SL}$	N	Schräglaufwiderstandskraft
$F_{W,St}$	N	Steigungswiderstandskraft
$f_R$	-	Radwiderstandsbeiwert
$g$	m/s <sup>2</sup>	Gravitationsbeschleunigung
$H$	mm	Wasserfilmhöhe
$H_U$	%	Relative Luftfeuchtigkeit
$K_T$	1/°C	Korrekturfaktor zum Temperatureinfluss
$l_V$	m	Abstand Schwerpunkt-Vorderachse
$l_H$	m	Abstand Schwerpunkt-Hinterachse
$l$	m	Radstand
$m$	kg	Masse des Fahrzeugs
$N(H)$	km/h	empirische Kenngröße (Schwallwiderstand)
$P_{NV}$	W	Leistungsbedarf Nebenverbraucher
$p$	%	Fahrbahnneigung
$p_U$	Pa, hPa	Luftdruck
$R_L$	J/(kg K)	spezifische Gaskonstante der Umgebungsluft
$r_{dyn}$	m	dynamischer Reifenradius
$T_U$	K, °C	Umgebungstemperatur
$v_x$	m/s	Fahrgeschwindigkeit
$v_r$	m/s	resultierende Anströmgeschwindigkeit
$v_W$	m/s	Windgeschwindigkeit

## Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	rad, °	Fahrbahnneigungswinkel
$\beta$	rad, °	Schräglaufwinkel
$\varepsilon$	-	Drehmassenzuschlagsfaktor
$\eta_{Differenzial}$	-	Differenzialwirkungsgrad
$\eta_{Generator}$	-	Generatorwirkungsgrad
$\eta_{Getriebe}$	-	Getriebewirkungsgrad
$\theta_{red}$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs (auf Rad reduziert)
$\kappa$	1/m	Kurvenkrümmung
$\rho_U$	kg/m <sup>3</sup>	Luftdichte
$\tau_r$	rad, °	resultierender Anströmwinkel
$\tau_W$	rad, °	Windrichtungswinkel

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Aufgabenstellung .....	4
1.2 Methodik .....	5
<b>2. Emissionen und Kraftstoffverbrauch beim Kraftfahrzeug</b> .....	<b>7</b>
2.1 Input-Output-Analyse .....	7
2.2 Emissionen .....	8
2.3 Kraftstoffverbrauch.....	10
2.4 Zwischenfazit .....	11
<b>3. Ermittlung der Einflussgrößen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch</b> .....	<b>13</b>
3.1 Einflussgrößen auf den Motor/die Verbrennung .....	13
3.1.1 Lastanforderung .....	14
3.1.2 Kraftstoff .....	49
3.1.3 Umgebung.....	50
3.2 Einflussgrößen auf die Abgasnachbehandlung.....	51
3.3 Zwischenfazit .....	53
<b>4. Quantifizierung und Bewertung der Einflussgrößen</b> .....	<b>57</b>
4.1 Ansätze der Quantifizierung.....	57
4.1.1 Literaturrecherche .....	57
4.1.2 Berechnung der Fahrwiderstandsänderung .....	58
4.1.3 Simulationsmodell .....	58
4.2 Referenzfahrzeug und -umgebung: Fahrwiderstände und Simulationsergebnis.....	67
4.3 Quantifizierung der Einflussgrößen.....	71
4.3.1 Fahrgeschwindigkeit.....	73
4.3.2 Beschleunigung.....	76
4.3.3 Schaltzeitpunkt und -dauer.....	80

---

4.3.4	Umgebungstemperatur .....	81
4.3.5	Luftdruck.....	92
4.3.6	Luftfeuchtigkeit.....	97
4.3.7	Sonnenschein .....	101
4.3.8	Niederschlag.....	102
4.3.9	resultierende Anströmung.....	107
4.3.10	Komponentenanströmung .....	118
4.3.11	Kurvigkeit .....	120
4.3.12	Fahrbahnneigung.....	127
4.3.13	Fahrdauer .....	134
4.3.14	Ebenheit der Fahrbahn .....	136
4.3.15	plastische Verformbarkeit der Fahrbahn.....	139
4.3.16	Textur der Fahrbahnoberfläche .....	140
4.3.17	Masse des Fahrzeugs .....	142
4.3.18	Luftwiderstands- und Auftriebsbeiwert.....	145
4.3.19	Reifeninnendruck.....	147
4.3.20	Radschlupf.....	149
<b>5.</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>151</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>157</b>

## 1. Einleitung

Um die negativen Auswirkungen des Klimawandels zu limitieren, hat die Kommission der europäischen Union im Jahr 2011 Maßnahmen vorgestellt, welche die Erwärmung des Weltklimas auf weniger als 2 °C beschränken sollen. Eines der wesentlichen Ziele ist es, die Treibhausgase bis zum Jahr 2050 um 60 % bis 80 % gegenüber dem Jahr 1990 zu verringern. [1]

Für den Verkehrssektor bedeuten diese Forderungen eine Senkung der Treibhausgasemissionen um etwa 60 % im Vergleich zu 1990. [2]

Neben dem Kraftstoffverbrauch (bzw. der CO<sub>2</sub>-Emissionen) sind im Besonderen die Schadstoffemissionen des Abgases streng reglementiert und werden im Rahmen der Typgenehmigung von PKW-Neufahrzeugen nach EU-Verordnung Nr. 692/2008 überprüft. In der genannten Verordnung werden die Randbedingungen und die Vorgehensweise bei der Testdurchführung festgelegt. Als Geschwindigkeitsprofil dient dabei der NEFZ (neuer europäischer Fahrzyklus). [3]

In zahlreichen Untersuchungen (z.B.: [4], [5], [6]) wurde festgestellt, dass die unter realen Fahrbedingungen entstehenden Emissionen mitunter deutlich von den, im Rahmen der Typgenehmigung ermittelten, abweichen und diese Abweichungen in den letzten Jahren zugenommen haben [6].

In [6] werden hierfür drei Gründe genannt. Zunächst ist der aktuell verwendete Fahrzyklus – der NEFZ – hinsichtlich realen Fahrverhaltens nicht repräsentativ. Dies führt dazu, dass zahlreiche Systeme und Komponenten im Fahrzeug verbaut werden, welche die Effizienz des Fahrzeugs hauptsächlich in diesem Zyklus verbessern, jedoch bei realem Fahrverhalten auf der Straße nicht in gleichem Ausmaß wirksam sind (z.B. Stopp-Start-Systeme).

Des Weiteren werden moderne Fahrzeuge zunehmend mit energieintensiver Ausstattung (Sitzheizung, Klimaanlage, etc.) ausgerüstet, um den Ansprüchen des Kunden gerecht zu werden. Diese werden bei der Ermittlung der Emissionen jedoch ausgeschaltet, wodurch das Typprüfergebnis gegenüber der realen Nutzung verbessert wird.

Zuletzt bietet die gesamte Testprozedur den Fahrzeugherstellern eine Vielzahl von Möglichkeiten, durch Ausnutzung vorhandener Toleranzen, die Emissionen zu reduzieren.

Um den zuvor erwähnten Tendenzen entgegenzuwirken, wurde in der EU-Verordnung Nr. 715/2007 [7] in Absatz 15 festgehalten:

*„Die Kommission sollte prüfen, ob der Neue Europäische Fahrzyklus, der den Emissionsmessungen zugrunde liegt, angepasst werden muss. Die Anpassung oder Ersetzung des Prüfzyklus kann erforderlich sein, um Änderungen der Fahrzeugeigenschaften und des Fahrerverhaltens Rechnung zu tragen. Überprüfungen können erforderlich sein, um zu gewährleisten, dass die bei der Typgenehmigungsprüfung gemessenen Emissionen denen im praktischen Fahrbetrieb entsprechen. Der Einsatz transportabler Emissionsmeseinrichtungen und die Einführung des „not-to-exceed“-Regulierungskonzepts (der Hersteller muss gewährleisten, dass sein Fahrzeug in allen Betriebszuständen die Grenzwerte nicht überschreitet) sollten ebenfalls erwogen werden.“*

Auf Basis dessen werden derzeit zwei neue Ansätze zur Ermittlung der Emissionen erarbeitet. Es wird ein neuer Zyklus, der WLTC (engl.: Worldwide Light-duty Test Cycle) und die dazugehörige Testprozedur WLTP (engl.: Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure) entwickelt. Der Zyklus ist im Gegensatz zum NEFZ wesentlich dynamischer und durch die Testprozedur sollen realitätsnahe Betriebsbedingungen abgedeckt werden. [8]

Parallel dazu wird eine weitere Prozedur – die bisher unter dem Schlagwort Real-Driving-Emissions (RDE) summiert wurde – entwickelt, bei welcher das Fahrzeug unter realen Umgebungs- und Betriebsbedingungen im öffentlichen Straßenverkehr bewegt wird. Die Emissionen werden mit sogenannten PEMS (engl. Portable Emission Measurement System) während der Testfahrt erfasst. Nach der Auswertung der Daten mit Hilfe einer – noch zur Diskussion stehenden – Software, dürfen in Abhängigkeit des jeweiligen Schadstoffes – ebenfalls noch zur Diskussion stehende – Emissionsgrenzwerte nicht überschritten werden.

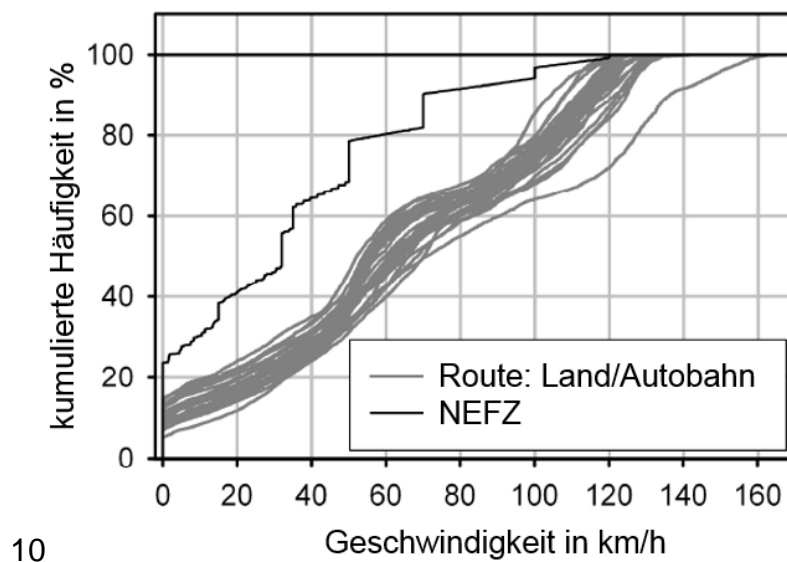
Die Einführung der beiden neuen Testverfahren hat auch Auswirkungen auf den Fahrzeugentwicklungsprozess. Durch die hohe Reproduzierbarkeit des NEFZ war es bisher möglich, mit Hilfe dieses definierten Zyklus, Änderungen am Fahrzeug – beispielsweise am Antriebsstrang – einfach auf ihre Wirksamkeit zu überprüfen. Mit der



neuen RDE-Gesetzgebung ist eine solche Überprüfung nicht mehr ohne weiteres möglich.

In **Abbildung 1** ist beispielsweise die kumulierte Häufigkeit des Auftretens der Geschwindigkeiten für Fahrten während RDE-Messungen auf öffentlichen Straßen im Vergleich zum NEFZ dargestellt. Die Route wurde dabei nicht variiert.

Wie ersichtlich ist, ergeben sich innerhalb der RDE-Messungen deutlich voneinander abweichende Verläufe. Ein Grund hierfür können unterschiedliche Verkehrsverhältnisse während der Versuchsdurchführung oder von der Tageszeit abhängige Ampelschaltungen bei Stadt- und Ortsdurchfahrten sein.



**Abbildung 1:** Geschwindigkeitsverteilungen von RDE-Wiederholungsmessungen im Vergleich zum NEFZ [9]

Neben der gezeigten Variation der Verkehrsbedingungen, gibt es noch eine Vielzahl weiterer, sich täglich ändernder Umgebungseinflüsse. Änderungen der Testbedingungen sind im Entwicklungsprozess jedoch problematisch, da die Vergleichbarkeit der einzelnen Messungen dann nicht mehr gegeben ist.

Um dennoch vergleichbare Ergebnisse bei der Entwicklung von Fahrzeugen hinsichtlich der RDE-Gesetzgebung zu erzielen, gibt es Bestrebungen, Versuche von der Straße auf

den Rollenprüfstand zu übertragen (vgl. [10]). Dadurch kann eine im realen Straßenverkehr aufgezeichnete Fahrt am Rollenprüfstand beliebig oft nachgefahren und so der oben beschriebene Einfluss, sich ändernder Randbedingungen, ausgeschlossen werden.

Neben [10] beschäftigen sich [11], [12] und [13] ebenfalls mit der Abbildung von RDE-Tests auf einem Prüfstand. In [10] und [11] wird dazu der Fahrwiderstand mit Hilfe eines komplexen, echtzeitfähigen Simulationsmodells simuliert und an einem, speziell für die Ansprüche entwickelten Rollenprüfstand radselektiv vorgegeben.

In [12] und [13] werden hingegen RDE-Tests aus Versuchen in „realer Umgebung“ auf einen Motorenprüfstand übertragen. Die Vorgabe des Fahrwiderstands erfolgt auch hier durch ein echtzeitfähiges Simulationsmodell. Nähere Informationen dazu können [10], [11], [12] und [13] entnommen werden.

Im Unterschied zu den genannten Studien, beschäftigt sich die vorliegende theoretische Arbeit damit, sämtliche Realfahrteinflüsse zur Darstellung von Real-Driving-Emissions-Messungen auf Rollenprüfständen zu erfassen und zu quantifizieren.

## 1.1 Aufgabenstellung

Wie zuvor beschrieben, kann durch Abbildung von realen Straßenfahrten auf Rollenprüfständen, der Einfluss variierender Randbedingungen bei Wiederholungsmessungen vermindert werden.

Um RDE-Tests auf Rollenprüfständen durchführen zu können, müssen diese jedoch bei Bedarf erweitert werden, um neben den bisher zu berücksichtigenden Parametern, wie beispielsweise der Umgebungstemperatur während der Testdurchführung, weitere Einflüsse der „realen Umgebung“ abzubilden zu können.

Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist die Ermittlung der Realfahrteinflüsse auf die modalen (zeitlich aufgelösten) Emissionen und den Kraftstoffverbrauch, sowie die Bewertung der Abbildungsgüte dieser Einflüsse, zur Beurteilung der Notwendigkeit ihrer Darstellung auf Rollenprüfständen. Die Arbeit hat auf theoretischer Basis zu erfolgen. Gegebenenfalls ist die Notwendigkeit von praktischen Untersuchungen aufzuzeigen.

Als Ziel wird eine Reproduzierbarkeit der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs von  $\pm 5\%$  vorgegeben.

Die Arbeit beschränkt sich auf Untersuchungen an Personenkraftwagen.

## 1.2 Methodik

Zur Abbildung von RDE-Tests auf einem Rollenprüfstand – mit der Forderung nach hinreichend genauer Übereinstimmung der modalen Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs – müssen zunächst die Einflüsse auf die Emissions- und Kraftstoffverbrauchsentstehung auf öffentlichen Straßen und in „realer Umgebung“ ermittelt werden. Die generellen Einflüsse auf die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch werden dazu allgemein anhand einer Input-Output-Analyse untersucht. Dabei soll grundsätzlich festgestellt werden, welche Inputs (z.B. Beschleunigung) auf das Fahrzeug zu welchen Outputs (z.B. Kraftstoffverbrauch) führen.

Darauf aufbauend wird untersucht, wo und warum bzw. wie im Fahrzeug Emissionen und Kraftstoffverbrauch entstehen.

Durch Analyse der Wirkmechanismen werden die zugrundeliegenden physikalischen Einflussgrößen ermittelt.

Nach Identifikation der physikalischen Einflussgrößen, erfolgt deren qualitative und quantitative Bewertung, bezüglich der Auswirkungen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch. Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt dabei auf der Bewertung jener physikalischen Einflussgrößen, welche sich direkt auf den Fahrwiderstand des Fahrzeugs und den Energiebedarf von Nebenverbrauchern auswirken. Andere Einflussgrößen werden aufgezeigt, aufgrund des Umfangs jedoch nicht weiter in dieser Arbeit behandelt.

Zur Bewertung der physikalischen Einflussgrößen werden drei Ansätze verfolgt. Zunächst soll auf Basis einer Literaturrecherche die Auswirkung der identifizierten physikalischen Einflussgrößen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch untersucht werden.

Jene physikalischen Einflussgrößen, die Auswirkungen auf den Fahrwiderstand haben, können darüber hinaus durch Ermittlung des Ausmaßes der Widerstandsänderung quantifiziert werden.

Schließlich erfolgt die Untersuchung mit Hilfe eines Simulationsmodells in MATLAB/SIMULINK. Basierend auf Emissions- und Verbrauchskennfeldern kann so die Auswirkung der physikalischen Einflussgrößen quantifiziert werden.

Auf Basis obiger Untersuchungen können die physikalischen Einflussgrößen abschließend bewertet werden. Jene mit geringem Einfluss können verworfen werden. Jene mit nicht zu vernachlässigender Auswirkung, sollten hingegen bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand berücksichtigt und entsprechend abgebildet werden. Des Weiteren wird gegebenenfalls der Bedarf weiterführender praktischer Untersuchungen aufgezeigt.

## 2. Emissionen und Kraftstoffverbrauch beim Kraftfahrzeug

Um RDE-Tests auf einem Rollenprüfstand durchführen zu können, wird in der vorliegenden Arbeit davon ausgegangen, dass das idente Fahrzeug wie bei der Versuchsdurchführung im öffentlichen Straßenverkehr, unter Nachbildung der Umgebungseinflüsse betrieben wird.

Die generellen Einflüsse auf die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch werden dazu allgemein anhand einer Input-Output-Analyse untersucht. Dabei soll grundsätzlich festgestellt werden, welche Inputs (z.B. Beschleunigung) auf das Fahrzeug, zu welchen Outputs (z.B. Kraftstoffverbrauch) führen.

### 2.1 Input-Output-Analyse

Ziel der Input-Output-Analyse ist es, die auf ein Fahrzeug wirkenden Inputs und daraus resultierenden Outputs zu identifizieren.

Der grundsätzliche Aufbau der Analyse ist in **Abbildung 2** dargestellt, in dessen Zentrum sich das Fahrzeug befindet.

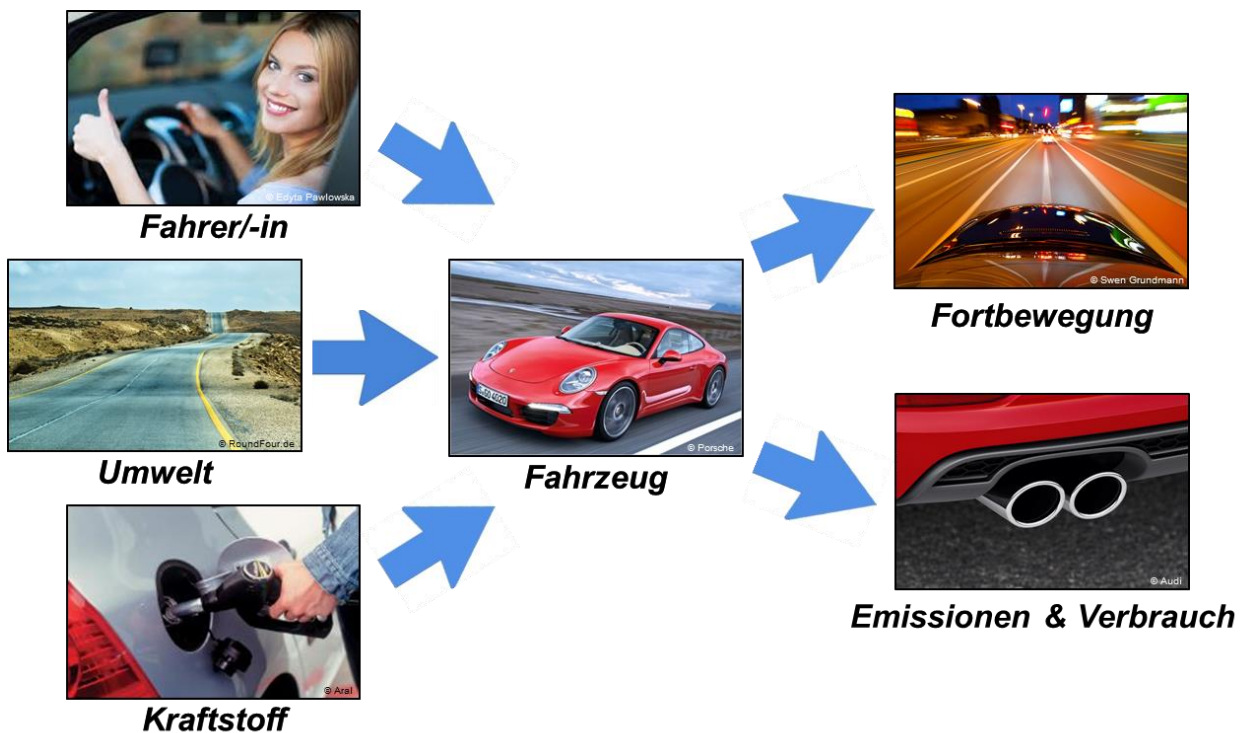
Einen wesentlichen Input stellt der Fahrer bzw. die Fahrerin dar, welche(r) das Fahrzeug in einer definierten Umgebung bzw. Umwelt bewegt. Um die für die Fortbewegung erforderliche Energie bereitzustellen, ist Kraftstoff erforderlich.

Zusammenfassend ergeben sich als Input-Faktoren:

- der Fahrer bzw. die Fahrerin
- die Umwelt (z. B. Straße, Witterung, Verkehr)
- der Kraftstoff (Eigenschaften)

Das Fahrzeug dient grundsätzlich zur Erfüllung der Mobilitätswünsche des Menschen. Ein wesentlicher Output ist deshalb der eigentliche Zweck des Fahrzeugs, die Fortbewegung bzw. der Transport von Personen und Gütern.

Bei der Umsetzung der Fortbewegung, entstehen als weiterer Output, Emissionen und Kraftstoffverbrauch.



**Abbildung 2:** Input-Output-Analyse des Systems „Fahrzeug“

Ziel der Darstellung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen ist es, hinreichend genaue Ergebnisse hinsichtlich Emissionen und Kraftstoffverbrauch zu erhalten.

Stimmen bei Versuchen am Rollenprüfstand die Inputs Fahrer/-in (im Sinne des Fahrverhaltens), Umwelt und Kraftstoff und der Output der Fortbewegung (in Form der Fahrgeschwindigkeit), mit jenen von Versuchen in „realer Umgebung“ überein, resultieren die gleichen Emissionen bzw. der gleiche Kraftstoffverbrauch.

Im Weiteren soll deshalb untersucht werden, wie die identifizierten Inputs bzw. der Output der Fortbewegung, die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch beeinflussen.

Dazu ist die Kenntnis der Entstehung im Fahrzeug von Interesse, welche im Weiteren näher untersucht werden soll.

## 2.2 Emissionen

Zum Zwecke der Fortbewegung bedient sich der konventionelle PKW eines Verbrennungsmotors, in welchem durch die Verbrennung von Kraftstoff unter Zufuhr von Umgebungsluft, auch unerwünschte, gesetzlich limitierte Emissionen entstehen.

Daneben werden diese im Auspufftrakt durch entsprechende Abgasnachbehandlungssysteme gebildet.

### Motor

Im Motor entstehen Emissionen durch die Verbrennung von Kraftstoff, welcher in der Regel ein Gemisch aus Kohlenwasserstoffen ist. Dabei reagiert dieser mit den Bestandteilen der Umgebungsluft, woraus u.a. folgende Schadstoffkomponenten entstehen: [14]

- Kohlenmonoxid (CO)
- Stickstoffoxide (NO<sub>x</sub>)
- unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)
- Ruß bzw. Partikel (PM)
- Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>)
- Wasserdampf (H<sub>2</sub>O)

Davon reguliert sind die, mit den zugehörigen Grenzwerten in **Tabelle 1** eingetragenen Komponenten. Es handelt sich dabei um die Emissionsgrenzwerte nach Euro 6 für PKW, welche seit 1. September 2014 gültig sind. [7]

**Tabelle 1:** limitierte Emissionen für PKW nach EURO 6b [7]

<b>Motor:</b>	Kohlenmonoxid (CO) in [g/km]	Kohlenwasserstoffe (THC) in [g/km]	Nichtmethan- Kohlenwasserstoffe (NMHC) in [g/km]	Stickoxide (NO <sub>x</sub> ) in [g/km]	Summe THC + NO <sub>x</sub> in [g/km]	Partikelmasse (PM) in [g/km]	Partikelzahl (PN) in [# /km]
Fremdzündung (Ottomotor)	1,0	0,1	0,068	0,060	-	0,0045	6,0 x 10 <sup>11</sup>
Selbstzündung (Dieselmotor)	0,5	-	-	0,080	0,170	0,0045	6,0 x 10 <sup>11</sup>

Informationen zu den Bildungsmechanismen der Emissionskomponenten können [14] oder auch [15] entnommen werden.

Um RDE-Tests hinreichend genau hinsichtlich der Emissionen auf Rollenprüfständen abbilden zu können, müssen die Bedingungen für, sowie die Einflüsse auf die Emissionsentstehung im Motor bekannt sein und bei entsprechender Auswirkung bei der Versuchsdurchführung simuliert werden.

Es stellt sich also die Frage, unter welchen Randbedingungen ein Motor im Fahrzeug betrieben wird.

### **Abgasnachbehandlung**

Neben der primären Entstehung von Abgasemissionen im Motor, können diese auch im Abgastrakt und dabei speziell in Abgasnachbehandlungssystemen gebildet werden.

Immer strengere Abgasnormen (vgl. [14]) haben es erforderlich gemacht, dass neben innermotorischen Maßnahmen (vgl. [14], [15]) zur Verringerung der Rohemissionen, auch Abgasnachbehandlungssysteme bei Kraftfahrzeugen zur Anwendung kommen.

Zu diesen Systemen zählen u.a. folgende (vgl. [15]):

- Dreiwege-Katalysator (Otto)
- Diesel-Oxidationskatalysator
- NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator
- SCR-Katalysator
- Partikelfilter

Nähere Informationen zur Funktionsweise der erwähnten Abgasnachbehandlungssysteme können [14] oder auch [15] entnommen werden.

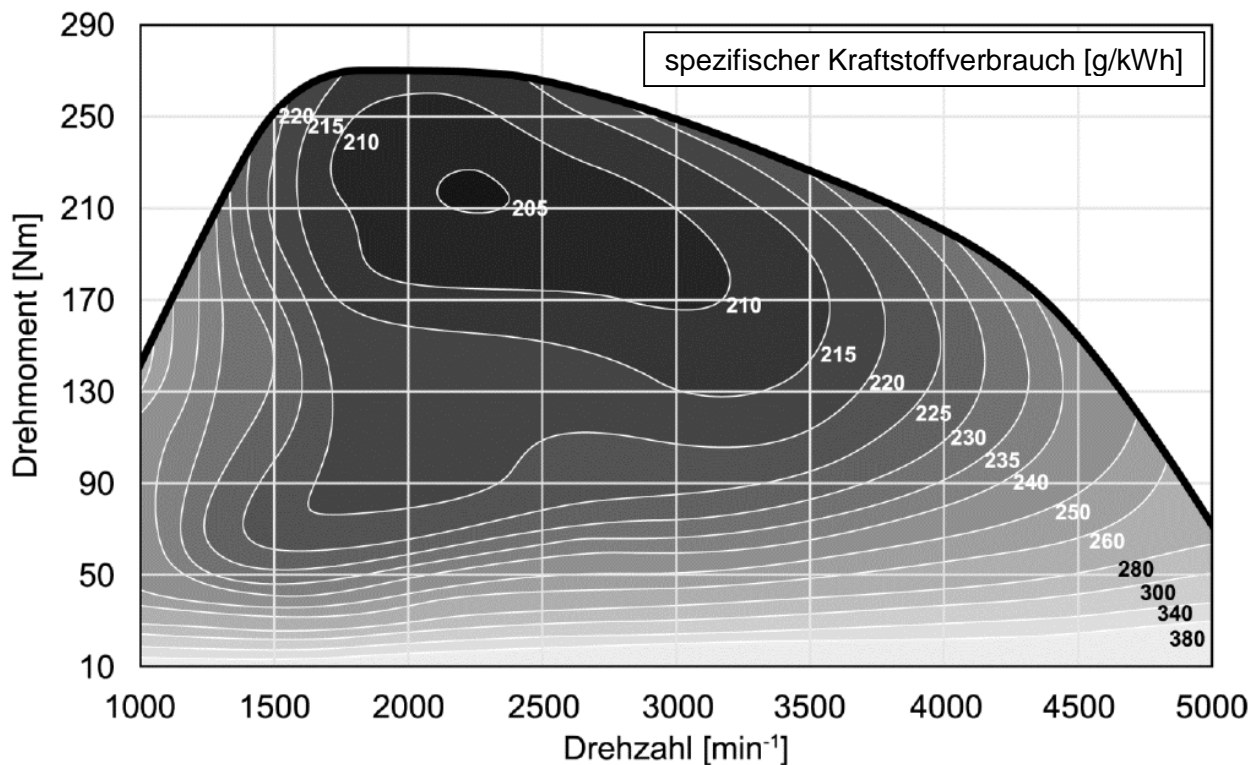
Für die vorliegende Arbeit liegt der Fokus bei den Abgasbehandlungssystemen auf jenen Einflussgrößen, welche das Betriebs- und damit das Konvertierungsverhalten beeinflussen. Können solche gefunden werden, müssen sie gegebenenfalls bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand berücksichtigt werden, um ein mit Realversuchen hinreichend vergleichbares Ergebnis zu erhalten.

## **2.3 Kraftstoffverbrauch**

Neben dem Einfluss auf die modalen, limitierten Emissionen, sollen auch jene auf den Kraftstoffverbrauch untersucht werden, welcher grundsätzlich durch Verbrennung von Kraftstoff im Motor resultiert.



Zur Erläuterung ist in **Abbildung 3** ein Verbrauchskennfeld dargestellt. Darin sind die Isolinien mit jeweils konstantem spezifischem Kraftstoffverbrauch (weiß) über Drehzahl und Drehmoment aufgetragen. Wie zu erkennen ist, ergeben sich je nach Kennfeldbereich deutliche Unterschiede. Der spezifische Kraftstoffverbrauch ist somit im Wesentlichen vom Betriebspunkt, definiert über Drehmoment und Drehzahl, abhängig.



**Abbildung 3:** Verbrauchskennfeld [16]

Sollen RDE-Tests also auf Rollenprüfständen durchgeführt werden, müssen auch all jene Einflüsse abgebildet werden, welche zu einer Verschiebung des Betriebspunktes und damit zu einer Veränderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei Realversuchen auf der Straße führen könnten.

## 2.4 Zwischenfazit

Die Erkenntnisse des Kapitels sollen im Weiteren nochmals mit Hilfe von **Abbildung 4** zusammengefasst werden.

Wie gezeigt wurde, entstehen Emissionen einerseits im *Motor*, bei der innermotorischen Verbrennung und andererseits im *Abgasnachbehandlungssystem*.

Kraftstoffverbrauch entsteht im Motor durch die Verbrennung von Kraftstoff. Darüber hinaus wurde gezeigt, dass dieser vom jeweiligen Betriebspunkt, definiert über Drehmoment und Drehzahl abhängig ist.



**Abbildung 4:** *Bildung von Emissionen und Kraftstoffverbrauch*

Im Weiteren werden die Einflüsse auf bzw. die Betriebsbedingungen von Motor und Abgasnachbehandlungssystem näher untersucht.

Ziel der Analyse ist die Ermittlung der physikalischen Einflussgrößen resultierend aus den Inputs der dargestellten Input-Output-Analyse, welche letztlich durch ihre Auswirkung auf den Motor und das Abgasnachbehandlungssystem die modalen Emissionen und den Kraftstoffverbrauch beeinflussen.

### 3. Ermittlung der Einflussgrößen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch

Wie im vorigen Kapitel gezeigt, entstehen Emissionen im Motor bei der Verbrennung oder werden im Abgasnachbehandlungssystem gebildet. Der Kraftstoffverbrauch entsteht durch Verbrennung von Kraftstoff im Motor.

Die folgenden Kapitel beschäftigen sich mit der Frage, unter welchen Bedingungen der Motor bzw. das Abgasnachbehandlungssystem bei Fahrten in „realer Umgebung“ betrieben werden. Ziel ist die Ermittlung der physikalischen Einflussgrößen resultierend aus den Inputs (Fahrer/-in, Umwelt und Kraftstoff), der in Kapitel 2.1 dargestellten Input-Output-Analyse, welche letztlich Emissionen und Kraftstoffverbrauch beeinflussen.

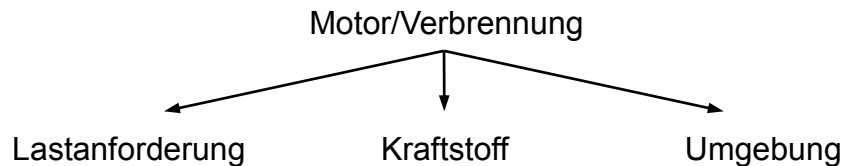
In den folgenden Kapiteln werden Abbildungen verwendet, welche dem Leser helfen sollen, den Überlegungen leichter folgen zu können. Eine Gesamtübersicht kann Anhang A.2 entnommen werden.

#### 3.1 Einflussgrößen auf den Motor/die Verbrennung

Um ein Fahrzeug zu betreiben, muss ein, den – noch zu untersuchenden – *Lastanforderungen* entsprechendes Moment, vom Motor zur Verfügung gestellt werden. Dazu wird chemische Energie in Form von *Kraftstoff* in mechanische umgewandelt. Dies geschieht in einer definierten *Umgebung*, welche das gesamte Fahrzeug und im speziellen den Motor und die darin stattfindende Verbrennung beeinflussen.

Es können also die folgenden, in **Abbildung 5** dargestellten Einflussgrößen auf den Motor bzw. die innermotorische Verbrennung identifiziert werden:

- *Lastanforderung*
- *Kraftstoff*
- *Umgebung*



**Abbildung 5:** Einflüsse auf den Motorbetrieb bzw. die innermotorische Verbrennung

Die dargestellten Einflussgrößen werden im weiteren Verlauf näher untersucht. Wenn möglich werden darauffolgend die Wirkmechanismen analysiert, um schließlich zu den zugrundeliegenden physikalischen Einflussgrößen zu gelangen.

In Hinblick auf die Versuchsdurchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen, sind diese von Interesse. Eine Simulation jener, mit entsprechendem Einfluss, ermöglicht Ergebnisse, mit geringen Abweichungen im Vergleich zu Realversuchen.

### 3.1.1 Lastanforderung

Die Lastanforderung an den Motor wird in der vorliegenden Arbeit über Drehmoment und Drehzahl, also den jeweiligen Betriebs- bzw. Lastpunkt im Motorkennfeld definiert.

Mit Blick auf die Versuchsdurchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand stellt sich die Frage, woraus die Lastanforderung in „realer Umgebung“ resultiert bzw. wo Abweichungen zwischen Realität und Rollenprüfstand auftreten können.

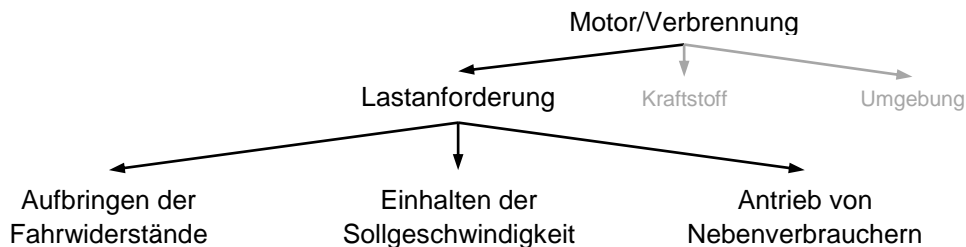
Die Lastanforderung resultiert zunächst aus der Forderung nach Überwindung bzw. Aufbringung der *Fahrwiderstände*. Hierzu ist vom Motor ein entsprechendes Drehmoment aufzubringen.

Daneben ist bei der Versuchsdurchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand eine *Soll-Geschwindigkeitsvorgabe* einzuhalten. Eine entsprechende Drehzahl des Motors ist erforderlich, welche (unter Vernachlässigung von auftretendem Schlupf in der Kupplung) über Schalt- und Achsgetriebe übersetzt, die Raddrehzahl ergibt. Unter Berücksichtigung des Radschlupfs ergibt sich so die Fahrgeschwindigkeit.

Zuletzt sind noch die während der Versuchsdurchführung aktiven *Nebenverbraucher* mit Energie zu versorgen. Dies kann einerseits direkt durch Riementriebe oder über das Bordnetz, welches durch den Generator gespeist wird, erfolgen.

Zusammenfassend ergibt sich die Lastanforderung, wie in **Abbildung 6** dargestellt, aus

- dem *Aufbringen der Fahrwiderstände*,
- dem *Einhalten einer Soll-Geschwindigkeitsvorgabe* und schließlich
- dem *Antrieb von Nebenverbrauchern*.



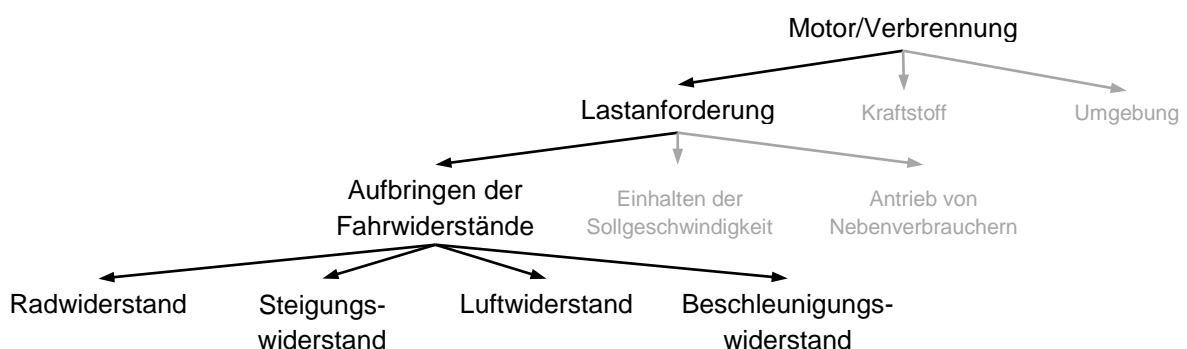
**Abbildung 6:** Ursachen der Lastanforderung an den Motor

Im Weiteren werden die obig angeführten Ursachen der Lastanforderung näher hinsichtlich ihrer physikalischen Einflussgrößen untersucht.

### Aufbringen der Fahrwiderstände

Wie zuvor erläutert, ergibt sich die Lastanforderung u.a. durch die während der Fahrt auftretenden Fahrwiderstände. Diese können nach [17], wie auch aus **Abbildung 7** ersichtlich ist, in folgende Anteile aufgeteilt werden:

- *Radwiderstand*
- *Steigungswiderstand*
- *Luftwiderstand* und
- *Beschleunigungswiderstand*



**Abbildung 7:** Aufteilung der Fahrwiderstände

Im Weiteren werden die obigen Widerstandsanteile näher untersucht, um über die Wirkmechanismen zu den physikalischen Einflussgrößen zu gelangen.

### *Radwiderstand*

Der Radwiderstand fasst die an einem rollenden Rad entstehenden Widerstandskräfte zusammen und kann nach Gleichung (3.1) berechnet werden. [18]

$$F_{W,R} = m \cdot g \cdot f_R \cdot \cos \alpha \quad (3.1)$$

Darin ist

$F_{W,R}$	...	Radwiderstandskraft in [N]
$m$	...	Masse des Fahrzeugs in [kg]
$g$	...	Gravitationsbeschleunigung in [m/s <sup>2</sup> ]
$f_R$	...	Radwiderstandsbeiwert in [-]
$\alpha$	...	Fahrbahnneigungswinkel in [°]

Im Straßenverkehr wird anstelle des Fahrbahnneigungswinkels  $\alpha$  in ° die Fahrbahnneigung  $p$  in Prozent angegeben. Der Zusammenhang wird über Gleichung (3.2) bzw. (3.3) hergestellt. [18]

$$\tan \alpha = \frac{p}{100} \quad (3.2)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{p}{100} \right) \quad (3.3)$$

Gleichung (3.1) ist zu entnehmen, dass der Radwiderstand von

- der *Masse des Fahrzeugs*,
- der *Fahrbahnneigung* und
- dem *Radwiderstandsbeiwert*

abhängig ist.

Nach [17] kann der Radwiderstand und damit der Radwiderstandsbeiwert in folgende Anteile aufgeteilt werden:

- Anteil des Reifens
- Anteil durch die Fahrbahn
- Anteil durch Schräglauf
- Anteil durch Lagerreibung und Restbremsmomente

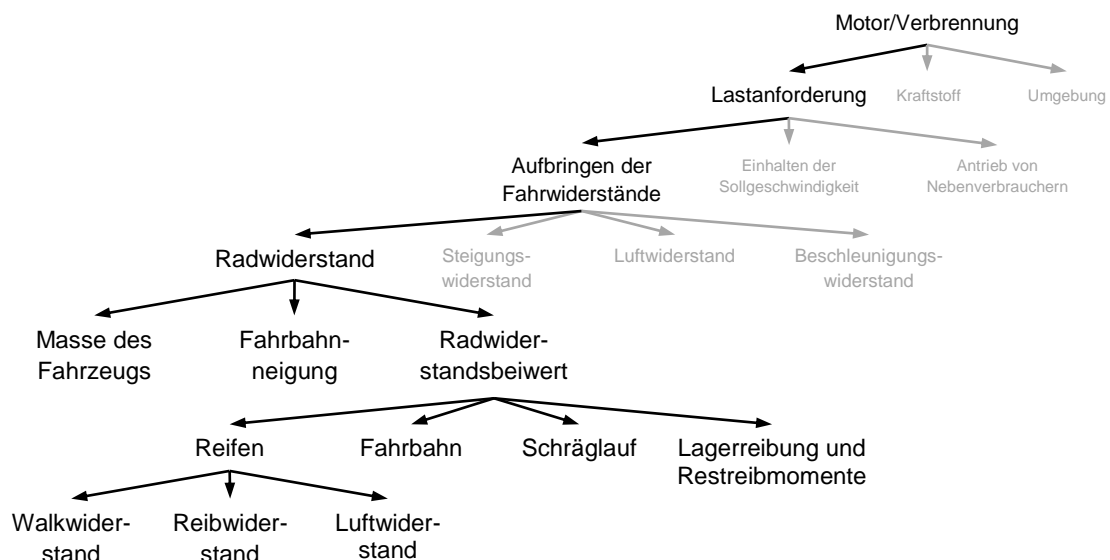
Im Weiteren werden die einzelnen Anteile näher untersucht und ggf. die Wirkmechanismen näher analysiert.

### Anteil des Reifens

Den Hauptanteil des gesamten Radwiderstands nimmt der Anteil des Reifens ein. Er ist auch unter dem Begriff des Rollwiderstands bekannt und für ca. 80 bis 95% des Radwiderstands verantwortlich. [19]

Der Widerstandsanteil des Reifens kann nach [17] – wie auch in **Abbildung 8** dargestellt – wie folgt unterteilt werden:

- *Walkwiderstand*
- *Reibwiderstand*
- *Luftwiderstand*



**Abbildung 8:** Aufteilung des Anteils des Reifens am Radwiderstand

Der *Luftwiderstand* des Reifens ergibt sich durch Strömungsverluste infolge der Abrollbewegung des Reifens während der Fahrt. Es ist jedoch sinnvoll, diesen in

Zusammenhang mit der Luftumströmung des gesamten Fahrzeugs zu betrachten und deshalb dem Gesamtluftwiderstand zuzuschlagen. [17]

Die Ursachen des Rollwiderstands, bestehend aus Walk- und Reibwiderstand, sollen im Weiteren näher untersucht werden. Jene des Luftwiderstands werden aufgrund obiger Überlegung nicht näher analysiert.

#### Walkwiderstand

Der Rollwiderstand ergibt sich auf befestigten Straßen nahezu ausschließlich aus der Walkverlustarbeit des Reifens. [20] Die Entstehung ist hauptsächlich auf die viskoelastischen Eigenschaften des Reifengummis zurückzuführen. [19] Nähere Informationen hierzu können [19] entnommen werden.

Maßgeblichen Einfluss auf den Walkwiderstand haben

- die Walkamplitude, bestimmt durch
  - die *Einfederung*,
- sowie die Walkfrequenz, welche durch
  - die *Radumfangsgeschwindigkeit*

bestimmt wird. [21]

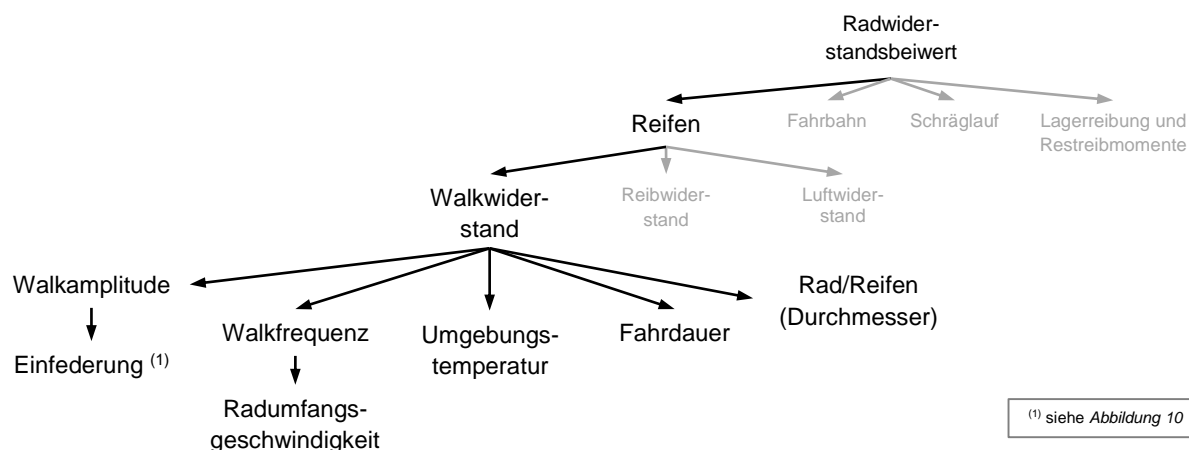
Daneben haben

- die *Umgebungstemperatur* (vgl. [17]),
- die *Fahrdauer* (vgl. [17]) sowie
- die *Reifendimension* (Durchmesser) (vgl. [19])

Auswirkungen auf den Walkwiderstand.

Die aufgezeigten Einflüsse werden in **Abbildung 9** zusammengefasst dargestellt und im weiteren Verlauf näher untersucht.





**Abbildung 9:** Einflüsse auf den Walkwiderstand

Die *Einfederung*, als ein Einfluss auf die Walkamplitude und damit auf den Walkwiderstand, ergibt sich – wie auch in **Abbildung 10** dargestellt – einerseits aus

- der *Ebenheit der Fahrbahn*,

auf welcher das Fahrzeug bewegt wird und andererseits aus

- der *Federsteifigkeit des Reifens*

zusammen mit

- der *Radlast*.

Der Einfluss der *Ebenheit der Fahrbahn* auf die Einfederung und damit auf den Walkwiderstand kann wie folgt erklärt werden. Je unebener der Untergrund ist, umso häufiger und stärker wird der Reifen deformiert. Im selben Maße treten hierbei Walkverluste auf, wodurch der Rollwiderstand erhöht wird.

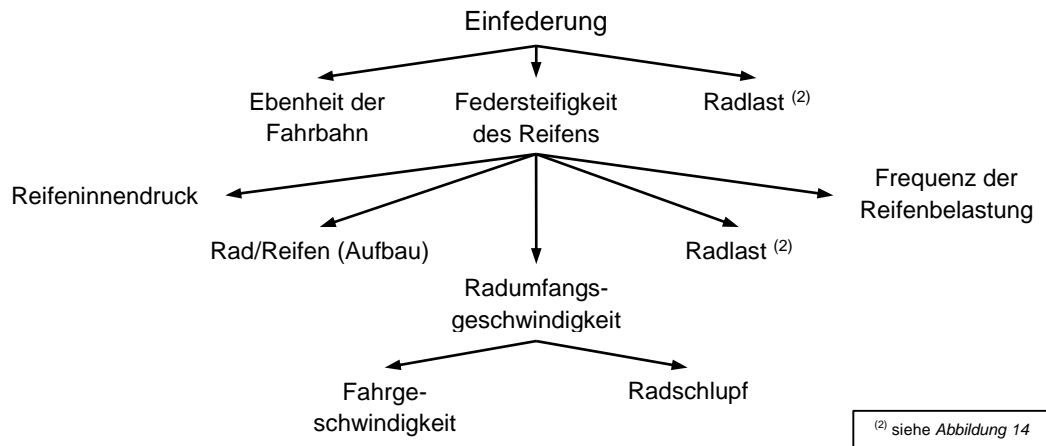
Die Abhängigkeit der Einfederung von der *Federsteifigkeit des Reifens* kann folgendermaßen erklärt werden. Wie bei einer Spiralfeder ist der bei konstanter Druckkraft erreichte Federweg abhängig von der Federsteifigkeit. Beim Reifen wird die Federsteifigkeit

- vom *Reifeninnendruck*,
- dem *Reifen (Aufbau)*,
- der Radumfangsgeschwindigkeit, welche sich aus
  - der *Fahrgeschwindigkeit* und
  - dem *Radschlupf* ergibt,
- der *Radlast* und

- der *Frequenz der Reifenbelastung*

beeinflusst [17].

Nähere Information hierzu können [17] entnommen werden.



**Abbildung 10:** Einflüsse auf die Einfederung des Reifens  
(Darstellung von der in Anhang A.2 abweichend)

Die *Radlast*, als verbleibender Einfluss auf die Einfederung, ist abhängig von

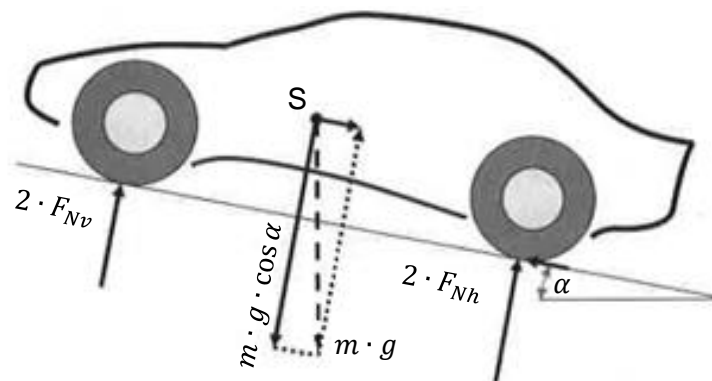
- der *Masse des Fahrzeugs*,
- der *Fahrbahnneigung*,
- dem *aerodynamischen Auf-/Abtrieb* und
- der *Ebenheit der Fahrbahn*.

Die *Masse des Fahrzeugs* wird in Abhängigkeit der Fahrsituation auf die Räder des Fahrzeugs aufgeteilt und beeinflusst am jeweiligen Rad die darauf wirkende Last.

Für den Rollwiderstand ist nur die senkrecht zur Fahrbahn stehende Komponente von Interesse ist, weshalb auch die *Fahrbahnneigung* zu berücksichtigen ist. Die Ursache hierfür kann mit Hilfe von **Abbildung 11** beschrieben werden.

Wie dargestellt ist, wird die Gewichtskraft des Fahrzeugs bei vorhandener Fahrbahnneigung in ihre Komponenten (entlang Fahrzeuglängs- und -hochachse) zerlegt. Für den Rollwiderstand sind nur die senkrecht zur Fahrbahn stehenden Komponenten an Vorder- und Hinterachse von Interesse, welche nach einer Kräftebilanz summiert, dem Kosinusanteil der Gewichtskraft entsprechen müssen. Mit zunehmender

Fahrbahnneigung nimmt dieser ab, weshalb es zu einer Verringerung der Radlasten und damit des Widerstandes kommt.



**Abbildung 11:** Summe der Radlasten bei Fahrbahnneigung unter Vernachlässigung von aerodynamischem Auftrieb [18]

Ein weiterer Einfluss auf die Radlast ist der *aerodynamische Auf-/Abtrieb*. Dieser entsteht durch die Umströmung des Fahrzeugs und führt zu einer Änderung der Radlasten.

Die Auftriebskraft kann nach Gleichung (3.4) berechnet werden. [18]

$$F_{A,L} = \frac{\rho_U}{2} \cdot v_r^2 \cdot c_z \cdot A \quad (3.4)$$

Darin ist

- $F_{A,L}$  ... aerodynamische Auftriebskraft in [N]
- $\rho_U$  ... Luftdichte in [kg/m<sup>3</sup>]
- $v_r$  ... resultierende Anströmgeschwindigkeit in [m/s]
- $c_z$  ... Auftriebsbeiwert in [-]
- $A$  ... Querschnittsfläche in [m<sup>2</sup>]

Wie aus Gleichung (3.4) ersichtlich, hängt der aerodynamische Auftrieb von

- der *Luftdichte*,
- der *resultierenden Anströmgeschwindigkeit* und
- der Aerodynamik des Fahrzeugs, bestehend aus
  - dem *Auftriebsbeiwert* und
  - der *Querschnittsfläche*

ab.

Zunächst werden die Einflüsse auf die Luftdichte analysiert, welche nach Gleichung (3.5) berechnet werden kann. [22]

$$\rho_U = \frac{p_U}{R_L \cdot T_U} \quad (3.5)$$

Darin ist

- $\rho_U$  ... Luftdichte in [kg/m<sup>3</sup>]
- $p_U$  ... Luftdruck in [Pa]
- $R_L$  ... spezifische Gaskonstante der Umgebungsluft in [J/(kg K)]
- $T_U$  ... Umgebungstemperatur in [K]

Wie sich aus obiger Gleichung zeigt, wird die Luftdichte durch

- den *Luftdruck*,
- die *Umgebungstemperatur*, sowie
- die *spezifische Gaskonstante der Umgebungsluft*

beeinflusst.

Bei der Ermittlung der Dichte der Umgebungsluft muss beachtet werden, ob es sich um trockene oder feuchte Luft handelt. Die *Luftfeuchtigkeit* als Einflussgröße auf die Luftdichte ist also miteinzubeziehen.

Für detaillierte Informationen zur Berechnung der Luftdichte unter Berücksichtigung der obigen Einflüsse wird auf [22] verwiesen.

