

# FAT-Schriftenreihe 359

Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen mit Fokus auf den Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern



# **Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen mit Fokus auf den Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern**

## **Forschungsstelle**

Universität Stuttgart

Institut für Kraftfahrzeugtechnik Stuttgart - IFS

Sachbearbeiter: Ing. Ind. Carlos Peiró Frasquet

Bereichsleiter: Dr.-Ing. Timo Kuthada

Lehrstuhl Kraftfahrwesen: Prof. Dr.-Ing. Andreas Wagner

Prof. i.R. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann

Das Forschungsprojekt wurde mit Mitteln der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) gefördert.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b>	<b>III</b>
<b>Abkürzungen</b>	<b>VII</b>
<b>Formelzeichen</b>	<b>IX</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XV</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen und Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Fluidmechanische Kenngrößen .....	3
2.2 Aerodynamische Beiwerte .....	4
2.3 Der Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern.....	5
2.4 Vorgehensweise der experimentellen Untersuchungen im Windkanal .....	7
2.4.1 Der Modellwindkanal der Universität Stuttgart.....	7
2.4.2 Kraftmessungen am Fahrzeugmodell .....	8
2.4.3 Strömungsfeldmessung mit Particle Image Velocimetry.....	9
2.5 Vorgehensweise zur numerischen Strömungssimulation.....	10
2.5.1 Strömungslöser Simulia PowerFLOW®.....	10
2.5.2 Untersuchung der Aerodynamik anhand numerischer Simulation .....	11
2.6 Stand der Technik .....	15
<b>3 Modellierung der Raddrehung in der numerischen Strömungssimulation</b>	<b>19</b>
3.1 Numerische Behandlung rotierender Körper .....	19
3.1.1 Rotation anhand Wandrandbedingungen .....	19
3.1.2 Rotation anhand lokaler Referenzkoordinatensysteme (MRF) .....	20
3.1.3 Gegeneinander bewegte Rechengitter (Sliding Mesh).....	21
3.1.4 Bewegte überlappende Rechengitter .....	21
3.1.5 Bewegte eingetauchte Randbedingungen (IBM).....	23
3.2 Ansatz zur Modellierung von Nfz-Rädern .....	24



---

<b>4</b>	<b>Konzeption eines Fahrzeugmodells zur Messung des Ventilationswiderstands im Modellwindkanal</b>	<b>27</b>
4.1	Entwicklungsprozess zur Definition des Fahrzeugmodells .....	27
4.2	CAD-Konstruktion des Fahrzeugmodells .....	30
4.3	Fertigung und Zusammenbau des Fahrzeugmodells .....	32
<b>5</b>	<b>Validierung einer Methode zur Bestimmung des Ventilationswiderstands in der numerischen Strömungssimulation</b>	<b>34</b>
5.1	Untersuchungen des Ventilationswiderstands im Modellwindkanal.....	34
5.2	Untersuchung des Ventilationswiderstands in der Strömungssimulation .....	36
5.3	Gegenüberstellung der Ergebnisse und Validierung .....	37
5.3.1	Abgleich der Ventilationskräfte .....	38
5.3.2	Abgleich der Strömungstopologie .....	41
<b>6</b>	<b>Analyse des Ventilationswiderstands von Nutzfahrzeugen</b>	<b>45</b>
6.1	Numerische Vorgehensweise zur Bestimmung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern.....	46
6.2	Untersuchung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern.....	47
6.3	Beitrag des Ventilationswiderstands auf den Luftwiderstand.....	50
<b>7</b>	<b>Schlussfolgerung und Ausblick</b>	<b>55</b>
<b>8</b>	<b>Literatur</b>	<b>57</b>
<b>Anhang</b>		<b>61</b>
A.1	Fluideigenschaften .....	61
A.2	Konzeption eines Fahrzeugmodells zur Messung des Ventilationswiderstands im Modellwindkanal .....	62
A.3	Validierung einer Methode zur Bestimmung des Ventilationsmoments in der numerischen Strömungssimulation .....	64

## Kurzfassung

Die Anforderungen an die Wirtschaftlichkeit und umweltbezogenen Aspekte von Nutzfahrzeugen erfordern eine permanente Steigerung der Effizienz in diesem Fahrzeugsegment. Die Reduktion von Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch ist ein zentraler Bestandteil der Forschung und Entwicklung im Bereich der Fahrzeugtechnik. Die Rolle der Nutzfahrzeugaerodynamik gewinnt dabei zunehmend an Bedeutung, was sich auch insbesondere im Hinblick der starken CO<sub>2</sub>-Regularien sowie in der aktuellen europäischen Zertifizierungsprozedur widerspiegelt.

Die Europäische Union legt anhand der Verordnung (EU) 2019/1242 [1] klare Ziele zur Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen fest. Um diese zu erreichen, hat die EU-Kommission eine Zertifizierungsprozedur ins Leben gerufen, bei der die Deklaration des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes, der durch den Luftwiderstand entsteht, anhand von Fahrversuchen und dem Softwarepaket VECTO Air Drag ermittelt werden muss.

Die aerodynamische Entwicklung von Nutzfahrzeugen erfolgt in der Regel im Windkanal und mithilfe numerischer Strömungssimulation. Dabei werden die rotatorischen aerodynamischen Verluste der Räder vernachlässigt. Der Grund dafür ist, dass keine geeigneten 1:1 Windkanäle existieren, die die Messung der aerodynamischen Kräfte an den Nfz-Rädern unter realitätsnahen Bedingungen ermöglichen. Außerdem werden Nfz-Räder üblicherweise aufgrund ihrer geschlossenen Felgen als aerodynamisch unkritisch betrachtet, sodass deren Modellierung in der herkömmlichen Strömungssimulation stark vereinfacht wird. Der aerodynamische Rotationswiderstand der Räder am Nutzfahrzeug, auch Ventilationswiderstand genannt, wird jedoch im Fahrversuch implizit gemessen. Die Vernachlässigung derartiger aerodynamischer Verluste in der herkömmlichen Strömungssimulation sorgt für Diskrepanzen zwischen dem numerisch berechneten und dem im Fahrversuch ermittelten Luftwiderstand. Für eine korrekte Bestimmung des Luftwiderstandsbeiwerts in der numerischen Strömungssimulation ist es folglich erforderlich, diesen mit dem Ventilationswiderstand der Nfz-Räder zu erweitern.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Prozedur zur Studie und Bestimmung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern in der numerischen Strömungssimulation definiert und validiert sowie der Einfluss der Laufflächentopologie der Bereifung und Felgenform auf die aerodynamischen Eigenschaften der Nfz-Räder untersucht. Dafür wird zunächst ein Fahrzeugmodell im Maßstab 1:4,5 zur Untersuchung des Ventilationswiderstands im Modellwindkanal der Universität Stuttgart entwickelt. Die Außenhaut des Fahrzeugmodells orientiert sich an die Geometrie des generischen



FAT-Sattelzugs [2] und zur dessen Gestaltung wird einen Viertelfahrzeugmodellansatz verwendet. Zudem ermöglicht die modulare Bauweise der Räder am Fahrzeugmodell die effiziente Untersuchung verschiedener Bereifungen und Felgenformen. Der Beitrag des Ventilationswiderstands der Räder und deren Variationen wird nicht nur anhand Kraftmessungen untersucht, sondern auch durch die PIV-Technik zur Messung der relevanten Strömungsfelder begleitet.

Parallel zu den Modellwindkanalversuchen wird eine Prozedur zur realitätsgetreuen und effizienten Abbildung drehender Räder in der numerischen Strömungssimulation definiert und untersucht. Hierbei muss die Prozedur in der Lage sein, einen hohen Detaillierungsgrad zu liefern, komplexe Strömungsverhältnisse abzubilden sowie eine genaue Bestimmung des Ventilationsmoments eines Rads zu ermöglichen. Die Untersuchungen im Modellwindkanal spielen an dieser Stelle eine wesentliche Rolle, da diese als Grundlage zur Validierung der Prozedur gelten. Der Abgleich der Kräfte und der Strömungstopologie weist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den experimentell gewonnenen und den berechneten Ergebnissen auf.

Zur Verifikation der Effekte am Gesamtfahrzeug dient als Untersuchungsobjekt die bereits in den vorherigen Arbeiten des Arbeitskreises 9 der FAT verwendete Sattelzugkonfiguration. Diese besteht aus einer Zugmaschine Modell TGA 18.480 des Herstellers MAN Truck&Bus und einem 3-Achs-Sattelaufleger mit Kofferaufbau des Typs Dry Liner von Krone. Aufgrund ihrer konstruktiver Natur sind bei Nutzfahrzeugen unterschiedliche Radkonfigurationen zu finden. Hierbei handelt es sich um verschiedene Achsenkonfigurationen mit einer variierenden Radanzahl, Radhausform, Felgenform oder Bereifung. Diese stellen seitens der Aerodynamik verschiedene Anströmsituationen dar, die zur korrekten Bestimmung des Ventilationswiderstands des Gesamtfahrzeugs untersucht werden. Die zu untersuchenden Nutzfahrzeuigräder vom Typ 315/70 R 22.5 werden in der numerischen Strömungssimulation mit deformationsfreien Bereifungen abgebildet. Diese werden mit zwei unterschiedlichen Laufflächentopologien ausgestattet, welche sich an den Bereifungen der Firma Continental AG orientieren. Zur Ermittlung des Beitrags der Felgen auf den Ventilationswiderstand werden Originalfelgen sowie zwei zusätzliche aerodynamisch verbesserte Felgen berücksichtigt.

Es wird gezeigt, dass der Einfluss der profilierten Lauffläche unabhängig von der angebrachten Felgenform und der Achsenzugehörigkeit eine Erhöhung des Ventilationswiderstands des Rads von 180 % bis 290 % aufweist. Die Auswirkungen des Anbringens von aerodynamisch verbesserten Felgen und Radkappen auf den Ventilationswiderstand ist stark abhängig von der Anströmsituation des Rads. Während eine verbesserte Felge eine Reduktion des Ventilationswiderstands am Vorderrad mit Längsrillen von ca. 14 % verursacht, sorgen die aerodynamisch



verbesserten Felgen bei den restlichen Rädern am Nutzfahrzeug für eine Senkung des Ventilationswiderstands zwischen 2 % bis 7 %.

Zuletzt werden die numerisch gewonnenen Ergebnisse den in den Fahrversuchen ermittelten Beiwerten gegenübergestellt. Dafür werden zunächst Nutzfahrzeugkonfigurationen, bei denen unterschiedliche Bereifungskombinationen an den verschiedenen Achsen angebracht werden, in der numerischen Strömungssimulation untersucht. Eine erhebliche Steigerung des Ventilationswiderstands ist bei Konfigurationen mit überwiegend profilierter Bereifung zu erwarten, welche üblicherweise bei schweren Nutzfahrzeugen im europäischen Raum eingesetzt werden. Es wird gezeigt, dass der Ventilationsbeiwert eines derartigen schweren Nutzfahrzeugs 1,3 % bis 4,3 % des gesamten Luftwiderstandsbeiwerts darstellt. Die Berücksichtigung und Analyse des Ventilationswiderstands in der numerischen Strömungssimulation sorg folglich für eine substantielle Reduktion der Abweichung zwischen dem numerisch berechneten und dem im Fahrversuch ermittelten Luftwiderstandsbeiwerts eines schweren Nutzfahrzeugs.





# Abkürzungen

EU	Europäische Union
FAT	Forschungsvereinigung Automobiltechnik
FKFS	Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
IFS	Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart
CFD	Computational Fluid Dynamics
SAE	Society of Automotive Engineers
NSG	Navier-Stokes-Gleichungen
LBM	Lattice-Boltzmann-Methode
VR	Variable Resolution
MRF	Multiple Reference Frame
SM	Sliding Mesh
IBM	Immersed Boundary Method
PIV	Particle Image Velocimetry



# Formelzeichen

$A_x$	$m^2$	Projizierte Fahrzeugstirnfläche
$c_p$	-	Statischer Druckbeiwert
$c_w$	-	Luftwiderstandsbeiwert
$c_{Vent}$	-	Ventilationsbeiwert
$F$	N	Externe Kräfte
$F_W$	N	Luftwiderstandskraft
$F_{Vent}$	N	Ventilationswiderstand
$M_{Vent}$	Nm	Ventilationsmoment
$K_1$	-	Courant-Zahl
$l_{char}$	m	Charakteristische Länge
$p$	$N/m^2$	Statischer Druck
$p_\infty$	$N/m^2$	Statischer Druck der ungestörten Anströmung
$q_\infty$	$N/m^2$	Dynamischer Druck der ungestörten Anströmung
$Re$	-	Reynoldszahl
$t_i$	s	Diskreter Zeitwert
$t_{Sim}$	s	Simulationszeit der Strömungsberechnung
$U$	m/s	Fouriertransformierte eines Geschwindigkeitssignals
$v_{Fzg}$	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit



$\bar{v}_{res}$	m/s	Resultierende Strömungsgeschwindigkeit
$\bar{v}_{res,x}, \bar{v}_{res,y}$	m/s	Komponenten resultierender Strömungsgeschwindigkeit
$v_{Wind}$	m/s	Windgeschwindigkeit
$v_x$	m/s	Komponente der Windgeschwindigkeit
$v_y$	m/s	Komponente der Windgeschwindigkeit
$v_\infty$	m/s	Anströmgeschwindigkeit
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen der simulierten Box
$x, y, z$		Koordinatenrichtungen
$\alpha \varepsilon^{\frac{2}{3}}$	m <sup>4/3</sup> /s <sup>2</sup>	Dissipation der turbulenten kinetischen Energie
$\beta$	°	Anströmwinkel
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte von Luft
$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\tau$	s	Zeitverschiebung
$\tau_{LBM}$	s	Relaxationszeit

# Abbildungsverzeichnis

<b>Abbildung 2.1</b>	Theoretische Herleitung der Anteile des Ventilationsmoments an Nfz-Rädern .....	7
<b>Abbildung 2.2</b>	Modellwindkanal der Universität Stuttgart, links: Messstrecke, rechts: Detailansicht des 5-Band-Systems in Anlehnung an [9] .....	8
<b>Abbildung 2.3</b>	Aufbau des PIV-Systems im Modellwindkanal nach Schönleber [13] .....	9
<b>Abbildung 2.3</b>	Rechengebiet und globale Verfeinerungsregionen um das Nutzfahrzeug bei stationärer Anströmung .....	11
<b>Abbildung 2.4</b>	Lokale Verfeinerungsregion am Nutzfahrzeug .....	12
<b>Abbildung 2.7</b>	Ventilationsmoment von Einzelrädern, links: ehemaliges Windkanal des FKFS, rechts: Ergebnisse verschiedener Konfigurationen [23] .....	15
<b>Abbildung 2.8</b>	Untersuchung radähnlicher Scheiben, links: Ventilationsbeiwert auf die Stirnfläche eines 1:4-Modellfahrzeugs, bezogen bei 270 km/h, rechts: generisches Radhaus variabler Innendurchmesser [7] .....	16
<b>Abbildung 3.1</b>	Anwendungsbeispiele blockstrukturierter-überlappender Gitter [38], links: Detailansicht überlappender Gitter, rechts: Strömungsproblem anhand unabhängig voneinander vernetzter Komponenten .....	21
<b>Abbildung 3.2</b>	Beispiel überlappender Gitter nach [39] mit Übersetzung des Autors, links: Gittersystem mit Hintergrundgitter, rechts: Detailansicht überlappender Gitter mit Bezeichnungen der Zelleigenschaften .....	22
<b>Abbildung 3.3</b>	Funktionsprinzipien der Immersed Boundary Method, links: Definition der eingetauchten Randbedingungen, rechts: Detailansicht einer Geometriebewegung mit der IBM [44] .....	23
<b>Abbildung 3.4</b>	Behandlung der Raddrehung von Nfz-Rädern in CFD, links: Reifen mit Längsrillen, rechts: Profilierte Bereifung. ....	25
<b>Abbildung 4.1</b>	Fahrzeugmodell zur Untersuchung des Ventilationswiderstands .....	27
<b>Abbildung 4.2</b>	Entwicklungsprozess der Definition des Fahrzeugmodells .....	28
<b>Abbildung 4.3</b>	Auflistung der konstruktiven Änderungen an einem Prototyp des Fahrzeugmodells .....	29
<b>Abbildung 4.4</b>	Simulationsmodell mit Berücksichtigung des Modellwindkanals und der Bodensimulation .....	30



<b>Abbildung 4.5</b>	Fertigungsgerechtes Fahrzeugmodell, links: Metallstruktur, rechts: Gesamtmodell mit Kunststoffverkleidung .....	31
<b>Abbildung 4.6</b>	Konstruktive Detailansicht der Radaufhängung (links) und des Vorderrades (rechts) .....	31
<b>Abbildung 4.7</b>	Topologie der Lauffläche, links: mit Längsrillen, rechts: profiliert [52] .....	32
<b>Abbildung 4.8</b>	Felgenaufsätze am Vorderrad, links: Standardfelge, mitte: Eco-Felge, rechts: geschlossene Felge .....	32
<b>Abbildung 4.9</b>	Zusammenbau des Fahrzeugmodells, links: Metallstruktur, rechts Gesamtmodell.....	33
<b>Abbildung 4.10</b>	Modellräder, links: Vorder- und Doppelräder, jeweils mit Felgenaufsätzen, rechts: Laufflächen.....	33
<b>Abbildung 5.1</b>	Windkanalversuche, links: Fahrzeugmodell auf der Messtrecke, rechts: Skizze zur Darstellung der Kraftaufnahme über die Waage .....	34
<b>Abbildung 5.2</b>	Versuchsaufbau zur Kraftaufnahme, links: Perspektive des Doppelrades auf der Radantriebseinheit, rechts: Skizze der am Rad agierenden Kräfte und Momente .....	35
<b>Abbildung 5.3</b>	Visualisierung des Strömungsfelds anhand PIV, links: Versuchsaufbau zur Untersuchung von z-Ebenen, rechts: Detailansicht des Vorderrads mit einer Standardfelge und profilierter Lauffläche .....	36
<b>Abbildung 5.4</b>	Simulationssetup, links: Simulationsgebiet mit Berücksichtigung der Geometrie des Modellwindkanals, rechts: Standard-Simulationsgebiet.....	37
<b>Abbildung 5.5</b>	Darstellung der Ebenen zur Untersuchung der Strömungsfelder .....	41
<b>Abbildung 5.6</b>	Strömungsfeld über der Radhöhe einer Radkonfiguration mit Längsrillen und Standardfelge .....	42
<b>Abbildung 5.7</b>	Strömungsfeld über der Radhöhe einer Radkonfiguration mit profilierter Lauffläche und Standardfelge .....	43
<b>Abbildung 5.8</b>	Strömungsfeld im unteren Radbereich bei unterschiedlichen Felgenformen, links: Bereifung mit Längsrillen, rechts: Bereifung mit Profilierung .....	44
<b>Abbildung 6.1</b>	Unterschiedliche Anströmsituationen der Räder am Nutzfahrzeug.....	46
<b>Abbildung 6.2</b>	Schritte zur Durchführung einer Teilsimulation an der Vorderachse (VA) anhand der „Transient Boundary Seeding“-Vorgehensweise .....	47



---

<b>Abbildung 6.3</b>	Strömungsfeld am Vorderrad: Einfluss der Bereifung bei Radkonfigurationen mit einer Standard-Felge .....	50
<b>Abbildung 6.4</b>	Strömungsfeld am Vorderrad: Einfluss der Bereifung bei Radkonfigurationen mit einer Eco-Felge .....	50
<b>Abbildung 6.5</b>	Übersicht vordefinierter Radkonfigurationen am Nutzfahrzeug in Abhängigkeit der Bereifungsart .....	51
<b>Abbildung 6.6</b>	Gegenüberstellung des in der Strömungssimulation berechneten erweiterten Luftwiderstand und der im Fahrversuch ermittelten Luftwiderstände. Die Ergebnisse sind mit dem Luftwiderstand des Referenz-Fahrversuchs $A \cdot c_W$ , Ref normiert .....	53
<b>Abbildung A.1</b>	Parameterstudie der Symmetrieplatte zur Verschiebung des Staudruckpunktes, links: Einfluss der Symmetrieplatte auf die Druckverteilung, rechts: unterschiedliche Varianten .....	62
<b>Abbildung A.2</b>	Parameterstudie zur Krümmung der Oberkannte, links: Modellvarianten, rechts: Strömungsablösung .....	62
<b>Abbildung A.3</b>	Parameterstudie zur Vereinfachung des Unterbodens, oben: Modelle mit unterschiedlicher Unterbodengestaltung, unten: Geschwindigkeitsfeld auf Y-Ebene mit Berücksichtigung des Windkanals .....	63
<b>Abbildung A.4</b>	Abmessungen des Fahrzeugmodells .....	63
<b>Abbildung A.5</b>	Untersuchte Radkonfigurationen im Windkanalversuch, oben: Vorderrad mit profilierter Bereifung, unten: Zwillingräder mit profilierter Bereifung .....	64





# Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1	Verfeinerungsregionen und Voxelgröße .....	12
Tabelle 5.1	Ventilationskraft am Vorderrad des Fahrzeugmodells.....	39
Tabelle 5.2	Ventilationskraft am Hinterrad des Fahrzeugmodells .....	40
Tabelle 6.1	Normierter Ventilationswiderstand $F_{Vent}$ , $iF_{Vent}$ , $VR$ der unterschiedlichen Radkonfigurationen an der Vorderachse ( $VR$ ), Hinterachse ( $HR$ ) und dem 3-Achsaggregat ( $TR$ ). .....	48
Tabelle 6.2	Normierter Ventilationswiderstand $F_{Vent}$ , $ViF_{Vent}$ , $V1$ der unterschiedlichen Varianten aus Abbildung 6.5 und derselben mit Eco-Felgen .....	51
Tabelle 6.3	Normierter Ventilationsbeiwert $A \cdot c_{Vent}$ , $ViA \cdot c_{W,Ref}$ der unterschiedlichen Varianten aus Abbildung 6.5 und derselben mit Eco-Felgen .....	52
Tabelle A.1	Fluideigenschaften und initiale Bedingungen.....	61



# 1 Einleitung

Die Rentabilität und die Wirtschaftlichkeit stehen bei Nutzfahrzeugen von jeher im Vordergrund. Dieser Fokus erfordert es, alle Möglichkeiten zur Minimierung des Kraftstoffverbrauchs auszuschöpfen. Neben den wirtschaftlichen Aspekten spielen die umweltbezogenen Gesichtspunkte eine ebenso wichtige Rolle. Sowohl der Verbrauch als auch die Schadstoffemissionen sinken durch die Verbesserung der aerodynamischen Merkmale erheblich, weshalb diese insbesondere im Hinblick auf die CO<sub>2</sub>-Regularien zusätzlich an Bedeutung gewinnen.

Um die Ziele des Übereinkommens von Paris zu erreichen, beziehungsweise den Anstieg der globalen Durchschnittstemperatur deutlich unter 2 °C über dem vorindustriellen Niveau zu halten sowie ihn auf 1,5 °C über dem vorindustriellen Niveau zu begrenzen, bedarf es der Reduktion der Emissionen von Gasen in allen Bereichen, die den Klimawandel begünstigen. Die CO<sub>2</sub>-Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen, wie LKWs und Bussen, machen 6 % der CO<sub>2</sub>-Gesamtemissionen und 26 % der CO<sub>2</sub>-Emissionen des Straßenverkehrs in der Europäischen Union aus. Aus diesem Grund hat es sich die Europäische Union im Nutzfahrzeugsektor zur Aufgabe gemacht, die CO<sub>2</sub>-Emissionen zu senken. Dafür hat die EU-Kommission eine Zertifizierungs-prozedur ins Leben gerufen, die die einzelnen Anteile betrachtet und daraus die CO<sub>2</sub>-Emissionen des gesamten Fahrzeugs bestimmt [1]. Dabei wird zur Deklaration des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes aufgrund der Aerodynamik des Nutzfahrzeugs der Luftwiderstand anhand von Fahrversuchen und dem Softwarepaket VECTO Air Drag ermittelt. Dies stellt angesichts der technischen Komplexität der zu Grunde liegenden Versuchs-prozedur und der Vielfalt an Fahrzeugkonfigurationen eine ressourcenintensive Herausforderung dar.

Vor diesem Hintergrund und mit der Unterstützung europäischer Initiativen, wie dem Semi-Trailer Whitebook des europäischen Verbands der Anhänger- und Aufbauten-industrie (CLCCR), fördern die Zugmaschinen- und Anhängerhersteller die alternative Anwendung von numerischen Simulationen zur Ermittlung des Luftwiderstandsbeiwerts. Dies ist allerdings nur unter der Annahme, dass die Abweichungen bei der Bestimmung des Luftwiderstandsbeiwertes zwischen Fahrversuch und Simulation geringstmöglich sind, realisierbar.

Die Untersuchungen, die im Rahmen von Projekten des Arbeitskreises 9 der FAT durchgeführt wurden, zeigten unter anderem wie sich die im Fahrversuch gemessenen absoluten Luftwiderstandsbeiwerte deutlich von den numerisch berechneten unterscheiden. Dabei wiesen beide Verfahren, Fahrversuch und numerische Simulation,



eine vergleichbare Prognosegüte bei der Bewertung der Luftwiderstandsdifferenz für zwei verschiedene Fahrzeugvarianten auf [3].

Mehrere Einflussfaktoren sind für die Abweichung der numerisch gewonnenen Luftwiderstandsbeiwerte zu den im Fahrversuch ermittelten Beiwerten verantwortlich. Hierbei lassen sich die vereinfachten Anströmbedingungen und die Modellierung der Räder, die in der herkömmlichen Strömungssimulation verwendet werden, als besonders relevante Einflussfaktoren identifizieren.

Die rotatorischen aerodynamischen Verluste der Räder von Nutzfahrzeugen werden in der Regel vernachlässigt. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass keine geeigneten 1:1 Windkanäle mit passendem System zur Straßenfahrtsimulation existieren, die die Messung der an realen Nfz-Räder agierenden Kräfte unter realitätsnahen Bedingungen hinsichtlich der Anströmung und der Radlast ermöglichen. Zudem werden üblicherweise Nfz-Räder aufgrund ihrer dominierend geschlossenen Felgen als aerodynamisch unkritisch betrachtet. Diese Fakten führen dazu, dass der aerodynamische Rotationswiderstand der Räder, auch Ventilationswiderstand genannt, nicht berücksichtigt wird, sowie der starken Vereinfachung der Modellierung von Nfz-Rädern in der herkömmlichen Strömungssimulation. Allerdings wird der Ventilationswiderstand der Räder am Nutzfahrzeug im Fahrversuch implizit gemessen und trägt dazu bei, die Abweichung zwischen dem im Fahrversuch bestimmten und numerisch berechneten Luftwiderstandsbeiwert zu erhöhen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Prozedur zur Ermittlung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern in der numerischen Strömungssimulation definiert und als Folge dessen die Quantifizierung des Einflusses dieser zusätzlichen aerodynamischen Verluste auf den gesamten Luftwiderstand ermöglicht. Hierfür wird ein Fahrzeugmodell im Maßstab 1:4,5 zur Untersuchung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern im Modellwindkanal entwickelt. Die am Fahrzeugmodell durchgeführten Windkanalversuche liefern Kernaussagen zum Ventilationswiderstand, zum Einfluss der Bereifung und Felgenform sowie zu den Änderungen im Strömungsfeld. Diese Kenntnisse stellen die Grundlage zur Untersuchung von Ansätzen zur Modellierung der Raddrehung in der numerischen Strömungssimulation und deren Validierung. Zuletzt werden mit einer konsolidierten und validierten Vorgehensweise zur Abbildung der Radrotation und Analyse des Ventilationswiderstands in der numerischen Strömungssimulation reale Nutzfahrzeugkonfigurationen unter Fahrversuchbedingungen untersucht und der Beitrag des Ventilationswiderstands bestimmt.

