

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Fakultät für Maschinenwesen

Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungsmechanik

# Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Umströmung eines Pkw-Rades in Simulation und Experiment

Bastian Harald Schnepf

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

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Veit Senner  
Prüfer der Dissertation: 1. Priv.-Doz. Dr.-Ing. habil. Thomas Indinger  
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Cameron Tropea  
Technische Universität Darmstadt  
3. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Nikolaus A. Adams

Die Dissertation wurde am 30.03.2016 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 21.10.2016 angenommen.



# Vorwort

Diese Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungsmechanik der Technischen Universität München und als Doktorand in der Abteilung „Entwicklung Aerodynamik“ der BMW Group.

Besonders möchte ich Herrn PD Dr.-Ing. habil. Thomas Indinger für die Betreuung dieser Arbeit und die Förderung von der ersten Semesterarbeit bis heute danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Cameron Tropea danke ich herzlich für sein Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Koreferats.

Meinen Betreuern bei der BMW Group, Dr.-Ing. Gregor Tesch in der ersten Projekthälfte und Dr.-Ing. Thomas Schütz in der zweiten, gebührt ein großes Dankeschön für den fachlichen Austausch, die Organisation im Hintergrund und das freundschaftliche und vertrauensvolle Verhältnis.

Den Leitern der BMW Group Aerodynamik, Holger Winkelmann und Sven Klußmann, sowie meinen Gruppenleitern, Ulf Biermann und nochmals Dr.-Ing. Thomas Schütz, danke ich für die Finanzierung des Projekts und die exzellenten Arbeitsbedingungen. Der privilegierte Zugang zu Windkanal-, Modellbau- und Berechnungsressourcen für einen Doktoranden war einzigartig.

Paul Lützkendorf danke ich besonders für seinen wertvollen Beitrag zu dieser Arbeit in Form seiner Master's Thesis.

Für die Durchführung der Vergleichssimulationen am Einzelrad mit STAR-CCM+ möchte ich mich herzlich bei Andreas Schmidt bedanken.

Vielen Dank an alle weiteren Kollegen der Aerodynamikabteilung, Messtechniker, Prüfstandsfahrer und Modellbauer, die mich fachlich unterstützt, mir bei Versuchsvorbereitung und -durchführung geholfen und eine angenehme Arbeitsatmosphäre geschaffen haben.

Zu guter Letzt danke ich meinem Vater und meinen Großeltern für das Vermitteln der richtigen Werte und Einstellung, um dieses Projekt erfolgreich abzuschließen, und meinen Freunden für die Ablenkung in den richtigen Momenten.

München im Dezember 2015

Bastian Schnepf

# Kurzfassung

Die Räder eines Pkw verursachen etwa ein Viertel seines gesamten aerodynamischen Widerstands, weshalb ihre Optimierung essentiell für das Erreichen der Ziele im aerodynamischen Entwicklungsprozess ist. Im Rahmen dieser Arbeit werden mehrere Einflussfaktoren auf die Umströmung der Räder in Fahrversuch, Windkanaltest und numerischer Simulation untersucht. Ziel ist es, den CFD-Prozesses zur Bewertung der Radaerodynamik bereits in einer frühen Projektphase zu ertüchtigen.

Zunächst werden dazu im Fahrversuch die Höhenstandsänderungen in Folge des Auftriebs, der Reifenausdehnung und der Abstützung des Antriebsmoments für verschiedene Felgendesigns analysiert. Dabei stellen sich die Höhenstandsänderungen als relevant für den absoluten Widerstandsbeiwert, nicht jedoch für die Widerstandsdifferenzen zwischen verschiedenen Rädern heraus. Im Anschluss werden je drei Felgen und Reifen in den BMW-Windkanälen bei unterschiedlicher Bodensimulation und mit dem im Serienprozess eingesetzten Lattice-Boltzmann-Löser Exa PowerFLOW hinsichtlich ihrer aerodynamischen Beiwerte, der Strömungstopologie sowie ihrer Wirkung auf die Druckverteilung am Fahrzeug untersucht. Als widerstandsbestimmende Strömungsstruktur wird der am Latsch entstehende Bodenwirbel identifiziert, dessen Größe und Totaldruckverlust mit dem Widerstand der Radkonfiguration korrelieren. In der numerischen Simulation werden unter dynamischer Belastung digitalisierte Reifengeometrien in Form von Längsrillenreifen eingesetzt, auf deren Lauffläche eine numerische Oberflächenrauheit die Rotation der Querrillen nachahmt. Die Felgen werden mittels Silding Mesh transient rotiert. Die im Versuch ermittelten Felgen- und Reifendifferenzen können erst bei einer im Vergleich zum Seriensetup vervierfachen Auflösung in guter Übereinstimmung zum Experiment abgebildet werden.

Um den Einfluss eines Reifenprofils auf die Radumströmung im Detail zu studieren und eine Validierungsdatenbasis für CFD-Löser zu erzeugen, wird darüber hinaus ein Einzelradexperiment durchgeführt. Hierzu wird die Komplexität hinsichtlich Geometrie und Randbedingung sukzessive erhöht, um etwaige Schwachstellen der Simulation zu identifizieren. Eine korrekte Abbildung von Randbedingung und Geometrie ist dabei bis zum Fall des abgehobenen, rotierenden, profilierten Reifens möglich. Bei zusätzlicher Belastung des Rades muss die auch am Fahrzeug angewandte Ersatzmodellierung in Form eines Längsrillenreifens mit numerisch rauer Lauffläche gewählt werden, um eine akzeptable Simulationsgüte zu erreichen. Die Ergebnisse zeigen jedoch eine hohe Sensitivität hinsichtlich der Lage des Sliding-Mesh-Interfaces zum Reifen. Im Falle des zusätzlich belasteten Reifens wird ein signifikanter Einfluss des Profils auf die gesamte Nachlaufstruktur nachgewiesen. Vor allem die rotierenden Querrillen bewirken einen einzelnen, mittig liegenden Bodenwirbel statt eines Wirbelpaares, begleitet von starkem Einströmen von der Außenseite, sowie einen reduzierten Abwind hinter dem Reifen.



# Abstract

The wheels of a passenger car are responsible for approximately one quarter of its total aerodynamic drag. Therefore, wheel optimization is critical to achieve the goals in an aerodynamic development process. In the course of this study multiple factors on the flow around wheels are investigated by means of on-road and wind tunnel testing, considering different ground simulation techniques, as well as computational fluid dynamics. The aim of the study is to enable the CFD process to evaluate wheel aerodynamics already in an early development phase.

At first, ride height changes resulting from lift forces, tire expansion and driving torque are analyzed for different wheel designs on the proving ground. It turns out that the ride height changes are relevant for determining the absolute drag value but not for evaluating the drag differences between wheels. Subsequently, three rim designs and tires each are investigated with respect to aerodynamic forces, flow topology and their influence on the surface pressure distribution at the car. The ground vortex originating from the contact patch proves to be the flow structure determining a wheel's aerodynamic drag. Increased size and total pressure loss of the vortex accordingly increase the drag value. For the numerical simulation the tire geometries are scanned under dynamically loaded conditions. They only include longitudinal grooves and have a surface roughness assigned to the tread area to emulate rotating lateral grooves. The rims are rotated transiently inside a Sliding Mesh region. Only when increasing the resolution four times compared to the setup used in serial development, rim and tire differences can be obtained in good agreement with the experimental results.

In order to study the influence of the tire tread on the flow around the wheel in detail and to generate a dataset for validating CFD solvers, an experiment at an isolated wheel is conducted. The complexity of the geometry and the boundary conditions is elevated step by step to identify weaknesses in the numerical simulation. An exact representation of the boundary conditions and the geometry is achieved up to the case of a lifted, rotating, treaded tire. If the treaded tire is moreover exposed to a load, a replacement model only containing longitudinal grooves and a numerically rough tread area has to be chosen to achieve results of acceptable quality. However, results show a strong sensitivity to the position of the Sliding Mesh interface relative to the tire geometry. In the case of an additionally loaded tire the tread has a significant influence on the wake topology as a whole. Especially the rotating lateral tread grooves cause a single ground vortex in the center accompanied by strong lateral entrainment from the outside – instead of a vortex pair – and a reduced downwash behind the tire.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>III</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>IV</b>
<b>Abstract</b>	<b>V</b>
<b>Symbol- und Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik und Zielsetzung</b>	<b>3</b>
2.1 Grundlegende Definitionen . . . . .	3
2.1.1 Koordinatensysteme . . . . .	3
2.1.2 Fluidmechanische Größen . . . . .	3
2.2 Einzelraduntersuchungen . . . . .	5
2.3 Gesamtfahrzeuguntersuchungen . . . . .	11
2.3.1 Einfluss der Raddrehung und Bodensimulation . . . . .	11
2.3.2 Felgen- und Reifeneinfluss . . . . .	15
2.3.3 Zusammenfassung relevanter Einflüsse . . . . .	17
2.4 Radbehandlung in CFD . . . . .	18
2.5 Ziel der Arbeit . . . . .	21
<b>3 Methoden und Messtechnik</b>	<b>23</b>
3.1 Versuchsfahrzeug . . . . .	23
3.1.1 Druckmesstechnik . . . . .	23
3.1.2 Höhenstandsmessung . . . . .	25
3.2 Einzelradhalterung . . . . .	25
3.3 Reifenabtastung . . . . .	26
3.4 Vermessung des Strömungsfelds . . . . .	27
3.4.1 Mehrlochsonden . . . . .	28
3.4.2 Messebenen am Gesamtfahrzeug . . . . .	28
3.4.3 Messebenen am Einzelrad . . . . .	29
3.5 Windkanäle . . . . .	30
3.5.1 BMW Group Windkanal . . . . .	30
3.5.2 AEROLAB . . . . .	31
3.6 Fahrversuch auf der Teststrecke . . . . .	33
3.6.1 Umwelteinflüsse . . . . .	33
3.6.2 Standardmessprozedur . . . . .	34
3.7 Numerische Simulation . . . . .	34
3.7.1 Berechnung mit Exa PowerFLOW . . . . .	34
3.7.2 Berechnung mit CD-adapco STAR-CCM+ . . . . .	39

<b>4</b>	<b>Gesamtfahrzeuguntersuchungen</b>	<b>45</b>
4.1	Höhenstand . . . . .	45
4.1.1	Straßenfahrt . . . . .	45
4.1.2	Windkanal . . . . .	47
4.1.3	Vergleich der Felgen . . . . .	47
4.2	Numerisches Basissetup . . . . .	48
4.3	Felgendesign . . . . .	54
4.3.1	Kraftbeiwerte . . . . .	54
4.3.2	Strömungstopologie . . . . .	56
4.3.3	Widerstandsentwicklung . . . . .	61
4.3.4	Oberflächendruckverteilung . . . . .	62
4.3.5	Einfluss der Fahrzeugkonfiguration . . . . .	64
4.3.6	Zusammenfassung . . . . .	66
4.4	Reifen . . . . .	68
4.4.1	Kraftbeiwerte . . . . .	68
4.4.2	Strömungstopologie . . . . .	70
4.4.3	Oberflächendruckverteilung . . . . .	75
4.4.4	Auflösungsstudie in CFD . . . . .	76
4.4.5	Zusammenfassung . . . . .	77
<b>5</b>	<b>Einzelradstudie</b>	<b>81</b>
5.1	Grundlegender Versuchsaufbau . . . . .	81
5.2	Abgehobenes Rad ohne Rotation . . . . .	83
5.2.1	Abgleich Windkanal und CFD . . . . .	83
5.2.2	Traverseninterferenz . . . . .	84
5.2.3	Numerische Oberflächenrauheit . . . . .	84
5.3	Abgehobenes Rad mit Rotation . . . . .	89
5.3.1	Basisfall . . . . .	89
5.3.2	Sensitivitäten . . . . .	90
5.3.3	Einfluss des Rotationsmodells in CFD . . . . .	93
5.4	Belastetes Rad mit Rotation . . . . .	104
5.4.1	Basisfall . . . . .	104
5.4.2	Sensitivitäten . . . . .	107
5.4.3	Umsetzung in CFD . . . . .	113
5.5	Vergleichsrechnungen mit STAR-CCM+ . . . . .	124
5.5.1	Abgehobenes Rad ohne Rotation . . . . .	124
5.5.2	Abgehobenes Rad mit Rotation . . . . .	129
5.6	Zusammenfassung . . . . .	133
<b>6</b>	<b>Fazit und Ausblick</b>	<b>135</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>138</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>144</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>146</b>

<b>A</b>	<b>Einzelrad</b>	<b>153</b>
A.1	Messebenen . . . . .	153
A.1.1	Variation von Rotationsgeschwindigkeit und Spaltgröße . . . . .	153
A.1.2	Sättigung bei numerischer Oberflächenrauheit . . . . .	154
<b>B</b>	<b>Gesamtfahrzeug</b>	<b>157</b>
B.1	Reifen . . . . .	157
B.1.1	Messebenen Hinterradnachlauf . . . . .	157



# Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

## Griechische Symbole

$\beta$	Schiebewinkel [°]
$\epsilon$	turbulente Dissipation $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3}\right]$
$\kappa$	Isentropenexponent [–]
$\mu$	dynamische Viskosität $\left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}\right]$
$\mu_t$	Wirbelviskosität $\left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}\right]$
$\nu$	kinematische Viskosität $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$
$\omega$	Rotationsgeschwindigkeit $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$ bzw. Wirbelfrequenz $\left[\frac{1}{\text{s}}\right]$
$\Omega_i$	Kollisionsterm (LBM)
$\phi$	Sturzwinkel [°]
$\rho$	Dichte $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
$\tau_r$	Relaxationszeit (LBM)
$\underline{\underline{\tau}}$	Reynoldsspannungstensor $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$

## Lateinische Symbole

$\underline{c}_i$	Diskrete Geschwindigkeiten (LBM)
$\underline{u}$	Geschwindigkeitsvektor $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$a$	Schallgeschwindigkeit $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$C_{Mx}, C_{My}, C_{Mz}$	Momentenbeiwerte im modellfesten Koordinatensystem [–]
$C_{pt}$	Totaldruckbeiwert [–]
$C_p$	Druckbeiwert [–]
$C_x, C_y, C_z$	Kraftbeiwerte im modellfesten Koordinatensystem [–]
$C_{xA}$	Widerstandsfläche $[\text{m}^2]$
$C_{z1}, C_{z2}$	Vorder- bzw. Hinterachsauftriebsbeiwert [–]

$f_i$	Partikelgeschwindigkeitsverteilung (LBM)
$F_x, F_y, F_z$	Kräfte im modellfesten Koordinatensystem [N]
$F_{z1}, F_{z2}$	Vorder- bzw. Hinterachsauftrieb [N]
$k$	turbulente kinetische Energie $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}\right]$
$M_x, M_y, M_z$	Momente im modellfesten Koordinatensystem [N]
$Ma$	Machzahl [–]
$p$	statischer Druck [Pa]
$p_\infty$	Umgebungsdruck [Pa]
$q$	dynamischer Druck [Pa]
$R_s$	spezifische Gaskonstante $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}}\right]$
$Re$	Reynoldszahl [–]
$T$	Temperatur [K]
$U$	Geschwindigkeitsbetrag $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$U_\infty$	Anströmgeschwindigkeit $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$u_x, u_y, u_z$	Geschwindigkeit in x-, y- bzw. z-Richtung $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$x, y, z$	kartesische Koordinaten [m]

### Abkürzungen

(U)RANS	(Unsteady) Reynolds Averaged Navier-Stokes
AWK	Aerodynamischer Windkanal der BMW Group
CAD	Computer Aided Design
CCM+	CD-adapco STAR-CCM+
CFD	Computational Fluid Dynamics, numerische Strömungsmechanik
DES	Detached Eddy Simulation
FEM	Finite-Elemente-Methode
FVM	Finite-Volumen-Methode
LBM	Lattice-Boltzmann-Methode
LES	Large Eddy Simulation, Grobstruktursimulation
LR	Längsrillenreifen



MAS	Motorraumabschirmung
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
PF	Exa PowerFLOW
RW	Rotating Wall
SM	Sliding Mesh
SR	Surface Roughness, Oberflächenrauheit
VR	Variable Resolution, Gitterverfeinerungsstufe
WK	Windkanal
WLTP	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedures



# Kapitel 1

## Einleitung

Eine der größten, aktuellen Herausforderungen der Automobilindustrie besteht in der Reduktion der Schadstoff- und insbesondere CO<sub>2</sub>-Emissionen in der gesamten Breite des angebotenen Fahrzeugportfolios. Dies ist vor allem auf sich weltweit stetig verschärfende gesetzliche Rahmenbedingungen, aber auch auf ein erhöhtes Umweltbewusstsein der Gesellschaft generell zurückzuführen. Für konventionelle, durch Verbrennungsmotoren angetriebene Fahrzeugkonzepte ist dieses Ziel direkt in eine Reduktion des Treibstoffverbrauchs übersetzbar.

Ein weiteres großes Anliegen der Industrie ist die Erhöhung der Reichweite von Elektrofahrzeugen. So stellt die geringe Reichweite der meisten batteriebetriebenen Fahrzeugkonzepte eines der wesentlichen Hindernisse auf dem Weg zu einer breiten gesellschaftlichen Akzeptanz und damit zum wirtschaftlichen Erfolg der Elektromobilität dar.

Für beide Zwecke ist es notwendig, sämtliche Fahrwiderstände zu minimieren. Dazu zählt bei stationärer, ebener Fahrt neben dem Rollwiderstand der Reifen und Verlusten im Antriebsstrang vor allem der aerodynamische Widerstand des Fahrzeugs. Er steigt quadratisch mit der Geschwindigkeit und nimmt schon bei ca. 70 km/h die Rolle des dominanten Widerstandes ein [47]. Daher forschen Automobilhersteller bereits seit einigen Jahrzehnten auf dem Gebiet der Aerodynamik, um neue Potentiale zu erschließen.

Ein Fahrzeugbereich, dem in den letzten drei Jahrzehnten immer mehr Aufmerksamkeit gewidmet wurde, sind die Räder. Trotz ihrer vergleichsweise kleinen geometrischen Dimension sind sie als stumpfe, wenn auch nur zu einem kleinen Teil frei angeströmte Körper nach Pfadenhauer et al. [40] für etwa 25 % des aerodynamischen Widerstands verantwortlich.

Verstärkt wird das Interesse an einer aerodynamischen Optimierung der Räder neuerdings zudem durch eine Änderung der Gesetzgebung für die Ermittlung der Verbräuche. Sowohl der Fahrzyklus an sich, als auch die Testbestimmungen werden für Fahrzeuge ab 2017 maßgeblich angepasst. So wird künftig WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure) mit dem Zyklus WLTC die bisher in Europa geltende Richtlinie 70/220/EWG mit dem Zyklus NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) ablösen. Dabei sind im WLTC Phasen höherer Geschwindigkeit stärker vertreten als bislang, wodurch die Aerodynamik des Fahrzeugs grundsätzlich eine höhere Bedeutung bei der Ermittlung des Verbrauchs erhält. Des Weiteren werden auch Sonderausstattungen in die Verbrauchsermittlung miteinbezogen. Somit zählen für den Flottenverbrauch eines Herstellers künftig nicht mehr die Verbräuche künstlich definierter Basisvarianten, sondern vielmehr die der tatsächlich verkauften Fahrzeugkonfigurationen unter Berücksichtigung der evtl. verbrauchs- und damit emissionserhöhenden Sonderausstattungen.

Ein Beispiel für eine verbrauchsrelevante Sonderausstattung sind die Felgen. Sie tragen maßgeblich zum Erscheinungsbild eines Fahrzeugs bei und viele Kunden entscheiden sich beim Kauf für ein sportliches Leichtbaudesign großen Durchmessers. Der aerodynamische Widerstand des Fahrzeugs kann sich dadurch allerdings erhöhen, weshalb Felgen künftig einen größeren Einfluss auf die Erfüllung der gesetzlichen Flottenziele haben werden als bisher. Konsequenterweise müssen sie unter diesem Gesichtspunkt auch aerodynamisch optimiert werden,

was jedoch eine große Herausforderung für den Entwicklungsprozess darstellt. Die Entwürfe der Designabteilung stehen in der Regel erst spät in physischer Form für Windkanaltests zur Verfügung und eine Optimierung an der Felge ist modelltechnisch schwierig. Hinzu kommt, dass mögliche Interferenzen der Radaerodynamik mit der Wirksamkeit anderer Maßnahmen den Zielerreichungsprozess zu einem späten Zeitpunkt gefährden könnten. Letzten Endes ist jedoch schon der experimentelle Prüfaufwand an sich bei einem Räderportfolio von etwa 20 Designs pro Baureihe de facto nicht leistbar.

Daher ist es wichtig, die Räder auch in einer frühen Phase schon virtuell bewerten und optimieren zu können. Die aerodynamische Berechnung rotierender Felgen und Reifen in der numerischen Strömungssimulation (CFD) ist jedoch eine vergleichsweise neue und anspruchsvolle Disziplin, für die die numerischen Verfahren erst ertüchtigt und validiert werden müssen. Die Erarbeitung von Best-Practices für den virtuellen aerodynamischen Entwicklungsprozess zur adäquaten Bewertung des Räderportfolios, sowie neuer Erkenntnisse zur Modellierung der Radrotation mit CFD bilden den Kern dieser Arbeit.

# Kapitel 2

## Stand der Technik und Zielsetzung

### 2.1 Grundlegende Definitionen

Zunächst werden einige formale, in der Fahrzeugaerodynamik gebräuchliche Definitionen für die in dieser Arbeit angestellten Analysen eingeführt. Dazu zählen die verwendeten Koordinatensysteme, fundamentale fluidmechanische Kenngrößen sowie relevante Kräfte und Feldgrößen.

#### 2.1.1 Koordinatensysteme

Für die **Gesamtfahrzeuguntersuchungen** befindet sich der Ursprung des kartesischen Koordinatensystems hinsichtlich  $x$  an der Vorderachse,  $y$  in der Mittelebene des Fahrzeugs und  $z$  auf Fahrbahnniveau. Dabei ist die  $x$ -Achse entgegen der Fahrtrichtung, bzw. bei gerader Anströmung mit dem Wind ausgerichtet.  $z$  weist vertikal nach oben und  $y$  folglich in Fahrtrichtung nach rechts. Im Falle der Widerstandsentwicklung, welche über der dimensionslosen Fahrzeuglänge aufgetragen wird, ist der Ursprung in  $x$  an den vordersten Punkt des Fahrzeugs versetzt.

Im Fall der **Einzelradstudie** wird die Orientierung des Koordinatensystems beibehalten, jedoch befindet sich der Ursprung bzgl.  $y$  in der Mittelebene des Rades. Beide Koordinatensysteme sind Abb. 2.1 dargestellt.

#### 2.1.2 Fluidmechanische Größen

Als wesentliche fluidmechanische Kennzahlen zur Ähnlichkeitsbetrachtung dienen die Reynoldszahl  $Re$  und die Machzahl  $M$ . Die Reynoldszahl beschreibt dabei anhand der Anströmgeschwindigkeit  $U_\infty$ , der kinematischen Viskosität des Fluids  $\nu$  und einer Referenzlänge  $l_{ref}$  das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften und dient der ähnlichkeitsgetreuen Skalierung von Modell und Anströmbedingungen. Im Fall des Einzelrads wird sein Durchmesser, beim Gesamtfahrzeug der Radstand als Referenzlänge gewählt.

$$Re = \frac{U_\infty l_{ref}}{\nu} . \quad (2.1)$$

Aus der Reynoldsähnlichkeit ergibt sich beispielsweise, dass bei der Windkanalmessung eines 1:2-Modells die Anströmgeschwindigkeit verdoppelt werden muss, um bei sonst gleichen Luftbedingungen die Umströmung des 1:1-Modells vergleichbar darstellen zu können.

Um die Kompressibilität des Fluids zu berücksichtigen, wird die Machzahl bestimmt, welche als das Verhältnis der lokalen Strömungsgeschwindigkeit  $U$  zur lokalen Schallgeschwindigkeit  $a$  definiert ist. Es ist üblich, Strömungen mit  $Ma \leq 0,3$  – wie dies in der Serienautomobil-aerodynamik der Fall ist – inkompressibel zu behandeln, da sich die strömungsphysikalischen

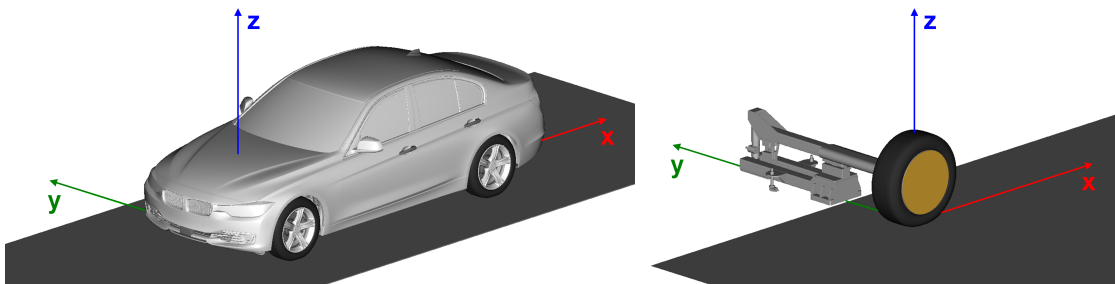


Abb. 2.1: Gesamtfahrzeug- und Einzelradkoordinatensysteme.