Die Ermittlung der *resultierenden Anströmgeschwindigkeit*, als weiteren Einfluss auf den aerodynamischen Auftrieb, ist in **Abbildung 12** dargestellt und kann nach Gleichung (3.6) aus [18] erfolgen.

$$v_r = \sqrt{v_x^2 + v_W^2 + 2 \cdot v_x \cdot v_W \cdot \cos \tau_W} \quad (3.6)$$

Darin ist

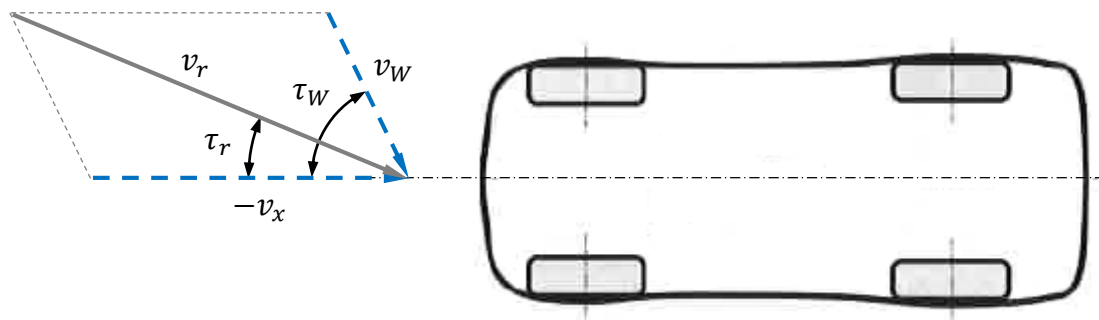
- $v_r$  ... resultierende Anströmgeschwindigkeit in [m/s]
- $v_x$  ... Fahrgeschwindigkeit in [m/s]
- $v_W$  ... Windgeschwindigkeit in [m/s]
- $\tau_W$  ... Windrichtungswinkel in [°]

Wie sich zeigt, setzt sich die resultierende Anströmgeschwindigkeit aus der Anströmung durch die Fahrgeschwindigkeit (entspricht der Anströmung bei Windstille) und dem Umgebungswind zusammen. Daneben ist auch der *resultierende Anströmwinkel*  $\tau_r$ , welcher auch als Schiebewinkel bezeichnet wird, für die aerodynamischen Kräfte entscheidend. Der Grund hierfür liegt in einem, mit dem Anströmwinkel variierenden, Auftriebsbeiwert. Die Berechnung erfolgt nach Gleichung (3.7) aus [18].

$$\tau_r = \sin^{-1} \left( \frac{v_W}{v_r} \cdot \sin \tau_W \right) \quad (3.7)$$

Darin ist

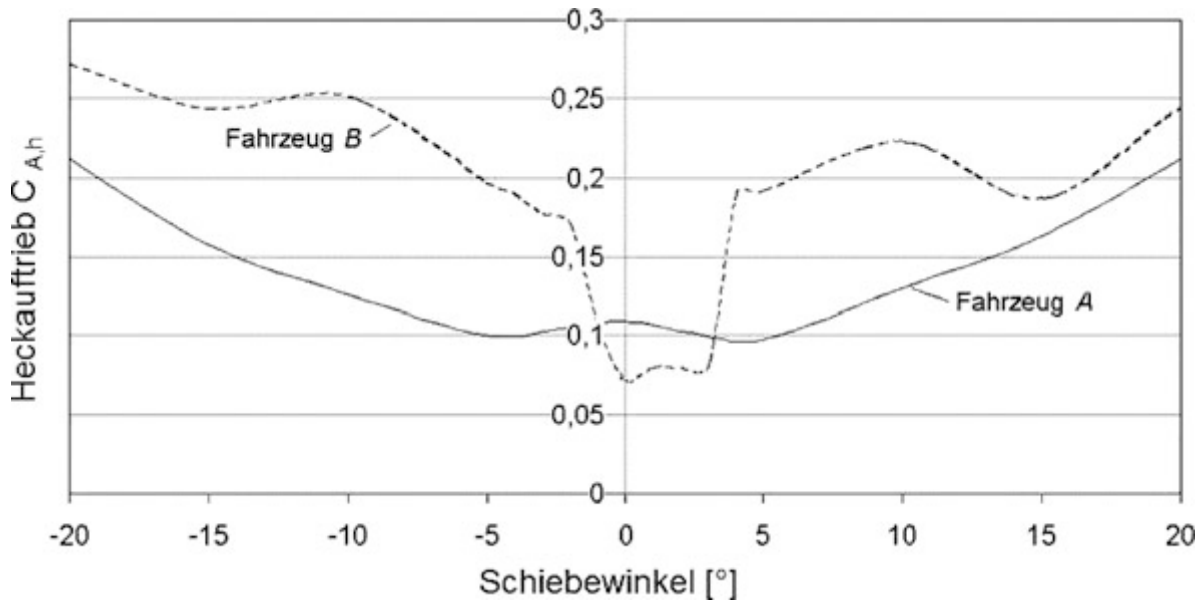
- $\tau_r$  ... resultierender Anströmwinkel in [°]
- $v_W$  ... Windgeschwindigkeit in [m/s]
- $v_r$  ... resultierende Anströmgeschwindigkeit in [m/s]
- $\tau_W$  ... Windrichtungswinkel in [°]



**Abbildung 12:** Ermittlung der resultierenden Anströmung aus Fahr- und Windgeschwindigkeit [18], [eigene Darstellung]

Ein Beispiel für einen, mit dem Anströmwinkel variierenden *Auftriebsbeiwert* ist in **Abbildung 13** dargestellt.

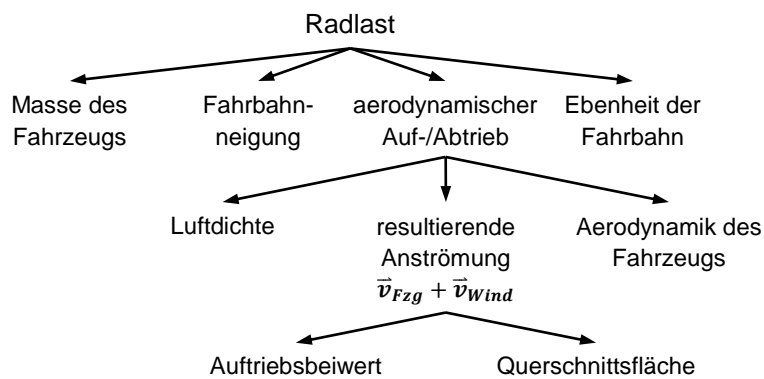
Wie ersichtlich ist, weisen die beiden Fahrzeuge über den Schiebewinkel variierende Auftriebsbeiwerte auf. Dabei treten mitunter deutlich voneinander abweichende Verläufe auf. So zeigen sich im Bereich zwischen 5 ° und 10 ° Schiebewinkel Unterschiede bis zu einem Faktor von 2, d.h. mehr als doppelt so großer Auftrieb unter der Voraussetzung sonst gleicher Anströmung und Querschnittsflächen der Fahrzeuge.



**Abbildung 13:** Auftriebsbeiwert in Abhängigkeit des Schiebewinkels am Beispiel zweier Fahrzeuge [23]

Zuletzt wird die Radlast durch die *Ebenheit der Fahrbahn* beeinflusst. Anregungen durch Unebenheiten können zu Schwingungen des Fahrzeugaufbaus führen, wodurch es zu Radlastschwankungen kommen kann. [20]

In **Abbildung 14** sind die Einflüsse auf die Radlast nochmals zusammengefasst dargestellt.



**Abbildung 14:** Einflüsse auf die Radlast  
(Darstellung von der in Anhang A.2 abweichend)

Neben der zuvor beschriebenen Abhängigkeit des Walkwiderstands von der Walkamplitude, welche durch die Einfederung bestimmt wird, hängt dieser des Weiteren von der *Radumfangsgeschwindigkeit* und damit von der *Fahrgeschwindigkeit* und dem

auftretenden *Radschlupf* zwischen Fahrbahn und Reifen ab (zur Einordnung siehe auch **Abbildung 9**, Seite 19 bzw. Anhang A.2).

Nähere Informationen zur Abhängigkeit des Walkwiderstands von der Radumfangsgeschwindigkeit können [17] entnommen werden.

Des Weiteren hat die *Umgebungstemperatur* Einfluss auf den Walkwiderstand. Die durch Verformung bedingten Walkverluste im Reifen nehmen mit steigender Temperatur ab, wodurch sich auch der Walkwiderstand reduziert. Nähere Informationen hierzu können [19] entnommen werden.

Dem Temperatureinfluss wird bei der Bestimmung des Rollwiderstandsbeiwerts auch in den Normen [24], [25], [26] Rechnung getragen. Darin erfolgt eine Rückrechnung der aus Rollwiderstandsmessungen erhaltenen Werte auf eine Bezugstemperatur von 25 °C. [27] Die Berechnung erfolgt mittels Gleichung (3.8).

$$F_{W,R} (25 \text{ }^\circ\text{C}) = F_{W,R} (T_U) \cdot [1 + K_T \cdot (T_U - 25 \text{ }^\circ\text{C})] \quad (3.8)$$

Darin ist

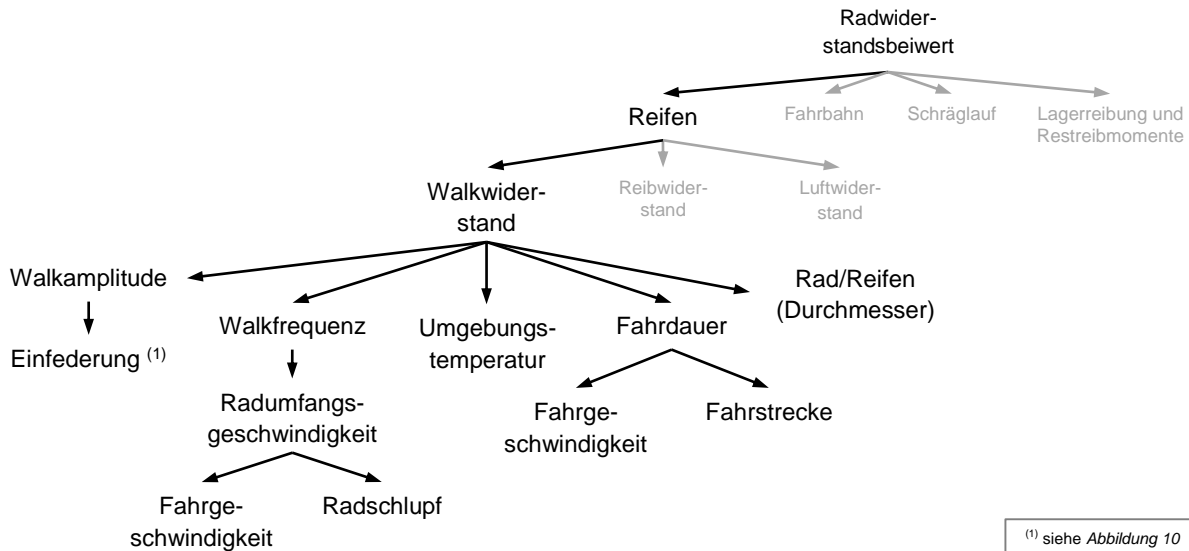
$F_{W,R} (25 \text{ }^\circ\text{C})$	...	Rollwiderstand bei einer Umgebungstemperatur von 25 °C in [N]
$F_{W,R} (T_U)$	...	Rollwiderstand bei $T_U$ in [N]
$T_U$	...	Umgebungstemperatur in [°C]
$K_T$	...	Korrekturfaktor zum Temperatureinfluss in [1/°C]

Der in obiger Gleichung zu verwendende Korrekturfaktor ist abhängig von der verwendeten Norm. In [24] wird dieser mit 0,01 1/°C angegeben, in [26] hingegen mit 0,008 1/°C.

Die *Fahrdauer*, definiert über *Fahrstrecke* und *Fahrgeschwindigkeit*, beeinflusst ebenfalls den Walkwiderstand. Der Grund hierfür liegt in einer zunehmenden Erwärmung des Reifens, bis sich schließlich ein Gleichgewicht zwischen zugeführtem und abgeführtem Wärmestrom einstellt. [17] Wie im Absatz zuvor beschrieben, ergeben sich bei erhöhten Temperaturen geringere Verluste im Reifen, wodurch der Walkwiderstand reduziert wird.

Zuletzt hängt der Walkwiderstand vom *Raddurchmesser* selbst ab. Mit zunehmendem Reifendurchmesser nimmt der Widerstand ab. Ursache hierfür sind abnehmende Biege- und Scherarbeit am Reifenein- und -auslauf. Nähere Informationen dazu können [19] entnommen werden.

In **Abbildung 15** sind die Einflüsse auf den Walkwiderstand abschließend nochmals zusammengefasst.



**Abbildung 15:** Einflüsse auf den Walkwiderstand (vervollständigt)

### Reibwiderstand

Nach den Einflüssen auf den Walkwiderstand werden im weiteren Verlauf jene auf den Reibwiderstand untersucht.

Durch das Abrollen eines mehr oder minder runden Reifens auf einer ebenen Fahrbahnoberfläche, wird in der Aufstandsfläche, der Kreisbogenabschnitt des Reifenumfangs, auf die Länge seiner Sehne gestaucht. Hierdurch kommt es zu Relativbewegungen zwischen Fahrbahn und Reifen, dem sogenannten Teilgleiten, welche sowohl in Quer- als auch in Längsrichtung auftreten können und Abrieb am Reifen verursachen. Die hierbei umgesetzte Energie muss vom Antrieb als zusätzlicher Reibwiderstand überwunden werden und liefert so einen Beitrag zum Widerstand. [28]



Die zugrundeliegenden Reibungsmechanismen sind bei Gummi nicht mittels der klassischen Reibungsgesetze (Coulomb'sche Reibung) zu beschreiben. So ist der Reibkoeffizient oft nichtlinear und deutlich von

- der Normalkraft (*Radlast*),
- der *Relativgeschwindigkeit* sowie
- der *Kontaktfläche*

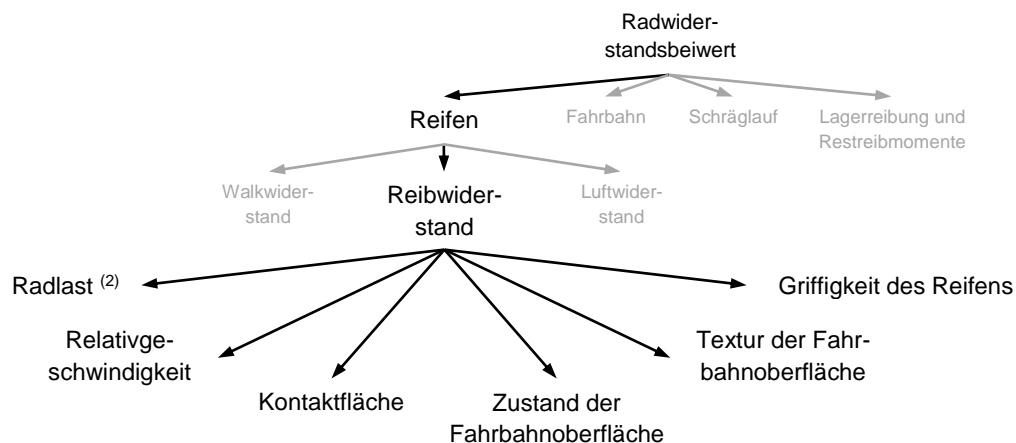
abhängig. [29]

Des Weiteren hängt der Reibkoeffizient von

- dem *Zustand der Fahrbahnoberfläche*,
- der *Textur der Fahrbahnoberfläche* und
- der *Griffigkeit des Reifens*, gegeben durch das Laufstreifenmaterial,

ab. [30]

Da genauere Betrachtungen der Wirkmechanismen der Gummireibung den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würden, wird auf [19], [29], [30] verwiesen. Es werden nur die zuvor erwähnten Einflussgrößen weiter untersucht. Diese sind in **Abbildung 16** zusammengefasst dargestellt.



**Abbildung 16:** Einflüsse auf den Reibwiderstand  
(Darstellung von der in Anhang A.2 abweichend)

Die Normalkraft hängt von der *Radlast* ab, wobei die Einflüsse darauf bereits beim Anteil des Walkwiderstands näher erläutert wurden (siehe auch Abbildung 14, Seite 24).

Die für die Reibung entscheidende *Relativgeschwindigkeit* hängt von

- der *Fahrgeschwindigkeit* und
- vom *Radschlupf*

ab. Je größer letzterer ist, umso höher ist auch die Relativgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn.

Der Einfluss des *Radschlupfs* kann wie folgt erklärt werden: Die Übertragung horizontaler Kräfte – also Antriebs-, Brems- und Querkräfte – während der Fahrt in „realer Umgebung“, ist immer mit Radschlupf verbunden. Ursache hierfür sind Reifenelastizitäten sowie die Abhängigkeit der Übertragung vom aktuellen Reibwert zwischen Straße und Reifen. [17]

Am Rollenprüfstand werden anstelle der realen Fahrbahn, Stahlrollen mit speziell bearbeiteten Oberflächen verwendet. Auf Grund dieses Unterschieds kann es während der Versuchsdurchführung im Vergleich zum Test in „realer Umgebung“ zu Abweichungen des auftretenden Radschlupfs kommen. Dies kann Auswirkungen auf den Betriebspunkt und damit Emissionen und Kraftstoffverbrauch haben.

Die *Kontaktfläche* zwischen Reifen und Straße ist von

- dem *Reifen (Profil)*,
- der *Einfederung* und von
- der *Fahrbahn*

abhängig. [17]

Der Einfluss des *Reifens* ist über sein Profil bzw. dessen Positivanteil (= Anteil der Profilblöcke auf gesamter Lauffläche) gegeben. Je geringer dieser ist, umso kleiner wird die tatsächliche Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn.

Die Größe, insbesondere die Länge der Kontaktfläche ist direkt von der *Einfederung* des Reifens abhängig [17]. Da die Einflüsse darauf bereits bei der Untersuchung des Walkwiderstands erläutert wurden, wird an dieser Stelle darauf verzichtet.

Die *Fahrbahn* hat über die *Textur der Oberfläche* Auswirkungen auf die Kontaktfläche. (Unter der Textur versteht man die Abweichung einer Fahrbahnoberfläche von einer tatsächlich ebenen Oberfläche in einem definierten Wellenlängenbereich. [31]). Mit

zunehmender Rauigkeit der Fahrbahn (definiert über die Textur der Oberfläche) nimmt die tatsächliche Kontaktfläche ab [17].

Der Einfluss des *Zustands der Fahrbahnoberfläche* auf den Reibkoeffizienten kann wie folgt erklärt werden. Befindet sich zwischen Reifen und Fahrbahn ein Medium, wie beispielsweise Wasser infolge von *Niederschlag*, ergeben sich im Vergleich zur trockenen Fahrbahn geänderte Bedingungen. Diese führen zu einer anderen Ausprägung der Gummireibung und somit einem geänderten Reibkoeffizienten. [17]

In welcher Form das Medium zwischen Reifen und Fahrbahn vorliegt, hängt von der *Umgebungstemperatur* ab. Ist das Zwischenmedium wie in obigem Beispiel Wasser, können tiefe Temperaturen zur Eisbildung führen. Hierdurch nimmt der Reibkoeffizient nochmals deutlich ab. [30]

Für nähere Information wird auf [17] oder auch [30] verwiesen.

In ähnlicher Weise beeinflusst die Fahrbahnrauigkeit, welche durch die *Textur der Fahrbahnoberfläche* bestimmt wird, den Reibkoeffizienten. Bei entsprechender Fahrbahnrauigkeit kommt es zu „Verzahnungseffekten“, welche das Reibverhalten auf trockener Fahrbahn bestimmen. [17]

Schließlich bleibt noch die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der *Griffigkeit des Reifens*. Diese ist dabei vom Material der Lauffläche abhängig. Handelt es sich um eine weiche Gummimischung, kann diese tiefer in die raue Fahrbahnoberfläche eindringen und somit die Haftung beeinflussen. Darüber hinaus besteht eine Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. [30]

Für weitere Informationen hierzu wird auf [30] verwiesen.

### Anteil der Fahrbahn

Neben dem Reifen trägt auch die Fahrbahn zum Radwiderstand bei. Die Gründe hierfür werden in [17] wie folgt beschrieben:

*„Die Ursachen [...] sind zusätzliche Walk-, Reibungs- Verdichtungs- und Verdrängungswiderstände durch unebene, nasse und plastisch verformbare Fahrbahnen.“*

Der zusätzliche Radwiderstand durch den Fahrbahneinfluss kann nach [17] in folgende Anteile aufgeteilt werden:

- *unebene Fahrbahn*
- *plastisch verformbare Fahrbahn*
- *Schwallwiderstand*

#### unebene Fahrbahn

Zunächst soll der Einfluss einer unebenen Fahrbahn auf den Radwiderstand näher untersucht werden.

Das Rad federt relativ zur Karosserie über die Aufbau-Feder-Dämpferelemente ein. Dabei erfolgt sowohl im Reifen als auch im Dämpfer eine Umwandlung von Energie in Wärme. Ursache hierfür sind die viskoelastischen Eigenschaften der beiden genannten Bauteile. Betrachtet man einen Ein- und Ausfedervorgang, ist die aus Reifen und Radaufhängung zurückgewonnene Federarbeit des Reifeninnendruckes und der Aufbautragfeder, um die Dämpfungsarbeit des Reifens und des Fahrwerkdämpfers geringer als die beim Einfedern aufgewendete Arbeit. Diese zusätzliche Arbeit muss vom Antrieb des Fahrzeugs aufgebracht werden, weswegen auf unebenen Fahrbahnen der Radwiderstand zunimmt. [17]

Als Einflussgröße kann so die *Ebenheit der Fahrbahn* identifiziert werden. Nach den obigen Erläuterungen ist davon auszugehen, dass mit zunehmender Unebenheit der Fahrwiderstand zunimmt.

#### plastisch verformbare Fahrbahn

Ebenfalls Einfluss auf den Radwiderstand hat das Maß der *plastischen Verformbarkeit einer Fahrbahn*. Der als Verformungswiderstand bezeichnete Anteil am Radwiderstand, spielt nur im Gelände und bei Fahrten auf unbefestigtem Gelände, wie beispielsweise Sand oder Schnee, eine wesentliche Rolle. [17]

Dennoch wird er an dieser Stelle der Arbeit erwähnt, um ein vollständiges Bild der Einflüsse auf ein Fahrzeug während der Fahrt zu erhalten.

#### Schwallwiderstand

Schließlich hat der Schwallwiderstand, welcher bei Niederschlag auftritt, Auswirkungen auf den Radwiderstand. Um auf nasser Fahrbahn ausreichenden Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn herstellen zu können, muss der Reifen das Wasser verdrängen.

Die hierfür erforderlichen Kräfte erhöhen den Rollwiderstand gegenüber einer Fahrt auf trockener Fahrbahn. [20]

Die Berechnung des Schwallwiderstands je Reifen kann mit Hilfe der empirisch ermittelten Gleichung (3.9) erfolgen. [28]

$$F_{W,Schwall} = \frac{B}{10} \cdot \left( \frac{v_x}{N(H)} \right)^{E(H)} \quad (3.9)$$

Darin ist

$F_{W,Schwall}$	...	Schwallwiderstandskraft in [N]
$B$	...	Reifenbreite in [cm]
$v_x$	...	Fahrgeschwindigkeit in [km/h]
$H$	...	Wasserfilmhöhe in [mm]
$N(H)$	...	empirische Kenngröße in [km/h]
$E(H)$	...	empirische Kenngröße in [-]

Der Schwallwiderstand hängt von dem pro Zeiteinheit zu verdrängenden Wasservolumen ab, welches wiederum von

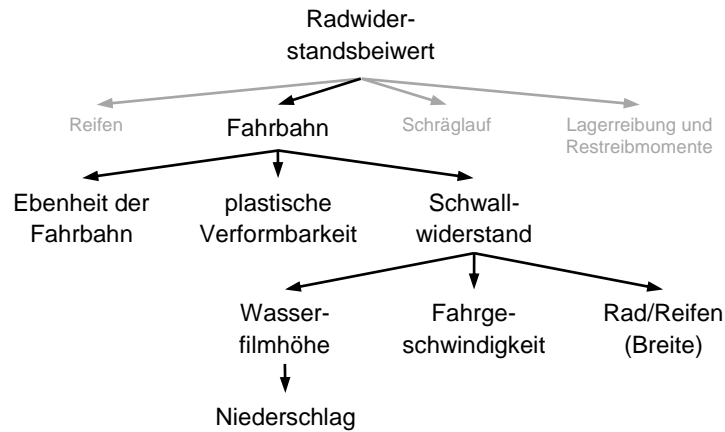
- der *Reifenbreite*,
- der *Fahrgeschwindigkeit* und
- der *Wasserfilmhöhe*

bestimmt wird. [20]

Der Einfluss der *Wasserfilmhöhe* wird in der vorliegenden Arbeit der Einflussgröße *Niederschlag* zugeordnet.

Die beiden empirischen Kenngrößen  $N(H)$  und  $E(H)$  sind von der Wasserfilmhöhe  $H$  abhängig und können [28] entnommen werden.

Die Erkenntnisse zum Einfluss der Fahrbahn auf den Radwiderstandsbeiwert und damit auf den Radwiderstand sind in **Abbildung 17** zusammengefasst dargestellt.

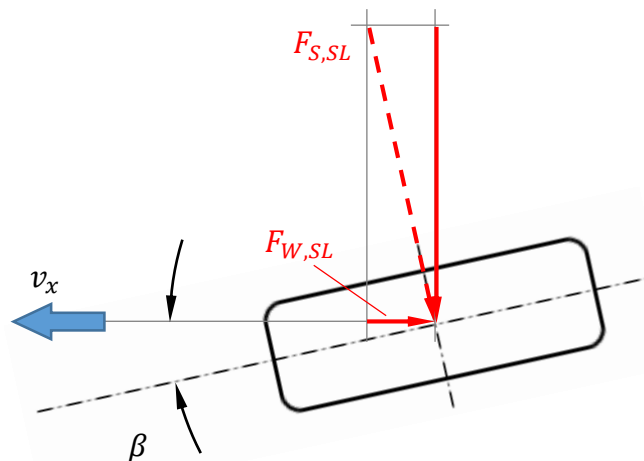


**Abbildung 17:** Aufteilung des Anteils der Fahrbahn am Radwiderstand

### Anteil des Schräglaufs

Der Anteil des Schräglaufs am Radwiderstand kann mit Hilfe von **Abbildung 18** erklärt werden.

Im allgemeinen Fall sind die Räder einer Achse aufgrund der Achsgeometrie mit einem Vorspurwinkel relativ zur Fahrzeuggängsachse ausgerichtet. Während der Fahrt werden die Räder in einen Schräglaufwinkel  $\beta$  gezwängt, welcher zwischen Radmittelebene und Fahrtrichtung des Fahrzeugs auftritt. Es resultiert eine Schräglaufseitenkraft  $F_{S,SL}$ , welche normal zur Radmittelebene wirkt. Bei vektorieller Betrachtung zeigt sich, dass die Komponente  $F_{W,SL}$  entgegen der Fahrtrichtung wirkt. [17]



**Abbildung 18:** Schräglaufwiderstandskraft  $F_{W,SL}$  durch Schräglaufseitenkraft  $F_{S,SL}$  infolge eines Schräglaufwinkels  $\beta$  [18], [eigene Darstellung]

Die Entstehung des Schräglaufwiderstands kann auf zwei Ursachen zurückgeführt werden:

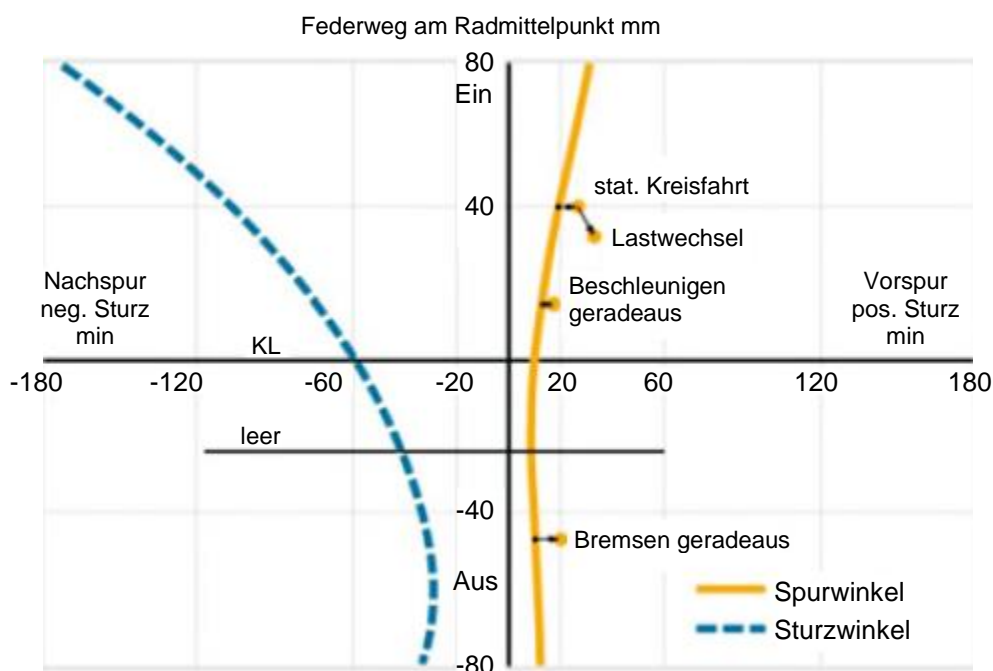
- *statischer Spurwinkel*
- *dynamische Änderung des Schräglaufs*

Wie in den einführenden Worten erläutert, ergibt sich der *statische Spurwinkel* aufgrund der Achsgeometrie und ist somit von der *Fahrwerkskinematik* abhängig.

Darüber hinaus treten während der Fahrt *dynamische Änderungen* des Schräglaufwinkels auf.

Ursache hierfür ist zunächst die *Fahrwerkskinematik* selbst. Aus Konstruktions- und fahrdynamischen Gründen, weisen Fahrwerke über den Radhub veränderliche Sturz- und Spurwinkel auf. Dies ist in **Abbildung 19** am Beispiel einer Hinterachse dargestellt. Darin ist die Änderung des Spur- bzw. Sturzwinkels über dem Federweg aufgetragen.

Wie ersichtlich, ergibt sich beim Einfedern ausgehend von etwa 10° Spurwinkel in Konstruktionslage, eine Änderung auf größer 30° bei Ausnutzung des gesamten Federwegs. Es resultiert somit ein etwa dreimal so großer Spurwinkel.



**Abbildung 19:** Spur- und Sturzänderung an der Hinterachse in Abhängigkeit des Radhubs [17]

Wie gezeigt, hängt der Spurwinkel während der Fahrt vom momentanen Federweg ab. Dieser ist wiederum von der *Ebenheit der Fahrbahn* abhängig, da Unebenheiten zum Ein- und Ausfedern des Fahrzeugaufbaus führen.

Des Weiteren sind der momentane Schräglaufwinkel der Räder und damit der Widerstand, vom Fahrzustand abhängig. Besonders zu beachten ist dabei, der mitunter deutlich vergrößerte Schräglaufwinkel aufgrund von Lenkbewegungen bei Kurvenfahrten, um die erforderlichen Reaktionskräfte zur Abstützung der, aus der Querbesehleunigung resultierenden Fliehkräfte aufzubauen. [18]

Der dabei auftretende Kurvenwiderstand kann im Fall der stationären Kreisfahrt unter Anwendung des Einspurmodells nach [32] mit Hilfe von Gleichung (3.10) berechnet werden. Weitere Informationen zur Gleichung und deren Herleitung können [33] entnommen werden.

$$F_{W,K} = m \cdot \kappa \cdot v_x^2 \cdot \left[ \frac{l_H}{l} \cdot \sin \left( \frac{m \cdot l_H}{c_{\beta V} \cdot l} \cdot \kappa \cdot v_x^2 \right) + \frac{l_V}{l} \cdot \sin \left( \frac{m \cdot l_V}{c_{\beta H} \cdot l} \cdot \kappa \cdot v_x^2 \right) \right] \quad (3.10)$$

Darin ist

$F_{W,K}$	...	Kurvenwiderstandskraft in [N]
$m$	...	Masse des Fahrzeugs in [kg]
$\kappa$	...	Kurvenkrümmung in [1/m]
$v_x$	...	Fahrgeschwindigkeit in [m/s]
$l_V$	...	Abstand Schwerpunkt-Vorderachse in [m]
$l_H$	...	Abstand Schwerpunkt-Hinterachse in [m]
$l$	...	Radstand in [m]
$c_{\beta V}$	...	Schräglaufsteifigkeit Vorderachse in [N/rad]
$c_{\beta H}$	...	Schräglaufsteifigkeit Hinterachse in [N/rad]

Wie aus Gleichung (3.10) zu erkennen ist, hängt der Kurvenwiderstand von

- der *Masse des Fahrzeugs*,
- der *Kurvenkrümmung*,
- der *Fahrgeschwindigkeit* und
- vom Fahrzeug abhängigen Parametern, wie
  - den *Abständen zwischen Schwerpunkt und Vorder- bzw. Hinterachse*,



- dem *Radstand* sowie
- den *Schräglaufsteifigkeiten an Vorder- bzw. Hinterachse*

ab.

Die *Masse des Fahrzeugs* ergibt zusammen mit der *Fahrgeschwindigkeit* und der *Kurvenkrümmung* die Fliehkraft, welche durch die Seitenkräfte abgestützt wird. [18]

Die *Kurvenkrümmung* ist indirekt proportional zum Kurvenradius, weswegen eine Abhängigkeit des Kurvenwiderstands von der *Kurvigkeit* der befahrenen Strecke besteht. Die Kurvigkeit stellt ein Maß zur Beurteilung eines Streckenabschnitts hinsichtlich der darin auftretenden Kurven dar. Nähere Informationen zur Definition dieses Begriffs können [34] entnommen werden.

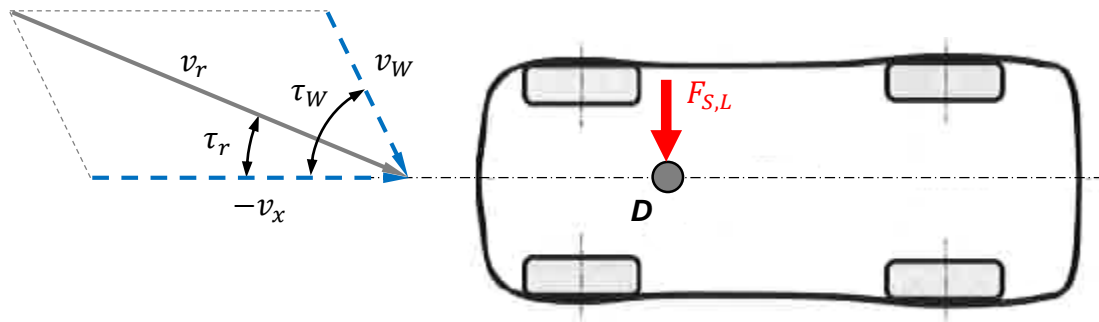
Schließlich besteht eine Abhängigkeit des Kurvenwiderstands von fahrzeugspezifischen Parametern. Für weitere Informationen hierzu wird auf [17] verwiesen.

Wie bereits bei der Betrachtung des Walkwiderstands erläutert, kommt es beim Auftreten von Umgebungswind zur Überlagerung von negativer Fahr- und Windgeschwindigkeit zu einer resultierenden Anströmung. Bei Abweichung der Wind- von der Fahrtrichtung, bildet sich eine Seitenkomponente der Anströmung aus, welche eine Windseitenkraft zur Folge hat. [23]

Um das Fahrzeug auf dem vorgegebenen Kurs zu halten, sind Reaktionskräfte (Seitenkräfte) erforderlich. Diese werden über einen entsprechenden Schräglaufwinkel gebildet, womit ein Widerstand entgegen der Fahrtrichtung verbunden ist.

Zum besseren Verständnis dient **Abbildung 20**. Darin ersichtlich ist die Windseitenkraft  $F_{S,L}$ , welche im sogenannten Druckpunkt  $D$  angreift. In der Regel fällt dieser nicht mit dem Schwerpunkt des Fahrzeugs zusammen, weswegen ein zusätzliches Giermoment auftritt.

Nähere Informationen hierzu können [23] entnommen werden.



**Abbildung 20:** resultierende Fahrzeuganströmung und Windseitenkraft  
[18], [eigene Darstellung]

Die Berechnung der Windseitenkraft kann mittels Gleichung (3.11) aus [23] erfolgen.

$$F_{S,L} = \frac{\rho_U}{2} \cdot v_r^2 \cdot c_y \cdot A \quad (3.11)$$

Darin ist

- $F_{S,L}$  ... Windseitenkraft in [N]
- $\rho_U$  ... Luftdichte in [kg/m<sup>3</sup>]
- $v_r$  ... resultierende Anströmgeschwindigkeit in [m/s]
- $c_y$  ... Seitenkraftbeiwert in [-]
- $A$  ... Querschnittsfläche in [m<sup>2</sup>]

Wie aus Gleichung (3.11) ersichtlich, hängt die Windseitenkraft von

- der *Luftdichte*,
- der *resultierenden Anströmgeschwindigkeit* und
- der Aerodynamik des Fahrzeugs, bestehend aus
  - dem *Seitenkraftbeiwert* und
  - der *Querschnittsfläche*

ab. Die Einflüsse auf die Luftdichte wurden bereits bei der Betrachtung des aerodynamischen Auftriebs analysiert (Seite 22), weswegen an dieser Stelle darauf verwiesen wird.

Als weitere Einflussgröße auf die Windseitenkraft wurde die *resultierende Anströmgeschwindigkeit* identifiziert, welche bereits bei der Berücksichtigung des aerodynamischen Auftriebs näher erläutert wurde. Des Weiteren wurde an selber Stelle der resultierende Anströmwinkel als Einflussgröße identifiziert. Diese werden unter dem Begriff der

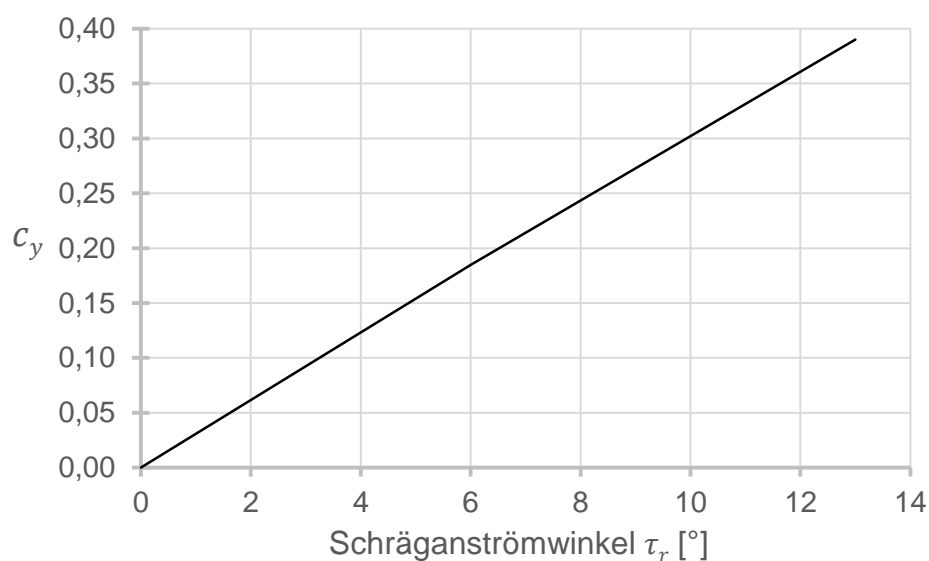
*resultierenden Anströmung* zusammengefasst. Auf eine erneute Betrachtung wird aus diesem Grund verzichtet.

Weiteren Einfluss auf die Windseitenkraft hat die *Aerodynamik des Fahrzeugs*, welche durch *Seitenkraftbeiwert* und *Querschnittsfläche* bestimmt wird.

Der *Seitenkraftbeiwert* kann – wie auch der Auftriebsbeiwert – vom Schräganströmwinkel, also dem aus Fahr- und Windgeschwindigkeit *resultierenden Anströmwinkel*, abhängen. Dies ist beispielsweise in **Abbildung 21** dargestellt.

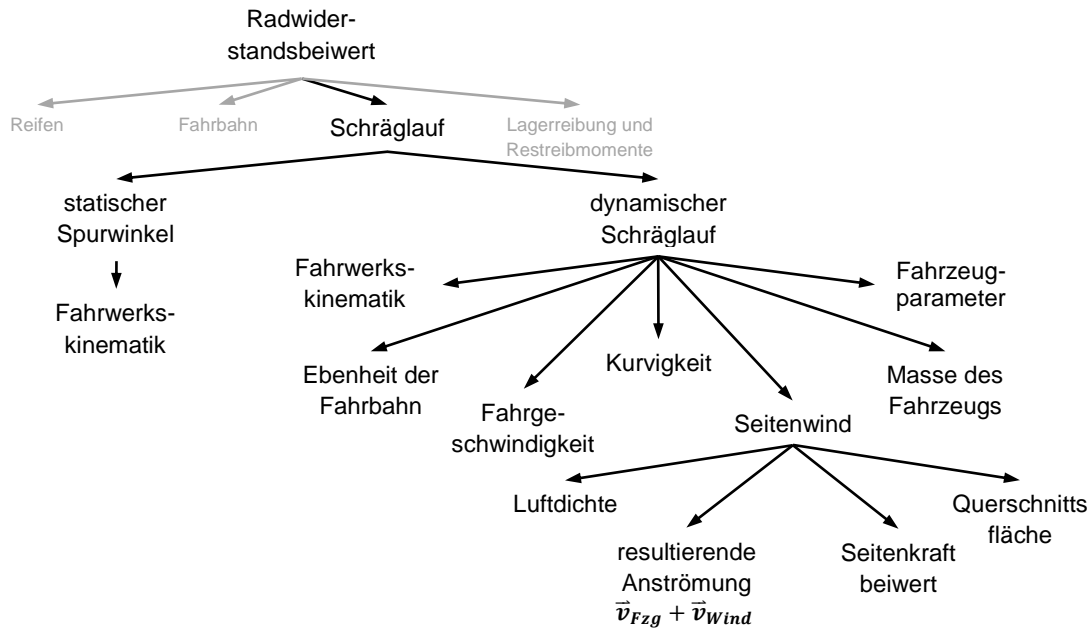
Für den in der Abbildung gezeigten Fall, steigt der Seitenkraftbeiwert annähernd linear mit dem Schräganströmwinkel an.

Innerhalb eines Anströmwinkelbereichs von  $\pm 15^\circ$  kann deshalb der Seitenkraftbeiwert in guter Näherung linearisiert werden. [23]



**Abbildung 21:** Seitenkraftbeiwert  $c_y$  als Funktion des Schräganströmwinkels  $\tau_r$   
[23], [eigene Darstellung]

Die Erkenntnisse zum Einfluss des Schräglaufs auf den Radwiderstandsbeiwert und damit auf den Radwiderstand sind in **Abbildung 22** zusammengefasst dargestellt.



**Abbildung 22:** Aufteilung des Anteils des Schräglaufs am Radwiderstand  
(Darstellung von der in Anhang A.2 abweichend)

### Anteil der Lagerreibung und Restreibmomente

Durch Belastung des Radlagers mit einer Kraft ergibt sich infolge der Lagerreibung eine zusätzliche Radwiderstandskraft. [20]

Darüber hinaus kann es bei – vor allem älteren – Scheibenbremsen zu Restreibmomenten kommen, welche selbst nach Lösen des Bremspedals und damit drucklosem hydraulischen System anliegen können. [20]

Nähere Information können u.a. [18] und [20] entnommen werden

### *Steigungswiderstand*

Werden während der Fahrt Steigungen bzw. Gefälle befahren, wird die Gewichtskraft des Fahrzeugs aufgrund der Neigung anteilig zu einer Fahrwiderstandskraft bzw. zu einer zusätzlichen Antriebskraft. Auf Steigungen wirkt der Sinusanteil der Gewichtskraft entgegen der Fahrtrichtung und verursacht so einen Widerstand. [17]

Der Steigungswiderstand kann nach Gleichung (3.12) berechnet werden. [18]

$$F_{W,st} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3.12)$$

Darin ist

$F_{W,st}$	...	Steigungswiderstandskraft in [N]
$m$	...	Masse des Fahrzeugs in [kg]
$g$	...	Gravitationsbeschleunigung in [m/s <sup>2</sup> ]
$\alpha$	...	Fahrbahnneigungswinkel in [°]

Wie aus Gleichung (3.12) ersichtlich ist, ist der Steigungswiderstand von

- der *Masse des Fahrzeugs* und
- dem *Fahrbahnneigungswinkel*

abhängig.

#### *Luftwiderstand*

Wird ein Körper mit konstanter Geschwindigkeit durch ein Gas (Luft) bewegt, muss zur Aufrechterhaltung des Bewegungszustands ein Strömungswiderstand – der Luftwiderstand – überwunden werden. [17]

Die Berechnung erfolgt dabei nach Gleichung (3.13) aus [18].

$$F_{W,L} = \frac{\rho_U}{2} \cdot v_r^2 \cdot c_x \cdot A \quad (3.13)$$

Darin ist

$F_{W,L}$	...	Luftwiderstandskraft in [N]
$\rho_U$	...	Luftdichte in [kg/m <sup>3</sup> ]
$v_r$	...	resultierende Anströmgeschwindigkeit in [m/s]
$c_x$	...	Luftwiderstandsbeiwert (Fahrzeuglängsrichtung) in [-]
$A$	...	Querschnittsfläche in [m <sup>2</sup> ]

Wie aus obiger Gleichung ersichtlich ist, hängt die Luftwiderstandskraft von

- der *Luftdichte*,
- der *resultierenden Anströmgeschwindigkeit* und
- der Aerodynamik des Fahrzeugs, definiert über
  - den *Luftwiderstandsbeiwert* und
  - die *Querschnittsfläche*

ab.

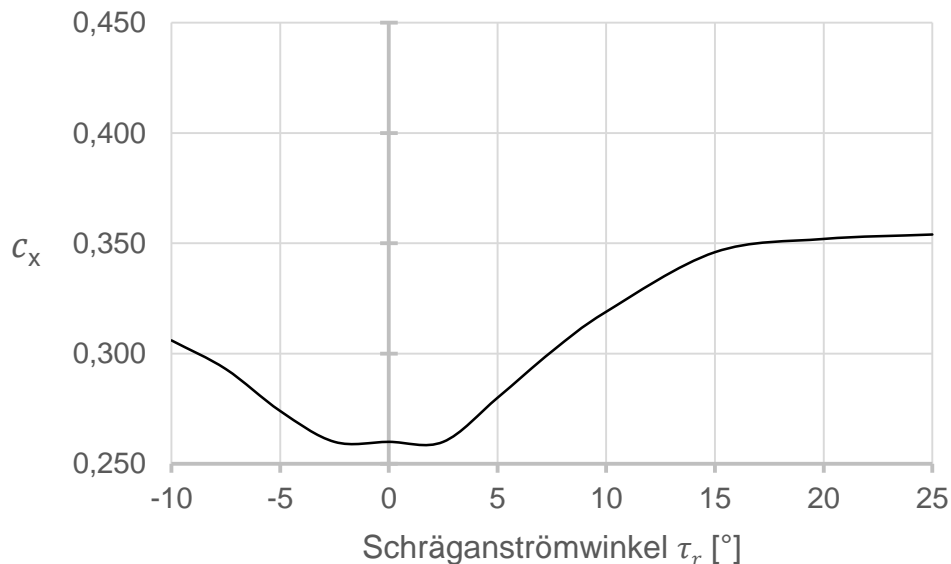
Die Einflüsse auf die *Luftdichte* wurden bereits bei der Berücksichtigung des aerodynamischen Auftriebs näher erläutert (Seite 22). An selber Stelle wurde auch der Einfluss der *resultierenden Anströmung* behandelt.

Des Weiteren wurde dabei auch der resultierende Anströmwinkel als Einflussgröße identifiziert. Auf eine erneute Betrachtung wird aus diesem Grund verzichtet.

Weiteren Einfluss auf den Luftwiderstand hat die *Aerodynamik des Fahrzeugs*, welche über *Luftwiderstandsbeiwert* und die *Querschnittsfläche* bestimmt wird.

Der *Luftwiderstandsbeiwert* kann – wie auch der Auftriebs- und Seitenkraftbeiwert – vom Schräganströmwinkel, also dem aus Fahr- und Windgeschwindigkeit *resultierenden Anströmwinkel*, abhängen. Dies ist beispielsweise in **Abbildung 23** dargestellt.

Wie ersichtlich ist, ergibt sich im Bereich kleiner Schräganströmwinkel keine nennenswerte Änderung des Luftwiderstandsbeiwerts (siehe Winkel zwischen  $-2,5^\circ$  und  $+2,5^\circ$ ). Darüber hinaus zeigt sich zunächst ein annähernd linearer Anstieg, welcher dann zum dargestellten Maximum hin abnimmt. Des Weiteren ist zu erkennen, dass der Verlauf des Luftwiderstandsbeiwerts nicht symmetrisch ist. Bei einem Schräganströmwinkel von  $+10^\circ$  ergibt sich beispielsweise ein höherer Wert als bei  $-10^\circ$ .



**Abbildung 23:** Luftwiderstandsbeiwert  $c_x$  als Funktion des Schräganströmwinkels  $\tau_r$   
[23], [eigene Darstellung]

Neben der Abhängigkeit vom Schräganströmwinkel, kann der Luftwiderstandsbeiwert auch von der aerodynamischen Konfiguration beeinflusst werden. Beispielsweise können am Fahrzeug geschwindigkeitsadaptive, aerodynamische Bauteile verbaut sein, wie dies in [35] der Fall ist. Darin werden bei einer definierten Geschwindigkeit Front- und Heckspoiler aus- bzw. eingefahren.

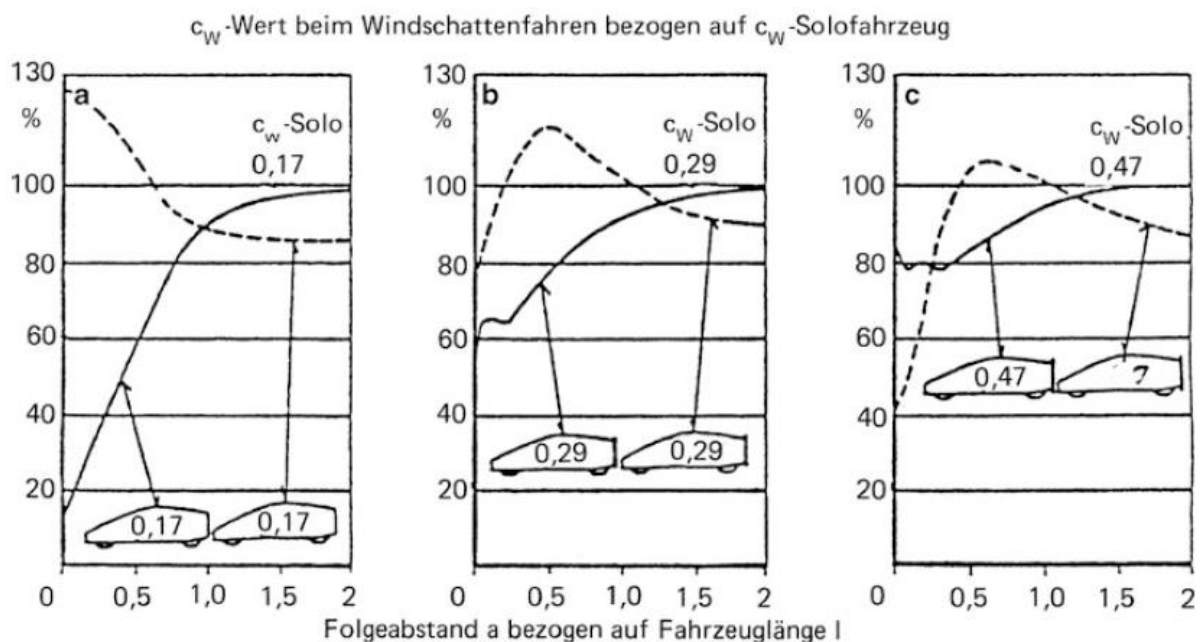
Da ein Fahrzeug in „realer Umgebung“ im Umfeld weiterer Fahrzeuge bewegt wird, kann auch durch diese eine Beeinflussung entstehen.

Eine Änderung des Luftwiderstandsbeiwerts kann durch den Einfluss voraus- bzw. hinterherfahrender Fahrzeuge auftreten. Dies ist beispielsweise in **Abbildung 24** dargestellt.

Wie daraus ersichtlich ist, hängt die Änderung des Luftwiderstandsbeiwerts einerseits vom Abstand der beiden hintereinander fahrenden Fahrzeuge und andererseits vom Widerstandsbeiwert selbst ab.

Grundsätzlich zeigt sich, dass mit abnehmendem Abstand, der Widerstandsbeiwert des vorausfahrenden Fahrzeugs verringert wird. Besonders deutlich wird dies in der Abbildung für das Beispiel mit dem geringsten Luftwiderstandsbeiwert (links), welcher um mehr als 80% abnimmt.

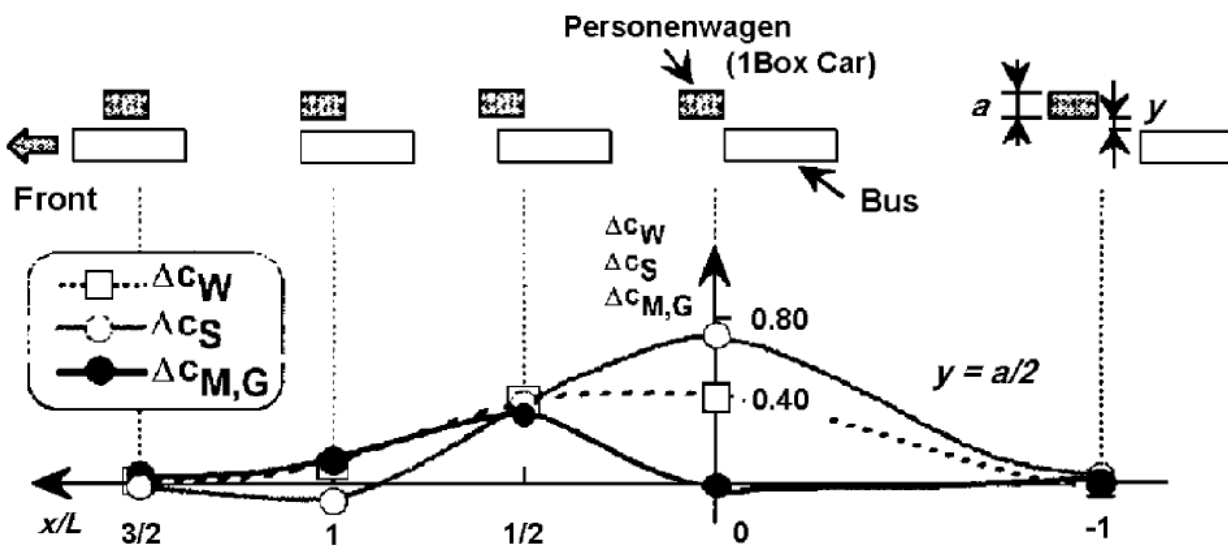
Für das Folgefahrzeug ist mit Hilfe der Abbildung keine einheitliche Aussage möglich. Es zeigt sich jedoch, dass es auch zu einer Erhöhung des Widerstandsbeiwerts kommen kann.



**Abbildung 24:** Einfluss auf den Luftwiderstand bei Kolonnenfahrt [23]

Neben den obig dargestellten Änderungen durch voraus- bzw. hinterherfahrende Fahrzeuge, können die aerodynamischen Eigenschaften auch durch einen Überholvorgang beeinflusst werden. Dies ist beispielsweise in **Abbildung 25** anhand der Vorbeifahrt eines Busses an einem PKW dargestellt.

Aufgetragen sind darin die Änderung des Luftwiderstands-, des Seitenkraft- und des Giermomentenbeiwerts in Abhängigkeit der Position der beiden Fahrzeuge zueinander. Wie ersichtlich ist, folgt durch die Vorbeifahrt des Busses an dem PKW eine deutliche Beeinflussung der dargestellten Beiwerte. Es ist also davon auszugehen, dass Überholvorgänge den Fahrwiderstand beeinflussen.



**Abbildung 25:** Einfluss eines Überholvorgangs auf aerodynamische Eigenschaften [36]

### Beschleunigungswiderstand

Soll der Bewegungszustand eines Fahrzeugs mit definierter Masse verändert werden, muss der Beschleunigungswiderstand überwunden werden. Grundsätzlich setzt sich dieser aus einem translatorischen und einen rotatorischen Teil zusammen. [17]

Die Berechnung kann nach Gleichung (3.14) aus [17] erfolgen.

$$F_{W,B} = \left( m + \frac{\theta_{red}}{r_{dyn}^2} \right) \cdot a_x \quad (3.14)$$



Darin ist

$F_{W,B}$	...	Beschleunigungswiderstandskraft in [N]
$m$	...	Fahrzeugmasse in [kg]
$\theta_{red}$	...	Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs (auf Rad reduziert) in [kgm <sup>2</sup> ]
$r_{dyn}$	...	dynamischer Reifenradius in [m]
$a_x$	...	Längsbeschleunigung in [m/s <sup>2</sup> ]

Aus obiger Gleichung ist ersichtlich, dass der Beschleunigungswiderstand von

- der *Fahrzeugmasse*,
- dem *Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs*,
- dem *dynamischen Reifenradius* sowie
- der *Längsbeschleunigung*

abhängt.

Das *Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs* ist nach [17] das auf die Antriebsräder eines Fahrzeugs reduzierte Massenträgheitsmoment des gesamten Antriebsstrangs unter Berücksichtigung des im Getriebe eingelegten Gangs. Die Anteile können aus [17] entnommen werden.