## 2 Grundlagen und Stand der Technik

Zunächst werden die für diese Arbeit relevanten Definitionen der Fluidmechanik und Fahrzeugaerodynamik eingeführt. Anschließend wird auf die Grundlagen des Ventilationswiderstands eingegangen. Darauf aufbauend werden die Verfahren zur experimentellen und numerischen Untersuchung des Ventilationswiderstands von Rädern vorgestellt, um abschließend den aktuellen Stand der Technik aufzuarbeiten.

### 2.1 Fluidmechanische Kenngrößen

Die Beschreibung der Strömungseigenschaften und deren Vergleichbarkeit werden in der Fahrzeugaerodynamik anhand von fluidmechanischen dimensionslosen Kennzahlen definiert. Dabei dienen die genannten Kennzahlen der Ähnlichkeitstheorie und ermöglichen somit die Betrachtung der Skalierbarkeit von Fahrzeugmodellen.

Die Reynoldszahl  $Re$  ist eine dimensionslose Kenngröße, durch welche sich laminare von turbulenten Strömungen unterscheiden lassen. Sie ist definiert als Verhältnis aus in einer Strömung wirkenden Trägheitskräften zu Zähigkeitskräften.

$$Re = \frac{v_{\infty} \cdot l_{char}}{\nu} \quad (2.1)$$

Dabei stellt  $v_{\infty}$  die Strömungsgeschwindigkeit und  $\nu$  die kinematische Viskosität des strömenden Fluids dar. Als charakteristische Länge  $l_{char}$  wird in der Fahrzeugaerodynamik üblicherweise die Fahrzeuglänge verwendet.

Bei der Umströmung eines Straßenfahrzeugs im Überland- und Fernverkehr, wo höhere Geschwindigkeiten gefahren werden, liegt die Reynoldszahl in der Größenordnung von  $Re \geq 5 \cdot 10^6$ . Das bedeutet, dass Geschwindigkeitsschwankungen in der Strömung nur wenig durch viskose Kräfte gedämpft werden. Ein derartiges Strömungsverhalten wird als turbulent gekennzeichnet.

$$Re = \frac{R^2 \cdot \omega}{\nu} \quad (2.2)$$

Die Reynoldszahl rotierender Körper kann in Anlehnung an Gleichung (2.1) formuliert werden. Hierfür wird, wie aus Gleichung (2.2) entnommen werden kann, die  $Re$ -Zahl in Abhängigkeit der Drehgeschwindigkeit  $\omega$  und des Radius  $R$ . Somit werden zur



Definition der Trägheitskräfte das Produkt  $R \cdot \omega$  als charakteristische Geschwindigkeit und der Radius  $R$  als charakteristische Länge gewählt.

Der turbulente Strömungszustand wird bei rotierenden Körpern ab  $Re \geq 3 \cdot 10^5$  erreicht. Dieser Grenzwert basiert auf Untersuchungen an rotierenden Scheiben und wird gilt auch für Fahrzeugräder.

Die Machzahl  $Ma$  bestimmt die Kompressibilität des Fluids. Diese Kenngröße beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Kompressionskräften und wird aus dem Quotienten von Strömungsgeschwindigkeit  $v_\infty$  und Schallgeschwindigkeit  $c$  gebildet.

$$Ma = \frac{v_\infty}{c} \quad (2.3)$$

In der Fahrzeugaerodynamik überschreitet die Machzahl einer Strömung den Wert von 0.3 üblicherweise nicht. Darüber hinaus kann davon ausgegangen werden, dass die Kompressibilitätseffekte in der Luft vernachlässigt werden können.

Die Strouhalzahl  $Sr$  ermöglicht neben den oben vorgestellten Kenngrößen eine Betrachtung zeitabhängiger Ereignisse hinsichtlich der Strömungsphänomene. Nach Gleichung (2.4) wird die dimensionslose Strouhalzahl als das Verhältnis aus der Frequenz  $f$  des betrachteten Ereignisses, der charakteristischen Länge  $l_{char}$  und der Strömungsgeschwindigkeit  $v_\infty$  definiert.

$$Sr = \frac{f \cdot l_{char}}{v_\infty} \quad (2.4)$$

Damit lassen sich die in der Fahrzeugaerodynamik auftretenden instationären Strömungsvorgänge, wie die Ablösefrequenz von Wirbel, charakterisieren.

## 2.2 Aerodynamische Beiwerte

Zur Charakterisierung der aerodynamischen Eigenschaften von Fahrzeugen werden dimensionslose Beiwerte herangezogen. Der Luftwiderstandsbeiwert ermöglicht eine Vergleichbarkeit der aerodynamischen Formgüte von Fahrzeugen, ohne die explizite Kenntnis der wirkenden Kräfte und Momente. Dieser berechnet sich aus Luftwiderstandskraft  $F_W$ , dynamischem Druck der Anströmung  $q_\infty$  und der projizierten Fahrzeugstirnfläche  $A_x$  gemäß Gleichung (2.5).

$$c_W = \frac{F_W}{q_\infty \cdot A_x} \quad (2.5)$$

Der dynamische Druck der ungestörten Anströmung  $q_\infty$  berechnet sich entsprechend Gleichung (2.6) mit der Dichte des strömenden Mediums  $\rho$  und dem Quadrat der Anströmgeschwindigkeit  $v_\infty$ .

$$q_\infty = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \quad (2.6)$$

Zusätzlich zum aerodynamischen Widerstand des Fahrzeugs in Längsrichtung unterliegt jedes rotierende Rad dem aerodynamischen Ventilationswiderstand. Dieser Widerstand äußert sich als Widerstandsmoment um die jeweilige Radachse und ist vergleichbar mit dem Massenträgheitsmoment rotierender Körper. Der Ventilationswiderstandsbeiwert lässt sich ebenso auf die Stirnfläche des Fahrzeugs und auf den dynamischen Druck beziehen. Dieser wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$c_{vent} = \frac{F_{vent}}{q_\infty \cdot A_x} \quad (2.7)$$

Auf den Ventilationswiderstand und dessen Entstehungsmechanismen wird im anschließenden Unterkapitel besonderes Augenmerk gerichtet.

Die Drücke können, analog zu den Widerstandsbeiwerten, unabhängig von der Anströmgeschwindigkeit dargestellt werden. Dafür werden die relativ zu einem Referenzdruck gemessenen Drücke mit dem dynamischen Druck der ungestörten Anströmung entdimensioniert.

$$c_p = \frac{p(x, y, z) - p_\infty}{q_\infty} \quad (2.8)$$

Der dimensionslose Druckbeiwert  $c_p$  hat in der ungestörten Anströmung den Wert 0, am Staupunkt hingegen den Wert 1.

## 2.3 Der Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern

Der Ventilationswiderstand  $F_{vent}$  ist proportional zum aerodynamischen Ventilationsmoment  $M_{vent}$ , das aus der Rotation der Räder resultiert. Der Ventilationswiderstand ist folglich ein zusätzlicher aerodynamischer Verlust zum klassischen Luftwiderstand in Längsrichtung. Verantwortlich für dessen Entstehung sind die Oberflächenreibung und die ungleiche Druckverteilung an den Felgen und Reifenprofilierung. Daraus ergibt sich entsprechend Gleichung (2.9).

$$F_{Vent} = \frac{M_{Vent}}{r_{dyn}} \quad (2.9)$$

Die Natur des Ventilationsmoments, welches auf jedes Rad am Nutzfahrzeug wirkt, lässt sich mithilfe einer theoretischen Herleitung erläutern. Dafür werden die grundlegenden Entstehungsmechanismen isoliert betrachtet. Wie in **Abbildung 2.1** veranschaulicht, können diese physikalischen Mechanismen, verantwortlich für die Entstehung des Ventilationsmoments, in drei Kategorien unterteilt werden.

Aufgrund der Rauheit der bestehenden Radoberflächen wird bei der Rotation des Rades die viskose Grenzschicht beeinflusst. Dabei entsteht ein Reibungswiderstand, welcher als Moment an der Rotationsachse agiert. Der Reibungsanteil des Ventilationsmoments  $M_{Vent,Reibung}$  wurde von verschiedenen Autoren an angeströmten rotierenden Scheiben untersucht [4–7]. Aus diesen Arbeiten lässt sich unter anderem zudem feststellen, dass der Ventilationswiderstand aufgrund der Reibung nach Gleichung (2.10) proportional zum Quadrat der Drehgeschwindigkeit  $\omega$  und zur fünften Potenz des Radius  $R$  ist.

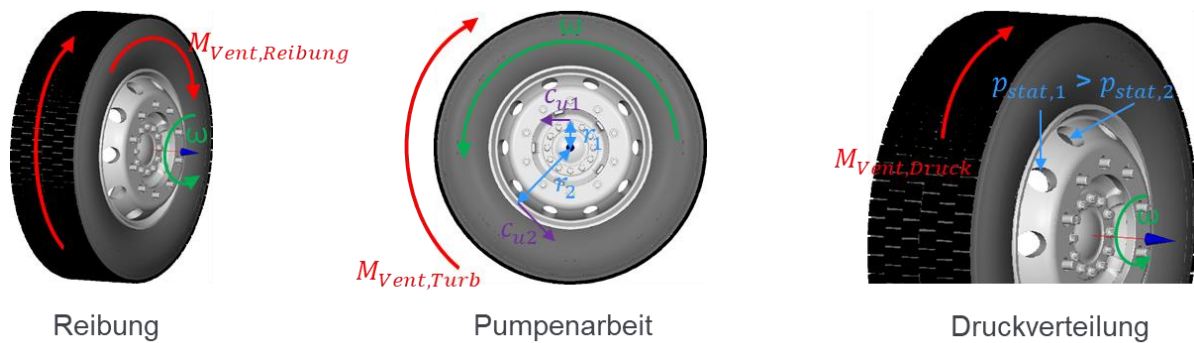
$$M_{Vent,Reibung} \sim \rho \cdot \omega^2 \cdot R^5 \quad (2.10)$$

Die Felge kann durch ihre geometrische Gestaltung zum Ventilationsmoment beitragen. In Abhängigkeit von ihrer Bauweise kann diese als Axial- oder Radiallüfter betrachtet werden. Dieser Anteil des Ventilationsmoments  $M_{Vent,Turb}$  lässt sich anhand der Eulerschen Turbinengleichung (2.11) approximieren und stellt die nötige Pumpenarbeit dar, um den energetischen Zustand eines bestimmten Massenstroms  $\dot{m}$  zu erhöhen. Der zusätzliche Beitrag zum Ventilationsmoment infolge der Felgenform erweist sich aufgrund ihrer geprägten geschlossenen Felgentopologie als sehr gering bei Nfz-Felgen.

$$M_{Vent,Turb} = \dot{m} \cdot (c_{u2} \cdot r_2 - c_{u1} \cdot r_1) \quad (2.11)$$

Zuletzt, wie in **Abbildung 2.1** skizziert, sorgt die Druckverteilung auf die nicht rotationssymmetrischen Komponenten der Felge und der Bereifung für ein zusätzliches Ventilationsmoment. Die resultierenden Radialkräfte agieren auf die Rotationsachse in Form eines Ventilationsmoments  $M_{Vent,Druck}$  aufgrund der Druckverteilung an der Radoberfläche.





**Abbildung 2.1** Theoretische Herleitung der Anteile des Ventilationsmoments an Nfz-Rädern

Wie in Unterkapitel 2.2 vorgestellt wurde, wird der Ventilationsbeiwert  $c_{Vent}$  zur besseren Vergleichbarkeit mit dem Luftwiderstandsbeiwert  $c_W$  ebenfalls auf die Stirnfläche des Fahrzeugs  $A_x$  bezogen. Die gesamte aerodynamische Charakterisierung eines Nutzfahrzeugs kann aus der Summe von Ventilationswiderstands- und Luftwiderstandsbeiwerten gebildet werden [8]. Dafür wird im Folgenden der erweiterte Luftwiderstandsbeiwert  $c_W^*$  verwendet:

$$c_W^* = c_W + c_{Vent} \quad (2.12)$$

## 2.4 Vorgehensweise der experimentellen Untersuchungen im Windkanal

Die folgenden Absätze geben einen Überblick über die Versuchsumgebung und der Messtechnik der durchgeführten experimentellen Untersuchungen.

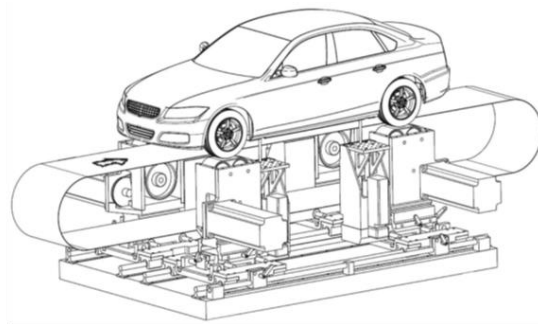
### 2.4.1 Der Modellwindkanal der Universität Stuttgart

Der Modellwindkanal der Universität Stuttgart ist ein Windkanal zur aerodynamischen Untersuchung von Fahrzeugmodellen im Maßstab 1:4 und 1:5. Dabei handelt es sich um ein Windkanal Göttinger Bauart mit einer geschlossenen Luftführung und einer offenen Messstrecke. Die Messstrecke hat eine Länge von 2,585 m, der Düsenquerschnitt beträgt 1,65 m<sup>2</sup> und die maximale Strömungsgeschwindigkeit liegt bei 80 m/s.

Zur realitätsnahen Darstellung der Fahrsituation auf der Straße wird zudem die Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Boden im Windkanal abgebildet. Dafür wird, wie in **Abbildung 2.1** skizziert, ein 5-Band-System mit zusätzlichen Systemen zur Konditionierung der Bodengrenzschicht eingesetzt. Das 5-Band-System der Firma MTS Systems Corporation besteht aus einem spurbreiten Mittellaufband zwischen den Fahrzeugrädern und vier kleinen Bändern zum Antreiben der Räder. Die Systeme zur



Grenzschichtkonditionierung befinden sich im Messstreckenboden direkt im Anschluss an die Düse. Mithilfe einer Grenzschichtvorabsaugung und der tangentialen Ausblasung wird ein Blockprofil aus der Bodengrenzschicht erzeugt, bevor diese die Laufbänder erreicht [9, 10].



**Abbildung 2.2** Modellwindkanal der Universität Stuttgart, links: Messstrecke, rechts: Detailansicht des 5-Band-Systems in Anlehnung an [9]

Bei einem Versuch im Windkanal befindet sich das Fahrzeugmodell mittig in der Messstrecke. Es steht auf den vier Bändern der Radantriebseinheiten und wird zusätzlich zwischen den Rädern über Schwellerstützenhalter befestigt. Um Fahrzeugmodelle unterschiedlicher Größe aufnehmen zu können, lassen sich die Radantriebseinheiten sowie die Schwellerstützenhalter im Messstreckenboden verschieben. Zudem können unterschiedlich breite Laufbänder eingesetzt werden, um die Fahrsituation möglichst realitätsnah darzustellen.

Im folgenden Unterkapitel werden die Methoden und die Funktionsweise der Messtechnik vorgestellt, die im Rahmen der experimentellen Versuche dieser Arbeit verwendet wurden.

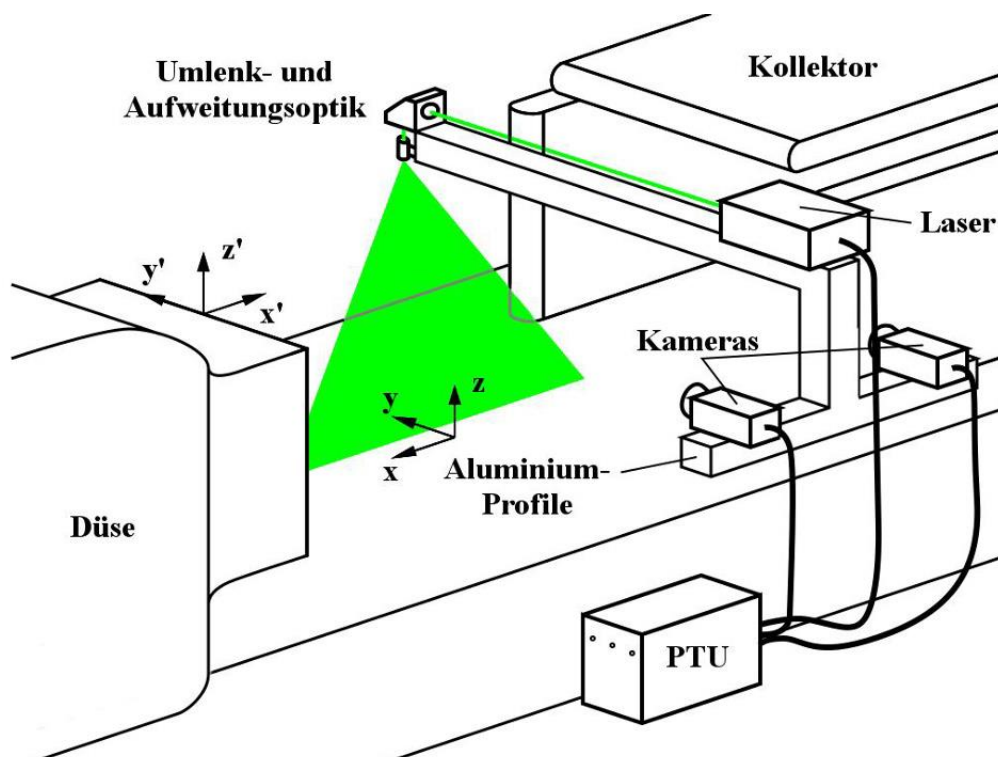
## 2.4.2 Kraftmessungen am Fahrzeugmodell

Die auf das Fahrzeugmodell agierenden aerodynamischen Kräfte werden über eine Waage aufgenommen. Diese ist unter dem Messstreckenboden installiert, sodass sowohl die Radantriebseinheiten als auch die Schwellerstützenhalter auf der Waagenplattform gelagert sind. Auf diese Weise können die am Fahrzeug wirkenden Kräfte und Momente gemessen werden. Der Ventilationswiderstand stellt in diesem Aufbau eine interne Kraft dar, die nicht mitgemessen wird [7]. Die im Modellwindkanal verfügbare Unterflurwaage des japanischen Herstellers A&D zeichnet sich durch eine Messgenauigkeit von  $\pm 0,1$  N sowie eine zeitliche Auflösung der Kraftmessung mit 100 Hz aus [9].

### 2.4.3 Strömungsfeldmessung mit Particle Image Velocimetry

Die Messung der Geschwindigkeiten von Strömungsfeldern erfolgt im Rahmen dieser Arbeit mit dem Particle Image Velocimetry (PIV) Verfahren. Zu diesem Zweck wird die Strömung mit Partikeln angereichert, wodurch ein stabiles Aerosol gebildet wird. Die hinzugefügten Partikel verfügen über eine geringe Größe sowie ein geringes Gewicht und besitzen ideale Reflexionseigenschaften, sodass diese keinen Einfluss auf die Strömung darstellen und gut sichtbar sind, wenn sie beleuchtet werden. Wie in **Abbildung 2.3** ersichtlich ist, können mithilfe einer an einem Laser angebrachten Optik die Partikel, die sich in einer Ebene befinden, angestrahlt werden. Die Funktionsweise des PIV-Systems basiert darauf, die Partikel in einer bestimmten Ebene kurz nacheinander zweimal zu beleuchten und gleichzeitig diese zu fotografieren. Die dabei gewonnenen Bilder erfassen die Bewegung der Partikel, welche sich anhand einer Kreuz-Korrelation in die Geschwindigkeitskomponenten des Strömungsfeldes übersetzen lässt [11–13].

Bei den durchgeführten Versuchen im Modellwindkanal wurde das FlowMaster PIV-System der Firma LaVision GmbH eingesetzt. Dieses System besteht aus einem Nd:YAG-Laser, zwei sCMOS-Kameras sowie einem Timing- und Recording-Rechner.



**Abbildung 2.3** Aufbau des PIV-Systems im Modellwindkanal nach Schönleber [13]



## 2.5 Vorgehensweise zur numerischen Strömungssimulation

Die numerische Strömungssimulation, im Englischen Computational Fluid Dynamics (CFD), wird im Bereich der Fahrzeugentwicklung intensiv eingesetzt. Diese ermöglicht die numerische Untersuchung von virtuellen Prototypen in der frühen Entwicklungsphase sowie die Studie komplexer Strömungsphänomene, welche zum Teil nur schwierig mit Messtechnik erfasst werden können. Außerdem erlaubt die numerische Strömungssimulation, wie in dieser Arbeit belegt wird, die Abbildung realitätsnaher Strömungsbedingungen sowie die ausführliche Analyse der Auswirkungen, beispielsweise auf die Aerodynamik, welche im Versuch nur mit großem Aufwand realisierbar wären.

Das nachfolgende Unterkapitel befasst sich mit dem in dieser Arbeit verwendeten Strömungslöser sowie mit der Vorgehensweise der Untersuchung der Fahrzeugaerodynamik anhand numerischer Strömungssimulation.

### 2.5.1 Strömungslöser Simulia PowerFLOW®

Zur numerischen Berechnung von dreidimensionalen Strömungen wurde das kommerzielle Softwarepaket PowerFLOW® von Simulia verwendet. PowerFLOW® basiert auf einer diskreten Form der kinetischen Gastheorie, welche das makroskopische Verhalten der Strömung aus dem mikroskopischen Verhalten des realen Gases ableitet. Dafür wird ein erweitertes Lattice-Boltzmann-Modell angewandt, bei dem sich die Partikel an diskreten Positionen im Raum (Lattice-Voxels) befinden und in Zeitintervallen in diskrete Richtungen bewegen [14–16].

Aufgrund der inhärenten zeitabhängigen Natur der Lattice-Boltzmann-Methode ist der Strömungslöser PowerFLOW® insbesondere für die Durchführung transienter Berechnungen geeignet. Hierfür werden die in einer turbulenten Strömung vorhandenen instationären Vorgänge zur Konsistenz mit der Lattice-Boltzmann-Methode anhand eines zeitabhängigen Turbulenzmodells abgebildet. Hierbei handelt es sich um das VLES (Very Large Eddy Simulation) Modell und ein angepasstes RNG  $k - \varepsilon$  Modell für die nicht aufgelösten Großskalen.

Der Strömungslöser PowerFLOW® wird in der Automobilindustrie zur Untersuchung der Fahrzeugaerodynamik intensiv eingesetzt. Dabei können die Umströmung komplexer Fahrzeugmodelle simuliert und die Rechenzeiten aufgrund der automatisierten Diskretisierung des Rechengebiets sowie der effizienten Parallelisierbarkeit können die Rechenzeiten erheblich reduziert werden.

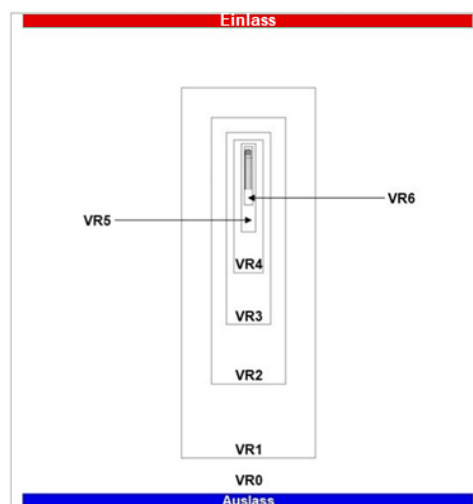
## 2.5.2 Untersuchung der Aerodynamik anhand numerischer Simulation

Als Grundlage der im PowerFLOW® angewandten Lattice-Boltzmann-Methode dient die Boltzmann-Gleichung. Zur Lösung der diskretisierten Form der Boltzmann-Gleichung ist ein ebenfalls räumlich und zeitlich diskretisiertes Rechengebiet notwendig. Außerdem werden zur Schließung des Gleichungssystems Randbedingungen benötigt.

Die folgenden Absätze geben einen Überblick über den Aufbau der numerischen Berechnung. Zunächst werden Rechengebiet, zeitliche bzw. räumliche Diskretisierungen und Randbedingungen beschrieben. Anschließend wird die Vorgehensweise zur Initialisierung der Simulationen dargelegt.

### Berechnungsgebiet und dessen räumliche Diskretisierung

Die Dimensionen des Rechengebiets werden entsprechend groß gewählt, um Interferenzeffekte zu vermeiden. Dadurch kann der Einfluss der Randbedingungen auf die Strömung um das zu untersuchende Fahrzeug verringert werden. Das Simulationsvolumen hat eine Länge von 193 m, eine Breite von 187 m und 102 m Höhe. Dies entspricht einem geometrischen Blockierungsverhältnis zwischen dem Querschnitt des Simulationsvolumens und der Fahrzeugstirnfläche von ungefähr 0,05%. Vom Einlass bis zum Fahrzeug kann sich die Strömung über eine Länge von 50 m entwickeln, wie in **Abbildung 2.4** zu erkennen ist.



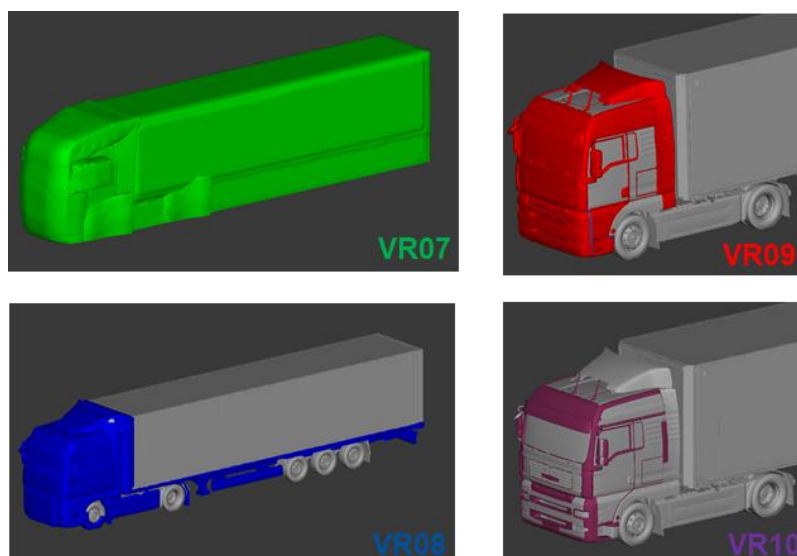
**Abbildung 2.4** Rechengebiet und globale Verfeinerungsregionen um das Nutzfahrzeug bei stationärer Anströmung

Zur Betrachtung komplexer Strömungsphänomene in Fahrzeugnähe ist eine hinreichende Auflösung der räumlichen Diskretisierung erforderlich. Bei der Simulation äußerer Strömungen wird das Rechengebiet um die berechnete Geometrie verfeinert. Mit zunehmendem Abstand zu dieser Geometrie nimmt die räumliche Auflösung immer weiter ab, da es nicht erforderlich ist, die ungestörte Anströmung feiner aufzulösen. **Abbildung 2.4** zeigt die unterschiedlichen globalen Verfeinerungsregionen (VR) des generierten kartesischen Gitters. Dabei entspricht die größte Verfeinerungsregion (VR0) einer Voxelgröße von 1280 mm, während die VR06 eine Voxelgröße von 20 mm aufweist.

**Tabelle 2.1** Verfeinerungsregionen und Voxelgröße

VR Region	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Voxelgröße in mm	1280	640	320	160	80	40	20	10	5	2,5	1,25

Neben den oben dargestellten globalen Verfeinerungsregionen werden außerdem Bereiche zur Berücksichtigung der kleinskaligen Strömungsphänomene am Fahrzeug definiert. Die lokalen Verfeinerungsregionen ermöglichen insbesondere das Abbilden der Grenzschicht auf der Oberfläche des Fahrzeugs sowie eines Teils des Nachlaufs. Zusätzlich können dabei der Bereich der Staupunktströmung und die Ablösebereiche sowie der Unterboden genauer umfasst werden. Diese sind in **Abbildung 2.5** dargestellt, die entsprechenden Voxelgrößen sind in **Tabelle 2.1** aufgeführt.