Gleichungen bei vernachlässigbarem Fehler vereinfachen.

$$Ma = \frac{U}{a} = \frac{U}{\sqrt{\kappa R_s T}} . \quad (2.2)$$

Analog zur kinetischen Energie in der Newton'schen Mechanik wird in der Fluidmechanik der dynamische Druck  $q$  definiert.

$$q = \frac{\rho}{2} U^2 . \quad (2.3)$$

Addiert man ihn zum statischen Druck  $p$ , erhält man für eine inkompressible Strömung den Totaldruck  $p_t$ , anhand dessen man den Energieverlust des Fluids beurteilen kann. In einer verlustfreien (idealen) Strömung ohne Reibung ist er konstant.

$$p_t = p + q . \quad (2.4)$$

Um Drücke unabhängig von der Anströmgeschwindigkeit darzustellen, werden sie mit dem dynamischen Druck der freien Anströmung zum Druckbeiwert  $C_p$  entdimensioniert.

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{q_\infty} . \quad (2.5)$$

Während in der ungestörten Anströmung  $C_p = 0$  herrscht, liegt am Staupunkt  $C_p = 1$  vor. Analog hierzu lässt sich auch der Totaldruckbeiwert definieren:

$$C_{pt} = \frac{p_t - p_\infty}{q_\infty} . \quad (2.6)$$

Er hat in einer inkompressiblen, reibungsfreien Strömung immer den Wert 1, in verlustbehafteten Strömungen hingegen kleiner oder gleich 1.

Nach der gleichen Überlegung werden auch die resultierenden aerodynamischen Kräfte entdimensioniert. Eine auf den dynamischen Druck und (in der Fahrzeugaerodynamik) auf die Stirnfläche des Körpers  $A_{ref}$  bezogene Kraftkomponente ergibt den zugehörigen Kraftbeiwert  $C_{x/y/z}$ . Auch außerhalb der Fachgemeinde bekannt ist der Widerstandsbeiwert  $C_w$ , der in dieser Arbeit dem Beiwert  $C_x$  zuzuordnen ist. Der Autor folgt damit der in der Serienaerodynamikentwicklung der BMW Group gebräuchlichen Nomenklatur. Die aerodynamischen Momente werden zusätzlich auf eine Referenzlänge  $l_{ref}$ , hier den Radstand, bezogen. In der Fahrzeugaerodynamik ist es des Weiteren üblich, Beiwerte und v. a. deren Änderung in „Punkten“ anzugeben, wobei 1 Punkt  $C_{x/y/z} = 0,001$  entspricht.

Die aerodynamischen Kraft- und Momentenbeiwerte im modellfesten Koordinatensystem ergeben sich somit zu

$$C_{x/y/z} = \frac{F_{x/y/z}}{q_\infty A_{ref}}, \quad C_{Mx/My/Mz} = \frac{M_{x/y/z}}{q_\infty A_{ref} l_{ref}}. \quad (2.7)$$

Hierbei ist anzumerken, dass der Widerstandsbeiwert in der Aerodynamik gewöhnlich über die Kraftkomponente in Anströmrichtung definiert ist. Für den Fall der geraden Anströmung stimmt sie mit der auf die Längsachse des Modells bezogenen Kraftkomponente überein. Bei schräger Anströmung trifft dies jedoch nicht mehr zu. Im Rahmen dieser Arbeit wird stets die in Längsrichtung des Modells wirkende Kraft als Widerstand bezeichnet und entspricht damit der in der Literatur auch gebrauchten Tangentialkraft.

In der Fahrzeugaerodynamik ist es üblich, den Auftriebsbeiwert in den Vorderachsauftriebsbeiwert  $C_{z1}$  und den Hinterachsauftriebsbeiwert  $C_{z2}$  aufzuteilen. Legt man den Momentenbezugspunkt in  $x$  mittig zwischen Vorder- und Hinterachse, in  $y$  in die Mittelebene des Fahrzeugs und in  $z$  auf Fahrbahnniveau, ergeben sich die zugehörigen Auftriebsbeiwerte zu

$$C_{z1} = \frac{C_z}{2} + C_{My}, \quad C_{z2} = \frac{C_z}{2} - C_{My}. \quad (2.8)$$

Da die exakte, geschwindigkeitsabhängige Stirnfläche des Reifens nicht bekannt ist, wird im Rahmen der Einzelradstudie die Widerstandsfläche  $C_x A$  statt dem Widerstandsbeiwert verwendet, die wie folgt definiert ist:

$$C_x A = \frac{F_x}{q_\infty}. \quad (2.9)$$

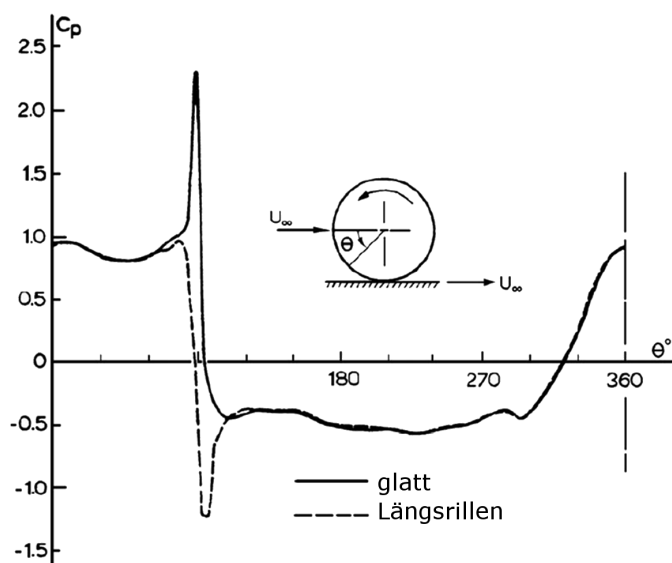
## 2.2 Einzelraduntersuchungen

Ende der 1960er Jahre begannen Aerodynamiker damit, die Umströmung drehender Räder zu untersuchen. Zunächst stand das frei angeströmte Einzelrad im Mittelpunkt. Dies ist zum einen darin begründet, dass die Formel 1 als Impulsgeber für aerodynamische Untersuchungen fungierte. Zum anderen mussten Prüfstandstechniken zur Darstellung drehender Räder, sowie ein fundamentales Verständnis der strömungsphysikalischen Vorgänge erst von Grund auf erarbeitet werden.

**Morelli [39] (1969)** und **Stapleford und Carr [51] (1970)** untersuchten etwa zeitgleich die Umströmung frei angeströmter Räder mit kleinem Abstand zu einem darunter bewegten Laufband. Dabei stellte sich jedoch heraus, dass bereits geringste Luftströme unter dem Reifen v. a. den Auftrieb entscheidend beeinflussten, und somit die Aussagekraft der Ergebnisse schwächten. Auch eine kleine, von Stapleford und Carr eingesetzte Dichtlippe vermochte diesen Effekt nicht gänzlich zu unterdrücken.

Den ersten Versuchsaufbau, der den Fahrbahnkontakt des Rades im Windkanal abbilden konnte, lieferten **Fackrell und Harvey [16, 17] (1973, 1975)**. Gegenstand ihrer Studien waren Druckverteilung, Nachlaufmorphologie und Kraftbeiwerte eines aus Aluminium gefertigten, somit nicht deformierbaren Einzelrades bei einer Reynoldszahl von  $Re = 5,3 \cdot 10^5$ . Um die Reynoldszahl einordnen zu können, sei an dieser Stelle erwähnt, dass sich der kritische Bereich der Zylinderumströmung zwischen  $2,0 \cdot 10^5 < Re < 5,0 \cdot 10^5$  befindet, während die Reynoldszahl eines bei 140 km/h umströmten Pkw-Rades etwa  $Re = 1,7 \cdot 10^6$  beträgt.

Die Auswertung der Druckverteilung im Mittelschnitt eines glatten, unprofilierten Reifens offenbarte eine starke Druckspitze mit  $C_p > 1$ , s. Abb. 2.2. Dies ist deshalb bemerkenswert,



**Abb. 2.2:** Druckverteilung am rotierenden Einzelrad, Fackrell und Harvey [17]

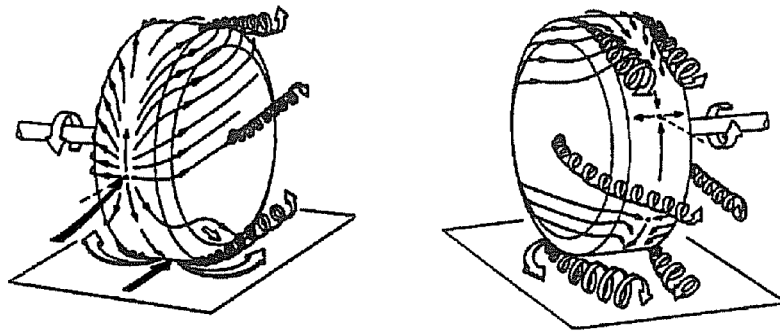
da das Niveau des Staudrucks,  $C_p = 1$ , für inkompressible Strömungen gewöhnlich nicht überschritten wird. Als ursächliches Phänomen hierfür wurde das sogenannte *Jetting* angeführt. Dabei erzeugen zwei konvergent zusammenlaufende Grenzschichten, in diesem Fall an Reifen und bewegter Fahrbahn auf der Vorderseite, einen starken Überdruck vor dem Aufstandspunkt, der das Niveau des Staudrucks deutlich übersteigt. Begleitet wird diese Erscheinung von zwei vom Druckmaximum lateral weggerichteten *Jets*, die durch den Überdruck vor dem Aufstandspunkt forciert werden. Beim stehenden Rad tritt dieses Phänomen erwartungsgemäß nicht auf, sodass sich ein maximaler Druckbeiwert von Eins ergibt.

Eine weitere, durch die Rotation bedingte Erscheinung ist die *freie Ablösung* an der Oberseite des Reifens. Bei stehender Geometrie ist der Ablösepunkt im zweidimensionalen Fall als der Ort auf der Oberfläche definiert, an dem der wandnormale Gradient der Tangentialgeschwindigkeit verschwindet. Dadurch, dass sich die Reifenoberseite nun jedoch gegen die Anströmung dreht, ist diese Definition nicht anwendbar. Stattdessen ist der Nulldurchgang der Tangentialgeschwindigkeit entscheidend, der hier in einem gewissen wandnormalen Abstand stattfindet. Die Ablösung befindet sich dabei vor dem Scheitel des Mittelschnitts, während sie beim stehenden Rad deutlich dahinter liegt. Analog hierzu lässt sich auch ein freier Staupunkt an der Vorderseite des drehenden Reifens feststellen, da die Strömung ebenfalls nur in einer gewissen Distanz zur bewegten Oberfläche zur Ruhe verzögert werden kann.

Der Einfluss der Rotation auf die Radumströmung zeigte sich auch in Nachlaufmessungen. So erstreckte sich das totaldruckverlustbehaftete Gebiet hinter dem drehenden Reifen aufgrund der nach vorne verschobenen, freien Ablösung höher als hinter dem stehenden Rad. Des Weiteren bedingte die Drehung eine geringere seitliche Ausdehnung in Bodennähe. Widerstand und Auftrieb erfuhren durch die Rotation eine Reduktion um 25 % bzw. 42 % ggü. dem stehenden Rad.

Neben dem glatten, unprofilierten Reifen wurde außerdem ein glatter, jedoch mit Längsrillen versehener Reifen untersucht. Der markanteste Unterschied in der Druckverteilung bestand im Verschwinden des *Jettings*. So sorgten die Längsrillen für einen Druckausgleich zwischen Vorder-





**Abb. 2.3:** Von Mercker und Berneburg [33] vorgeschlagenes Wirbelsystem am rotierenden Einzelrad.

und Rückseite des Reifens, und somit für eine Schwächung der Druckspitze. Die Durchströmung der Längsrillen senkte in den Rillen zugleich das Druckniveau und reduzierte dadurch den Auftrieb um 10 %, während der Widerstand weitestgehend konstant blieb. Rückblickend können die Studien von Fackrell und Harvey als Grundstein der Radaerodynamik gesehen werden und sind hinsichtlich ihrer Erkenntnisse nach wie vor gültig.