Unter dem *dynamischen Radradius* versteht man den Abstand zwischen der Fahrbahn und der Mitte des Rades unter Berücksichtigung der Dehnung des Reifens bei Rotation infolge der auftretenden Fliehkraft. [37]

Während der Fahrt ergibt sich der dynamische Radradius also in Abhängigkeit der *Fahrgeschwindigkeit* (Dehnung durch Rotation) aus dem statischen (ohne Belastung) *Radradius* abzüglich der auftretenden *Einfederung*. Die Einflüsse auf die Einfederung wurden bereits bei der Analyse des Walkwiderstands näher untersucht.

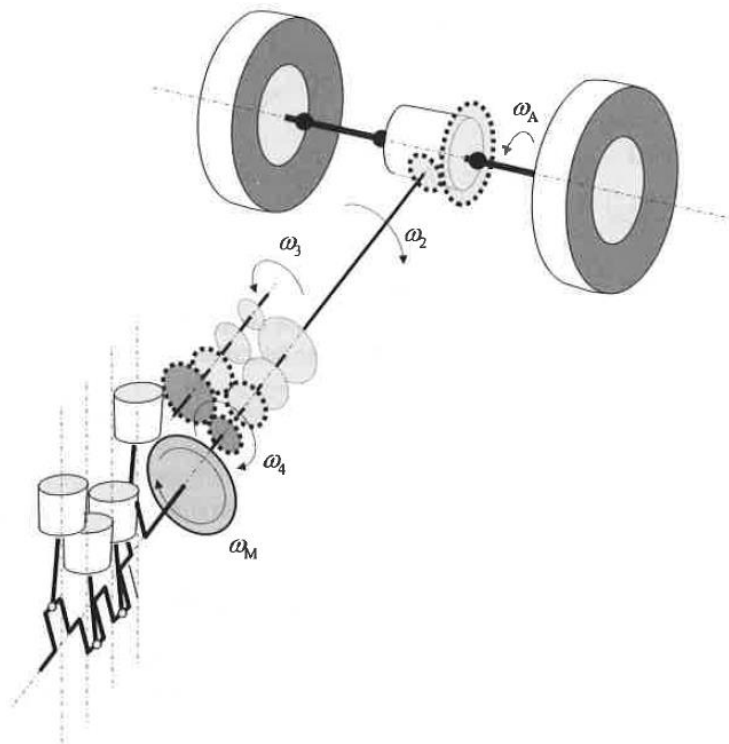
### **Einhaltung der Sollgeschwindigkeit**

Sollen RDE-Test auf Rollenprüfständen durchgeführt werden und dabei hinsichtlich Emissionen und Kraftstoffverbrauch hinreichend genaue Ergebnisse erzielt werden, müssen die Betriebspunkte der Realfahrten möglichst nachgebildet werden. Dazu ist

neben einer entsprechenden Simulation der Fahrwiderstände eine Vorgabe der Sollgeschwindigkeit aus durchgeführten Realversuchen erforderlich. Bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand, ist diese dann vom Testfahrer möglichst einzuhalten.

Um die vorgegebene Geschwindigkeit zu erreichen, ist eine entsprechende Drehzahl des Motors erforderlich, welche über Getriebe in die Raddrehzahl umgewandelt wird. Dies ist auch in **Abbildung 26** dargestellt. Darin ersichtlich ist die Übertragungskette der Motor- zur Raddrehzahl.

Die Übertragung der Motordrehzahl ( $\omega_M$ ) erfolgt zunächst von der Getriebeeingangswelle ( $\omega_4$ ) über eine -zwischenwelle ( $\omega_3$ ) hin zur -ausgangswelle ( $\omega_2$ ). Schließlich erfolgt noch über das Achsgetriebe eine Umwandlung zur Raddrehzahl ( $\omega_A$ ).



**Abbildung 26:** Übertragungskette der Motor- zur Raddrehzahl [18]

Neben der Erfahrung des Fahrers, die geforderte Geschwindigkeit bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand einzuhalten, gibt es aus technischer Sicht weitere Einflüsse, die zu einer Abweichung führen können:

- das *Getriebe*
- der *Radschlupf*

Der Fahrer kann durch Verwendung des *Getriebes* Einfluss auf den Lastpunkt nehmen, wobei das Ausmaß von

- der *Getriebeart*,
- dem *Schaltzeitpunkt* und
- der *Schaltdauer*

abhängt.

Der Einfluss der *Getriebeart* ist folgendermaßen zu erklären. Handelt es sich um ein Automatikgetriebe, kann der Fahrer nur bedingt den Schaltpunkt – im Sinne eines Betriebspunkts im Motorkennfeld – beeinflussen. Dies ist nur dann möglich, wenn das Getriebe über eine manuelle Schaltfunktion verfügt und der Schaltvorgang über diese erfolgt. Hingegen kann bei einem manuellen Schaltgetriebe der Schaltpunkt beliebig durch den Fahrer variiert werden.

Der Einfluss von *Schaltzeitpunkt* und *-dauer* kann über die Auswirkungen auf den Betriebspunkt beim Schaltvorgang erklärt werden. Wird bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand ein Schaltzeitpunkt vorgegeben und dieser nicht beachtet, kann es zu anderen Betriebspunkten vor und nach dem Schaltvorgang kommen. Dies kann Auswirkungen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch haben.

Der Einfluss der *Schaltdauer* ist analog zu erklären. Dauert ein Schaltvorgang wesentlich länger als am Rollenprüfstand vorgegeben, ist der Drehzahlabfall während dessen größer, wodurch ein anderer Betriebspunkt beim Wiedereinkuppeln resultiert. Auch dies kann Auswirkungen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch haben.

Der Einfluss des *Radschlupfs* wurde bereits bei der Analyse der Einflüsse auf den Reibwiderstand behandelt (ab Seite 26), weswegen an dieser Stelle darauf verwiesen wird.

### **Antrieb von Nebenverbrauchern**

Neben der Bereitstellung eines Drehmoments zur Überwindung der Fahrwiderstände hat der Motor auch die Aufgabe, die für den Fahrzeugbetrieb notwendigen Nebenverbraucher anzutreiben.

Zu diesen zählen nach [15]

- der Generator zur Versorgung des Bordnetzes,
- der Kompressor der Klimaanlage,
- die Lenkhilfepumpe,
- die Ölpumpe,
- die mechanische Kühlmittelpumpe,
- die Unterdruckpumpe für den Bremskraftverstärker und falls vorhanden
- die Pumpen für Fahrdynamikregelsysteme.

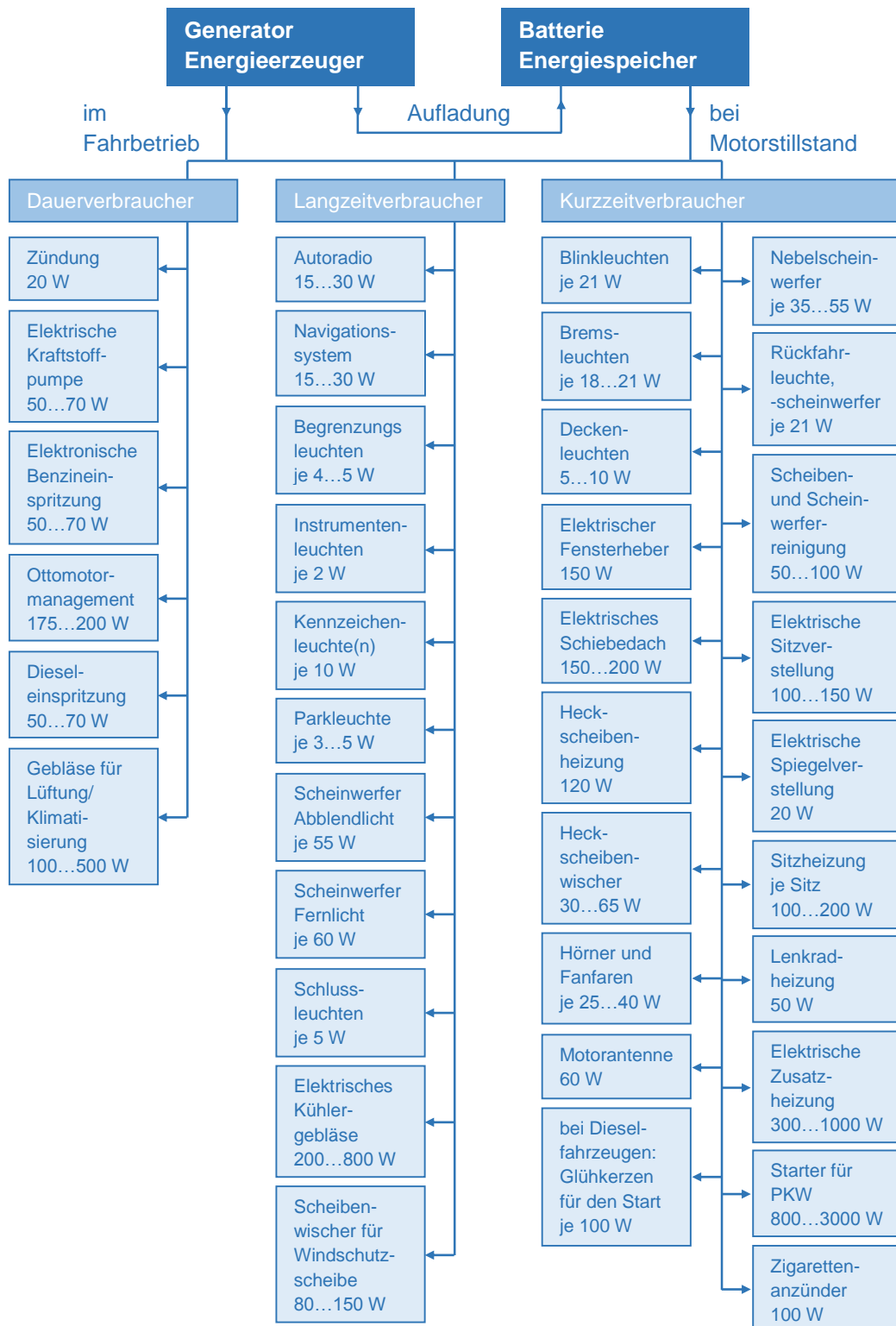
Der Generator hat dabei die Aufgabe, das Bordnetz mit Energie zu versorgen. Diese wird u.a. zum Betrieb der Lichter und Leuchten in und am Fahrzeug, des Motorkühlergebläses, der Innenraumbelüftung oder – falls nötig – der Scheibenwischer benötigt.

In **Abbildung 27** ist der durchschnittliche Leistungsbedarf von elektrischen Verbrauchern im Bordnetz dargestellt. Wie ersichtlich ist, kann eine Einteilung in Dauer-, Langzeit- und Kurzzeitverbraucher erfolgen.

Dauerverbraucher sind dabei jene, die während des Motorbetriebs immer eingeschaltet sind. Langzeitverbraucher werden hingegen nur bei Bedarf, dann aber für längere Zeit, eingeschaltet. Kurzzeitverbraucher werden nur kurz eingeschaltet. [38]

Der Leistungsbedarf des Bordnetzes und damit die Drehmomentanforderung an den Motor, sind abhängig von der Anzahl und Dauer der eingeschalteten Nebenverbraucher. Tritt während der Fahrt Regen auf, kann der Betrieb des Scheibenwischers notwendig werden. Der resultierende Leistungsbedarf tritt nur in Zusammenhang mit *Niederschlag* auf.

Zusätzlich kann dadurch erhöhte *Luftfeuchtigkeit* sowohl in der Umgebung als auch im Fahrzeug auftreten. Um ein Beschlagen der Scheiben zu verhindern, bedarf es des Einsatzes der Klimaanlage und damit des -kompressors zur Entfeuchtung der Innenraumluft.



**Abbildung 27:** durchschnittlicher Leistungsbedarf von elektrischen Verbrauchern im Bordnetz [38], [eigene Darstellung]

Das Auftreten starken *Sonnenscheins* und entsprechender *Umgebungstemperaturen* beeinflusst ebenfalls den Betrieb der Klimaanlage. Die Auswirkung ergibt sich zum einen

aus der Leistungsanforderung und zum anderen aus der Einsatzdauer des Klimakompressors zur Erreichung und Erhaltung einer gewünschten Fahrzeuginnen-temperatur.

Das Motorkühlergebläse dient dazu, um einen Wärmestau im Motorraum – und damit eine Überhitzung des Motors – zu verhindern. Dies ist dann erforderlich, wenn die Umströmung des Motors und der Kühlelemente (im Weiteren als *Komponentenanströmung* bezeichnet) zu gering ist, beispielsweise bei Stillstand des Fahrzeugs. Mit Blick auf die Durchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand ist dieser Punkt insofern von Interesse, da durch eine unzureichende Simulation der Strömung der Umgebungsluft, eine von der Realität abweichende Komponentenanströmung resultieren kann. Hierdurch kann es zu einer verlängerten Betriebsdauer des Motorkühlergebläses kommen, wodurch der Energiebedarf der Nebenverbraucher verändert wird und somit eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse von Real- und Rollentests verloren gehen kann.

Der Einfluss auf den Leistungsbedarf der Nebenverbraucher durch die Lenkhilfepumpe ist abhängig von der *Kurvigkeit* der befahrenen Straße. Wie bei der Analyse des Schräglaufwiderstands erwähnt, stellt die Kurvigkeit ein Maß zur Beurteilung eines Streckenabschnitts hinsichtlich der darin auftretenden Kurven dar.

Je kurviger eine Strecke ist, umso öfter muss gelenkt werden und umso häufiger ist die Lenkhilfepumpe in Betrieb. Dabei muss beachtet werden, welche Art der Unterstützung des Lenkhilfesystems (Servolenkung) zum Einsatz kommt. Nach [39] können drei Systeme verwendet werden:

- hydraulische Lenksysteme
- elektrohydraulische Lenksysteme
- elektromechanische Lenksysteme

Je nach eingesetzter Technologie kommt es zu unterschiedlichen Leistungsbedarfen während des Fahrzeugbetriebs. Während bei hydraulischen Systemen die Lenkhilfepumpe direkt vom Motor angetrieben wird und somit während der gesamten Fahrt in Betrieb ist, kann bei elektrohydraulischen und -mechanischen Systemen die Unterstützung bedarfsgerecht geregelt werden, wodurch der Energiebedarf verringert werden kann. [39]

Darüber hinaus beeinflusst die Kurvigkeit auch den Leistungsbedarf von gegebenenfalls verbauten Fahrdynamikregelsystemen. Wird beispielsweise ein aktives Fahrwerk in einem Fahrzeug verbaut, können hohe Spitzenleistungsbedarfe die Folge sein. [40]

### 3.1.2 Kraftstoff

Um die Lastanforderung des Motors erfüllen zu können, wird die chemische Energie des Kraftstoffs im Motor in mechanische umgesetzt. Der Kraftstoff weist dabei eine Reihe von Eigenschaften auf, welche je nach Kraftstoffart – Diesel oder Benzin – unterschiedlich sind. Diese beeinflussen die bei der Verbrennung im Motor entstehenden Emissionen sowie den Kraftstoffverbrauch.

In **Tabelle 2** sind die wichtigsten Kraftstoffeigenschaften nach [3] getrennt für Diesel und Benzin zusammengefasst. In [3] werden die technischen Daten der Bezugskraftstoffe für die Testdurchführung der Abgasemissionsmessung nach [41] reguliert.

**Tabelle 2:** regulierte Kraftstoffeigenschaften nach [3]

<b>Diesel</b>		<b>Benzin</b>	
Cetanzahl	Aschegehalt	Oktanzahl	Sauerstoffgehalt
Dichte	Wassergehalt	Dichte	Schwefelgehalt
Siedeverlauf	Säurezahl	Siedeverlauf	Bleigehalt
Flammpunkt	Schmierfähigkeit	Dampfdruck	Phosphorgehalt
CFPP	FAME-Gehalt	Wassergehalt	Ethanolgehalt
Viskosität	Additive	Anteile der HCs	Additive
PAK-Gehalt	Oxidationsbeständigkeit	Verhältnis C/H	Verhältnis C/O
Schwefelgehalt			

Nähere Informationen zu den in Tabelle 2 dargestellten Eigenschaften können u.a. [3] und [42] entnommen werden.

Unter der Annahme, dass bei Rollenversuchen derselbe Kraftstoff wie bei Realversuchen zur Anwendung kommt, kann ein Einfluss auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch ausgeschlossen werden.

Aus den zuvor genannten Gründen wird auf eine nähere Untersuchung der Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch verzichtet. Für nähere Informationen wird auf [42] verwiesen.

### 3.1.3 Umgebung

Als letzte Einflussgröße auf die Entstehung von Emissionen und Kraftstoffverbrauch im Motor verbleibt die Umgebung.

Wie gezeigt wurde, wird im Motor die chemische Energie von Kraftstoff in mechanische umgewandelt, um letztlich eine Lastanforderung zu erfüllen. Da der Motor hierbei in einer von der Umwelt beeinflussbaren Umgebung – dem Motorraum – betrieben wird, stellt diese eine weitere Einflussgröße dar.

Einerseits ergeben sich direkte Auswirkungen auf die Verbrennungsprozesse im Motor, andererseits indirekt durch die Umgebungsbedingungen im Motorraum.

Die Umgebung ist durch

- die *Umgebungstemperatur*,
- den *Luftdruck* und
- die *Luftfeuchtigkeit*

definiert. Darüber hinaus ist die Anströmung des Motors bzw. -kühlers, die aus der Fahrzeugdurchströmung im Motorraum resultiert, zu berücksichtigen. Diese wird dem bereits verwendeten Begriff

- der *Komponentenanströmung*

zugeordnet.

Wie bei der Analyse der Einflussgrößen auf den Luftwiderstand festgestellt, haben die *Umgebungstemperatur*, der *Luftdruck* und die *Luftfeuchtigkeit* Auswirkungen auf die *Luftdichte* (siehe Gleichung (3.5), Seite 22). Die erwähnten Parameter können so Einfluss auf den Zustand der Ansaugluft und damit auf das Verhalten des Motors sowie auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch nehmen.

Die *Umgebungstemperatur* hat darüber hinaus Einfluss auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch beim Start des Fahrzeugs.



Einerseits haben niedrigere Temperaturen eine erhöhte Reibleistung im Motor zur Folge, da diese u.a. auch von Kühlmittel- und Schmieröltemperatur abhängig ist. Die Erwärmung der beiden Fluide dauert bei niedrigen Temperaturen entsprechend länger. [15]

Andererseits können niedrigere Umgebungstemperaturen zu verringerten Verbrennungsendtemperaturen und damit verringerten Emissionen (NO<sub>x</sub>) führen (vgl. [43]).

Ebenso wie die Umgebungstemperatur hat auch die *Luftfeuchtigkeit* der Ansaugluft Auswirkungen auf die Emissionen (vgl. [44])

Schließlich können Emissionen und Kraftstoffverbrauch durch die Umströmung des Motors bzw. der Kühlkomponenten (z.B. Motorkühler, Ölkühler, etc.) beeinflusst werden. Wie bereits bei der Untersuchung des Einflusses auf die Nebenverbraucher, wird auch hier die Strömung im Motorraum dem Begriff der *Komponentenanströmung* zugeordnet.

Mit Blick auf die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen ist dieser Punkt insofern von Interesse, da durch eine unzureichende Simulation der Strömung im Motorraum, eine von der Realität abweichende Komponentenanströmung resultieren kann. Dies kann beispielsweise zu einem veränderten Aufheiz- oder Abkühlverhalten des Motors oder einer veränderten Anströmung der Kühlkomponenten führen und so Emissionen und Kraftstoffverbrauch beeinflussen.

### **3.2 Einflussgrößen auf die Abgasnachbehandlung**

Nachdem im vorigen Kapitel die Einflussgrößen auf den Motor bzw. die innermotorische Verbrennung analysiert wurden, werden im Weiteren jene auf die Abgasnachbehandlung untersucht.

Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf den direkten Auswirkungen der physikalischen Einflussgrößen auf den Fahrwiderstand sowie auf die energetischen Verbraucher liegt, werden die Einflüsse auf die Abgasnachbehandlung kurz dargelegt, um ein vollständiges Bild zu erhalten.

Die Abgasnachbehandlung bzw. das Maß der Konvertierung der Emissionen ist abhängig vom

- Anspring-,
- Betriebs- und
- Abkühlverhalten

des Abgasnachbehandlungssystems.

Die Technologien der Abgasnachbehandlungssysteme benötigen definierte Minimaltemperaturen, um eine Reduktion der Emissionen zu gewährleisten. [45] Die Erreichung dieser, als Light-Off-Temperatur bezeichneten Temperaturschwelle, ist somit entscheidend für das *Anspring- und Abkühlverhalten* des Abgasnachbehandlungssystems.

Einerseits hängt dieses von der Abgastemperatur ab, welche wiederum im *Motor* aus der Verbrennung von Kraftstoff resultiert. Je höher die Abgastemperatur ist, umso schneller wird beim Aufheizen die Light-Off-Temperatur erreicht, wodurch eine Reduktion der Emissionen einsetzt. Andererseits kann eine zu geringe Temperatur zur Abkühlung des Systems unterhalb der genannten Temperaturschwelle führen, wodurch die Emissionsreduktion verschlechtert oder gar unmöglich wird. Beispielsweise kann dies während längerer Schubphasen des Motorbetriebs der Fall sein. Die Einflüsse auf den Motor bzw. die innermotorische Verbrennung wurden bereits in Kapitel 3.1 näher analysiert.

Des Weiteren hängt die Temperatur des Abgasnachbehandlungssystems von

- der *Umgebungstemperatur* sowie
- der *Komponentenanströmung*

ab.

Der Einfluss der *Umgebungstemperatur* auf das Anspring- bzw. Abkühlverhalten ist wie folgt zu erklären. Bei niedriger Umgebungstemperatur ist davon auszugehen, dass es entsprechend länger dauert, bis die Light-Off-Temperatur erreicht wird. Umgekehrt kühlt das Abgasnachbehandlungssystem schneller aus, wenn die Abgastemperatur ebenfalls niedrig ist.

Schließlich ist davon auszugehen, dass auch die *Komponentenanströmung* des Abgasnachbehandlungssystems einen Einfluss auf Aufheiz- und Abkühlverhalten hat. Im

Zusammenhang mit der Durchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand ist hierbei darauf zu achten, dass die An- und Umströmung der Bauteile, bei quantifizierbarem Einfluss auf die Ergebnisse, hinreichend simuliert wird, um eine Verfälschung der Ergebnisse zu vermeiden.

Je nach eingesetztem Abgasnachbehandlungssystem, kann auch das Betriebsverhalten beeinflusst werden. Beispielsweise erfolgt in einem SCR-Katalysator die Eindüsung von Harnstoff kennfeldbasiert in Abhängigkeit von Abgastemperatur und -massenstrom. [46] Diese hängen wiederum vom *Motor* bzw. der darin stattfindenden Verbrennung ab.

In Hinblick auf die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen, kann es so durch verändertes Verhalten des Abgasnachbehandlungssystems infolge deutlicher Abweichungen der Motorbetriebspunkte von jenen bei Realfahrten zu einer Verfälschung der Ergebnisse kommen.

### 3.3 Zwischenfazit

Die in den vorigen Kapiteln identifizierten Einflüsse auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch durch jene auf den Motor, die im Motor stattfindende Verbrennung bzw. auf das Abgasnachbehandlungssystem, sollen abschließend nochmals zusammengefasst werden.

An dieser Stelle wird nochmals darauf verwiesen, dass in Anhang A.2 eine vollständige Darstellung der Ermittlung der physikalischen Einflussgrößen zu finden ist.

Zur übersichtlicheren Darstellung werden die Einflussgrößen den Systemblöcken der in Kapitel 2.1 durchgeführten Input-Output-Analyse (Fahrer/-in, Umwelt, Kraftstoff, Fahrzeug) zugeordnet und in **Tabelle 3** aufgelistet.

Zusätzlich ist im rechten Bereich der Tabelle eine Zuordnung der Einflussgröße zum „Ort“, an dem sein Einfluss entsteht, eingetragen. Dabei wird unterschieden, ob Auswirkungen auf den Motor bzw. die innermotorische Verbrennung und/oder auf das Abgasnachbehandlungssystem entstehen. Im Fall des Motors wurde in Anlehnung an die Erkenntnisse des Kapitels, weiter in die Gebiete Kraftstoff, Umwelt und Lastanforderung unterteilt.

**Tabelle 3:** Zusammenfassung – identifizierte Einflussgrößen

<b>Fahrer/-in</b>	<b>Motor</b>			<b>AGN</b>
	<b>KS</b>	<b>UM</b>	<b>LA</b>	
<i>Fahrgeschwindigkeit</i>			X	
<i>Beschleunigung</i>			X	
<i>Schaltzeitpunkt und -dauer</i>			X	
<b>Umwelt</b>				
<i>Umgebungstemperatur</i>		X	X	X
<i>Luftdruck</i>		X	X	
<i>Luftfeuchtigkeit</i>		X	X	
<i>Sonnenschein</i>			X	
<i>Niederschlag</i>			X	
<i>resultierende Anströmung (Geschwindigkeit und Richtung)</i>			X	
<i>Komponentenanströmung</i>		X	X	X
<i>Kurvigkeit</i>			X	
<i>Fahrbahnneigung</i>			X	
<i>Fahrdauer</i>			X	
<i>Ebenheit der Fahrbahn</i>			X	
<i>plastische Verformbarkeit der Fahrbahn</i>			X	
<i>Textur der Fahrbahnoberfläche</i>			X	
<b>Kraftstoff</b>				
<i>Eigenschaften</i>	X			
<b>Fahrzeug</b>				
<i>Masse des Fahrzeugs</i>			X	
<i>Getriebeart</i>			X	
<i>Fahrwerkskinematik</i>			X	
<i>div. Fahrzeugabmessungen (Abstand Schwerpunkt-Achsen, Radstand)</i>			X	
<i>Luftwiderstandsbeiwert</i>			X	
<i>Auftriebsbeiwert</i>			X	
<i>Seitenkraftbeiwert</i>			X	
<i>Querschnittsfläche</i>			X	
<i>Rad/Reifen (Aufbau, Profil, Breite, Durchmesser, Innendruck, Griffigkeit, Schräglaufsteifigkeit)</i>			X	
<i>Radschlupf</i>			X	
<i>Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs</i>			X	
<i>Lagerreibung und Restreibmomente</i>			X	

KS ... Kraftstoff    UM ... Umgebung    LA ... Lastanforderung    AGN ... Abgasnachbehandlung

Bevor mit der Bewertung der Einflussgrößen begonnen wird, werden vereinfachende Annahmen getroffen.

Wie bereits bei der Identifikation des Kraftstoffeinflusses angemerkt, können die Auswirkungen sich ändernder Kraftstoffeigenschaften, durch die Annahme ausgeschlossen werden, dass bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand derselbe Kraftstoff zur Anwendung kommt, wie bei Realfahrten.

Eine ähnliche Annahme kann für das Fahrzeug getroffen werden. Nimmt man an, dass dasselbe Fahrzeug bei Rollenversuchen und Realversuchen verwendet wird, kann der Einfluss einiger Größen ausgeschlossen werden, weswegen diese nicht näher zu untersuchen sind.

Folgende Einflussgrößen werden als unverändert angenommen und deshalb nicht näher untersucht:

- Getriebeart
- Fahrwerkskinematik
- Fahrzeugabmessungen
- Seitenkraftbeiwert
- Querschnittsfläche
- Rad/Reifen, insbesondere
  - Aufbau
  - Profil
  - Breite
  - Durchmesser
  - Griffigkeit
  - Schräglaufsteifigkeit
- Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs
- Lagerreibung und Restreibmomente

Schließlich verbleiben die in **Tabelle 4** dargestellten Einflussgrößen.

**Tabelle 4:** Zusammenfassung – nach Annahmen verbliebene Einflussgrößen

<b>Fahrer/-in</b>	<b>Motor</b>			<b>AGN</b>
	<b>KS</b>	<b>UM</b>	<b>LA</b>	
<i>Fahrgeschwindigkeit</i>			X	
<i>Beschleunigung</i>			X	
<i>Schaltzeitpunkt und -dauer</i>			X	
<b>Umwelt</b>				
<i>Umgebungstemperatur</i>		X	X	X
<i>Luftdruck</i>		X	X	
<i>Luftfeuchtigkeit</i>		X	X	
<i>Sonnenschein</i>			X	
<i>Niederschlag</i>			X	
<i>resultierende Anströmung (Geschwindigkeit und Richtung)</i>			X	
<i>Komponentenanströmung</i>		X	X	X
<i>Kurvigkeit</i>			X	
<i>Fahrbahnneigung</i>			X	
<i>Fahrdauer</i>			X	
<i>Ebenheit der Fahrbahn</i>			X	
<i>plastische Verformbarkeit der Fahrbahn</i>			X	
<i>Textur der Fahrbahnoberfläche</i>			X	
<b>Fahrzeug</b>				
<i>Masse des Fahrzeugs</i>			X	
<i>Luftwiderstandsbeiwert</i>			X	
<i>Auftriebsbeiwert</i>			X	
<i>Rad/Reifen (Innendruck)</i>			X	
<i>Radschlupf</i>			X	

KS ... Kraftstoff    UM ... Umgebung    LA ... Lastanforderung    AGN ... Abgasnachbehandlung

Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf den direkten Auswirkungen der physikalischen Einflussgrößen auf den Fahrwiderstand sowie auf die energetischen Verbraucher liegt, werden im Weiteren jene Einflussgrößen analysiert, für die dies der Fall ist.

## 4. Quantifizierung und Bewertung der Einflussgrößen

In den vorigen Kapiteln konnten ausgehend von den Fragen, wo und warum in einem Fahrzeug Emissionen und Kraftstoffverbrauch entstehen, die physikalischen Einflussgrößen darauf ermittelt werden.

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt dabei auf jenen Einflussgrößen, welche Auswirkungen auf den Fahrwiderstand bzw. die energetischen Verbraucher haben und so Emissionen und Kraftstoffverbrauch beeinflussen. Aufgrund des Umfangs nicht näher betrachtet werden jene Einflussgrößen, welche direkte Auswirkungen auf den Motor bzw. die innermotorische Verbrennung (durch Ansaugluft) sowie auf das Abgasnachbehandlungssystem haben.

Ziel dieses Kapitels ist es, die Auswirkungen zu quantifizieren, um diese schließlich hinsichtlich der Notwendigkeit der Berücksichtigung bei der Versuchsdurchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand zu bewerten.

Zunächst werden die für die vorliegende Arbeit gewählten Ansätze vorgestellt. Zur Bewertung der Einflussgrößen werden im Weiteren ein Referenzfahrzeug und eine -umgebung definiert, um für die darauf folgende Quantifizierung eine Vergleichsbasis zu erhalten.

### 4.1 Ansätze der Quantifizierung

Die zur Quantifizierung der Einflussgrößen gewählten Ansätze sind:

- Literaturrecherche
- Berechnung der Fahrwiderstandsänderung
- Simulationsmodell zur Bestimmung von Emissionen und Kraftstoffverbrauch

#### 4.1.1 Literaturrecherche

Auf Basis einer Literaturrecherche werden die Auswirkungen der identifizierten Einflussgrößen auf den Fahrwiderstand und – wo möglich – Emissionen und Kraftstoffverbrauch, untersucht.

Da neben den Einflüssen auf den Fahrwiderstand auch jene auf Nebenverbraucher analysiert werden sollen, können mit Hilfe von Literaturquellen, Angaben zum Energiebedarf diverser Nebenverbraucher gefunden werden.

#### **4.1.2 Berechnung der Fahrwiderstandsänderung**

Einflussgrößen, die direkte Auswirkungen auf den Fahrwiderstand haben, können basierend auf den Gleichungen (3.1) bis (3.14) weiter untersucht werden.

Ausgehend von einem Referenzzustand, welcher Fahrzeug und Umwelt definiert, können die Auswirkungen der einzelnen Einflussgrößen beurteilt werden. Die Berechnung erfolgt dabei anhand definierter, stationärer Betriebspunkte.

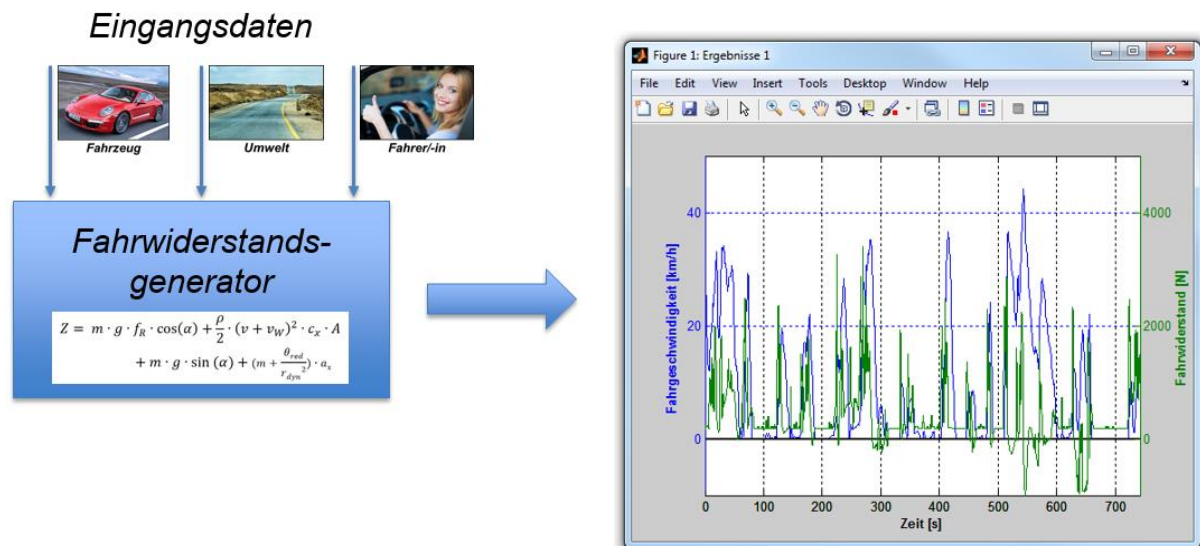
#### **4.1.3 Simulationsmodell**

Neben den zuvor beschriebenen Ansätzen, erfolgt die Untersuchung mit Hilfe eines Simulationsmodells in MATLAB/SIMULINK.

Hierfür wurde zunächst mit Hilfe der Gleichungen (3.1) bis (3.14) ein Modell zur Ermittlung der Fahrwiderstände aufgebaut. Die grundsätzliche Idee ist in **Abbildung 28** dargestellt.

Das Simulationsmodell, welches in der Abbildung als Fahrwiderstandsgenerator bezeichnet wird, berechnet aus den Eingangsdaten einen zeitaufgelösten Fahrwiderstand. Die Eingangsdaten betreffen das Fahrzeug (z.B. Abmessungen, Reifenkennwerte), die Umwelt (z.B. Umgebungstemperatur, Luftdruck, Luftfeuchtigkeit) und den Fahrer (Geschwindigkeitsvorgabe).





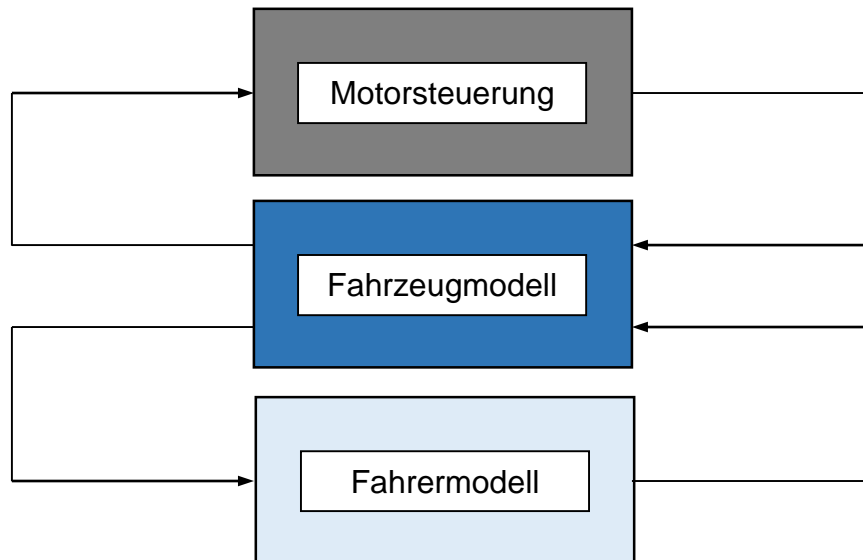
**Abbildung 28:** Übersicht – Fahrwiderstandsgenerator zur Bestimmung der zeitaufgelösten Widerstände

Im Weiteren wurde das Modell des Fahrwiderstandsgenerators mit einem Längsdynamiksimulationsmodell verknüpft.

Aufgrund des Umfangs der Erstellung eines derartigen Längsdynamikmodells, wurde ein am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik (IFA) bestehendes übernommen und an die Anforderungen der vorliegenden Arbeit angepasst.

Weitere Informationen zum Originalmodell des IFA können [47] entnommen werden.

Die generelle Struktur des erstellten Modells in einer vereinfachten Darstellung ist in **Abbildung 29** ersichtlich. Mittig ist darin das Fahrzeugmodell zu erkennen. Darin kann unter Verwendung vorgefertigter Standard-Systemkomponenten (z.B. Motor, Schaltgetriebe, Fahrgestell) der Antriebsstrang des Fahrzeugs aufgebaut werden. Die Steuerung des Fahrzeugs übernimmt ein Fahrermodell unter Vorgabe eines Fahrzyklus. Schließlich übernimmt die Motorsteuerung die Steuerung des Motors, welcher Teil des Fahrzeugmodells ist.



**Abbildung 29:** Übersicht – Simulationsmodell in MATLAB/SIMULINK (vereinfacht)

Der Aufbau des Fahrzeugmodells ist schematisch in **Abbildung 30** dargestellt. Zum Aufbau wurden die folgenden Systemkomponenten verwendet:

- Motor
- Nebenantriebe
- Kupplung
- Schaltgetriebe
- Differenzial
- Fahrgestell

Im Weiteren soll der Modellierungsansatz näher erläutert werden.

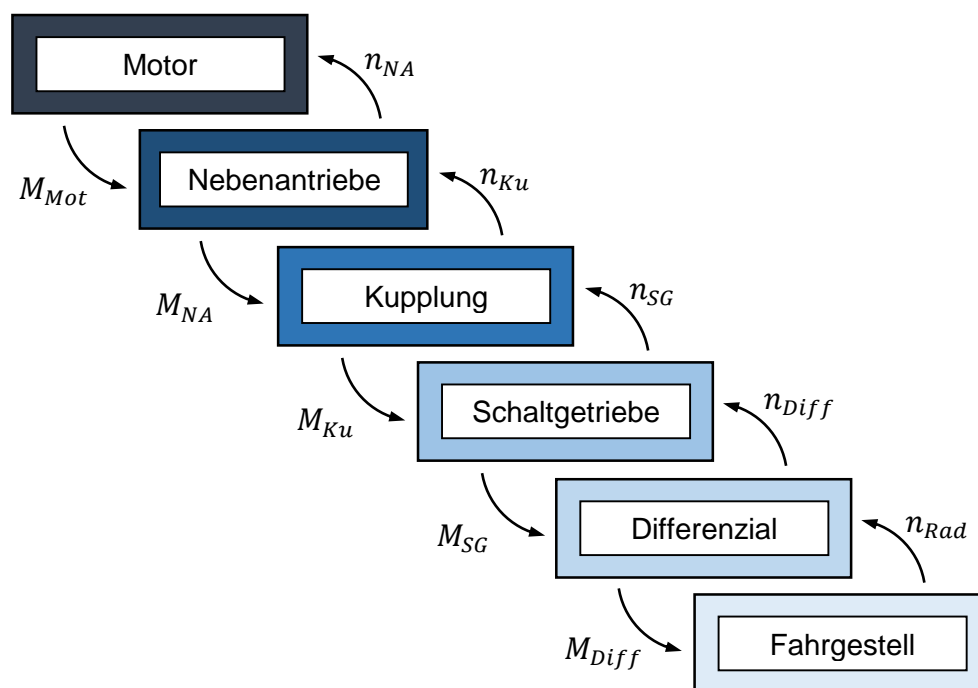
Das vom Motor generierte Moment dient zum Antrieb der Nebenverbraucher und Überwindung der Fahrwiderstände.

Die Nebenverbraucher werden zu einer Gesamtleistungsanforderung kumuliert und unter Berücksichtigung eines Generatorwirkungsgrades in einen Drehmomentbedarf umgerechnet. Dabei wird von einem Verhältnis von Motor- zu Generatorwellendrehzahl von 1 ausgegangen. D.h., letztere entspricht der Kurbelwellendrehzahl.

Das nach Abzug des Nebenantrieb-Drehmomentbedarfs verbleibende Moment, wird über eine Kupplung an das Schaltgetriebe weitergeleitet. Darin erfolgt in Abhängigkeit des eingelegten Gangs eine Drehmoment- und Drehzahlwandlung. Schließlich wird das Getriebeausgangsmoment über ein Differenzial an das Fahrgestell übertragen, in

welchem die Fahrwiderstände berechnet werden. Im Schaltgetriebe und Differenzial wird jeweils ein Wirkungsgrad für die Drehmomentwandlung berücksichtigt. Der Grund hierfür liegt in auftretenden Verlusten, beispielsweise durch innere Reibung.

Die Berechnung der Fahrwiderstände erfolgt unter Berücksichtigung der Randbedingungen, betreffend Fahrzeug (z.B. Masse, Aerodynamik) und Umgebung (z.B. Luftdichte, Fahrbahnneigung). Die Differenz aus generiertem Antriebs- und entgegenwirkendem Fahrwiderstandsmoment beschleunigt bzw. bremst das Fahrzeug, wodurch für jeden Zeitschritt der Simulation eine neue Fahrgeschwindigkeit resultiert [47].



**Abbildung 30:** Übersicht – verwendetes Fahrzeugmodell in MATLAB/SIMULINK (vereinfacht)

Die Steuerung des obig beschriebenen Fahrzeugmodells erfolgt durch ein Fahrermodell. Dieses ist verantwortlich für die Gas- und Bremspedalbedienung, die Betätigung der Kupplung sowie die Durchführung der Schaltvorgänge. Prinzipiell versucht das Fahrermodell einem vom Anwender vorgegebenen Fahrzyklus, definiert in Form eines Geschwindigkeitsverlaufs über der Zeit, im Rahmen einer Regelbandbreite zu folgen. [47]

Um die identifizierten Einflussgrößen im Simulationsmodell berücksichtigen zu können, mussten einige Anpassungen vorgenommen werden.

Zum einen wurde das Fahrwiderstandsmodell erweitert. Hierfür wurden mit Hilfe der Erkenntnisse aus dem zu Beginn des Kapitels vorgestellten Simulationsmodells, die Gleichungen (3.1), (3.3) bis (3.13) und (3.14) an die Struktur des Modells angepasst und implementiert. Als Ergebnis können so in der Simulation die identifizierten und abbildbaren Einflüsse auf den Fahrwiderstand berücksichtigt, variiert und schließlich quantifiziert werden.

Daneben wurden die Modelleingangsparameter dahingehend erweitert, dass die Einflussgrößen berücksichtigt werden können. Beispielsweise erfolgt die Berechnung der Luftdichte – Einflussgröße auf Luftwiderstand und aerodynamischen Abtrieb – anhand von Gleichung (3.5) unter Angabe von Umgebungstemperatur, Luftdichte und Luftfeuchtigkeit. Daneben wurde die Möglichkeit der Berücksichtigung von Luftwiderstands- und Auftriebsbeiwert in Abhängigkeit der resultierenden Anströmung umgesetzt.

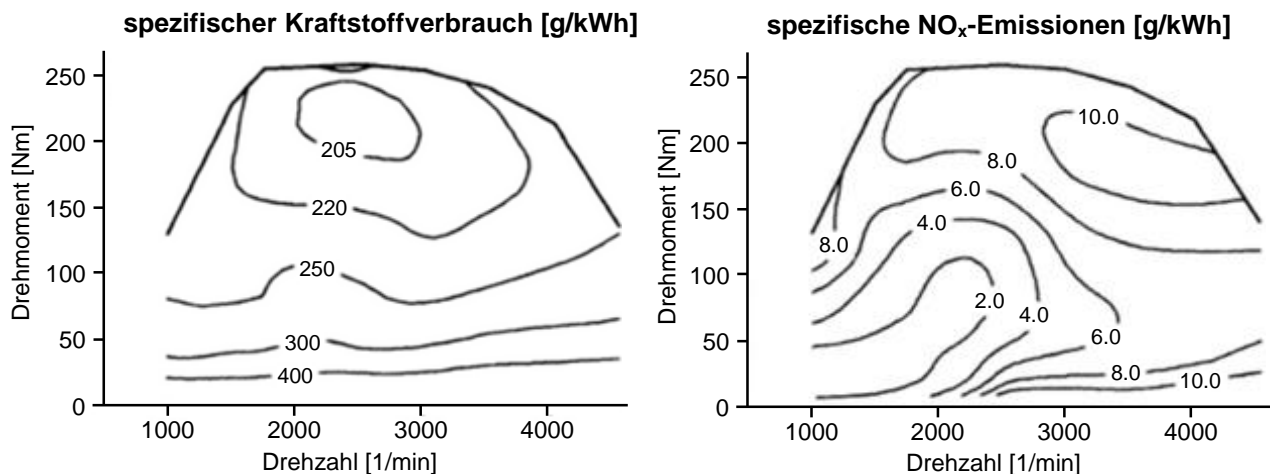
Zusätzlich mussten die bisher im Simulationsmodell nicht berücksichtigten Einflussgrößen implementiert und mit den dazugehörigen Modellkomponenten verknüpft werden (z.B. Berechnung der resultierenden Anströmung des Fahrzeugs und Berücksichtigung bei Luftwiderstand und aerodynamischem Auftrieb).

Schließlich war eine Anpassung der bereits vorhandenen Eingangsgrößen für die Untersuchung von Personenkraftwagen erforderlich. Da das vorgestellte Simulationsmodell ursprünglich für Lastkraftfahrzeuge verwendet wurde, musste beispielsweise das Motorkennfeld eines PKWs gewählt, parametrisiert und schließlich implementiert werden. Darüber hinaus waren auch Änderungen betreffend des Fahrzeugs notwendig, um z.B. die Getriebeübersetzung anzupassen.

Da die Bewertung der Einflussgrößen über deren Auswirkung auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch erfolgen soll, war dahingehend eine Erweiterung des Modells erforderlich. Als Ansatz wurde eine kennfeldbasierte Auswertung der Motorbetriebspunkte gewählt. Durch die Implementierung entsprechender Emissions- und Verbrauchskennfelder in das Simulationsmodell, können diese im vorgegebenen Fahrzyklus ermittelt werden.

In **Abbildung 31** sind die für die vorliegende Arbeit verwendeten Verbrauchs- und  $\text{NO}_x$ -Emissionskennfelder eines Dieselmotors (vgl. [15]) dargestellt. In Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes, definiert über Drehmoment und Drehzahl, können daraus der momentane Kraftstoffverbrauch bzw. die momentanen  $\text{NO}_x$ -Emissionen abgelesen werden. Werden diese für alle auftretenden Betriebspunkte addiert, resultiert der gesamte, im Fahrzyklus auftretende Kraftstoffverbrauch bzw. die auftretenden  $\text{NO}_x$ -Emissionen.

In diesem Zusammenhang sei darauf verwiesen, dass bei der Ermittlung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen von einem Start des Motors im betriebswarmen Zustand ausgegangen wird. D.h., dass Kaltstart-Effekte (z.B. erhöhte Reibungsverluste im Motor) in der Simulation nicht berücksichtigt werden.



**Abbildung 31:** Verbrauchs- und Emissionskennfeld ( $\text{NO}_x$ ; rechts) eines Dieselmotors  
[15], [eigene Darstellung]

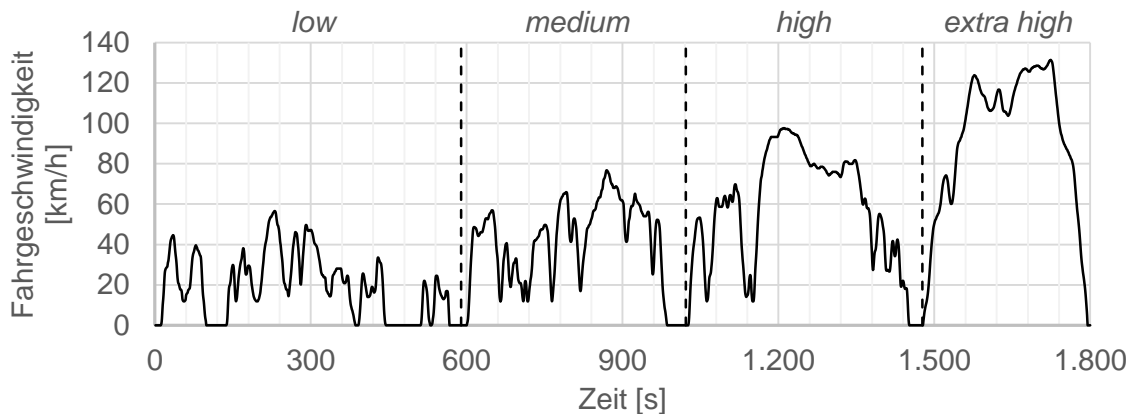
Schließlich wurde zur Auswertung und Aufbereitung der Simulationsdaten ein Tool in MATLAB erstellt. Damit besteht die Möglichkeit, den Kraftstoffverbrauch, die Emissionen und die Energiebereitstellung durch den Motor im Zyklus, phasenweise und gesamt zu berechnen.

Zusätzlich kann die Verteilung der auftretenden Motorbetriebspunkte mit Hilfe eines sogenannten „Bubble-Plots“ (Blasendiagramm) dargestellt werden. Dabei gibt die Fläche einer „Blase“ die Häufigkeit an, mit der Motorbetriebspunkte im betrachteten Kennfeldbereich auftreten.

Die „Bubble-Plots“ werden für den Kennfeldbereich mit Drehzahlen  $>1.000$  1/min erstellt. Dadurch kann einerseits eine Darstellung des Leerlaufbereichs verhindert werden,

welcher sonst aufgrund des häufigen Auftretens überrepräsentiert wäre. Andererseits können so Betriebspunktverlagerungen im Kennfeldbereich  $>1.000$  1/min deutlicher dargestellt werden.

Für die vorliegende Arbeit wurde der in **Abbildung 32** dargestellte Fahrzyklus verwendet. Es handelt sich dabei um den WLTC (engl.: Worldwide Light-duty Test Cycle) für Fahrzeuge der Klasse 3 nach [8].



**Abbildung 32:** Geschwindigkeitsverlauf des WLTC [8], [eigene Darstellung]

Der Zyklus hat eine Dauer von insgesamt 1.800 Sekunden und kann in vier Phasen unterteilt werden, welche in **Tabelle 5** zusammengefasst sind. Zusätzlich sind darin die zurückgelegte Strecke, die auftretende Maximalgeschwindigkeit sowie die Durchschnittsgeschwindigkeit je Phase eingetragen. Letztere wurde inklusive der im Zyklus vorkommenden Stopps berechnet.

**Tabelle 5:** Zusammenfassung – Kennwerte der Phasen des WLTC

[8], [eigene Darstellung]

	Dauer [s]	zurückgelegte Strecke [m]	Maximalgeschwindigkeit [km/h]	Durchschnittsgeschwindigkeit [km/h]
"low"	589	3.095	56,5	18,9
"medium"	433	4.756	76,6	39,5
"high"	455	7.158	97,4	56,6
"extra high"	323	8.254	131,3	92,0
gesamt	1.800	23.262	-	46,5

Ergebnisse einer Simulation sind in **Abbildung 33** dargestellt. Es handelt sich dabei um die ersten 100 Sekunden des WLTC.

In der Abbildung 33 a. ist ein Vergleich zwischen Soll- und Ist-Geschwindigkeit bei der Simulation ersichtlich. Daraus sind gut übereinstimmende Verläufe erkennbar. Lediglich in Folge von Schaltvorgängen zeigen sich Abweichungen von der Geschwindigkeitsvorgabe. Diese sind Abbildung 33 b. zu entnehmen. Darin ersichtlich ist der aktuell eingelegte Gang sowie der Kupplungsschluss, d.h. ob die Kupplung geöffnet (0%), geschlossen (100%) oder sich im Schlupf (größer 0% und kleiner 100%) befindet.

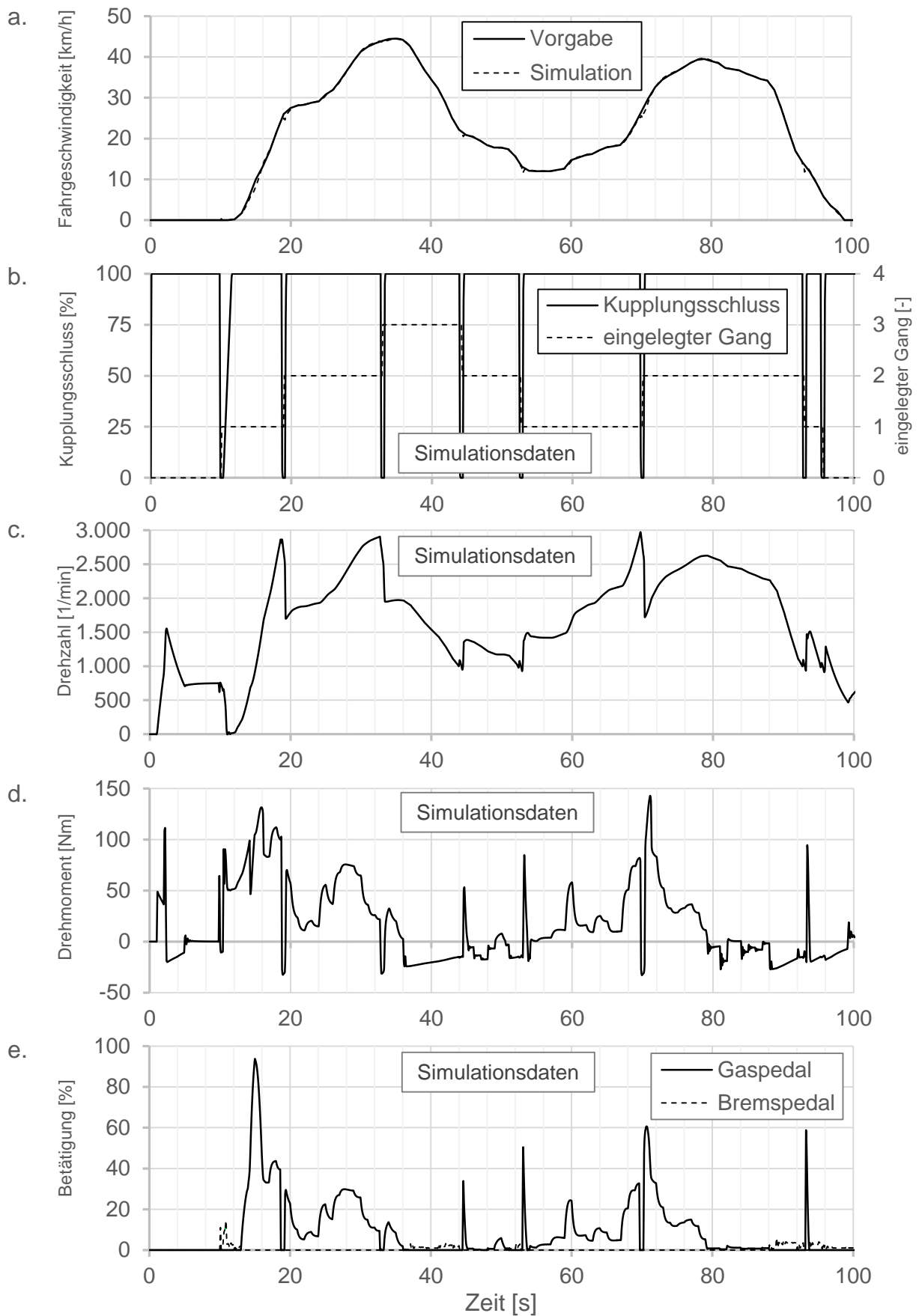
Ursache der Abweichungen im Geschwindigkeitsverlauf ist der Motordrehzahlabfall während des Schaltvorgangs und das anschließende Bestreben des Fahrermodells, erneut die Ist- an die Sollgeschwindigkeit anzupassen (siehe Abbildung 33 c.)

Der Grund für die abfallende Drehzahl kann mit Hilfe der Abbildung des Motordrehmoments (Abbildung 33 d.) erläutert werden. Wie sich zeigt, kann dieses auch negative Werte annehmen. Ursache hierfür ist ein im Motormodell vorgegebenes Reibmoment des Motors. Dieses kommt besonders in Phasen zu tragen, in denen die Gaspedalstellung bei 0% liegt und der Motor somit kein (positives) Moment generiert. Das Reibmoment führt dann zu einem Drehzahlabfall.