**Abbildung 2.5** Lokale Verfeinerungsregion am Nutzfahrzeug



## Zeitliche Diskretisierung

Neben der räumlichen Auflösung ist außerdem eine geeignete zeitliche Auflösung der Strömungsberechnung notwendig. Durch die Wahl einer zu groben zeitlichen Auflösung können zeitlich kleinskalige Strömungsphänomene nicht mehr aufgelöst werden. Wird sie dagegen zu fein gewählt, steigt der Rechenaufwand stark an. Deshalb ist analog zur räumlichen Diskretisierung ein Kompromiss zwischen Rechenzeit und Genauigkeit zu finden. Zur Festlegung des passenden Zeitschritts wird die Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl (CFL-Zahl) angewandt. Sie gibt die Anzahl räumlicher Unterteilungen an, durch die sich eine betrachtete Strömungsgröße in einem Zeitschritt bewegt [17, 18].

$$\Delta t = \frac{CFL\_Zahl \cdot \Delta x, min}{u_{max}} \quad (2.13)$$

Die Zeitschrittweite  $\Delta t$  der Simulation kann über die Gleichung (2.13) berechnet werden. Dabei entspricht  $\Delta x, min$  der minimalen Voxelgröße und  $u_{max}$  der im Rechengebiet maximal erwarteten Strömungsgeschwindigkeit. Die CFL-Zahl wird von PowerFLOW® abhängig von der Art der simulierten Strömung vorgegeben. Im Fall einer äußeren, inkompressiblen und voll turbulenten Strömung entspricht der Wert 0,231675 [14].

## Randbedingungen

Zu der inkompressiblen Betrachtung der Strömung und derer Fluideigenschaften (**Tabelle A.1**) werden Randbedingungen in der numerischen Strömungsberechnung zur Lösung der Differentialgleichungen benötigt. Die Randbedingungen für die in dieser Arbeit durchgeführten numerischen Berechnungen wurden in Anlehnung an die Fahrbedingungen im Fahrversuch spezifiziert, sodass die Strömungsphänomene möglichst realitätsnah abgebildet werden. Hier wird besonderes Augenmerk auf das Abbilden der Anströmungssituation gelegt. Dafür wird am Einlass eine definierte Geschwindigkeit als Randbedingung vorgegeben.

Um eine Überbestimmung des Gleichungssystems zu vermeiden, wird am Auslass eine Druckrandbedingung verwendet. Hier wird der statische Druck auf Höhe des Meeresspiegels vorgegeben. Außerdem wird die Dämpfung von Reflektionen am Auslass aktiviert.

An den gegenüberliegenden Seiten des Simulationsgebiets werden periodische Ränder verwendet. Das bedeutet, dass die Strömung, die das Simulationsvolumen auf der einen Seite verlässt, auf der gegenüberliegenden Seite wieder in das Simulationsvolumen eintritt. Dies ist insbesondere bei seitlichen Anströmungen



wichtig, um potenzielle Blockierungseffekte zu vermeiden, welche die seitlichen Wände verursachen würden.

Zur Betrachtung der Relativgeschwindigkeit zwischen Boden und Fahrzeug wird der Boden mit einer Translationsgeschwindigkeit ausgestattet. Diese sollte zur Konsistenz mit den Fahrversuchen gleichgroß wie die auf der Versuchsstrecke aufgenommene Fahrgeschwindigkeit sein. Infolge des Geschwindigkeitsunterschieds zwischen Boden und der am Einlass vorgegebenen Anströmung bilden sich kleinere Grenzschichten am Boden aus, deren Ursache einzig die Windgeschwindigkeit ist.

Zuletzt werden die Randbedingungen, welche das Fahrzeug betreffen, definiert. Die Fahrzeugoberfläche wird als reibungsbehaftete Wand betrachtet. Somit können sich Grenzschichten ausbilden, bevor die Strömung an der Dachkante und insbesondere am Heck ablöst. Die Rotation der Räder wird, analog zu [3], anhand einer vorgegebenen Rotationsgeschwindigkeit auf der Oberfläche von Reifen und Felgen modelliert. Um eine realistische Abbildung des Druckverlusts im Motorraum zu erzielen, werden der Kühler, der Kondensator und die zusätzlichen Wärmetauscher als poröse Medien mithilfe der Darcy-Forchheimer-Gleichung modelliert. Die Charakterisierung dieser porösen Medien erfolgte durch die von der MAN Truck&Bus zur Verfügung gestellten Referenzwerte.

### **Initialisierung und Simulationsprozess**

Infolge der inhärenten zeitabhängigen Natur des Lattice-Bolzmans-Verfahrens sind die mit PowerFLOW® durchgeführten Berechnungen transient. Dies bedeutet, dass am Anfang der Simulation eine Transition zur entwickelten Strömung stattfindet, bis sich die Strömung um das Fahrzeug topologisch etabliert hat. Die dabei gewonnenen Ergebnisse sind allerdings für die aerodynamische Untersuchung nicht relevant. An dieser Stelle spielt die Initialisierung eine wesentliche Rolle, um die Rechenzeiten sowie die Rechenkapazitäten zu reduzieren.

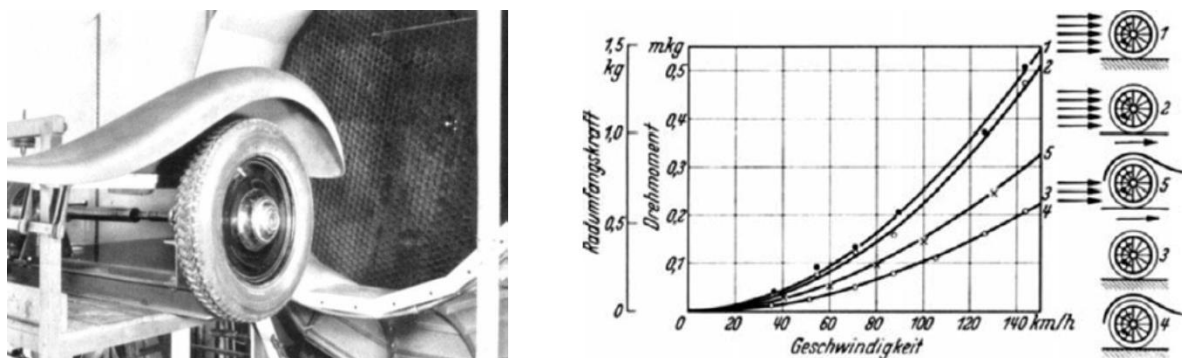
Bei der Simulation einer stationären Anströmung sollte zunächst eine Simulation auf einem räumlich grob aufgelösten Rechengitter durchgeführt werden. Hierfür werden die kleinsten Verfeinerungsregionen nicht berücksichtigt. Die gesamte Rechenzeit der grob aufgelösten Simulation sollte so gewählt werden, dass die Strömung um das Fahrzeug die entsprechenden topologischen Merkmale aufweist. Dafür sollte das Fahrzeug mehrfach überströmt werden und das Simulationsgebiet zumindest einmal vollständig durchströmt werden. Die Ergebnisse des letzten Zeitschritts werden anschließend zur Initialisierung der hoch aufgelösten Simulation verwendet. Durch dieses Vorgehen stabilisiert sich die Strömungsberechnung schneller und es kann insgesamt Rechenzeit eingespart werden.



## 2.6 Stand der Technik

Es gibt bisher nur wenige Veröffentlichungen, die sich konkret mit der Aerodynamik von Nfz-Rädern beschäftigen. Dabei fokussieren sich diese Studien auf die aerodynamische Gestaltung des Systems Rad-Radhaus hinsichtlich des Luftwiderstands [19–21], während der aerodynamische Beitrag des Ventilationswiderstands vernachlässigt wird. Der Grund dafür ist, wie in Kapitel 1 im detailliert erläutert wurde, dass die Messung der am Rad agierenden Kräfte in den für Nutzfahrzeuge geeigneten 1:1 Windkanälen nicht möglich ist, und dass Nfz-Räder mit ihren geschlossenen Felgen bisher als aerodynamisch unkritisch betrachtet wurden. Die vorhandene Literatur beschränkt sich entsprechend ausschließlich auf Studien über den Ventilationswiderstand von Pkw-Rädern. Trotz der unterschiedlichen Reifen- und Felgentopologie sind die an Pkw-Rädern angewandten Verfahren zur Untersuchung des Ventilationswiderstands und die Aussagen zu den beobachteten Tendenzen von Wichtigkeit für die vorliegende Arbeit.

Die ersten Untersuchungen des Ventilationsmoments fanden bereits zu Beginn des 20. Jahrhunderts statt. Diese wurden zunächst an rotierenden Scheiben durchgeführt und erfolgten sowohl anhand experimenteller Versuche als auch durch theoretische Ansätze. Das aerodynamische Ventilationsmoment  $M_{vent}$  einer drehenden Scheibe wurde von T. v. Kármán [4] über den Impulssatz aus den Navier-Stokes-Gleichungen hergeleitet. Spätere theoretische Überlegungen verschiedener Autoren lieferten genauere Lösungen zu den vorhandenen Differentialgleichungsansätzen [6]. Ebenso wurde auf den Einfluss des Fluids oder der Oberflächenrauheit auf das Ventilationsmoment experimentell eingegangen [5, 22]. Zudem ermöglichten die durchgeführten Versuche die Festlegung der kritischen Reynoldszahl von rotierenden Scheiben ( $Re \geq 3 \cdot 10^5$ ), bei der die Grenzschicht vollständig turbulent ausgebildet ist.

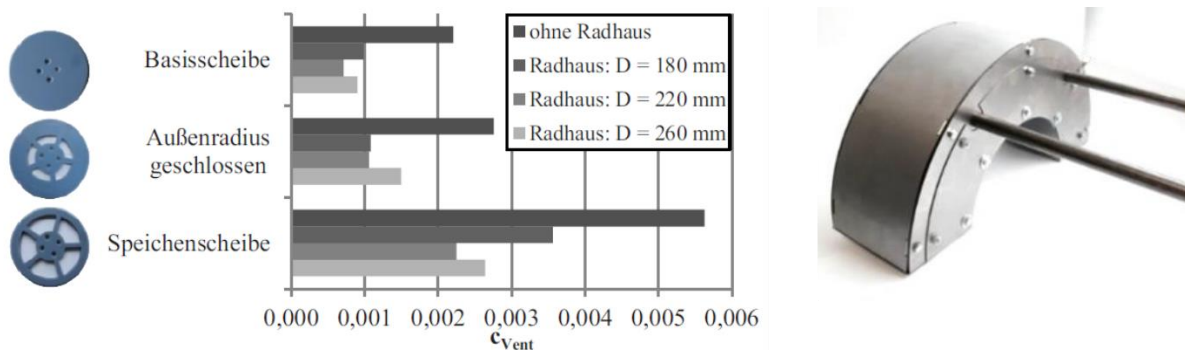


**Abbildung 2.6** Ventilationsmoment von Einzelrädern, links: ehemaliges Windkanal des FKFS, rechts: Ergebnisse verschiedener Konfigurationen [23]

Die ersten Ventilationswiderstandsmessungen drehender Fahrzeugräder wurden von Kamm und Schmid durchgeführt [23]. Wie in **Abbildung 2.6** zu erkennen ist, wurde

der Ventilationswiderstand eines Einzelrades ohne Bodenkontakt bei unterschiedlichen Versuchsbedingungen im Windkanal untersucht. Dabei wurde die quadratische Abhängigkeit des Ventilationswiderstands von der Rotationsgeschwindigkeit des Rads, beziehungsweise der Anströmgeschwindigkeit bestätigt sowie der Einfluss der Anströmung auf das Ventilationsmoment quantifiziert. Außerdem konnte die Reduktion des Ventilationswiderstands beobachtet werden, welche durch die Abschirmung des Rads anhand eines Radhauses erreicht werden kann.

Neben den oben genannten Studien befassten sich verschiedene Autoren im Laufe des vergangenen Jahrzehnts intensiv mit dem Ventilationswiderstand von Pkw-Modellrädern [7, 24]. Insbesondere liefert die Arbeit von Link [7] unter anderem umfassende Kenntnisse über die Auswirkung der Größe, Oberflächenrauheit, Formgebung und Abschirmung von radähnlichen Scheiben. Diese wurden im Modellwindkanal der Universität Stuttgart unter vergleichbaren Bedingungen wie bei Fahrzeugmodellen untersucht. Hierbei wurden die radähnlichen Scheiben durch die Radantriebseinheit angetrieben und die agierenden Kräfte über die Unterflurwaage aufgenommen. Durch die Untersuchung verschiedener Scheibengrößen konnte der laminar-turbulente Übergang bei einer Reynoldszahl von ca.  $3 \cdot 10^5$  nachgewiesen werden. Ebenfalls konnte gezeigt werden, dass der Ventilationswiderstand durch das Aufbringen einer rauen Beschichtung nahezu verdoppelt wird. Zuletzt, wie aus **Abbildung 2.7** entnommen werden kann, spiegelt sich die Formgebung der Felge auf den Ventilationswiderstand wider. Dieser kann allerdings durch das Einsetzen einer Abschirmung jeweils um ungefähr 50 % reduziert werden.



**Abbildung 2.7** Untersuchung radähnlicher Scheiben, links: Ventilationsbeiwert auf die Stirnfläche eines 1:4-Modellfahrzeugs, bezogen bei 270 km/h, rechts: generisches Radhaus variabler Innendurchmesser [7]

Ebenso sind in der Literatur einzelne Veröffentlichungen zu finden, die sich konkret mit der Messung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern im 1:1-Windkanal befassen. Es werden unterschiedliche Herangehensweisen gewählt, welche sich grundlegend mit den Möglichkeiten der Erfassung des Ventilationswiderstands

beschäftigen. Während Wickern et al. [25] den Ventilationswiderstand in einem Versuchsaufbau mit einem 1-Band-System zur Straßenfahrtsimulation und einer internen Waage untersuchen und eine spezielle pneumatische Vorrichtung anwenden, um die Radlasterhöhung infolge der Reifenaufweitung zu verhindern, entschieden sich Mayer et al. [26] für Messungen mit einem angehobenen Fahrzeug, beziehungsweise ohne Kontakt der Räder zum Boden, bei dem die Federbeine durch starre Elemente ersetzt wurden. Diese Studien liefern wichtige Erkenntnisse über den Einfluss der Anströmung auf den Ventilationswiderstand oder die mögliche Reduktion desselben durch die Abdeckung der Felge.

Vdovin et al. [27, 28] führten in einer aktuelleren Arbeit Messungen zur Bestimmung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern anhand einer bereits von Wiedemann [29] vorgeschlagenen Vorgehensweise durch. Die Versuche erfolgten in einem 1:1-Windkanal mit einem 5-Band-System zur Straßenfahrtsimulation. Dabei wurde durch ein starres Federbein die Radhöhe fixiert und die Reifenaufweitung durch das Anheben des Fahrzeugs mit Schwellerstützen ausgeglichen. Die am Rad agierende Umfangskräfte, die zur Drehung der Räder von den Laufbändern aufgebracht werden, konnten direkt an den Radantriebseinheiten gemessen werden. Die Autoren formulierten Aussagen zur quadratischen Abhängigkeit des Ventilationswiderstandsbeiwerts von der Rotationsgeschwindigkeit und untersuchten eine Vielzahl verschiedener Felgen, unter anderem auch optimierte Felgen bezüglich des Luft- und Ventilationswiderstands.

Eine Messprozedur zur Untersuchung des Ventilationswiderstands in 1:1-Windkanälen mit 5-Band-Systemen wurde von Link [7] entwickelt. Diese ermöglicht eine zuverlässige und reproduzierbare Bewertung von Fahrzeugfelgen hinsichtlich ihres Ventilationswiderstands und entgeht der Problematik des Einflusses des Rollwiderstands durch einfache Modifikationen am Fahrwerk. Zudem charakterisiert sich diese Messprozedur durch einen geringen Vorbereitungs- und Zeitaufwand und wurde in den Windkanälen verschiedener OEMs validiert.

Neben den experimentellen Verfahren zur Ermittlung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern begleiten verschiedene Autoren die Windkanalversuche mit numerischer Strömungssimulation (CFD) [7, 28, 30]. Die Anwendung der CFD beschränkt sich allerdings auf die Analyse des Felgeneinflusses sowie auf dessen geometrische Optimierung. Im Allgemeinen wird in den genannten Studien gezeigt, dass die CFD, trotz der Verwendung vereinfachter Ansätze zur Modellierung der Radrotation, die im Experiment beobachteten Tendenzen abbildet.

Im Folgenden wird die Entwicklung eines Fahrzeugmodells zur Untersuchung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern im Modellwindkanal vorgestellt. Die modulare Bauweise des Fahrzeugmodells ermöglicht die Ermittlung des Einflusses



verschiedener Reifentopologien und Felgenformen auf den Ventilationswiderstand. Parallel zu den Messungen im Modellwindkanal wird eine Methode zur Bewertung des Ventilationswiderstands in der CFD definiert. Besondere Aufmerksamkeit wird dabei der Auswahl der Ansätze zur Abbildung der Raddrehung gewidmet. Anschließend wird die CFD-Prozedur anhand des Abgleichs der Kräfte und Strömungsfelder aus den Untersuchungen am Fahrzeugmodell validiert. Zuletzt wird mithilfe der vorhandenen CFD-Prozedur der Beitrag des Ventilationswiderstands unterschiedlicher Nfz-Räder auf den gesamten Luftwiderstand realer Nutzfahrzeuge ausführlich analysiert.

## 3 Modellierung der Raddrehung in der numerischen Strömungssimulation

Die Darstellung rotierender Geometrien in der Strömungssimulation findet ursprünglich ihren industriellen Einsatz in der Luftfahrt- und Energietechnikentwicklung. Das heißt, in den Fachbereichen, in denen Turbomaschinen eine zentrale Kernkompetenz vom der Produkte darstellen. Im vergangenen Jahrzehnt ist die Berücksichtigung der Radrotation in der numerischen Simulation der Fahrzeugaerodynamik in den Fokus der Entwicklungsarbeit gerückt. Dieses Kapitel fasst zunächst die möglichen numerischen Ansätze zur Behandlung rotierender Körper in der CFD zusammen. Aufbauend auf diesen Grundlagen werden Methoden zur Abbildung der Raddrehung in der Fahrzeugaerodynamik vorgestellt. Der Vollständigkeit halber wird die in dieser Arbeit verwendete Methode zur Modellierung von Nfz-Rädern dem Stand der Technik gegenübergestellt und diskutiert.

### 3.1 Numerische Behandlung rotierender Körper

Im Allgemeinen stellen drehende Geometrien eine transiente Strömungssituation dar. Die korrekte Abbildung eines derartigen Strömungsproblems in der numerischen Strömungssimulation hängt allerdings von der Modellierungskomplexität, der angestrebten Genauigkeit sowie der notwendigen Rechenleistung ab. Während manche Strömungsprobleme aufgrund ihrer Schlichtheit in eine stationäre Betrachtung überführt werden können, müssen andere Ansätze auf komplexe Gitterbewegungstechniken zurückgreifen, um die zeitabhängige Natur der Strömung aufzunehmen, was eine erhebliche Steigerung der Rechenleistung erfordert.

Die folgenden Absätze fassen die wichtigsten numerischen Gesichtspunkte der unterschiedlichen Ansätze zur Modellierung drehender Geometrien in CFD zusammen.

#### 3.1.1 Rotation anhand Wandrandbedingungen

Auch bekannt unter der englischen Bezeichnung „rotating wall“, ermöglicht es eine Dirichlet-Randbedingung, rotierende Geometrien in der Simulation darzustellen [31]. Dafür wird eine Umfangsgeschwindigkeit an der Wand definiert. Diese ergibt sich aus dem Vektorprodukt der Winkelgeschwindigkeit  $\vec{\omega}$  und dem Abstand zur Drehachse  $\vec{r}$  nach Gleichung (3.1) und steht als Haftbedingung für die Geschwindigkeit des Fluids an der Wand.

$$\vec{v} = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.1)$$



Dieses Verfahren verfügt über eine vergleichsweise einfache Implementierung und verursacht keinen zusätzlichen Rechenaufwand, denn alle Wände beziehungsweise Domänenränder müssen ohnehin mit einer Randbedingung versehen werden. Zudem liefert die Modellierung der Rotation anhand der Wandrandbedingung eine korrekte Darstellung der Strömungsphysik, solange die vorgegebenen Wandgeschwindigkeitsvektoren tangential zur Wand verlaufen. Bei nicht rotationssymmetrischen Körpern ist allerdings ein unphysikalisches sowie ungültiges Verhalten dieser Wandrandbedingung zu erwarten. Der Grund dafür ist, dass das durch die Randbedingung berechnete Vektorprodukt bei Oberflächenelementen, die nicht symmetrisch zur Rotationsachse sind, eine Geschwindigkeitskomponente normal zur Wand vorgibt. Dabei bedeutet eine Vektorkomponente senkrecht zur Wand eine Verletzung sowohl der Massenerhaltungsgleichung als auch der gewünschten Undurchlässigkeit der Wände.

### **3.1.2 Rotation anhand lokaler Referenzkoordinatensysteme (MRF)**

Analog zur Abbildung der Anströmung eines Fahrzeugs im Windkanal, bei der die Luft um das stehende Fahrzeug künstlich in Bewegung gesetzt wird, modelliert die Methode der Multiple Reference Frames die Rotation eines Körpers, indem nur dem Fluid um den Körper Rotationsmerkmale vorgegeben werden. Eine tatsächliche Drehung der Geometrie während der Simulation findet nicht statt. Stattdessen werden die Zentrifugal- und Coriolisbeschleunigung als zusätzliche Volumenkräfte mithilfe einer Koordinatentransformation im rotierenden Koordinatensystem berücksichtigt. Auf diese Weise fließt die Relativbewegung zwischen inertialem und drehendem Koordinatensystem, die die Rotationseigenschaften der Strömung definiert, in die Transportgleichungen in Form von zusätzlichen Termen ein.

Der Ansatz der Koordinatentransformation findet ihren Ursprung in der Modellierung statischer Durchströmung von axialen Turbomaschinen [32] und kann auch mit Einschränkungen bei anderen technischen Anwendungen eingesetzt werden. Dabei soll insbesondere auf die Definition der Grenzen zwischen den Referenzkoordinatensysteme geachtet werden. Zum einen sollen diese Grenzen symmetrisch zur Rotationsachse festgelegt werden, zum anderen dürfen diese nur dort definiert werden, wo die Strömung an den Übergangflächen ein stationäres Verhalten darstellt. Diese zweite Anforderung kann bei vielen Problemfällen meist nur bedingt erfüllt werden und limitiert entsprechend die Anwendung dieser Methode zur Behandlung rotierender Körpern in der CFD.

Ebenso wie bei dem Einsatz der Wandrandbedingung wird bei der MRF-Methode keine Gitterbewegung benötigt. Hierbei stellt dieser Ansatz einen vergleichsweise geringen Implementierungsaufwand und auch keine erhebliche Erhöhung der notwendigen Rechenleistung dar.



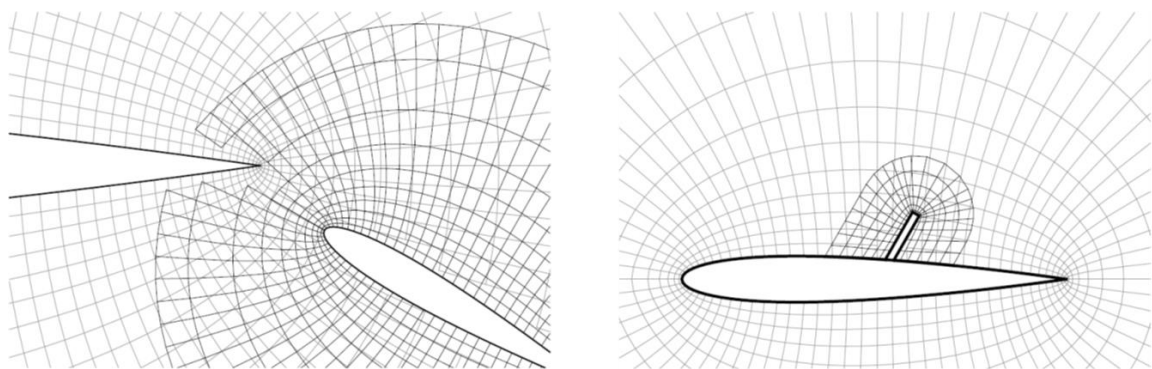
### 3.1.3 Gegeneinander bewegte Rechengitter (Sliding Mesh)

Der Ansatz der bewegten Rechengitter mit gleitenden Gitterübergängen ermöglicht eine physikalische Abbildung des Strömungsproblems, welches gegeneinander drehende Körper darstellt. Die Drehung einer Geometrie wird in der Strömungssimulation anhand der Rotation eines Teilgitters, in dem sich die genannte Geometrie befindet, abgebildet. Zwischen dem globalen statischen Gitter und dem rotierenden Teilgitter werden die berechneten Strömungsgrößen über ein rotationssymmetrisches Interface anhand Interpolation übertragen [33]. Dabei wird bei jedem Zeitschritt das Teilgitter um einen bestimmten Winkelbetrag gedreht. Die Anwendung derartiger Gitterbewegungstechniken erfordert eine inhärent transiente Behandlung der Strömungssimulation [34].

Die Sliding Mesh Methode weist eine korrekte Modellierung rotierender Geometrien in der CFD auf, allerdings bedeuten die zeitabhängige Betrachtung der Physik, die Gitterbewegung sowie die Kommunikation zwischen Gitterregionen eine deutliche Steigerung des Implementierungsaufwands und der Rechenzeiten.

### 3.1.4 Bewegte überlappende Rechengitter

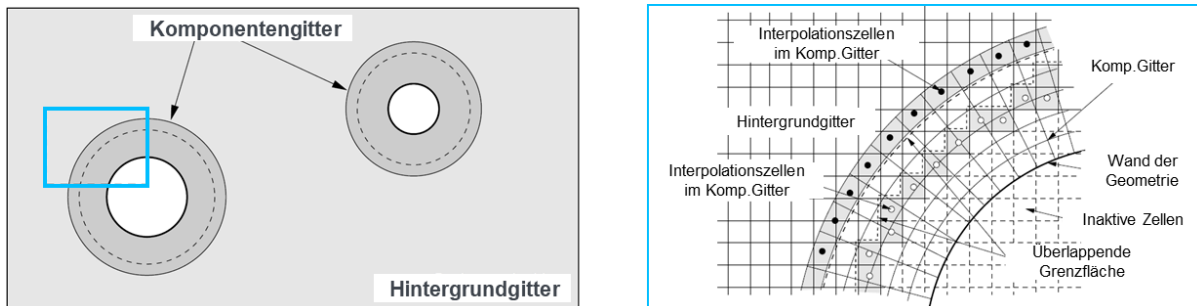
Dieses Verfahren, auch bekannt unter den englischen Begriffen „Overlapping Grid“ oder „Chimera Method“, nutzt überlappende Rechengitter zur Diskretisierung des Strömungsfeldes. Das Gittersystem besteht aus unabhängig voneinander erstellten Teilgitter für die geometrischen Komponenten eines Strömungsproblems, die oft in ein Hintergrundgitter eingebettet sind. Auf diese Weise kann die zu untersuchende Geometrie anhand individuell angepasster Komponentengitter erstellt werden [35–37].



**Abbildung 3.1** Anwendungsbeispiele blockstrukturierter-überlappender Gitter [38], links: Detailansicht überlappender Gitter, rechts: Strömungsproblem anhand unabhängig voneinander vernetzter Komponenten

Bei der Anwendung des Verfahrens der überlappenden Gitter erfolgt die Interaktion zwischen Komponentengittern durch die Festlegung von Gitterregionen und Zelleigen-

schaften. Dadurch werden die Zellen der sich überlappenden Gitter, die im Innern eines Körpers liegen und sich entsprechend nicht im Strömungsfeld befinden, während der Simulation deaktiviert. Zudem erfolgt der Datenaustausch zwischen den Rechengittern im Laufe der Simulation mithilfe von Interpolationstechniken. Dabei werden die Strömungsgrößen über vordefinierte Spender- und Empfängerzelle aus den jeweiligen Rechengittern anhand Interpolation übertragen, wie in der **Abbildung 3.2** veranschaulicht wurde.