Die hohen Anforderungen an die Windkanaltechnik ließen in den folgenden zwanzig Jahren nur wenige neue Studien in diesem Feld zu. **Cogotti [8] (1983)** fasste die bisherigen Untersuchungen zusammen und wandte sich der theoretischen Formulierung eines Radwirbelmodells sowie der Behandlung der Laufband-Reifen-Leckage zu. Seine grundsätzliche Aufteilung in obere Schulter- und Bodenwirbel sollte ihre Gültigkeit behalten, jedoch noch hinsichtlich des Drehsinns korrigiert werden. Zum Spalt zwischen Reifen und Laufband bestätigte er in eigenen Versuchen die Erkenntnis, dass bereits geringe Leckagen den Auftrieb des Rades signifikant beeinflussten. Auf eine korrekte Darstellung des Bodenkontakts sei daher bei zukünftigen Studien besonders zu achten. Dabei ist zu bemerken, dass damals noch keine Laufbandtechnik existierte, die eine realistische Belastung und damit auch Verformung der Aufstandsfläche des Reifens zuließ. Eine weitere Erkenntnis seiner Studie war der widerstandssenkende Einfluss einer Felgenabdeckung, der in späteren Untersuchungen sowohl am Einzelrad als auch am Fahrzeug bestätigt werden sollte.

Eine umfassende Zusammenfassung und Bewertung des damaligen Forschungsstands lieferten **Mercker und Berneburg [33] (1992)** ein Jahrzehnt später. Eine der wesentlichen Erkenntnisse lag in der Verknüpfung des Jettings mit dem das Rad umgebende Wirbelsystem. Während sich vor dem stehenden Rad ein eher diffus stromab erstreckender Hufeisenwirbel ausbilde, sorgte das Jetting für einen sich eng um den Latsch anliegenden, konzentrierten Wirbel. Dieser Wirbel würde zudem durch die abwärts bzw. mit der Strömung gerichtete Reifenrotation in der vorderen bzw. unteren Hälfte gespeist. Die sich in Wirbel aufrollenden Jets bewirkten darüber hinaus ein Einziehen der Strömung hinter dem Reifen, auch *Entrainment* genannt, sodass der Abwind im Vergleich zum stehenden Reifen geblockt würde. Maßgeblich auch durch die nach vorne verlagerte Ablösung am Scheitel begünstigt, resultierte der reduzierte Abwind in einem geringeren induzierten Widerstand. Das von Cogotti vorgeschlagene Wirbelsystem wurde hinsichtlich der Drehrichtung der Bodenwirbel angepasst, s. Abb. 2.3, und sollte durch nachfolgende Studien bestätigt werden. Dabei ist festzuhalten, dass die Gestaltung der Reifenschulter, z.B. eckig im Gegensatz zu rund, v. a. Form und Stärke des oberen Wirbelpaares maßgeblich bestimmen würde.

In der Folge wurden Beiträge zur Windkanalsimulationstechnik drehender Räder mit Einzelradexperimenten von **Schiefer [43] (1993)** und **Potthoff und Fiedler [41] (1995)** geliefert. In seinen Voruntersuchungen bestätigte Schiefer dabei die Bedeutung sowohl der Raddrehung als auch des bewegten Bodens und bestätigte die Widerstands- und Auftriebsreduktion im Vergleich zum stehenden Rad.

Mit den von Potthoff und Fiedler entwickelten Radantriebseinheiten war es schließlich möglich, herkömmliche, mit Luft befüllte Gummireifen realistisch zu belasten und im drehenden Zustand zu messen. Somit konnte erstmalig eine realistische Reifenaufstandsfläche im Windkanal dargestellt werden. Ihre Messungen bestätigten den widerstands- und auftriebsenkenden Einfluss der Radrotation am Einzelrad für Schiebewinkel bis zu  $10^\circ$ . Dabei reagierten drehende Räder sensitiver auf Schräganströmung als stehende. Bei größeren Schiebewinkeln führte dies letztlich sogar zu einer Trendumkehr, sprich einem Widerstandsanstieg aufgrund der Rotation. Des Weiteren wurde ein erheblicher Einfluss des Reifenprofils auf die Nachlauftopologie festgestellt. So bildete sich hinter einem profilierten Reifen (Längs- und Querrillen) im Gegensatz zum glatten Reifen ein deutlich schmalerer Nachlauf aus, der v. a. im bodennahen Bereich kaum die typischen Bodenwirbel aufwies.

**Pfadenhauer et al. [40] (1996)** führten am gleichen Prüfstand Folgeversuche mit einem belasteten Serien-Pkw-Reifen durch, der von einer generischen Radhausschale teilweise abgeschirmt wurde. Dabei wurde die von Potthoff und Fiedler ermittelte Tendenz der Schiebewinkelsensitivität bestätigt. Als weiteren Parameter untersuchten sie die Sensitivität bzgl. der Radlast. So ergab sich bei gerader Anströmung eine Widerstandserhöhung in Folge des Aufbringens der Last um 15 % während bei einer Schräganströmung von  $15^\circ$  bis  $25^\circ$  eine Reduktion von 7 % verzeichnet wurde. Die Sensitivität der Radumströmung bzgl. Reifenprofil und Radlast wird in dieser Arbeit im Rahmen der Einzelradstudie wieder aufgegriffen.

Die ersten CFD-Berechnungen zur Radaerodynamik wurden von **Axon [4] (1999)** durchgeführt. Mit stationären RANS-Simulationen gelang es ihm, mit aus heutiger Sicht limitierten Computerressourcen den Versuch von Fackrell und Harvey numerisch nachzustellen. Die wesentlichen Unterschiede zwischen stehendem und drehendem Rad konnten qualitativ abgebildet werden. Im Falle des drehenden Rades konnten das Phänomen des Jettings sowie die Nachlaufform in guter Übereinstimmung mit dem Experiment demonstriert werden. Für die weitere Entwicklung der numerischen Methoden zur Berechnung der Radumströmung aus der jüngeren Vergangenheit sei an dieser Stelle auf Abschnitt 2.4 verwiesen.

Wie bereits erwähnt, war der Rennsport der Haupttreiber der Einzelradstudien, was sich auch im Fokus der folgenden Jahre niederschlug. So waren meist Rennsportreifen mit großem Breitedurchmesser-Verhältnis ohne Pkw-ähnliche Profilierung Gegenstand der Untersuchungen.

**Mears [32] (2004)** führte Experimente, vergleichbar mit jenen von Fackrell und Harvey [16, 17], an einem deformierbaren 40%-Luftreifen mit neuerer Messtechnik durch, wie z.B. PIV (Particle Image Velocimetry) und hochauflösenden Drucksensoren. Er bestätigte die Erkenntnisse seiner Vorgänger zum Bodenwirbel und den grundlegenden Unterschieden infolge der Rotation. Des Weiteren gelang es ihm, das von Fackrell und Harvey lediglich theoretisch postulierte *Rear Jetting* nachzuweisen. Es stellt das entgegengesetzte Phänomen des bereits beschriebenen, vor der Reifenaufstandsfläche stattfindenden Jettings dar und führt zu einem starken Unterdruck auf der Rückseite. Der Mechanismus wurde als oszillierendes Nachlaufpumpen vermutet, konnte aber nicht vollends aufgeklärt werden. Die mit einer Fünflochsonde und PIV gewonnenen Nachlaufsnitte gewährten darüber hinaus einen detaillierteren Einblick in die Wirbelstrukturen. So nahm der Nachlauf die Form eines auf den Kopf gestellten „T“<sub>s</sub> ( $\perp$ ) mit dem Bodenwirbelpaar als der dominanten Struktur ein. Ein oberes Schulterwirbelpaar

konnte hinter dem untersuchten Reifen nicht festgestellt werden.

Zwei Studien von **Knowles [27] (2005)** an unverformten 40%-Champ-Car- bzw. 50%-Formel-1-Reifen befassten sich mit dem Einfluss der Haltevorrichtung auf die Nachlauftopologie. Erwartungsgemäß bildete sich am Boden ein dominantes Wirbelpaar aus, ergänzt um je nach Konfiguration ein oder zwei Schulterwirbel in der oberen Nachlaufhälfte. Es konnte durch CFD-Simulationen gezeigt werden, dass die Anwesenheit des Radarms den Massenstrom durch die Felge erhöhte und das obere Wirbelpaar signifikant beeinflusste. Am untersuchten Formel-1-Reifen wurden verschiedene Halterungen getestet, welche in der Konsequenz leicht variierte, jedoch stets existierende, obere Schulterwirbelpaare bewirkten. Wie bei Mears [32] ähnelte die idealisierte Nachlauform einem invertierten „T“, diesmal jedoch um ein schwächeres oberes Wirbelpaar erweitert, das sich weiter stromab mit den dominanten Bodenwirbeln vereinte.

Neben diesen experimentell fokussierten Arbeiten legten **Wäschle et al. [60] (2004)** und **McManus und Zhang [31] (2006)** den Schwerpunkt auf die Validierung neuerer transienter Simulationsverfahren. Ein (U)RANS-Ansatz sowie eine Lattice-Boltzmann-Methode wurden an Formel-1-Rädern im Modellmaßstab erprobt. Dazu nutzte Wäschle eigene Experimente mit Kraft- und LDA-Messungen, die qualitativ die bereits bekannten Auswirkungen der Radrotation bestätigten. Die Nachlauftopologie mit dem dominanten Bodenwirbelpaar konnte hierbei am besten von einem stationären RANS-Löser mit Two-Layer  $k$ - $\epsilon$ -Modell abgebildet werden, während v. a. die Auftriebskraft besser mit dem transienten Lattice-Boltzmann-Löser vorhergesagt wurde. Grundsätzlich waren jedoch beide Methoden in der Lage, eine gute Übereinstimmung zum Versuch zu erreichen. Ein klar überlegenes Verfahren konnte somit nicht ausgemacht werden. McManus und Zhang suchten wie Axon [4] den exakten Vergleich zu den Studien von Fackrell und Harvey [16, 17] und setzten dafür auf ein transientes URANS-Verfahren. Im Gegensatz zum Experiment beobachteten sie eine negative Druckspitze hinter der Aufstandslinie, die maßgeblich für die teils großen Unterschiede zu den im Versuch gemessenen Kräften verantwortlich sein sollte. Die Diskrepanz wurde fehlerhaften Messergebnissen zugeschrieben, welche das von Mears [32] entdeckte Rear-Jetting nicht erfassen konnten.

Die Druckverteilung des rotierenden Einzelrads stand auch bei **Dimitriou und Klußmann [10] (2006)** im Mittelpunkt. An einem 1:2-Längsrillenreifen erhielten sie einen weitestgehend mit Fackrell und Harvey [16, 17] und Mears [32] konsistenten Verlauf im Mittelschnitt. Im Bereich der Aufstandsfläche konnte keine Druckspitze vor dem Reifen mit  $C_p > 1$  festgestellt werden. Begründet wurde dies mit den Längsrillen, die für einen Druckausgleich von Vorder- und Rückseite sorgten. Auf der Rückseite wiederum wies die Druckverteilung jedoch eine Saugspitze mit  $C_p = -1$  auf, eine Beobachtung die beim glatten Reifen mit dem Rear Jetting erklärt wurde (Mears [32]). Für den gerillten Reifen führten sie das Druckminimum auf die stark durch die Längsrillen von der Vorder- zur Rückseite beschleunigte Strömung zurück. Des Weiteren zeigten sie, dass eine zusätzliche Grenzschichtabsaugung vor dem Laufband Widerstand und Auftrieb erhöhte, während das Abdecken der Felge oder eine runde Reifenschulter einen senkenden Effekte auf beide Kräfte hatten.

Ein paar Jahre nach Knowles [27] griffen die Studien von **Axerio und Iaccarino [3] (2009)** und **Issakhanian et al. [25] (2010)** das Thema der Asymmetrien im Nachlauf von Rennsportreifen wieder auf. Besonders wurde darauf geachtet, eine realistische Bremsanlage in den Versuch zu integrieren. Dabei bestätigten Axerio und Iaccarino den großen Einfluss der Felgendurchströmung auf die Nachlauftopologie, der stark von der gewählten Ausführung der Bremsanlage abhing. Hinsichtlich der Radaufhängung an sich und des Sturzwinkels konnten keine bedeutenden Auswirkungen festgestellt werden. Issakhanian et al. führten am selben Versuchsaufbau weitere PIV-Messungen durch und beobachteten ein Abweichen von der sym-

metrischen T-förmigen zu einer L-förmigen Nachlaufstruktur infolge der Felgendurchströmung.

Die beiden jüngsten Veröffentlichungen zum isolierten Einzelrad zielen auf die Entwicklung vereinfachter Ersatzprüfmethoden zur aerodynamischen Bewertung von Felgen bzw. Reifen ab. So verglichen **Tsubokura et al. [53] (2014)** die Widerstandstrends verschiedener Felgendesigns an Fahrzeug und Einzelrad und stellten eine positive Korrelation fest. Als entscheidenden Wirkmechanismus arbeiteten sie mit Hilfe von Simulationen den mit erhöhtem Öffnungsgrad ebenfalls erhöhten Massenstrom durch die Felge heraus, der an der hinteren Seite des Felgenbetts eine widerstandssteigernde Aufstauwirkung verursachte. Daraus folgerten sie, dass ein virtueller oder experimenteller Ersatzversuch zur Felgenbewertung grundsätzlich möglich wäre. Hierbei ist jedoch Vorsicht geboten, da die Einzelradsimulationen der Studie keine gute Übereinstimmung mit dem Experiment lieferten, und den Unterschieden in der Anströmrandbedingung zwischen freistehendem und am Fahrzeug befestigten Rad nicht Rechnung getragen wurde.