Schließlich ist in der Abbildung auch das Verhalten des Fahrermodells zur Betätigung von Gas- bzw. Bremspedal (siehe Abbildung 33 e.) ersichtlich. Dabei entspricht eine 100 prozentige Betätigung, einem jeweils voll durchgetretenen Pedal.

### **Fazit**

Das Simulationsmodell bildet in guter Näherung das vorgegebene Geschwindigkeitsprofil ab. Auftretende, geringfügige Abweichungen sind nicht relevant, da mit Hilfe des Modells Parametervariationen untersucht und verglichen werden sollen. Dabei sind die Änderungen zueinander von Interesse, jedoch nicht die absoluten Werte. Eine ideale Anpassung an ein Realfahrzeug ist deshalb nicht notwendig.



**Abbildung 33:** Simulationsergebnis der ersten 100 Sekunden des WLTC



## 4.2 Referenzfahrzeug und -umgebung: Fahrwiderstände und Simulationsergebnis

Nach der grundsätzlichen Beschreibung der verwendeten Ansätze erfolgt im Weiteren die Quantifizierung der Einflussgrößen.

Hierfür wurde ein Referenzfahrzeug sowie eine Referenzumgebung definiert, um die Auswirkungen der Einflussgrößen beurteilen zu können.

Die Daten des Referenzfahrzeugs und der -umgebung sind gemeinsam mit den jeweiligen Quellen in **Tabelle 6** zusammengefasst. Daten ohne Angabe einer Quelle wurden angenommen.

Das Referenzfahrzeug ist vergleichbar einem Audi A4 (siehe auch [48]), also einem Fahrzeug des D-Segments.

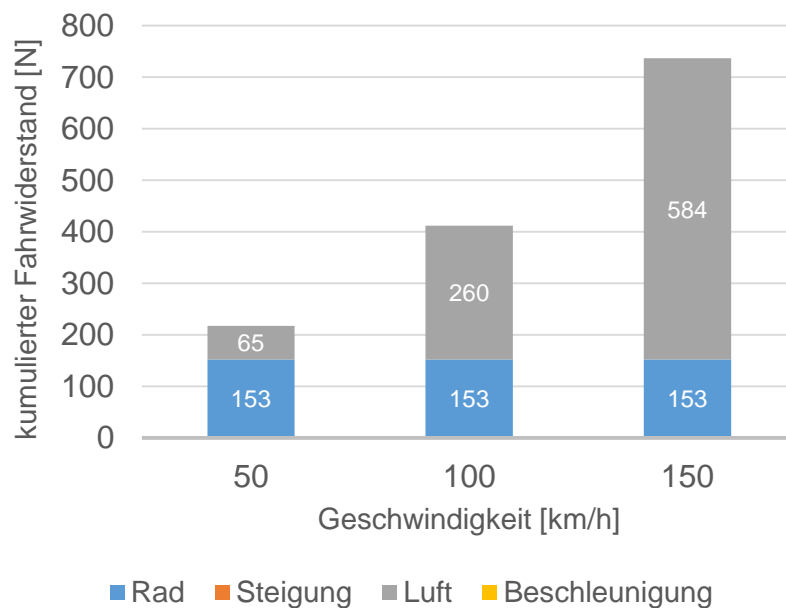
**Tabelle 6:** Zusammenfassung – Referenzfahrzeug bzw. Referenzumgebung  
(Quellen in letzter Spalte angegeben; Rest = angenommene Werte)

Masse des Fahrzeugs	$m$	1.555 [kg]	[48]
Luftwiderstandsbeiwert	$c_x(\tau_r = 0^\circ)$	0,260 [-]	[23]
Auftriebsbeiwert	$c_z$	0 [-]	-
Querschnittsfläche	$A$	2,2 [m <sup>2</sup> ]	[48]
Radwiderstandsbeiwert	$f_R(T_U = 25^\circ\text{C})$	0,01 [-]	[18]
Rad/Reifen - Breite	-	205 [mm]	-
Rad/Reifen - Breite/Höhe Verhältnis	-	55 [%]	-
Rad/Reifen - Felgendurchmesser	-	16 [“]	-
Schräglaufsteifigkeit Vorderachse	$c_{\beta V}$	3.000 [N/°]	[39]
Schräglaufsteifigkeit Hinterachse	$c_{\beta H}$	3.000 [N/°]	[39]
Abstand Schwerpunkt-Vorderachse	$l_V$	1,404 [m]	[48]
Abstand Schwerpunkt-Hinterachse	$l_H$	1,404 [m]	[48]
Radstand	$l$	2,808 [m]	[48]
Energiebedarf Nebenverbraucher	$P_{NV}$	0 [W]	-
Umgebungstemperatur	$T_U$	25 [°C]	-
Luftfeuchtigkeit	$H_U$	50 [%]	-
Luftdruck	$p_U$	101.325 [Pa]	-
Fahrbahnneigung	$p$	0 [%]	-
Windgeschwindigkeit	$v_W$	0 [m/s]	-
Windrichtung	$\tau_W$	0 [°]	-
Wasserfilmhöhe	$H$	0 [mm]	-
Kurvenkrümmung	$\kappa$	0 [1/m]	-

Mit Hilfe der Gleichungen (3.1), (3.3) und (3.6) bis (3.14) können aus obigen Werten die in **Abbildung 34** zusammengefassten Fahrwiderstandsanteile ermittelt werden.

Es handelt sich um stationäre Widerstandswerte, d.h. jeweils für konstante Geschwindigkeit bzw.  $a_x = 0$ . Im Radwiderstand sind der Roll-, Kurven- und Schwallwiderstand berücksichtigt. Die beiden letzten sind aufgrund obiger Annahmen 0.

Aus den obigen Daten der Umgebung (Temperatur, Luftdruck und Luftfeuchtigkeit) ergibt sich die Luftdichte zu  $\rho_U = 1,177 \text{ kg/m}^3$ .



**Abbildung 34:** Fahrwiderstände für Referenzwerte

Wird der Fahrwiderstand  $F$  des Fahrzeugs für  $p = 0 \%$  wie üblich als Polynom zweiten Grades in der Form

$$F = F_0 + F_1 \cdot x + F_2 \cdot x^2 \quad (4.1)$$

angegeben ( $x$  ist im konkreten Fall die Fahrgeschwindigkeit  $v_x$ ), resultieren die in **Tabelle 7** zusammengefassten Werte für die Konstanten  $F_0$ ,  $F_1$  und  $F_2$  in Gleichung (4.1).

**Tabelle 7:** Zusammenfassung der Konstanten im Fahrwiderstandspolynom für Referenz nach Tabelle 6

Konstante in Gleichung (4.1)	Wert
$F_0$	152,6 N
$F_1$	0 N/(km/h)
$F_2$	0,026 N/(km/h) <sup>2</sup>

Im Weiteren sollen die Simulationsergebnisse mit dem vorgestellten Modell aus Kapitel 4.1.3 für das Referenzfahrzeug gezeigt werden.

Für die Ermittlung der NO<sub>x</sub>-Emissionen sowie des Kraftstoffverbrauchs wurde das in Tabelle 6 definierte Referenzfahrzeug bzw. die -umgebung verwendet. Die für die Simulation verwendeten Kennfelder wurden bereits in Abbildung 31 (Seite 63) gezeigt.

Die Ergebnisse der Simulation sind in **Abbildung 35** zusammengefasst. Darin sind neben der mechanischen Energiebereitstellung durch den Motor, die ermittelten NO<sub>x</sub>-Emissionen sowie der Kraftstoffverbrauch eingetragen. Einerseits für jede Phase getrennt und andererseits als Ergebnisse für den gesamten Zyklus.

Die Energiebereitstellung des Motors wurde aus dem an der Kurbelwelle abgegebenen Drehmoment und der Drehzahl des Motors berechnet. Aus diesen Werten kann die abgegebene Leistung ermittelt werden, welche über die Zeit aufsummiert, die vom Motor bereitgestellte Energie ergibt.

Bei den NO<sub>x</sub>-Emissionen erfolgt eine Umrechnung des Ergebnisses auf einen Wert in g/km (entspricht der Einheit des limitierten Grenzwerts nach [7]), beim Kraftstoffverbrauch eine Berechnung des Verbrauchs in l/100km auf Basis des jeweiligen Durchschnittsverbrauchs.

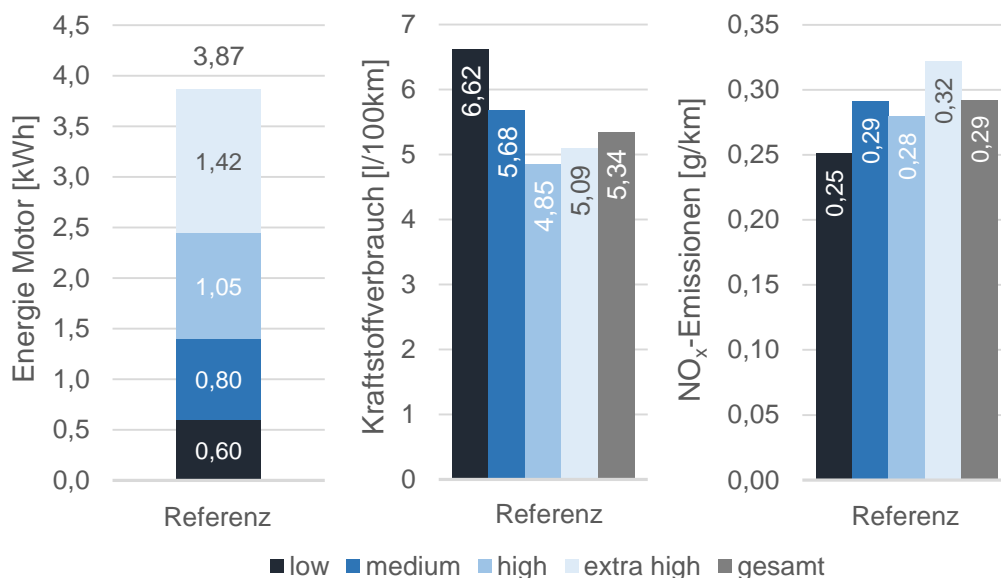
Wie aus Abbildung 35 ersichtlich ist, ergibt sich für die beiden ersten Phasen – geringe Durchschnittsgeschwindigkeit – ein höherer Kraftstoffverbrauch als in den verbleibenden. Ursache hierfür sind die in diesen Phasen auftretenden, niedrigen Lastpunkte, wie bei näherer Untersuchung der Phasen „low“ und „medium“ des WLTC mit Hilfe eines „Bubble-Plots“ sichtbar wird. Diese haben zur Folge, dass die Betriebspunkte in

Bereichen des Verbrauchskennfelds (siehe Abbildung 31, Seite 63) liegen, in denen ein hoher spezifischer Verbrauch resultiert. Trotz geringer Energiebereitstellung durch den Motor in den Phasen mit geringer Durchschnittsgeschwindigkeit, kann der erhöhte spezifische Kraftstoffverbrauch nicht kompensiert werden. Eine absolute Erhöhung ist die Folge.

Bei den NO<sub>x</sub>-Emissionen zeigt sich, dass die zu den Phasen zugeordneten Ergebnisse, nicht mit jenen des Kraftstoffverbrauchs vergleichbar sind (qualitativer Vergleich).

Wie sich aus den Ergebnissen zeigt, resultieren die geringsten Emissionen während der Phase „low“, die höchsten für die Phase „extra high“. Dazwischen steigt das Ergebnis zunächst für die Phase „medium“ und sinkt für die Phase „high“ wieder ab.

Auch hier kann die Erklärung mit Hilfe der Verteilung der Betriebspunkte („Bubble-Plot“) gegeben werden. Da in den Phasen „medium“ und „extra-high“ die Motorbetriebspunkte in Bereichen des Emissionskennfelds (siehe Abbildung 31, Seite 63) mit höheren spezifischen Emissionen zu liegen kommen, ergeben sich, zusammen mit der Energiebereitstellung des Motors, höhere absolute NO<sub>x</sub>-Emissionen als in den Phasen „low“ und „high“.

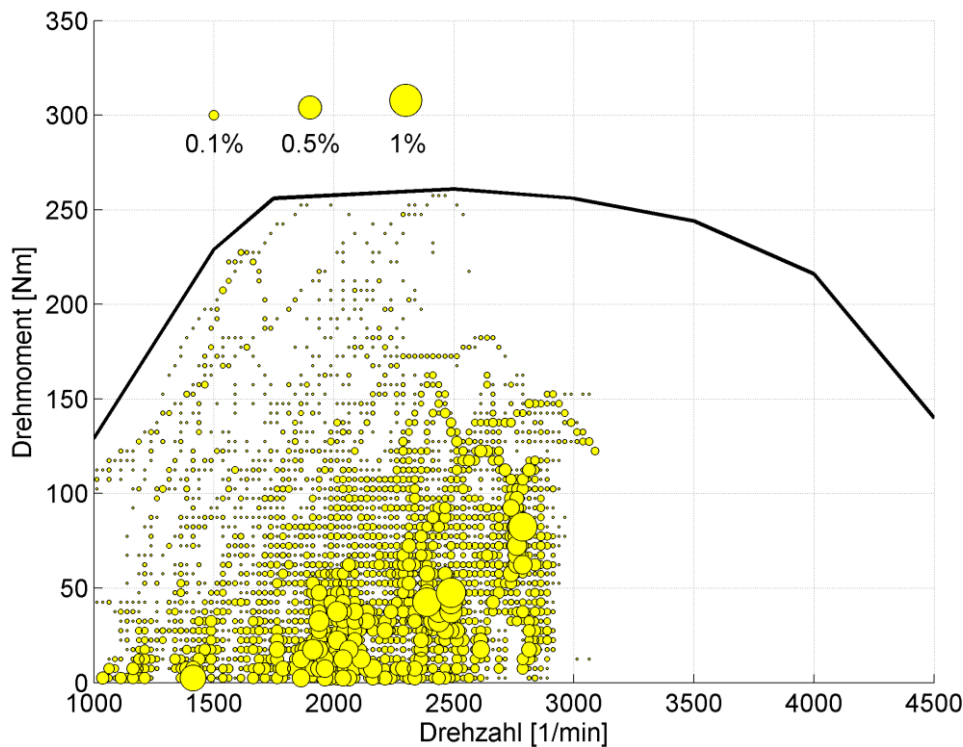


**Abbildung 35:** Zusammenfassung – Simulationsergebnisse des Referenzfahrzeugs

Schließlich wird in **Abbildung 36** die Verteilung der Motorbetriebspunkte dargestellt. Wie daraus ersichtlich ist, liegt die Mehrzahl der Betriebspunkte bei geringeren Lasten und

bis zu einer Drehzahl von etwa 3.000 1/min. Ursache für letzteres ist die im Simulationsmodell hinterlegte Schaltstrategie, welche ein Hochschalten bei 3.000 1/min vorsieht. Betriebspunkte bei höheren Lasten ergeben sich aus Beschleunigungsvorgängen im Zyklus.

Der in der Abbildung dargestellte „Bubble-Plot“ dient als Vergleich für die weiteren Untersuchungen.



**Abbildung 36:** „Bubble-Plot“ für Referenzparameter

### 4.3 Quantifizierung der Einflussgrößen

Im Weiteren sollen die Einflussgrößen gemäß Tabelle 4, genauer deren Auswirkung auf den Fahrwiderstand bzw. energetischen Verbraucher quantifiziert werden. Hierzu werden die in Kapitel 4.1 beschriebenen Ansätze verwendet.

Einflussgrößen, welche keine direkten Auswirkungen auf den Fahrwiderstand bzw. die energetischen Verbraucher haben, werden aufgezeigt, aufgrund des Umfangs jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter behandelt.

In der vorliegenden Arbeit werden jene Einflussgrößen als relevant erachtet, welche im Vergleich zur Referenz zu einer Änderung des Kraftstoffverbrauchs (und somit der CO<sub>2</sub>-Emissionen) von  $\geq 1$  % führen.

In analoger Weise wird für den Fahrwiderstand eine als relevant zu erachtende Erhöhung eingeführt. Diese wird auf Basis der Angabe des Mehrverbrauchs von 0,17 l/100km je 100 W elektrischer Leistung in [38] errechnet.

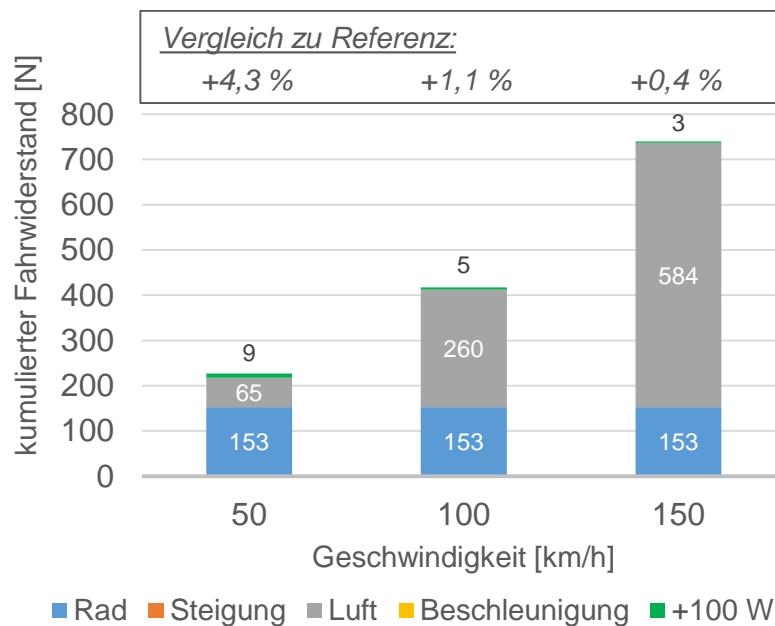
Die angegebene elektrische Leistung von 100 W kann unter Berücksichtigung des angenommenen Generatorwirkungsgrads ( $\eta_{Generator} = 0,7$ ; [49]) und eines Übersetzungsverhältnisses zwischen Kurbelwellen- und Generatorwellendrehzahl von 1, in die mechanische Leistungsanforderung an den Motor umgerechnet werden.

Unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade von Getriebe ( $\eta_{Getriebe} = 0,95$ ) und Differenzial ( $\eta_{Differenzial} = 0,95$ ; beide angenommen), kann in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit jener Fahrwiderstand berechnet werden, welcher die gleiche mechanische Leistungsanforderung an den Motor stellt, wie die obig erwähnte elektrische Leistung von 100 W unter den getroffenen Annahmen.

Die Ergebnisse sind in **Abbildung 37** dargestellt. Darin sind die Fahrwiderstandsanteile der Referenz, sowie die zu einer elektrischen Leistung von 100 W äquivalente Erhöhung eingetragen. Ebenso ist darin die jeweilige Fahrwiderstandserhöhung relativ zur Referenz dargestellt.

In der Abbildung kann in Abhängigkeit der Geschwindigkeit, die, für die weiteren Untersuchungen, als relevant zu bewertende Erhöhung des Fahrwiderstands abgelesen werden (Prozentangaben über den Säulen). Eine Fahrwiderstandserhöhung um den eingetragenen Betrag, hat unter den getroffenen Annahmen einen Mehrverbrauch von 0,17 l/100km zur Folge.

In analoger Weise wird davon ausgegangen, dass eine Verringerung des Fahrwiderstandes um denselben Betrag (und darüber hinaus), ebenfalls zu berücksichtigen ist.



**Abbildung 37:** Fahrwiderstände inkl. einer zu 100 W elektrischer Leistung äquivalenten Erhöhung

#### 4.3.1 Fahrgeschwindigkeit

Aus der Ermittlung der Einflussgrößen in Kapitel 3 geht hervor, dass die Fahrgeschwindigkeit auf folgende Widerstandsanteile Einfluss nimmt:

- Radwiderstand
- Luftwiderstand
- Beschleunigungswiderstand

Im Weiteren wird die Auswirkung der Fahrgeschwindigkeit auf die obig gelisteten Fahrwiderstandsanteile untersucht.

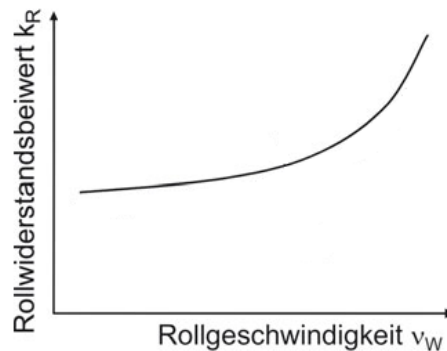
#### Einfluss auf Radwiderstand

Wie in Kapitel 3.1.1 gezeigt, nimmt die Fahrgeschwindigkeit über die Anteile von Reifen und Fahrbahn Einfluss auf den Fahrwiderstand.

Da eine Analyse der Einzeleinflüsse der Fahrgeschwindigkeit auf den Widerstandsanteil des Reifens den Rahmen der vorliegenden Arbeit sprengen würde, wird der allgemeine Einfluss auf den Rollwiderstand untersucht.

Üblicherweise wird ein über der Geschwindigkeit konstanter Rollwiderstandsbeiwert angenommen [17]. Dass dies nur eine Näherung ist, ist in **Abbildung 38** ersichtlich.

Wie zu erkennen ist, steigt der Rollwiderstandsbeiwert bei geringen Geschwindigkeit zunächst geringfügig linear an. Mit zunehmender Geschwindigkeit weicht der Verlauf jedoch vom linearen Zusammenhang ab. Der Grund hierfür, ist die mit steigender Geschwindigkeit zunehmende Auswirkung von Deformationswellen. [17]



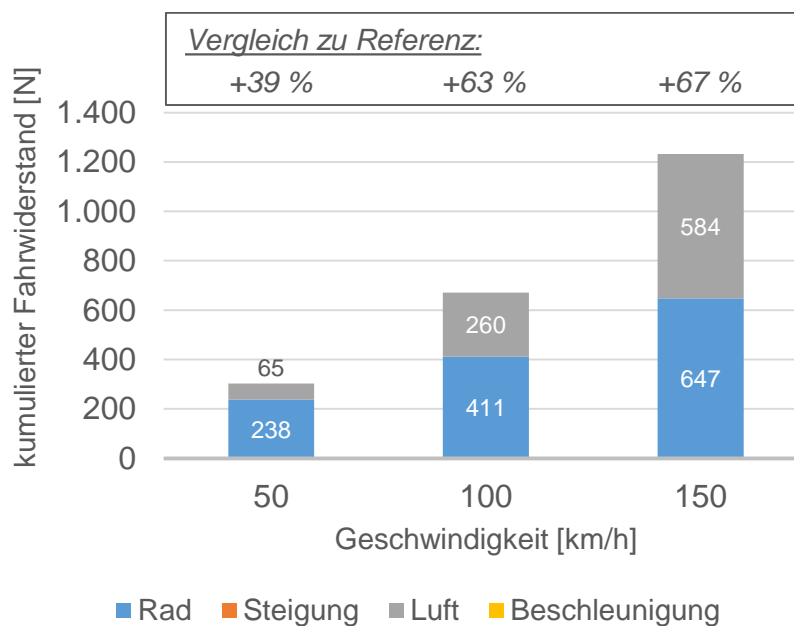
**Abbildung 38:** Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit der Rollgeschwindigkeit [17]

Für die Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand kann dieses Verhalten jedoch vernachlässigt werden. Werden die Geschwindigkeitsbereiche, in denen der obige Effekt auftritt, auch bei Ausrollversuchen (Ausrollversuche werden zur Bestimmung des Fahrwiderstands zur Lastanpassung des Rollenprüfstandes durchgeführt; siehe auch [41]) erreicht, so tritt die Widerstandserhöhung ebenfalls auf. Am Rollenprüfstand erfolgt die Berücksichtigung des obigen Effekts durch eine entsprechende Lastanpassung an den Fahrwiderstand.

Wie in der Einleitung des Kapitels beschrieben, hat die Fahrgeschwindigkeit neben dem Anteil des Reifens, auch durch die Fahrbahn Einfluss auf den Radwiderstand. Dieser ergibt sich über den Schwallwiderstand, welcher auf nasser Fahrbahn, also beispielsweise bei Niederschlag, auftritt.

In **Abbildung 39** sind die Ergebnisse der Fahrwiderstandsbereiche für unterschiedliche Geschwindigkeiten und unter Berücksichtigung einer Wasserfilmhöhe von 1 mm zusammengefasst. Wie daraus ersichtlich ist, steigen der Schwall- und damit der Radwiderstand mit zunehmender Geschwindigkeit an.





**Abbildung 39:** Fahrwiderstände unter Berücksichtigung des Schwallwiderstands  
( $H = 1 \text{ mm}$ )

### Einfluss auf Luftwiderstand

Der grundsätzliche Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Luftwiderstand wurde in Kapitel 3.1.1 gezeigt. Da dieser quadratisch von der Fahrzeuanströmung abhängt, ergeben Abweichungen von einer Geschwindigkeitsvorgabe einen mitunter deutlich veränderten Fahrwiderstand.

Wie beim Rollwiderstand zuvor wird dieser Effekt durch eine Lastanpassung des Rollenprüfstands, an den zuvor ermittelten Fahrwiderstand, berücksichtigt.

### Einfluss auf Beschleunigungswiderstand

Die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst den Beschleunigungswiderstand durch den in Gleichung (3.14) identifizierten dynamischen Reifenradius. Durch die Rotation erfolgt mit zunehmender Geschwindigkeit eine Dehnung des Reifens infolge der Fliehkräfte.

Bei der Durchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand wird dieser Effekt ebenfalls abgebildet und muss deshalb nicht speziell berücksichtigt werden.

**Fazit**

Wie anhand der Ausführungen zuvor zu erkennen ist, hat die Fahrgeschwindigkeit grundsätzlichen Einfluss auf den Fahrwiderstand. Durch Lastanpassung am Rollenprüfstand bzw. direkte Abbildung auftretender Effekte (durch physikalische Gegebenheiten), können diese jedoch vernachlässigt werden.

Lediglich im Falle eines Wasserfilms konnten deutliche Auswirkungen auf den Fahrwiderstand gezeigt werden.

Für die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen ist somit die grundsätzliche Übereinstimmung der Fahrgeschwindigkeit mit jener im Realversuch erforderlich. Die zuvor beschriebenen Auswirkungen auf den Rad-, Luft- und Beschleunigungswiderstand werden dann analog zum Realversuch abgebildet und eine Verfälschung der Ergebnisse kann vermieden werden.

Da eine hundertprozentige Übereinstimmung der Fahrgeschwindigkeit am Rollenprüfstand mit jener im Realversuch nicht möglich ist (z.B. Fahrer reagiert auf Änderung, Fahrgeschwindigkeit steigt durch Trägheit verzögert), ist dem Fahrer am Rollenprüfstand, ein zulässiges Toleranzband um die vorgegebene Fahrgeschwindigkeit vorzugeben.

Wie dieses aussehen muss, kann anhand der, in der vorliegenden Arbeit gewählten Ansätze, nicht beantwortet werden. Untersuchungen hinsichtlich des zulässigen Toleranzbandes können im Rahmen von Praxisversuchen im Anschluss an diese Arbeit durchgeführt werden.

**4.3.2 Beschleunigung**

Die Beschleunigung steht mit der im vorigen Kapitel untersuchten Geschwindigkeit in direktem Verhältnis, ist die Beschleunigung doch die zeitliche Ableitung der Geschwindigkeit.

Grundsätzlich hat die Beschleunigung Auswirkungen auf den Beschleunigungswiderstand. Dessen Berechnung kann vereinfacht nach Gleichung (4.2) aus [18] erfolgen. Die Vereinfachung ergibt sich aus der Einführung eines Drehmassenzuschlagfaktors, welcher den Beschleunigungsanteil der rotatorischen Massen (in Abhängigkeit des eingelegten Ganges) bei der Berechnung berücksichtigt. Nähere Informationen hierzu, sowie Anhaltswerte für diesen Faktor können [18] entnommen werden.

$$F_{W,B} = m \cdot (1 + \varepsilon) \cdot a_x \quad (4.2)$$

Darin ist

$F_{W,B}$	...	Beschleunigungswiderstandskraft in [N]
$m$	...	Fahrzeugmasse in [kg]
$\varepsilon$	...	Drehmassenzuschlagsfaktor [-]
$a_x$	...	Längsbeschleunigung in [m/s <sup>2</sup> ]

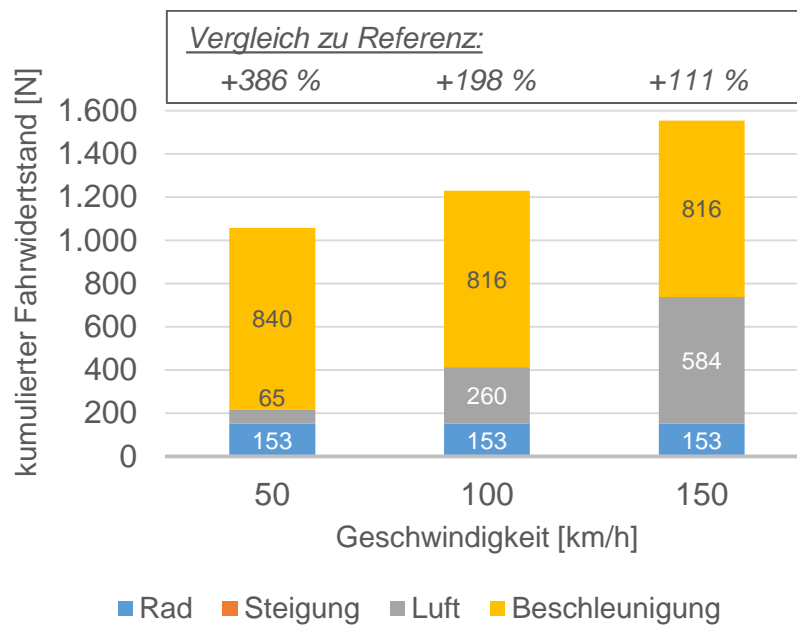
Aus **Tabelle 8** können die für die Berechnung des Beschleunigungswiderstands, zur weiteren Berücksichtigung beim Fahrwiderstand, gewählten Drehmassenzuschlagsfaktoren zusammen mit den angenommenen Gängen abgelesen werden.

**Tabelle 8:** gewählte Drehmassenzuschlagsfaktoren für Beschleunigungswiderstandsberechnung

	eingelegter Gang	Drehmassenzuschlagsfaktor
50 km/h	3	0,08
100 km/h	5	0,05
150 km/h	5	0,05

In **Abbildung 40** sind die Berechnungsergebnisse für den Fahrwiderstand unter Berücksichtigung einer Beschleunigung von  $a_x = 0,5 \text{ m/s}^2$  (entspricht einer moderaten Beschleunigung) dargestellt.

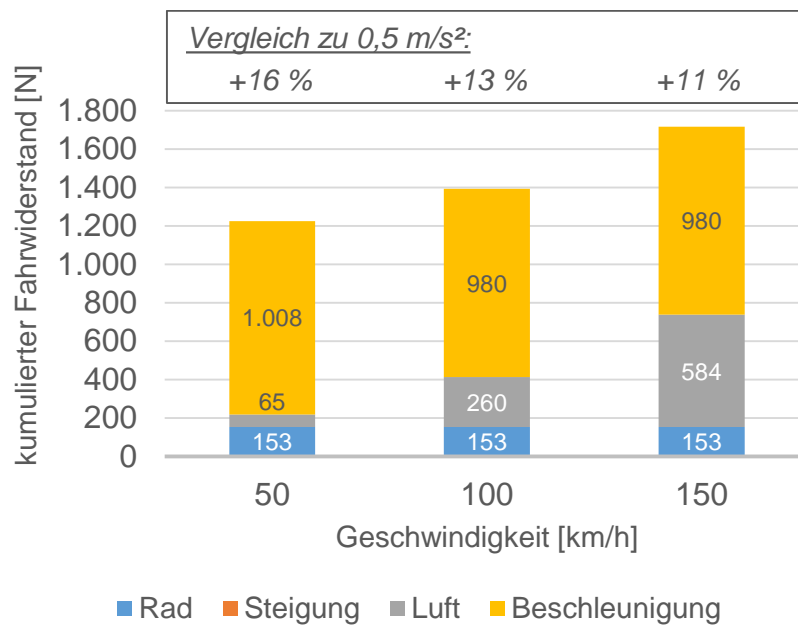
Wie daraus ersichtlich ist, ergibt sich im Vergleich zur Referenz eine deutliche Erhöhung des Fahrwiderstands. Das Ausmaß dieser Erhöhung ist von der Geschwindigkeit abhängig. Ursache hierfür ist der mit steigender Geschwindigkeit zunehmende Anteil des Luftwiderstands am Gesamtwiderstand. Hingegen bleibt unter den getroffenen Annahmen der Beschleunigungswiderstand konstant, weswegen der Einfluss bei höheren Geschwindigkeiten geringer ausfällt.



**Abbildung 40:** Fahrwiderstände unter Berücksichtigung der Beschleunigung  
( $a_x = 0,5 \text{ m/s}^2$ )

In **Abbildung 41** sind die Fahrwiderstandsergebnisse für eine Erhöhung der Beschleunigung von  $a_x = 0,5 \text{ m/s}^2$  auf  $a_x = 0,6 \text{ m/s}^2$  zusammengefasst. Die im oberen Teil der Abbildung angegebenen Werte, beziehen sich hier nicht auf die Referenz (Abbildung 34, Seite 68), sondern auf die zuvor dargestellten Ergebnisse für eine Beschleunigung von  $a_x = 0,5 \text{ m/s}^2$ .

Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, bewirkt eine Erhöhung der Beschleunigung eine Erhöhung des Gesamtfahrwiderstands. Diese kann, gemessen an den zu Beginn des Kapitels definierten Werten (Abbildung 37, Seite 73), nicht vernachlässigt werden.



**Abbildung 41:** Fahrwiderstände infolge erhöhter Beschleunigung ( $a_x = 0,6 \text{ m/s}^2$ )

Der zuvor aufgezeigte Einfluss einer Beschleunigungsvariation ist besonders für die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen von Interesse. Bei Abweichungen von der vorgegebenen Soll-Geschwindigkeit und dem dadurch ausgelösten Bestreben des Fahrers, die Ist-Geschwindigkeit anzupassen, können höhere bzw. geringere Beschleunigungen als vorgesehen auftreten und somit das Ergebnis beeinflusst werden.

Zu klären ist in diesem Zusammenhang, wie exakt die vorgegebene Geschwindigkeit durch Einführung eines zulässigen Toleranzbandes (um die Soll-Geschwindigkeit) eingehalten werden muss (absolut und bezüglich der Beschleunigung), um eine deutliche Verfälschung des Ergebnisses zu verhindern.

Der grundsätzliche Einfluss der Ausnützung eines vorgegebenen Toleranzbandes wurde in [50] anhand des NEFZ untersucht. Dabei ist eine Geschwindigkeitsabweichung von  $\pm 2 \text{ km/h}$  bei der Testdurchführung zulässig (siehe auch [41]). Durch ideale Ausnützung des Toleranzbandes, konnte eine Differenz der  $\text{CO}_2$ -Emissionen von 4 % nachgewiesen werden.

Für die Versuchsdurchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand, folgt ein Zielkonflikt aus den folgenden beiden Forderungen:

- Toleranzband so eng wie möglich – Fahrer wird „gezwungen“ kleinen Geschwindigkeitsänderungen zu folgen
- Toleranzband so weit wie möglich – Fahrer kann Geschwindigkeitsänderungen leichter folgen und innerhalb des Toleranzbandes bleiben, sodass der Test positiv absolviert werden kann

## **Fazit**

Der grundsätzlich deutliche Einfluss der Beschleunigung auf den Fahrwiderstand konnte dargestellt werden.

Anhand der in der Arbeit gewählten Ansätze, kann die Frage, nach einem, hinsichtlich der Ergebnisse „idealen“ Toleranzband, nicht geklärt werden. Hierzu ist u.a. ein Fahrversuch notwendig, welcher in Folgeuntersuchungen analysiert werden kann.

### **4.3.3 Schaltzeitpunkt und -dauer**

Wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, resultiert der Einfluss von Schaltzeitpunkt und -dauer aus Abweichungen des Schaltverhaltens am Rollenprüfstand, von einer Vorgabe aus Versuchen in „realer Umwelt“.

Eine Aussage des Einflusses des Schaltzeitpunkts kann mit Hilfe von [50] und [51] gegeben werden.

In [50] wurden Realversuche mit verschiedenen Fahrzeugen durchgeführt. Als Testzyklus kam der NEFZ zum Einsatz, wobei die Schaltzeitpunkte in Richtung niedrigerer Drehzahlen optimiert wurden. Durch diese Maßnahme konnten signifikante Reduktionen der CO<sub>2</sub>-Emissionen im Vergleich zu den für die Testdurchführung vorgegebenen Schaltzeitpunkten erzielt werden. Innerorts resultierten 20 % geringere CO<sub>2</sub>-Emissionen, außerorts etwa 10 % geringere.

In [51] wurde mit Hilfe des Simulationsmodells PHEM (engl.: Passenger car and Heavy duty vehicle Emission Model) der TU-Graz (siehe auch [52]), die Auswirkung einer veränderten Schaltstrategie untersucht. Als Zyklus wurde hierfür der WLTC verwendet.

Durch Änderung der vorgegebenen Schaltzeitpunkte, wurde die Sensitivität eines simulierten Benzin- bzw. Dieselfahrzeugs darauf untersucht.

Wie in diesen Untersuchungen gezeigt werden konnte, beeinflussen die Schaltzeitpunkte den Kraftstoffverbrauch. Je nach simulierter Schaltstrategie, ergibt sich ein Mehrverbrauch von bis zu +1,6 % bzw. eine Verringerung um bis zu -1,2 %.

### **Fazit**

Wie mit Hilfe von [50] und [51] belegt werden konnte, hat der Schaltzeitpunkt einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die CO<sub>2</sub>-Emissionen bzw. den Kraftstoffverbrauch. Da der WLTC aufgrund seiner Dynamik einem RDE-Test wesentlich ähnlicher ist als der NEFZ, wird [51] zum Vergleich herangezogen. Wie sich zeigt, ergeben sich durch Variation der Schaltzeitpunkte um  $\pm 1$  s, Verbrauchsunterschiede von etwa  $\pm 1,5$  %.

Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, ist deshalb bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand der Schaltzeitpunkt dem Fahrer vorzugeben. Dazu ist eine Aufzeichnung während des RDE-Tests auf der Straße und in „realer Umgebung“ erforderlich.

Der zulässige Toleranzbereich ist im Rahmen von Praxisversuchen, welche an die vorliegende Arbeit anschließen, zu untersuchen.

### **4.3.4 Umgebungstemperatur**

Der Einfluss der Umgebungstemperatur auf Emissionen und Verbrauch wurde in Kapitel 3 wie folgt identifiziert.

Die Umgebungstemperatur beeinflusst zunächst den Motor bzw. die innermotorische Verbrennung, durch deren Auswirkung auf die Umgebung, in der der Motor betrieben wird. Einerseits betrifft dies die Ansaugluft, andererseits die Temperatur im Motorraum.

Daneben hat die Umgebungsluft Einfluss auf die Lastanforderung an den Motor, durch Auswirkungen auf die Fahrwiderstandsanteile des Rad- und Luftwiderstands sowie durch Veränderung des Energiebedarfs zum Antrieb von Nebenverbrauchern, wie der Klimaanlage oder des Kühlerlüfters.

Der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die innermotorische Verbrennung, wird in der vorliegenden Arbeit nicht näher untersucht, da der Fokus auf den Auswirkungen auf den Fahrwiderstand bzw. die energetischen Verbraucher liegt.

Ergebnisse hierzu, wie beispielsweise die Auswirkung niedriger Temperaturen auf die Kaltstartemissionen, können z.B. [44] und [53] entnommen werden. Grundsätzlich zeigt sich jedoch eine Abhängigkeit der Emissionen sowie des Kraftstoffverbrauchs von der Umgebungstemperatur.

Darüber hinaus beeinflusst die Umgebungstemperatur das Abgasnachbehandlungssystem über deren Einfluss auf das Anspring- und Abkühlverhalten. Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf den Auswirkungen auf den Fahrwiderstand bzw. die energetischen Verbraucher liegt, wird dieser Effekt nicht näher betrachtet. Dies kann im Rahmen, an diese Arbeit anschließender Projekte, untersucht werden.

### **Einfluss auf Radwiderstand**

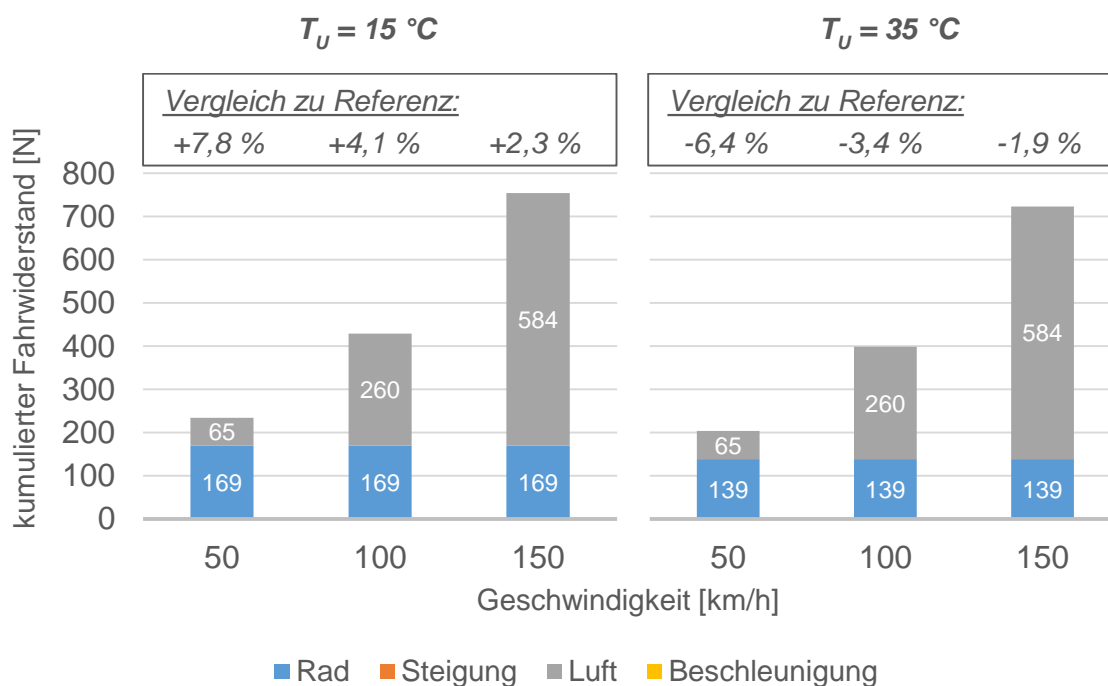
Der Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Rad- bzw. den Rollwiderstand im speziellen, wurde mit Hilfe von Gleichung (3.8) untersucht. Darin wurde der Zusammenhang zwischen dem Rollwiderstand bei beliebiger Temperatur und jenem, bei einer genormten Temperatur von  $T_U = 25\text{ °C}$  dargestellt. Für die folgenden Untersuchungen wurde die Gleichung dahingehend umgeformt, dass der Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur berechnet werden kann.

In **Abbildung 42** sind die Ergebnisse für  $T_U = 15\text{ °C}$  bzw.  $T_U = 35\text{ °C}$  dargestellt. Die Temperaturänderung wurde dabei nur beim Radwiderstand berücksichtigt. Eine Untersuchung des Luftwiderstands, auf den eine Temperaturänderung ebenfalls Einfluss nimmt, wird im Anschluss dargestellt. Durch dieses Vorgehen ist die Bewertung der Auswirkung separat möglich.

Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, führt eine Temperaturerhöhung zu einer Verringerung des Rollwiderstandsbeiwerts und damit des Rollwiderstands selbst ( $f_R(T_U = 15\text{ °C}) = 0,011$  bzw.  $f_R(T_U = 35\text{ °C}) = 0,009$ ).



Der prozentuelle Einfluss ist bei geringen Geschwindigkeiten höher. Ursache ist der mit steigender Geschwindigkeit zunehmende Anteil des Luftwiderstands am Gesamtwiderstand.



**Abbildung 42:** Fahrwiderstände infolge veränderter Umgebungstemperatur – Auswirkung auf Radwiderstand

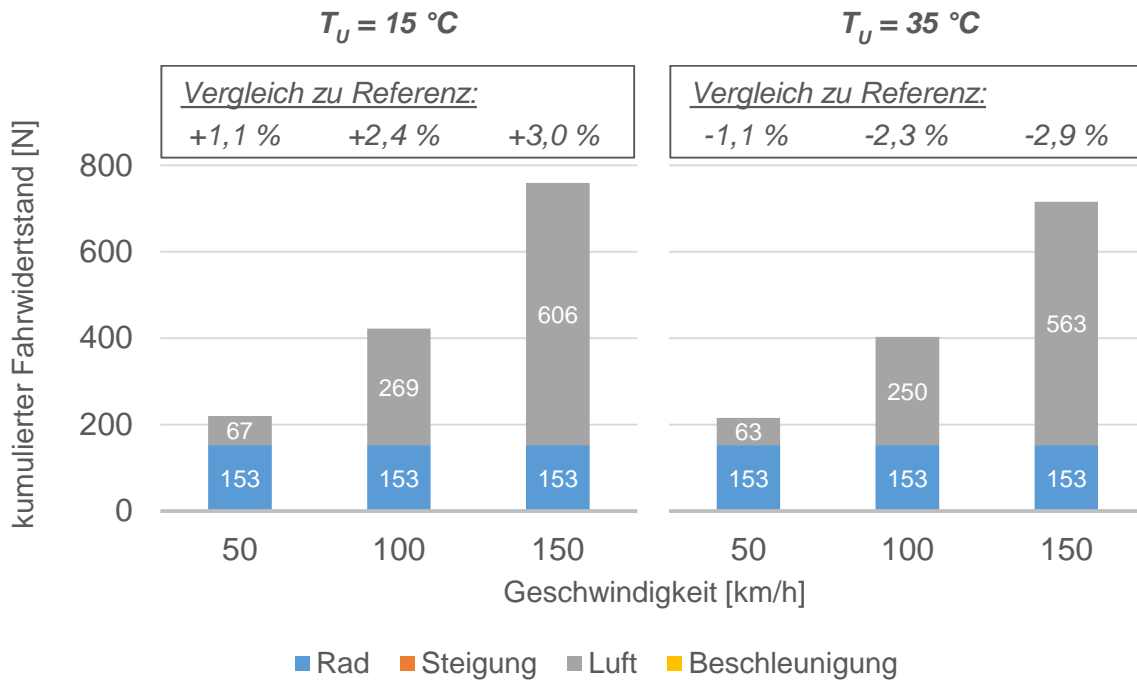
### Einfluss auf Luftwiderstand

Der Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Luftwiderstand ist über dessen Auswirkung auf die Luftdichte zu erklären. Der Zusammenhang wurde in Gleichung (3.5) angegeben.

Grundsätzlich nimmt die Luftdichte mit steigender Umgebungstemperatur ab. Da zwischen der Luftdichte und dem Luftwiderstand ein direkter Zusammenhang besteht, nimmt auch dieser ab.

Dies ist auch aus **Abbildung 43** ersichtlich. Die Berechnung erfolgte für eine Temperatur von  $T_U = 15\text{ °C}$  ( $\rho_U = 1,221\text{ kg/m}^3$ ) bzw.  $T_U = 35\text{ °C}$  ( $\rho_U = 1,133\text{ kg/m}^3$ ). Luftdruck und Luftfeuchtigkeit blieben bei der Berechnung der Luftdichte im Vergleich zur Referenz unverändert. Auswirkungen auf den Radwiderstand – wie zuvor gezeigt – wurden zur Darstellung des Einzeleinflusses nicht berücksichtigt.

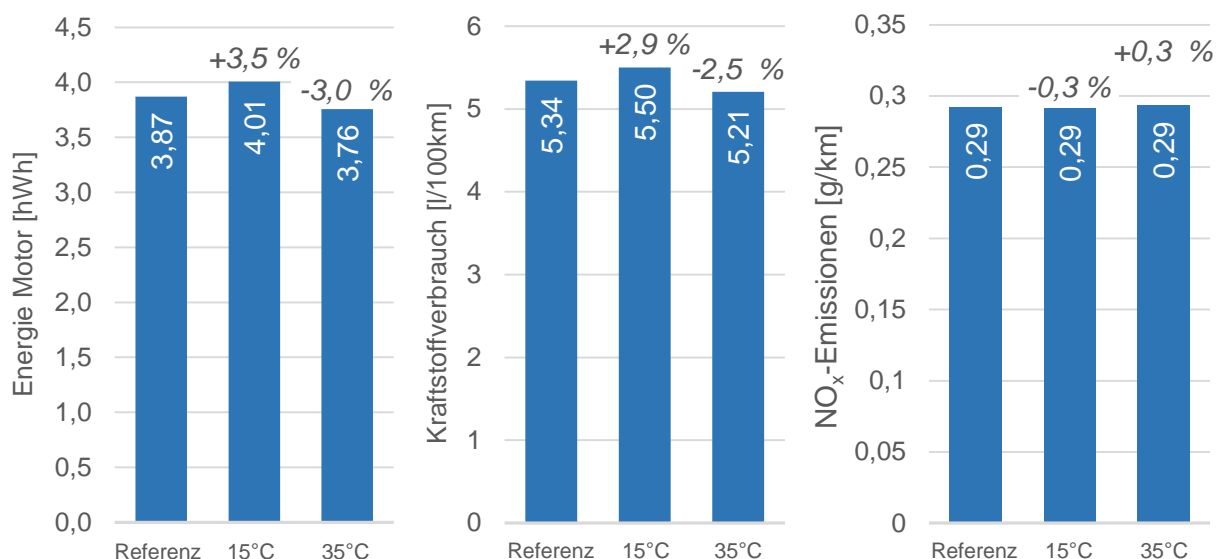
In der Abbildung zeigt sich eine, mit der Geschwindigkeit zunehmende Abweichung des Gesamtwiderstands von der Referenz. Ursache ist auch hier, der zunehmende Anteil des Luftwiderstands.



**Abbildung 43:** Fahrwiderstände infolge veränderter Umgebungstemperatur – Auswirkung auf Luftwiderstand

Bevor der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die erforderliche Antriebsleistung der Nebenverbraucher untersucht wird, werden die Ergebnisse der Simulation dargestellt. Dabei wurden die beiden, obig beschriebenen Effekte der Umgebungstemperatur – auf den Radwiderstandsbeiwert bzw. die Luftdichte – berücksichtigt. Die Ergebnisse sind in **Abbildung 44** für eine Temperatur von  $T_U = 15\text{ °C}$  bzw.  $T_U = 35\text{ °C}$  zusammengefasst.

Für die Energiebereitstellung des Motors sowie den Kraftstoffverbrauch ergibt sich für eine Temperatur von  $T_U = 15\text{ °C}$  eine Erhöhung im Vergleich zur Referenz, während für eine Temperatur von  $T_U = 35\text{ °C}$  eine Reduktion resultiert. Die  $\text{NO}_x$ -Emissionen bleiben hingegen in beiden Fällen ohne nennenswerte Veränderung ( $<\pm 0,5\%$ ). Dabei sei nochmals erwähnt, dass innermotorische Einflüsse einer geänderten Umgebungstemperatur auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen nicht berücksichtigt wurden.



**Abbildung 44:** Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung des Temperatureinflusses auf Rad- und Luftwiderstand ( $T_U = 15^\circ\text{C}$  bzw.  $T_U = 35^\circ\text{C}$ )

Die obig beschriebenen Ergebnisse können mit Hilfe von **Abbildung 45** erklärt werden. Darin ist die Verteilung der Motorbetriebspunkte als „Bubble-Plot“ jeweils für  $T_U = 15^\circ\text{C}$  und  $T_U = 35^\circ\text{C}$  dargestellt.

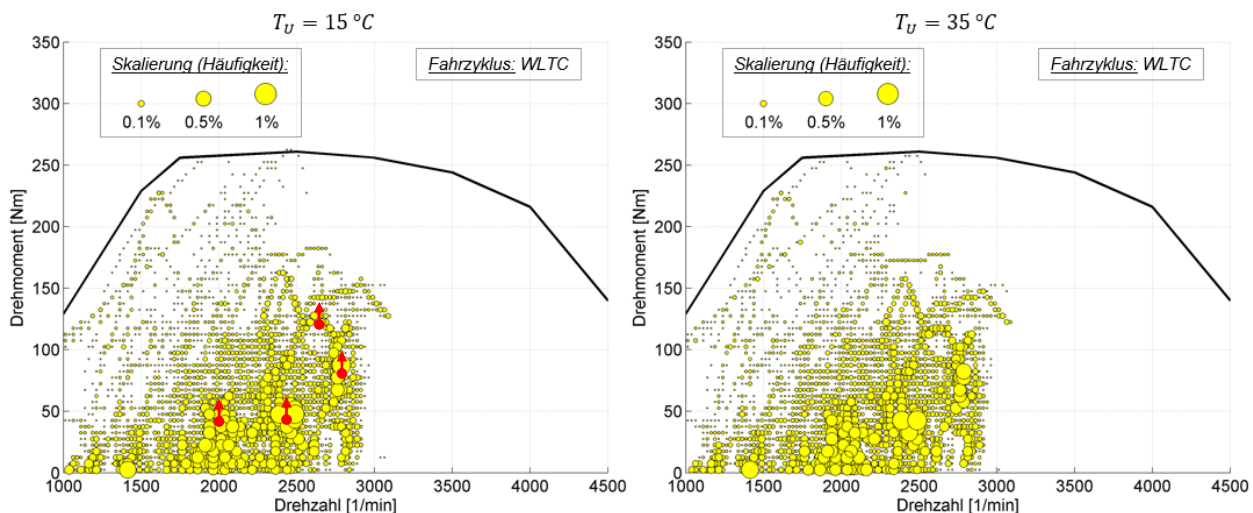
Bei einer Umgebungstemperatur von  $T_U = 15^\circ\text{C}$  zeigen sich im Vergleich zu  $T_U = 35^\circ\text{C}$ , geringfügig zu höheren Drehmomenten verschobene Betriebspunkte. Dies ist im linken Teil der Abbildung mit Hilfe von Pfeilen (rot) angedeutet.

Ursache hierfür ist der obig beschriebene Effekt, eines, gegenüber der Referenz, erhöhten Rad- und Luftwiderstands bei geringerer Umgebungstemperatur. Dies spiegelt sich in der Leistungsanforderung an den Motor und damit in der Energiebereitstellung durch diesen wider. Analoge Aussagen gelten für eine Umgebungstemperatur von  $T_U = 35^\circ\text{C}$ , jedoch ergibt sich dort eine Reduktion im Vergleich zur Referenz.

Die Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs gegenüber der Referenz bei niedriger Umgebungstemperatur, kann wie folgt erklärt werden. Wie obig gezeigt wurde, ergeben sich zu höheren Drehmomenten verschobene Motorbetriebspunkte. Im Verbrauchskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63) bedeutet dies, Betriebspunkte mit geringerem spezifischen Kraftstoffverbrauch.

Da die Verschiebungen gering sind und gleichzeitig die Energiebereitstellung des Motors steigt, ergibt sich absolut ein höherer Kraftstoffverbrauch. Analoge Aussagen können für die, gegenüber der Referenz erhöhte Umgebungstemperatur getroffen werden.

Hinsichtlich der  $\text{NO}_x$ -Emissionen finden die Verschiebungen im Emissionskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63) ebenfalls zu geringeren spezifischen Emissionen statt. Dies gilt besonders im Bereich bis etwa 2.500 1/min. Durch die Erhöhung der Energiebereitstellung des Motors, wird dieser Effekt jedoch annähernd kompensiert, weswegen im Vergleich zur Referenz nur geringe Veränderungen (<1 %) resultieren.