**Abbildung 3.2** Beispiel überlappender Gitter nach [39] mit Übersetzung des Autors, links: Gittersystem mit Hintergrundgitter, rechts: Detailansicht überlappender Gitter mit Bezeichnungen der Zelleigenschaften

Durch die Verwendung überlappender Gitter wird der Gittergenerierungsprozess deutlich vereinfacht. Die Rechengitter komplexer Geometrien lassen sich hochqualitativ und effizient generieren, indem die Komponentengitter getrennt voneinander optimal vernetzt werden können. Ebenso können bereits vorhandene Gitter durch nachträglich angebrachte Komponentengitter erweitert werden.

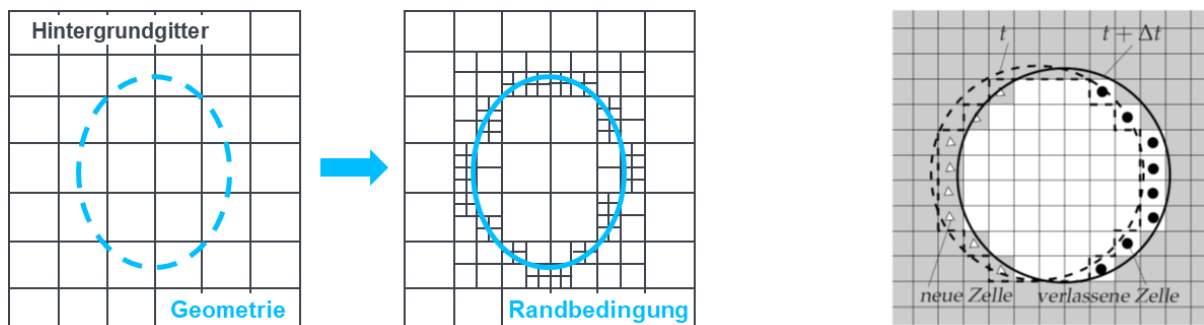
Ein weiterer Vorteil der überlappenden Gittersysteme ist die Ermöglichung einer beliebigen Bewegung mehrerer Körper relativ zueinander. Die Rotation und die großräumige Bewegung von Körpern können im Vergleich zu anderen Gitterbewegungstechniken flexibler gestaltet werden und aufgrund der hochwertigen Rechengitter erlaubt dieses Verfahren eine realitätsgetreue Abbildung der Bewegung und Rotation in der CFD.

Zu dem erheblichen Potential zur Darstellung rotierender Körper in der Strömungssimulation, bringt dieses Verfahren auch einen vergleichbaren hohen Implementierungs- und Rechenaufwand mit sich. Sowohl die erforderliche Methode zur Ausblendung von Zellen, welche sich innerhalb eines Körpers befinden, als auch die Suchalgorithmen zur Festlegung der Spenderzellen bedeuten eine zusätzliche Erhöhung der Rechenzeiten. Diese werden allerdings bei instationären Simulationen zu einem repräsentativen Nachteil, da obengenannten Algorithmen bei jedem Zeitschritt aufgeführt werden müssen.



### 3.1.5 Bewegte eingetauchte Randbedingungen (IBM)

Im Gegensatz zu den obengenannten Verfahren zur Abbildung der Körperrotation in der CFD, welche auf geometrieangepasste Rechengitter basieren, existiert die sogenannte Immersed Boundary Methode (IBM). Diese Methode beruht auf einem Hintergrundgitter, welches zur Diskretisierung der zu lösenden Transportgleichungen herangezogen wird. Zur Definition des Strömungsproblems werden die Geometrien in das Hintergrundgitter eingetaucht. An den Stellen, an denen sich die Geometrieränder befinden, wird die Auflösung des Hintergrundgitters erhöht, um die eingetauchte Oberfläche besser zu erfassen und die eigentlichen Randbedingungen festgesetzt. Dabei handelt es sich um die wichtigste Eigenschaft dieser Methode, welche die Randbedingungen an der Position der eingetauchten Geometrie erfüllt, wobei die Berechnung der Strömungslösung allein auf dem Hintergrundgitter durchgeführt wird [40–43].



**Abbildung 3.3** Funktionsprinzipien der Immersed Boundary Method, links: Definition der eingetauchten Randbedingungen, rechts: Detailansicht einer Geometriebewegung mit der IBM [44]

Die Erhöhung der räumlichen Auflösung, die Realisierung der Randbedingungen sowie die Definition der Fluid-Solid-Bereiche werden in der Methode der eingetauchten Randbedingungen so implementiert, dass diese Prozesse automatisch durchgeführt werden. Aus diesem Grund lassen sich durch Änderungen der Oberflächenposition bewegte Geometrien einfach modellieren.

Die IBM stellt eine flexible und einfache Methode zur Abbildung der Translation und Rotation von Körpern in der CFD dar, welche auch eine moderate Rechenkapazität beansprucht. Allerdings kann aufgrund der angewandten Herangehensweise ohne körperangepasste Diskretisierung nicht gewährleistet werden, ob die Topologie der eingetauchten Geometrie mit den Punkten des Rechengitters übereinstimmt. Dieser Mangel hat einen negativen Einfluss auf die Konservativität und Fehlerordnung des Verfahrens und führt zu Einschränkungen des Einsatzes dieser Methode.



## 3.2 Ansatz zur Modellierung von Nfz-Rädern

Eine realitätsgetreue und effiziente Darstellung drehender Räder in der numerischen Strömungssimulation erfordert die Berücksichtigung von Aspekten verschiedener Natur. Zunächst sollen konstruktive und topologische Merkmale des Rades in Betracht gezogen werden, welche das Rad-Radhaus System charakterisieren. Hierbei spielen der Detaillierungsgrad der Felgenform, die Darstellung der Reifenprofilierung und des Reifenlatschs eine wesentliche Rolle hinsichtlich der Qualität der Ergebnisse. Zudem zeichnen sich die Strömungsverhältnisse um das Rad durch ihre Komplexität aus. Die numerisch korrekte Abbildung der Wirbelstrukturen in Zusammenhang mit der Radhausströmung und der Radumströmung beeinflusst die zu untersuchenden Effekte stark. Dabei sind die Anforderungen an die Modellierung entscheidend, um bestimmte Strömungsphänomene untersuchen und bewerten zu können. Während sich eine Untersuchung der allgemeinen Strömungstopologie um das Rad anhand vereinfachter Geometrien und Randbedingungen durchführen lässt, erfordert die Bestimmung des Ventilationsmoments eines Rads in der CFD beispielweise eine genaue Darstellung des Rades sowie eine realitätsnahe und zeitabhängige Modellierung der Drehung.

Die Abbildung der Raddrehung von Nfz-Rädern in der numerischen Strömungssimulation gestaltet sich im Prinzip ebenso wie die von Pkw-Rädern. Allerdings werden Nfz-Rädern aufgrund ihrer dominierend geschlossenen Felgentopologie in der herkömmlichen Behandlung anhand vereinfachten Randbedingungen modelliert, was eine unzureichende Darstellung der Strömungsphänomene zur Folge hat.

In den folgenden Absätzen wird, aus der Perspektive der Modellierung der Raddrehung, auf die oben vorgestellten Ansätze eingegangen, um eine klare Abgrenzung zwischen den Eigenschaften der Methoden zu erläutern. Anschließend werden die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Behandlung der Nfz-Räder in der numerischen Strömungssimulation definiert.

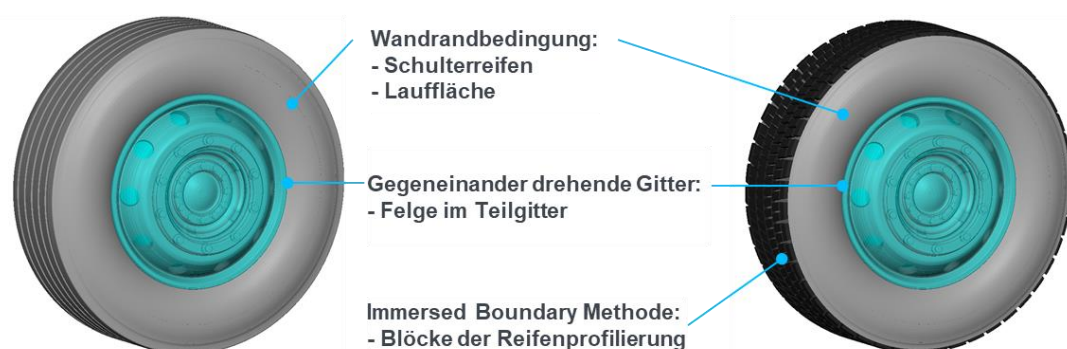
Der Einsatz der *Wandrandbedingung* zur Abbildung der Radrotation eignet sich ausschließlich für die geometrischen Bereiche des Rads, bei denen sich der vorgegebene Wandgeschwindigkeitsvektor tangential zur Wand befindet. Damiani et al. [45] zeigen, dass die Modellierung anhand der *Wandrandbedingung* bei stark vereinfachten und rotationssymmetrischen Radgeometrien physikalische Ergebnisse liefert ohne einen zusätzlichen Rechenaufwand zu beanspruchen. Derartige vereinfachte Geometrien dienen nur Forschungs- und Validierungszwecken, ermöglichen jedoch keine Aussage bezüglich des aerodynamischen Verhaltens von realen Radkonfigurationen.

Die *Methode der lokalen Referenzkoordinatensysteme (MRF)* bietet die Möglichkeit, die Dreheigenschaften der nicht rotationssymmetrischen Bereiche des Rads, wie die

Felgen, in der Strömungssimulation darzustellen. Die Festlegung der Grenzen zwischen dem rotierend radfesten und dem stehenden fahrzeugfesten Referenzkoordinatensystem gestaltet sich aufgrund des nicht homogenen Strömungsverhalten um die Felge besonders komplex. Deswegen ist diese Methode nur eingeschränkt für den Einsatz an Felgen gültig [46]. Ein zusätzlicher Nachteil dieses Verfahrens ist, dass während der Simulation keine tatsächliche Rotation der Geometrie stattfindet, sprich die Position der Speichen oder Felgenbauelemente ändert sich nicht. Diese Tatsache verhindert beispielsweise eine ausführliche Untersuchung der am Rad agierenden zeitabhängigen Kräfte.

Die Behandlung der Raddrehung mithilfe von Gitterbewegungstechniken ermöglicht eine uneingeschränkte Modellierung von komplexen Radtopologien. Der Ansatz der *gegeneinanderbewegten Gitter* oder *sliding meshes* eignet sich für die Darstellung der Felgenrotation und wird entsprechend intensiv bei der Strömungssimulation von Pkw-Rädern verwendet [47–49]. Das Verfahren der *überlappenden Gitter* erlaubt hingegen die Modellierung der Rotation des vollständigen Rads. Auf diese Weise können Bereifungen mit profilierten Laufflächen sowie dem Latschbereich, beziehungsweise der Interaktion der Bereifung mit Fahrbahn, abgebildet werden. Um dies zu ermöglichen, ist die Implementierung einer Wand-Wand-Interaktionsfunktion notwendig, welche das Durchdringen der Randbedingungen des Reifens und des Bodens physikalisch modelliert [50].

Die *Immersed Boundary Methode*, welche auch auf Gitterbewegungstechniken basiert, wurde im Rahmen numerischer Untersuchungen der Radaerodynamik bei vereinfachten Radgeometrien verwendet [45]. Trotz der genannten Nachteile bietet diese Methode ein großes Potential zur Modellierung von drehenden Rädern bei einer moderaten Anforderung an Rechenleistung. Aus diesem Grund steht dieser Ansatz im Fokus dieser Arbeit zur Abbildung der Radprofilierung.



**Abbildung 3.4** Behandlung der Raddrehung von Nfz-Rädern in CFD, links: Reifen mit Längsrillen, rechts: Profilierte Bereifung.

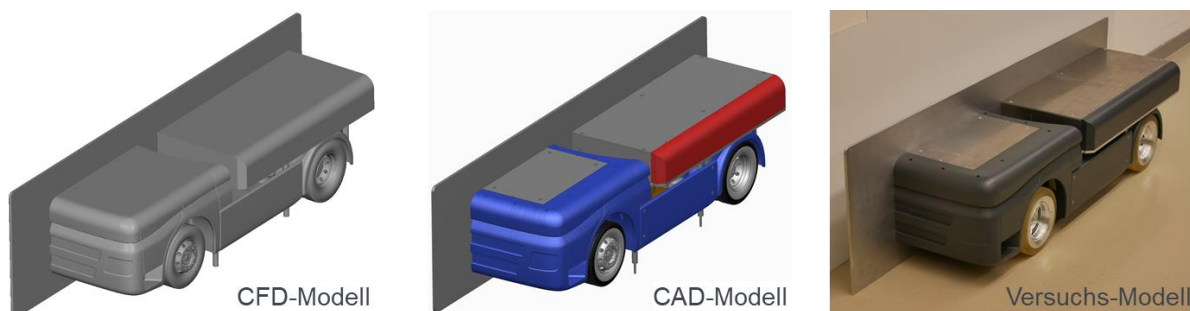


Die Methode zur Darstellung der Raddrehung von Nfz-Rädern wird im Rahmen dieser Arbeit so definiert, dass die unterschiedlichen Bereiche des Rads mit den jeweiligen Methoden abgebildet werden, welche die bestmögliche Genauigkeit erreichen sowie die gesamte Rechenleistung minimieren. Somit lässt sich die Modellierung von Nfz-Rädern als eine Kombination aus *Wandrandbedingungen* mit vorgegebener Tangentialgeschwindigkeit für die rotationssymmetrischen Bereiche des Rads, *gegeneinander bewegten Gittern* zur Darstellung der Felge und *Immersed Boundary* Methode für die Blöcke der profilierten Reifen darstellen (**Abbildung 3.4**).

Mit der angewandten Kombination von Methoden zur Raddrehung kann mit der Strömungssimulation sowohl der aerodynamische Einfluss der Raddrehung als auch der Einfluss der Felgen- und Bereifungsgeometrie abgebildet werden. Diese Vorgehensweise zur Simulation drehender Räder ist damit auch ideal geeignet für die Untersuchung der zeitabhängigen, aerodynamischen Kräfte durchströmter Räder im Radhaus.

## 4 Konzeption eines Fahrzeugmodells zur Messung des Ventilationswiderstands im Modellwindkanal

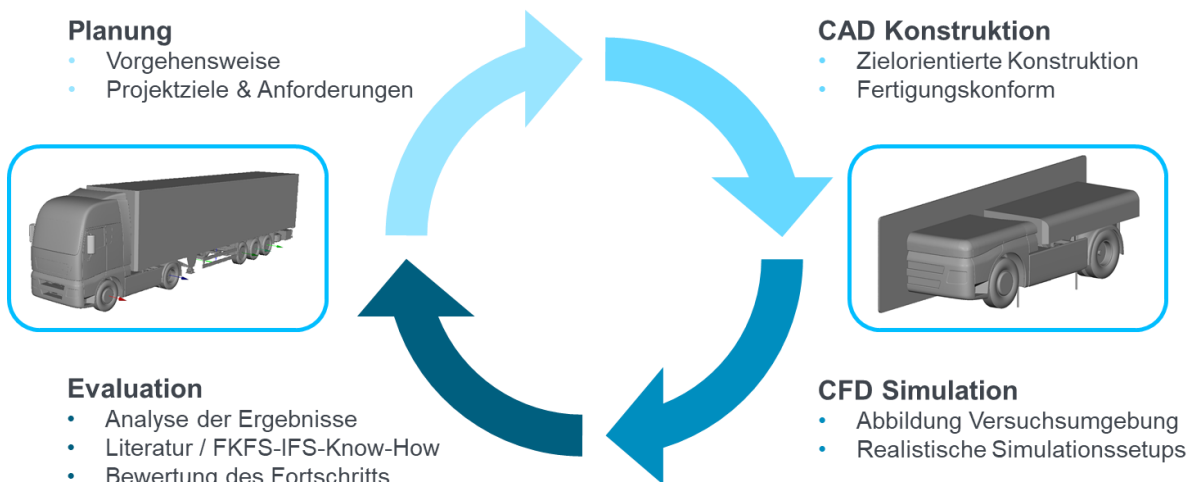
Zur Untersuchung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern wird ein Fahrzeugmodell im Maßstab 1:4,5 gefertigt, welches auch als Validierungsmodell für die numerischen Strömungssimulationen verwendet wird. In diesem Kapitel wird auf die Konzeption und Entwicklung des Fahrzeugmodells eingegangen (siehe **Abbildung 4.5**). Zunächst wird hierfür anhand CFD die Außenhaut des Modells entwickelt, dessen Geometrie die aerodynamischen Verhältnisse im Radbereich und Effekte eines realen Nutzfahrzeugs abbilden soll. In einem zweiten Schritt wird das in der CFD festgelegte Modell in ein fertigungsgerechtes CAD-Modell überführt und konstruktiv umgesetzt. Abschließend werden die Komponenten des Modells hergestellt und das Gesamtmodell montiert.



**Abbildung 4.1** Fahrzeugmodell zur Untersuchung des Ventilationswiderstands

### 4.1 Entwicklungsprozess zur Definition des Fahrzeugmodells

Zur Entwicklung des Fahrzeugmodells wird der iterative Prozess aus **Abbildung 4.2** eingesetzt. Innerhalb einer Entwicklungsschleife fließen die Projektanforderung und Vorgaben in das digitale Fahrzeugmodell ein, die Modifikationen werden anhand numerischer Strömungssimulation analysiert und anschließend bewertet. Die Entwicklung des Fahrzeugmodells erfolgt vollständig digital und wird mithilfe mehrerer CAE-Programme unterstützt. Eine detaillierte Beschreibung der Entwicklungsschritte wird in den folgenden Absätzen vorgestellt.



**Abbildung 4.2** Entwicklungsprozess der Definition des Fahrzeugmodells

Die *Planung* betrachtet die Festlegung von Anforderungen und einer Herangehensweise zur Gestaltung des Fahrzeugmodells sowie die Berücksichtigung von technischen Vorgaben. Auf diese Aspekte wird im Folgenden eingegangen:

- Um eine realitätsnahe Untersuchung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern zu ermöglichen, muss das zu entwickelnde Fahrzeugmodell eine vergleichbare Strömungstopologie im Radbereich wie bei einer realen Fahrsituation eines Nutzfahrzeugs abbilden können.
- Für das Forschungsvorhaben soll sich idealerweise die Außenfläche des Fahrzeugmodells an der eines vorhandenen Fahrzeugs orientieren. Der FAT-Sattelzug [2, 51] eignet sich besonders gut als Referenzfahrzeug. Zum einem, verfügt er über eine generische Gestaltung und weist somit ein allgemeingültiges Strömungsverhalten vor, zum anderen besitzt er durch die vereinfachte Geometrie im Radbereich eine eindeutige Strömungstopologie.
- Aus dem Grund, dass sich die Untersuchung des Ventilationswiderstands auf die Kräfte und Momente am Rad beschränkt, ist eine Abbildung eines Gesamtfahrzeugs nicht nötig, solange die Strömungsverhältnisse im Radbereich korrekt abgebildet werden. Deswegen kann hier ein Viertelfahrzeugmodell eingesetzt werden, das nur ein Teil des realen Fahrzeugs darstellen. Dieses Vorgehen hat zudem eine positive Auswirkung auf das Blockierungsverhältnis zwischen dem Querschnitt der Windkanaldüse und der Fahrzeugstirnfläche.
- Die Festlegung des Maßstabs des Fahrzeugmodells hängt sowohl von der angestrebten Qualität der Messung als auch von den Randbedingungen des zur Verfügung stehenden Windkanals ab. Wie in Kapitel 2.6 erläutert wurde, sollen Messungen der am Rad agierenden aerodynamischen Kräfte bei einer ausgebildeten turbulenten Grenzschicht, beziehungsweise bei  $Re \geq 3 \cdot 10^5$ ,

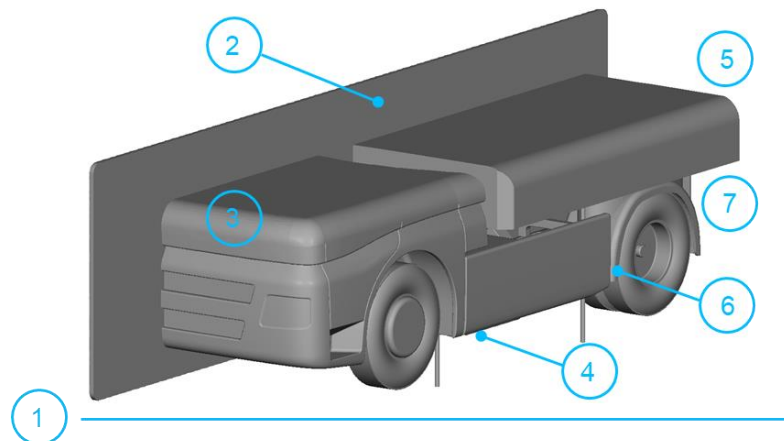


durchgeführt werden. Auf diese Weise hat die Modellgröße einen großen Einfluss auf die Versuchsbedingungen, jedoch müssen bei der Definition des Maßstabs weitere Aspekte wie die Abmessungen oder die Aufnahmepunkte im Windkanal in Betracht gezogen werden.

- Zur möglichst realistischen Abbildung der Strömungssituation im Versuch wird das 5-Band-System des Modellwindkanals eingesetzt. Die Bodensimulation stellt zusätzliche technische und konstruktive Bedingungen dar und beeinflusst die Gestaltungsmöglichkeiten, welche berücksichtigt werden müssen.

Die *CAD-Konstruktion* im Rahmen der Definition des Fahrzeugmodells bezieht sich ausschließlich auf die Gestaltung der Basistopologie und der Außenhaut des Modells. Die Modelländerungen werden vollständig auf digitaler Ebene mithilfe des Softwarepakets ANSA von Beta CAE Systems durchgeführt und sind in **Abbildung 4.3** dargestellt. Jede der in **Abbildung 4.3** aufgelisteten konstruktiven Umsetzungen trägt dazu bei, die Projektziele und Anforderungen zu erfüllen und das Fahrzeugmodell so zu gestalten, dass die angestrebten aerodynamischen Eigenschaften gegeben sind. Die Modelländerung eines konkreten Modellbereichs erfolgt in der Regel anhand Parameterstudien, die mit numerischer Strömungssimulation unterstützt werden. **Abbildung A.1**, **Abbildung A.2** und **Abbildung A.3** stellen jeweils die durchgeführten Parameterstudien zur Gestaltung der Symmetriepatte, der Krümmung der Vorderkante und des Unterbodens exemplarisch dar.

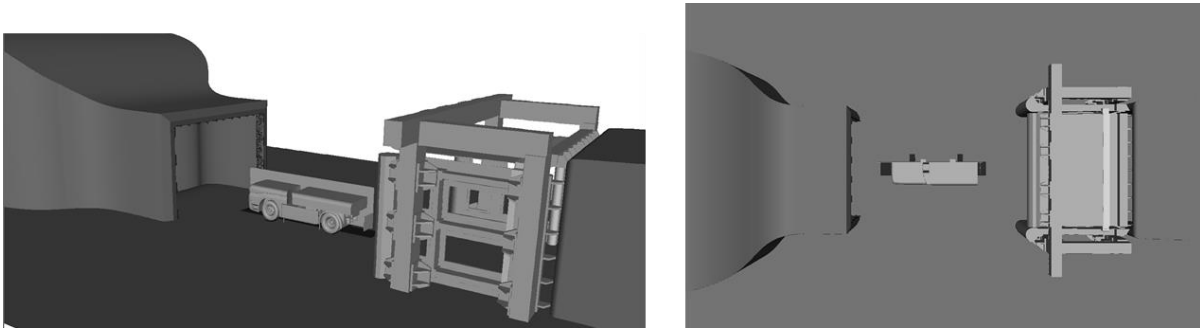
1. Basistopologie
2. Symmetriepatte
3. Vorderkante
4. Unterboden
5. Heckplatte
6. Hinterrad
7. Radhausgeometrie



**Abbildung 4.3** Auflistung der konstruktiven Änderungen an einem Prototyp des Fahrzeugmodells

Die *CFD-Simulation* begleitet jede Entwicklungsschleife der Analyse der unterschiedlichen Fahrzeugmodellvarianten. Dabei wird nicht nur auf das angestrebte aerodynamische Verhalten des Fahrzeugmodells und dessen Vergleich mit einem realen Nfz beachtet, sondern auch besonderes Augenmerk auf die Interaktion

zwischen dem Fahrzeugmodell und dem Modellwindkanal gelegt. Hierbei sollen unerwünschte Interferenzeffekte aufgrund der Fahrzeugform vermieden sowie eine maximale Vergleichbarkeit mit den Versuchsbedingungen gewährleistet werden. Wie in **Abbildung 4.4** ersichtlich ist, beziehen sich diese Anforderungen sowohl auf die Abbildung der Geometrie des Modellwindkanals als auch auf die Mitberücksichtigung des 5-Band-Systems zur Darstellung der Straßenfahrtsimulation.



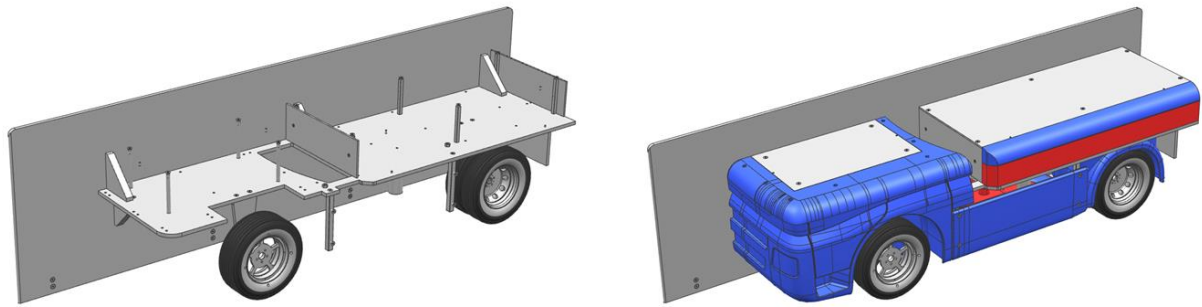
**Abbildung 4.4** Simulationsmodell mit Berücksichtigung des Modellwindkanals und der Bodensimulation

Zuletzt wird bei jeder Entwicklungsschleife eine *Evaluation* des erreichten Fortschritts durchgeführt. Hierfür werden die untersuchten Varianten des Fahrzeugmodells analysiert und bewertet sowie den Studien aus der Literatur gegenübergestellt. Das endgültige Fahrzeugmodell und dessen Abmessungen ist in **Abbildung A.4** dokumentiert.

## 4.2 CAD-Konstruktion des Fahrzeugmodells

Im nächsten Schritt wird die Geometrie des in der CFD entwickelten und konsolidierten Fahrzeugmodells in ein fertigungsgerechtes und physisch umsetzbares Modell überführt. Während das CFD-Modell zuvor unter aerodynamischen Aspekten und unter Berücksichtigung von Projektzielen und -anforderungen entwickelt wurde, erfolgt die Umsetzung in ein real zu fertigendes Modell unter Beachtung technischer und konstruktiver Gegebenheiten. Zu den wichtigsten Aspekten zählen Stabilität und Festigkeit des zu fertigenden Fahrzeugmodells. Anhand einer tragenden Struktur können diese Anforderungen unter Versuchsbedingungen erfüllt und Sicherheitsaspekte gewährleistet werden. Die Festlegung einer Anfertigung mit unterschiedlichen Fertigungsverfahren ermöglicht eine Erhöhung der Effizienz hinsichtlich des Montageaufwands, der Minimierung des Gesamtgewichts und der Reduktion der Materialkosten. Die Arbeiten werden mit dem Softwarepaket Siemens NX 12.0 durchgeführt.





**Abbildung 4.5** Fertigungsgerechtes Fahrzeugmodell, links: Metallstruktur, rechts: Gesamtmodell mit Kunststoffverkleidung

Wie in **Abbildung 4.5** zu sehen ist, wird zur Gestaltung des Fahrzeugmodells eine Zerlegung in einer tragende Metallstruktur und Verkleidungselemente aus Kunststoff gewählt. Auf diese Weise werden sowohl die Stabilität als auch die Funktionalität des Fahrzeugmodells gewährleistet gegeben. Zum einen sorgt das aus Grund- und Symmetrieplatten und Aufnahmestifte bestehende System für Festigkeit, zum anderen werden zur Darstellung der Außenhaut die Kunststoffanbauteile an der Grundplatte befestigt.