Letzteres wurde von **Wittmeier et al. [58] (2014)** berücksichtigt, die die Entwicklung eines Ersatzversuchs zur Bestimmung der aerodynamische Güte von Pkw-Reifen anstrebten. Voraussetzung für die Zulässigkeit einer vereinfachten Prüfung am Einzelrad war zunächst die Erkenntnis von Wittmeier [57], dass die Widerstandsdifferenzen der Reifen weitgehend unabhängig vom Fahrzeug seien. Ausgehend vom frei angeströmten Einzelrad, welches keine ausreichende Trendgenauigkeit liefern konnte, testeten sie in der Folge zunächst eine stark vereinfachte Radhausschale, ähnlich der nach Pfadenhauer et al. [40]. Diese vermochte zwar den Überdeckungsgrad anzunähern, konnte jedoch nicht die Schräganströmung der Vorderräder nachahmen, was sich in unzureichender Genauigkeit der Trendvorhersage äußerte. Im nächsten Schritt wurde die Radhausschale realistischer gestaltet und um einen Teil der Fahrzeugaußenhaut erweitert. Darüber hinaus wurde der Aufbau einer schrägen Anströmung ausgesetzt, um eine zu der am Vorderrad vergleichbare Randbedingung zu gewährleisten. Dies wurde bislang in der numerischen Simulation umgesetzt, jedoch noch nicht im Windkanal. Die experimentelle Validierung der Maßnahme ist Teil eines aktuellen Forschungsprojektes. An dieser Stelle sei jedoch bereits angemerkt, dass die in der Studie angewandte numerische Modellierung der profilierten Reifen mit einer Geschwindigkeitsrandbedingung grundsätzlich problematisch ist. Im Rahmen dieser Dissertation wird dies noch ausführlicher erläutert.

Zusammenfassend kann folgendes über den hier dargelegten Stand der Forschung am Einzelrad festgehalten werden. Die Mehrzahl der angeführten Studien wurde an Maßstabsmodellen von Rennserienreifen bei einer Reynoldszahl bis ca.  $Re = 6 \cdot 10^5$  durchgeführt. Dies liegt v. a. daran, dass die Räder lediglich bei Monoposto-Boliden frei angeströmt werden, und im Rennsport der Test von Maßstabsmodellen de facto Standard ist. Meistens verfügten die untersuchten Reifen über kein detailliertes, zum Serien-Pkw-Reifen vergleichbares Profil und wurden nicht unter einer realistischen Last getestet, um eine Beschädigung der Windkanallaufbänder zu vermeiden. Für derartige Rennserienreifen wurden bereits ein breites Wissen aufgebaut und die physikalischen Phänomene beschrieben. Die Radrotation führt grundsätzlich bei gerader Anströmung zu reduziertem Widerstand und Auftrieb. Der Ablösepunkt an der Oberseite wandert vor den Scheitel und ist von der Oberfläche abgesetzt, ein sogenannter freier Ablösepunkt. Vor der Aufstandsfläche eines rotierenden, glatten Reifens entsteht durch die konvergierenden Grenzschichten von Reifen und Fahrbahn Jetting. Die Druckspitze mit  $C_p > 1$  erzeugt starke zur Seite gerichtete Jets, welche sich stromab zum dominanten Bodenwirbelpaar aufrollen. Durch etwaige Längsrillen kommt es zu einem Druckausgleich zwischen Vorder- und Rückseite, was den Jetting-Effekt reduziert. Über die Ausbildung eines weiteren, oberen Schulterwirbelpaares im Nachlauf entscheiden die Symmetrie von Geometrie, Anströmung und

Versuchsaufbau, sowie die Schulterform der Reifen an sich.

Erst mit dem jüngsten Blick auf mögliche Ersatzversuche zur Bestimmung der aerodynamischen Güte von Pkw-Reifen rückten profilierte, serientaugliche Reifen im 1:1-Maßstab nach etwa 20 Jahren wieder in den Fokus. Wie im Laufe dieser Arbeit gezeigt wird, stellt diese Art von Reifen eigene Herausforderungen an Test und Simulation.

## 2.3 Gesamtfahrzeuguntersuchungen

Nach der Beleuchtung des frei angeströmten Einzelrades werden in diesem Abschnitt die wesentlichen Erkenntnisse zur Radaerodynamik im Gesamtfahrzeugkontext dargelegt. Es erfolgt dabei eine Unterteilung in Untersuchungen zur Raddrehung und Bodensimulationstechnik sowie zum Einfluss verschiedener Reifen und Felgen auf die Aerodynamik.

### 2.3.1 Einfluss der Raddrehung und Bodensimulation

Während sich das Fahrzeug auf der Straße bei Windstille mit der Fahrgeschwindigkeit durch ruhende Luft bewegt, wird im Windkanal das Bezugssystem gewechselt und das stehende Fahrzeug unter einer der Fahrgeschwindigkeit entsprechenden Anströmung betrachtet. Um die Straßenfahrt im Windkanal korrekt nachzubilden, ist es zunächst notwendig, die Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn darzustellen. Dazu muss sich der Windkanalboden ebenfalls mit der Anströmgeschwindigkeit unter dem Fahrzeug hinweg bewegen. Bei stehendem Boden würde sich eine Grenzschicht ausbilden, welche nicht den Straßenbedingungen entspräche. Darüber hinaus ist die Rotation der Räder zu berücksichtigen. Ihr bedeutender Einfluss auf die Umströmung freistehender Räder wurde bereits in den 1970er Jahren untersucht, die Notwendigkeit, beide Randbedingungen im Versuch auch in der Serienentwicklung zu implementieren, war jedoch nicht immer anerkannt. Aufgrund der herausfordernden technischen Umsetzung und zunächst limitierter Kenntnisse über die auftretenden Strömungsphänomene am Fahrzeug dauerte es einige Jahre bis sich die Bodensimulation im Serienwindkanalprozess etablierte.

Neben den bereits zusammengefassten Einzelraduntersuchungen führte **Cogotti [8] (1983)** auch Windkanaltests an Pkw-Modellen mit stehenden und rotierenden Rädern durch. Dabei wurden die Räder durch Elektromotoren über stehendem Boden angetrieben. Der zur Rotation nötige Spalt unter den Rädern wurde durch spezielle Waagen-Pads abgedichtet, um eine Unterströmung zu verhindern. Im Vergleich zur stehenden Konfiguration ergab sich im Widerstandsbeiwert nur eine kleine Widerstandsreduktion in Höhe von fünf Punkten und eine leichte Erhöhung des Vorderachsauftriebs. Der Einfluss der Raddrehung wurde daher zunächst als gering eingestuft.

Eine ausführlichere Studie zur Bodensimulation bei Pkw wurde von **Hackett et al. [21] (1987)** veröffentlicht. In mehreren Stufen wurde dabei der Übergang vom stehenden Boden zur bewegten Fahrbahn nachvollzogen. Das 15%-Modell wurde in der Mittelebene von unten auf einem Stiel gehalten, der links und rechts von je einem großen Laufband flankiert wurde. Zur Erreichung eines über dem Bodenabstand konstanten Blockprofils der Anströmgeschwindigkeit war im leeren Kanal zusätzlich zum bewegten Laufband ein tangentiales Ausblasen vor dem Band nötig. Der Effekt der Ausblasung war dabei v. a. im vorderen Bandbereich dominant. Nachlaufmessungen hinter einem Pkw-Modell auf stehendem Boden ohne Ausblasung wiesen markante, sich seitlich erstreckende Totaldruckdefizite unmittelbar oberhalb des Bodens auf. Sie wurden dem an stehenden Rädern ausgebildeten Hufeisenwirbel im Latschbereich zugeordnet.

Durch Aktivierung der Ausblasung wurden die Nachlaufkeulen zunächst geschwächt und bei zusätzlicher Bewegung des Laufbands mit dadurch bedingter Radrotation in ihrer seitlichen Ausdehnung weiter beschnitten. Die Integration der Nachlaufebene ergab eine Reduktion des Widerstands. Um die Effekte von bewegtem Boden und Radrotation zu separieren, wurden Folgetests mit unten abgeschnittenen, stationären Rädern durchgeführt, welche dabei einen kleinen Spalt zum Laufband ließen, um eine Bandbewegung ohne Radrotation zu ermöglichen. Aus den analog durchgeführten Nachlaufmessungen wurde gefolgert, dass die Laufbandbewegung den Großteil der Effekte bedingte, und die Radrotation selbst nur eine untergeordnete Rolle spielte. Allerdings sei bereits angemerkt, dass der Versuchsaufbau für eine Messung der Auftriebe aufgrund der unterströmten Räder nicht geeignet wäre. Mit abgeschnittenen, das Band nicht berührenden Rädern, bewegtem Boden und aktivierter Ausblasung wurden schließlich weitere Untersuchungen mit Fokus auf den Widerstand durchgeführt. Dabei wiesen widerstandsgünstige Fahrzeuge eine deutlich gesteigerte Empfindlichkeit bezüglich der Bodensimulation auf.

Weiteren Einblick in die Bedeutung der Bodensimulation für die aerodynamische Entwicklung eines Fahrzeuges lieferten **Mercker et al. [34] (1991)**. Ihr Opel Calibra Coupé 1:1-Fahrzeugmodell wurde mit einem heckseitigen Stiel fixiert und die Räder von dem darunter liegenden, bewegten Laufband angetrieben. Zunächst wurde der Anteil der Räder und Radhäuser am Luftwiderstand durch Vergleich mit einem sogenannten „Flying-Fish“-Modell mit vollständig geschlossenen Radhäusern und somit auch ohne Räder bestimmt und auf etwa ein Drittel quantifiziert. Dabei war der Effekt der Radhausöffnung deutlich geringer als der des Hinzufügens der Räder. Anschließend wurde der Einfluss der Radrotation auf Beiwerte und Strömungsfeld untersucht. Im Fall der fixierten Räder wurden jene dabei über eine modifizierte Radaufhängung um 12 mm angehoben, um eine Berührung des bewegten Laufbands zu verhindern. Die dadurch bedingte Änderung von Widerstand und Auftrieb wurde vorab für eine Reihe von Spalthöhen gemessen und schließlich für den Grenzfall des gerade aufsetzenden Rades extrapoliert. Alle mit fixierten Rädern ermittelten Beiwerte wurden am Ende um diese Differenz korrigiert. Getestet wurden in der Studie verschiedene Fahrzeugkonfigurationen bei Variation der Kühlluftöffnung, des Frontspoilers, des Unterbodens und der Räder. In Folge der Radrotation ergab sich neben einer Auftriebserhöhung vor allem stets eine deutliche Senkung des Widerstandsbeiwertes, die jedoch von der betrachteten Konfiguration abhing. So reagierte der Kühlluftwiderstand sensitiv auf die Bodensimulation, da es den Anströmwinkel der Vorderräder beeinflusste. Das Schließen der Kühlluftöffnungen erhöhte die Strömungsgeschwindigkeit am Unterboden, senkte dort somit den Druck und richtete die Strömung stärker in Längsrichtung aus. Während bei aktiver Raddrehung ein konstanter Kühlluftwiderstand von 27 Punkten ermittelt wurde, variierte er bei stehenden Rädern zwischen 18 und 26 Punkten. Somit konnte gezeigt werden, dass aerodynamische Optimierungsmaßnahmen möglichst mit aktivierter Bodensimulation entwickelt werden müssten, um die Wirksamkeit unter realen Bedingungen zu gewährleisten. Des Weiteren bestätigten sie durch Messung der Radnachläufe die in Folge der Raddrehung reduzierten Totaldruckverluste seitlich der Reifen, welche maßgeblich zur Widerstandssenkung beitrugen. Allerdings ist die Allgemeingültigkeit der Nachlaufanalyse durch den Spalt unterhalb der fixierten Räder beschränkt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der bodennahe Radwirbel, welcher im Zentrum der Analyse stand, durch die Unterströmung des nicht rotierenden Rades zwangsläufig beeinflusst wurde.