**Abbildung 45:** Einfluss der Umgebungstemperatur auf Motorbetriebspunkteverteilung  
(links:  $T_U = 15^\circ\text{C}$ ; rechts:  $T_U = 35^\circ\text{C}$ ; Testbedingungen siehe Tabelle 6, Seite 67)

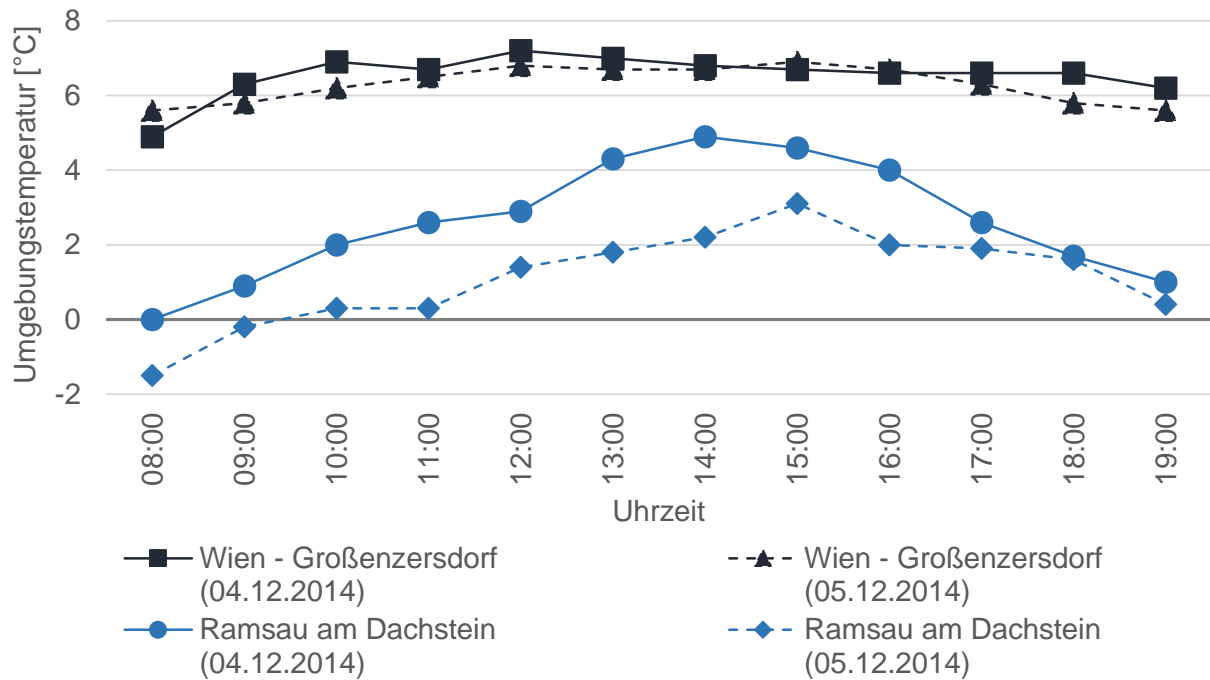
Nach der Darstellung des generellen Einflusses der Umgebungstemperatur, soll die Auswirkung von Temperaturschwankungen untersucht werden.

Mit Hilfe des Simulationsmodells wurde eine Temperaturänderung von  $+2^\circ\text{C}$  bzw.  $-2^\circ\text{C}$  untersucht.

Die Annahme einer Schwankungsbreite von  $\pm 2^\circ\text{C}$  kann anhand der Auswertungen stündlicher Messwerte gezeigt werden. Dazu ist die Umgebungstemperatur für zwei Messstationen an zwei aufeinanderfolgenden Tagen in **Abbildung 46** dargestellt. Diese wurden anhand der unterschiedlichen Höhenlagen ausgewählt, um den Einfluss auf die Temperatur darstellen zu können. Jene in Wien liegt auf 153 m, jene in Ramsau am Dachstein auf 1.210 m. Die Daten stammen aus [54].

In der Abbildung ist die Umgebungstemperatur der jeweiligen Messstation über der Tageszeit aufgetragen. Wie daraus ersichtlich ist, kommt es zu Schwankungen im Tagesverlauf.

Nimmt man eine Versuchsdauer für RDE-Tests von etwa zwei Stunden an, ergeben sich aus der Abbildung Temperaturschwankungen von  $\pm 2$  °C. Die angenommenen Temperaturänderungen können so bestätigt werden



**Abbildung 46:** Verlauf der Umgebungstemperatur für zwei Messstationen an zwei aufeinanderfolgenden Tagen [54], [eigene Darstellung]

Im Simulationsmodell wurde die Umgebungstemperatur über die gesamte Zyklusdauer um 2 °C erhöht ( $T_U = 27$  °C) bzw. verringert ( $T_U = 23$  °C). Beim Kraftstoffverbrauch wurde eine Abweichung von +0,5 % bei  $T_U = 23$  °C bzw. -0,6 % bei  $T_U = 27$  °C festgestellt. Für die NO<sub>x</sub>-Emissionen ergibt sich keine nennenswerte Veränderung (<0,1%). In der Simulation wurde dabei der Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Rad- und Luftwiderstand berücksichtigt.

### **Einfluss auf Nebenverbraucher**

Der Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Antrieb der Nebenverbraucher wurde in Kapitel 3.1.1 über den Betrieb der Klimaanlage bzw. des Kühlerlüfters identifiziert.

In [55] wurden die Auswirkungen der Umgebungstemperatur auf die Leistungsanforderung der Klimaanlage und dadurch auf die Emissionen untersucht. Sechs verschiedene Fahrzeuge mit Ottomotor wurden auf einem Rollenprüfstand mit Klimakammer bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen (13 °C, 23 °C, 30 °C bzw. 37 °C) betrieben. Bei jeder Temperatur erfolgte eine Fahrt mit aktivierter Klimaanlage. Als Referenzzyklus der Untersuchungen wurde der CADC (engl.: Common Artemis Driving Cycle) verwendet.

Wie gezeigt werden konnte, beeinflusst die Umgebungstemperatur den Leistungsbedarf der Klimaanlage und damit die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch der untersuchten Fahrzeuge.

Die durchschnittlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen (berechnet über den gesamten Zyklus) nehmen beispielsweise mit der Umgebungstemperatur zu. Diese liegen bei einer Temperatur von 37 °C um 5,6 % höher als bei einer Temperatur von 13 °C.

Auch bei den weiteren untersuchten Emissionen (CO, HC, NO<sub>x</sub>) konnte ein Einfluss festgestellt werden.

Eine Darstellung der Ergebnisse kann Anhang A.1 entnommen werden. Weitere Informationen können [55] entnommen werden.

Neben dem zuvor beschriebenen Einfluss auf die Klimaanlage, ergeben sich ebenfalls Auswirkungen auf den Kühlerlüfter.

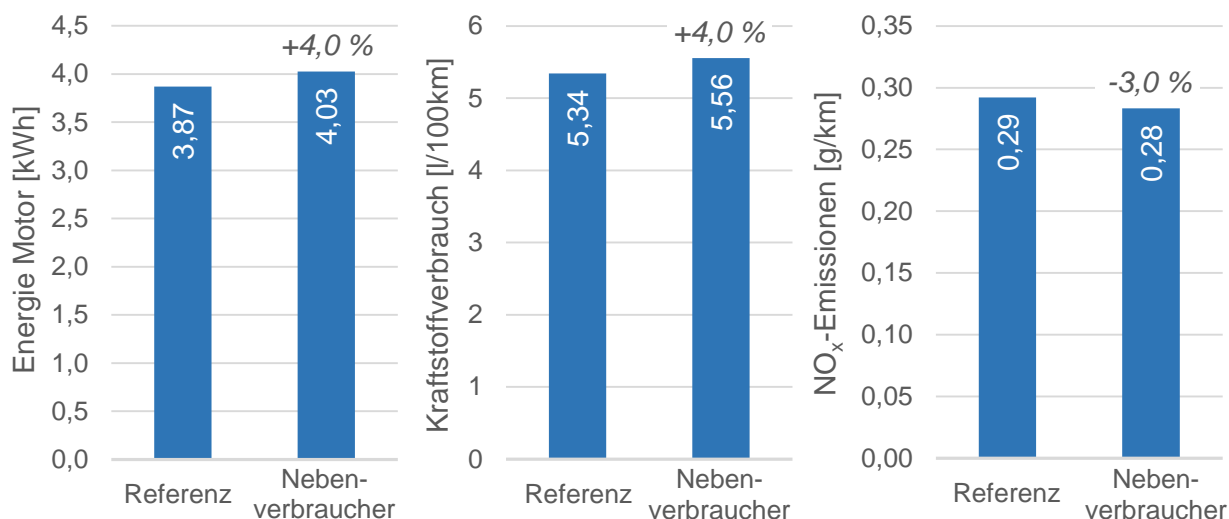
Dessen Leistungsbedarf kann mit Hilfe von [38] bestimmt werden. Darin wird der durchschnittliche Leistungsbedarf eines elektrischen Kühlergebläses mit 200 W bis 800 W beziffert. Dieser Wert kann durch [40] bestätigt werden.

Mit Hilfe des in Kapitel 4.1.3 vorgestellten Simulationsmodells, kann der Einfluss eines Nebenverbrauchs untersucht werden. Hierfür wurde ein Leistungsbedarf von  $P_{NV} = 300 \text{ W}$ , im Sinne eines Dauerverbrauchers vorgegeben. Um Verluste bei der Wandlung von mechanischer in elektrische Energie zu berücksichtigen, wurde ein Wirkungsgrad des Generators von  $\eta_{Generator} = 0,7$  (vgl. [49]) angenommen. Der Antrieb des Generator erfolgt im Simulationsmodell mit der Motordrehzahl, das Übersetzungsverhältnis ist somit gleich 1 und konstant.

In **Abbildung 47** sind die Simulationsergebnisse für die Energiebereitstellung durch den Motor, der Kraftstoffverbrauch sowie die NO<sub>x</sub>-Emissionen dargestellt.

Wie sich zeigt, führt die Berücksichtigung des Energiebedarfs eines Nebenverbrauchers zu einem erhöhten Bedarf an bereitgestellter Energie (+4,0 %) durch den Motor. Beim Kraftstoffverbrauch kommt es unter den getroffenen Annahmen zu einer Erhöhung von 4,0 %. Absolut entspricht dies einem Wert von 0,21 l auf 100 km. Die Steigerung des Kraftstoffverbrauchs kann prinzipiell durch [38] bestätigt werden. Darin wird ein Mehrverbrauch von 0,17 l auf 100 km Fahrstrecke je 100 Watt elektrischer Leistung angegeben.

Bei den NO<sub>x</sub>-Emissionen ergibt sich bei Vergleich der durchschnittlichen Emissionen, eine Verringerung über den gesamten Zyklus (-3,0 %).



**Abbildung 47:** Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung des Leistungsbedarfs eines Nebenantriebs ( $P_{NV} = 300 \text{ W}$ )

Die Erhöhung der Energiebereitstellung durch den Motor kann durch eine Erhöhung der Leistungsanforderung an diesen erklärt werden, welche aus dem zusätzlichen Bedarf durch den Nebenverbrauch resultiert. Bei einem Vergleich der einzelnen Phasen mit jenen der Referenz, zeigt sich ein deutlicher Zuwachs für die Phase „low“ des WLTC (+7,7 %). Ein Vergleich dieser Phase für die Referenz bzw. den hier betrachteten Fall mit Nebenverbraucher, ist in **Abbildung 48** dargestellt.

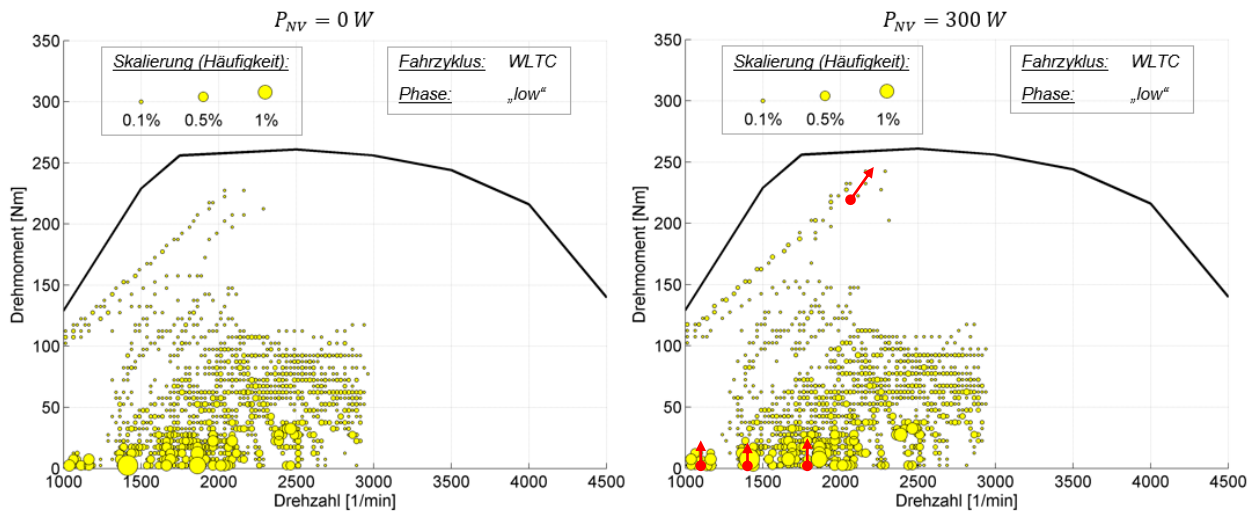
Ursache für die deutliche Erhöhung der Energiebereitstellung in der Phase „low“ ist die Modellierung der Leistungsanforderungen durch den Nebenverbraucher. Diese wurde als konstant über den gesamten Zyklus angenommen. Aufgrund der geringen Drehzahlen (direkter Zusammenhang mit Geschwindigkeit) in dieser Phase, kommt es zu einer Verschiebung zu höheren Drehmomenten, um die erforderliche Leistung zur Verfügung stellen zu können. In Folge dessen erhöht sich die Energiebereitstellung durch den Motor.

Dies ist auch die Erklärung für den deutlichen Mehrverbrauch in dieser Phase im Vergleich zur Referenz (+8,8 %). Eine Verschiebung zu höheren Drehmomenten im Verbrauchskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63) bedeutet geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch. Dieser wird durch die deutlich höhere Energiebereitstellung durch den Motor jedoch überkompensiert, wodurch ein höherer absoluter Kraftstoffverbrauch resultiert. Der Zuwachs in den restlichen Phasen des Zyklus fällt geringer aus, trägt aber dennoch zum Gesamtmehrverbrauch bei.

Für die NO<sub>x</sub>-Emissionen ergibt sich für die Phase „low“ eine deutliche Verringerung im Vergleich zur Referenz (-9,7 %). Im Emissionskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63) bedeuten die auftretenden Verschiebungen zu höheren Drehmomenten verringerte spezifische Emissionen. Im betrachteten Kennfeldbereich (niedrige Momente, geringe bis mittlere Drehzahlen), kann dies einer bis zu 50 prozentigen Reduktion der spezifischen Emissionen gleichkommen (im konkreten Fall von 4 g/kWh auf 2 g/kWh oder geringer). Die Zunahme der Energiebereitstellung in dieser Phase, kann so kompensiert werden. Es resultiert eine Verringerung der NO<sub>x</sub>-Emissionen von 3,0 %.

In den Phasen „medium“ und „high“ des Zyklus ergeben sich geringere Reduktionen der Emissionen, in der Phase „extra high“ zeigt sich keine Veränderung im Vergleich zur Referenz.





**Abbildung 48:** Einfluss der Nebenverbraucherleistung auf die Motorbetriebspunkteverteilung in der Phase „low“ des WLTC (links: Referenz; rechts: Nebenverbraucherleistung  $P_{NV} = 300 \text{ W}$ ; Testbedingungen siehe Tabelle 6, Seite 67)

## Fazit

Mit Hilfe obiger Berechnungen, konnte der grundsätzliche Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Fahrwiderstand und damit den Kraftstoffverbrauch gezeigt werden. Bisher (vgl. [41]) erfolgt die Lastanpassung des Rollenprüfstands auf die Fahrwiderstände mit Hilfe von Ausrolldaten. Diese werden unter Berücksichtigung der Umgebungsbedingungen während des Ausrollversuchs durch einen Faktor korrigiert und so auf Normbedingungen rückgerechnet.

Diese Vorgehensweise ist für den vorliegenden Untersuchungszweck nicht sinnvoll, da der tatsächlich auftretende Widerstand während einer Versuchsfahrt in „realer Umgebung“ dargestellt werden soll.

Der Einfluss von Temperaturschwankungen während der Versuchsdurchführung konnte gezeigt werden. Wie dargestellt wurde, bewirkt eine Temperaturschwankung von  $\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ , durch ihren Einfluss auf die Fahrwiderstände eine Änderung im Kraftstoffverbrauch ( $<0,6 \%$ ) und den  $\text{NO}_x$ -Emissionen ( $<0,1 \%$ ).

Bei der Versuchsdurchführung in „realer Umgebung“ sollte die Temperatur gemessen werden und der Einfluss bei deutlichen Schwankungen berücksichtigt werden. Im Falle von Auswirkungen ist der Fahrwiderstand über der Zeit veränderlich zu gestalten.

Des Weiteren konnte der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Verwendung der Klimaanlage und damit auf die Emissionen gezeigt werden.

Durch Simulation konnte schließlich eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs (+4,0 %) sowie eine Verringerung der NO<sub>x</sub>-Emissionen (-3,0 %) durch den angenommenen Leistungsbedarf eines Kühlerlüfters festgestellt werden.

Die hierbei getroffenen Annahmen stellen einen Extremfall dar und zeigen den generellen Einfluss eines Nebenverbrauchers auf die Emissionen bzw. den Kraftstoffverbrauch (Vergleich Kühlerlüfter an/aus).

Für die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen sind die Abweichungen der Betriebsdauer im Vergleich zu jener im Realversuch von Interesse.

Hinsichtlich des Einflusses von Temperaturschwankungen auf die beiden zuvor erwähnten Nebenverbraucher, kann mit Hilfe der vorliegenden Daten keine Aussage getroffen werden. Dieser kann jedoch durch weitere Untersuchungen im Anschluss an die vorliegende Arbeit analysiert werden.

#### **4.3.5 Luftdruck**

Der Luftdruck der Umgebungsluft beeinflusst Emissionen und Kraftstoffverbrauch zunächst durch direkten Einfluss auf die Umgebungsluft, welche vom Motor angesaugt und zur Verbrennung genutzt wird.

Darüber hinaus hat der Luftdruck, wie die Umgebungstemperatur im Kapitel zuvor, Auswirkungen auf die Lastanforderung des Motors, durch ihren Einfluss auf den Fahrwiderstandsanteil des Luftwiderstands.

Der Einfluss des Luftdrucks auf den Motor bzw. die Verbrennung und damit auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch, wird aufgrund der gewählten Abgrenzung (siehe Seite 57) in der vorliegenden Arbeit nicht näher behandelt.

#### **Einfluss auf Luftwiderstand**

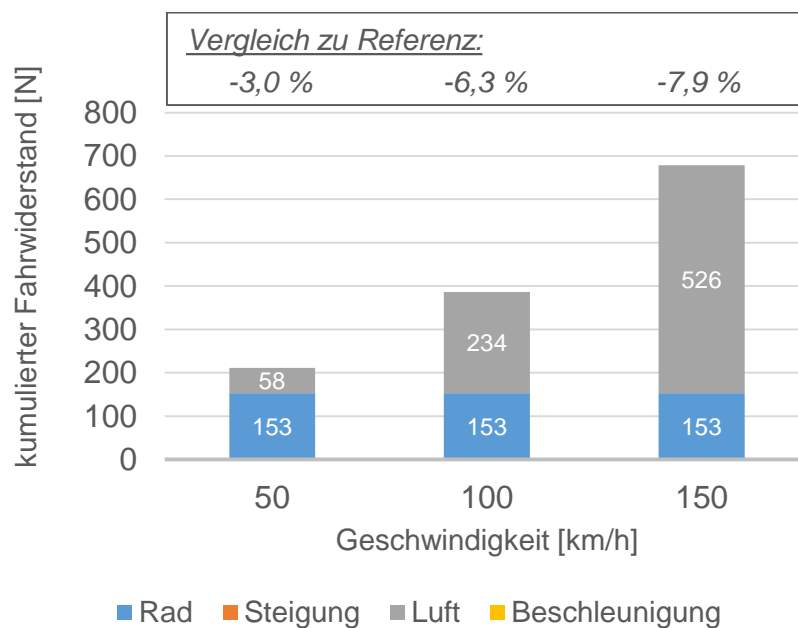
Der Einfluss des Luftdrucks ist über die Auswirkung auf die Luftdichte zu erklären. Der Zusammenhang wurde in Gleichung (3.5) angegeben.

Grundsätzlich nimmt die Luftdichte mit abnehmendem Luftdruck ab. Da zwischen der Luftdichte und dem Luftwiderstand ein direkter Zusammenhang besteht, nimmt auch dieser ab.

Dies ist auch aus **Abbildung 49** ersichtlich. Die Berechnung erfolgte mit einem, zur Referenz um 100 hPa ( $p_U = 913,25$  hPa) verringerten Luftdruck. Die daraus resultierende Luftdichte ergibt sich zu  $\rho_U = 1,060$  kg/m<sup>3</sup> (-10 % im Vergleich zur Referenz). Temperatur und Luftfeuchtigkeit blieben bei der Berechnung der Luftdichte im Vergleich zur Referenz unverändert.

Wie aus er Abbildung ersichtlich ist, nehmen der Luftwiderstand und damit der Gesamtwiderstand mit sinkendem Luftdruck im Vergleich zur Referenz ab.

Vergleicht man die Änderungen des Fahrwiderstandes, mit den in Kapitel 4.3 (Seite 71) festgelegten Berücksichtigungsgrenzen, ergibt sich ein nicht zu vernachlässigender Einfluss.

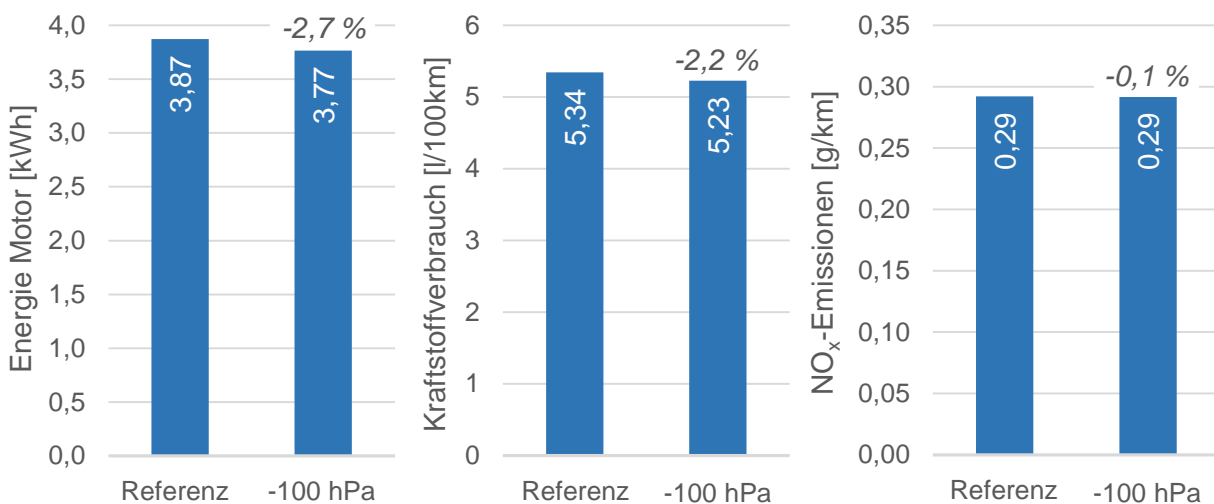


**Abbildung 49:** Fahrwiderstände infolge veränderten Luftdrucks ( $p_U = 913,25$  hPa)

Der Einfluss des Luftdrucks auf den Luftwiderstand soll im Weiteren mit Hilfe des verwendeten Simulationsmodells untersucht werden.

Zunächst sind in **Abbildung 50** die Ergebnisse der Simulation dargestellt. Wie sich zeigt, nehmen sowohl die Energiebereitstellung des Motors als auch der Kraftstoffverbrauch ab.

Ursache der verringerten Leistungsanforderung und damit Energiebereitstellung des Motors ist – wie zuvor gezeigt – der, durch die verringerte Luftdichte reduzierte Luftwiderstand. Vergleicht man die einzelnen Phasen des WLTC mit jener der Referenz, so ergibt sich die stärkste Reduktion der Energiebereitstellung für die Phase „extra high“ des WLTC (-4,7 %). Diese stellt die Phase mit der höchsten Durchschnittsgeschwindigkeit dar, weswegen eine Verringerung der Luftdichte und damit des Luftwiderstands dort die deutlichsten Auswirkungen hat.

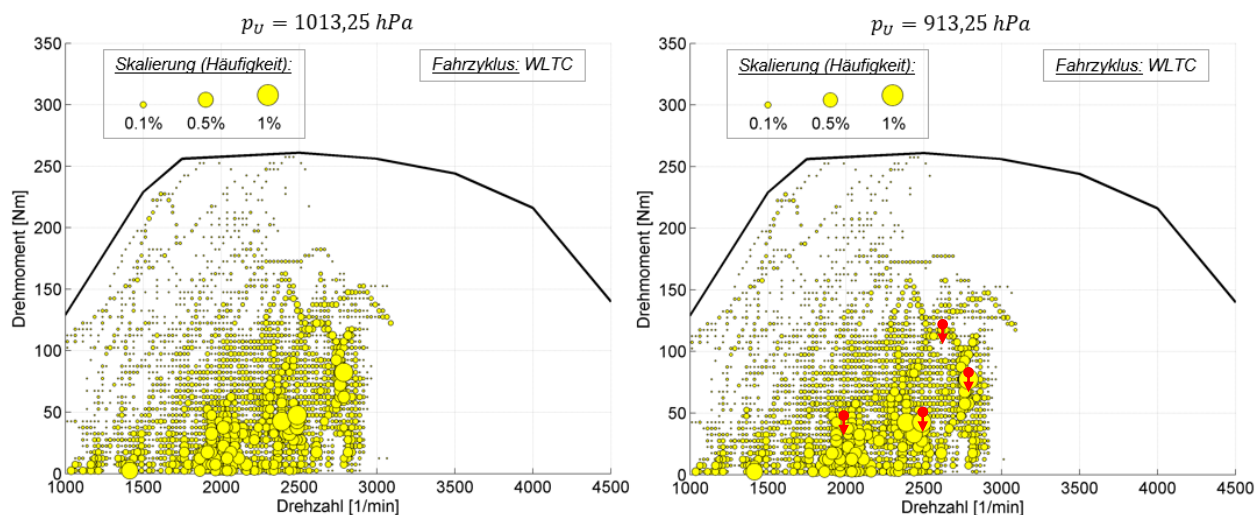


**Abbildung 50:** Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung des Luftdruckeinflusses auf den Luftwiderstand ( $p_U = 913,25 \text{ hPa}$ )

Die verringerte Energiebereitstellung durch den Motor ist auch für den verringerten Kraftstoffverbrauch verantwortlich. Wie aus **Abbildung 51** ersichtlich ist, liegen im „Bubble-Plot“ nur geringe Verschiebungen der Betriebspunkte im Motorkennfeld vor. Diese sind mit Hilfe von Pfeilen (rot) angedeutet.

Im Verbrauchskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63) bedeutet eine Verschiebung zu geringeren Drehmomenten, höheren spezifischen Kraftstoffverbrauch. Da die Lastpunktverschiebungen jedoch gering sind, kann die Verringerung des absoluten Kraftstoffverbrauchs durch die zuvor beschriebene Reduktion der Energiebereitstellung durch den Motor erklärt werden.

Für die  $\text{NO}_x$ -Emissionen ergibt sich eine geringfügige Reduktion (<1 %). Ursache hierfür sind ebenfalls die minimalen Verschiebungen der Betriebspunkte im Emissionskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63) bei gleichzeitiger Verringerung der Energiebereitstellung durch den Motor.



**Abbildung 51:** Einfluss der Luftdichte auf Motorbetriebspunkteverteilung

(links: Referenz; rechts: verringerter Luftdruck;  
Testbedingungen siehe Tabelle 6, Seite 67)

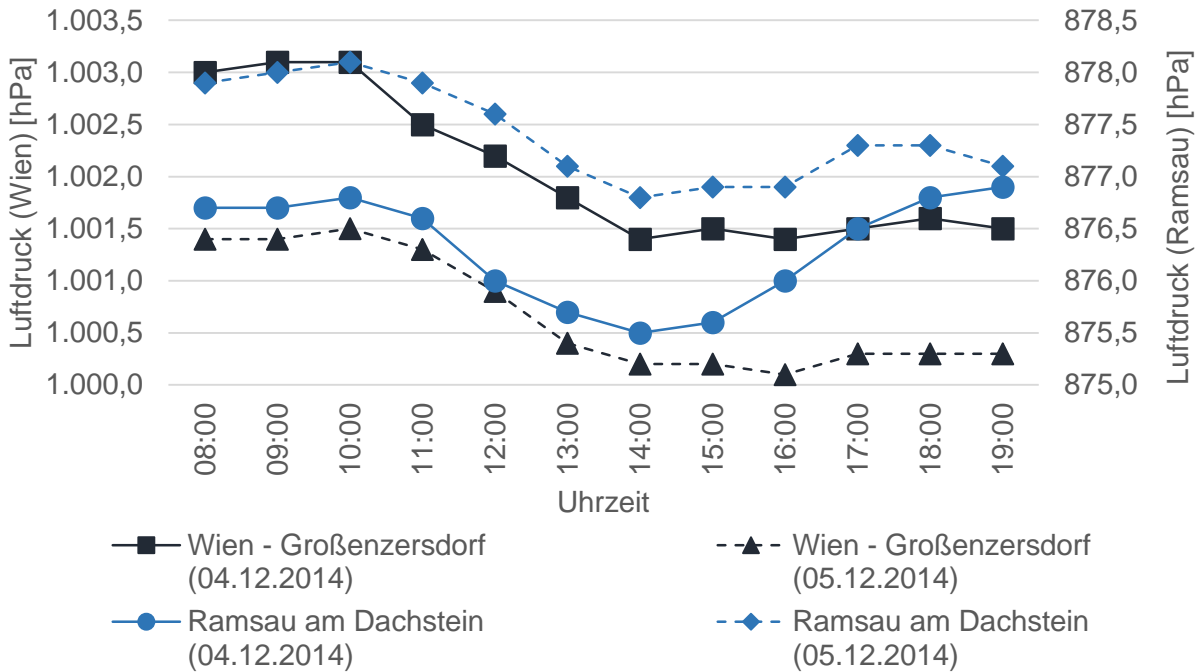
Nach der Darstellung des generellen Einflusses des Luftdrucks, soll die Auswirkung kleiner Schwankungen untersucht werden.

Mit Hilfe des Simulationsmodells wurde eine – im Vergleich zu der zuvor dargestellten – geringe Luftdruckänderung von 5 hPa untersucht.

Die Annahme einer Druckabweichung von 5 hPa kann anhand der Auswertungen stündlicher Messwerte erläutert werden. Dazu ist der Luftdruck für zwei Messstationen an zwei aufeinanderfolgenden Tagen in **Abbildung 46** dargestellt. Die Auswahl der Messstationen wurde bereits in Kapitel 4.3.4 erläutert, weswegen für weitere Informationen darauf verwiesen wird. Die Daten stammen aus [54].

In der Abbildung ist der Luftdruck der jeweiligen Messstation über der Tageszeit aufgetragen. Wie daraus ersichtlich ist, kommt es zu Schwankungen im Tagesverlauf.

Nimmt man eine Versuchsdauer für RDE-Tests von etwa zwei Stunden an, ergeben sich aus der Abbildung Druckschwankungen  $<5$  hPa. Die angenommene Druckabweichung kann so bestätigt werden.



**Abbildung 52:** Verlauf des Luftdrucks für zwei Messstationen an zwei aufeinanderfolgenden Tagen [54], [eigene Darstellung]

Im Simulationsmodell wurde der Umgebungsluftdruck über die gesamte Zyklusdauer um 5 hPa ( $p_U = 1008,25$  hPa) verringert. Beim Kraftstoffverbrauch wurden dabei Abweichungen von -0,1 % festgestellt. Für die NO<sub>x</sub>-Emissionen ergab sich keine nennenswerte Veränderung ( $<0,1$  %).

## Fazit

Wie gezeigt werden konnte, beeinflusst der Luftdruck den Luftwiderstand und damit den Gesamtfahrwiderstand. Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch sind die Folge. Auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen zeigte sich hingegen in der Simulation nur geringer Einfluss.

Die Lastanpassung des Rollenprüfstands auf die Fahrwiderstände erfolgt, wie bereits beim Fazit der Umgebungstemperatur im Kapitel zuvor erwähnt, mit Hilfe von Ausrolldaten. Diese werden hinsichtlich der vorherrschenden Umgebungsbedingungen auf Normbedingungen korrigiert.

Da ein grundsätzlicher, nicht zu vernachlässigender Einfluss des Luftdrucks auf die Fahrwiderstände festgestellt wurde, erscheint die zuvor beschriebene Vorgehensweise nicht sinnvoll. Stattdessen sollte der tatsächlich, während einer Versuchsfahrt in „realer Umgebung“ auftretende, vom Luftdruck beeinflusste Widerstand, simuliert werden.

Der Einfluss von Luftdruckschwankungen während der Versuchsdurchführung konnte gezeigt werden. Wie dargestellt, bewirkt eine Abnahme des Luftdrucks um 5 hPa, durch Einfluss auf die Fahrwiderstände nur geringe Änderungen im Kraftstoffverbrauch (-0,1 %) und den NO<sub>x</sub>-Emissionen (<0,1 %).

Dennoch sollte bei der Versuchsdurchführung in „realer Umgebung“ der Luftdruck mitgemessen und der Einfluss bei deutlichen Schwankungen berücksichtigt werden. Im Falle von nicht zu vernachlässigenden Auswirkungen ist gegebenenfalls der Fahrwiderstand über der Zeit veränderlich zu gestalten.

#### **4.3.6 Luftfeuchtigkeit**

Wie der Luftdruck zuvor, beeinflusst die Luftfeuchtigkeit der Umgebungsluft Emissionen und Kraftstoffverbrauch, durch die Auswirkung auf die Umgebungsluft, welche vom Motor angesaugt und zur Verbrennung genutzt wird.

Darüber hinaus hat die Luftfeuchtigkeit Auswirkungen, auf die Lastanforderung des Motors. So beeinflusst sie einerseits den Fahrwiderstandsanteil des Luftwiderstands und andererseits den Energiebedarf, zum Betrieb der Nebenverbraucher, beispielsweise durch Verwendung der Klimaanlage zur Entfeuchtung der Innenraumluft.

Der Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die Verbrennung und damit auf die Emissionen, wird in der vorliegenden Arbeit nicht näher behandelt, da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf den Auswirkungen der Einflussgrößen auf den Fahrwiderstand bzw. die energetischen Verbrauch liegt.

In [44] wurde beispielsweise der Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die NO<sub>x</sub>-, CO- und HC-Emissionen untersucht. Für weitere Informationen wird darauf verwiesen.

Ein weiteres Indiz für einen Einfluss, ist eine Korrekturformel zur Berechnung der NO<sub>x</sub>-Emissionen, bei, von angegebenen Standardbedingungen abweichender Luftfeuchtigkeit in [41].

### **Einfluss auf Luftwiderstand**

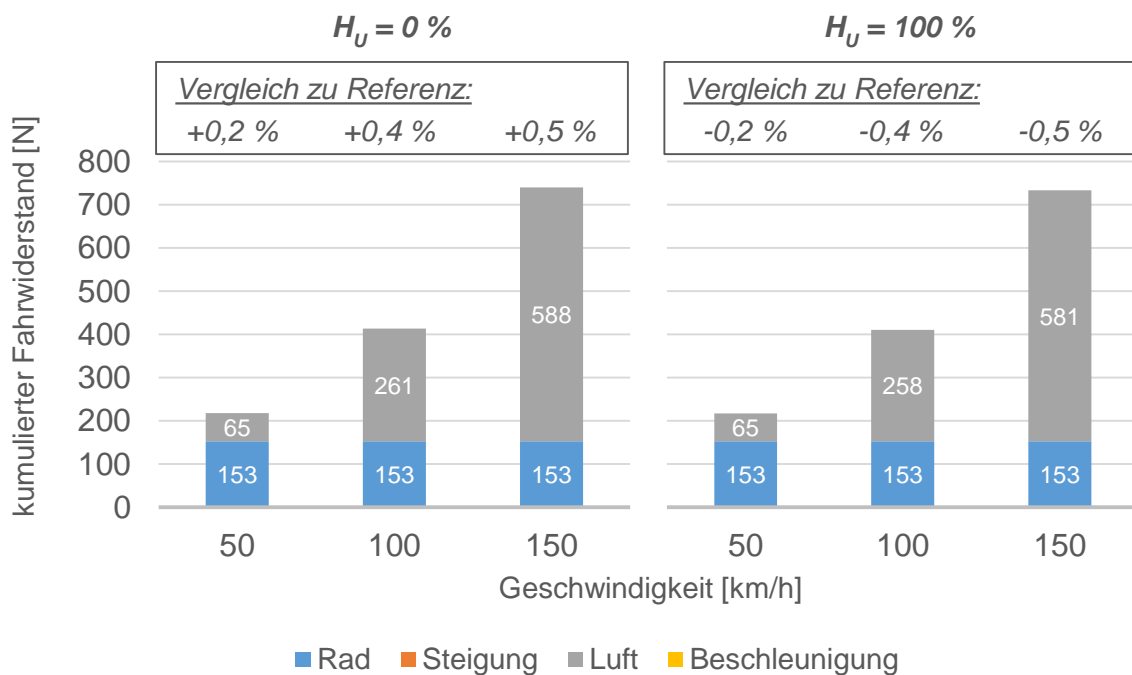
Der Einfluss der Luftfeuchtigkeit ist über deren Auswirkung auf die Luftdichte zu erklären. Der Zusammenhang wurde in Gleichung (3.5) bzw. den daran anschließenden Erläuterungen angegeben.

Grundsätzlich nimmt die Luftdichte mit steigender Luftfeuchtigkeit ab. Da zwischen der Luftdichte und dem Luftwiderstand ein direkter Zusammenhang besteht, nimmt auch dieser ab.

Dies ist auch aus **Abbildung 53** ersichtlich. Die Berechnung erfolgte mit einer Luftfeuchtigkeit von  $H_U = 0\%$  ( $\rho_U = 1,184 \text{ kg/m}^3$ ; +0,6 % im Vergleich zur Referenz) bzw.  $H_U = 100\%$  ( $\rho_U = 1,170 \text{ kg/m}^3$ ; -0,6 % im Vergleich zur Referenz), Temperatur und Luftdruck blieben bei der Berechnung der Luftdichte im Vergleich zur Referenz unverändert.

Wie ersichtlich ist, ergeben sich nur kleine Fahrwiderstandsänderungen (<1 %). Vergleicht man die Werte in der Abbildung, mit den als relevant zu bewertenden Werten (Abbildung 37, Seite 73), zeigt sich ein zu vernachlässigender Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf den Fahrwiderstand. Lediglich bei der höchsten untersuchten Geschwindigkeit, wird die Berücksichtigungsschranke (+0,4 % Fahrwiderstandszunahme) geringfügig überschritten. Da diese Geschwindigkeit im WLTC nicht auftritt, ist kein nennenswerter Einfluss der Luftfeuchtigkeit im Rahmen der Simulation zu erwarten.





**Abbildung 53:** Fahrwiderstände infolge veränderter Luftfeuchtigkeit ( $H_U = 0\%$  bzw.  $H_U = 100\%$ )

Der zuvor beschriebene geringe Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf den Fahrwiderstand, konnte auch mit Hilfe der Simulationsergebnisse bestätigt werden. Auf eine Darstellung der Simulationsergebnisse wird deshalb verzichtet.

### Einfluss auf Nebenverbraucher

Der Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf den Antrieb der Nebenverbraucher wurde in Kapitel 3.1.1 über den Betrieb der Klimaanlage, zur Entfeuchtung der Luft im Fahrzeuginnenraum, identifiziert.

In [55] wurde – wie in Kapitel 4.3.4 bereits beschrieben – der Einfluss der Klimaanlageverwendung auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch untersucht. Neben einer Analyse, der Auswirkung unterschiedlicher Umgebungstemperaturen, wurde der Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die Leistungsanforderungen der Klimaanlage berechnet.

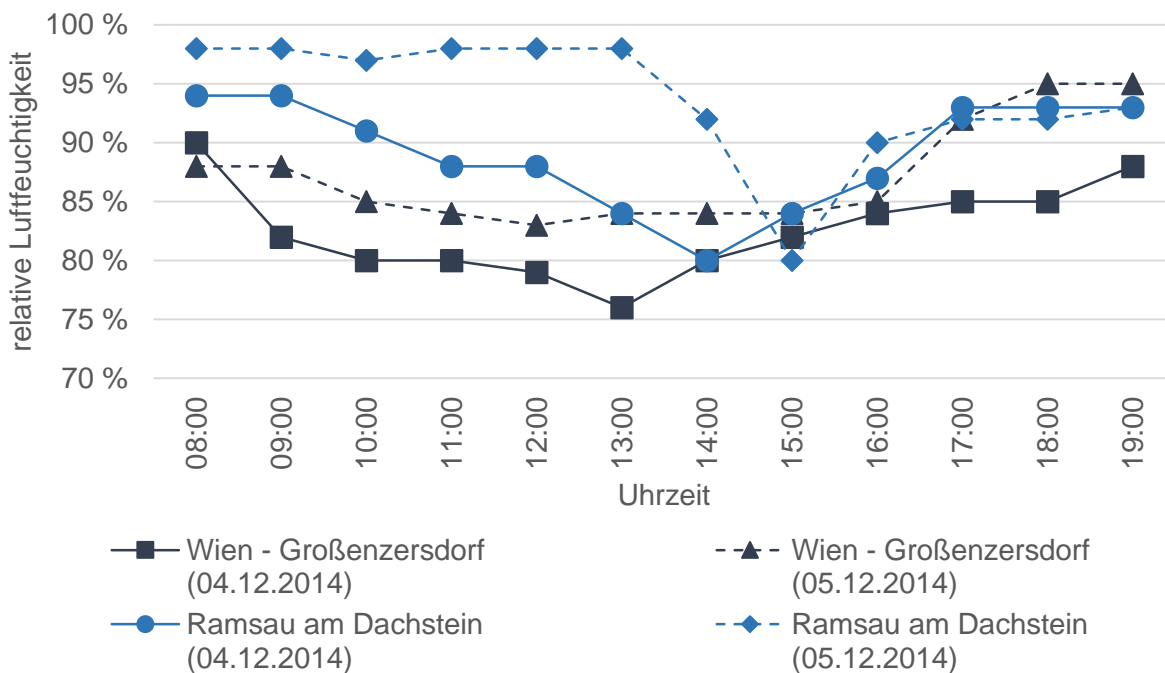
Wie gezeigt wird, verdoppelt sich diese im Bereich hoher Luftfeuchtigkeitswerte (50 % bis 100 %). In Richtung niedriger Luftfeuchtigkeit (50 % bis 0 %) ergibt sich eine Leistungsreduzierung auf 90 % (für 0 % und 13 °C) bzw. 46 % (für 0 % und 37 °C). Als

Referenzwert dient dabei die Leistungsanforderung der Klimaanlage der jeweiligen Temperatur bei und 50 % Luftfeuchtigkeit.

Weitere Informationen können [55] entnommen werden.

Dass der oben beschriebene Einfluss der Luftfeuchtigkeit relevant ist, kann mit Hilfe von **Abbildung 54** gezeigt werden. Die Auswahl der Messstationen wurde bereits in Kapitel 4.3.4 erläutert, weswegen für weitere Informationen darauf verwiesen wird. Die Daten stammen aus [54].

Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, kommt es im Tagesverlauf zu Schwankungen der Luftfeuchtigkeit. Für den zuvor beschriebenen Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die Leistungsanforderung der Klimaanlage, bedeutet dies, dass von Schwankungen während der Versuchsdurchführung auszugehen ist.



**Abbildung 54:** Verlauf der relativen Luftfeuchtigkeit für zwei Messstationen an zwei aufeinanderfolgenden Tagen [54], [eigene Darstellung]

## Fazit

Es konnte kein nennenswerter Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf den Fahrwiderstand (bei Vergleich mit den als relevant geltenden Werten in Abbildung 37, Seite 73) festgestellt

werden. Dies zeigte sich auch in den Simulationsergebnissen, worin nur geringe Auswirkungen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch resultierten.

Dabei wird nochmals darauf verwiesen, dass Verbrennungsreaktionen im Modell nicht abgebildet werden können. D.h., dass die festgestellten geringen Veränderungen bei den NO<sub>x</sub>-Emissionen, rein durch die Auswirkungen der Luftfeuchtigkeit auf den Luftwiderstand zustande kommen. Ein Einfluss auf Verbrennungsvorgänge kann im Rahmen weiterer Arbeiten untersucht werden.

Mit Hilfe von [55] konnte der Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf den Leistungsbedarf der Klimaanlage gezeigt werden. Darin wurde festgestellt, dass es für den Bereich hoher Luftfeuchtigkeit zu einer Verdoppelung des Leistungsbedarfs kommen kann.

Eine Erhöhung des Leistungsbedarfs beeinflusst die Emissionen, wie in den Untersuchungen in Kapitel 4.3.4 nachgewiesen werden konnte.

Somit stellt die Luftfeuchtigkeit eine nicht zu vernachlässigende Einflussgröße dar, welche durch die zuvor beschriebene Leistungserhöhung bei Verwendung einer Klimaanlage zu erklären ist.

#### **4.3.7 Sonnenschein**

Der Einfluss des Sonnenscheins auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch wurde in Kapitel 3.1.1 durch die mögliche Auswirkung auf den Energiebedarf der Nebenverbraucher identifiziert. Dieser wurde aus einer größeren Leistungsanforderung der Klimaanlage abgeleitet.

In [55] wurde – wie in den Kapitel 4.3.4 und 4.3.6 bereits beschrieben – der Einfluss auf die Emissionen durch die Verwendung einer Klimaanlage analysiert. Neben dem Einfluss der Umgebungstemperatur, wurde auch jener der Sonneneinstrahlung untersucht. Diese wurde für die Untersuchungen mit Hilfe spezieller Strahler (für nähere Informationen siehe [55]) simuliert.

Sechs verschiedene Fahrzeuge mit Ottomotor wurden dazu auf einem Rollenprüfstand mit Klimakammer untersucht. Als Referenzzyklus wurde der CADC verwendet. Um den Einfluss der Sonnenstrahlung zu untersuchen, erfolgten Fahrten mit eingeschalteter Klimaanlage einmal mit und einmal ohne Sonneneinstrahlung.

Es konnte ein Einfluss der Sonneneinstrahlung auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch festgestellt werden. Beispielsweise stiegen die CO<sub>2</sub>-Emissionen bei simulierter Sonneneinstrahlung in beinahe allen betrachteten Fällen an (bis zu 4 % bei 13 °C bzw. bis zu 7 % bei 37 °C im Vergleich zum Ergebnis mit Klimaanlage an, ohne Sonne). Lediglich in den Zyklusanteilen mit höherer Geschwindigkeit (für den CADC sind dies „rural“ und „highway“) und bei geringer Umgebungstemperatur konnte ein Abfall festgestellt werden (<2 % für 13 °C).

Auch bei den weiteren untersuchten Emissionen (CO, HC, NO<sub>x</sub>) konnte ein Einfluss festgestellt werden. Zu erwähnen ist dabei, dass die in [55] ermittelten Ergebnisse stark von Fahrzeug zu Fahrzeug variieren.

Eine Darstellung der Ergebnisse kann Anhang A.1 entnommen werden, darüber hinausgehende Informationen [55].

## **Fazit**

Wie mit Hilfe von [55] gezeigt werden kann, besteht ein nicht zu vernachlässigender Einfluss der Sonneneinstrahlung auf die Emissionen. Eine Berücksichtigung ist bei der Versuchsdurchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen erforderlich.

### **4.3.8 Niederschlag**

Wie in Kapitel 3.1.1 gezeigt wurde, beeinflusst Niederschlag (in der vorliegenden Arbeit wird dieser in Form von Regen berücksichtigt) die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch einerseits durch eine Veränderung des Fahrwiderstands, infolge des auftretenden Schwallwiderstands.

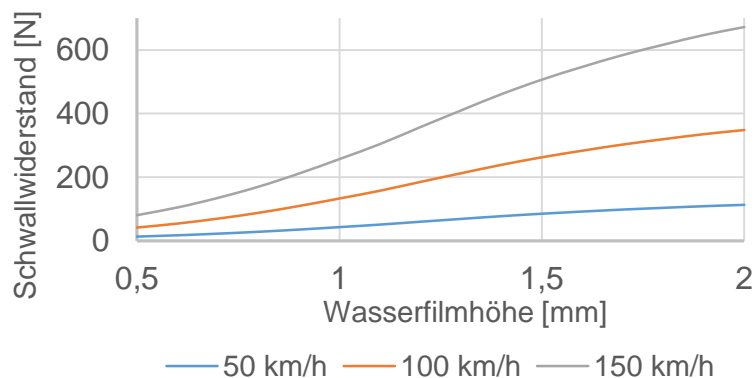
Andererseits wirkt sich Niederschlag auf die Leistungsanforderung der Nebenverbraucher, durch die Verwendung der Scheibenwischer, aus.

### **Einfluss auf Radwiderstand**

Wie in Kapitel 3.1.1 gezeigt, kann der Schwallwiderstand und damit dessen Auswirkung auf den Radwiderstand mit Hilfe von Gleichung (3.9) berechnet werden. Darin zeigt sich eine Abhängigkeit von der Wasserfilmhöhe.

Der Schwallwiderstand in Abhängigkeit der Wasserfilmhöhe ist in **Abbildung 55** dargestellt. Die Berechnung erfolgte auf Basis der Werte für das Referenzfahrzeug in Tabelle 6 unter Variation der Wasserfilmhöhe.

Wie daraus ersichtlich ist, liegt ein nichtlinearer Zusammenhang vor, welcher sich bei höherer Fahrgeschwindigkeit deutlich zeigt.

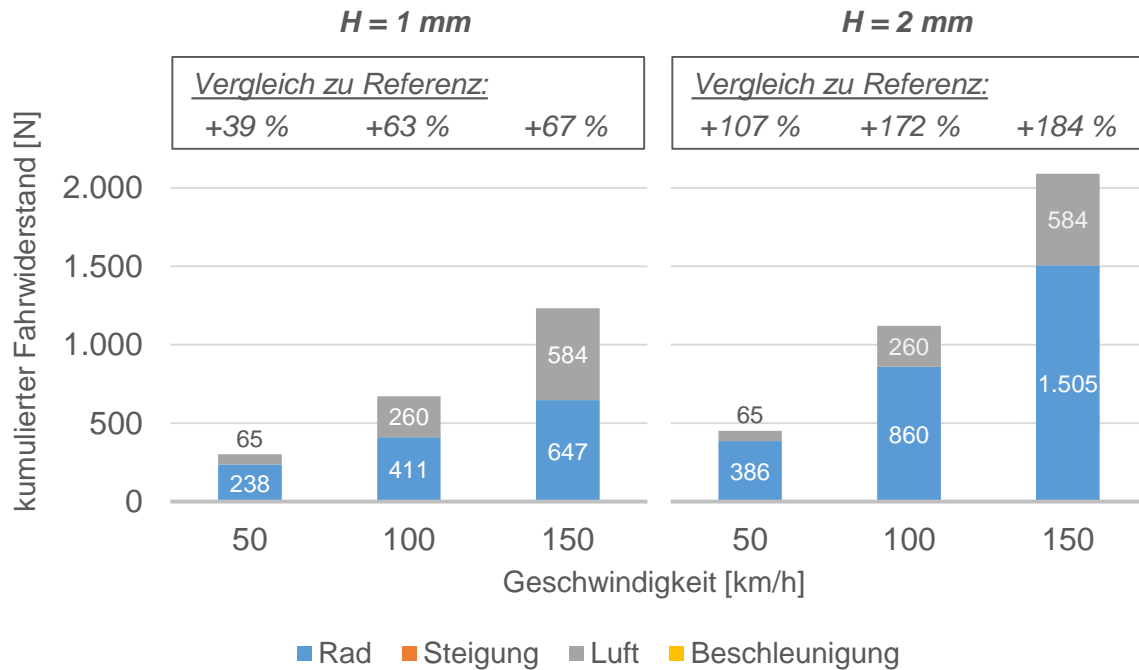


**Abbildung 55:** Schwallwiderstand in Abhängigkeit der Wasserfilmhöhe für verschiedene Geschwindigkeiten

Der Einfluss der Wasserfilmhöhe spiegelt sich im Fahrwiderstand wider, welcher in **Abbildung 56** dargestellt ist. Darin wurde eine Wasserfilmhöhe von  $H = 1$  mm bzw.  $H = 2$  mm gewählt.

Wie daraus ersichtlich ist, resultiert eine deutliche Erhöhung des Fahrwiderstands. Dies ist bereits für geringe Geschwindigkeiten der Fall. So ergibt sich für eine Fahrgeschwindigkeit von  $v_x = 50$  km/h – je nach Wasserfilmhöhe – eine Fahrwiderstandserhöhung von +39 % bzw. +107 %. Bei den beiden betrachteten höheren Geschwindigkeiten ist der Einfluss noch deutlicher.

Die Berücksichtigung des Schwallwiderstands erfolgte dabei unter der Annahme, dass dieser nur an den beiden Vorderrädern auftritt, da durch die Verdrängung des Wasserfilms durch die Vorderräder, die Hinterräder in einer annähernd wasserfreien Spur laufen. Der Einfluss des Schwallwiderstands an der Hinterachse kann so vernachlässigt werden.



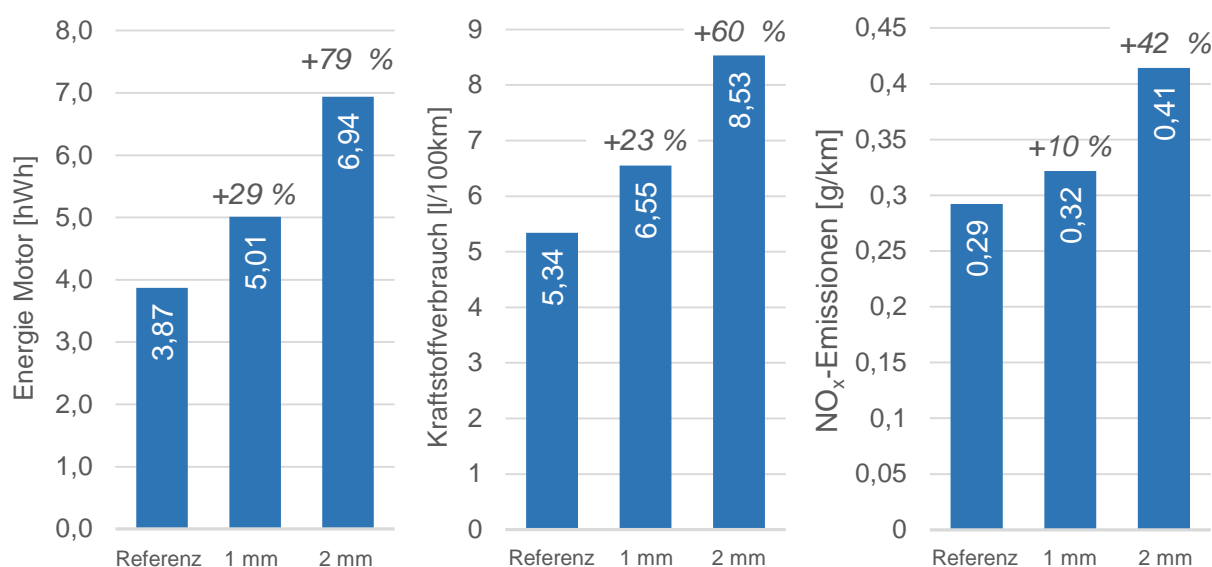
**Abbildung 56:** Fahrwiderstände infolge veränderter Wasserfilmhöhe  
( $H = 1 \text{ mm}$  bzw.  $H = 2 \text{ mm}$ )

Die Ergebnisse aus dem Simulationsmodell sind in **Abbildung 57** zusammengefasst. Auch darin zeigt sich der Einfluss eines Wasserfilms auf der Fahrbahn.

Aufgrund der zuvor dargestellten Einflüsse auf den Fahrwiderstand, ergibt sich eine deutliche Erhöhung der Energiebereitstellung durch den Motor. Im Vergleich zur Referenz liegt diese bei +29 % bzw. +79 %.