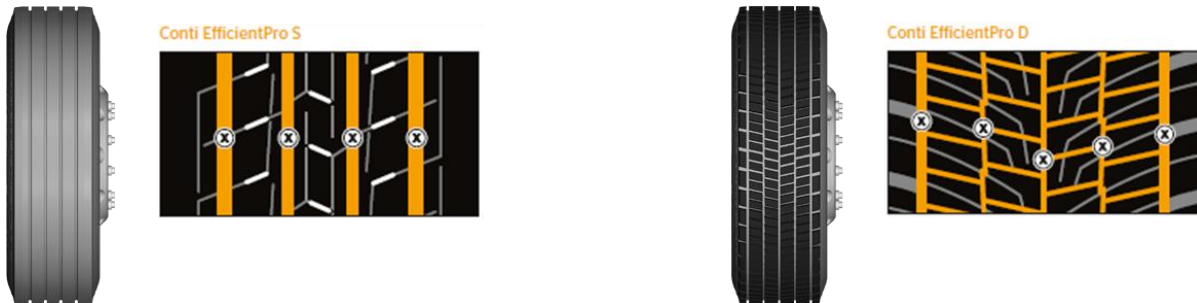


**Abbildung 4.6** Konstruktive Detailansicht der Radaufhängung (links) und des Vorderrades (rechts)

Ein besonderes Augenmerk wird auf die Konstruktion der Räder gelegt. Zusätzlich zum Projektziel, unterschiedliche Reifen- und Felgentopologien zu untersuchen, müssen Anforderungen, wie ein minimaler Zeitaufwand für den Radwechsel im Windkanal oder geringere Herstellungskosten, erfüllt werden. Diese verschiedenen Rahmenbedingungen können mit der konstruktiven Lösung in **Abbildung 4.6** gewährleistet werden. Der modulare Aufbau des Rads basierend auf einer Referenzfelge, ermöglicht einen schnellen Wechsel von verschiedenen Felgegeometrien und Laufflächen bei minimalen Herstellungskosten.

Die Modellräder entsprechen einem 315/70 R 22.5 im Maßstab 1:4,5 und werden im Rahmen dieser Arbeit mit zwei unterschiedlichen Laufflächen ausgestattet. **Abbildung**

4.7 zeigt die gewählten Laufflächentopologien, welche in Anlehnung an die Bereifungen der Firma Continental konstruiert werden.



**Abbildung 4.7** Topologie der Lauffläche, links: mit Längsrillen, rechts: profiliert [52]

Ebenfalls werden die Räder des Fahrzeugmodells, wie in **Abbildung 4.8** dargestellt, mit drei verschiedenen Felgenaufsätzen versehen. Während die Standardfelge eine herkömmliche Vorderachsenfelge mit einer üblichen Einpresstiefe darstellt, verfügen die anderen Felgenaufsätze über eine flache Außenfläche. Die Eco-Felge wird in Anlehnung an die von Vdovin et al. [28] am Pkw untersuchten Felgen konstruiert.



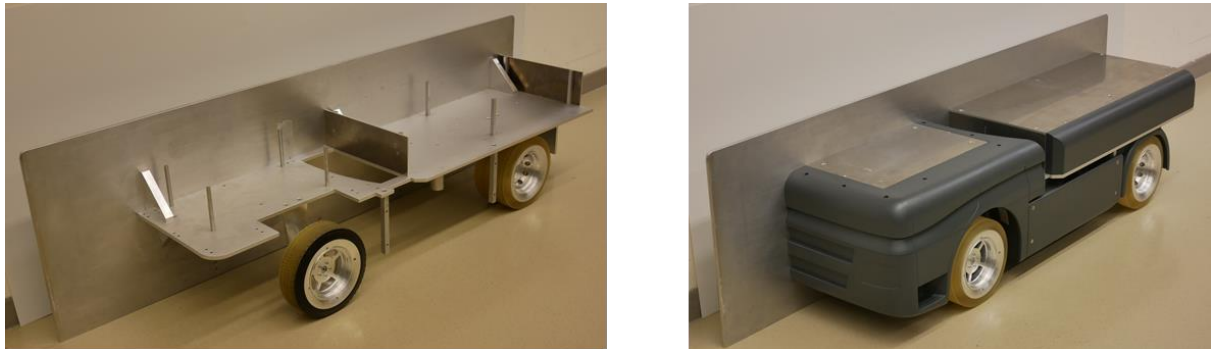
**Abbildung 4.8** Felgenaufsätze am Vorderrad, links: Standardfelge, mitte: Eco-Felge, rechts: geschlossene Felge

### 4.3 Fertigung und Zusammenbau des Fahrzeugmodells

Die auf CAD-Ebene konstruierten Komponenten des Fahrzeugmodells werden anhand unterschiedlicher Fertigungsverfahren und Materialien in physische Bauteile überführt. Alle strukturellen Bauteile des Modells werden aus Aluminium sowie Stahl und mit Wasserstahl- und Laserschneiden sowie mithilfe zusätzlicher Bohrverfahren gefertigt. Diese benötigen keine Nacharbeitung und sind in **Abbildung 4.9** dargestellt.

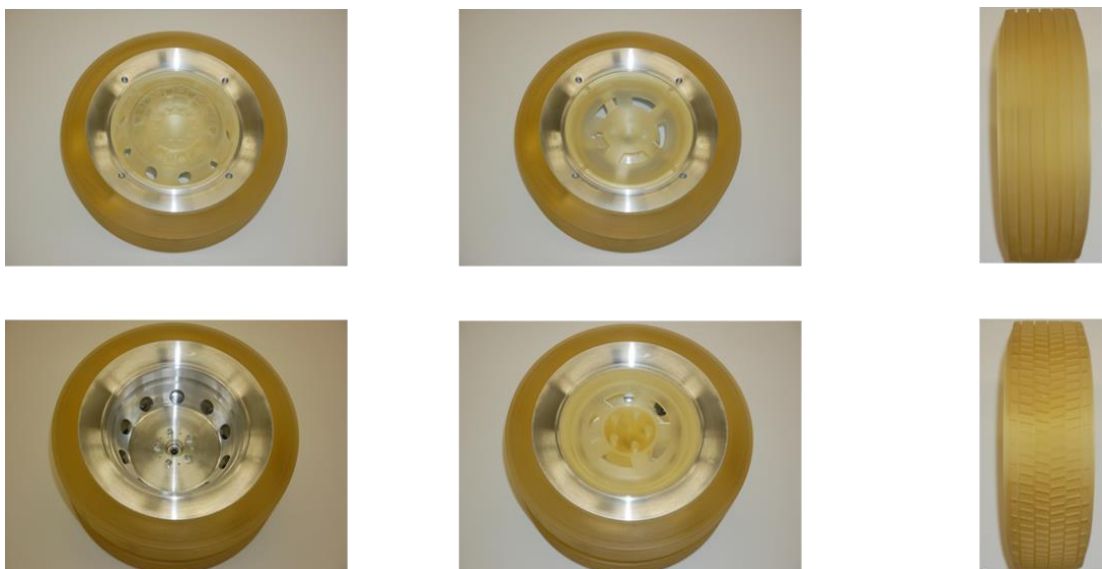
Die Außenhaut des Fahrzeugmodells wird mit Volumenelementen aus Kunststoff mit Rapid-Prototyping gefertigt. Der dabei verwendete 3D-Drucker ist ein Fortus 450 mc der Firma StrataSys, welcher auf Basis des FDM-Verfahrens (Fused Deposition Modeling) funktioniert. Die rohen Bauteile aus dem 3D-Drucker haben durch die schichtweise Erzeugung eine wellenförmige Oberfläche. Diese Oberflächen werden

nachbearbeitet bis die gewünschte Oberflächengüte erreicht wird. Anschließend werden die Bauteile, wie aus **Abbildung 4.9** entnommen werden kann, lackiert und an der Grundplatte befestigt.



**Abbildung 4.9** Zusammenbau des Fahrzeugmodells, links: Metallstruktur, rechts Gesamtmodell

Ebenfalls werden bei der Fertigung der Modellräder verschiedene Verfahren und Materialien verwendet. Sowohl die Referenzfelgen als auch die Pressringe zur Befestigung der Laufflächen werden aus massivem Aluminium mithilfe einer CNC-Fräse gefräst. Durch ihre modulare Gestaltung ermöglicht die Referenzfelge das Anbringen von unterschiedlichen Felgenformen und Laufflächen aus Rapid-Prototyping. Aufgrund der erwarteten mechanischen Belastung dieser Komponente, werden diese aus massivem Kunststoff mit einem Objet Eden v260 3D-Drucker gefertigt.



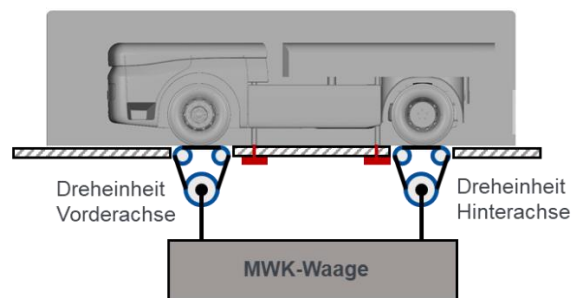
**Abbildung 4.10** Modellräder, links: Vorder- und Doppelräder, jeweils mit Felgenaufsätzen, rechts: Laufflächen

## 5 Validierung einer Methode zur Bestimmung des Ventilationswiderstands in der numerischen Strömungssimulation

In der vorliegenden Arbeit wird eine Methode zur Untersuchung und Bestimmung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern in der numerischen Strömungssimulation definiert. Zu diesem Zweck wird in diesem Kapitel die Prognosegüte der Methode anhand einer Validierung mit Ergebnissen aus Windkanalversuchen analysiert und bewertet.

### 5.1 Untersuchungen des Ventilationswiderstands im Modellwindkanal

Im Modelwindkanal werden die zur Überwindung der Radwiderstände benötigten Antriebskräfte von den Radantriebseinheiten aufgebracht und über die Laufbänder übertragen. Die Antriebskräfte werden von der Unterflurwaage aufgenommen, welche mit den Radantriebseinheiten direkt verbunden ist. Um die an den Rädern agierenden Kräfte isoliert messen zu können, wird das Fahrzeugmodell über die Schwellerstützenhalter am Messstreckenboden befestigt, wie in **Abbildung 5.1** dargestellt. Zudem kann durch das Entkoppeln einer Dreheinheit von der Waage die Kraftmessung des anderen Rads bei verbleibenden drehenden Rädern erfolgen.



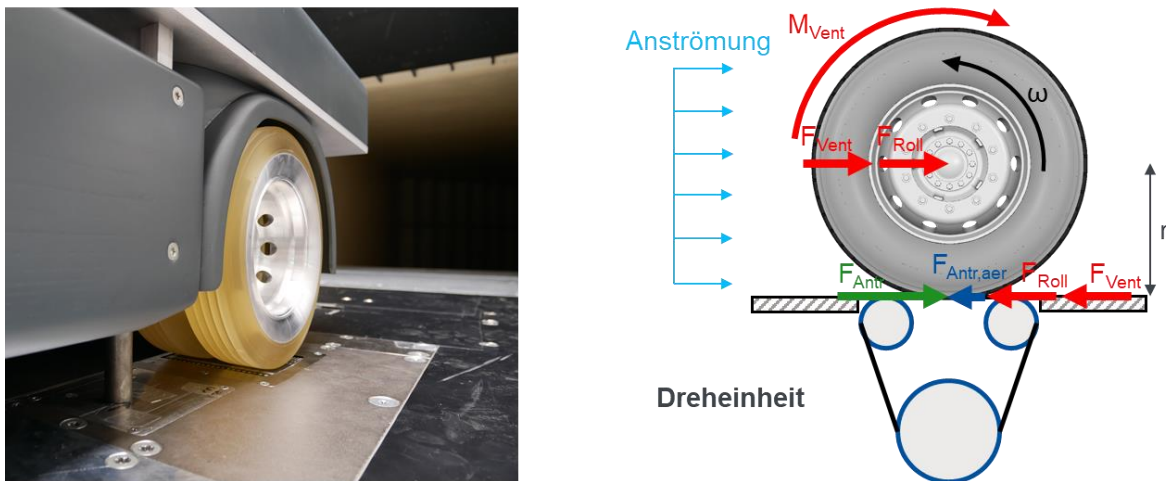
**Abbildung 5.1** Windkanalversuche, links: Fahrzeugmodell auf der Messtrecke, rechts: Skizze zur Darstellung der Kraftaufnahme über die Waage

Wie in **Abbildung 5.2** veranschaulicht wird, können die auf das Rad agierenden Widerstandsmomente durch Kräftepaare ersetzt werden. Die zur Rotation des Rads benötigte Antriebskraft  $F_{Antr}$  stellt entsprechend die Überlagerung verschiedener Widerstände dar und stützt sich auf der Waage ab (Gleichung (5.1)). Dem Ventilationswiderstand  $F_{Vent}$  sind der Rollwiderstand  $F_{Roll}$  und die aerodynamischen

Kräfte  $F_{Antr,aer}$ , die durch die Umströmung der Dreheinheit entstehen, überlagert. Die Rollwiderstandskraft, die als unabhängig von der Geschwindigkeit gilt, wird anhand einer Tariierung bei 5 km/h quantifiziert und kann anschließend von der Messung subtrahiert werden. Allerdings kann der Einfluss der Umströmung auf die Laufbänder sowie die internen aerodynamischen Effekte der Radantriebseinheit nur schwer möglich von der Messung getrennt erfasst werden. Aus diesem Grund werden im Rahmen der durchgeführten Windkanalversuche auch die Störgrößen der Laufbandumströmung mitgemessen.

$$F_{Antr} = F_{Vent} + F_{Roll} + F_{Antr,aer} \quad (5.1)$$

Im Modellwindkanal wird der Einfluss verschiedener Laufflächen und Felgenformen auf den Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern anhand der tarierten Kraftmessung der Radkonfigurationen untersucht. Es werden, wie bereits in Kapitel 4 vorgestellt, zwei unterschiedliche Laufflächen und jeweils drei Felgentypen für das Vorderrad und das Doppelrad an der Hinterachse gemessen, wie in **Abbildung A.5** aufgezeigt. Zudem werden gewählte Radkonfigurationen unter Schräganströmung untersucht sowie bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten die aerodynamischen Kräfte gemessen, um den laminar-turbulenten Übergang bei einer Reynoldszahl von ca.  $3 \cdot 10^5$  nachzuweisen.

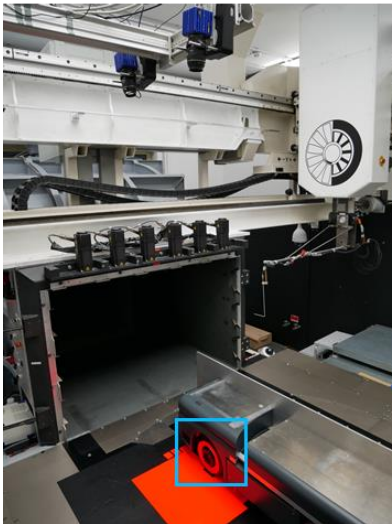


**Abbildung 5.2** Versuchsaufbau zur Kraftaufnahme, links: Perspektive des Doppelrades auf der Radantriebseinheit, rechts: Skizze der am Rad agierenden Kräfte und Momente

Die Grundlagen zur Strömungsfeldmessung im Modellwindkanal wurden in Kapitel 2.4.3 vorgestellt. Eine konkrete Vorgehensweise zur Untersuchung der Geschwindigkeitsfelder hängt jedoch vom Vorhaben und von den technischen Gegebenheiten ab. Im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Versuche wird die Strömungstopologie um das Vorderrad bei unterschiedlichen Radkonfigurationen untersucht. Dafür werden



die Strömungsfelder der z-Ebenen über der Radhöhe mit der Particle Image Velocimetry erfasst. Fahrzeugnahe Strömungsfeldern können durch Laser-Reflexionen an nah gelegenen Oberflächen verfälscht werden. Die Reflexionen sorgen für Bereiche, die heller leuchten können als die vom Laser beleuchteten Partikel auf der Ebene. Aus diesem Grund werden, wie in **Abbildung 5.3** zu sehen ist, alle potentiell reflektierenden Oberflächen verdunkelt oder mit reflexionsarmen Beschichtungen abgeklebt.



**Abbildung 5.3** Visualisierung des Strömungsfelds anhand PIV, links: Versuchsaufbau zur Untersuchung von z-Ebenen, rechts: Detailansicht des Vorderrads mit einer Standardfelge und profilierter Lauffläche

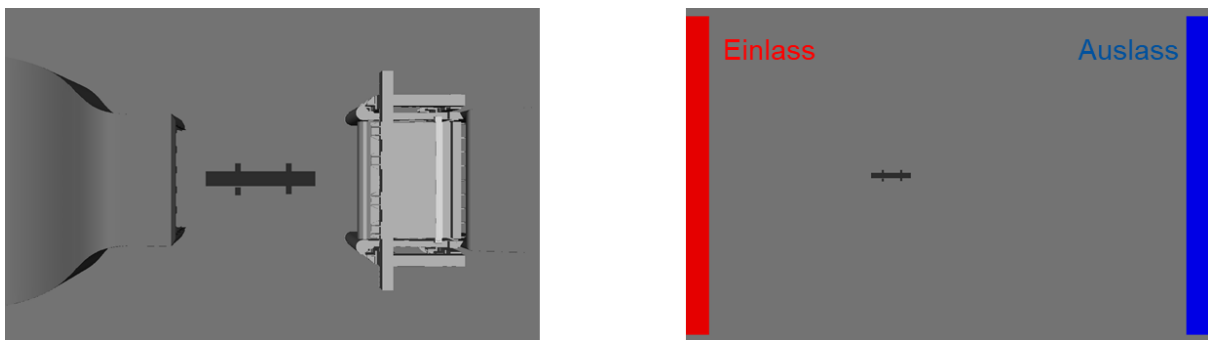
## 5.2 Untersuchung des Ventilationswiderstands in der Strömungssimulation

Die numerische Strömungssimulation ermöglicht eine direkte Berechnung der am Rad wirkenden aerodynamischen Kräfte und Momente sowie eine gezielte Analyse der Strömungstopologie um das Rad. Dabei ist jedoch von besonderer Bedeutung, dass die im Versuch vorliegende Strömungssituation in der Simulation abgebildet wird, sodass die Vergleichbarkeit zwischen den gemessenen und berechneten Ergebnissen gewährleistet werden kann. Zu diesem Zweck soll bei der Definition von Randbedingungen ein besonderes Augenmerk auf die Anströmsituation, die Abbildung der Bodensimulation und die Modellierung der Radrotation gelegt werden.

Die Entwicklung des Fahrzeugmodells wurde in Kapitel 4 vorgestellt. Zur Gestaltung der Außenhaut wurde in der Strömungssimulation auch die Geometrie des Modellwindkanals berücksichtigt, wie in **Abbildung 5.4** zu sehen ist. Die Auslegung des Fahrzeugmodells unter einer Anströmsituation nah an den Versuchsbedingungen

ermöglicht genaue Kenntnisse über das aerodynamische Verhalten des Fahrzeugmodells und gestattet bereits in der Entwicklung auf unerwünschte Interferenzeffekte einzugehen und diese zu minimieren. Das resultierende Fahrzeugmodell erweist trotz der asymmetrischen Gestaltung und der dominierenden Vollheckform eine sehr geringe Blockierung sowie eine minimale Interaktion mit dem Windkanal. Aus diesem Grund lassen sich weitere Untersuchungen des Fahrzeugmodells zur Studie des Ventilationswiderstands in einem Standard Simulationsgebiet durchführen, wie sich in **Abbildung 5.4** zeigt. Dabei bleibt die Anströmsituation bei einer Erhöhung der Simulationseffizienz durch die Vereinfachung des Simulationsgebiets unverändert.

Die Abbildung des Systems zur Straßenfahrtsimulation (**Abbildung 5.4**) in der numerischen Strömungssimulation spielt nicht nur aufgrund der Vergleichbarkeit der Simulation mit dem Windkanalversuch eine wichtige Rolle, sondern auch durch die parasitären Kräfte resultierend aus der Umströmung der Laufbänder (vgl. Kapitel 5.1). Deswegen wird in der CFD das Laufbandsystem realitätsgetreu als Randbedingung berücksichtigt.



**Abbildung 5.4** Simulationsssetup, links: Simulationsgebiet mit Berücksichtigung der Geometrie des Modellwindkanals, rechts: Standard-Simulationsgebiet

Zuletzt ist die Modellierung der Räder und deren Rotation von zentraler Bedeutung für die korrekte Untersuchung des Ventilationswiderstands in der Strömungssimulation. Eine detaillierte und realitätsnahe Darstellung der Raddrehung, wie in Kapitel 3 vorgestellt wurde, eignet sich ideal für die Abbildung der Strömungseffekte des umströmten Rads im Radhaus sowie für die Bestimmung der am Rad wirkenden Kräfte.

### 5.3 Gegenüberstellung der Ergebnisse und Validierung

Als Grundlage für die Validierung der Methode zur Bestimmung des Ventilationswiderstands in der CFD werden nachfolgend die im Modellwindkanal gewonnenen



Kraftmesswerte gegenüber den berechneten Kräften aus der Strömungssimulation gestellt. Zur Unterstützung der quantitativen Ergebnisse werden anschließend die Strömungstopologien der experimentellen und numerischen Untersuchungen abgeglichen. Dieses Vorgehen erlaubt eine Bewertung der Prognosegüte und Sensitivität der verwendeten numerischen Verfahren.

Alle Windkanalversuche und Strömungssimulationen werden bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 60 m/s durchgeführt. Dies entspricht einer Reynoldszahl von  $8,8 \cdot 10^5$  bezogen auf den Raddurchmesser. Die Translationsgeschwindigkeit der Laufbänder des Systems zur Bodensimulation beträgt entsprechend ebenfalls 60 m/s und die Radrotation liegt bei 5090 1/min. Die untersuchte Anströmsituation entspricht somit einer Geradeausfahrt bei ca. 50 km/h eines Nutzfahrzeugs in Realgröße.

### 5.3.1 Abgleich der Ventilationskräfte

Im folgenden Absatz werden die Kräfte aus dem Versuch und der Simulation gegenübergestellt. Die vom Rad zu überwindende aerodynamische Kraft stellt, wie in Unterkapitel 5.1 erläutert wurde, die Überlagerung des Ventilationswiderstands mit dem aerodynamischen Effekt der Laufbandumströmung dar. Der zeitgemittelte Wert dieser Längskraft wird als  $\bar{F}_x$  bezeichnet. Für die Berücksichtigung des zeitabhängigen Verhaltens der gemessenen oder berechneten Kraft, wird die Standardabweichung  $\sigma_x$  analysiert.

Die experimentellen Kraftmessungen werden über eine Messzeit von 60 s aufgezeichnet und mit den entsprechenden Parametern ausgewertet. Die numerischen Simulationen werden für 7 s simuliert. Zur Mittelung der in der Simulation berechneten Kräfte wird eine Fensterlänge von 1 s gewählt. Alle weiteren Parameter der Simulationsanalyse entsprechen denen der experimentellen Auswertung.

**Tabelle 5.1** fasst die Kräfte und deren Standardabweichung am Vorderrad zusammen. Dabei werden Radkonfigurationen mit jeweils zwei unterschiedlichen Laufflächentopologien und drei Felgenformen untersucht.



**Tabelle 5.1** Ventilationskraft am Vorderrad des Fahrzeugmodells


		Längsrillen, Standard	Längsrillen, Eco	Längsrillen, Closed	Profil, Standard	Profil, Eco	Profil, Closed
<b>MWK Versuch</b>	$\bar{F}_x$ in N	<b>0,37</b>	<b>0,32</b>	<b>0,30</b>	<b>1,00</b>	<b>0,90</b>	<b>0,85</b>
	$\sigma_x$ in N	0,032	0,036	0,037	0,034	0,039	0,036
<b>CFD</b>	$\bar{F}_x$ in N	<b>0,34</b>	<b>0,28</b>	<b>0,28</b>	<b>1,06</b>	<b>0,95</b>	<b>1,00</b>
	$\sigma_x$ in N	0,007	0,007	0,007	0,014	0,015	0,014

Die in **Tabelle 5.1** dargestellten Ergebnisse der Windkanalversuche und der CFD-Simulationen weisen sehr vergleichbare Kraftwerte für die einzelnen Radkonfigurationen auf. Im Experiment ist die Standardabweichung  $\sigma_x$  eine Größenordnung kleiner als die gemessene Kraft  $\bar{F}_x$ . In der CFD ist die Schwankungsbreite bis zwei Größenordnungen kleiner. Dieser Unterschied lässt sich mit der Messgenauigkeit der Waage von  $\pm 0,1$  N erklären, wie in Kapitel 2.4.2 beschrieben.

Der Vergleich der Kräfte zwischen den Varianten mit unterschiedlicher Bereifungstopologie zeigt, dass der Einfluss der profilierten Lauffläche zu einer Erhöhung des  $\bar{F}_x$  von ca. 180 % im Versuch führt. Das Anbringen der Profilierung in der Simulation beträgt jedoch eine Steigerung der berechneten Kräfte von ca. 230 %.

Die Reduktion des Ventilationswiderstands durch den Einsatz von aerodynamisch verbesserten Felgen ist in **Tabelle 5.1** sichtbar. Die Windkanalmessungen der Radkonfigurationen mit geschlossenen und Eco Felgen weisen eine Verringerung der gemessenen Kraft  $\bar{F}_x$  von 10-18 % im Vergleich zur Standardfelge auf. Ebenfalls zeigen die Simulationsergebnisse eine ähnliche Senkung (5-16 %) des Ventilationswiderstands aufgrund der flachen Felgen. Darüber hinaus kann beobachtet werden, dass die im Modellwindkanal durchgeführten Kraftmessungen sensitiver auf die Felgenform reagieren, während die CFD-Ergebnisse der geschlossenen und Eco Felge sich wenig voneinander unterscheiden.

In **Tabelle 5.2** sind, analog zur obigen Studie der Vorderachse, die Ergebnisse der an den Zwillingrädern agierenden aerodynamischen Kräfte dargestellt. Es zeigen sich wieder moderate Abweichungen zwischen den gemessenen und berechneten Kräften. Diese Abweichung ist jedoch größer als jene an der Vorderachse und fällt vor allem bei den Doppelrädern mit Längsrillen auf. Zur zeitlichen Schwankung der ausgewerteten Kräfte  $\bar{F}_x$  kann festgestellt werden, dass diese im allgemeinen eine

kleine Standardabweichung  $\sigma_x$  aufweisen, was die Qualität der Messungen und Simulationen stützt.

Analog zum Einfluss der Bereifung an der Vorderachse, erhöht die Profilierung der Lauffläche den Ventilationswiderstand im Vergleich zu den Längsrillen. Diese Erhöhung beträgt ca. 70% bei den Versuchen im Modellwindkanal und ca. 90% bei den CFD-Simulationen. Die beobachtete Steigerung an der Hinterachse fällt allerdings geringer aus als jene an der Vorderachse. Der Grund dafür ist die unterschiedliche Anströmsituation, welche die Räder an der Vorder- und Hinterachse erfahren. Während das Einzelrad im vorderen Radhaus direkt angeströmt wird, befinden sich die Zwillingräder im Nachlauf des Vorderrads sowie unter dem Einfluss der Unterbodenströmung.

Das Anbringen einer flachen Radkappe am Doppelrad bewirkt, wie **Tabelle 5.2** entnommen werden kann, eine Reduzierung des Ventilationswiderstands. Die Verbesserung der aerodynamischen Eigenschaften wird im Experiment und in der CFD ähnlich bewertet und beträgt im Vergleich zur Standardfelge 8-12 %. Dabei fällt aufgrund der geänderten Anströmungsmerkmale an der Hinterachse der Unterschied zwischen der geschlossenen oder Eco Radkappe minimal aus.