Die Modellfixierung und Messung der aerodynamischen Kräfte bei messstreckenbreitem Laufband stellten eine große versuchstechnische Herausforderung dar. So musste das Modell mit einer aufwändig zu installierenden internen Waage versehen werden, wenn es wie üblich von

einem oben oder hinten montierten Stiel gehalten wurde. Des Weiteren konnten die Reifen nur mit minimaler Last auf dem empfindlichen Laufband abrollen, um mechanisch oder thermisch bedingte Beschädigungen zu vermeiden. Dazu mussten die Räder entweder durch Stiele von der Außenseite, vom restlichen Fahrzeug entkoppelt, gehalten werden, oder es bedurfte einer Radaufhängung, die eine widerstandslose Vertikalbewegung ermöglichte. In beiden Fällen waren der Rollwiderstand der Reifen sowie das Ventilationsmoment der Felgen jedoch Teil der gemessenen Kräfte und mussten näherungsweise durch Taramessungen herausgerechnet werden. Um diese Probleme zu umgehen, wurde von **Potthoff und Fiedler [41] (1995)** das Konzept des Fünfbandsystems vorgestellt. Dabei wurde das messstreckenbreite Laufband durch ein mittleres zwischen den Spuren sowie vier Radantriebseinheiten ersetzt. Die Fixierung des Modells erfolgte durch auf der Windkanalwaage gelagerte Schwellerhalter je kurz hinter dem Vorder- und vor dem Hinterrad, was in Tests lediglich eine Beeinflussung des Widerstandsbeiwertes um  $\pm 0,0003$  zur Folge hatte. Die Radantriebseinheiten wurden als Doppelrollensysteme mit darüber laufendem Band ausgeführt, welche auch bei realistischen Radlasten nur geringe Abweichungen von der ideal ebenen Aufstandsfläche gewährleisteten. Die Radantriebseinheiten waren wie die Karosserie mit der Windkanalwaage verbunden, weshalb Roll- und Ventilationswiderstand nun als interne Kräfte nicht mehr die aerodynamischen Kräfte verfälschten. Da bei dieser Bodensimulation lediglich die Antriebswellen (im Falle von Automatikgetrieben) ausgebaut werden mussten, sonst aber das Fahrzeug in seinem Serienzustand gemessen werden konnte, eignete sich diese Technik besonders für den Serienentwicklungsprozess. In den folgenden Jahren sollte sie sich daher als neuer Standard in 1:1-Automobilwindkanälen durchsetzen. Der Vollständigkeit halber sollte jedoch erwähnt werden, dass durch die stehenden Bereiche zwischen den Bändern keine ideale Abbildung der Relativbewegung zwischen Straße und Fahrzeug erfolgt. Je nach Bodenfreiheit der Fahrzeuge – man denke hierbei an den Rennsport – kann dies die Eignung des Systems einschränken.

Eine weitere Studie zur Bodensimulationstechnik lieferten **Pfadenhauer et al. [40] (1996)**. Der Fokus lag dabei auf der Methode mit messstreckenbreitem Laufband und mit am Heckstiel fixiertem Fahrzeugmodell mit interner Waage, da sie auch eine Bestimmung des Ventilationsmomentes der Räder ermöglichen wollten. Vorab wiederholten sie den von Mercker et al. [34] durchgeführten Versuch zur Bestimmung des Anteils der Räder und Radhäuser am aerodynamischen Widerstand für einen Audi A3 mit Vollheck und detailliertem Unterboden. Sie bestätigten einen kombinierten Anteil von ca. 33 %, wobei 25 % alleine den Rädern zuzuordnen waren. Schon daraus folgerten sie, dass der Optimierung des Rad-/Radhausbereichs und auch der korrekten Darstellung der Randbedingung im Windkanal mehr Aufmerksamkeit gewidmet werden müsse. Zur gesamthaften Messung aller aerodynamischen Kräfte und Momente, inkl. des Ventilationsmomentes, erarbeiteten sie eine Taraprozedur zur Eliminierung der verfälschenden Kräfte, wie Rollwiderstand, Lagerreibung und Laufband-Grenzschicht-Reibung. Den Anteil des Ventilationsmomentes schätzten sie daraufhin auf etwa 10 Punkte eines äquivalenten Widerstandsbeiwertes. Eine tatsächlich isolierte Messung des Ventilationsmomentes bei gleichzeitiger Anströmung war auf diese Art jedoch noch nicht möglich.

Studien von **Mercker et al. [35] (1994)** und **Wiedemann [55] (1996)** lieferten weitere Belege für den starken Zusammenhang von Bodensimulation und Kühlluftwiderstand. Sie bestätigten den Mechanismus, dass das Schließen der Kühlluftöffnungen und die damit einhergehende Verringerung des Schiebewinkels an den Vorderrädern bei aktivierter Radrotation eine größere Reduktion des Widerstands bewirkten als bei stehenden Rädern. Die Bedeutung einer korrekten Bodensimulation für den Entwicklungsprozess zeigten sie zudem anhand eines Touren- und zweier Serienfahrzeuge auf, an denen sie die Wirksamkeit aerodynamischer

Maßnahmen sowohl mit als auch ohne Fahrbahnbewegung und Raddrehung untersuchten. Es ergaben sich je nach Bodensimulation unterschiedliche Widerstandstrends, die nahelegten, dass die aerodynamische Optimierung eines Fahrzeugs in einem herkömmlichen Windkanal ohne bewegten Boden und Radrotation auf der Straße tatsächlich eine Verschlechterung der Eigenschaften bewirken könnte. Daher sei auf eine möglichst gute Bodensimulation künftig auch im Serienentwicklungsprozess zu achten.

Von diesen Erkenntnissen motiviert, hielt die Bodensimulation mit bewegtem Boden und drehenden Rädern um die Jahrtausendwende auch in den Serien-Pkw-Entwicklungsprozess Einzug. Die ersten Beispiele hierfür sind die 1:1-Windkanäle mit Fünfbandsystem der Audi AG, s. **Wickern und Lindener [54] (2000)**, und der Universität Stuttgart, s. **Wiedemann und Potthoff [56] (2003)**.

Die ausführlichste Bewertung der Fünfband-Bodensimulationstechnik lieferten in der Folge **Estrada et al. [14] (2004)**. In der Studie wurde ein Serien-Pkw aufwändig mit Strömungs- und Höhenstandsmesstechnik ausgestattet und als eigenständiger Sensor kalibriert. Mit ihm konnten sowohl Absolutwert- als auch Deltabetrachtungen der Oberflächendruckverteilung und Lageänderungen unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen im Windkanal bei unterschiedlicher Darstellung der Bodensimulation und bei realer Straßenfahrt angestellt werden. Dabei wurde vor allem der Einfluss des Laufbandsystems und verschiedener Grenzschichtbeeinflussungssysteme auf die Wirksamkeit aerodynamischer Maßnahmen bewertet. Als wichtigste Voraussetzung für die Übereinstimmung von Windkanal- und Straßentrends wurde die Präsenz des Fünfbandsystems an sich identifiziert. Die Variation der Grenzschichtbeeinflussung konnte die Ergebnisqualität je nach Konfiguration weiter steigern, jedoch in deutlich weniger signifikanter Weise. Insgesamt bewies die Studie die große Bedeutung der Bodensimulation, um Straßenverhältnisse realitätsnah im Windkanal darstellen zu können, und somit die Grundlage für die Entwicklung effektiver aerodynamischer Maßnahmen zu liefern.

**Riederer [42] (2004)** untersuchte das Strömungsfeld am Rad und im Radhaus eines halben 1:1-Vorderwagens im Windkanal und mit CFD. Auf experimenteller Seite lieferten die instationäre Oberflächendruckmesstechnik auf der Lauffläche des Reifens sowie die instationären Hitzdrahtmessungen in der Umgebung des Reifens detaillierte Erkenntnisse über die Strömungsstrukturen. So konnten die Ablösungscharakteristik im Mittelschnitt des Reifens aufgelöst sowie die Wirbelstrukturen an der Außenseite des Latsches und aus dem oberen Radhaus heraus nachgewiesen werden. Beides wurde sowohl für drehende als auch für stehende Räder untersucht. Des Weiteren wurde auf die Schräganströmung der Vorderräder eingegangen und ihre Bedeutung für das Ablöseverhalten am Latsch herausgestellt. Aus heutiger Sicht ist die Allgemeingültigkeit der Simulationsergebnisse aufgrund der starken Vereinfachungen in Form eines undurchströmten Motorraums ohne Austritte in die Radhäuser, glatt geschlossener Felge sowie eines radialsymmetrischen Reifens zwar nicht gegeben, entsprach damals jedoch durchaus dem Stand der Technik.

Neben der Einzelradumströmung war v. a. der Einfluss der Raddrehung am Gesamtfahrzeug Gegenstand von **Wäschles [59] (2006)** Forschung. An einem vereinfachten 1:4-Modell untersuchte er Strömungsfeld und Kraftbeiwerte bei stehenden und drehenden Rädern in Simulation und Experiment. Den widerstands- und auftriebsenkenden Effekt drehender Räder führte er größtenteils auf die deutlich schlankeren Radnachläufe mit kleineren Latschwirbeln zurück. Dabei waren die lokalen Kraftänderungen der Räder jedoch nur für etwa 20 bis 40 % der Widerstands- und Auftriebsreduktion verantwortlich. Die schmaleren Radnachläufe verbesserten vielmehr auch die Unterbodenströmung sowie die Wirksamkeit der seitlichen Heckanzüge. Die logische Schlussfolgerung aus der Interaktion von Raddrehung und Fahrzeugumströmung



war weiterhin, dass bei stehenden Rädern entwickelte Maßnahmen bei aktivierter Raddrehung eine andere Wirksamkeit zeigen könnten, und somit die Entwicklung mit realistischer Bodensimulation zweifellos vorzuziehen sei.

Heutzutage entspricht eine Bodensimulation inklusive Raddrehung dem Stand der Technik in der Automobilindustrie. Exemplarisch dafür ist das Windkanalzentrum der BMW Group, welches über Kanäle mit beiden gängigen Laufbandsystemen verfügt, bei **Duell et al. [11] (2010)** beschrieben. So liefert das Fünfbandsystem einen guten Kompromiss aus Messgenauigkeit, Praktikabilität und Abbildung der physikalischen Randbedingung. Eine noch akkuratere Nachbildung der Fahrbahn kann mit dem Einbandsystem erzielt werden, dass jedoch aufwändigere Modellfixierungen und eine geringere Messgenauigkeit bedingt. Daher findet das Fünfbandsystem hauptsächlich in der Serien-Pkw-Entwicklung Anwendung, während der Motorsport zur korrekten Simulation des Bodeneffekts auf das Einbandsystem setzt.

### 2.3.2 Felgen- und Reifeneinfluss

Schon **Cogotti [8] (1983)** wies es als „weithin bekannt“ aus, dass sich der aerodynamische Widerstand eines Fahrzeugs durch das außenseitige Abdecken der Felgen senken ließe. Er beobachtete des Weiteren auch bereits den widerstandserhöhenden Einfluss breiterer Reifen. Doch naturgemäß wurde es erst mit der Etablierung der Radrotation in Windkanal und Simulation möglich, den Einfluss unterschiedlicher Felgen- und Reifengestaltung angemessen zu untersuchen.

Zunächst konzentrierten sich die Forschungsaktivitäten auf das Felgendesign, welches im Gegensatz zum Reifen von den Fahrzeugherstellern selbst entwickelt wird. **Modlinger et al. [37, 38] (2007, 2008)** wandten sich dabei der im Vergleich zum Widerstandsbeiwert eher wenig beachteten Felgenventilation und ihrer Optimierung zu. Mit Hilfe von Simulationen erkannten sie, dass insbesondere an stumpfen Speichen ein großer Druckunterschied zwischen (im Rotationssinn betrachtet) Vorder- und Rückseite herrschte. Die Druckmaxima befanden sich am äußeren Ende der Speichen, wo die Umfangsgeschwindigkeit am größten war und die Speichen ins Felgenbett übergingen. Daraus resultierte das Felgenventilationsmoment, welches zwar nicht Teil der aerodynamischen Widerstandskraft war, doch aber Antriebsleistung verbrauchte. Um die Verlustleistung zu minimieren, gestalteten sie die Speichen als strömungsgünstige Profile unter Berücksichtigung der Laufrichtung, und fügten Anlaufkeile am äußeren Radius hinzu, die für eine Reduktion der Aufstauwirkung an der Speichenvorderseite sorgten. Da die experimentelle Quantifizierung des Felgenventilationsmomentes im Windkanal nicht ohne weiteres möglich war, erfolgte die Validierung der numerischen Untersuchung auf einem Flachbandprüfstand ohne externe Anströmung. Mit dem optimierten Design wurde eine Einsparung von etwa 1 kW bei einer Geschwindigkeit von 250 km/h nachgewiesen, wobei die Abhängigkeit der Leistung dabei idealisiert der dritten Potenz der Geschwindigkeit folgte.