Analog zeigt sich diese auch beim Kraftstoffverbrauch, welcher um +23 % bzw. +60 % im Vergleich zur Referenz zunimmt. Die Ergebnisse können durch [56] bestätigt werden. Darin wird ein Mehrverbrauch von +30 % bzw. +90 % angegeben. Es ist davon auszugehen, dass die höheren Werte durch verschiedene Reifenbreiten bzw. unterschiedliche Geschwindigkeitsprofile zu erklären sind.

Schließlich kommt es auch zu einer Erhöhung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen, welche um +10 % bzw. +42 % zunehmen.



**Abbildung 57:** Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung eines Wasserfilms auf der Fahrbahn ( $H = 1 \text{ mm}$  bzw.  $H = 2 \text{ mm}$ )

Die Erklärung für die zuvor beschriebenen Ergebnisse, kann mit Hilfe der erstellten „Bubble-Plots“ gegeben werden, welche in **Abbildung 58** dargestellt sind. Darin ersichtlich sind zwei Fälle, Referenz ( $H = 0 \text{ mm}$ ) und  $H = 2 \text{ mm}$ .

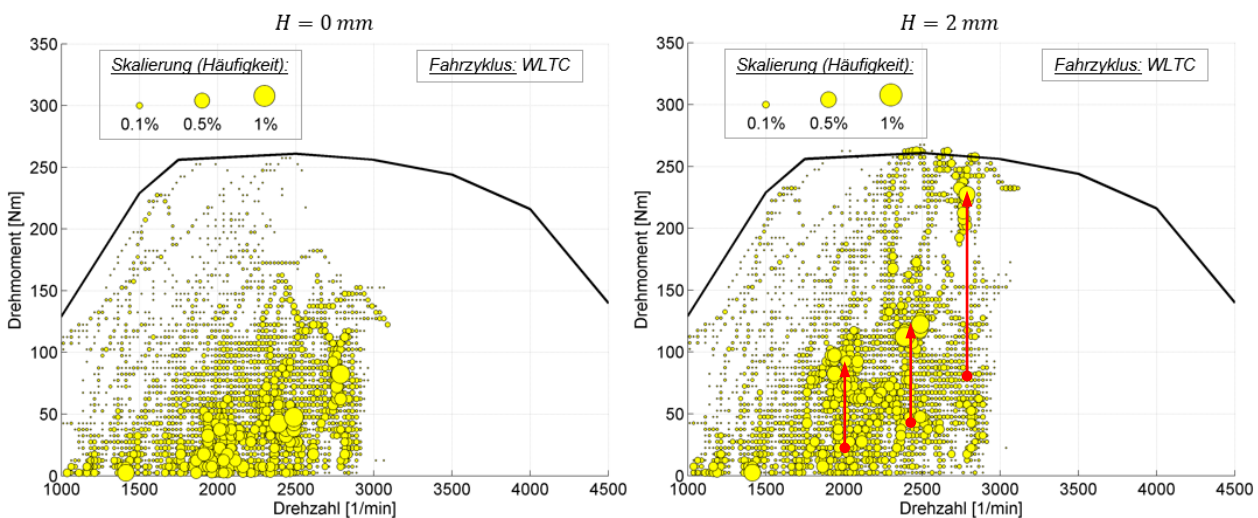
Infolge des Wasserfilms auf der Fahrbahn kommt es zu einer Verlagerung der Betriebspunkte zu deutlich höheren Drehmomenten. Dies ist im rechten Diagramm der Abbildung mit Hilfe von Pfeilen (rot) angedeutet.

Für den Kraftstoffverbrauch bedeutet diese Verschiebung der Motorbetriebspunkte im Vergleich zur Referenz, eine Verlagerung in Richtung eines geringeren, spezifischen Kraftstoffverbrauchs im Verbrauchskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63). Gleichzeitig erhöht sich aufgrund des Schwallwiderstands der Leistungsbedarf des Motors. Dies zeigt sich in einer höheren Energiebereitstellung des Motors. Die beiden beschriebenen Effekte sind gegenläufig, wobei letzterer den geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch in eine Erhöhung in absoluten Zahlen umwandelt.

Für die NO<sub>x</sub>-Emissionen können ähnliche Überlegungen angestellt werden. Wie zuvor beschrieben, bewirkt der Schwallwiderstand eine Erhöhung des Fahrwiderstands und damit eine Verschiebung der Motorbetriebspunkte zu höheren Drehmomenten. Für die Phasen „low“, „medium“ und „high“ bedeutet dies im Emissionskennfeld (siehe Abbildung

31, Seite 63) eine Verschiebung hin zu Kennfeldbereichen, in welchen geringere spezifische NO<sub>x</sub>-Emissionen auftreten. Trotz erhöhter Energiebereitstellung durch den Motor, resultieren im Vergleich zur Referenz verringerte NO<sub>x</sub>-Emissionen (-7,4 %, -12,9 % bzw. -11,8 %).

Für die Phase „extra high“ ergeben sich hingegen Verschiebungen zu deutlich höheren spezifischen NO<sub>x</sub>-Emissionen. Mit der ebenfalls stark erhöhten Energiebereitstellung durch den Motor, ergibt sich eine deutliche Zunahme der absoluten NO<sub>x</sub>-Emissionen (+93 %) für die Phase „extra high“ und dadurch über den gesamten Zyklus.



**Abbildung 58:** Einfluss des Wasserfilms auf Motorbetriebspunkteverteilung

(links: Referenz; rechts: erhöhte Wasserfilmstärke;

Testbedingungen siehe Tabelle 6, Seite 67)

### Einfluss auf Nebenverbraucher

Wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, kann Niederschlag Auswirkungen auf den Energiebedarf der Nebenverbraucher haben. Tritt während der Versuchsdurchführung in „realer Umgebung“ Regen auf, kann der Betrieb des Scheibenwischers notwendig werden.

In [57] wurden batterieelektrische Fahrzeuge mit einem konventionellen Diesel-PKW verglichen. Dabei wurde auch der Leistungsbedarf der Scheibenwischermotoren ermittelt. Wie daraus ersichtlich ist, kann ein Mehrbedarf von bis zu 130 W (bei gleichzeitigem Betrieb von vorderem und hinterem Scheibenwischer) resultieren.



Geht man von dem in [38] beschriebenen Mehrverbrauch je 100 W elektrischer Leistung von 0,17 l/100km aus, zeigt sich ein nicht zu vernachlässigender Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch. Dies gilt besonders dann, wenn der Scheibenwischer als Dauerverbrauch auftritt (d.h. während der Versuchsdurchführung dauernd eingeschaltet ist).

### **Fazit**

Wie gezeigt werden konnte, führt ein Wasserfilm auf der Fahrbahn zu einer deutlichen Erhöhung des Fahrwiderstands. Dies resultiert letztlich in einem Mehrverbrauch (bis +60 % je nach Wasserhöhe), sowie einer Erhöhung der NO<sub>x</sub>-Emissionen (bis +42 % je nach Wasserhöhe) über den gesamten Fahrzyklus.

Aufgrund des deutlichen Ausmaßes ist das Auftreten eines Wasserfilms während der Versuchsdurchführung zu berücksichtigen.

Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass die Verwendung eines Scheibenwischers ebenfalls zu einem Mehrverbrauch beitragen kann.

Für die Versuchsdurchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen stellt sich die Frage der Darstellung des Einflusses. Wie gezeigt werden konnte, kann ein Zusammenhang mit dem Schwallwiderstand mit Hilfe von Gleichung (3.9) hergestellt werden. Dazu ist eine Erfassung der Wasserfilmhöhe während der Fahrt erforderlich. Dies kann im Rahmen weiterer Arbeiten untersucht werden.

### **4.3.9 resultierende Anströmung**

Wie in Kapitel 3.1.1 gezeigt, beeinflusst die resultierende Anströmung des Fahrzeugs die Lastanforderungen an den Motor und damit die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch. Auswirkungen ergeben sich auf den Rad- und Luftwiderstand.

Wie in Kapitel 3.1.1 ebenfalls gezeigt, setzt sich die resultierende Anströmung aus der Strömung durch die Fahrgeschwindigkeit und den – bei auftreten – überlagerten Windereignissen zusammen.

Dabei sind sowohl die absolute Geschwindigkeit als auch der Winkel der resultierenden Anströmung zu berücksichtigen. Diese können nach den Gleichungen (3.6) und (3.7) berechnet werden.

### **Einfluss auf Radwiderstand**

In Kapitel 3.1.1 wurde der Einfluss auf den Radwiderstand durch eine Verringerung der Radlast und durch mögliches Auftreten von Seitenkräften infolge von Seitenwind identifiziert.

Die Auswirkungen durch eine Änderung der Radlast sind eine Folge des aerodynamischen Auftriebs, welcher aus der Anströmung des Fahrzeugs resultiert. Das Ausmaß ist einerseits von der resultierenden Anströmgeschwindigkeit und andererseits vom Anströmwinkel abhängig. In Abbildung 13 (Seite 24) wurde die Abhängigkeit des Auftriebsbeiwerts vom Schräganströmwinkel (entspricht dem Winkel der resultierenden Anströmung) dargestellt. Der darin gezeigte Verlauf wurde für die weiteren Berechnungen bzw. die Simulation angenommen.

Die Berechnung des aerodynamischen Auftriebs kann mittels Gleichung (3.4) erfolgen.

Zur Ermittlung von Roll- und Luftwiderstand eines Fahrzeugs, werden Ausrollversuche durchgeführt (vgl. [41]). Diese dienen zur Lastanpassung des Rollenprüfstands, um bei der Versuchsdurchführung die Fahrwiderstände simulieren zu können. Der zuvor beschriebene Einfluss des aerodynamischen Auftriebs wird dadurch prinzipiell berücksichtigt.

Die Ausrollversuche finden jedoch unter definierten Umgebungsbedingungen statt. Beispielsweise muss die Windgeschwindigkeit quer zur Fahrbahn kleiner 2 m/s sein (vgl. [41]). Während Fahrten in realer Umgebung können davon abweichende Bedingungen vorliegen, welche dann keine Berücksichtigung finden. Aus diesem Grund wird im Weiteren der Einfluss der resultierenden Anströmung auf den aerodynamischen Auftrieb und damit auf die Radlast und den Radwiderstand untersucht.

Um den Einfluss der resultierenden Anströmung auf den Radwiderstand zu quantifizieren, erfolgte eine Berechnung der Fahrwiderstände unter Berücksichtigung des aerodynamischen Auftriebs. Dieser wurde einerseits als über dem Anströmwinkel konstant und andererseits mit diesem veränderlich angenommen.

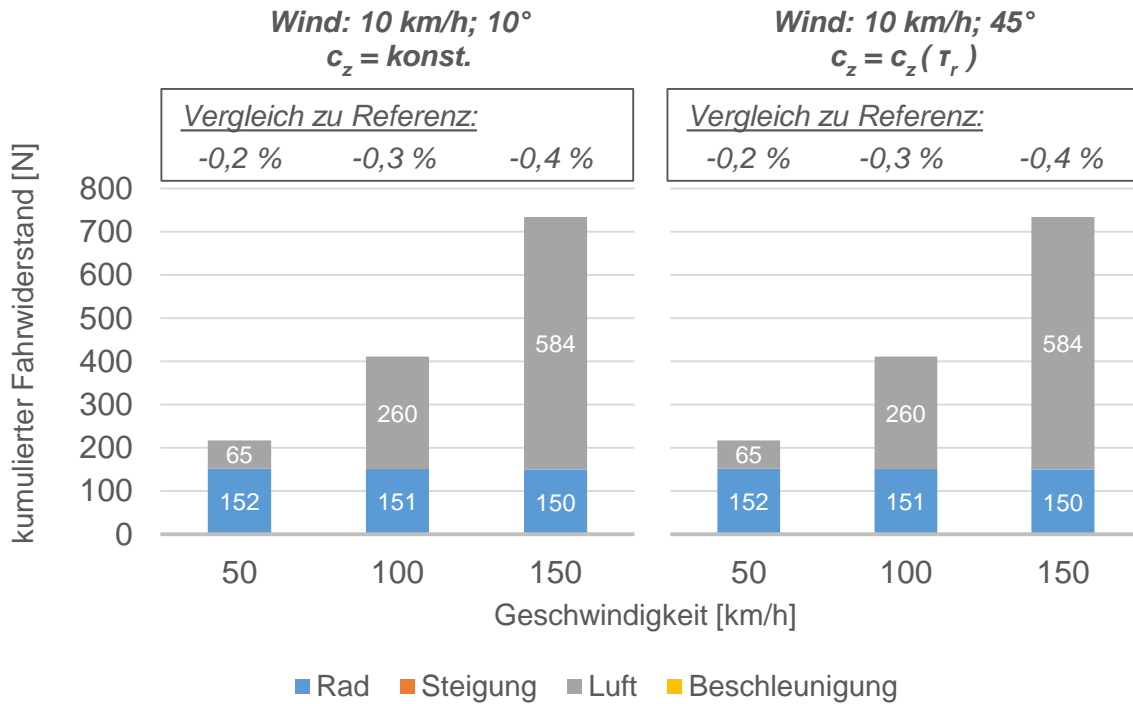
Für die Berechnung wurde eine Windgeschwindigkeit von  $v_W = 10 \text{ km/h}$  und ein Windrichtungswinkel von  $\tau_W = 10^\circ$  bei konstantem Auftrieb (Auftriebsbeiwert über Anströmwinkel konstant) angenommen.

Um einen, im Vergleich zur geraden Anströmung von vorne, veränderten Auftriebsbeiwert zu erhalten, wurde für die Berechnung mit veränderlichem Auftrieb (durch Berücksichtigung der resultierenden Anströmrichtung) ein Windrichtungswinkel von  $\tau_W = 45^\circ$  angenommen.

In **Abbildung 59** sind die Ergebnisse der zuvor beschriebenen Fälle dargestellt. Im linken Teil für einen, über dem Anströmwinkel konstanten Auftriebsbeiwert, im rechten für einen variablen. Wie daraus ersichtlich ist, ergeben sich für beide Untersuchungen – im Vergleich zu den in Abbildung 37 (Seite 73) angegebenen Werten – keine nennenswerten Veränderungen des Fahrwiderstands.

Bei geringer Fahrgeschwindigkeit, bewirkt die Anströmung durch den Wind einen größeren resultierenden Anströmwinkel als bei höherer. Für den vom Anströmwinkel abhängigen Auftriebsbeiwert, bedeutet dies eine Erhöhung. Da gleichzeitig die resultierende Anströmgeschwindigkeit gering ist, tritt nur eine geringe Reduktion der Radlast durch den Auftrieb auf. Der Radwiderstand wird nur minimal verringert.

Umgekehrt ergibt sich für höhere Fahrgeschwindigkeiten ein kleinerer resultierender Anströmwinkel und somit geringere Veränderungen im Auftriebsbeiwert, im Vergleich zum Wert bei Anströmung in Richtung Fahrzeuglängsachse. Ist die Windgeschwindigkeit klein gegenüber der Fahrgeschwindigkeit, beeinflusst sie die resultierende Anströmgeschwindigkeit nur wenig, weswegen nur geringe Auswirkungen auftreten.



**Abbildung 59:** Fahrwiderstände infolge veränderter Anströmverhältnisse bei konstantem Auftriebsbeiwert (links) bzw. bei, vom Anströmwinkel abhängigem, Auftriebsbeiwert (rechts) – Einfluss auf Radwiderstand

Neben dem zuvor beschriebenen Einfluss, hat die resultierende Anströmung weitere Auswirkungen auf den Radwiderstand. Wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, kann durch seitliche Anströmung des Fahrzeugs eine Windseitenkraft entstehen.

Diese kann mittels Gleichung (3.11) berechnet werden. Geht man von einer Windböe aus, welche quer zur Fahrzeuglängsachse auf das Fahrzeug trifft, können nach Gleichung (3.6) und (3.7) die resultierende Anströmgeschwindigkeit und der dazugehörige Winkel berechnet werden.

Für die Untersuchungen wurde die Windgeschwindigkeit so gewählt, dass ein resultierender Anströmwinkel von  $\tau_r = 13^\circ$  resultiert. Der Grund hierfür kann mittels Abbildung 21 (Seite 37) gegeben werden. Für den angegebenen Winkel folgt aus der Abbildung der maximale Seitenkraftbeiwert ( $c_y = 0,39$ ). Eine lineare Extrapolation darüber hinaus ist nicht zulässig (siehe Text zu Abbildung 21).

Die gewählten Windgeschwindigkeiten und zugehörigen resultierenden Anströmgeschwindigkeiten sind in **Tabelle 9** zusammengefasst.

**Tabelle 9:** angenommene Windgeschwindigkeiten und resultierender Anströmwinkel und -geschwindigkeiten zur Berechnung der Windseitenkräfte

	<b>Windgeschwindigkeit [km/h]</b>	<b>resultierender Anströmwinkel [°]</b>	<b>resultierende Anströmgeschwindigkeit [km/h]</b>
<b>50 km/h</b>	11,5	13,0	51,3
<b>100 km/h</b>	23,0	13,0	102,6
<b>150 km/h</b>	34,5	13,0	153,9

Unter Verwendung der Luftdichte und der Querschnittsfläche des Fahrzeugs (aus Referenz – Tabelle 6, Seite 67), kann die Windseitenkraft berechnet werden.

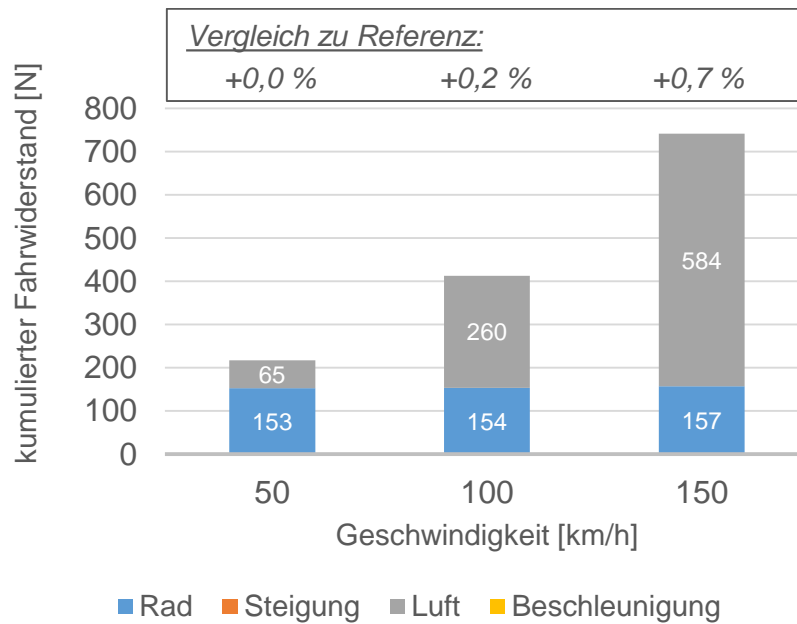
Geht man nun vom linearen Einspurmodell nach [32] aus und vereinfacht dahingehend, dass die Seitenkraft vollständig an der Vorderachse abgestützt wird (Schräglaufwinkel nur an der Vorderachse erforderlich), kann der erforderliche Schräglaufwinkel berechnet werden. Hierfür wird von einem linearen Zusammenhang zwischen dem Schräglaufwinkel und der Reifenseitenkraft ausgegangen (vgl. [20]).

Durch Berechnung des Anteils der Reifenschräglauflkraft entgegen der Fahrtrichtung (siehe Abbildung 18; Seite 32), kann der zusätzliche Fahrwiderstand durch die auftretende Windböe berechnet werden.

Das Ergebnis ist in **Abbildung 60** dargestellt. Wie daraus ersichtlich ist, ergeben sich nur geringfügige Änderungen des Fahrwiderstands (<1 %).

Die deutlichste Auswirkung ergibt sich bei einer Fahrgeschwindigkeit von  $v_x = 150 \text{ km/h}$ . Ursache ist, dass die resultierende Anströmgeschwindigkeit quadratisch in die Windseitenkraft eingeht. Bei höherer Fahrgeschwindigkeit resultiert so eine höhere Windseitenkraft. Zur Abstützung dieser ist ein größerer Schräglaufwinkel erforderlich, wodurch sich ein höherer Widerstand ergibt.

Vergleicht man die Fahrwiderstandserhöhungen mit jenen in Abbildung 37 (Seite 73), zeigt sich, dass die vorgegebenen Referenzwerte nur bei der höchsten untersuchten Geschwindigkeit geringfügig überschritten werden. Es ist jedoch davon auszugehen, dass entsprechende Böen während der Versuchsdurchführung nur selten auftreten, weswegen auch hier die Auswirkungen als vernachlässigbar erachtet werden können.



**Abbildung 60:** Fahrwiderstände infolge von Windseitenkräften

### Einfluss auf Luftwiderstand

Wie in Kapitel 3.1.1 gezeigt, beeinflusst die resultierende Anströmung den Luftwiderstand. Einerseits durch eine Veränderung der Anströmgeschwindigkeit, welche quadratisch in den Luftwiderstand eingeht.

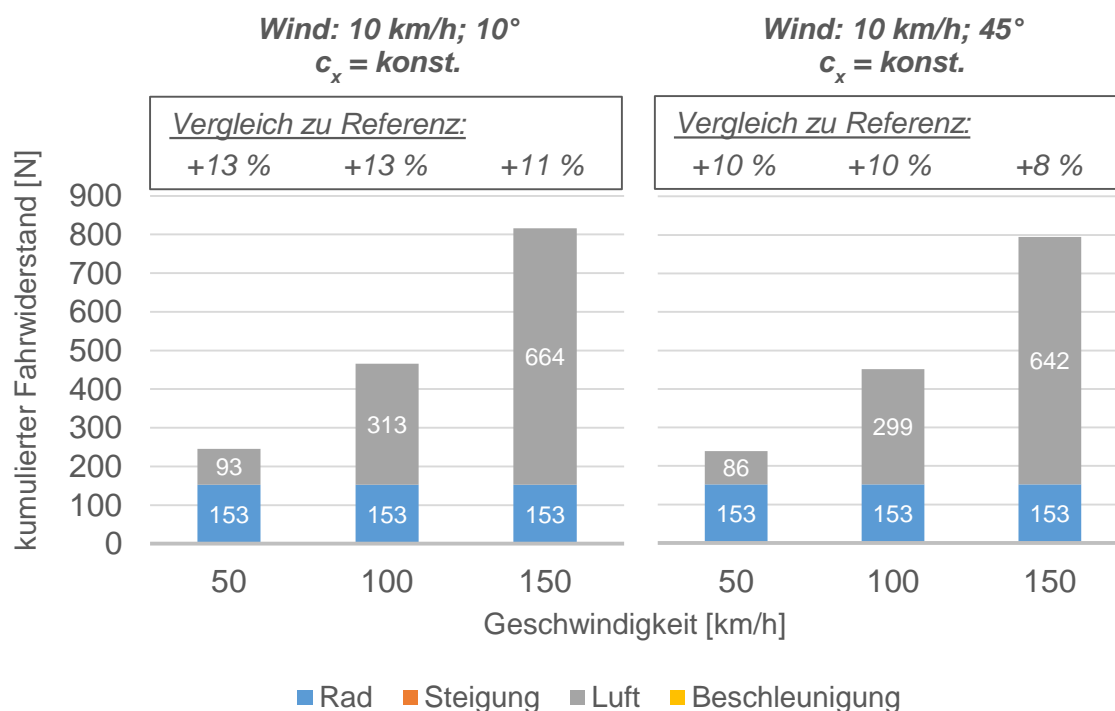
Andererseits durch eine Änderung des Luftwiderstandsbeiwerts, welcher vom resultierenden Anströmwinkel abhängig ist (siehe Abbildung 23, Seite 40).

In **Abbildung 61** sind die berechneten Fahrwiderstände unter Änderungen des Windrichtungswinkels  $\tau_W$  dargestellt. Die Windgeschwindigkeit wurde konstant mit  $v_W = 10 \text{ km/h}$  angenommen, der Windrichtungswinkel  $\tau_W$  variiert.

Für die Berechnung wurde der in Tabelle 6 angegebene Luftwiderstandsbeiwert verwendet und als konstant über dem resultierenden Anströmwinkel angenommen, um den Einfluss des Windrichtungswinkels darstellen zu können.

Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, ergeben sich für einen Windanströmwinkel von  $\tau_W = 10^\circ$  größere Fahrwiderstandsänderungen (im Vergleich zur Referenz) als für einen Winkel von  $\tau_W = 45^\circ$ . Ursache hierfür ist die resultierende Anströmgeschwindigkeit, welche bei gleicher Fahr- und Windgeschwindigkeit mit kleiner werdendem Windrichtungswinkel zunimmt.

Die Widerstandserhöhung ist im Vergleich zur Referenz bei niedrigen Geschwindigkeiten höher. Ursache ist der größere Einfluss der Windgeschwindigkeit auf die resultierende Anströmgeschwindigkeit.



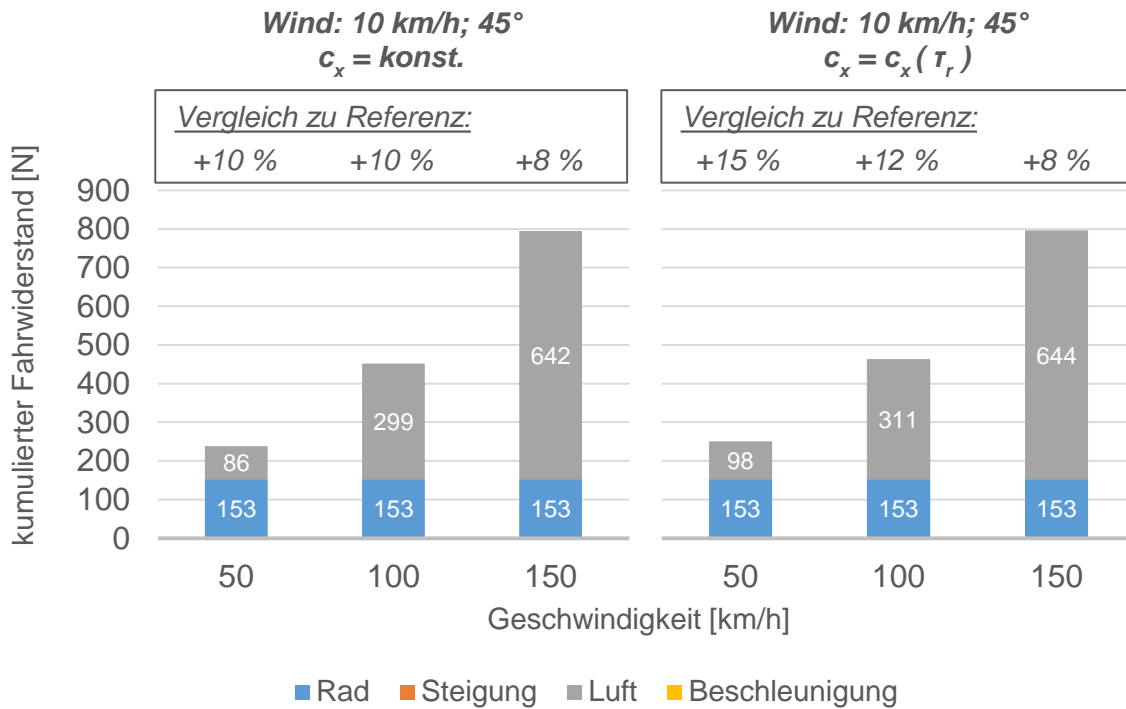
**Abbildung 61:** Fahrwiderstände infolge von Seitenwind – veränderter Windrichtungswinkel, konstanter Luftwiderstandsbeiwert

Anhand obiger Abbildung wird ersichtlich, dass die resultierende Anströmung, einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf den Fahrwiderstand hat (Vergleich mit Werten in Abbildung 37, Seite 73). Eine Berücksichtigung des Absolutwerts der Anströmung ist erforderlich.

Zur Untersuchung des Einflusses der resultierenden Anströmung auf den Fahrwiderstand, sind in **Abbildung 62** die Ergebnisse der Berechnung mit, über dem Anströmwinkel variablem Luftwiderstandsbeiwert (siehe Abbildung 23, Seite 40) dargestellt. Der Windrichtungswinkel wurde konstant mit  $\tau_W = 10^\circ$  angenommen.

Wie daraus ersichtlich ist, ergibt sich durch Berücksichtigung des variablen Luftwiderstandsbeiwerts (Abbildung 62; rechts), ein größerer Einfluss auf den Luftwiderstand als bei konstantem Beiwert.

Des Weiteren ist erkennbar, dass der Einfluss mit kleiner werdender Fahrgeschwindigkeit zunimmt. Ursache ist der bei unveränderter Windgeschwindigkeit und -richtung (im konkreten Fall:  $v_W = 10 \text{ km/h}$ ;  $\tau_W = 45^\circ$ ) bei geringerer Fahrgeschwindigkeit größere resultierende Anströmwinkel. Die Folge ist ein höherer Luftwiderstandsbeiwert und damit ein größerer Luftwiderstand.



**Abbildung 62:** Fahrwiderstände infolge von Seitenwind – konstanter Windrichtungswinkel, konstanter (links) bzw. variabler Luftwiderstandsbeiwert

Anhand obiger Abbildung wird ersichtlich, dass neben dem Absolutwert der resultierenden Anströmung, auch der Winkel einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf den Fahrwiderstand hat.

Abschließend werden die Ergebnisse der Simulation gezeigt.

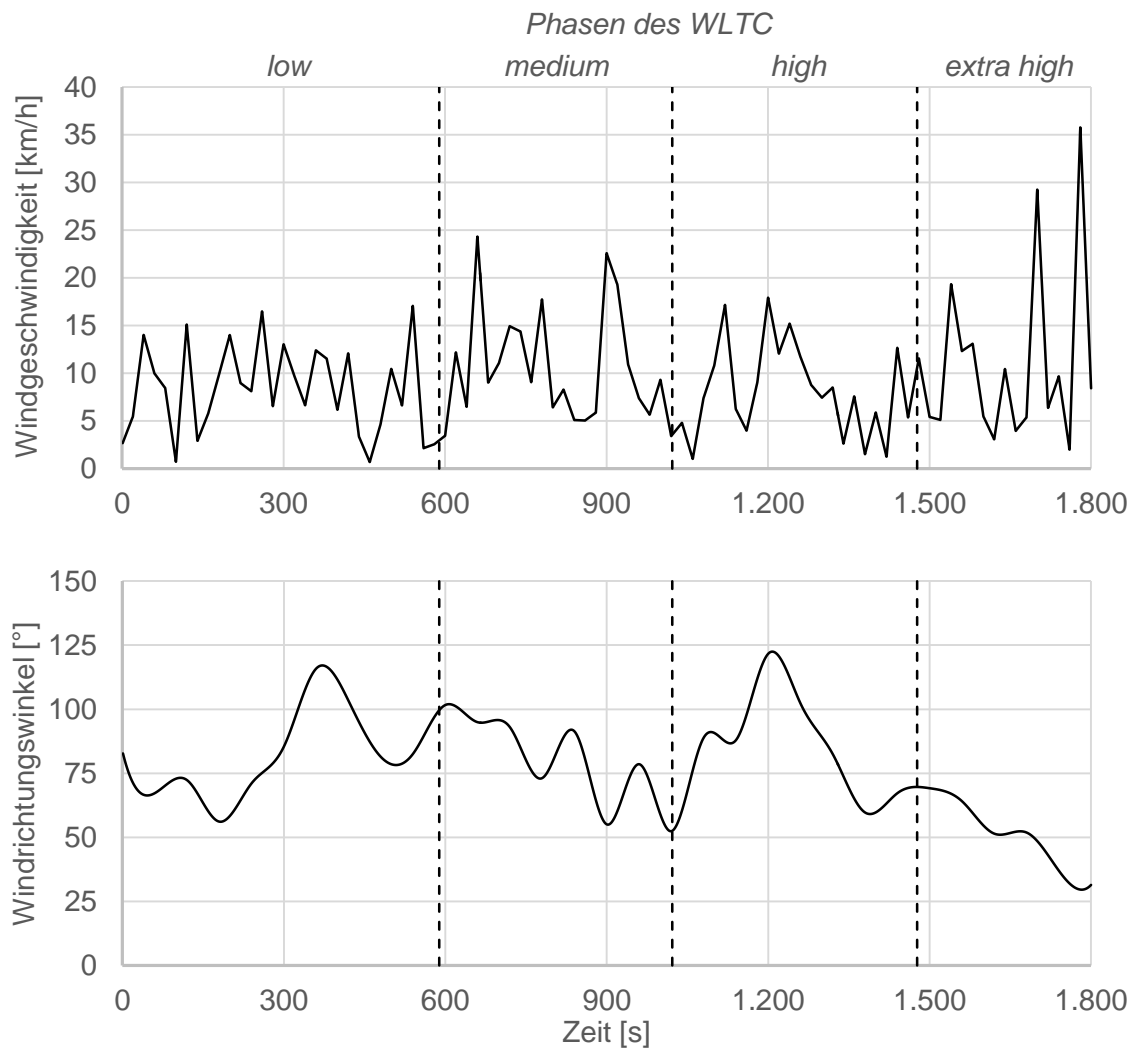
Um das Auftreten von Windereignissen berücksichtigen zu können, wurden diese zunächst generiert und in der Simulation vorgegeben.

In **Abbildung 63** sind die in der Simulation vorgegebenen Verläufe der Windgeschwindigkeit und -richtung dargestellt.



Bei der Windgeschwindigkeit wurde ein böiges Verhalten erzeugt, welches durch die auftretenden Spitzen zu erkennen ist.

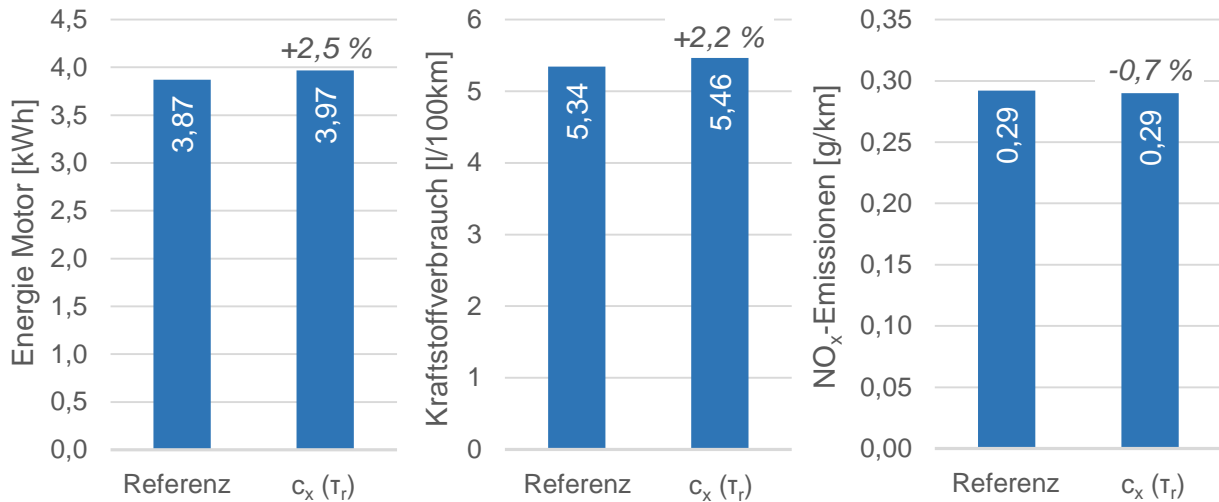
Für den Windrichtungswinkel wurde hingegen ein glatter Verlauf angestrebt, um ein langsames Drehen des Windes zu simulieren. An dieser Stelle sei nochmals erwähnt, dass der Windrichtungswinkel von der Fahrzeuglängsachse gemessen wird ( $\tau_W = 0^\circ$  entspricht reinem Gegenwind).



**Abbildung 63:** simulierte Windgeschwindigkeit und -richtung

In **Abbildung 64** sind die Ergebnisse der Simulation unter Berücksichtigung eines, vom resultierenden Anströmwinkel abhängigen Luftwiderstandsbeiwerts zusammengefasst. Aerodynamischer Auftrieb und damit der Einfluss auf den Radwiderstand durch Verringerung der Radlast, wurde hingegen zunächst nicht berücksichtigt.

Wie aus der Abbildung zu entnehmen ist, verursachen die obigen Annahmen eine Erhöhung der Energiebereitstellung durch den Motor sowie des Kraftstoffverbrauchs. Bei den NO<sub>x</sub>-Emissionen ergibt sich eine geringfügige Reduktion.

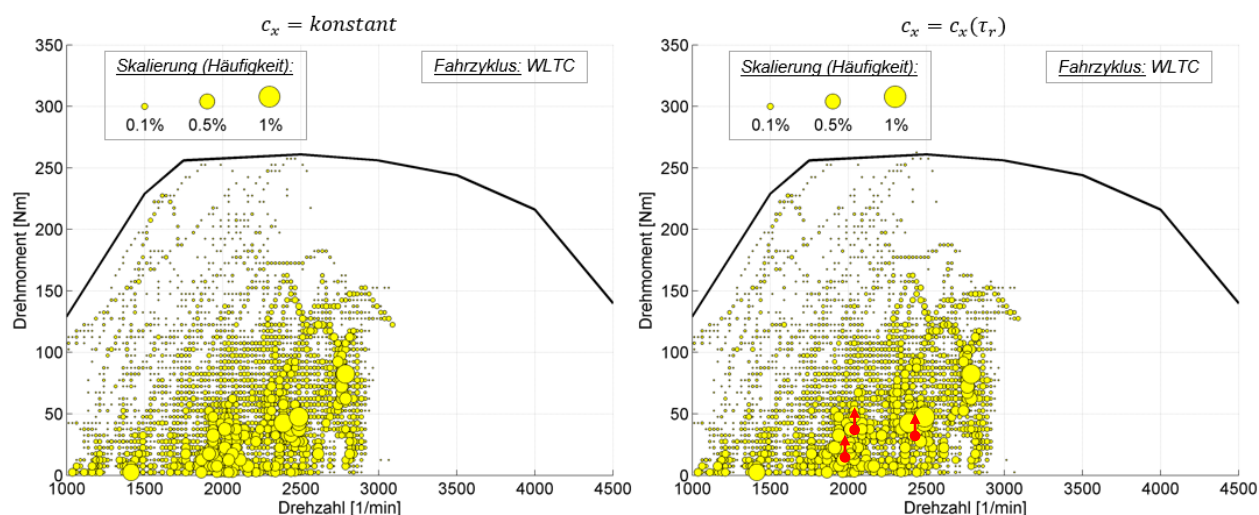


**Abbildung 64:** Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung eines vom Anströmwinkel abhängigen Luftwiderstandsbeiwerts

Die Häufigkeitsverteilung der Motorbetriebspunkte ist in **Abbildung 65** dargestellt. Darin sind nur geringfügige Verschiebungen (mit Hilfe von Pfeilen (rot) angedeutet) zu höheren Drehmomenten zu erkennen. Dennoch resultiert daraus eine höhere Leistungsanforderung und damit Energiebereitstellung durch den Motor. Diese ist dem erhöhten Fahrwiderstand geschuldet.

Die obig festgestellte Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs kann wie folgt erklärt werden. Eine Verschiebung zu höheren Lastpunkten bedeutet im Verbrauchskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63) eine Verschiebung zu geringerem spezifischen Kraftstoffverbrauch. Gleichzeitig erhöht sich – wie gezeigt – die Energiebereitstellung durch den Motor, weswegen letztlich absolut ein höherer Kraftstoffverbrauch resultiert.

Für die NO<sub>x</sub>-Emissionen bedeutet die Verschiebung zu höheren Lastpunkten, geringere spezifische Emissionen (siehe Abbildung 31, Seite 63). Die Erhöhung der Lastanforderung an den Motor kompensiert diese Verbesserung nicht, sodass im Vergleich zur Referenz eine Verringerung der NO<sub>x</sub>-Emissionen festzustellen ist.



**Abbildung 65:** Einfluss des Luftwiderstandsbeiwerts auf Motorbetriebspunkteverteilung  
(links: Referenz; rechts: vom Anströmwinkel abhängiger Luftwiderstandsbeiwert;  
Testbedingungen siehe Tabelle 6, Seite 67)

Um den Einfluss des Auftriebsbeiwerts mit Hilfe des Simulationsmodells zu untersuchen, wurde dieser – aufbauend auf den zuvor verwendeten Modellparametern – in Abhängigkeit des resultierenden Anströmwinkels berücksichtigt. Hierdurch wird eine Verringerung der Radlast und damit des Radwiderstands simuliert.

Betreffend der Ergebnisse, zeigen sich keine nennenswerten Änderungen im Vergleich zu den in Abbildung 64 dargestellten. Aus diesem Grund wird auf eine Darstellung im Weiteren verzichtet.

Die Erkenntnisse aus Abbildung 59 (geringer Einfluss auf den Fahrwiderstand) konnten so mit Hilfe der Simulation bestätigt werden.

## Fazit

Wie gezeigt werden konnte, hat die resultierende Anströmung vernachlässigbare Auswirkungen auf den aerodynamischen Auftrieb und damit auf den Radwiderstand. Der Einfluss auf die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch kann bezüglich dieser Auswirkung vernachlässigt werden.

Ebenso vernachlässigbar ist die Auswirkung der resultierenden Anströmung auf den Radwiderstand durch die Entstehung von Windseitenkräften. Wie gezeigt werden konnte, ist der Einfluss auf den Radwiderstand von untergeordneter Bedeutung.

Ein Einfluss auf den Luftwiderstand konnte hingegen nachgewiesen werden. Zunächst wurde die Auswirkung der resultierenden Anströmung auf den Fahrwiderstand dargestellt. Dabei konnte der Einfluss eines, vom resultierenden Anströmwinkel abhängigen, Luftwiderstandsbeiwerts gezeigt werden.

Dies kann analog auch aus den Simulationsergebnissen abgelesen werden. Wird der Luftwiderstandsbeiwert als konstant angenommen, resultieren nur geringe Änderungen bei Kraftstoffverbrauch und NO<sub>x</sub>-Emissionen (<1 %; Ergebnisse nicht im Detail dargestellt).

Wird hingegen ein, über den Anströmwinkel veränderlicher Luftwiderstandsbeiwert berücksichtigt, folgt – unter den getroffenen Annahmen – aus der Simulation, ein Mehrverbrauch von +2,2 %. Der Einfluss auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen ist geringer (-0,7 %)

Anhand der dargestellten Ergebnisse zeigt sich ein nicht zu vernachlässigender Einfluss der resultierenden Anströmung auf den Kraftstoffverbrauch. Wie ersichtlich wird, ist für die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen, die resultierende Anströmung während Realfahrten sowohl bezüglich Richtung als auch Absolutwert zu beachten. Die Abbildung bei der Versuchsdurchführung kann dabei im Rahmen weiterer Arbeiten untersucht werden.

#### **4.3.10 Komponentenanstömung**

In Kapitel 3.1.1 wurde festgestellt, dass die Komponentenanstömung Einfluss auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch durch Auswirkungen auf den Motor bzw. die innermotorische Verbrennung und auf das Abgasnachbehandlungssystem hat.

An dieser Stelle sei nochmals erwähnt, dass in der vorliegenden Arbeit unter Komponentenanstömung, die an der jeweilig betrachteten Fahrzeugkomponente vorliegende An- und Umströmung zu verstehen ist.

In Bezug auf die Versuchsdurchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen stellt sich die Frage, ob ein wie bisher verwendetes Gebläse (zur Motorkühlung) ausreicht, um die Strömungsverhältnisse einer „realen Umgebung“ zu simulieren.

Auswirkungen auf den Motor können sich durch Einfluss auf die Umgebung, in welche dieser betrieben wird, ergeben. Beispielsweise kann es durch eine veränderte

Durchströmung des Motorraums zu einer veränderten Temperaturverteilung kommen. Auswirkungen auf den Motor sind möglich.

Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf jenen Einflüssen liegt, welche eine Auswirkung auf den Fahrwiderstand bzw. die energetischen Verbraucher haben, wird der zuvor aufgezeigte Einfluss nicht näher behandelt. Dies kann im Rahmen weiterer Arbeiten untersucht werden.

Weiterer Einfluss kann durch eine – im Vergleich zur Versuchsdurchführung in „realer Umgebung“ – geänderte Betriebsdauer des Kühlergebläses, als Folge einer zu geringen Umströmung der Kühlelemente, entstehen.

Wie bereits in Kapitel 4.3.4 gezeigt, nimmt der zusätzliche Leistungsbedarf Einfluss auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch.

An dieser Stelle sei nochmals der Mehrverbrauch je 100 Watt elektrischer Leistung von 0,17 l auf 100 km Fahrstrecke erwähnt. [38]

Schließlich ist davon auszugehen, dass die Anströmung des Abgasnachbehandlungssystems Auswirkungen auf dessen Anspring- und Abkühlverhalten hat. Da dieser Einfluss außerhalb des Fokus der vorliegenden Arbeit liegt, werden keine weiteren Untersuchungen durchgeführt. Dies kann im Rahmen weiterer Arbeiten erfolgen.

Im Zusammenhang mit der Durchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand ist darauf zu achten, dass die An- und Umströmung der Bauteile, bei quantifizierbarem Einfluss auf die Ergebnisse, hinreichend simuliert wird, um eine Verfälschung der Ergebnisse zu vermeiden.

### **Fazit**

Wie beschrieben, kann ein Einfluss der Komponentenanstömung durch eine eingeschränkte Simulation am Rollenprüfstand entstehen.

Für die vorliegende Arbeit, in welcher der Fokus auf den Auswirkungen auf den Fahrwiderstand und den Energiebedarf der Nebenverbraucher liegt, wird nur der Einfluss auf die Verwendung des Kühlerlüfters bewertet.

Auf Basis der vorliegenden Daten, kann hierzu keine Aussage getroffen werden. Im Rahmen an diese Arbeit anschließender Versuche, kann beispielsweise das

Betriebsverhalten des Kühlerlüfters bei veränderter Motordurchströmung untersucht werden und so ein Einfluss bewertet werden.

Ebenso kann der Einfluss der Komponentenanströmung auf die innermotorische Verbrennung sowie die Wirksamkeit der Abgasnachbehandlung mit Hilfe von Realversuchen untersucht werden.

#### 4.3.11 Kurvigkeit

In Kapitel 3.1.1 wurde gezeigt, dass die Kurvigkeit die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch durch Auswirkungen auf die Lastanforderung des Motors beeinflusst. Einerseits durch einen zusätzlichen Fahrwiderstand, welcher durch Schräglauf am Rad entsteht. Andererseits durch den zusätzlichen Leistungsbedarf der Lenkhilfepumpe.

Da bei der Versuchsdurchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand nur „Geradeaus“ gefahren wird, muss ein gegebenenfalls vorhandener Einfluss berücksichtigt werden, um mit, in „realer Umgebung“ durchgeführten Versuchen, vergleichbare Ergebnisse zu erhalten.

#### Einfluss auf Radwiderstand

Der Einfluss der Kurvigkeit auf den Radwiderstand folgt aus den zum Befahren einer Kurve notwendigen Seitenkräften. Um diese am Reifen aufbauen zu können, ist ein Schräglaufwinkel erforderlich. Bei vektorieller Zerlegung der Seitenkraft – in Richtung Fahrzeuginnen- bzw. -außenrichtung – weist eine Komponente entgegen der Fahrtrichtung, wodurch ein zusätzlicher Widerstand resultiert. Dieser wird als Kurvenwiderstand bezeichnet.

Die Berechnung des Kurvenwiderstands erfolgt mittels Gleichung (3.10), welche auf dem linearen Einspurmodell nach [32] beruht. Die lineare Theorie ist für Querbeschleunigungen bis  $a_y = 0,4 g$  gültig (vgl. [20]).

Gleichung (3.10) kann für die weiteren Überlegungen dahingehend vereinfacht werden, dass die Querbeschleunigung nach Gleichung (4.3) aus [18] berücksichtigt wird.

$$a_y = \kappa \cdot v_x^2 \quad (4.3)$$

Darin ist

$a_y$	...	Quereschleunigung in [m/s <sup>2</sup> ]
$\kappa$	...	Kurvenkrümmung in [1/m]
$v_x$	...	Fahrgeschwindigkeit in [m/s]

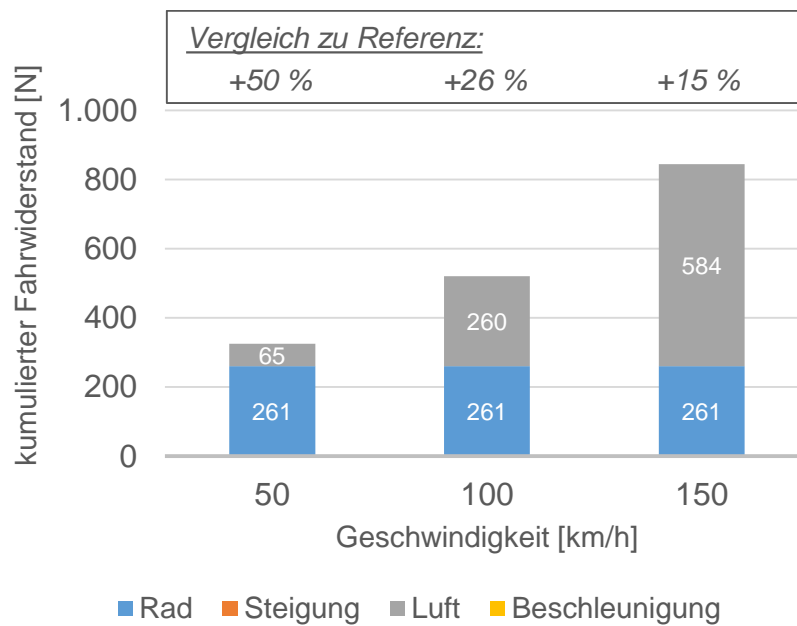
Um den Fall mit maximal zulässiger Quereschleunigung zu erhalten, erfolgt die Berechnung des Kurvenwiderstands mit der obig definierten Grenzeschleunigung von  $a_y = 0,4 g$ .

Durch Verwendung von Gleichung (4.3), wird der Kurvenwiderstand unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit. D.h., dass sich der Radwiderstand unter den getroffenen Annahmen (gleiche Quereschleunigung für alle untersuchten Geschwindigkeiten) über der Geschwindigkeit nicht ändert.

In **Abbildung 66** ist das Ergebnis, der Berücksichtigung des Kurvenwiderstands bei den Fahrwiderständen dargestellt.

Wie daraus zu erkennen ist, ergibt sich für jede der untersuchten Fahrgeschwindigkeiten der gleiche Radwiderstandsanteil. Ursache ist die zuvor beschriebene Unabhängigkeit des Kurvenwiderstands von der Fahrgeschwindigkeit unter den getroffenen Annahmen.

Vergleicht man die Änderungen des Fahrwiderstandes mit den in Kapitel 4.3 (Seite 71) festgelegten Berücksichtigungsgrenzen, ergibt sich ein nicht zu vernachlässigender Einfluss. Vor allem bei geringen Fahrgeschwindigkeiten ergibt sich eine deutliche Zunahme des Gesamtfahrwiderstands. Der Grund liegt im gleichzeitig geringen Luftwiderstand in diesen Geschwindigkeitsbereichen. Eine Erhöhung des Radwiderstands wirkt sich dann anteilig deutlicher aus.



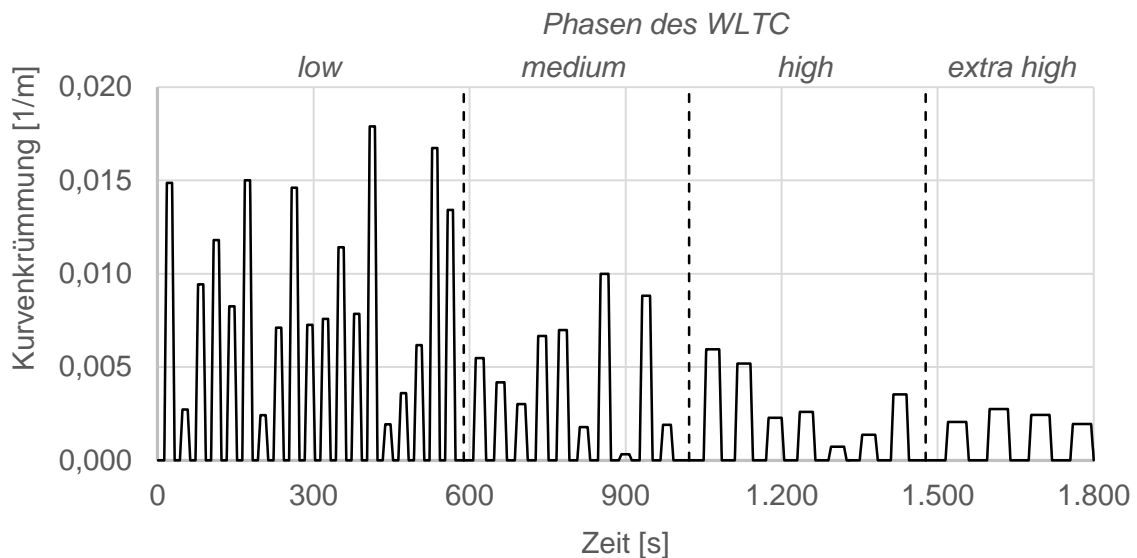
**Abbildung 66:** Fahrwiderstände infolge des Kurvenwiderstands bei konstanter Querbeschleunigung von  $a_y = 0,4 g$

Im Weiteren wurde der Einfluss der Kurvigkeit mit dem in Kapitel 4.1.3 vorgestellten Simulationsmodell untersucht. Zu diesem Zweck musste zunächst ein „Kurvenverlauf“ generiert werden. Dieser ist in **Abbildung 67** dargestellt.

Darin ist der „Kurvenverlauf“, ausgedrückt durch die Kurvenkrümmung, über der Zeit dargestellt. Die Kurvenkrümmung ist indirekt proportional zum Kurvenradius. D.h., ein kleiner Wert entspricht einem großen Kurvenradius und umgekehrt.

Der dargestellte Verlauf wurde im Simulationsmodell unter Berücksichtigung der zuvor erwähnten Grenzquerbeschleunigung von  $a_y = 0,4 g$  generiert. Für jede Phase des WLTC wurde die Höchstgeschwindigkeit ermittelt und damit der minimal zulässige Kurvenradius bestimmt. In der Abbildung ist erkennbar, dass in der Phase „low“ größere Kurvenkrümmungen (kleinere Kurvenradien) auftreten als in der Phase „extra high“. Die Dauer der Kurven wurde der jeweiligen Phase des Fahrzyklus angepasst. D.h., dass für die Phase „low“ kürzere Kurven generiert wurden als in der Phase „extra high“.

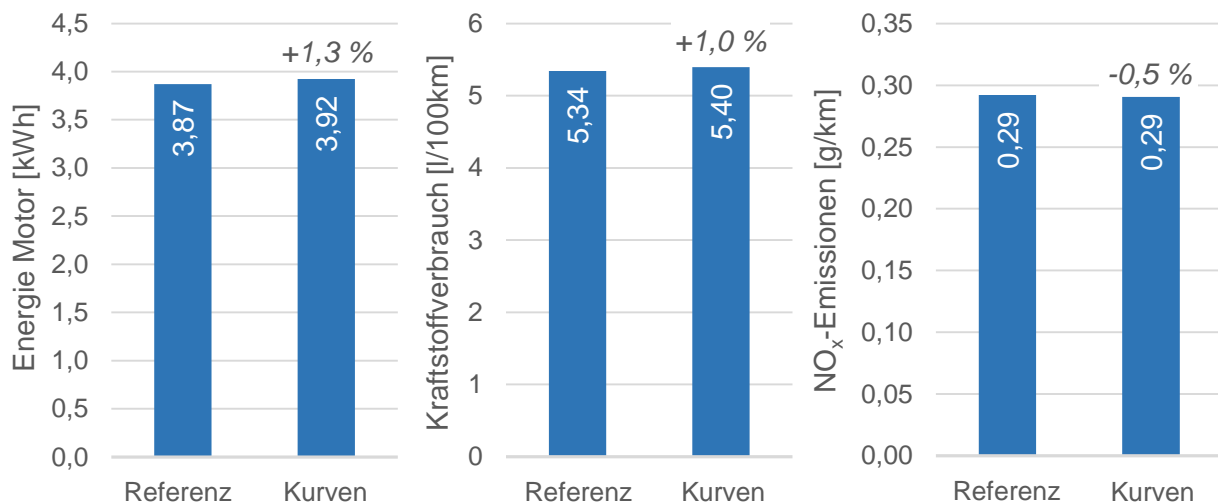




**Abbildung 67:** simulierter „Kurvenverlauf“

Wird der zuvor gezeigte „Kurvenverlauf“ in der Simulation berücksichtigt, ergeben sich die in **Abbildung 68** zusammengefassten Ergebnisse.