**Tabelle 5.2** Ventilationskraft am Hinterrad des Fahrzeugmodells



		Längsrillen, Standard	Längsrillen, Eco	Längsrillen, Closed	Profil, Standard	Profil, Eco	Profil, Closed
<b>MWK Versuch</b>	$\bar{F}_x$ in N	<b>1,83</b>	<b>1,64</b>	<b>1,65</b>	<b>3,04</b>	<b>2,77</b>	<b>2,66</b>
	$\sigma_x$ in N	0,041	0,032	0,040	0,049	0,049	0,066
<b>CFD</b>	$\bar{F}_x$ in N	<b>1,40</b>	<b>1,26</b>	<b>1,26</b>	<b>2,67</b>	<b>2,44</b>	<b>2,44</b>
	$\sigma_x$ in N	0,011	0,010	0,010	0,014	0,012	0,013

Zur Bewertung der Prognosegüte der angewandten CFD-Prozedur hinsichtlich der Bestimmung des Ventilationswiderstands werden die numerisch berechneten Kräfte mit jenen im Modellwindkanal gewonnenen Messungen für jede untersuchte Radkonfiguration verglichen. Die prozentuale Abweichung zwischen der CFD-Simulation und dem Versuch beträgt unabhängig vom Radtyp, der Felgenart oder Topologie der Lauffläche 5 % bis 15 %. Diese Abweichung ist für die Projektziele im Rahmen der realisierbaren Messgenauigkeit als sehr gut zu betrachten. Eine Ausnahme hiervon stellen die Ergebnisse der Untersuchungen mit Längsrillen an der Hinterachse dar, die eine auffällige Abweichung bis zu 30 % aufweisen können. Die

genannte Abweichung ist unabhängig von der Felgenform und deutet daraufhin, dass Unterschiede in der vom Rad erfahrenen Anströmung vorliegen können.

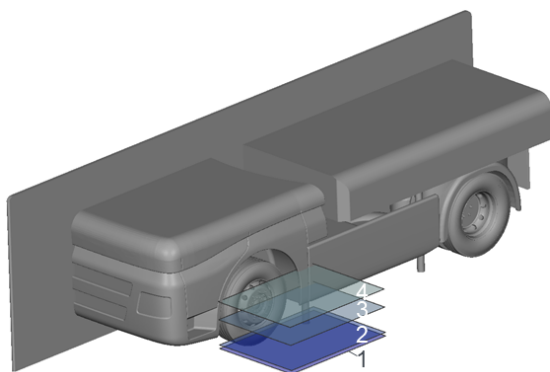
Zur allgemeinen Prognosegüte der CFD-Prozedur muss auch deren Sensitivität bewertet werden. Hierbei weisen die gemessenen und berechneten Kräfte vergleichbare Tendenzen aufgrund der unterschiedlichen Laufflächen und Felgenformen auf.

Die angewandten Methoden zur Modellierung der Raddrehung sowie die Vorgehensweise zur Bestimmung des Ventilationswiderstands in der CFD ermöglichen eine gute Abbildung der im Modellwindkanal beobachteten Effekte und gemessenen Kräfte.

### 5.3.2 Abgleich der Strömungstopologie

Die Studie der Strömungstopologie um das Rad erfolgt anhand der PIV-Messungen im Modellwindkanal, sowie mithilfe einer gezielten Auswertung in der numerischen Strömungssimulation. Um den angestrebten Vergleich der experimentellen und numerischen Methoden durchzuführen, eignet sich die Untersuchung des Vorderrads aufgrund der dortigen ausgeprägten Wirbelstrukturen besonders gut.

Zur Untersuchung des Strömungsfelds werden die zeitlich gemittelten Geschwindigkeitskomponenten aus vier repräsentativen Ebenen analysiert. Die ausgewählten Ebenen sind zur Orientierung in **Abbildung 5.5** dargestellt. Diese haben eine Größe von 340 x 150 mm und werden unter anderem auch wegen des geringeren Einflusses der Reflexionen im Versuch bevorzugt.



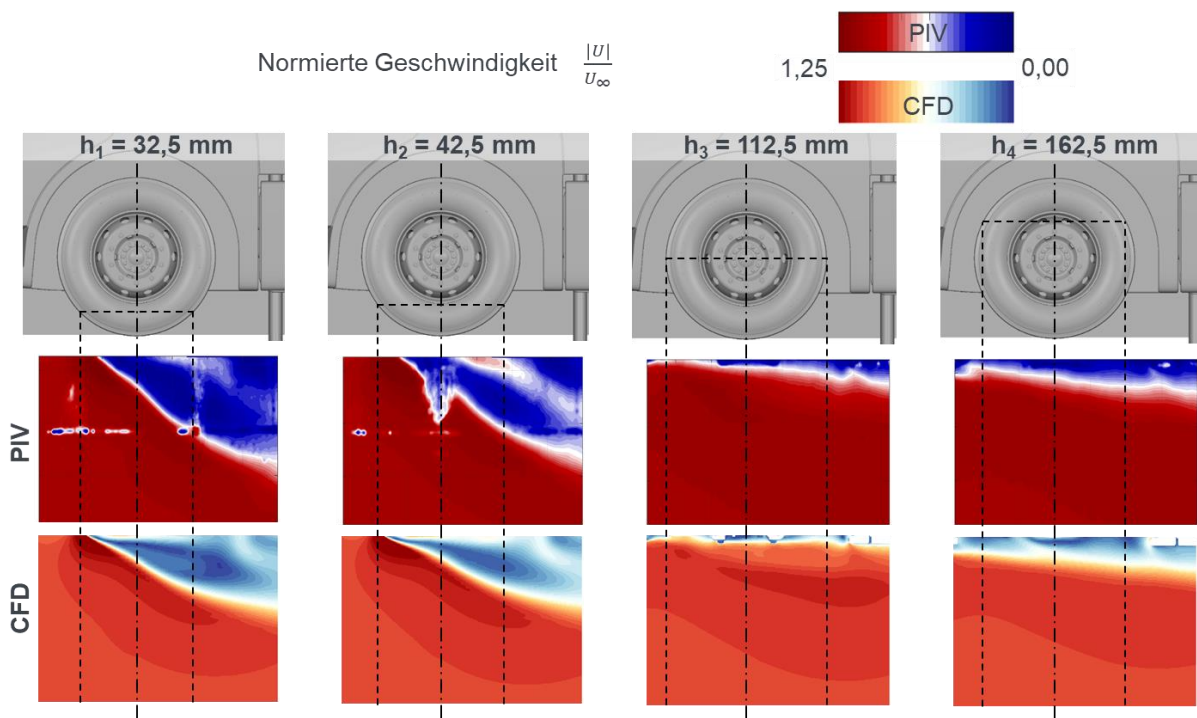
Ebene	Abstand zur Messtrecke	Position
1	32,5 mm	Radschulter unten
2	42,5 mm	Felgenkante unten
3	112,5 mm	Radnabe
4	162,5 mm	Radhausbereich oben

**Abbildung 5.5** Darstellung der Ebenen zur Untersuchung der Strömungsfelder

Das Strömungsfeld eines Rades mit Längsrillen und einer Standardfelge ist in **Abbildung 5.6** dargestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse wird der Geschwindigkeitsbetrag  $|U|$  mit der Anströmgeschwindigkeit  $U_\infty$  von 60 m/s normiert. Wie in **Abbildung 5.6** zu erkennen ist, treten in den PIV-Ergebnissen der zwei unteren Ebenen aufgrund der Bodennähe kleine Reflexionsbereiche auf, welche sich durch ihre inkonsistente Form im gesamten Strömungsfeld identifizieren lassen. Diese sind

auf der unteren Ebene in Form von Punkten im mittleren Bereich zu erkennen. Darüber hinaus zeigt sich auf einer Höhe von 42,5 mm eine großflächigere Reflexion durch die Anstrahlung der unteren Felgenkante.

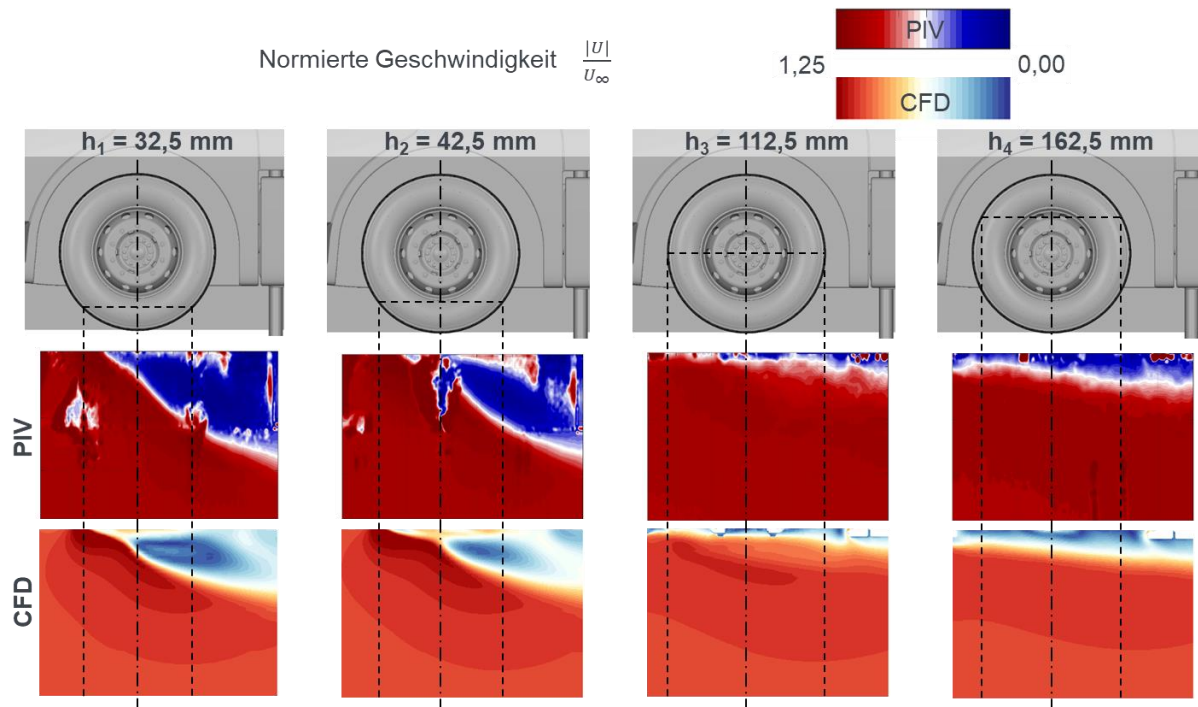
Grundsätzlich ist eine gute Übereinstimmung zwischen den experimentellen und den berechneten Strömungsfeldern zu beobachten. Der äußere Radlatsch-Wirbel ist auf Radschulterhöhe ( $h_1$ ) voll entwickelt und dessen Größe, Intensität sowie der Strömungsabriss an der Flanke der Lauffläche wird von beiden Visualisierungsmöglichkeiten gleich dargestellt. Ebenfalls sind auf der Höhe der unteren Felgenkante ( $h_2$ ) die Interaktionen des Radnachlauf-Hufeisenwirbels und des Radlatsch-Wirbels vergleichbar. Die wenig abgelöste Strömung auf Radnabenhöhe ( $h_3$ ) deutet daraufhin, dass das Rad durch das Radhaus abgeschirmt wird. Zuletzt wird der Flanken-Wirbel im oberen Bereich des Radhauses ( $h_4$ ) von beiden Ansätzen gleichermaßen wiedergegeben (Die Bezeichnungen der Wirbelstrukturen erfolgen analog zu Wäschle [46]).



**Abbildung 5.6** Strömungsfeld über der Radhöhe einer Radkonfiguration mit Längsrillen und Standardfelge

Entsprechend der oben vorgestellten Strömungstopologie wird in **Abbildung 5.7** auf das Strömungsfeld um ein Vorderrad mit einer Standardfelge und einer profilierten Bereifung eingegangen. Wie in **Abbildung 5.7** zu erkennen ist, bleibt das Strömungsfeld im oberen Radbereich ( $h_3$  und  $h_4$ ) vergleichbar mit der Konfiguration mit Längsrillen und wird gleich dargestellt. Im unteren Radbereich ( $h_1$  und  $h_2$ ) liefern PIV und CFD, trotz der ausgeprägten Reflexionen im Experiment, erneut vergleichbare

Strömungsbilder. Die Profilierung an der Lauffläche sorgt hierbei für eine Formänderung und Verschiebung des Radlatsch-Wirbels.

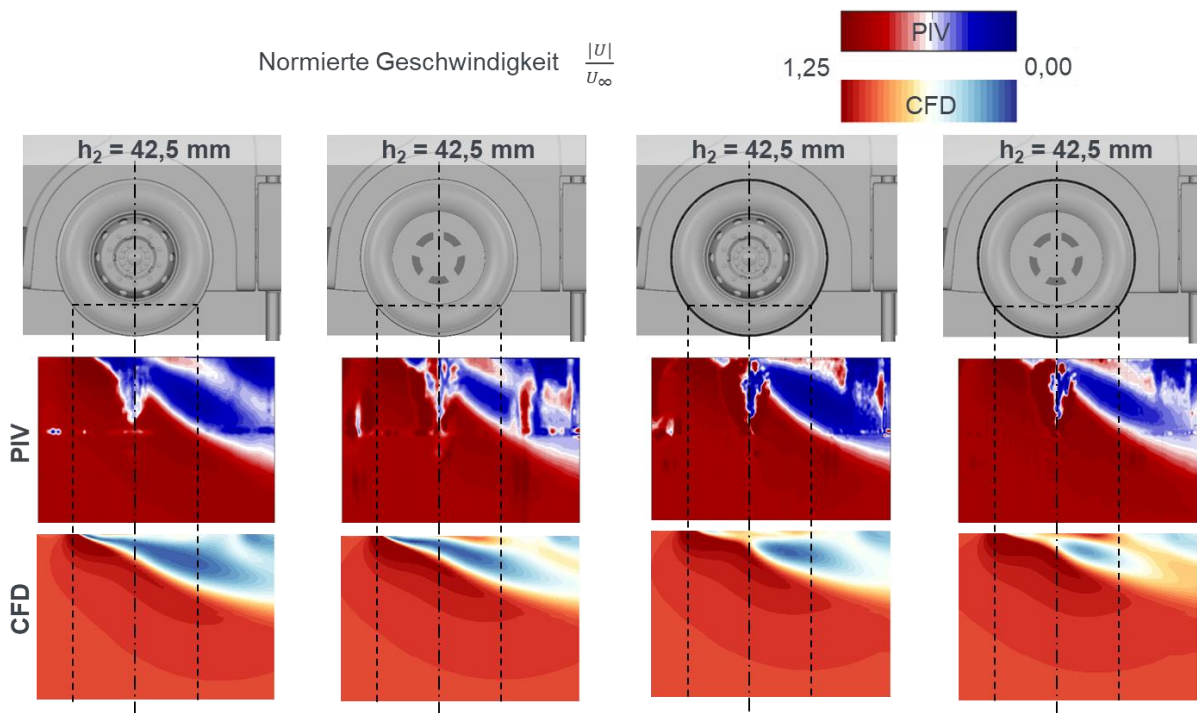


**Abbildung 5.7** Strömungsfeld über der Radhöhe einer Radkonfiguration mit profilierter Lauffläche und Standardfelge

Der Einfluss der Felgenform auf die Strömungstopologie wird in **Abbildung 5.8** veranschaulicht. Das Strömungsfeld ist auf der Ebene  $h_2$  bei unterschiedlichen Radkonfigurationen der Bereifung und Felgenform dargestellt. Das Anbringen einer flachen Felge, wie der Eco-Felge, sorgt unabhängig von der vorhandenen Bereifung, für eine Verkleinerung des Latsch-Wirbels. Dieses Strömungsverhalten wird gleichermaßen in den Simulationsergebnissen wiedergegeben.

Die Untersuchungen zeigen, dass die in der numerischen Strömungssimulation verwendeten Methoden zur Modellierung der Raddrehung eine hohe Vergleichbarkeit mit den experimentellen Ergebnissen aufweisen. Die CFD ermöglicht die Formulierung von Aussagen über die Strömungstopologie sowie über die Änderungen im Strömungsfeld aufgrund von geometrischen Veränderungen am Rad.





**Abbildung 5.8** Strömungsfeld im unteren Radbereich bei unterschiedlichen Felgenformen, links: Bereifung mit Längsrillen, rechts: Bereifung mit Profilierung

## 6 Analyse des Ventilationswiderstands von Nutzfahrzeugen

Nachdem die CFD-Prozedur zur Studie und Bestimmung des Ventilationswiderstands ausführlich untersucht und anhand von Windkanalversuchen validiert wurde, kann diese an realen Nfz-Rädern angewandt werden. Es soll aufgezeigt werden, wie der Beitrag des Ventilationswiderstands auf den gesamten Luftwiderstand ausfällt und wie das aerodynamische Verhalten durch die geometrischen Änderungen der Felgenformen oder der Laufflächentopologie beeinflusst wird. Zuletzt soll der in der numerischen Strömungssimulation ermittelte Luftwiderstandsbeiwert mit Berücksichtigung des Ventilationsbeiwerts, auch unter der Bezeichnung des erweiterten Luftwiderstandsbeiwerts bekannt, dem Beiwert aus dem Fahrversuch gegenübergestellt werden.

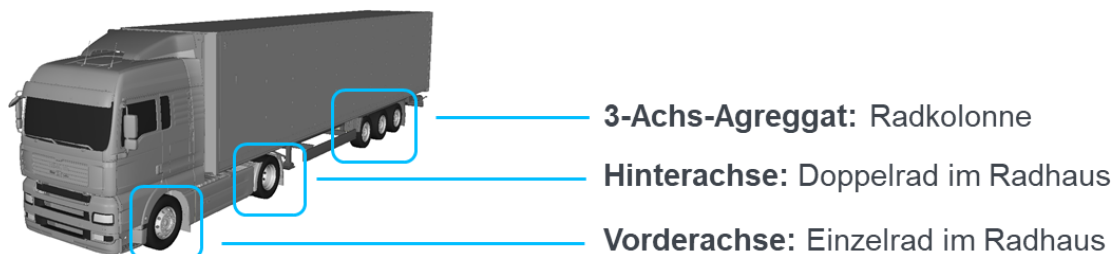
In der vorliegenden Arbeit dient eine Sattelzugkonfiguration als Untersuchungsobjekt, welche im Rahmen vorheriger Arbeiten des Arbeitskreises 9 der FAT als Referenz gewählt wurde [3, 53]. Diese besteht aus einer Zugmaschine Modell TGA 18.480 des Herstellers MAN Truck&Bus und einem Krone 3-Achs-Sattelaufleger mit Kofferaufbau des Typs Dry Liner. Ebenfalls werden zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit denen aus [53] dieselben Randbedingungen zur Abbildung der Strömungssituation in der Strömungssimulation vorgegeben.

Die zu untersuchenden Nutzfahrzeuigräder vom Typ 315/70 R 22.5 werden in der numerischen Strömungssimulation mit deformationsfreier Bereifung abgebildet. Diese werden mit zwei unterschiedlichen Laufflächentopologien ausgestattet, welche sich an den Bereifungen der Firma Continental AG, siehe **Abbildung 4.7**, orientieren. Zur Untersuchung des Beitrags der Felgen auf den Ventilationswiderstand werden zunächst die Originalfelgen an der Zugmaschine und am Sattelaufleger als Referenz betrachtet. Zudem werden in Anlehnung an die Untersuchungen am Fahrzeugmodell die aerodynamisch verbesserten Felgenformen aus **Abbildung 4.8** eingesetzt. Die Gestaltung der Eco und der geschlossenen Felge werden für eine realistischere Darstellung derselben so konstruiert, dass diese am Vorderrad eine vollständige Felge darstellen. Allerdings werden sie am Hinterrad und an den Rädern am 3-Achs-Aggregat als Radkappen angebracht, wobei die Originalfelge an den jeweiligen Achsen montiert bleibt.

## 6.1 Numerische Vorgehensweise zur Bestimmung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern

Aufgrund ihrer konstruktiven Natur sind bei Nutzfahrzeugen unterschiedliche Radkonfigurationen zu finden, wie aus **Abbildung 6.1** entnommen werden kann. Hierbei handelt es sich um verschiedene Achsenkonfigurationen mit einer variierenden Radanzahl, Radhausform, Felgenform oder Bereifung. Diese stellen seitens der Aerodynamik verschiedene Anströmsituationen dar, die zur korrekten Bestimmung des Ventilationswiderstands des Gesamtfahrzeugs berücksichtigt werden.

Im Folgenden werden die zu untersuchenden Radkonfigurationen festgelegt und anschließend durch Strömungssimulation eine passende Vorgehensweise zur deren Analyse definiert.



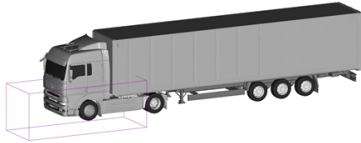
**Abbildung 6.1** Unterschiedliche Anströmsituationen der Räder am Nutzfahrzeug

Analog zu den Untersuchungen am Fahrzeugmodell, wird im Rahmen der Studie des Ventilationswiderstands realer Nutzfahrzeigräder auch auf den Einfluss der in Kapitel 5 vorgestellten Bereifungen und Felgenformen eingegangen. Dies und die notwendige Betrachtung der verschiedenen vorhandenen Anströmsituationen der Räder sorgen für eine Vielzahl von Radkonfigurationen, welche untersucht werden müssen.

Aufgrund der Anforderungen und Anzahl an Varianten werden im Rahmen dieser Arbeit lokale Simulationen anhand der „Transient Boundary Seeding“-Vorgehensweise von Simulia PowerFLOW durchgeführt. Diese ermöglicht die Durchführung von Teilsimulationen, bei denen zeitabhängige Randbedingungen vorgegeben werden, die auf Ergebnisse einer gesamten Simulation basieren. Derartige Teilsimulationen finden ihre Anwendung bei der Untersuchung von geometrischen Varianten am Fahrzeug, die einen vergleichsweise lokalen Einfluss auf die Aerodynamik aufweisen. Diese Vorgehensweise ist entsprechend ideal geeignet, um den Beitrag der verschiedenen Bereifung- und Felgenkonfigurationen an den unterschiedlichen Rädern am Nutzfahrzeug zu untersuchen.



Simulation des Gesamt-Nfz und Aufnahme der Strömungsgrößen



Transiente Randbedingung aus den Simulationsergebnissen für die VA



Lokale Simulation der VA



**Abbildung 6.2** Schritte zur Durchführung einer Teilsimulation an der Vorderachse (VA) anhand der „Transient Boundary Seeding“-Vorgehensweise

**Abbildung 6.2** stellt exemplarisch die Schritte zur Durchführung einer Teilsimulation des Vorderrads dar. An erster Stelle wird eine Simulation des gesamten Simulationsgebiets durchgeführt, bei der die Strömungsgrößen eines bestimmten Bereichs aufgenommen werden. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Gesamtsimulation des Nutzfahrzeugs eine ausreichende Beschreibung der Radanströmung liefert. Anschließend werden die aufgenommenen Simulationsergebnisse als transiente Randbedingung für die lokale Simulation vorgegeben.

In der vorliegenden Arbeit werden folglich Teilsimulationen zur Untersuchung der Anströmung des Vorderrads, Hinterrads und der Räder am 3-Achs-Aggregat verwendet. Zu diesem Zweck werden jeweils drei Simulationsbereiche festgelegt, die die Strömungssituation um das dazugehörige Rad untersuchen lässt. Diese Vorgehensweise ermöglicht aufgrund der Reduzierung der nötigen Rechenkapazitäten eine effizientere Gestaltung der Untersuchungen.

## 6.2 Untersuchung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern

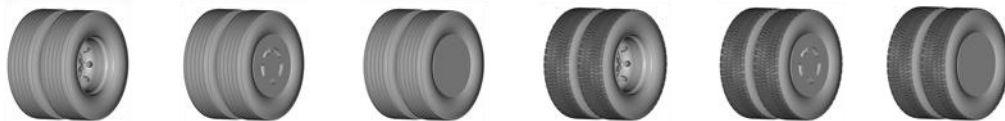
Im Folgenden wird der Ventilationswiderstand von realen Nutzfahrzeuigrädern und deren Variationen anhand der im Rahmen dieser Arbeit festgelegten und validierten CFD-Prozedur untersucht. Es soll zudem aufgezeigt werden, wie der numerisch berechnete Luftwiderstandsbeiwert unter Berücksichtigung des Ventilationsbeiwerts im Vergleich zu den im Fahrversuch ermittelten Luftwiderstandsbeiwerten ausfällt.

Die numerischen Strömungssimulationen erfolgen mithilfe der zuvor erläuterten vorgestellten Teilsimulations-Vorgehensweise. Hierbei wird in der vorliegenden Arbeit angenommen, dass die Fahrzeugasymmetrien einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Ventilationswiderstand ausüben und entsprechend nur die Räder auf einer Fahrzeugseite untersucht werden sollen.

Die Randbedingungen zur Abbildung der Anströmung in der Strömungssimulation werden in Anlehnung an [53] vorgegeben und basieren auf der Strömungssituation im Fahrversuch. Hierfür wurden in der vorhergehenden Arbeit [53] die Strömungsgrößen einer Vielzahl von Fahrversuchen analysiert. Die durchschnittlichen Werte der

Strömungsgrößen aus den ausgewerteten Fahrversuchen werden folgend zur Darstellung einer stationären Frontanströmung in der numerischen Strömungssimulation verwendet. Zur Definition der vom Nutzfahrzeug erfahrenen Anströmung werden die Fahrzeuggeschwindigkeit  $\bar{v}_{Fzg}$  von 24,4 m/s, welche der im Fahrversuch durchschnittlichen Fahrgeschwindigkeit entspricht, und die durchschnittliche Windstärke  $\bar{v}_{Wind}$  von 2,9 m/s aus der Auswertung der Windsituation addiert. Ebenso wird zur Abbildung der Relativgeschwindigkeit zwischen Boden und Fahrzeug eine Translationsgeschwindigkeit am Boden gleich wie  $\bar{v}_{Fzg}$  vorgegeben. Zuletzt wird zur Darstellung der Raddrehung der unterschiedlichen Radkonfigurationen der im Kapitel 3.2 vorgestellte Modellierungsansatz verwendet.

**Tabelle 6.1** Normierter Ventilationswiderstand  $F_{Vent,i}/F_{Vent,VR}$  der unterschiedlichen Radkonfigurationen an der Vorderachse (VR), Hinterachse (HR) und dem 3-Achsaggregat (TR).



	Längsrippen, Standard	Längsrippen, Eco	Längsrippen, Closed	Profil, Standard	Profil, Eco	Profil, Closed
<b>VR</b>	1,00	0,85	0,85	2,74	2,64	2,62
<b>HR</b>	1,60	1,56	1,55	4,56	4,49	4,47
<b>TR1</b>	0,77	0,75	0,74	3,04	2,82	2,81
<b>TR2</b>	0,82	0,81	0,81	3,12	2,89	2,88
<b>TR3</b>	0,88	0,87	0,86	3,25	3,02	3,02

**Tabelle 6.1** stellt die numerisch berechneten Ventilationswiderstände der jeweiligen Radkonfigurationen auf der Fahrerseite des Nutzfahrzeugs dar. Dabei werden zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse die aufgeführten Werte mit dem Ventilationswiderstand des Vorderrads mit Längsrippen und einer Standardfelge  $F_{Vent,VR}$  normiert.