In den Folgejahren wurden zahlreiche Studien zur Widerstandsbewertung von Felgendesigns durchgeführt, von denen ein paar kurz zusammengefasst werden. **Duncan et al. [12] (2010)** untersuchten vier Felgen auf demselben Reifen im Ausrollversuch und in der numerischen Simulation. Während eine Stahlfelge ohne Radzierblende den höchsten Widerstandsbeiwert verursachte, erzielte die mit konvexer Abdeckung geschlossene Felge den geringsten Wert. In der mit Umfangsgeschwindigkeits-Randbedingung modellierten Simulation konnte ein Wiederanlegen der Strömung in der unteren Hälfte des Vorderrades an der Radabdeckung und der hinteren Reifenschulter festgestellt werden. Ohne Abdeckung hingegen wurde dies durch die Felgendurchströmung unterbunden. Alufelge und Stahlfelge mit teilgeöffneter Radzierblende ordneten sich hinsichtlich des erzeugten Widerstands im Mittelfeld ein, wobei im Ausrollversuch

teils große Schwankungen im Widerstand zu verzeichnen waren.

Ausführlich widmete sich **Landström [28] (2011)** in seiner Dissertation vor allem dem Felgeneinfluss auf die Fahrzeugaerodynamik. Dazu bestätigte er zunächst den generellen Einfluss der Bodensimulation mit Zwölflochsonden und stellte die Unterschiede im Strömungsfeld dar. Die Radwirbel reduzierten sich deutlich bei aktivierter Raddrehung. Des Weiteren wies er eine starke Abhängigkeit des Effekts der Bodensimulation von Schiebewinkel, Kühlluft und Felgenschließung nach. Während bei gerader Anströmung für jede Konfiguration eine Senkung des Widerstands durch die aktive Bodensimulation festgestellt wurde, zeigte sich ein stark nichtlineares Verhalten für steigende Schiebewinkel, die mitunter auch zu einer Widerstandserhöhung in Folge der Raddrehung führten. Dies ist im Einklang mit den frühen Untersuchungen von Mercker et al. [34], Mercker et al. [35] und Wiedemann [55]. Weitere Studien zeigten das etwa gleichwertige Widerstandspotential von Vorder- und Hinterrädern und identifizierten widerstandssenkende, geometrische Parameter an Felgen. Dabei stellten sich die radiale Schließung von außen und der globale Verblockungsgrad der Felge als entscheidende Faktoren heraus. Des Weiteren stellte er fest, dass zwischen dem Heckbasisdruck und der Widerstandsdifferenz zweier Felgen keine eindeutige Korrelation gebildet werden konnte. Zusammen mit weiteren Parametern, wie z.B. dem Speichenradius, stellte er ausgehend von einer experimentellen Datenbasis ein lineares Regressionsmodell für sein spezifisches Versuchsfahrzeug auf. Damit war es möglich, die Felgendifferenzen in Abhängigkeit einzelner geometrisch messbarer Parameter in guter Näherung vorherzusagen. Die Übertragbarkeit auf unterschiedliche Fahrzeugtypen wurde jedoch nicht untersucht.

Am Ende seiner Arbeit untersuchte er auch den Einfluss der Reifen auf die Fahrzeugaerodynamik. Zwischen zwei unterschiedlichen Reifenmodellen gleichen Nennmaßes wurden Widerstandsdifferenzen von bis zu 9 Punkten ermittelt, wobei die günstigere Variante eine um 6 mm geringere, tatsächliche Breite aufwies. Eine Totaldruckanalyse der Nachlauftopologie offenbarte dabei den Einfluss der Reifen auf die Heckbasis. Darüber hinaus wurde die dynamische Verformung der Reifen mit Hilfe von im Windkanal installierten Kameras gemessen. Die quadratische Abhängigkeit der radialen Ausdehnung bzw. axialen Einschnürung von der Fahrgeschwindigkeit konnte bestätigt werden. Am Fahrzeug durchgeführte Reynoldsreihen wiesen außerdem einen abfallenden Trend mit gesteigerter Geschwindigkeit auf, der einen Zusammenhang zur Reifeneinschnürung nahelegte. Dabei ist jedoch zu beachten, dass weitere Reynoldsabhängigkeiten der Umströmung des Fahrzeugs nicht zwingend ausgeschlossen werden konnten.

**D’Hooge et al. [9] (2012)** optimierten eine Felge des Tesla Model S hinsichtlich des aerodynamischen Widerstands und des Felgenrotationsmoments. Die Optimierung fand gänzlich in der numerischen Simulation statt und konnte die folgenden Maßnahmen zur Minimierung der gesamten Verlustleistung identifizieren. So wies eine fast vollständig geschlossene, leicht nach außen gewölbte Felge mit am äußeren Rand umlaufenden Entlüftungsschlitzen das maximale Potential auf. Die positiven Effekte des hohen Schließungsgrades und der Wölbung waren auf die Begünstigung eines Wiederaanlegens der Strömung an der unteren Radhälfte zurückzuführen. Die am äußeren Radius der Felge angebrachten Lüftungsschlitze hingegen sorgten neben einer Reduktion der Radhausdrücke, und damit der Auftriebe, auch für eine Erhöhung des Druckniveaus im Hinterradnachlauf. Dies wiederum erhöhte den Heckbasisdruck und senkte somit den Widerstand. Die Autoren argumentierten dabei mit Erkenntnissen von Elofsson und Bannister [13] und Wäschle [59], nach denen die Hinterräder der Strömung durch Rotation Energie zuführten, was den Radnachlauf schmälerte und den Heckbasisdruck erhöhte.

Der Einfluss einzelner Reifenprofilmerkmale auf die aerodynamischen Beiwerte wurde von

**Hobeika et al. [23] (2013)** mit stationären CFD-Simulationen untersucht. An unterschiedlichen Felgen hatte das Hinzufügen von Längsrillen auf der Lauffläche einen widerstands- und auftriebssenkenden Effekt. Vorder- und Rückseite der Aufstandsfläche wurden verbunden, wodurch der resultierende Druckausgleich das Jetting vor dem Reifen reduzierte und den Druck im Nachlauf erhöhte. Die Anwesenheit einer weiteren auf der Schulter umlaufenden Rille erhöhte den Widerstand aufgrund der an der Schulter stärker ablösenden Strömung. Darüber hinaus untersuchte er den Einfluss der Querrillen auf der Reifenschulter. Sie zeigten in der Simulation einen leicht widerstands- und auftriebserhöhenden Effekt. Die Gültigkeit dieses Ergebnisses ist jedoch fragwürdig, da die Reifenrotation lediglich mit einer Geschwindigkeitsrandbedingung modelliert werden konnte, und somit die Querrillen statische Strömungshindernisse darstellten.

Die bisher ausführlichste Studie zur Reifenaerodynamik lieferte **Wittmeier [57] (2014)**. Zunächst wurden im Windkanal mehrere Einflüsse auf die aerodynamische Bewertung eines Reifens identifiziert und bewertet:

- Reifenfülldruck und Last: Niedriger Druck oder höhere Last haben einen breiteren Latsch und dadurch eine Widerstandserhöhung zur Folge.
- Fahrgeschwindigkeit: Durch die Zentrifugalkraft dehnt sich der Reifen bei steigender Geschwindigkeit in radialer Richtung aus und wird schmaler. Die verringerte Breite senkt den Widerstand.
- Reifentemperatur: Die aerodynamischen Beiwerte zeigen keine Abhängigkeit.
- Fahrzeug und Konfiguration: Die Reifendifferenzen sind auf den betrachteten Fahrzeugen weitestgehend stabil. Eine Konfigurationsänderung wie das Schließen der Kühlluftöffnungen, das den Anströmwinkel der Vorderräder verringert, kann jedoch die Bewertung zweier Reifen beeinflussen.

Darauf aufbauend wurden aerodynamisch relevante, geometrische Parameter des Reifens ermittelt und Optimierungsvorschläge erarbeitet. Dabei stellten sich Reifenbreite, Schulterradius und Beschriftung der Seitenwand als größte Stellhebel mit einem kombinierten, theoretischen Potential von ca. 10 Punkten im Widerstandsbeiwert heraus. Ein auf Basis dieser Erkenntnisse optimierter Reifen, der gleichzeitig eine Beibehaltung der anderen relevanten Eigenschaften (Rollwiderstand, Fahrdynamik, Akustik) gewährleistete, erreichte eine Verbesserung des  $C_x$ -Werts um 3 Punkte. Fast das komplette Potential war hierbei auf die Gestaltung der Seitenwand zurückzuführen. Des Weiteren wurde die Übertragbarkeit der Ergebnisse in den Modellmaßstab nachgewiesen, um modular aufgebaute Reifenmodelle kostengünstiger optimieren zu können.

### 2.3.3 Zusammenfassung relevanter Einflüsse

Basierend auf den bisherigen Erkenntnissen zur Radaerodynamik im Gesamtfahrzeugkontext werden die folgenden Punkte in diese Arbeit mit einbezogen:

- Art der Bodensimulation im Windkanal
- Felgendesign und Reifengestaltung
- Dynamische Reifenverformung
- Höhenstandsänderung infolge von Reifenausdehnung und Auftrieben.

## 2.4 Radbehandlung in CFD

In den letzten zehn Jahren haben die Simulationskapazitäten aufgrund stetig steigender Rechnerleistung in Industrie und Wissenschaft erheblich zugenommen. Seit der frühen Arbeit von **Axon [4] (1999)** hat sich der Detaillierungsgrad der numerischen Studien zur Radaerodynamik entsprechend erhöht. So war es noch bis 2004 gängige Praxis stationäre Berechnungen mit deutlich vereinfachter Radgeometrie und Rotationsmodellierung durchzuführen, wie z.B. **Riederer [42] (2004)** zeigte. Felgen wurden geschlossen, Reifen glatt und unverformt dargestellt. Zur Einstellung des korrekten Höhenstands und zur Erzeugung einer Ersatzaufstandsfläche wurde der Reifen entsprechend des statischen Halbmessers in die Fahrbahn eingetaucht und verschnitten. Um eine ausreichende Gitterqualität im Bereich der Aufstandsfläche, insbesondere bei Finite-Volumen-Verfahren, zu gewährleisten, wurde die etwas oberhalb abgeschnittene Aufstandsfläche zudem senkrecht nach unten in den Boden extrudiert. Dadurch erhielt man eine Art Standfuß, der es ermöglichte, mehrere wandgebundene Prismenschichten zur Auflösung der Grenzschicht einzufügen. Als numerisches Verfahren wurden stationäre RANS-Löser mit Zweigleichungsmodellen, wie z.B. dem  $k$ - $\epsilon$ -Modell, eingesetzt. Die Radrotation wurde durch eine tangentielle Geschwindigkeitskomponente (s. Abschnitt 3.7.1 Rotating-Wall-Randbedingung) auf Reifen und Felge vorgeschrieben. Diese Art der Modellierung eignet sich jedoch nicht für die Speichen einer Felge, da keine Geschwindigkeitskomponente senkrecht zu einer undurchdringlichen Wand definiert werden kann.

In den folgenden Jahren etablierte sich die aus dem Bereich der Turbomaschinen stammende Methode rotierender Bezugssysteme (MRF oder auch „Frozen Rotor“-Ansatz genannt) als Standard für die Modellierung der Felgenrotation, wie **Wäschle [59] (2006)** und **Modlinger et al. [37, 38] (2007, 2008)** zeigten. Zentrifugal- und Corioliskraft werden dabei in der MRF-Zone durch Koordinatentransformation eingeführt. Das Netz bleibt stationär, sodass keine tatsächliche Drehung der Geometrie stattfindet. Dadurch war die Methode auch mit den damals standardmäßig eingesetzten stationären Lösern anwendbar. Bis heute wird MRF zur Modellierung der Felgenrotation eingesetzt, wie auch aktuellere Veröffentlichungen von **Landström [28] (2011)** und **Lewis et al. [29] (2014)** zeigen. In mehreren Studien untersuchte Landström dabei die Rotationsmodellierung der Felge in CFD zunächst mit stationärem RANS-Verfahren und MRF. Es zeigte sich ein uneinheitliches Bild, das für manche Radkonfiguration nur unzureichende Übereinstimmung zum Windkanal aufwies. Des Weiteren beeinflusste die Speichenstellung das Strömungsfeld und die Beiwerte sowohl lokal als auch global in der Größenordnung von bis zu 5 Punkten.