Wie darin ersichtlich ist, ergeben sich sowohl für die Energiebereitstellung des Motors als auch für den Kraftstoffverbrauch Erhöhungen im Vergleich zu Referenz. Für die NO<sub>x</sub>-Emissionen folgt hingegen eine geringfügige Reduktion.



**Abbildung 68:** Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung des Kurvenwiderstands

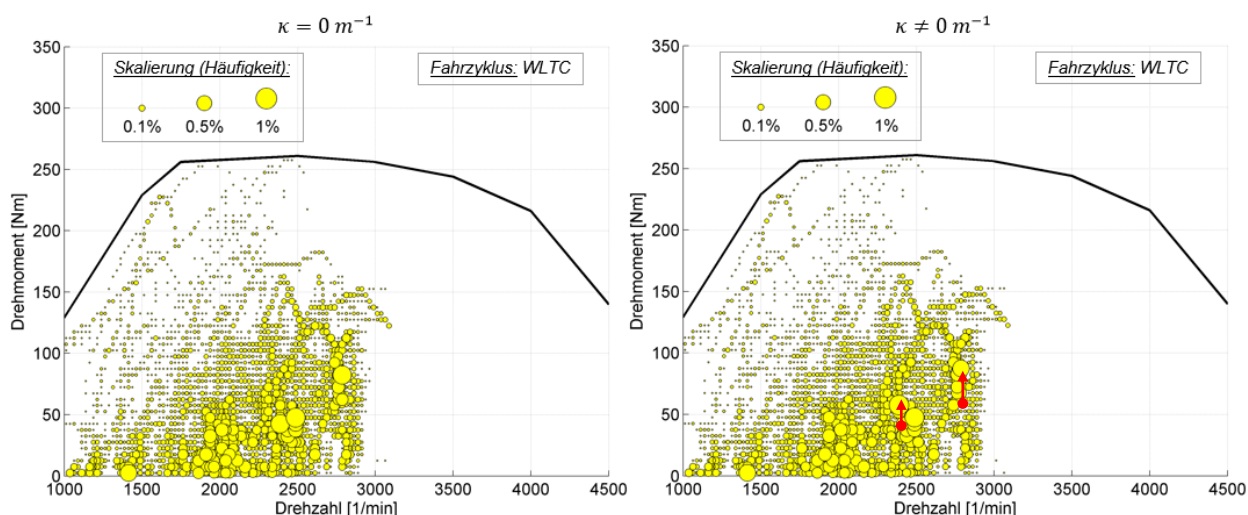
Die zuvor dargestellten Ergebnisse können mit Hilfe von **Abbildung 69** erklärt werden. Darin ist die Häufigkeitsverteilung der Motorbetriebspunkte für die Referenz (links) und jene, unter Berücksichtigung des in Abbildung 67 gezeigten Verlaufs, dargestellt.

Wie darin ersichtlich ist, ergeben sich im mittleren Drehzahlbereich Verschiebungen der Motorbetriebspunkte zu höheren Drehmomenten (durch Pfeile (rot) in der Abbildung angedeutet).

Ursache der Verschiebungen ist der erhöhte Fahrwiderstand durch die simulierte Kurvigkeit der Fahrstrecke. Damit kann auch die Zunahme der Energiebereitstellung des Motors erklärt werden.

Für den Kraftstoffverbrauch gelten die gleichen Aussagen wie in den Kapiteln zuvor. Eine Verschiebung von Betriebspunkten zu höheren Drehmomenten, bedeutet geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch (siehe Abbildung 31, Seite 63). Da die Energiebereitstellung durch den Motor gleichzeitig zunimmt, wird dieser Effekt überkompensiert und es resultiert unter den getroffenen Annahmen absolut ein Mehrverbrauch.

Die Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen durch den Kurvenwiderstand kann wie folgt erklärt werden. Die in Abbildung 69 mit Hilfe von Pfeilen verdeutlichten Verschiebungen im Kennfeld, treten unter den getroffenen Annahmen zu einem Großteil in der Phase „high“ des Fahrzyklus auf. Im Emissionskennfeld (siehe Abbildung 31, Seite 63) kommt es dadurch zu einer Verringerung der spezifischen Emissionen, welche durch die erhöhte Energiebereitstellung des Motors nicht kompensiert wird. In Summe resultiert somit eine deutliche Verringerung der NO<sub>x</sub>-Emissionen während dieser Phase (-1,2 %). Geringere Reduktionen ergeben sich in den Phasen „low“ und „medium“, in „extra high“ zeigt sich keine Veränderung im Vergleich zur Referenz.



**Abbildung 69:** Einfluss der Kurvigkeit auf Motorbetriebspunkteverteilung  
 (links: Referenz; rechts: simulierter „Kurvenverlauf“ nach Abbildung 67;  
 Testbedingungen siehe Tabelle 6, Seite 67)

### Einfluss auf Nebenverbraucher

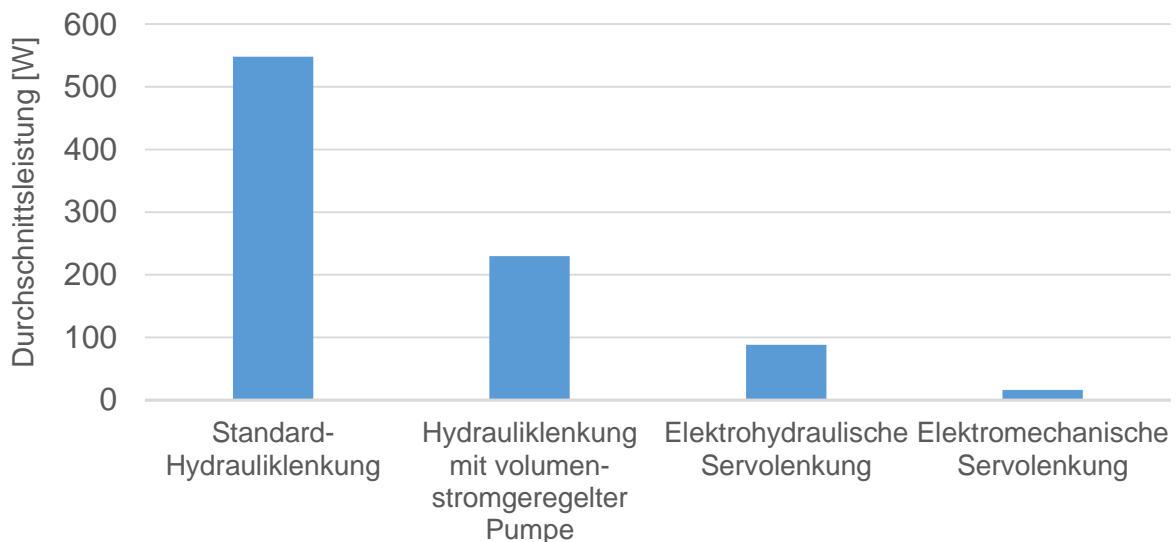
Die Kurvigkeit kann neben dem Fahrwiderstand auch den Energiebedarf der Nebenverbraucher beeinflussen. Dieser ergibt sich durch den Einsatz von Lenkhilfpumpen zur Lenkunterstützung.

Wie in Kapitel 3.1.1 angemerkt wurde, hängt der Einfluss vom im Fahrzeug verwendeten Lenksystem ab.

Während bei hydraulischen Systemen die Lenkhilfpumpe direkt vom Motor angetrieben wird und somit während der gesamten Fahrt in Betrieb ist, kann bei elektrohydraulischen und -mechanischen Systemen die Unterstützung bedarfsgerecht geregelt werden, wodurch der Energiebedarf verringert werden kann. [39]

In **Abbildung 70** ist die durchschnittlich aufgenommene Leistung verschiedener Lenksysteme dargestellt.

Wie sich zeigt, ergeben sich je nach System deutlich voneinander abweichende Leistungsaufnahmen. Der Vorteil bedarfsgerechter Regelung wird deutlich.



**Abbildung 70:** durchschnittlich aufgenommene Leistung für verschiedene Lenksysteme (kundenrelevanter Betrieb) [40], [eigene Darstellung]

Für die Versuchsdurchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen ist es erforderlich, dies zu berücksichtigen. Besonders Fahrzeuge mit bedarfsgerechter Regelung der Lenkhilfepumpe müssen beachtet werden, da die erst bei Kurvenfahrt auftretende Leistungsaufnahme, durch die „Geradeausfahrt“ am Rollenprüfstand, nicht abgebildet werden kann. Zusammen mit dem erwähnten Mehrverbrauch von 0,17 l auf 100 km Fahrstrecke je 100 Watt (vgl. [38]) elektrischer Leistung, wird der mögliche Einfluss deutlich.

### Fazit

Mit Hilfe der dargestellten Berechnung konnte ein nicht zu vernachlässigender Einfluss auf den Fahrwiderstand festgestellt werden. Bei Simulation der Kurvigkeit ergibt sich eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs (+1,0 %), die NO<sub>x</sub>-Emissionen werden hingegen reduziert (-0,5 %).

Wird darüber hinaus die Leistungsanforderung einer Lenkhilfepumpe mit einbezogen, können die Auswirkungen weiter erhöht werden. Für die Versuchsdurchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand muss der zuvor genannte Einfluss, je nach verbautem System, miteinbezogen werden.

### 4.3.12 Fahrbahnneigung

Wie in Kapitel 3.1.1 gezeigt, beeinflusst die Fahrbahnneigung die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch durch Auswirkungen auf die Lastanforderung des Motors. Dies geschieht einerseits über den Rad- und andererseits über den Steigungswiderstand selbst.

Bevor mit den Untersuchungen der Einflüsse begonnen wird, sind in **Abbildung 71** zulässige Maximalwerte für Steigungen aus [28] für Deutschland dargestellt.

Wie daraus ersichtlich ist, folgt die höchste zulässige Fahrbahnsteigung für Alpenstraßen mit  $p = 30\%$ . Bei Autobahnen liegt diese beispielsweise nur bei  $p = 4\%$ .

Straßenlage	Straßenart	$v$ [km/h]	$P_{\max}$ [%]
Straßen außerhalb bebauter Gebiete	Kreisstraße	40	10,0
	Landstraße	60	6,5
	Bundesstraße	80	5,0
		100	4,5
	Bundesautobahn	100	4,5
		120	4,0
	140	4,0	
Stadtstraßen	mehrspurig	–	5 – 6
	Anlieger	–	10,0
	Wohnwege	–	10,0
Alpenstraßen		–	30,0

**Abbildung 71:** zulässige Straßenneigungen in Deutschland [28]

### Einfluss auf den Radwiderstand

Der Einfluss der Fahrbahnneigung auf den Radwiderstand ist in Gleichung (3.1) angegeben. Ursache ist, dass beim Radwiderstand nur die senkrecht zur Fahrbahn stehende Komponente der Fahrzeuggewichtskraft wirksam ist.

Die Fahrbahnneigung wird durch den Cosinus-Anteil in Gleichung (3.1) berücksichtigt. Für kleine Winkel  $\alpha$  ( $\alpha \ll 1$ ) gilt  $\cos \alpha \approx 1$ , weswegen kein deutlicher Einfluss der Fahrbahnneigung auf den Radwiderstand zu erwarten ist.

Da der zuvor beschriebene Effekt nur in Zusammenhang mit einer Fahrbahnneigung auftritt, wird zunächst deren Einfluss auf den Steigungswiderstand dargestellt. Im Anschluss daran wird durch Berücksichtigung des Einflusses der Fahrbahnneigung auf

den Radwiderstand, die Auswirkung auf den Gesamtwiderstand (inklusive Steigungswiderstand) diskutiert.

### **Einfluss auf den Steigungswiderstand**

Die Fahrbahnneigung beeinflusst den Fahrwiderstand wesentlich durch hinzukommen des Steigungswiderstands. Ursache ist die vektorielle Zerlegung der Fahrzeuggewichtskraft in ihre Komponenten, parallel zu Fahrzeuglängs- und -hochachse.

Der Anteil entlang der Fahrzeuglängsachse wirkt bei Steigung entgegen bzw. bei Gefälle in Fahrrichtung. So entsteht ein zusätzlicher Widerstand bzw. eine zusätzlich antreibende Kraft.

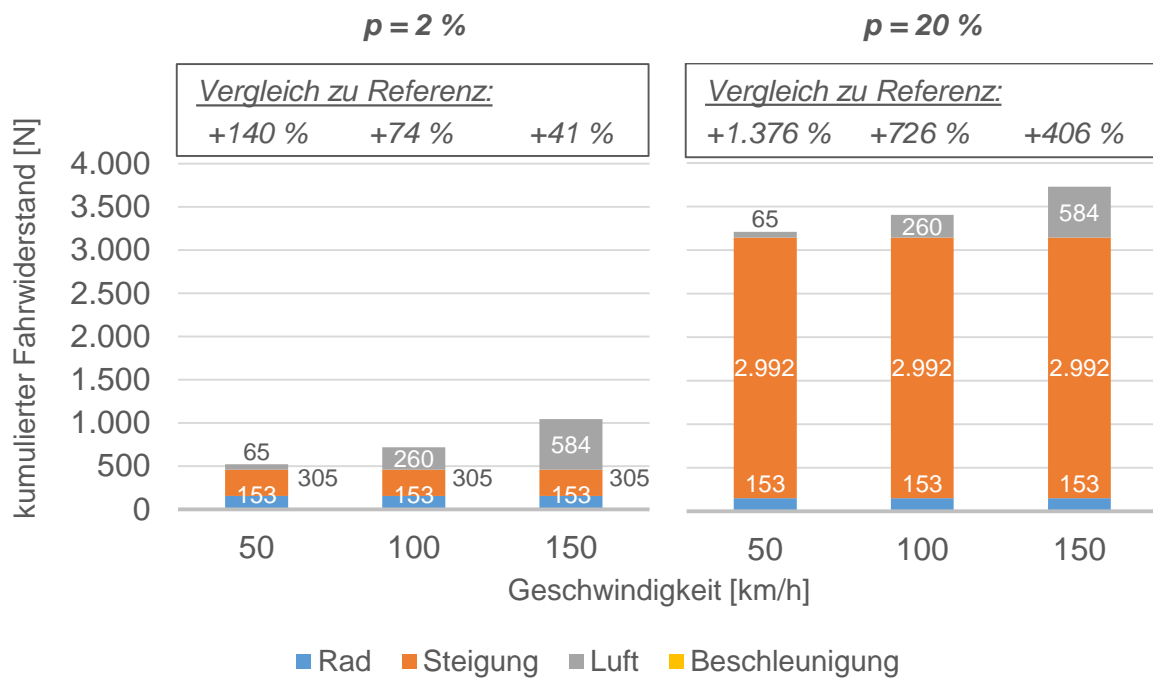
In **Abbildung 72** ist der Einfluss der Fahrbahnneigung auf den Fahrwiderstand für eine moderate Steigung von  $p = 2\%$  und eine deutliche von  $p = 20\%$  gegenübergestellt. (Eine Steigung von  $p = 23\%$  tritt beispielsweise an der steilsten Stelle der Passstraße auf die Turracher Höhe auf. [18])

Der zuvor beschriebene Einfluss der Fahrbahnneigung auf den Radwiderstand wird darin nicht berücksichtigt. Dieser wird im Anschluss gesondert dargestellt.

Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, haben bereits kleine Steigungen einen deutlichen Einfluss auf den Fahrwiderstand. So steigt der Fahrwiderstand für eine moderate Steigung von  $p = 2\%$  im Vergleich zur Referenz um 140% bei einer Fahrgeschwindigkeit von  $v_x = 50 \text{ km/h}$ . Der Zuwachs nimmt zu größeren Geschwindigkeiten hin ab. Ursache ist der zunehmende Einfluss des Luftwiderstands auf den Gesamtfahrwiderstand.

Im Vergleich dazu, ist im rechten Teil der Abbildung das Ergebnis für eine Steigung von  $p = 20\%$  dargestellt. Der nochmals deutlich gesteigerte Einfluss der Fahrbahnneigung auf den Fahrwiderstand ist erkennbar. Für eine Fahrgeschwindigkeit von  $v_x = 50 \text{ km/h}$  ergibt sich eine Erhöhung um einen Faktor von größer 13.

Die gezeigten Ergebnisse wurden jeweils für eine Steigung berechnet. Im Falle eines Gefälles, wirkt der dargestellte Anteil des Steigungswiderstands als antreibende Kraft.



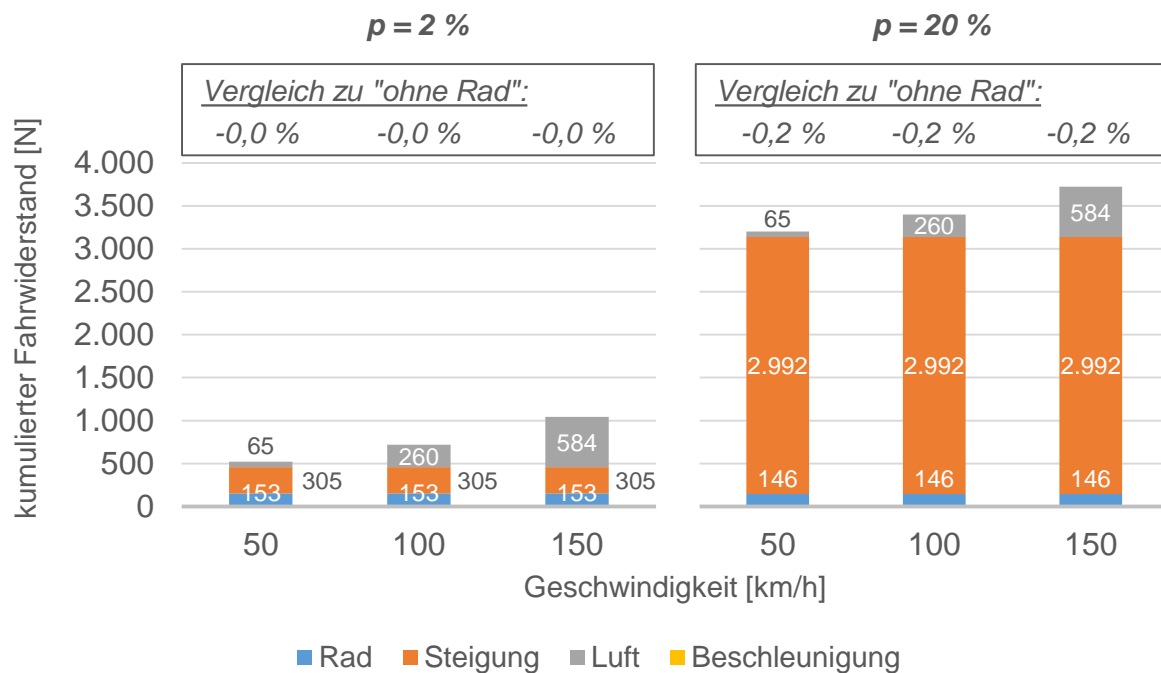
**Abbildung 72:** Fahrwiderstände infolge des Steigungswiderstands für  $p = 2\%$  (links) bzw.  $p = 20\%$  (Einfluss auf Radwiderstand vernachlässigt)

Bei der Berechnung der zuvor dargestellten Ergebnisse, wurde der Einfluss der Fahrbahnneigung auf den Radwiderstand nicht berücksichtigt.

In **Abbildung 73** sind die Fahrwiderstände unter Berücksichtigung des Einflusses der Fahrbahnneigung auf den Radwiderstand dargestellt. Die Prozentangaben im oberen Bereich der Diagramme beziehen sich dabei nicht auf die Referenz, sondern auf die Ergebnisse in Abbildung 72 (Fahrwiderstände ohne Berücksichtigung des Einflusses auf den Radwiderstand).

Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, ergibt sich kein nennenswerter Einfluss auf den Fahrwiderstand, durch Berücksichtigung der Fahrbahnneigung bei der Berechnung des Radwiderstands. Selbst bei einer deutlichen Steigung von  $p = 20\%$ , resultiert nur eine geringe Reduktion des Fahrwiderstands.

Der Grund hierfür ist die deutliche Zunahme des Gesamtwiderstands infolge des Steigungswiderstands. Geringe Änderungen wirken sich dann nur unwesentlich aus.



**Abbildung 73:** Fahrwiderstände infolge des Steigungswiderstands für  $p = 2\%$  (links) bzw.  $p = 20\%$  (Einfluss auf Radwiderstand berücksichtigt)

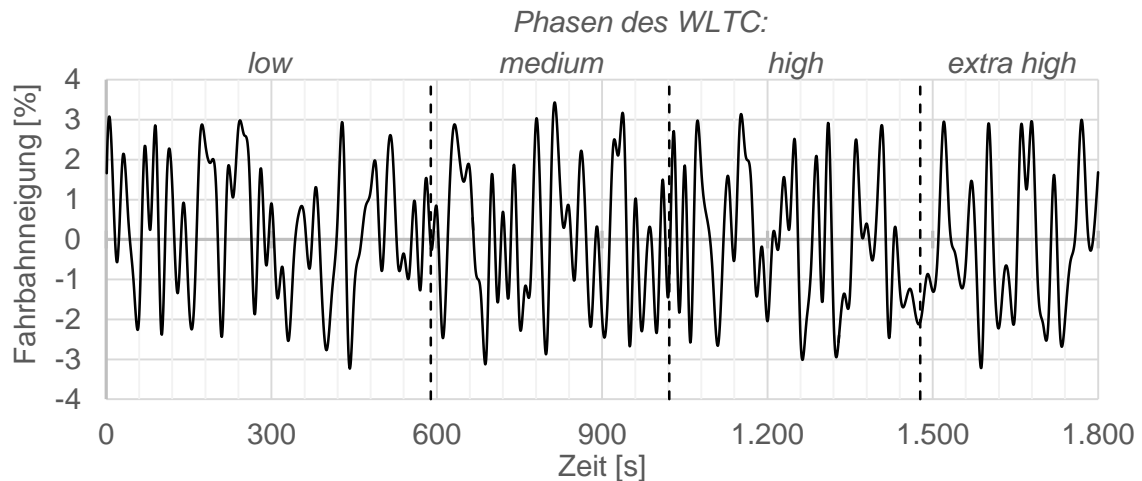
Nach den grundlegenden Betrachtungen, wird der Einfluss der Fahrbahnneigung abschließend mit Hilfe des in Kapitel 4.1.3 beschriebenen Simulationsmodells untersucht.

Zunächst wurde hierfür ein Fahrbahnneigungsverlauf generiert, welcher, über der Zeit aufgetragen, in **Abbildung 74** dargestellt ist.

Die Werte der Fahrbahnneigung wurden dabei um den Wert  $p = 0\%$  mittels gleichverteilter Zufallszahlen generiert. Die Neigungswerte liegen zwischen  $p = +3,4\%$  und  $p = -3,2\%$ . Wie zuvor gezeigt, handelt es sich dabei um moderate Steigungen bzw. Gefälle.

Des Weiteren wurde darauf geachtet, dass der Übergang zwischen Steigung und Gefälle stetig verläuft.

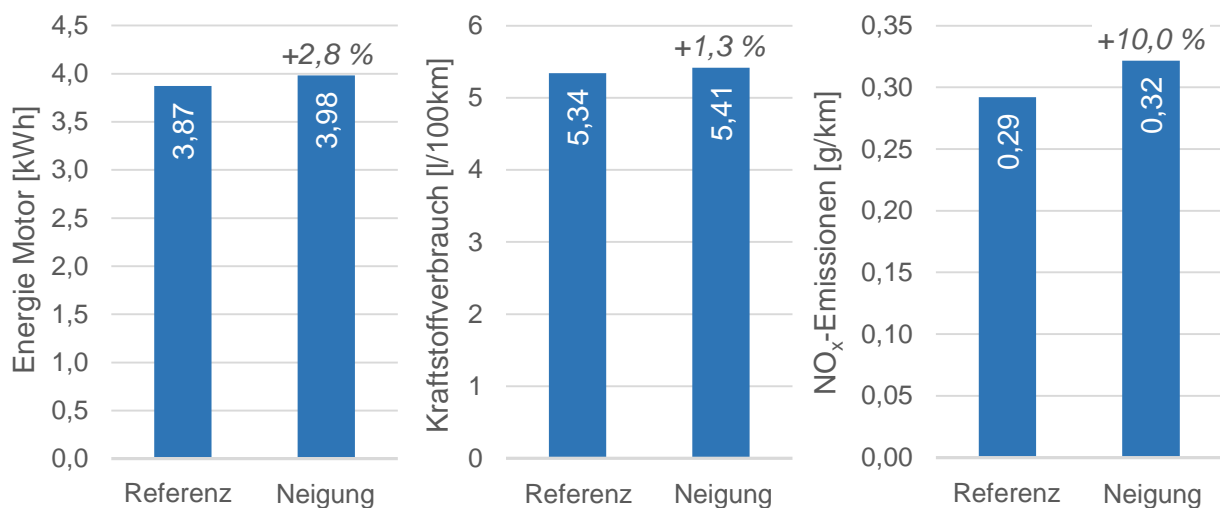




**Abbildung 74:** simulierter Verlauf der Fahrbahnneigung

In **Abbildung 75** sind die Ergebnisse der Simulation, unter Berücksichtigung der zuvor untersuchten Effekte der Fahrbahnneigung auf Rad- und Steigungswiderstand, zusammengefasst.

Wie daraus ersichtlich ist, ergeben sich im Vergleich zur Referenz Erhöhungen, sowohl für die Energiebereitstellung durch den Motor, als auch für den Kraftstoffverbrauch und die NO<sub>x</sub>-Emissionen.



**Abbildung 75:** Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung der Fahrbahnneigung

Die Erhöhung der Energiebereitstellung durch den Motor kann – wie bisher – mit einer Erhöhung der Leistungsanforderung erklärt werden. Ursache ist dabei, die Erhöhung des Fahrwiderstands, welche im Falle von Steigungen auftritt.

Besonders für die Phasen „low“ und „medium“ des Fahrzyklus (WLTC) ergeben sich deutliche Zuwächse (+7,5 % bzw. +10,8 %). Als Grund hierfür kann die, bei geringen Geschwindigkeiten relativ gesehen größere Erhöhung des Gesamtwiderstands – wie in Abbildung 72 gezeigt – angegeben werden. Für die beiden verbleibenden Phasen ergeben sich leichte Reduktionen (-1,9 % bzw. -0,1%). Dies ist im generierten Simulationsbeispiel durch das energetisch günstige Zusammenfallen von Beschleunigungsphasen und gleichzeitigem Gefälle zu erklären.

Die Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs ist durch die Erhöhung der Energiebereitstellung zu erklären. Zwar kommt es zu einer Verschiebung der Motorbetriebspunkte zu höheren Lasten, wodurch im Verbrauchskennfeld (Abbildung 31, Seite 63) ein geringerer spezifischer Kraftstoffverbrauch resultiert.

Da gleichzeitig die Energiebereitstellung durch den Motor, vor allem in den Phasen „low“ und „medium“, deutlich zunimmt, ergibt sich über den gesamten Zyklus eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs.

Während in den zuvor erwähnten Phasen der Kraftstoffverbrauch um 7,0 % bzw. 7,8 % zunimmt, kommt es in den Phasen „high“ und „extra high“ zu einer Verringerung um -3,5 % bzw. -1,5 %. Dies ist durch die zuvor erläuterte Reduktion der Energiebereitstellung durch den Motor in diesen Phasen zu erklären.

Die Erhöhung der NO<sub>x</sub>-Emissionen kann mit Hilfe von **Abbildung 76** erläutert werden. Darin ist die Häufigkeitsverteilung der Motorbetriebspunkte dargestellt. Im rechten Teil, sind die Betriebspunktverschiebungen gegenüber der Referenz (links) durch eingetragene Pfeile (rot) verdeutlicht.

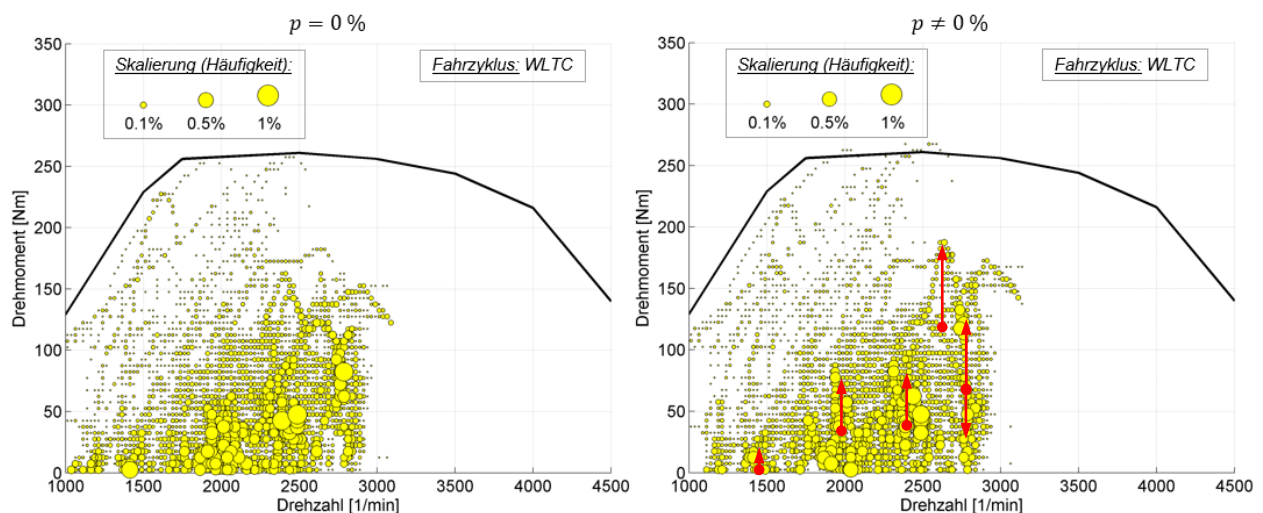
Wie zu erkennen ist, ergeben sich deutliche Verschiebungen der Betriebspunkte im Kennfeld. Neben Verschiebungen zu höheren Lasten, kommt es im Drehzahlbereich knapp unter 3.000 1/min, auch zu Verschiebungen zu geringen Drehmomenten. Ursache ist die Berücksichtigung der Fahrbahnneigung, welche im Falle von Gefällen für eine geringe Drehmomentanforderung an den Motor verantwortlich ist.

Verantwortlich für die Erhöhung der NO<sub>x</sub>-Emissionen über den gesamten Zyklus, sind deutliche Zunahmen in den Phasen „high“ und „extra high“ (+14,5 % bzw. +21,9 %). Diese sind durch Verschiebungen der Motorbetriebspunkte zu erklären.

Während für die Referenz ein Großteil der Betriebspunkte der Phase „high“ in Bereichen des Emissionskennfelds (siehe Abbildung 31, Seite 63), mit geringen spezifischen Emissionen zu liegen kommt, verschieben sich diese, unter Berücksichtigung der Fahrbahnneigung, zu ungünstigeren Punkten mit höheren spezifischen Emissionen. Die erwähnte Abnahme der Energiebereitstellung durch den Motor kann diesen Effekt nicht kompensieren, wodurch höhere absolute NO<sub>x</sub>-Emissionen in der Phase „high“ resultieren (+14,5 %).

Analog kommt es in der Phase „extra high“ zu Verschiebungen in Kennfeldbereiche, mit höheren spezifischen Emissionen. Zusammen mit der im Vergleich zur Referenz annähernd unveränderten Energiebereitstellung durch den Motor, resultieren schließlich höhere absolute NO<sub>x</sub>-Emissionen in der Phase „extra high“ (+21,9 %).

Reduktionen der NO<sub>x</sub>-Emissionen im Vergleich zur Referenz in den Phasen „low“ und „medium“ des WLTC (-0,9 % bzw. -5,7 %), können die zuvor beschriebenen, deutlichen Erhöhungen der Phasen „high“ und „extra high“ nicht kompensieren. Es resultiert eine deutliche Erhöhung der NO<sub>x</sub>-Emissionen über den gesamten Zyklus.



**Abbildung 76:** Einfluss der Fahrbahnneigung auf Motorbetriebspunkteverteilung  
(links: Referenz; rechts: simulierter Verlauf der Fahrbahnneigung;  
Testbedingungen siehe Tabelle 6, Seite 67)

**Fazit**

Mit Hilfe der Untersuchungen konnte ein vernachlässigbarer Einfluss (<0,5 %) der Fahrbahnneigung auf den Radwiderstand und damit auf den Gesamtfahrwiderstand (inkl. Steigungswiderstand) festgestellt werden.

Hingegen konnten deutliche Auswirkungen der Fahrbahnneigung auf den Gesamtwiderstand durch Berücksichtigung des Steigungswiderstands festgestellt werden. Mit Hilfe einer Simulation konnte so ein Mehrverbrauch (+1,3 %) sowie ein deutlicher Zuwachs der NO<sub>x</sub>-Emissionen (+10,0 %) festgestellt werden.

Auf Basis der vorliegenden Daten, ist die Fahrbahnneigung deshalb bei der Versuchsdurchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen zu berücksichtigen und abzubilden.

Da die zur Ermittlung des Fahrwiderstandes durchgeführten Ausrollversuche, auf Fahrbahnen mit maximal zulässiger Neigung von 1,5 % (vgl. [41]) erfolgen, muss die während der Versuchsfahrt auftretende Fahrbahnneigung erfasst und am Rollenprüfstand simuliert werden.

Hinsichtlich der Abbildungsgenauigkeit kann anhand der vorliegenden Untersuchungen keine Aussage getroffen werden. Diese kann im Rahmen weiterer Arbeiten analysiert werden.

**4.3.13 Fahrdauer**

In Kapitel 3.1.1 wurde der Einfluss der Fahrdauer auf Emissionen und Verbrauch durch Auswirkungen auf den Fahrwiderstand und damit die Lastanforderungen an den Motor identifiziert.

Die Fahrdauer setzt sich aus der Fahrgeschwindigkeit und der Fahrstrecke zusammen.

Der Einfluss der Fahrdauer auf die Lastanforderung des Motors durch Veränderung des Fahrwiderstands kann wie folgt erklärt werden. Mit zunehmender Fahrdauer verringert sich der Walkwiderstand, da es zu einer Erwärmung des Reifens kommt, welche solange auftritt, bis sich ein Gleichgewicht zwischen zugeführtem (Walkarbeit) und abgeführtem Wärmestrom eingestellt hat. [17]

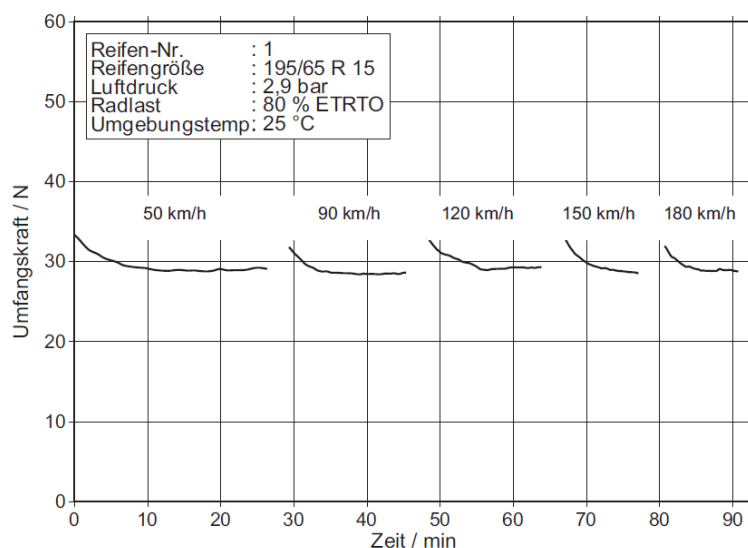
Da die am Reifen auftretenden Walkverluste mit steigender Reifentemperatur abnehmen (vgl. [19]), resultiert eine Verringerung des Fahrwiderstands und damit der Lastanforderung an den Motor.

In [27] wurden Untersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Charakteristika von Rollwiderstandsprüfmaschinen auf die Messergebnisse durchgeführt. Darin ist **Abbildung 77** enthalten, welche den Einfluss der Fahrdauer auf den Rollwiderstand erkennen lässt.

In der Abbildung ist die Umfangskraft (entspricht dem Radwiderstand) über der Zeit aufgetragen. Der im Diagramm angegebene Reifen wurde in kaltem Zustand auf die Prüfgeschwindigkeit beschleunigt und anschließend konstant bei dieser gehalten. Währenddessen wurde der Rollwiderstand in Form der Umfangskraft aufgezeichnet.

Wie sich zeigt, verringert sich diese mit der Fahrdauer, bis schließlich ein annähernd konstanter Wert erreicht wird. Wie aus der Abbildung ebenfalls erkennbar ist, ist die Einlaufdauer (Dauer bis zum Erreichen einer konstanten Umfangskraft) von der Geschwindigkeit abhängig.

Bei höherer Geschwindigkeit wird aufgrund der größeren Reifendrehzahl die gleiche Walkarbeit in kürzerer Zeit eingebracht, weshalb der Reifen schneller erwärmt wird. Der konstante Wert der Umfangskraft stellt sich so schneller ein.



**Abbildung 77:** gemessene Umfangkräfte in Abhängigkeit der Laufzeit des Reifens zur Darstellung des Einflusses der Fahrdauer [27]

Dem obig beschriebenen Verhalten wird auch in der Norm zur Bestimmung des Rollwiderstandsbeiwerts, Rechnung getragen (vgl. [26]). Darin wird im Falle von PKW-Reifen eine „Aufwärmzeit“ vor Beginn der Messungen von 30 Minuten vorgesehen. Für LKW-Reifen verlängert sich diese auf bis zu 120 Minuten.

Während dieser Einlaufdauer nimmt der Rollwiderstand um etwa 30 % ab. [58]

### **Fazit**

Mit Hilfe der dargestellten Überlegungen kann ein prinzipieller Einfluss der Fahrdauer aufgezeigt werden. Anhand der vorliegenden Daten ist eine Einschätzung des Ausmaßes jedoch nicht möglich.

Für die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen ist zu klären, ob das Aufwärmverhalten des Reifens auf gekrümmten Oberflächen (Rollen des Prüfstandes) von jenem, auf ebener Straße abweicht. Dies kann im Rahmen weiterer, an diese Arbeit anschließende Untersuchungen, analysiert werden.

#### **4.3.14 Ebenheit der Fahrbahn**

Wie in Kapitel 3.1.1 gezeigt, beeinflusst die Ebenheit der Fahrbahn die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch durch Auswirkungen auf den Radwiderstand.

Darin wurde beschrieben, dass aufgrund von Federbewegungen des Rades relativ zur Karosserie, im Reifen bzw. im Dämpfer mechanische Energie in Wärme umgewandelt wird und so ein zusätzlicher Widerstand durch unebene Fahrbahnen resultiert. [17] Darüber hinaus tritt in den Radführungselementen Reibung auf. [18]

Weiterer Einfluss ergibt sich durch Radlastschwankungen während der Fahrt, da der Rollwiderstand von der Radlast abhängig ist.

Zuletzt kommt es aufgrund der Federbewegungen des Aufbaus zu dynamischen Änderungen des Schräglaufs und damit zu einer Beeinflussung des Schräglaufwiderstandes.

Bevor das Ergebnis der Literaturrecherche beschrieben wird, folgt eine Definition der Unebenheit nach EN ISO 13473 [31]. Darunter versteht man,

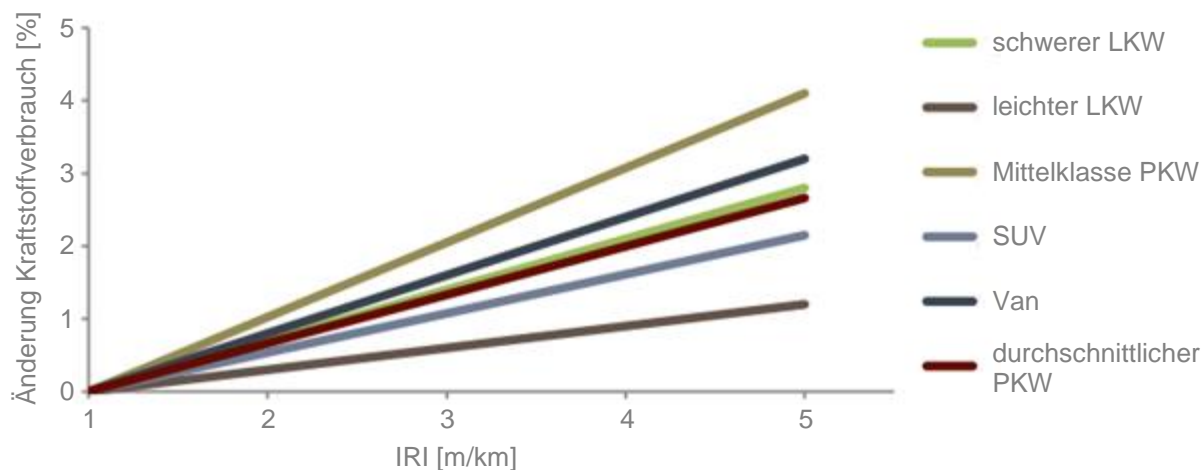
„die Abweichung einer Fahrbahnoberfläche von einer tatsächlich ebenen Oberfläche mit charakteristischen Abmessungen entlang der Oberfläche von 0,5 m bis 50 m.“

In [59] wurde der Einfluss von Fahrbahnunebenheiten auf den Kraftstoffverbrauch unterschiedlicher Fahrzeugklassen (u.a. PKW) untersucht. Das Ergebnis ist in **Abbildung 78** dargestellt.

Darin ist die Änderung des Kraftstoffverbrauchs für die untersuchten Fahrzeugklassen über dem IRI (engl.: International Roughness Index) dargestellt. Der IRI ist ein Maß zur Bewertung der Ebenheit einer Fahrbahn. Nähere Informationen zum IRI können [60] entnommen werden.

Wie in der Abbildung erkennbar ist, folgt für einen durchschnittlichen PKW ein Mehrverbrauch von etwa 0,8% je IRI-Einheit.

Dieser Wert kann durch [61] bestätigt werden. Darin wird bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ein Mehrverbrauch von 0,6 % bis 1,2 % je IRI-Einheit angegeben.



**Abbildung 78:** Einfluss der Ebenheit der Fahrbahn auf den Kraftstoffverbrauch [59]

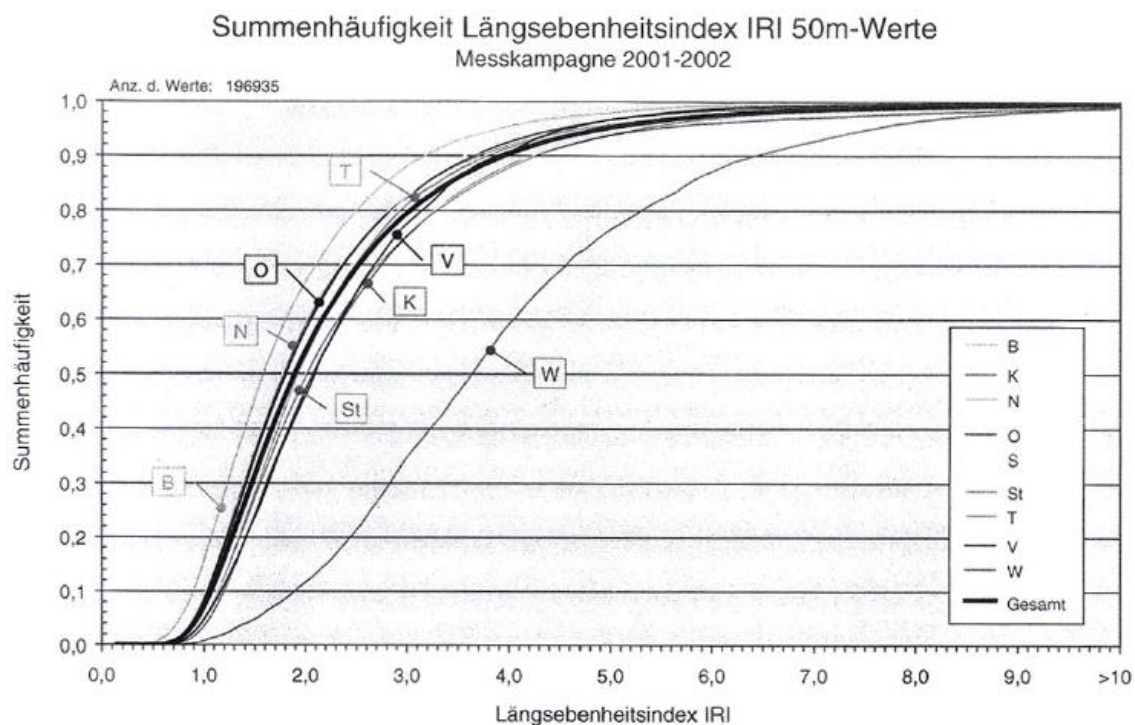
Zur Bewertung des IRI-Faktors ist in **Abbildung 79** eine Zuordnung von IRI-Werten zum Straßenzustand dargestellt.

Straßenzustand	IRI Wertebereich [m/km]
Gute Befahrbarkeit bei Geschwindigkeiten > 120 km/h keine Schlaglöcher oder Wellen, Vertiefungen bis zu 2 mm / 3 m	1,5 –2,5
Gute Befahrbarkeit bei Geschwindigkeiten 100 – 120 km/h Ab einer Geschwindigkeit von 80 km/h machen sich großflächige Vertiefungen bemerkbar und es kann zu mäßiger Bewegung des Fahrzeugs kommen. Vertiefungen bis zu 12-15 mm / 3 m, merkliche Welligkeit	4,0 –5,5
Gute Befahrbarkeit bei Geschwindigkeiten 70 – 90 km/h Oberfläche mit teilweise großen Fehlstellen, Abweichungen von der Messlatte 20-40 mm / 3 m	7 –8,5
Geschwindigkeit muss unter 50 km/h abgesenkt werden Schwere Oberflächenschäden, Abplatzungen,...	9,5 – 10,5

**Abbildung 79:** Zuordnung der IRI-Werte [60]

Schließlich ist in **Abbildung 80** die Summenhäufigkeit der gemessenen IRI-Werte auf österreichischen Bundesstraßen dargestellt.

Wie daraus ersichtlich ist, ergeben sich mit Ausnahme von Wien (W) ähnliche Verläufe. 90 Prozent der gemessenen Streckenabschnitte liegen unter einem IRI-Wert von 4, im Falle von Wien sind dies nur knapp 60 Prozent.



**Abbildung 80:** Verteilung des IRI-Wertes auf österreichischen Bundesstraßen [62]



Kombiniert man den obig aufgezeigten Einfluss der Fahrbahnebenheit auf den Kraftstoffverbrauch mit der Erkenntnis veränderlicher Längsebenheiten aus Abbildung 80 (definiert durch den IRI-Wert), kann ein deutlicher Mehrverbrauch resultieren. Dies gilt im Besonderen für den dargestellten Verlauf in Wien, da ein weiterer IRI-Bereich auftritt.

### **Fazit**

Anhand der beschriebenen Studien [59] und [61] ist von einem nicht zu vernachlässigenden Einfluss der Fahrbahnebenheit auf den Kraftstoffverbrauch auszugehen. Im konkreten Fall wird in [61] ein Mehrverbrauch von etwa 1 % je IRI-Einheit angegeben.

Da die, zur Ermittlung der Fahrwiderstände durchgeführten Ausrollversuche nach [41] auf ebenen Fahrbahnen stattfinden, wird der aufgezeigte Einfluss bei der Lastanpassung des Rollenprüfstandes nicht berücksichtigt. Es ist also im Rahmen weiterer Arbeiten zu untersuchen, wie die Auswirkungen der Fahrbahnebenheit abgebildet werden können.

#### **4.3.15 plastische Verformbarkeit der Fahrbahn**

In Kapitel 3.1.1 wurde der Einfluss der plastischen Verformbarkeit auf den Radwiderstand identifiziert.

Dieser ergibt sich aus Fahrten auf unbefestigtem Gelände, wie beispielsweise Erde, Sand, Gras oder Schnee. Ursache ist das Einsinken des Reifens in den Boden, wodurch die Fahrbahn plastisch verformt wird und zusätzliche Reibungskräfte zwischen Reifen-seitenwand und Fahrbahn entstehen. [20]

Wird im Rahmen von RDE-Tests davon ausgegangen, dass die Versuchsfahrten nur auf befestigtem Untergrund durchgeführt werden, tritt obiger Effekt wesentlich abgeschwächt auf. So können Asphalt- und Zementbetonstrecken bezüglich des PKWs als quasi starr angesehen werden [18].

Hinsichtlich des Einflusses auf den Kraftstoffverbrauch wird in [63] ein Mehrverbrauch von lediglich 0,004 % für einen PKW auf Asphalt im Vergleich zu Beton angegeben.

**Fazit**

Wie beschrieben, kann ein plastisch verformbarer Untergrund den Radwiderstand erhöhen. Für RDE-Tests ist jedoch von einem befestigten Untergrund auszugehen, weswegen keine Auswirkungen zu erwarten sind.

Diese Annahme deckt sich auch mit den Angaben in [63], worin von einem Mehrverbrauch von lediglich +0,004 % für einen PKW auf Asphalt im Vergleich zu Beton ausgegangen wird.

Dennoch kann im Rahmen weiterer Untersuchungen beispielsweise der Einfluss durch plastisch verformbare Asphaltoberflächen infolge hoher Umgebungstemperaturen analysiert werden.

**4.3.16 Textur der Fahrbahnoberfläche**

In Kapitel 3.1.1 wurde der Einfluss der Textur auf die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch durch Auswirkungen auf den Radwiderstand festgestellt. Im speziellen wird der Reibwiderstand beeinflusst.

Die Textur der Fahrbahnoberfläche kann nach EN ISO 13473 [31] als

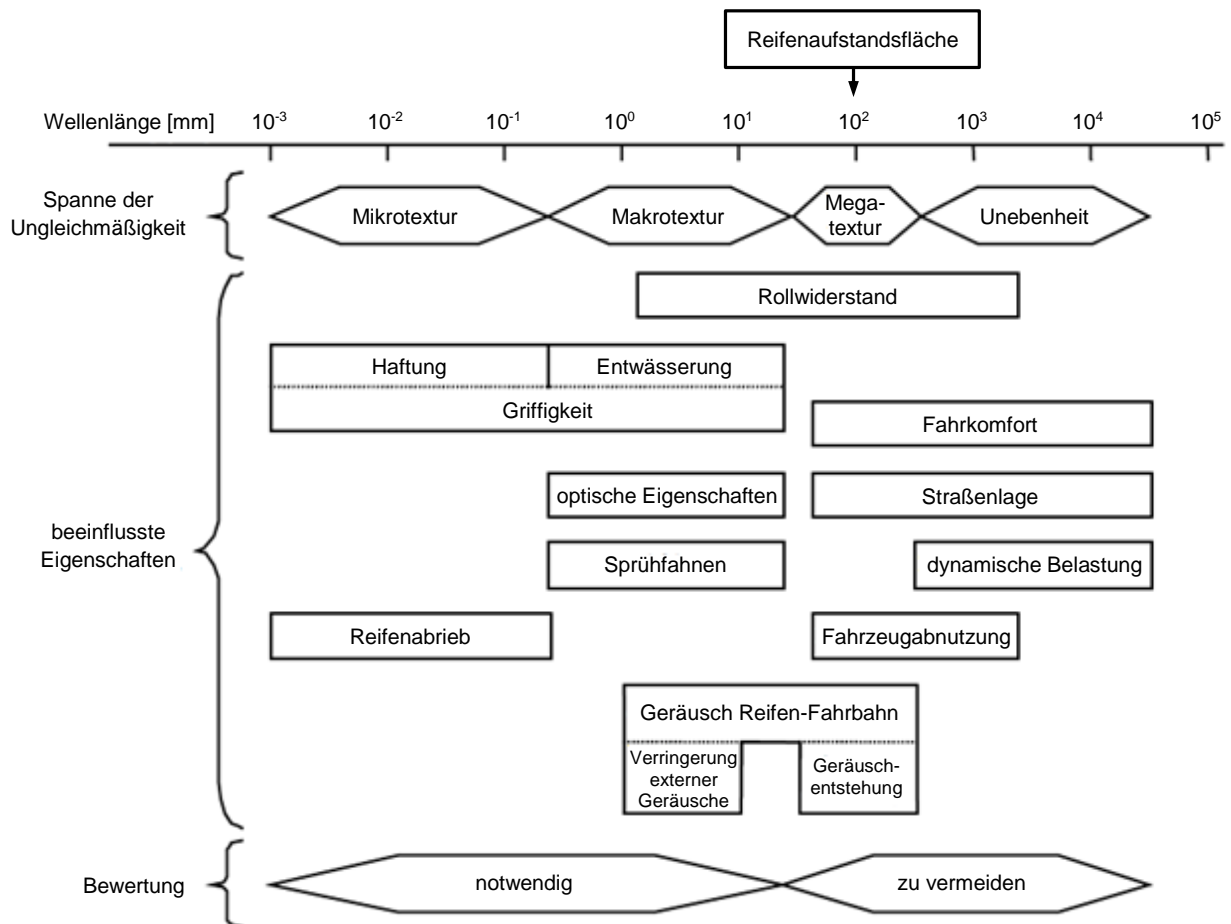
*„die Abweichung einer Fahrbahnoberfläche von einer tatsächlich ebenen Oberfläche“*

definiert werden. Sie kann dabei in folgende Bereiche unterteilt werden [31]:

- Megatextur (Wellenlänge der Unebenheiten 50 mm bis 500 mm)
- Makrotextur (Wellenlänge der Unebenheiten 0,5 mm bis 50 mm)
- Mikrotextur (Wellenlänge der Unebenheiten weniger als 0,5 mm)

In **Abbildung 81** sind die Auswirkungen der Textur dargestellt. Wie daraus ersichtlich ist, beeinflussen Makro- und Megatextur sowie Unebenheiten den Rollwiderstand, während Mikro- und Makrotextur die Griffigkeit beeinflussen.

Der Einfluss der Unebenheiten auf den Rollwiderstand wurde bereits in Kapitel 4.3.14 behandelt, weshalb an dieser Stelle nicht näher darauf eingegangen wird.



**Abbildung 81:** Einteilung und Auswirkungen der Fahrbahnebenheit [64]

Der prinzipielle Einfluss der Textur der Fahrbahnoberfläche, welche als Maß der Rauigkeit aufgefasst werden kann, kann wie nachfolgend angeführt erklärt werden. Der Rollwiderstand steigt proportional zur Oberflächenrauigkeit. Ursache ist das gegenseitige Eindringen der Erhebungen der Profilblöcke in die Fahrbahn und umgekehrt. Es kommt zum sogenannten „Verzahnungseffekt“, welcher einen Energieverlust und damit Fahrwiderstand zur Folge hat. [19]

Während die Makrorauigkeit wichtig zur Aufrechterhaltung der Haftung auf nasser Straße ist, entscheidet die Mikrorauigkeit die grundsätzliche Reifenhaftung auf der Fahrbahn. [19]

Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf den Auswirkungen auf den Fahrwiderstand liegt, wird im Weiteren eine Quantifizierung des Einflusses auf den Rollwiderstand angegeben. Dieser wird in Bezug auf die Textur nur durch Makro- und Megatextur beeinflusst (siehe Abbildung), weswegen auch nur diese betrachtet werden.

Zur Quantifizierung des Einflusses von Makro- und Megatextur wird in [61] festgestellt, dass der Rollwiderstand mit dieser zunimmt. Je Millimeter Texturtiefe (Definition siehe [31]), wird eine Rollwiderstandserhöhung von 7,5 % bis 15 % angegeben, welche bei konstanter Fahrgeschwindigkeit einem Mehrverbrauch von 1,5 % bis 3 % entspricht.

### **Fazit**

Anhand obiger Überlegungen ist von einem Einfluss der Textur der Fahrbahnoberfläche auf den Kraftstoffverbrauch auszugehen. In [61] wird ein Mehrverbrauch von bis zu 3 % angegeben.

Für die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen kann die Abbildung dieses Einflusses im Rahmen weiterer Arbeiten untersucht werden.

#### **4.3.17 Masse des Fahrzeugs**

Für den Einfluss der Fahrzeugmasse stellt sich in der vorliegenden Arbeit die Frage, ob sich diese während Versuchsfahrten in „realer Umgebung“ ändern kann. Ist dies der Fall, sind Auswirkungen auf den Fahrwiderstand und damit auf die Lastanforderungen an den Motor zu erwarten. Eine Berücksichtigung bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand ist notwendig.