Es zeigt sich, dass der Einfluss der Profilierung unabhängig von der Felgenform und der Achsenzugehörigkeit eine Erhöhung des  $F_{Vent}$  von 180 % bis 290 % aufweist. Insbesondere steigt der Ventilationswiderstand durch die profilierte Lauffläche an den Rädern des 3-Achs-Aggregats aufgrund der Unterboden-durchströmung und der vergleichsweise exponierten Räder. Dagegen befinden sich die Doppellräder an der Hinterachse im Nachlauf der Vorderräder und sind durch das Radhaus abgeschirmt. Diese zeigen entsprechend einen Anstieg von ca. 180 %. Im Vergleich zu den Ergebnissen aus den Untersuchungen am Fahrzeugmodell ist der Einfluss der

Bereifung auf den Ventilationswiderstand beim realen Nutzfahrzeug erheblich größer. Der Grund dafür ist, dass die Untersuchungen an realen Nutzfahrzeuigrädern bei einer höheren Anströmgeschwindigkeit beziehungsweise einer höheren Drehgeschwindigkeit der Räder durchgeführt werden. Während die hier vorgestellten Ergebnisse bei einer Anströmgeschwindigkeit von 87,8 km/h durchgeführt werden, fanden die Modellwindkanalversuche und die Strömungs-simulationen am Fahrzeugmodell bei ca. 50 km/h, auf den 1:1 Maßstab bezogen statt.

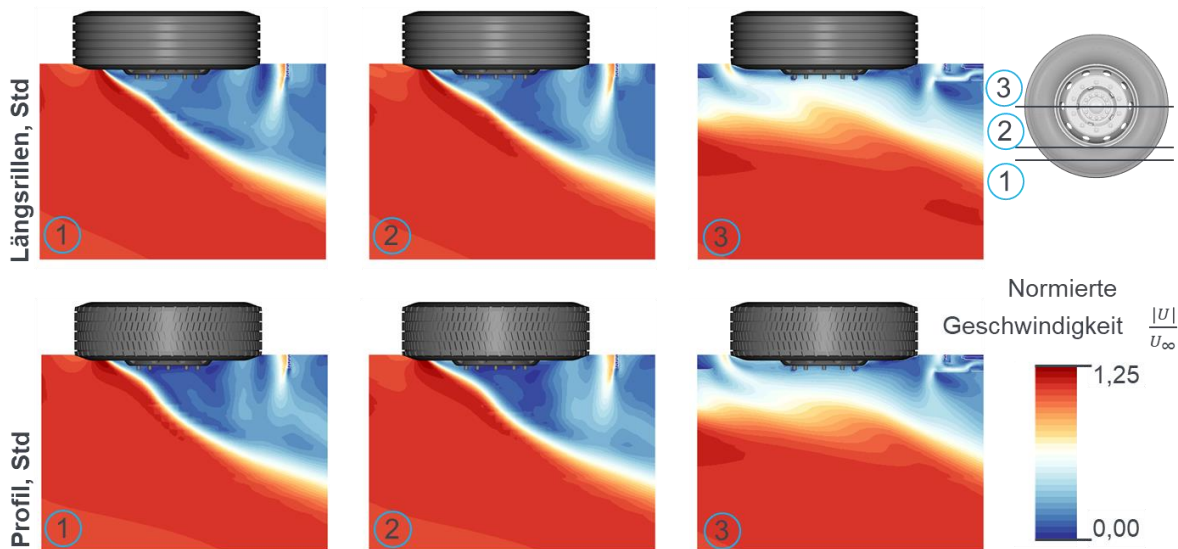
Das Anbringen von aerodynamisch verbesserten Felgen oder Radkappen sorgt im Allgemeinen für eine Senkung des Ventilationswiderstands. Die Eco- und Closed-Felgen zeigen jedoch nahezu unveränderte Ergebnisse. Dieses Verhalten deutet auf eine vergleichsweise ungünstigere Anströmung der Räder hin, welche als Folge der komplexeren Umströmung der realen Unterbodentopologien auftritt.

Das Anbringen der Eco- oder Closed-Felge ermöglicht eine Reduktion des Ventilationswiderstands am Vorderrad mit Längsrillen von ca. 14 %. Diese deutliche Verbesserung ist auf die ungünstige direkte Anströmung der gewölbten Standardfelge zurückzuführen, welche bei flachen Felgen nicht vorhanden ist. Das Vorderrad mit profilierter Bereifung weist ein solches Verhalten nicht auf, was auf die unterschiedliche Strömungsablösung an der Profilierung zurückzuführen ist. Bei den restlichen Rädern am Nutzfahrzeug sorgen die aerodynamisch verbesserten Felgen für eine Senkung des Ventilationswiderstands von 2 % bis 7 %.

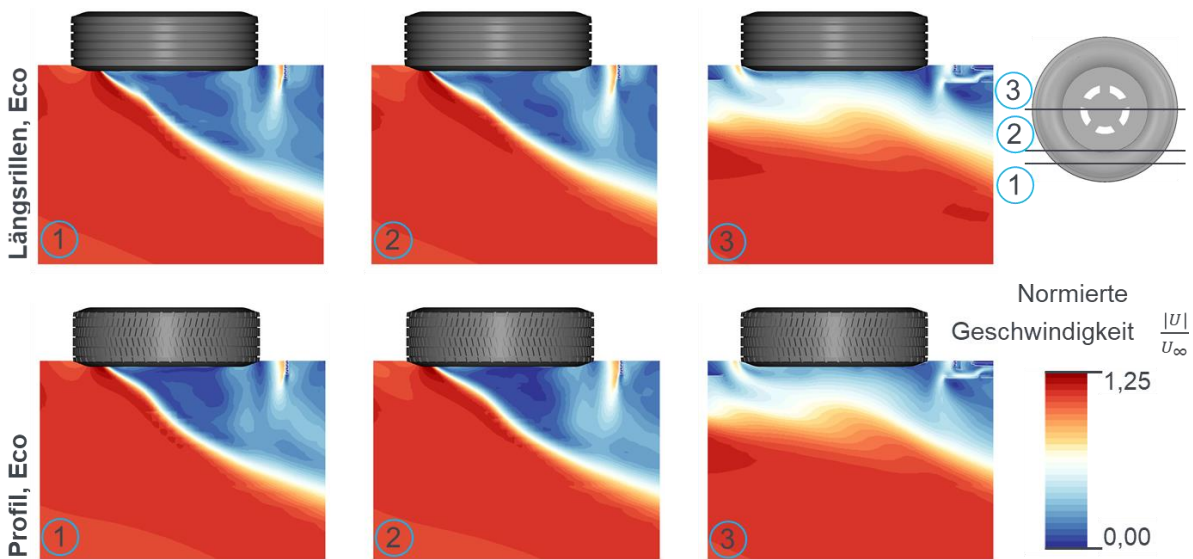
Zur Analyse der Strömungsfelder wird in **Abbildung 6.4** und **Abbildung 6.5**, analog zu den Untersuchungen am Fahrzeugmodell, der zeitlich gemittelte Betrag der Geschwindigkeit  $|U|$  mit der Anströmgeschwindigkeit  $U_\infty$  normiert und auf drei unterschiedliche Radhöheebenen dargestellt. Dabei wird das Strömungsfeld am Vorderrad aufgrund der ausgeprägten Topologie gewählt.

Die in **Abbildung 6.3** dargestellten Strömungsfelder lassen zunächst feststellen, dass der äußere Radlatsch-Wirbel, ähnlich wie beim Fahrzeugmodell, aufgrund der profilierten Bereifung nach hinten verlagert wird. Ebenfalls sorgt die Profilierung auf der Lauffläche für einen unterschiedlichen Strömungsabriss an der Radflanke, welche die Anströmung der Felge beeinflusst. Im unteren Radbereich ist auch zu beobachten, wie der Radnachlauf-Hufeisenwirbel durch den Schmutzfänger beeinflusst wird.

Im Vergleich zu den Beobachtungen am Fahrzeugmodell aus Kapitel 5 ist die Auswirkung der Eco-Felge auf die Strömungstopologie im unteren Radbereich sehr moderat. Dies ist in **Abbildung 6.4** zu erkennen und kann auf die Unterbodenströmung bei realen Nutzfahrzeugkonfigurationen sowie auf die ungünstigere Anströmung der Räder zurückgeführt werden.



**Abbildung 6.3** Strömungsfeld am Vorderrad: Einfluss der Bereifung bei Radkonfigurationen mit einer Standard-Felge



**Abbildung 6.4** Strömungsfeld am Vorderrad: Einfluss der Bereifung bei Radkonfigurationen mit einer Eco-Felge

### 6.3 Beitrag des Ventilationswiderstands auf den Luftwiderstand

Zur Bewertung des Einflusses des anhand der Strömungssimulation untersuchten Ventilationswiderstands werden die auch numerisch berechneten Luftwiderstandsbeiwerte aus [53] durch den Ventilationsbeiwert erweitert und den im Fahrversuch ermittelten Beiwerten gegenübergestellt. Hierfür werden die Fahrversuchsergebnisse

aus [53] und die entsprechende Ermittlung der Widerstandsbeiwerte mit VECTO Air Drag übernommen.

Zur Analyse des Beitrags des Ventilationswiderstands werden vordefinierte Radkonfigurationen berücksichtigt, welche üblicherweise bei schweren Nutzfahrzeugen im europäischen Raum eingesetzt werden. Dabei handelt es sich, wie **Abbildung 6.5** dargestellt, um Radvarianten mit unterschiedlichen Bereifungskombinationen an den verschiedenen Achsen. Hierbei stellen Variante 2 und Variante 3 die dominierenden Kombinationen am Nutzfahrzeug in Europa dar.



**Abbildung 6.5** Übersicht vordefinierter Radkonfigurationen am Nutzfahrzeug in Abhängigkeit der Bereifungsart

Die Bestimmung des gesamten Ventilationswiderstands eines Nutzfahrzeugs wird aus der Summe der Beiträge der am Fahrzeug montierten Räder gebildet. Der gesamte Ventilationswiderstand der relevanten Varianten aus **Abbildung 6.5** wird entsprechend ermittelt, indem die Einzelbeiträge der jeweiligen Radkonfiguration, welche in **Tabelle 6.1** aufgeführt wurden, addiert werden.

**Tabelle 6.2** Normierter Ventilationswiderstand  $F_{Vent,Vi}/F_{Vent,V1}$  der unterschiedlichen Varianten aus **Abbildung 6.5** und derselben mit Eco-Felgen

	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 1 Eco	Variante 2 Eco	Variante 3 Eco
$F_{Vent,Vi}/F_{Vent,V1}$	1,00	1,58	3,29	0,95 (-4,8%)	1,53 (-3,4%)	3,12 (-5,1%)

**Tabelle 6.2** stellt die berechneten Ventilationswiderstände der jeweiligen Varianten  $F_{Vent,Vi}$  dar. Für die Studie des Einflusses der Felgenform wird zudem der Ventilationswiderstand von Varianten mit aerodynamisch verbesserten Felgen analysiert. Hierfür wird der Beitrag der gleichen Varianten aus **Abbildung 6.5** mit Eco-Felgen beziehungsweise Radkappen berücksichtigt. Zudem werden die aufgeführten Ergebnisse des Ventilationswiderstands der jeweiligen Varianten mit dem Ventilationswiderstand der Variante 1  $F_{Vent,V1}$  normiert.





Die Ergebnisse zeigen, dass das Anbringen der profilierten Bereifung an der Hinterachse (Variante 2) eine Erhöhung des Ventilationswiderstands von ca. 58 % verursacht. Ebenso sorgt die vollständige Ausrüstung der Räder mit profilierter Bereifung (Variante 3) für eine Steigerung des Ventilationswiderstands um ca. 228 % im Vergleich zu einer Konfiguration mit Längsrillen (Variante 1). In **Tabelle 6.2** sind zusätzlich die Ventilationswiderstände für die gleichen Varianten mit Eco-Felgen und Eco-Radkappen angegeben. Die Reduktion des Ventilationswiderstands ist aufgrund der Felgenänderung für die jeweilige Variante in Prozent angegeben. Die verbesserten Felgen ermöglichen bei den Varianten 1 und 2 eine Senkung des gesamten Ventilationswiderstands von ca. 5 %.

Die Berechnung des Ventilationsbeiwerts einer Nutzfahrzeugkonfiguration erfolgt nach Gleichung (2.7) und bezieht sich auf den gesamten Ventilationswiderstand der Fahrzeugvariante  $F_{Vent,Vi}$  und dessen Stirnfläche  $A_x$ . Aus dem Grund, dass der Luftwiderstandskoeffizient  $c_W$  ebenfalls auf die Stirnfläche des Fahrzeugs bezogen wird, lassen sich beide Beiwerte direkt miteinander vergleichen. In **Tabelle 6.3** ist das Produkt der Stirnfläche und der Ventilationsbeiwerte der vordefinierten Varianten  $A \cdot c_{Vent,Vi}$  aufgetragen. Dabei werden zur Vergleichbarkeit der Ergebnisse sowie zur Konsistenz mit den Auswertungen aus [53] die aufgeführten Werte mit dem Luftwiderstandsbeiwert des Referenz-Fahrversuchs  $A \cdot c_{W,Ref}$  normiert. Die Ergebnisse aus **Tabelle 6.3** zeigen, dass der Einfluss der aerodynamisch verbesserten Eco-Felgen auf den Ventilationsbeiwert des Gesamtfahrzeugs im Vergleich zu den Varianten mit Standard-Felge gering ausfällt.

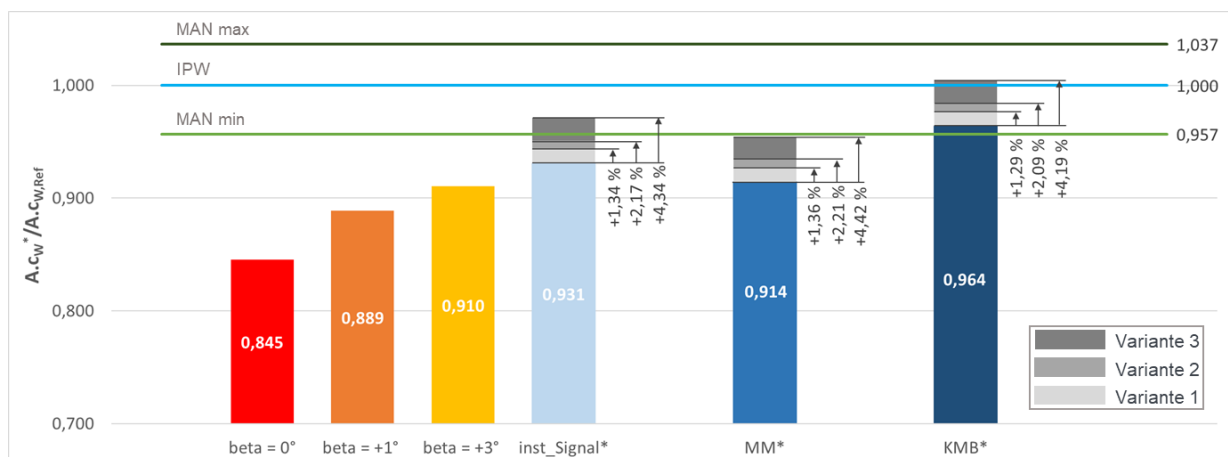
**Tabelle 6.3** Normierter Ventilationsbeiwert  $A \cdot c_{Vent,Vi} / A \cdot c_{W,Ref}$  der unterschiedlichen Varianten aus Abbildung 6.5 und derselben mit Eco-Felgen

	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 1 Eco	Variante 2 Eco	Variante 3 Eco
$A \cdot c_{Vent,Vi} / A \cdot c_{W,Ref}$	0,013	0,020	0,041	0,012	0,019	0,039

Zur Beurteilung des Einflusses des Ventilationswiderstands auf den Luftwiderstand werden im Folgenden die Ventilationswiderstände der unterschiedlichen Varianten den numerisch berechneten und den im Fahrversuch ermittelten Luftwiderstandsbeiwerten aus [53] gegenübergestellt. Hierfür werden einerseits die durchgeführten Fahrversuche aus [53] und die entsprechende Ermittlung der Widerstandsbeiwerte mit VECTO Air Drag betrachtet. Diese stellen die ermittelten Grenzwerte des gesamten Luftwiderstandsbeiwerts inklusive des Ventilationswiderstands, welcher implizit im Fahrversuch mitgemessen wird, dar. Andererseits werden die berechneten Luftwiderstandsbeiwerte aus [53] berücksichtigt, welche durch die Abbildung der realitätsnahen

Anströmung in der numerischen Strömungssimulation entstanden sind. Diese werden zur Bildung des erweiterten Luftwiderstandsbeiwerts  $c_W^*$  nach Gleichung (2.12) verwendet und ermöglichen folglich den direkten Vergleich des numerisch gewonnenen erweiterten Luftwiderstandsbeiwerts mit jenem aus dem Fahrversuch.

Die zuvor genannten aerodynamischen Beiwerte des Sattelzugs sind in **Abbildung 6.6** zusammengefasst. Hier werden mit durchgezogenen Linien die Luftwiderstandsbeiwerte aus den Fahrversuchen der Firmen IPW Automotive und MAN Truck&Bus sowie deren Streubreite dargestellt. Mithilfe unterschiedlicher Ansätze zur Modellierung der instationären Strömungsphänomene des natürlichen Windes wurden in [53] die Luftwiderstandsbeiwerte  $inst\_Signal^*$ ,  $MM^*$  und  $KMB^*$  berechnet. Diese werden, wie in **Abbildung 6.6** veranschaulicht wurde, mit dem Beitrag des Ventilationswiderstands der unterschiedlichen Varianten erweitert. Zuletzt werden in Anlehnung an **Tabelle 6.3** die dargestellten Werte zur besseren Vergleichbarkeit mit dem Luftwiderstandsbeiwert des IPW-Fahrversuchs  $A \cdot c_{W,Ref}$  normiert.



**Abbildung 6.6** Gegenüberstellung des in der Strömungssimulation berechneten erweiterten Luftwiderstand und der im Fahrversuch ermittelten Luftwiderstände. Die Ergebnisse sind mit dem Luftwiderstand des Referenz-Fahrversuchs  $A \cdot c_{W,Ref}$  normiert

Durch die Berücksichtigung und zusätzliche Analyse des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern zeigt sich, dass dieser einen erheblichen Einfluss auf den gesamten Luftwiderstandsbeiwert des Sattelzugs ausübt. Der Beitrag des in der numerischen Strömungssimulation berechneten Ventilationsbeiwerts bedeutet, wie **Abbildung 6.6** zu entnehmen ist, eine Erhöhung des Luftwiderstandsbeiwerts in Längsrichtung von ca. 1,3 % bis 4,3 %. Hierbei weisen die Varianten 2 und 3 einen höheren Ventilationsanteil aufgrund des Effekts der profilierten Bereifung auf.

Wie in **Abbildung 6.6** dargestellt, weisen die Ergebnisse anhand herkömmlicher Strömungssimulation ( $beta=0^\circ$ ) eine signifikante Abweichung zu dem im Fahrversuch



ermittelten Luftwiderstandsbeiwert auf. Hingegen ermöglichen die Abbildung der realistischen Anströmung und die detaillierte Betrachtung des Ventilationswiderstands die Minimierung der Abweichung zum Fahrversuch, sodass sich der erweiterte Luftwiderstandsbeiwert der numerischen Strömungssimulation innerhalb der Streuung der Ergebnisse aus dem Fahrversuch befindet. In diesem Zusammenhang kann die Abweichung des berechneten erweiterten Luftwiderstandsbeiwerts zum Fahrversuch in Abhängigkeit der gewählten Modellierung der Anströmung auf 4,5 % bis 0,4 % reduziert werden.



## 7 Schlussfolgerung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Beitrag des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern auf den gesamten Luftwiderstand des Nutzfahrzeugs sowie der Einfluss der Bereifung und der Felgenform auf die aerodynamischen Eigenschaften des Rads anhand Versuche im Modellwindkanal und numerischer Strömungssimulation ausführlich untersucht.

Um den Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern anhand experimenteller Versuche im Modellwindkanal zu untersuchen, wurde zunächst ein Fahrzeugmodell im Maßstab 1:4,5 entwickelt und angefertigt. Dabei handelt es sich um ein Viertelfahrzeugmodell, dessen Außenhaut in Anlehnung an die Geometrie des generischen FAT-Sattelzugs gestaltet wurde. Die modulare Bauweise der Räder am Fahrzeugmodell erlaubt die effiziente Untersuchung verschiedener Laufflächentopologien und Felgenformen. Im Experiment wurden sowohl die für den Ventilationswiderstand verantwortlichen aerodynamischen Kräfte, als auch die Strömungstopologie um das Rad und dessen Variationen mithilfe der PIV-Technik gemessen.

Bei der vorliegenden Arbeit handelt es sich in erster Linie um die Studie und Bestimmung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern in der numerischen Strömungssimulation, weswegen eine CFD-Prozedur zu diesem Zweck definiert und validiert wurde. Anhand der Kombination verschiedener Modellierungsansätze zur Abbildung der Rotation in der Strömungssimulation konnten die Nfz-Räder und die entsprechende Strömungstopologie mit einem hohen Detaillierungsgrad dargestellt werden. Die Validierung der CFD-Prozedur erfolgte durch den Abgleich mit den Windkanalversuchen. Es konnte gezeigt werden, dass die Kräfte und Strömungsfelder aus der CFD eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentell gewonnenen Ergebnissen aufweisen und die Vorhersagegenauigkeit sowie Sensitivität des Versuchs bei der Bestimmung des Ventilationsmoments eines Rads widerspiegeln.

Zur Ermittlung des Ventilationswiderstands eines realen Nutzfahrzeugs in der numerischen Strömungssimulation wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit die unterschiedlichen Anströmsituationen der Räder ausführlich analysiert. Hierfür wurden die am Fahrzeug vorhandenen Achsen mit verschiedenen Bereifungs- und Felgenvarianten untersucht. Zudem wurden die zu untersuchenden Nutzfahrzeugräder vom Typ 315/70 R 22.5 mit deformationsfreier Bereifungen modelliert.

Es wurde gezeigt, dass die Laufflächentopologie der Bereifung für einen bedeutenden Anteil des Ventilationswiderstands verantwortlich ist. Genauer gesagt, verursacht die Profilierung der Bereifung unabhängig von der angebrachten Felgenform und der Achsenzugehörigkeit eine Zunahme des Ventilationswiderstands des Rads von 180 % bis 290 % im Vergleich zu einer Bereifung mit Längsrillen. Ebenso konnten konkrete



Aussagen zum Einfluss der Nfz-Felgen auf den Ventilationswiderstand formuliert werden, welche in der Literatur nicht vorhanden sind. Hierbei konnte festgestellt werden, dass der Beitrag der Felgen und Radkappen auf den Ventilationswiderstand stark von der Anströmsituation des Rads abhängig ist. Aerodynamisch verbesserte Felgen ermöglichen eine Senkung des Ventilationswiderstands an einem Vorderrad mit Längsrillen von ca. 14 % im Vergleich zu den gewölbten Standardfelgen. Bei den restlichen Rädern am Nutzfahrzeug ist durch das Anbringen von aerodynamisch verbesserten Felgen und Radkappen eine Verbesserung des Ventilationswiderstands zwischen 2 % und 7 % zu erwarten.

Aus den numerischen Untersuchungen am gesamten Nutzfahrzeug geht hervor, dass der Ventilationswiderstand bei Nutzfahrzeugkonfigurationen mit den üblicherweise im europäischen Raum eingesetzten Bereifungen und Felgen zwischen 1,3 % und 4,3 % des gesamten Luftwiderstandsbeiwerts darstellt. Dabei ist eine Erhöhung des Ventilationswiderstands bei Konfigurationen mit überwiegend profilierter Bereifung festzustellen. Durch die Gegenüberstellung der numerisch gewonnenen und der aus den Fahrversuchen ermittelten Beiwerte konnte gezeigt werden, dass die Berücksichtigung des Ventilationswiderstands in der numerischen Strömungssimulation zu einer erheblichen Reduktion der Abweichung zum Fahrversuch beiträgt.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen haben die Größenordnung des Ventilationswiderstands von Nfz-Rädern und dessen Beitrag auf den gesamten Luftwiderstandsbeiwert eines realen Sattelzugs aufgezeigt. Darüber hinaus wurde dieser als relevanter Einflussfaktor für die Abweichung der Ergebnisse zwischen CFD und Fahrversuch identifiziert. Es wurde zudem gezeigt, welche Modellierungsansätze zur Abbildung der Raddrehung und zur korrekten Bestimmung des Ventilationswiderstands in der numerischen Strömungssimulation verwendet werden sollten. Derartige Kenntnisse sollten bereits im Entwicklungsprozess von Nutzfahrzeugen mitberücksichtigt werden, sodass sich die in der Entwicklung erzielten Beiwerte denen aus den Fahrversuchen nähern. Zuletzt können die gewonnenen Erkenntnisse und etablierten Verfahren zur Strömungssimulation für weitere mögliche Untersuchungen im Rahmen der Radaerodynamik angewendet werden. Hierbei könnte die Berücksichtigung der Reifendeformation dazu dienen, eine weitere Aussage zur Radaerodynamik von Nutzfahrzeugen und dessen Einfluss auf den gesamten Luftwiderstandsbeiwert zu formulieren.



## 8 Literatur

- [1] Europäische Union, "Verordnung (EU) 2019/1242 des europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2019," 2019.
- [2] Peiró Frasquet, C. and Indinger, T., "Schwere Nutzfahrzeugkonfigurationen unter Einfluss realitätsnaher Anströmbedingungen," *Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V* 281, 2014.
- [3] Peiró Frasquet, C. and Indinger, T., "Bestimmung des Luftwiderstandsbeiwerts von realen Nutzfahrzeugen im Fahrversuch und Vergleich verschiedener Verfahren zur numerischen Simulation," *Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V*, 2017.
- [4] T. v. Kármán, "Hauptaufsätze über laminare und turbulente Reibung," pp. 233-252, 1921.
- [5] G. Kempf, "Über Reibungswiderstand rotierender Scheiben," Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1922.
- [6] H. Schlichting und E. Truckenbrodt, "Exakte Lösungen der Navier-Stokes-Gleichungen," *Grenzschichttheorie*, pp. 120-124, Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [7] Link, A., "Analyse, Messung und Optimierung des aerodynamischen Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern," Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2018.
- [8] Schütz, T. (ed.), "Hucho - Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort," ATZ/MTZ-Fachbuch, 6th ed., Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-2316-8, 2013.
- [9] Wiedemann, J. and Potthoff, J. (eds.), "The New 5-Belt Road Simulation System of the IVK Wind Tunnels - Design and First Results,"
- [10] Wittmeier, F. (ed.), "The Recent Upgrade of the Model Scale Wind Tunnel of University of Stuttgart," vol. 10, 2017.
- [11] Thivolle-Cazat, E. and Gilliéron, P., "Flow analysis around a rotating wheel," 2006.
- [12] Gulyás, A., Bodor, Á., Regert, T., and János, I.M., "PIV measurement of the flow past a generic car body with wheels at LES applicable Reynolds number," vol. 43, 2013.
- [13] Schönleber, C. (ed.), "Untersuchung von transienten Interferenzeffekten in einem Freistrahwindkanal für Automobile," Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2021.
- [14] "PowerFLOW User's Guide," Release 5.5, 2018.
- [15] Chen, H., Teixeira, C., and Molvig, K., "Digital Physics Approach to Computational Fluid Dynamics: Some Basic Theoretical Features," *Int. J. Mod. Phys. C* 08(04):675–684, 1997, doi:[10.1142/S0129183197000576](https://doi.org/10.1142/S0129183197000576).
- [16] Succi, S. (ed.), "The lattice Boltzmann equation: For fluid dynamics and beyond," Oxford science publications, Univ. Press, Oxford, ISBN 978-0199679249, 2013.