Ein Beispiel hierfür ist der Kraftstoffverbrauch während der Messfahrt, welcher bei entsprechender Testlänge zu einer Verringerung der Fahrzeugmasse beiträgt. Wie an anderer Stelle bereits erwähnt, wird der Rad- und Luftwiderstand des Fahrzeugs durch einen Ausrollversuch ermittelt und durch Lastanpassung des Rollenprüfstands simuliert. Letzteres erfolgt nur zu Beginn der Prüfung und bleibt während der gesamten Testdauer am Rollenprüfstand unverändert.

Da sich in „realer Umgebung“ der Fahrwiderstand, aufgrund der äußeren Bedingungen und der physikalischen Gesetzmäßigkeiten von selbst einstellt, wird eine Verringerung der Fahrzeugmasse durch Kraftstoffverbrauch, „automatisch“ berücksichtigt. Am Rollenprüfstand muss hingegen – bei entsprechendem Einfluss – die Lasteinstellung des Rollenprüfstands angepasst werden.

Wie in Kapitel 3.1.1 gezeigt, hat die Fahrzeugmasse Einfluss auf die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch durch Auswirkungen auf die Lastanforderung an den Motor. Dabei wirkt sich diese auf den Rad-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand aus.

Der Einfluss auf den Radwiderstand ergibt sich einerseits durch die Radlast, welche von der Masse des Fahrzeugs abhängig ist. Andererseits wird der Anteil des Schräglaufwiderstands infolge von Kurvenfahrten beeinflusst, siehe dazu Gleichung (3.10).

Daneben hat die Fahrzeugmasse Auswirkungen auf den Steigungs- und Beschleunigungswiderstand.

Im Weiteren soll die Auswirkung einer verringerten Fahrzeugmasse durch Kraftstoffverbrauch untersucht werden.

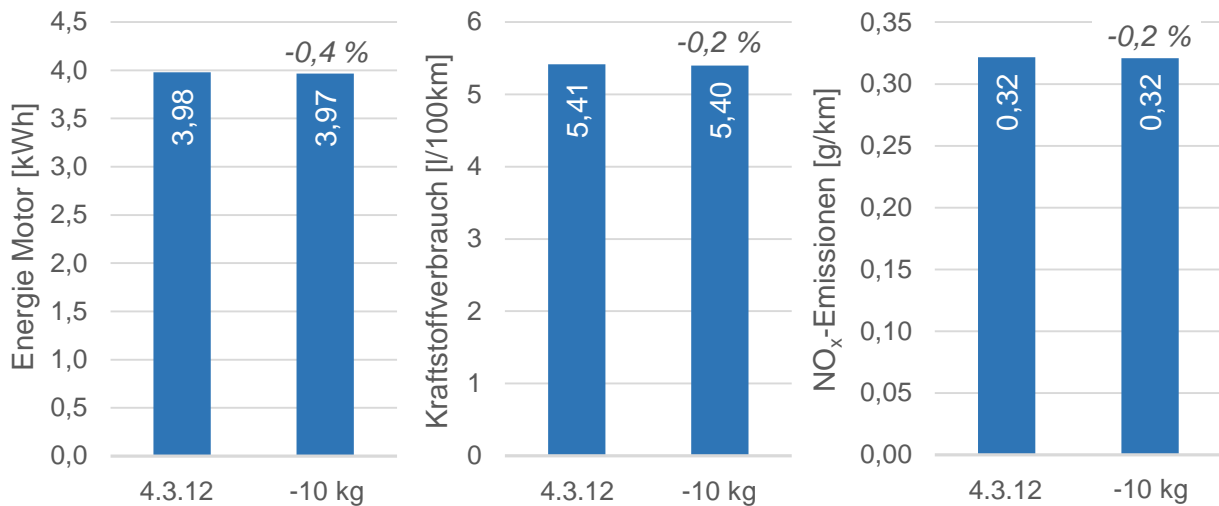
In Kapitel 4.2 wurde der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch des Referenzfahrzeugs zu 5,3 l/100 km berechnet. Geht man nun von einer Prüfstrecke von etwa 200 km aus, bedeutet dies einen Gesamtkraftstoffverbrauch von 10,6 l. Bei einer Dichte von Diesel ( $\rho_{\text{Diesel}} = 835 \text{ kg/m}^3$ ; [65]) ergibt sich ein Gewichtsverlust von etwa 10 kg.

Wird im Simulationsmodell eine um 10 kg verringerte Fahrzeugmasse von  $m = 1545 \text{ kg}$  verwendet, folgen die in **Abbildung 82** zusammengefassten Ergebnisse. Darin wurde der Einfluss auf den Rad-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand berücksichtigt. Als Vergleichswert dient deshalb in der Abbildung der Wert aus Kapitel 4.3.12, bei welchem die Fahrbahnneigung ebenfalls berücksichtigt wurde.

Für die Fahrbahnneigung wurde der in Abbildung 74 (Seite 131) dargestellte Verlauf verwendet, der Kurvenwiderstand blieb hingegen zunächst unberücksichtigt.

Wie aus den Ergebnissen zu erkennen ist, ergeben sich die, aufgrund des reduzierten Fahrwiderstands, zu erwartenden Verringerungen bei der Energiebereitstellung durch den Motor, dem Kraftstoffverbrauch sowie den NO<sub>x</sub>-Emissionen, welche jedoch allesamt nur gering (<0,5 %) ausfallen.

Aufgrund der geringen Auswirkungen auf die Simulationsergebnisse, wird auf eine Darstellung der „Bubble-Plots“ im Weiteren verzichtet.



**Abbildung 82:** Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung einer im Vergleich zur Referenz um 10 kg verringerten Fahrzeugmasse

Des Weiteren wurde anstelle des zuvor erwähnten Verlaufs der Fahrbahnneigung, der in Abbildung 67 (Seite 123) dargestellte „Kurvenverlauf“ berücksichtigt, um den Einfluss einer Änderung der Fahrzeugmasse mit den Ergebnissen in Kapitel 4.3.11 vergleichen zu können. Da hierbei ebenfalls nur geringe Veränderungen (<0,5 %) auftreten, wird auf eine Darstellung der Ergebnisse verzichtet.

Neben der betrachteten Änderung der Fahrzeugmasse durch Kraftstoffverbrauch, kann diese auch auf andere Weise beeinflusst werden. Beispielsweise könnte die Passagieranzahl im Fahrzeug oder das Gewicht, des mitgeführten Messequipments, variieren. Diese Einflüsse können durch eine klare Definition der Messvorschrift verhindert werden.

### Fazit

Wie gezeigt werden konnte, hat eine Verringerung der Fahrzeugmasse durch Kraftstoffverbrauch nur geringfügige Auswirkungen auf die Simulationsergebnisse (Energiebereitstellung des Motors, Kraftstoffverbrauch und NO<sub>x</sub>-Emissionen). Eine Berücksichtigung ist aus diesem Grund nicht notwendig.

Weitere festgestellte Einflüsse auf die Fahrzeugmasse (z.B. veränderte Passagierzahl, geändertes Gewicht des Messequipments), können durch eine klare Definition der Messvorschrift verhindert werden.

### 4.3.18 Luftwiderstands- und Auftriebsbeiwert

Der Einfluss von Luftwiderstands- und Auftriebsbeiwert beim Auftreten von Windereignissen wurde in Kapitel 4.3.9 untersucht.

Darüber hinaus können die genannten Beiwerte während der Fahrt auch ohne Windereignisse variieren. Wie in Kapitel 3.1.1 kurz erwähnt, kann dies durch geschwindigkeitsadaptive, aerodynamische Bauteile erfolgen (vgl. [35]).

Beim darin vorgestellten Fahrzeug werden bei einer definierten Geschwindigkeit Front- und Heckspoiler zweistufig aus- bzw. eingefahren. Die erste Stufe (im Weiteren als „Stufe 1“ bezeichnet) wird automatisch bei einer Geschwindigkeit von  $v_x = 120 \text{ km/h}$  ausgefahren, die zweite (im Weiteren als „Stufe 2“ bezeichnet) manuell per Knopfdruck. Der Luftwiderstandsbeiwert erhöht sich beim angeführten Beispiel um bis zu 10% („Stufe 2“).

Da es sich bei erwähntem Fahrzeug um einen Sportwagen handelt, ändert sich der Auftriebsbeiwert an der Vorderachse so, dass er ausgehend von einem niedrigen Wert ( $c_{zV} = 0,06$ ) in einen negativen Wert ( $c_{zV} = -0,05$ ) umschlägt. An der Hinterachse wird der bei Standardkonfiguration konstruktiv bedingte Abtrieb deutlich erhöht (Faktor 10).

Für RDE-Tests ist davon auszugehen, dass diese in der Standardkonfiguration durchgeführt werden, weswegen die obig erläuterten Änderungen nur in abgeschwächter Form auftreten. Im konkreten Fall ergibt sich unter Verwendung des automatischen Betriebsmodus („Stufe 1“) keine Erhöhung des Luftwiderstandsbeiwert und nur geringe Änderungen der Auftriebsbeiwerte.

Für letzteren wurde in Kapitel 4.3.9 kein nennenswerter Einfluss auf die Ergebnisse der Simulation festgestellt. Somit sind beim vorgestellten Fahrzeug die Auswirkungen als vernachlässigbar anzusehen.

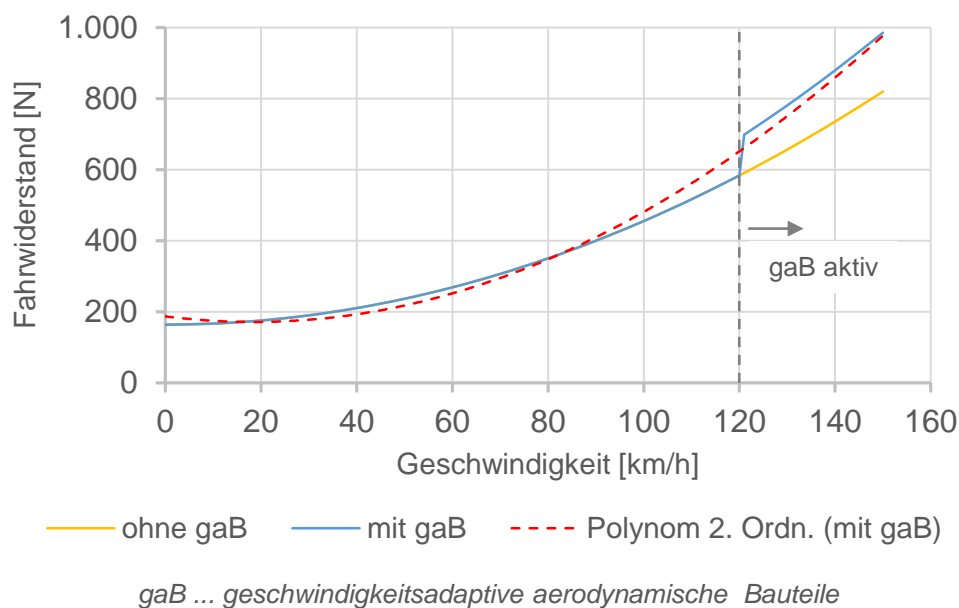
Dennoch sollte im Falle vergleichbarer Technologien der Einfluss auf den Fahrwiderstand neu bewertet und gegebenenfalls berücksichtigt werden.

Für die Durchführung von RDE-Tests auf Rollenprüfständen, können die zuvor beschriebenen Auswirkungen auf den Roll- und Luftwiderstand im Rahmen von Ausrollversuchen berücksichtigt werden, sofern diese, die bei Realfahrten auftretenden Fahrgeschwindigkeiten abdecken. Für die Lastanpassung des Rollenprüfstands muss

dann anstelle eines – wie bis dato üblichen – Polynom zweiten Grades, ein Polynom höherer Ordnung oder eine Spline-Funktion verwendet werden.

Der Grund hierfür kann anhand von **Abbildung 83** beschrieben werden. Darin ist in Anlehnung an das Fahrzeug aus [35] der Fahrwiderstand über der Geschwindigkeit aufgetragen. Einerseits unter Berücksichtigung der geschwindigkeitsadaptiven, aerodynamischen Bauteile (ab einer Geschwindigkeit von 120 km/h), andererseits ohne. Des Weiteren ist die Näherung des Fahrwiderstands inklusive der aerodynamischen Bauteile, durch ein Polynom zweiter Ordnung, eingetragen. Um den Effekt deutlicher darzustellen zu können, wurde der Luftwiderstandsbeiwert bei Verwendung geschwindigkeitsadaptiven, aerodynamischen Bauteile im Vergleich zu dem in [35] um etwa 15 % erhöht.

Wie daraus ersichtlich ist, kommt es im Bereich des Fahrwiderstandssprungs (bei 120 km/h) aber auch bei geringeren Geschwindigkeiten zu Abweichungen zwischen Realität und Näherung. Diese können zu einer Verfälschung der Ergebnisse am Rollenprüfstand führen, da die Lastanpassung nicht die realen Verhältnisse wiedergibt.



**Abbildung 83:** Auswirkung von geschwindigkeitsadaptiven aerodynamischen Hilfsmitteln auf den Fahrwiderstandsverlauf

Wie in 3.1.1 ebenfalls gezeigt, können die aerodynamischen Beiwerte des Prüffahrzeugs durch Fahrzeuge in der unmittelbaren Umgebung beeinflusst werden. So können



beispielsweise hintereinander fahrende PKWs deutliche Änderungen im Luftwiderstandsbeiwert erfahren (siehe Abbildung 24, Seite 41).

Ebenso können Überholvorgänge oder auftretender Gegenverkehr Einfluss auf die aerodynamischen Beiwerte nehmen.

Für die vorliegende Arbeit konnte zu diesen Phänomenen keine Literaturstellen gefunden werden. Aufgrund der identifizierten Änderungen der aerodynamischen Beiwerte ist jedoch von Auswirkungen auf den Fahrwiderstand und damit auf die Lastanforderung an den Motor auszugehen.

### **Fazit**

Anhand der vorliegenden Daten ist eine endgültige Bewertung nicht möglich. Mögliche Effekte konnten aufgezeigt, jedoch nicht weiter untersucht werden. Dies kann im Rahmen weiterer Arbeiten erfolgen.

#### **4.3.19 Reifeninnendruck**

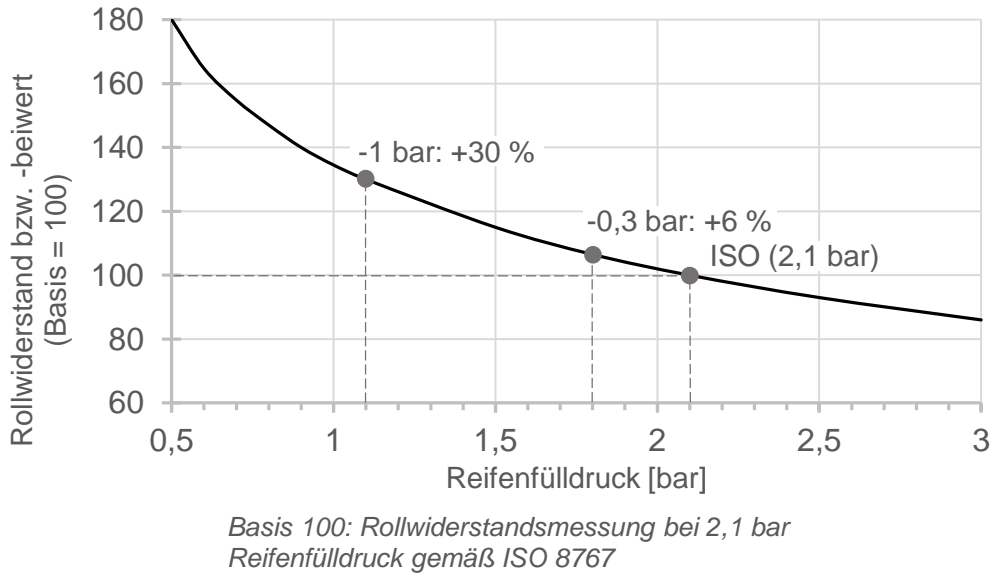
Für die vorliegende Arbeit ist der prinzipielle Einfluss des Reifeninnendrucks von Interesse. Bei entsprechender Auswirkung auf das Messergebnis, ist besonders bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand darauf zu achten, dass der Reifeninnendruck mit jenen von Tests in „realer Umgebung“ übereinstimmt, um eine Verfälschung der Ergebnisse zu vermeiden.

Der Einfluss des Reifeninnendrucks wurde in Kapitel 3.1.1 durch Auswirkungen auf die Lastanforderung an den Motor identifiziert. Dabei beeinflusst dieser den Radwiderstand, im speziellen den Anteil des Reifens durch den Walkwiderstand.

In **Abbildung 84** ist der Einfluss des Reifeninnendrucks auf den Rollwiderstandsbeiwert dargestellt. Wie daraus ersichtlich ist, nimmt dieser mit steigendem Fülldruck ab.

Ursache ist die Versteifung des Reifens mit zunehmendem Innendruck, wodurch die Einfederung am Reifen verkleinert wird. Dadurch verringert sich die zur Drehung des Rades aufzuwendende Walkarbeit und durch eine Verkleinerung der Reifenlatschfläche auch der Reibungswiderstandsanteil. [28]

Wie aus Abbildung 84 ersichtlich ist, führt ein Minderdruck von -0,3 bar (gegenüber dem korrekten Einstellwert) zu einem Rollwiderstandsanstieg von +6 %. Wird der Innendruck um -1 bar verringert, nimmt der Rollwiderstand um +30 % zu. Es resultiert ein Mehrverbrauch von +3 % bis +5 %. [19]



**Abbildung 84:** Einfluss des Reifenfülldrucks auf den Rollwiderstand

[19], [eigene Darstellung]

In [66] wurde der Einfluss des Reifeninnendrucks auf den Fahrwiderstand und in weiterer Folge auf den Verbrauch im NEFZ untersucht. Untersucht wurde dies an zwei Fahrzeugen. Zunächst wurde der Reifeninnendruck wie vom Hersteller vorgeschrieben eingestellt, in einem zweiten Versuch um +1,1 bar erhöht.

Wie anhand der obigen Überlegungen zu erwarten war, zeigte sich eine Reduktion des Fahrwiderstands bei Erhöhung der Reifeninnendrucks. Für den Verbrauch im NEFZ ergaben sich Verringerungen von -3,1 % bzw. -1,4 % je nach untersuchtem Fahrzeug (vgl. [66]).

### Fazit

Wie mit Hilfe obiger Überlegungen gezeigt werden konnte, hat der Reifeninnendruck einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch.

Bei deutlicher Abweichung vom vorgegebenen Reifeninnendruck kann so ein Mehrverbrauch von bis zu +5 % resultieren.

Für die Durchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand kann dies durch Einstellung des gleichen Drucks, wie bei Versuchen in „realer Umgebung“ verhindert werden. Auch hierbei ist eine klare Definition der Messdurchführung hilfreich.

#### **4.3.20 Radschlupf**

In Kapitel 3.1.1 konnte der Radschlupf als Einflussgröße identifiziert werden. Dabei wurde festgestellt, dass dieser zur Übertragung horizontaler Kräfte erforderlich ist und u.a. vom Reibwert zwischen Straße und Reifen abhängig ist. [17]

Am Rollenprüfstand werden anstelle der realen Fahrbahn, Stahlrollen mit speziell bearbeiteten Oberflächen verwendet. Auf Grund dieses Unterschieds, kann es während der Versuchsdurchführung im Vergleich zum Test in „realer Umgebung“, zu Abweichungen des auftretenden Radschlupfs kommen.

Dies hat Auswirkungen auf die zurückgelegte Strecke, welche an den Rollen bestimmt wird. Tritt beispielsweise erhöhter Reifenschlupf auf, wird vom Fahrzeug tatsächlich eine längere Strecke zurückgelegt, als am Prüfstand gemessen wird. Da der Kraftstoffverbrauch und die Emissionen bezogen auf die zurückgelegte Strecke angegeben werden, können Abweichungen des Radschlupfs zu Änderungen im Ergebnis führen.

#### **Fazit**

Für die vorliegende Arbeit wurde dieser Einfluss nicht näher untersucht, da der Fokus der Arbeit auf jenen Einflussgrößen liegt, die den Fahrwiderstand bzw. die energetischen Verbraucher beeinflussen. Die Auswirkung veränderten Radschlupfs kann im Rahmen weiterer, an diese Arbeit anschließender Projekte analysiert werden.



## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Basierend auf der EU-Verordnung Nr. 715/2007 [7] wird derzeit ein neues Emissions-testverfahren entwickelt, welches unter der Bezeichnung Real-Driving-Emissions bekannt ist. Im Vergleich zur bisher verwendeten Testprozedur, ist diese wesentlich realitätsnäher, da die Tests auf öffentlichen Straßen und in „realer Umgebung“ durchzuführen sind.

Diese neue Prozedur ist für den Fahrzeugentwicklungsprozess eine enorme Herausforderung. Bei Fahrten im öffentlichen Straßenverkehr kann die Reproduzierbarkeit von Messungen nicht gewährleistet werden. Um dennoch die Fahrzeugentwicklung in Hinblick auf die RDE-Gesetzgebung durchführen zu können, gibt es Bestrebungen, Realfahrten auf einem Rollenprüfstand nachzubilden.

Bestehende Prüfstände sind dabei meist auf die Anforderungen des bisherigen Testzyklus (NEFZ) ausgelegt und müssen zur Darstellung von RDE-Tests (u.a. erweiterte Umgebungsbedingungen) angepasst werden.

Aufgabe der vorliegenden Arbeit war die Ermittlung der Realfahrteinflüsse auf die modalen (zeitlich aufgelösten) Emissionen und den Kraftstoffverbrauch, sowie die Bewertung der Abbildungsgüte dieser Einflüsse, zur Beurteilung der Notwendigkeit ihrer Darstellung auf Rollenprüfständen. Ziel war eine Reproduzierbarkeit der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs von summiert  $\pm 5\%$ .

Zur Erreichung geringer Abweichungen bei der Durchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand, müssen jene Einflüsse – die bei Fahrten in „realer Umgebung“ auftreten – mit entsprechender Auswirkung auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch, bei der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand abgebildet werden.

Die grundsätzlichen Einflüsse auf ein Fahrzeug wurden zunächst mit Hilfe einer Input-Output-Analyse identifiziert. Auf Basis der daraus resultierenden Erkenntnisse, konnten die physikalischen Einflussgrößen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch ermittelt werden.

Nach Identifikation dieser physikalischen Einflussgrößen, erfolgte deren qualitative und quantitative Bewertung bezüglich der Auswirkungen auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch. Der Fokus der vorliegenden Arbeit lag dabei auf der Bewertung jener physikalischen Einflussgrößen, welche sich direkt auf den Fahrwiderstand des Fahrzeugs und den Energiebedarf von Nebenverbrauchern auswirken. Andere Einflussgrößen wurden aufgezeigt, aufgrund des Umfangs jedoch nicht weiter in dieser Arbeit behandelt.

Zur Quantifizierung der Einflussgrößen wurden folgende Ansätze gewählt:

- Literaturrecherche
- Berechnung der Fahrwiderstandsänderung
- Simulationsmodell

Durch die Annahmen, der Verwendung desselben Fahrzeugs und Kraftstoffs während Realversuchen und der Durchführung am Rollenprüfstand, konnten schließlich einige Einflussgrößen noch vor deren Quantifizierung verworfen werden.

Im Folgenden werden die Einflussgrößen, den Systemteilen der Input-Output-Analyse (Fahrer/-in, Umwelt, Kraftstoff und Fahrzeug) zugeordnet, aufgelistet. Jene in *kursiver Schrift*, konnten durch die zuvor beschriebenen Annahmen (selbes Fahrzeug, selber Kraftstoff) verworfen werden:

- **Fahrer/-in**
  - Fahrgeschwindigkeit
  - Beschleunigung
  - Schaltzeitpunkt und -dauer
- **Umwelt**
  - Umgebungstemperatur
  - Luftdruck
  - Luftfeuchtigkeit
  - Sonnenschein
  - Niederschlag
  - resultierende Anströmung (Geschwindigkeit und Richtung)
  - Komponentenanstömung
  - Kurvigkeit
  - Fahrbahnneigung

- Fahrdauer
- Ebenheit der Fahrbahn
- plastische Verformbarkeit der Fahrbahn
- Textur der Fahrbahn
- **Kraftstoff**
  - *Eigenschaften*
- **Fahrzeug**
  - Masse des Fahrzeugs
  - *Getriebeart*
  - *Fahrwerkskinematik*
  - *Fahrzeugabmessungen (Abstand Schwerpunkt-Achsen, Radstand)*
  - Luftwiderstandsbeiwert
  - Auftriebsbeiwert
  - *Seitenkraftbeiwert*
  - Querschnittsfläche
  - Reifen/Reifen (*Aufbau, Profil, Breite, Durchmesser, Innendruck, Griffigkeit, Schräglaufsteifigkeit*)
  - Radschlupf
  - *Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs*
  - *Lagerreibung und Restreibmomente*

Anhand der in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen, müssen folgende Einflüsse direkt bzw., wenn nicht möglich, indirekt, aufgrund ihrer Auswirkung auf den Fahrwiderstand, die Emissionen und/oder den Kraftstoffverbrauch, bei der Versuchsdurchführung von RDE-Tests am Rollenprüfstand berücksichtigt werden:

- Schaltzeitpunkt und -dauer (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch:  $\pm 1,5$  %)
- Sonnenschein (Einfluss auf Emissionen: je nach untersuchter Emissionskomponente)
- Niederschlag (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: bis +60 %)
- resultierende Anströmung (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: +2 %)
- Kurvigkeit (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: +1 %)
- Fahrbahnneigung (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: +1,3 %)
- Ebenheit der Fahrbahn (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: +1 % je IRI-Einheit / IRI: International Roughness Index = Maß für Unebenheit einer Fahrbahn)

- Textur der Fahrbahnoberfläche (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: +3 % je mm Texturtiefe)
- Rad/Reifen Innendruck (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: bis +5 %)

Folgende Einflussgrößen können aufgrund der geringen Auswirkungen vernachlässigt werden:

- plastische Verformbarkeit der Fahrbahn (Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: <0,1 %)
- Masse des Fahrzeugs (bei geringfügigen Änderungen; Einfluss auf Kraftstoffverbrauch: <0,5 %)

Die Einflussgrößen Fahrgeschwindigkeit, Beschleunigung, Umgebungstemperatur, Luftdruck, Luftfeuchtigkeit, Komponentenanströmung, Fahrdauer, Luftwiderstands- und Auftriebsbeiwert sowie Radschlupf konnten mit Hilfe der, in der vorliegenden Arbeit verwendeten Ansätze nicht final bewertet werden, da diese weiterer experimenteller Untersuchungen bedürfen.

### **Ausblick**

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht final bewerteten bzw. nicht untersuchten Einflussgrößen, sind im Rahmen weiterer Arbeiten zu analysieren.

Des Weiteren sind im Rahmen einer Versuchsserie, Vergleichsmessungen zwischen Realfahrten und der Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand durchzuführen. Ziel ist dabei die Ermittlung der erforderlichen Abbildungsgenauigkeit der Einflussgrößen.

#### *Ansatz zur Berücksichtigung der Einflussgrößen*

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit identifizierten Einflüsse auf den Fahrwiderstand und die energetischen Verbraucher können wie folgt berücksichtigt werden.

Wie bisher üblich, kann der Rad- und Luftwiderstand durch eine entsprechende Lastanpassung am Rollenprüfstand, nach vorherigen Ausrollversuchen, eingestellt werden. Darüber hinausgehende Einflüsse, wie beispielsweise eine während der Fahrt variierende Fahrbahnneigung oder variierender Straßenverlauf (Kurven), können durch einen, damit überlagerten, zeitaufgelösten Widerstandsanteil berücksichtigt werden. Die Daten hierfür kommen aus zuvor durchgeführten Realfahrten.



Der Einfluss eines energetischen Verbrauchers, welcher am Rollenprüfstand nicht in analoger Weise zu Realfahrten verwendet wird (z.B. Lenkhilfepumpe, da nur „Geradeausfahrt“), kann durch das Zuschalten elektrischer Verbraucher an der Fahrzeugbatterie simuliert werden.



## Literaturverzeichnis

- [1] **Europäische Kommission:** Fahrplan für den Übergang zu einer wettbewerbsfähigen CO<sub>2</sub>-armen Wirtschaft bis 2050. Brüssel, 2011. KOM(2011) 112 endg. vom 8.3.2011.
- [2] **Europäische Kommission:** Fahrplan zu einem einheitlichen europäischen Verkehrsraum – Hin zu einem wettbewerbsorientierten und ressourcenschonenden Verkehrssystem. Brüssel, 2011. KOM(2011) 144 endg. vom 28.3.2011.
- [3] **Europäische Kommission:** Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission vom 18. Juli 2008 zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge. In: Amtsblatt der Europäischen Union. 28.7.2008, L199, S. 1-136.
- [4] **Mock, P.; et al.:** Discrepancies between type-approval and "real-world" fuel-consumption and CO<sub>2</sub> values / ICCT (The International Council on Clean Transportation). Berlin, 2012 (2012-02). – Forschungsbericht.
- [5] **Franco, V.; et al.:** Real-World exhaust emissions from modern diesel cars / ICCT (The International Council on Clean Transportation). Berlin, 2014. – Forschungsbericht.
- [6] **Dings, J.:** Mind the Gap! Why official car fuel economy figures don't match up to reality / Transport and Environment (T&E). Brüssel, 2013. - Forschungsbericht
- [7] **Europäisches Parlament:** Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 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. In: Amtsblatt der Europäischen Union. 29.6.2007, L171, S. 1-16.
- [8] **UNECE:** Global technical regulation No. 15 - Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure. ECE/TRANS/180/Add.15 vom 24.5.2014.

- [9] **Weiss, M.; et al.:** Analyzing on-road emissions of light-duty vehicles with Portable Emission Measurement Systems. Luxemburg: Publications Office of the European Union, 2011 (EUR 24697 EN - 2011). – ISBN 978-92-79-19072-8
- [10] **Beidl, C.; et al.:** Realer Kraftstoffverbrauch und manöverbasiertes Testen. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitung 115 (2013), Nr.: 4, S. 290-295. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- [11] **Weber, T.; et al.:** The chassis dynamometer as a real world driving environment. Tagungsband zum 14. Stuttgarter Symposium. Stuttgart: Forschungsinsitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren (FKFS), 2014, S. 835-856.
- [12] **Zellbeck, H.; et al.:** RDE - Der reale Fahrbetrieb auf dem hochdynamischen Motorenprüfstand. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 76 (2015), Nr.: 2, S. 42-47, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- [13] **Maschmeyer, H.; Kluin, M.; Beidl, C.:** Real Driving Emissions - Ein Paradigmenwechsel in der Entwicklung. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 76 (2015), Nr.: 2, S. 33-41, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- [14] **Geringer, B.:** Skriptum zur Vorlesung 315.728 Kraftfahrzeug-Antriebe. Wien: Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der TU Wien, 2013 (B130034).
- [15] **van Basshuysen, R.; Schäfer, F. (Hrsg.):** Handbuch Verbrennungsmotor. 6., aktualisierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012. – ISBN 978-3-8348-1549-1
- [16] **Ardey, N.; et al.:** Die neuen BMW 3- und 4-Zylinder Dieselmotoren mit TwinPower Turbo Technologie. Tagungsband zum 35. Wiener Motorensymposium. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2014, S. 125-153. VDI Fortschritt-Berichte Band 777
- [17] **Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S. (Hrsg.):** Fahrwerkhandbuch. 4., überarbeitete und ergänzte Auflage. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2013. – ISBN 978-3-658-01991-4
- [18] **Haken, K.-L.:** Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. München: Carl Hanser Verlag, 2008. – ISBN 978-3-446-22812-2
- [19] **Michelin Reifenwerke KgaA.:** Der Reifen - Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis. Jubiläumsausgabe, Erstauflage, Société de Technologie Michelin, Karlsruhe, 2005.

- [20] **Mitschke, M.; Wallentowitz, H.:** Dynamik der Kraftfahrzeuge. 5., überarbeitete und ergänzte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978-3-658-05067-2
- [21] **Braess, H.-H.; Seiffert, U. (Hrsg.):** Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 6., aktualisierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-1011-3
- [22] **Baehr, H. D.; Kabelac, S.:** Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen. 14. aktualisierte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009. – ISBN 978-3-642-00555-8
- [23] **Schütz, T. (Hrsg.):** Hucho - Aerodynamik des Automobils. 6., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. – ISBN 978-3-8348-1919-2
- [24] **Deutsches Institut für Normung e.V.:** DIN ISO 8767:1995-02. Personenkraftwagenreifen – Verfahren zur Messung des Rollwiderstandes. Berlin: Beuth Verlag, 1995.
- [25] **International Organization for Standardization:** ISO 18164:2005-07. Passenger car, truck, bus and motorcycle tyres - Methods of measuring rolling resistance. Berlin: Beuth Verlag, 2005.
- [26] **International Organization for Standardization:** ISO 28580:2009-07. Passenger car, truck and bus tyres - Methods of measuring rolling resistance - Single point test and correlation of measurement results. Berlin: Beuth Verlag, 2009.
- [27] **Unrau, H.-J.:** Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2012. – ISBN 978-3-86644-983-1
- [28] **Wallentowitz, H.:** Längsdynamik von Kraftfahrzeugen. 6. Auflage, Schriftenreihe Automobiltechnik. Aachen: Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH, 2002. – ISBN 3-925 194-32-0
- [29] **Schramm, E. J.:** Reibung von Elastomeren auf rauen Oberflächen und Beschreibung von Nassbremseigenschaften von PKW-Reifen. Regensburg, Universität Regensburg, Dissertation, 2002.
- [30] **Klempau, F.:** Untersuchungen zum Aufbau eines Reibwertvorhersagesystems im fahrenden Fahrzeug. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2003.

- [31] **Deutsches Institut für Normung e.V.:** DIN EN ISO 13473-1:1-2004. Charakterisierung der Textur von Fahrbahnbelägen unter Verwendung von Oberflächenprofilen. Berlin: Beuth Verlag, 2004.
- [32] **Riekert, P.; Schunck, T.-E.:** Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. In: Ingenieur-Archiv 11 (1940), S. 210-224.
- [33] **Radke, T.:** Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2013. – 978-3-7315-0069-8
- [34] **Ministerium für Verkehr und Infrastruktur Baden-Württemberg:** Maßnahmenplan und Priorisierung Landesstraßen [online]. 2012. [Zugriff am 05.01.2015]. Verfügbar unter: [https://mvi.baden-wuerttemberg.de/fileadmin/redaktion/m-mvi/intern/dateien/PDF/Ausfuehrliche\\_Erlaeuterung\\_der\\_Kriterien\\_zur\\_Priorisierung\\_Landesstrassen.pdf](https://mvi.baden-wuerttemberg.de/fileadmin/redaktion/m-mvi/intern/dateien/PDF/Ausfuehrliche_Erlaeuterung_der_Kriterien_zur_Priorisierung_Landesstrassen.pdf).
- [35] **Meder, J.; Wiegand, T.; Pfadenhauer, M.:** Adaptive Aerodynamik des neuen Porsche 911 Turbo. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitung 116 (2014), Nr.: 02, S. 58-63. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- [36] **Yamamoto, S.; et al.:** Aerodynamic influence of a Passing Vehicle on the Stability of the other Vehicles. In: JSAE Review 18 (1997), S. 39-44.
- [37] **Geringer, B.:** Skriptum zur Vorlesung 315.282 KFZ-Technik Grundzüge. Wien: Institut für Fahrzeugantrieb und Automobiltechnik der TU Wien, 2010 (B 10009).
- [38] **Reif, K. (Hrsg.):** Bosch Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik. 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-1598-9
- [39] **Pfeffer, P.; Harrer, M. (Hrsg.):** Lenkungsbandbuch. 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-0751-9
- [40] **Reif, K.; Noreikat, K.; Borgeest, K. (Hrsg.):** Kraftfahrzeug-Hybridantriebe. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012. – ISBN 978-3-8348-0722-9
- [41] **Europäische Kommission:** Regelung Nr. 83 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emission von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffanforderungen des Motors. In: Amtsblatt der Europäischen Union. 15.02.2012, L42, S. 1-207.
- [42] **N.N.:** Worldwide Fuel Charter [online]. 5. Ausgabe. 2013. [Zugriff am 12.09.2014]. Verfügbar unter: [http://www.acea.be/uploads/publications/Worldwide\\_Fuel\\_Charter\\_5ed\\_2013.pdf](http://www.acea.be/uploads/publications/Worldwide_Fuel_Charter_5ed_2013.pdf).

- [43] **Ludykar, D.; Westerholm, R.; Almen, J.:** Cold start emissions at +22 , -7 and -20 °C ambient temperatures from a three-way catalyst (TWC) car: regulated and unregulated exhaust components. In: The Science of the Total Environment 235 (1999), S. 65-69.
- [44] **Joumard, R.; et al.:** Accuracy of exhaust emissions measurements on vehicle bench / Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité. Brüssel, 2006 (LTE 0522). – Forschungsbericht.
- [45] **Engeljehringer, K.:** Emissionen am Prüfstand und im realen Einsatz - Ein Statusbericht. Tagungsband zur 10. FAD Konferenz Herausforderung Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren, S. 199-206. Dresden, 2012.
- [46] **Maus, W.; et al.:** Die nächste Generation hocheffektiver DeNOx Abgasnachbehandlung - Ultrakompaktes SCR Dosiersystem für motornahe Anwendungen. Tagungsband zum 33. Wiener Motorensymposium. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2012. VDI Fortschritt-Berichte Band 749.
- [47] **Six, C.; et al.:** Development of an exhaust emission an CO<sub>2</sub> measurement test procedure for heavy-duty hybrids (HDH), Final Report. Wien, 2014 (B14030). – Forschungsbericht. Projektträger ACEA – European Automobile Manufacturers Association.
- [48] **Audi AG:** Technische Daten – Audi A4 [online]. 2008. [Zugriff am 24.11.2014]. Verfügbar unter: [http://origin-www.audi.com/etc/medialib/ngw/product/used\\_cars/a4/pdf/a4b7.Par.0092.File.pdf/2008\\_09\\_a4\\_b7\\_18tfsi.pdf](http://origin-www.audi.com/etc/medialib/ngw/product/used_cars/a4/pdf/a4b7.Par.0092.File.pdf/2008_09_a4_b7_18tfsi.pdf).
- [49] **Robert Bosch GmbH:** Bosch-Generatoren – sichere Energieversorgung bei hoher Effizienz [online]. o.J. [Zugriff am 06.12.2015]. Verfügbar unter: [http://www.bosch-mobility-solutions.cn/media/db\\_application/downloads/pdf/antrieb/de\\_5/Bosch-Generatoren\\_-\\_sichere\\_Energieversorgung\\_bei\\_hoher\\_Effizienz~1.pdf](http://www.bosch-mobility-solutions.cn/media/db_application/downloads/pdf/antrieb/de_5/Bosch-Generatoren_-_sichere_Energieversorgung_bei_hoher_Effizienz~1.pdf).
- [50] **Johannsen, R.; Schmidt, H.:** Weiterentwicklung der EU-Richtlinie zur Messung der CO<sub>2</sub>-Emission von PKW – Untersuchung der Einflüsse verschiedener Parameter und Verbesserung der Messgenauigkeit / Umweltbundesamt. Dessau, 2010 (FKZ 3709 52 141). – Forschungsbericht.
- [51] **Ligterink, N. E.; et al.:** Correction algorithms for WLTP chassis dynamometer and coast-down testing / TNO-Report. Delft, 2014 (060.03678). – Forschungsbericht.

- [52] **Hausberger, S.; et al.:** User Guide for the Model PHEM. Graz: Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, 2010.
- [53] **Weilenmann, M. F.; Favez, J.-Y.; Alvarez, R.:** Cold-start emissions of modern passenger cars at different low ambient temperatures and their evolution over vehicle legislation categories. In: Atmospheric Environment 43 (2009), S. 2419-2429.
- [54] **Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik (ZAMG):** Wetter aktuell [online]. o.J. [Zugriff am 05.12.2015]. Verfügbar unter: <https://www.zamg.ac.at/cms/de/wetter/wetterwerte-analysen>.
- [55] **Weilenmann, M. F.; et al.:** Influence of mobile air-conditioning on vehicle emissions and fuel consumption: a model approach for modern gasoline cars used in Europe. In: Environmental science & technology 39 (2005), Nr. 24, S. 9601-9610.
- [56] **Karlsson, R.; Carlson, A.; Dolk, E.:** Energy use generated by traffic and pavement maintenance / VTI (Swedish National Road and Transport Research Institute). Linköping, 2012 (VTI notat 36A-2012). – Forschungsbericht.
- [57] **Geringer, B.; Tober, W.:** Batterieelektrische Fahrzeuge in der Praxis / Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik. Wien, 2012 (B12020). – Forschungsbericht.
- [58] **Mundl, R.:** Einfluss der Fahrdauer auf den Rollwiderstandsbeiwert. Persönliches Gespräch, E-Mail Korrespondenz mit Continental Reifen Deutschland GmbH. 2014.
- [59] **Zaabar, I.; Chatti, K.:** Calibration of HDM-4 Models for Estimating the Effect of Pavement Roughness on Fuel Consumption for U.S. Conditions. In: Journal of the Transportation Research Board 2155 (2010), Nr. 3, S. 105-116.
- [60] **Sayer, M. W.; Gillespie, T. D.; Queirioz, C. A.:** The International Road Roughness Experiment, Establishing Correlation and a Calibration Standard for Measurements. World Bank Technical Paper, USA, 1986. – ISBN 0-8213-0589-1
- [61] **McLean, J.; Foley, G.:** Road surface characteristics and condition: effects on road users / ARRB Transport and Research. Perth, 1998 (ARR 314). – Forschungsbericht.
- [62] **Gruber, J.; Maurer, P.:** Zustandserfassung der Straßenoberfläche auf Bundesstraßen B, Messungen mit dem RoadSTAR in den Jahren 2001 und 2002. Wien: Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, 2004.



- 
- [63] **Perriot, A.:** Roads and Energy: How Pavements Can Affect Vehicle Fuel Consumption. The Colas Group, Paris, 2008.
- [64] **Nakkel, E.:** 18. Weltstraßenkongress in Brüssel: Straßenbestandserhaltung - weltweit wachsender Straßenverkehr - weltweiter Erfahrungsaustausch. In: Bitumen 50 (1988), Nr. 3, S 98-107.
- [65] **Austrian Standards Institute:** ÖNORM EN 590:2014-05-01. Kraftstoff für Kraftfahrzeuge - Dieselmotoren - Anforderungen und Prüfverfahren. Wien: 2014.
- [66] **Schmidt, H.; Johannsen, R.:** Pilotprojekt zur Relevanzanalyse von Einflussfaktoren bei der Ermittlung der CO<sub>2</sub>-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs im Rahmen der Typgenehmigung von PKW / Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt), 2010 (FE 84.0501/2010). – Forschungsbericht.
- [67] **Weilenmann, M. F.; et al.:** Supporting Information to: Influence of mobile air-conditioning on vehicle emissions and fuel consumption: a model approach for modern gasoline cars used in Europe. Dübendorf, 2005.

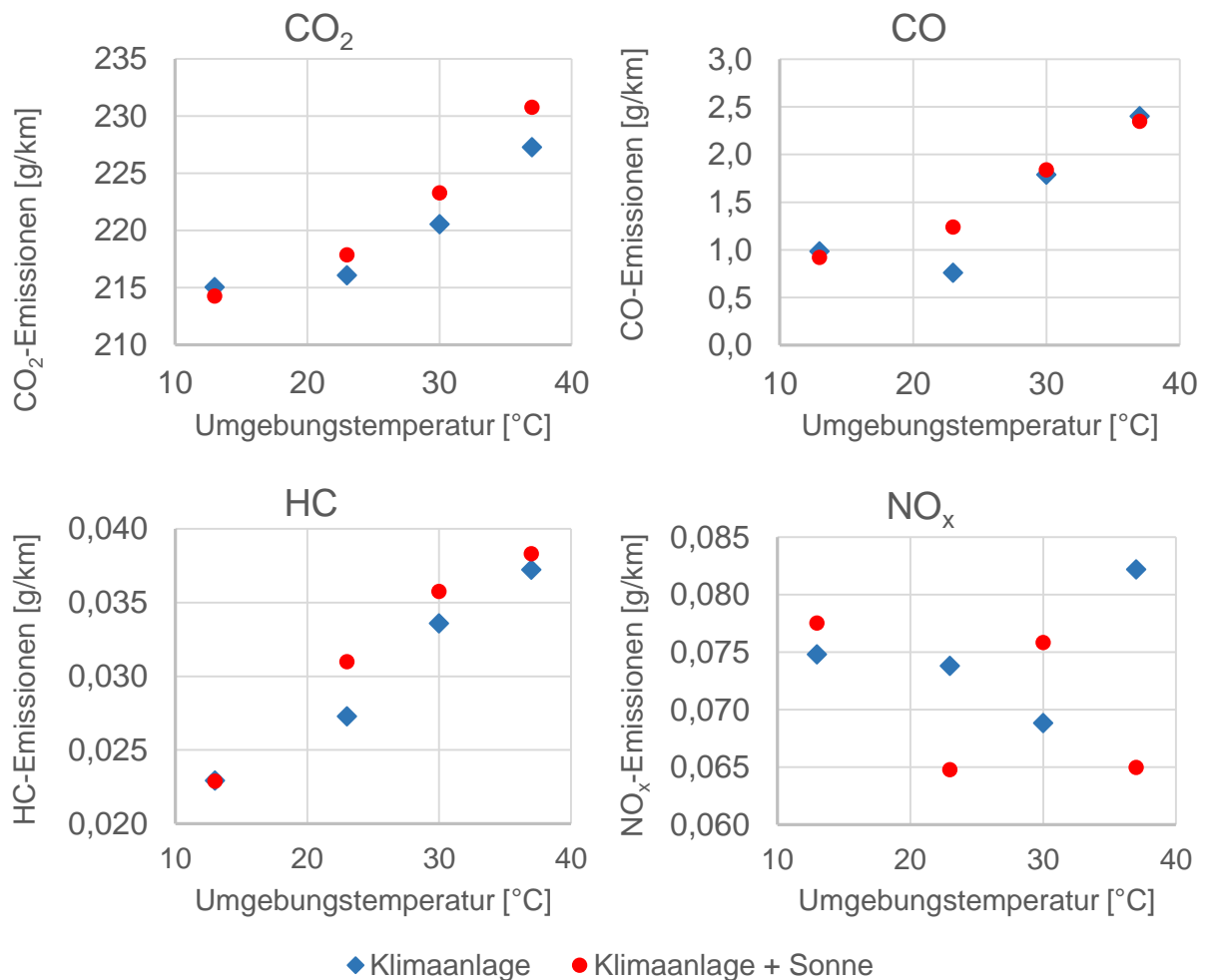


## A. Anhang

### A.1 Ergebnisse aus [55] bzw. [67]

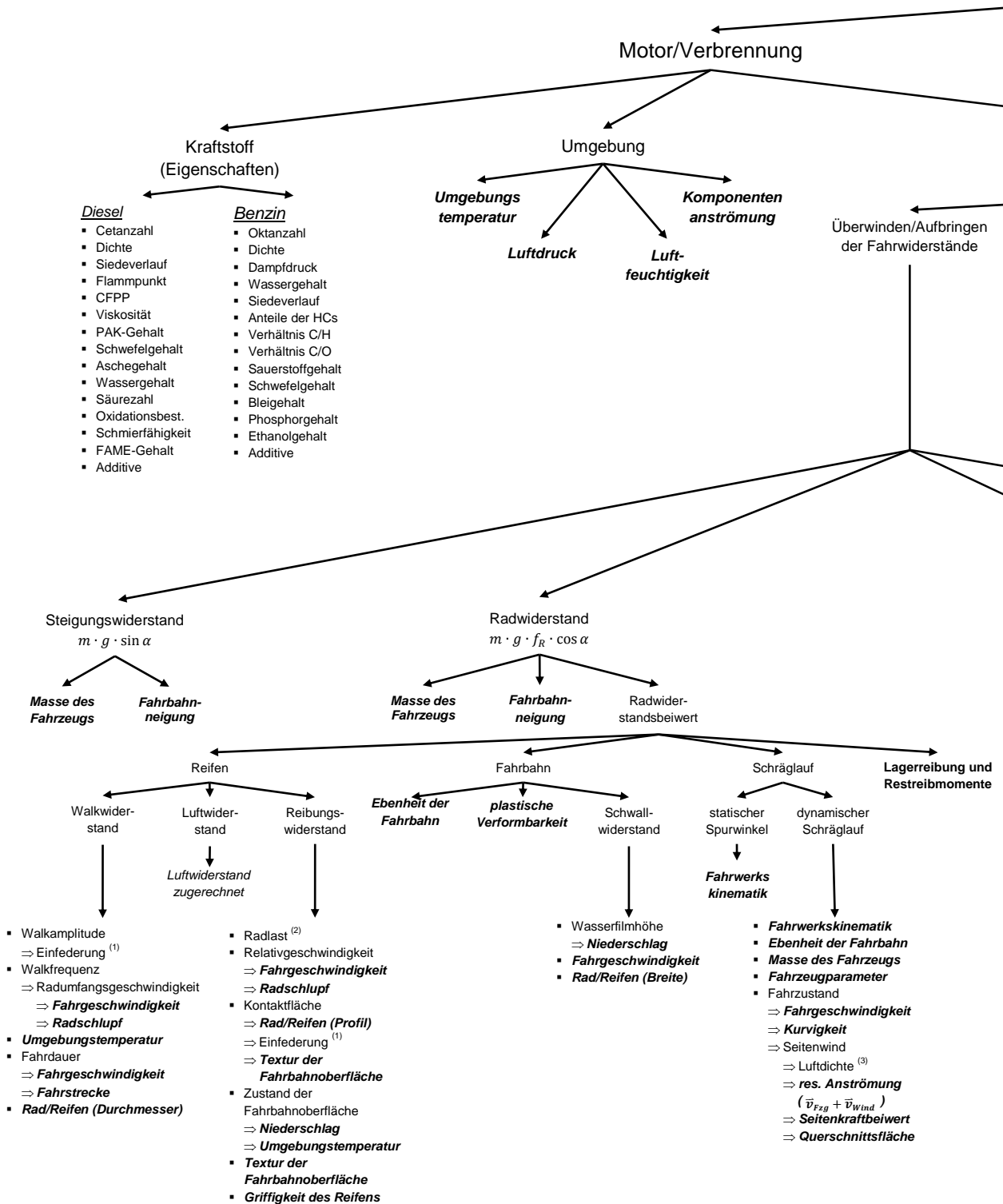
In [55] wurden die Auswirkungen der Umgebungstemperatur sowie der Sonneneinstrahlung auf die Emissionen untersucht. Sechs verschiedene Fahrzeuge mit Ottomotor wurden auf einem Rollenprüfstand mit Klimakammer bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen und eingeschalteter Klimaanlage (13 °C, 23 °C, 30 °C bzw. 37 °C) betrieben. Einerseits wurden die Tests ohne und andererseits mit Simulation der Sonneneinstrahlung durchgeführt.

Die Ergebnisse sind in **Abbildung 85** dargestellt. Die Ergebnisse der untersuchten Fahrzeuge wurden für jede Temperatur gemittelt und der Durchschnittswert für den gesamten Zyklus errechnet.

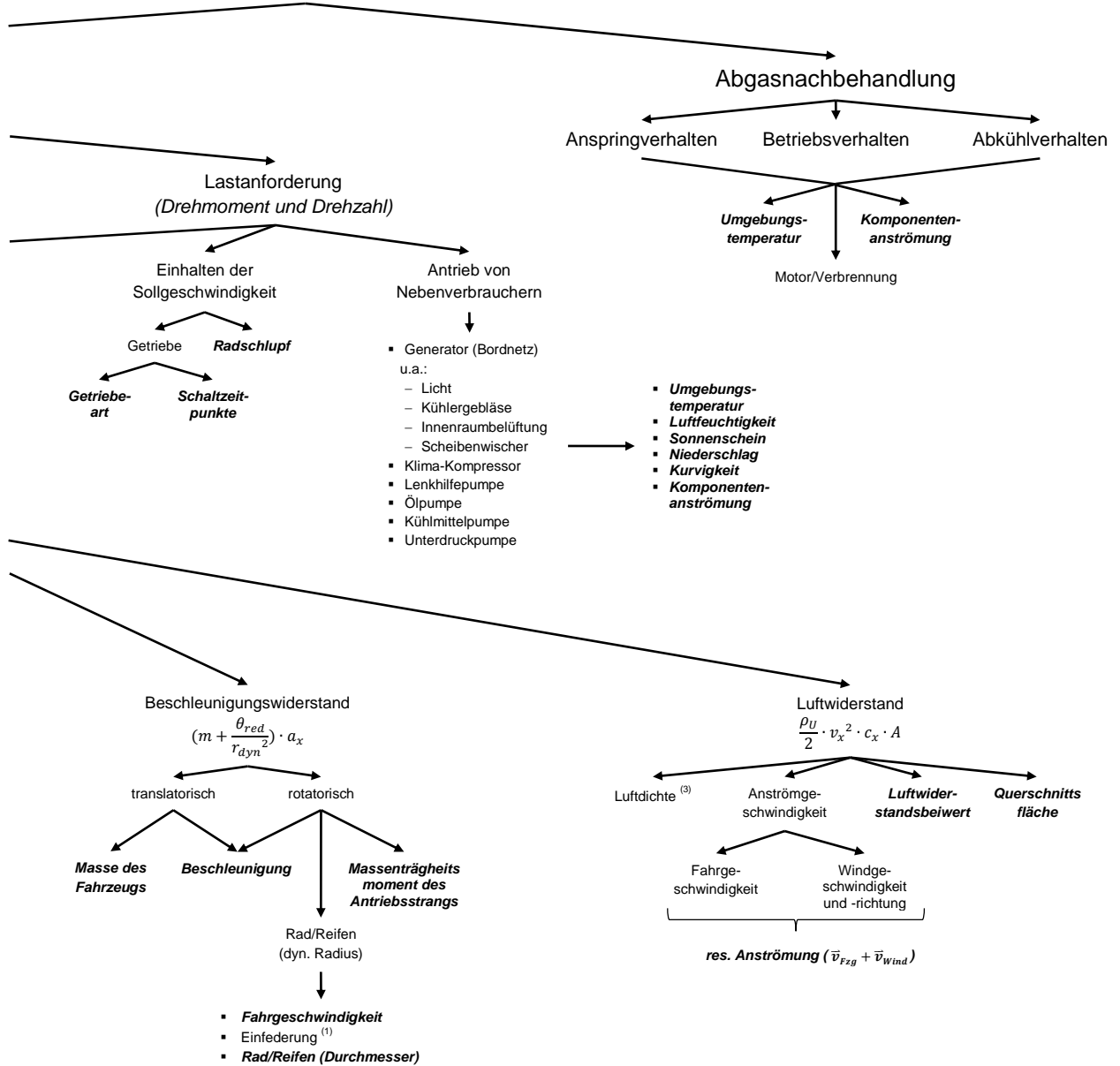


**Abbildung 85:** Emissionen bei eingeschalteter Klimaanlage bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen [55] bzw. [67], [eigene Darstellung]

## A.2 Gesamtübersicht – Ermittlung der Einflussgrößen



# Emissionen & Kraftstoffverbrauch



(1) Aufschlüsselung der Einfederung:

- Einfederung
  - Ebenheit der Fahrbahn
  - Radlast<sup>(2)</sup>
  - Federsteifigkeit des Reifens
  - Reifeninnendruck
  - Rad/Reifen (Aufbau)
  - Radumfangsgeschwindigkeit
  - Fahrgeschwindigkeit
  - Radschlupf
  - Radlast<sup>(2)</sup>
  - Frequenz der Reifenbelastung

(2) Aufschlüsselung der Radlast:

- Radlast
  - Masse des Fahrzeugs
  - Fahrbahnneigung
  - Änderung durch aerodyn. Auf-/Abtrieb
  - Luftdichte<sup>(3)</sup>
  - res. Anströmung ( $\vec{v}_{Fzg} + \vec{v}_{Wind}$ )
  - Aerodynamik des Fahrzeugs
    - Auftriebsbeiwert
    - Querschnittsfläche
  - Schwankungen
  - Ebenheit der Fahrbahn

(3) Aufschlüsselung der Luftdichte:

- Luftdichte
  - Luftdruck
  - Umgebungstemperatur
  - Luftfeuchtigkeit