- [17] Versteeg, H.K. and Malalasekera, W. (eds.), "An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method," 2nd ed., Pearson/Prentice Hall, Harlow, ISBN 9780131274983, 2007.
- [18] Jayanti, S., "Computational fluid dynamics for engineers and scientists," Springer, Dordrecht, The Netherlands, ISBN 978-94-024-1217-8, 2018.
- [19] Dillmann, A. and Orellano, A., "The Aerodynamics of Heavy Vehicles III," vol. 79, Springer International Publishing, Cham, 2016.
- [20] Söderblom, D., "Wheel housing aerodynamics of heavy trucks," Zugl.: Göteborg, Univ., Diss., 2012, Doktorsavhandlingar vid Chalmers Tekniska Högskola, N.S., 3309, Chalmers Univ. of Technology, Göteborg, ISBN 978-91-7385-628-7, 2012.
- [21] Scheeve, T.S., "Truck wheelhouse aerodynamics: Numerical investigations into the phenomena in heavy truck wheelhouses," Master Thesis, 2013.
- [22] T. Theodorsen und R. Regier, "Experiments on Drag of Revolving Disks, Cylinders and Streamline Rods at High Speeds," Report 793, pp. 4-6, 1945.
- [23] Kamm, W. and Schmid, C., "Messung der Fahrleistungen und Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen," Das Versuchs- und Meßwesen auf dem Gebiet des Kraftfahrzeugs, pp. 179-180, Julius Springer, 1938.
- [24] Hahnenkamm, A., Grilliat, J., and Antonio, D., "Rotatory and translatory aerodynamic drag of car wheels," 13. Internationales Stuttgarter Symposium, 2013.
- [25] Wickern, G., Zwicker, K., and Pfadenhauer, M., "Rotating Wheels - Their Impact on Wind Tunnel Test Techniques and on Vehicle Drag Results,"
- [26] Mayer, W. and Wiedemann, J., "The Influence of Rotating Wheels on Total Road Load,"
- [27] Vdovin, A., "Numerical and experimental investigations on aerodynamic and thermal aspects of rotating wheels," Zugl.: Göteborg, Univ., Diss., 2015, Doktorsavhandlingar vid Chalmers Tekniska Högskola, N.S., 3927, Chalmers Univ. of Technology, Göteborg, ISBN 978-91-7597-246-6, 2015.
- [28] Vdovin, A., Lofdahl, L., and Sebben, S., "Investigation of Wheel Aerodynamic Resistance of Passenger Cars," vol. 7, 2014.
- [29] Wiedemann, J., "Verfahren und Windkanalwaage bei aerodynamischen Messungen an Fahrzeugen," Patent EP 0 842 407 B1.
- [30] Tesch, G. and Modlinger, F., "Die Aerodynamik-Felge von BMW - Einfluss und Gestaltung von Rädern zur Minimierung von Fahrwiderständen," HdT-Tagung: Fahrzeugaerodynamik, München, 2012.
- [31] J.H. Ferziger and M. Perić., "Computational Methods for Fluid Dynamics," Springer, London, 2002.
- [32] J.Y. Luo, R.I. Issa, and A.D. Gosman., "Prediction of impeller induced flows in mixing vessels using multiple frames of reference," 136:549–556, I. Chem. E. Symposium Series, 1994.
- [33] I. Demirdžić and M. Perić, "Finite volume method for prediction of fluid flow in arbitrarily shaped domains with moving boundaries.," 10th ed., 1990.
- [34] H. Jasak and H. Rusche, "Dynamic mesh handling in OpenFOAM," Orlando, Florida,, 2009.
- [35] Dougherty, F.C., "Development of a Chimera Grid Scheme with Applications to Unsteady Problems," Dissertation, 1985.



- [36] Chesshire, G. and Henshaw, W.D., "Composite overlapping meshes for the solution of partial differential equations," *Journal Computational Physics* 90, S. 1–64, 1990.
- [37] Brown, D.L., Henshaw, W.D., and Quinlan, D.J. (eds.), "OVERTURE: Object-oriented tools for overset grid applications," AIAA Paper Nr. 99-3130, 1999.
- [38] Thorsten Schwarz, "Ein blockstrukturiertes Verfahren zur Simulation der Umströmung zur Simulation der Umströmung," Dissertation, 2005.
- [39] Hadžić, H., "Development and application of a finite volume method for the computation of flows around moving bodies on unstructured, overlapping grids," Dissertation, 2005.
- [40] PESKIN, C.S., "Flow patterns around heart valves: a numerical method," 10, 252–271, 1972.
- [41] Roy, S., De, A., and Balaras, E., "Immersed Boundary Method," Springer Singapore, Singapore, 2020.
- [42] Mittal, R. and Iaccarino, G., "IMMERSED BOUNDARY METHODS," vol. 37, 2005.
- [43] Jindal, S., Khalighi, B., Johnson, J.P., Chen, K.-H. et al., "The Immersed Boundary CFD Approach for Complex Aerodynamics Flow Predictions,"
- [44] Hylla, E.A., "Eine Immersed Boundary Methode zur Simulation von Strömungen in komplexen und bewegten Geometrien," Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss., 2012, Univ.-Verl. der TU Berlin, Berlin, ISBN 978-3-7983-2531-9, 2013.
- [45] F. Damiani, G. Iaccarino, G. Kalitzin, and B. Khalighi, "Unsteady flow simulations of wheel-wheelhouse configurations," *Proceedings of the 34th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit*, 2004.
- [46] Wäschle, A., "Numerische und experimentelle Untersuchung des Einflusses von drehenden Rädern auf die Fahrzeugaerodynamik," Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2006, Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, vol. 27, Expert-Verl., Renningen, ISBN 978-3-8169-2659-7, 2006.
- [47] Hobeika, T. and Sebben, S., "CFD investigation on wheel rotation modelling," vol. 174, 2018.
- [48] S. Vilfayeau, Ch. Pesci, S. Ferraris, A. Heather, F. Roesler, "Improvement of Arbitrary Mesh Interface (AMI) Algorithm for External Aerodynamic Simulation with Rotating Wheels," 2021.
- [49] Reiß, J., Sebald, J., Haag, L., Zander, V. et al., "Experimental and Numerical Investigations on Isolated, Treaded and Rotating Car Wheels,"
- [50] Peiró Frasquet, C., Kuthada, T., and Wiedemann, J., "Potenzialuntersuchung und Validierung von innovativen Verfahren zur Simulation der Radaerodynamik," 13. HdT-Tagung: Fahrzeugaerodynamik, München, 2018.
- [51] Peiró Frasquet, C. and Indinger, T., "Numerische Untersuchungen zur Aerodynamik von Nutzfahrzeugkombinationen bei realitätsnahen Fahrbedingungen unter Seitenwindeinfluss," *Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V.*, 2013.
- [52] Continental, "Nutzfahrzeugreifen - Technischer Ratgeber," 2018.
- [53] Peiró Frasquet, C., Kuthada, T., Wagner, A., and Wiedemann, J., "Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der



Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen," FAT-Schriftenreihe 330, 2020.



# Anhang

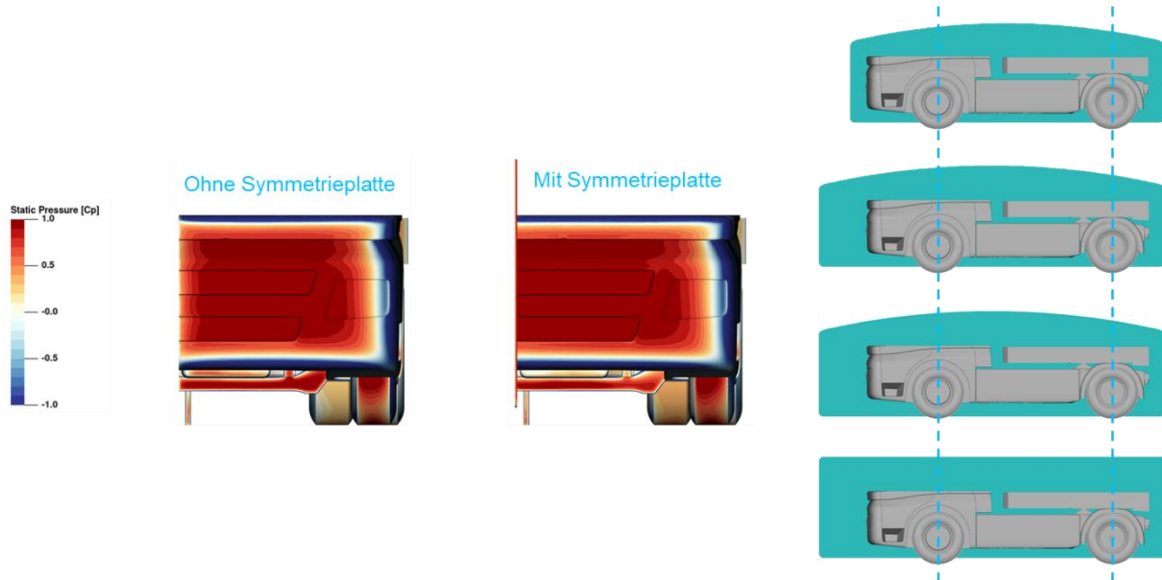
## A.1 Fluideigenschaften

Tabelle A.1 Fluideigenschaften und initiale Bedingungen

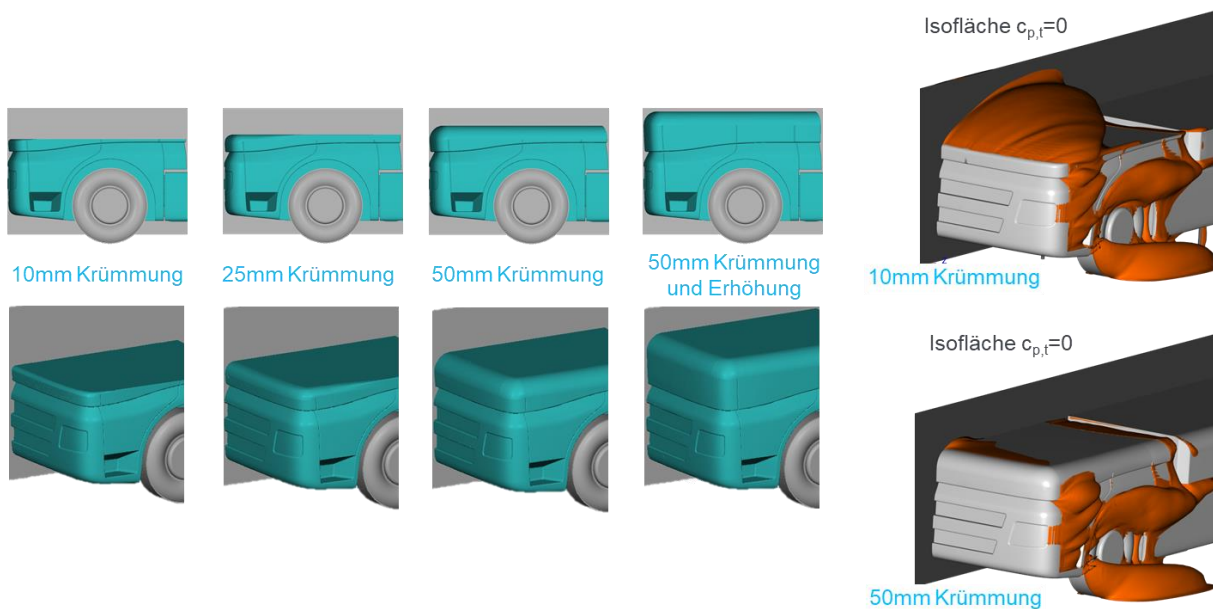
Charakteristischer Druck	101325 Pa
Charakteristische Temperatur	20°C
Charakteristische Viskosität	$1,49 \cdot 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$
Charakteristische Geschwindigkeit	27,1m/s
Turbulente Intensität	0,01%
Turbulente Länge	5 mm



## A.2 Konzeption eines Fahrzeugmodells zur Messung des Ventilationswiderstands im Modellwindkanal

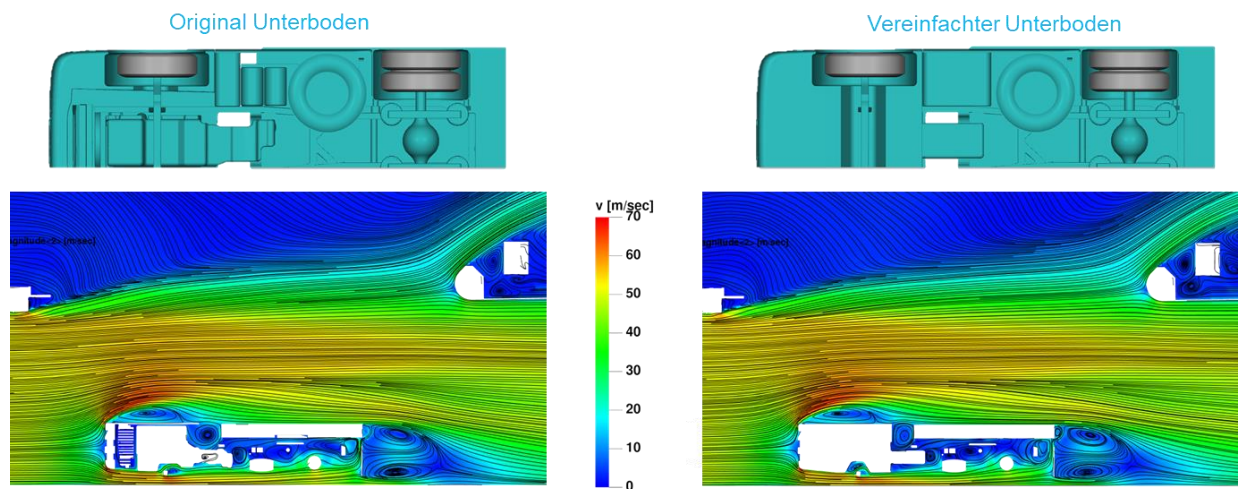


**Abbildung A.1** Parameterstudie der Symmetrieplatte zur Verschiebung des Staudruckpunktes, links: Einfluss der Symmetrieplatte auf die Druckverteilung, rechts: unterschiedliche Varianten

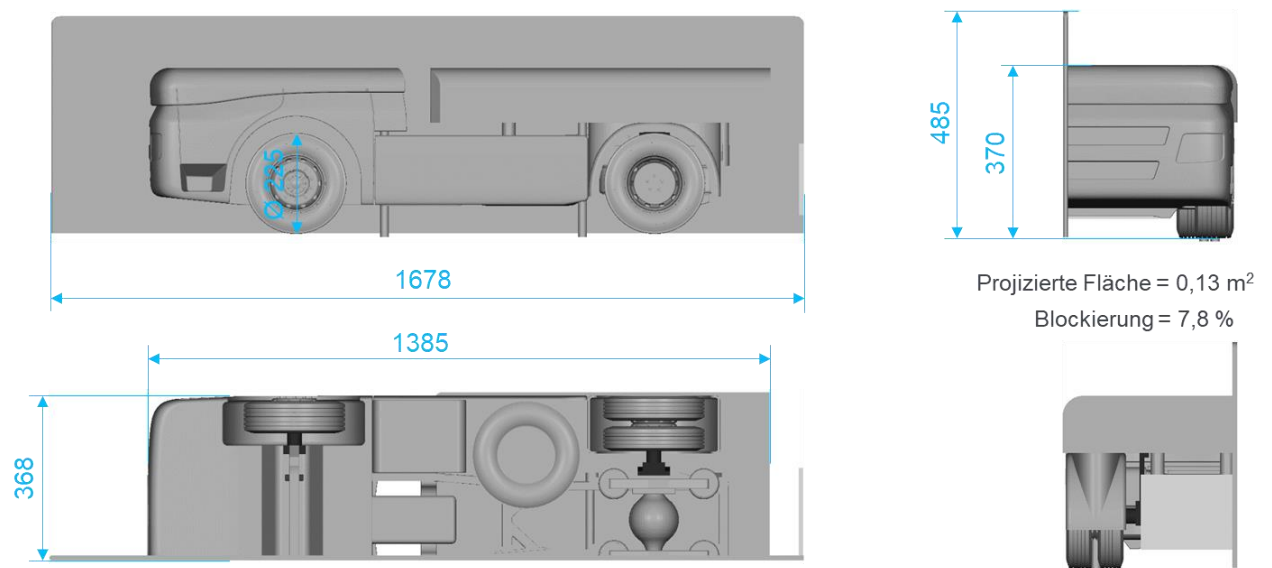


**Abbildung A.2** Parameterstudie zur Krümmung der Oberkante, links: Modellvarianten, rechts: Strömungsablösung





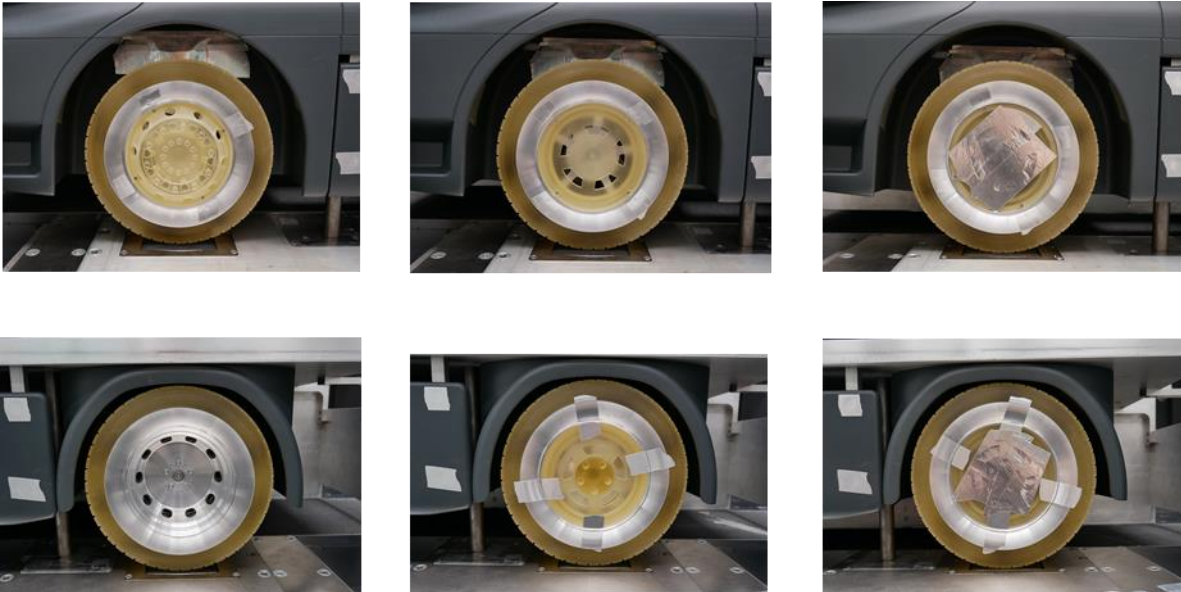
**Abbildung A.3** Parameterstudie zur Vereinfachung des Unterbodens, oben: Modelle mit unterschiedlicher Unterbodengestaltung, unten: Geschwindigkeitsfeld auf Y-Ebene mit Berücksichtigung des Windkanals



**Abbildung A.4** Abmessungen des Fahrzeugmodells



### A.3 Validierung einer Methode zur Bestimmung des Ventilationsmoments in der numerischen Strömungssimulation



**Abbildung A.5** Untersuchte Radkonfigurationen im Windkanalversuch, oben: Vorderrad mit profilierter Bereifung, unten: Zwillingräder mit profilierter Bereifung

## Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2017)

Nr.	Titel
292	Innenhochdruckumformen laserstrahlgelöteter Tailored Hybrid Tubes aus Stahl-Aluminium-Mischverbindungen für den automobilen Leichtbau, 2017
293	Filterung an Stelle von Schirmung für Hochvolt-Komponenten in Elektrofahrzeugen, 2017
294	Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Feinbleche aus Stahl unter kombinierter Beanspruchung, 2017
295	Wechselwirkungen zwischen zyklisch-mechanischen Beanspruchungen und Korrosion: Bewertung der Schädigungsäquivalenz von Kollektiv- und Signalformen unter mechanisch-korrosiven Beanspruchungsbedingungen, 2017
296	Auswirkungen des teil- und hochautomatisierten Fahrens auf die Kapazität der Fernstraßeninfrastruktur, 2017
297	Analyse zum Stand und Aufzeigen von Handlungsfeldern beim vernetzten und automatisierten Fahren von Nutzfahrzeugen, 2017
298	Bestimmung des Luftwiderstandsbeiwertes von realen Nutzfahrzeugen im Fahrversuch und Vergleich verschiedener Verfahren zur numerischen Simulation, 2017
299	Unfallvermeidung durch Reibwertprognosen, 2017
300	Thermisches Rollwiderstandsmodell für Nutzfahrzeugreifen zur Prognose fahrprofilspezifischer Energieverbräuche, 2017
301	The Contribution of Brake Wear Emissions to Particulate Matter in Ambient Air, 2017
302	Design Paradigms for Multi-Layer Time Coherency in ADAS and Automated Driving (MULTIC), 2017
303	Experimentelle Untersuchung des Einflusses der Oberflächenbeschaffenheit von Scheiben auf die Kondensatbildung, 2017
304	Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter realen Umgebungsbedingungen, 2018
305	Simulationsgestützte Methodik zum Entwurf intelligenter Energiesteuerung in zukünftigen Kfz-Bordnetzen, 2018
306	Einfluss der Kantenbearbeitung auf die Festigkeitseigenschaften von Stahl-Feinblechen unter quasistatisch und schwingender Beanspruchung, 2018
307	Fahrerspezifische Aspekte beim hochautomatisierten Fahren, 2018
308	Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter zeitvarianten Betriebsbedingungen, 2018
309	Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Schraubverbindungen mit gefurchtem Gewinde, 2018
310	Konzept zur Auslegungsmethodik zur Verhinderung des selbsttätigen Losdrehens bei Bauteilsystemen im Leichtbau, 2018
311	Experimentelle und numerische Identifikation der Schraubenkopfverschiebung als Eingangsgröße für eine Bewertung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubverbindungen, 2018
312	Analyse der Randbedingungen und Voraussetzungen für einen automatisierten Betrieb von Nutzfahrzeugen im innerbetrieblichen Verkehr, 2018
313	Charakterisierung und Modellierung des anisotropen Versagensverhaltens von Aluminiumwerkstoffen für die Crashesimulation, 2018

- 314 Definition einer „Äquivalenten Kontakttemperatur“ als Bezugsgröße zur Bewertung der ergonomischen Qualität von kontaktbasierten Klimatisierungssystemen in Fahrzeugen, 2018
- 315 Anforderungen und Chancen für Wirtschaftsverkehre in der Stadt mit automatisiert fahrenden E-Fahrzeugen (Fokus Deutschland), 2018
- 316 MULTIC-Tooling, 2019
- 317 EPHoS: Evaluation of Programming - Models for Heterogeneous Systems, 2019
- 318 Air Quality Modelling on the Contribution of Brake Wear Emissions to Particulate Matter Concentrations Using a High-Resolution Brake Use Inventory, 2019
- 319 Dehnratenabhängiges Verformungs- und Versagensverhalten von dünnen Blechen unter Scherbelastung, 2019
- 320 Bionischer LAM-Stahlleichtbau für den Automobilbau – BioLAS, 2019
- 321 Wirkung von Systemen der aktiven, passiven und integralen Sicherheit bei Straßenverkehrsunfällen mit schweren Güterkraftfahrzeugen, 2019
- 322 Unfallvermeidung durch Reibwertprognosen - Umsetzung und Anwendung, 2019
- 323 Transitionen bei Level-3-Automation: Einfluss der Verkehrsumgebung auf die Bewältigungsleistung des Fahrers während Realfahrten, 2019
- 324 Methodische Aspekte und aktuelle inhaltliche Schwerpunkte bei der Konzeption experimenteller Studien zum hochautomatisierten Fahren, 2020
- 325 Der Einfluss von Wärmeverlusten auf den Rollwiderstand von Reifen, 2020
- 326 Lebensdauerberechnung hybrider Verbindungen, 2020
- 327 Entwicklung der Verletzungsschwere bei Verkehrsunfällen in Deutschland im Kontext verschiedener AIS-Revisionen, 2020
- 328 Entwicklung einer Methodik zur Korrektur von EES-Werten, 2020
- 329 Untersuchung zu den Einsatzmöglichkeiten der Graphen- und Heuristikbasierten Topologieoptimierung zur Entwicklung von 3D-Rahmenstrukturen in Crashlastfällen, 2020
- 330 Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen, 2020
- 331 Effiziente Charakterisierung und Modellierung des anisotropen Versagensverhaltens von LFT für Crashsimulation, 2020
- 332 Charakterisierung und Modellierung des Versagensverhaltens von Komponenten aus duktilem Gusseisen für die Crashsimulation, 2020
- 333 Charakterisierung und Meta-Modellierung von ungleichartigen Punktschweißverbindungen für die Crashsimulation, 2020
- 334 Simulationsgestützte Analyse und Bewertung der Fehlertoleranz von Kfz-Bordnetzen, 2020
- 335 Absicherung des autonomen Fahrens gegen EMV-bedingte Fehlfunktion, 2020
- 336 Auswirkung von instationären Anströmeffekten auf die Fahrzeugaerodynamik, 2020
- 337 Analyse von neuen Zell-Technologien und deren Auswirkungen auf das Gesamtsystem Batteriepack, 2020
- 338 Modellierung der Einflüsse von Mikrodefekten auf das Versagensverhalten von Al-Druckgusskomponenten mit stochastischem Aspekt für die Crashsimulation, 2020
- 339 Stochastisches Bruchverhalten von Glas, 2020
- 340 Schnelle, breitbandige Datenübertragung zwischen Truck und Trailer als Voraussetzung für das hochautomatisierte Fahren von Lastzügen, 2021

- 341 Wasserstoffkompatibilität von Aluminium-Legierungen für Brennstoffzellenfahrzeuge, 2021
- 342 Anforderungen an eine elektrische Lade- und Wasserstoffinfrastruktur für gewerbliche Nutzfahrzeuge mit dem Zeithorizont 2030, 2021
- 343 Objective assessment of database quality for use in the automotive research and development process, 2021
- 344 Review of non-exhaust particle emissions from road vehicles, 2021
- 345 Ganzheitliche Betrachtung von Rollwiderstandsverlusten an einem schweren Sattelzug unter realen Umgebungsbedingungen, 2021
- 346 Studie zur Abschätzung der Anwendungspotentiale, Risiken und notwendigen Forschungsbedarfe bei der Verwendung von Glashohlkugeln in Kombination mit thermoplastischem Schaumspritzguss, 2021
- 347 Typgenehmigungsanforderungen an Level-3-Autobahnssysteme - Hintergrundbetrachtungen zu technischen Anforderungen für eine automatisierte Fahrfunktion, 2021
- 348 Einfluss der Kantenbearbeitung von Aluminiumblechen auf das Restumformvermögen sowie die Festigkeitseigenschaften unter quasistatischer und schwingender Beanspruchung, 2021
- 349 Verstärkung dünner formgehärteter Bauteile mittels FVK-Verrippungen, 2021
- 350 HMI Anforderungen für den automatisierten Individualverkehr unter Berücksichtigung von Leistungsmöglichkeiten und -grenzen älterer Nutzer, 2021
- 351 Compatibility of polymers for fuel cell automobiles, 2021
- 352 Entwicklung einer gewichtsoptimierten Batteriegehäusestruktur für Volumenfahrzeuge, 2021
- 353 Charakterisierung und Modellierung des Deformations- und Versagensverhaltens von nicht-faserverstärkten Thermoplasten unter mehrachsiger Crashbelastung, 2021
- 354 Untersuchung zum thermischen Komfort im Pkw für den Grenzbereich des Luftzugempfindens, 2021
- 355 Anforderungen an die Güte, Verfügbarkeit und Vorausschau einer Reibwertschätzung aus Funktionssicht, 2021
- 356 Entwicklung einer standardisierten Prüfanordnung zur Bewertung der Übernahmeleistung beim automatisierten Fahren, 2022
- 357 Vorstudie zu Verkehrsemissionen - Räumlich und zeitlich aufgelöste Daten durch Schwarmmessungen, 2022
- 358 Produktivitätssteigerung und Kostensenkung der laser-additiven Fertigung für den Automobilbau, 2022
- 359 Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen mit Fokus auf den Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern, 2022

## Impressum

Herausgeber	FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. Behrenstraße 35 10117 Berlin Telefon +49 30 897842-0 Fax +49 30 897842-600 <a href="http://www.vda-fat.de">www.vda-fat.de</a>
ISSN	2192-7863
Copyright	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 2022

Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA)  
Behrenstraße 35, 10117 Berlin  
[www.vda.de](http://www.vda.de)  
Twitter @VDA\_online

**VDA** | Verband der  
Automobilindustrie

Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT)  
Behrenstraße 35, 10117 Berlin  
[www.vda.de/fat](http://www.vda.de/fat)

**FAT** | Forschungsvereinigung  
Automobiltechnik