Weiter gestiegene Rechenkapazitäten ermöglichten in den letzten Jahren schließlich auch die instationäre Simulation der Fahrzeugumströmung. Sie ist grundsätzlich eine Größenordnung aufwändiger als die stationäre Berechnung, bietet aber die Möglichkeit bewegter Netze und damit tatsächlich rotierender Geometrie. Darüber hinaus wird der instationären Natur der Umströmung stumpfer Körper Rechnung getragen, deren Verhalten mit stationären Verfahren ohnehin nur approximiert werden kann. Die gängigste Methode der bewegten Gitter wird als Sliding Mesh bezeichnet und zur Rotation der Speichen einer Felge eingesetzt. Sie werden in ein eigenes Teilnetz integriert, welches über ein Interface mit dem statischen, äußeren Gitter verbunden ist, und mit der gewünschten Winkelgeschwindigkeit rotiert. Der Austausch zwischen beiden Domänen erfolgt durch Interpolation. Je nach Software-Paket bedeutet das Verfahren einen deutlichen rechnerischen Mehraufwand, da die Gewichtungsfaktoren der Interpolation in der Regel zu jedem Zeitschritt neu bestimmt werden müssen. Dieser Vorgang enthält häufig serielle Berechnungsschritte, weshalb auch die parallele Performance des Löser beeinträchtigt

werden kann.

Veröffentlichungen von **Landström [28] (2011)** und **Lewis et al. [29] (2014)** zeigten starke Performance-Einbußen durch Sliding Mesh für Finite-Volumen-Verfahren bei teils lediglich geringer Verbesserung der Vorhersagegüte. Der Schritt zu einem transienten URANS-Verfahren mit MRF steigerte bei Landström die Qualität der Simulationsergebnisse zunächst nicht im Vergleich zur stationären Lösung. Die zusätzliche Nutzung von Sliding Mesh führte schließlich zu einer besseren Übereinstimmung der Strömungstopologie bei allerdings dreißigfachem Rechenaufwand, verglichen mit dem stationären RANS-Verfahren. Die Beiwerte änderten sich dabei nur im Bereich weniger Tausendstel. Daher riet er zunächst zu einer intensiveren Validierung der Sliding-Mesh-Methode und vorerst zu einem Beibehalten des stationären RANS-MRF-Ansatzes als Best-Practice aufgrund der hohen Ressourcenersparnis. In einer ähnlichen Studie stellten Lewis et al. die MRF- und Sliding-Mesh-Methode in transienten DDES-Simulationen gegenüber. Während nur eine geringe Auswirkung auf den Widerstand festgestellt werden konnte, änderten sich der Massenstrom durch die Felge und die Druckverteilung am Unterboden deutlich. Die Folge waren signifikant geringere Auftriebsbeiwerte und Felgenrotationswiderstände. Der Aufwand für eine Sliding-Mesh-Simulation stieg jedoch um 46 % verglichen mit einer transienten MRF-Rechnung auf dem gleichen Gitter.

Mit der Lattice-Boltzmann-Methode durchgeführte Studien zeigten indes einen Trend hin zur aufwändigeren Sliding-Mesh-Methode. Dies ist maßgeblich darauf zurückzuführen, dass im Falle von Exa PowerFLOW das Performance-Defizit gegenüber MRF mit ca. 3 % (nach eigenen Simulationen des Autors) deutlich geringer ausfällt und die Methode inhärent instationär ist. Der Preis für die physikalisch akkuratere Modellierung ist somit vertretbar.

Untersuchungen von **Duncan et al. [12] (2010)** verglichen Sliding-Mesh- und Rotating-Wall-Randbedingung an einer Stahlfelge mit dem Ergebnis lediglich geringer Unterschiede in den aerodynamischen Beiwerten und im Radhausdruck. Aufgrund des geringen Felgenöffnungsgrades erschien dieses Beispiel jedoch auch nur bedingt geeignet, um die physikalischen Vorteile des Sliding-Mesh-Ansatzes herauszustellen. An einem BMW-Validierungsmodell mit Serienaluminiumfelgen stellten **Kandasamy et al. [26] (2012)** die drei Methoden Rotating Wall, MRF und Sliding Mesh auf die Probe, indem sie die Kraftbeiwerte der PowerFLOW-Simulation mit denen des 1:1-Windkanalversuchs verglichen. Dabei konnte sowohl für den Widerstand als auch für die Achsauftriebe mit Sliding Mesh eine deutlich verbesserte Übereinstimmung mit dem Experiment erzielt werden. Insgesamt erreichten die Sliding-Mesh-Simulationen eine Genauigkeit von 2 % im Widerstand und 10 Punkten in den Achsauftrieben. In diesen Ergebnissen begründet erteilten sie eine klare Empfehlung zum Einsatz von Sliding Mesh zur Modellierung der Speichenrotation. Von **D’Hooge et al. [9] (2012)** wurde diese Methode schließlich erfolgreich angewendet, um eine aerodynamisch optimierte Felge ausschließlich simulationsbasiert zu entwickeln.

Die Randbedingung zur Modellierung der Reifenrotation entwickelte sich während des letzten Jahrzehnts nur geringfügig weiter. Sie wurde in allen zuvor vorgestellten Publikationen mit der Rotating-Wall-Randbedingung umgesetzt. Die Ursache hierfür liegt im Bodenkontakt und der damit verbundenen Verformung des Reifens, die eine Integration der Geometrie in ein rotierendes Sliding-Mesh-Gebiet nicht zulassen. Sowohl der Latsch als auch die geschnittene Fläche der Fahrbahn würden mitdrehen. Wie bereits erwähnt, wurden lange Zeit radialsymmetrische, unverformte, glatte Reifen ohne Profil mit der Fahrbahn verschnitten, um die Stauchung des Latsches nachzuahmen. **Mlinaric und Sebben [36] (2008)** untersuchten als nächsten Schritt den Einfluss einer verformten Aufstandsfläche an einem glatten Reifen in CFD. Kraftbeiwerte und Strömungsfeld zeigten dabei aber keine deutliche Sensitivität auf die Verformung.

**Duncan et al. [12] (2010)** rotierten den unverformten Querschnitt eines gescannten Reifens, um die CFD-Geometrie zu generieren, da die Strömung im Mittel für einen schnell drehenden Reifen nur den umfangsgemittelten Querschnitt wahrnehmen würde. Später wird in dieser Dissertation gezeigt, dass eine Darstellung aller Details, inkl. Querrillen, in der Tat nicht sinnvoll ist. Bei Anwendung der Rotating-Wall-Randbedingung würden die Querrillen nicht effektiv rotieren und die Ergebnisqualität beeinträchtigen.

**Sebben und Landström [49] (2011)** integrierten Reifen mit sukzessive gesteigertem Detaillierungsgrad in ihr Setup zur Felgenbewertung. Sie beobachteten einen mit dem Detaillierungsgrad steigenden Widerstand und eine bessere Übereinstimmung mit den Windkanalwerten. Des Weiteren konnte ein starker Einfluss der Kühlluft- und Felgenkonfiguration auf den Effekt des detaillierten Reifenmodells nachgewiesen werden. Sie nutzten eine Geschwindigkeitsrandbedingung am Reifen und MRF an der Felge. **Hobeika et al. [23] (2013)** führten diese Studien fort und bewerteten den Einfluss der einzelnen Reifendetails in der Simulation. Für einen Reifen mit Längsrillen bewirkten die Aufstandsfläche durchziehende Längsrillen eine Widerstands- und Auftriebsreduktion im Vergleich zur abgeschnittenen Aufstandsfläche, bei der Vorder- und Rückseite nicht durch die Rillen verbunden waren. Die Wirkung von Querrillen auf der Reifenschulter wurde ebenfalls bewertet und stellte sich als widerstandserhöhend heraus. Dabei ist jedoch wieder anzumerken, dass die Geschwindigkeitsrandbedingung für die Darstellung dieses Details nicht geeignet war. Ein weiteres Ergebnis der Studie war die teils starke Abhängigkeit der Reifendifferenzen von der Speichenstellung bei Benutzung des stationären MRF-Ansatzes. Als Konsequenz empfahlen sie transiente Sliding-Mesh-Simulationen für Folgeuntersuchungen.

Einen Vergleich der verschiedenen verfügbaren Rotationsansätze am Reifen lieferten **Hobeika et al. [22] (2014)** am künstlichen Fall eines von der Fahrbahn abgehobenen Fahrzeugs. Somit war es möglich, sowohl Geschwindigkeits- und MRF-Randbedingung als auch Sliding Mesh am kompletten Rad anzuwenden. Bei ihren MRF-Untersuchungen unterschieden sie ferner zwischen einer Methode, bei der alle wandnächsten Zellen des Rads der Transformation unterworfen wurden, und einer, bei der lediglich die Zellen innerhalb der Querrillen mit MRF und alle übrigen mit der Geschwindigkeitsrandbedingung versehen wurden, hier MRFG genannt. An einem vollkommen glatten Reifen stellten sie zunächst kleine Unterschiede infolge der Sliding-Mesh-Beschreibung im Vergleich zu Geschwindigkeitsrandbedingung fest, die auf eine Abhängigkeit vom Verlauf des Interfaces hindeuteten. Zur genaueren Klärung wurde an dieser Stelle auf Folgeuntersuchungen verwiesen. Im Falle des MRF-Ansatzes an der Oberfläche des glatten Reifens ergaben sich deutliche, unphysikalische Abweichungen, welche mit einem durch die nicht-axiale Anströmung hervorgerufenen, künstlichen Druckgradienten in der MRF-Formulierung begründet wurden. Beim verwendeten Strömungslöser handelte es sich dabei nach der Vermutung des Autors um ANSYS Fluent 13, der von Hobeika auch in seiner vorherigen Studie [23] eingesetzt wurde. Für die Differenz zweier profilierter Reifenmodelle lieferten MRFG- und Sliding-Mesh-Ansatz vergleichbare Ergebnisse. Das ist deswegen bedeutend, da MRFG auch auf verformte, den Boden berührende Reifen angewendet werden könnte. Der Übertrag auf den realen Anwendungsfall ist Gegenstand von Folgeuntersuchungen.

Einige der in dieser Dissertation am Gesamtfahrzeug angewendeten Techniken zur Simulation der Radumströmung wurden kürzlich auch von **Gleason et al. [20] (2015)** eingesetzt. Sie untersuchten den Einfluss einer Felgenabdeckung mit Exa PowerFLOW. Die Felgenrotation wurde mittels Sliding Mesh dargestellt. Die Reifen des Vergleichsexperiments wurden im statischen Zustand digitalisiert und nachträglich gemorpht, um den Effekt der dynamischen Verformung zu berücksichtigen. Die Autoren orientierten sich beim Morphing an Kameraaufnahmen des drehenden Reifens im Windkanal. In der Simulation wurde ein umfangsgemitteltes Profil des

Reifens betrachtet, das durch eine numerische Oberflächenrauheit den Effekt der rotierenden Querrillen nachahmen sollte. Während der widerstandssenkende Effekt der Felgenabdeckung in der Simulation in guter Übereinstimmung zum Experiment abgebildet werden konnte, zeigten die Auftriebsbeiwerte größere Abweichungen. Das Strömungsfeld in der unmittelbaren Radumgebung bestätigte in der Simulation qualitativ die Trends der Windkanalmessungen. Verbesserungspotential in der Simulationsmethodik sahen die Autoren unter anderem in der lokalen Gitterauflösung des Reifens (nicht detaillierter beschrieben) und der Darstellung der Profilotation. Des Weiteren wurde die Einbeziehung der Prüfstandsgeometrie ins Simulations-setup empfohlen. Insbesondere der Einfluss von Auflösung und Profilotation wird in dieser Arbeit noch genauer beleuchtet werden.

## 2.5 Ziel der Arbeit

Aus den Interessen der an diesem Projekt beteiligten Partner aus Industrie und Wissenschaft lassen sich die folgenden Ziele für das Forschungsvorhaben ableiten:

- Untersuchung von Rad-/Reifendifferenzen am Gesamtfahrzeug in Windkanälen mit unterschiedlicher Bodensimulation, im Fahrversuch und in der numerischen Simulation
- Ertüchtigung des CFD-Prozesses für die aerodynamische Bewertung des Räderportfolios bei der BMW Group
- Erweiterung des Verständnisses und der Simulationsgüte der Reifenumströmung mit Hilfe von Einzelraduntersuchungen
- Identifikation vorhandener Schwachstellen und Aufzeigen von Verbesserungspotentialen.





# Kapitel 3

## Methoden und Messtechnik

Bevor in die einzelnen Studien an Gesamtfahrzeug und Einzelrad eingestiegen wird, sollen zunächst die angewandten experimentellen und numerischen Methoden vorgestellt werden.

### 3.1 Versuchsfahrzeug

Die Gesamtfahrzeuguntersuchungen werden an einer BMW 328i Limousine, Modelljahr 2012, durchgeführt. Das Fahrzeug ist dabei mit Druck- und Höhenstandsmesstechnik ausgestattet und an den Schwellern verstärkt, um sämtliche Modellaufspannungen im Windkanal nutzen zu können.

#### 3.1.1 Druckmesstechnik

Eine Methode zur Validierung der numerischen Simulationen besteht im Vergleich der Oberflächendruckverteilung. Dazu werden die zeitlich gemittelten Oberflächendrücke in Fahr- und Windkanalversuch mit der im folgenden Abschnitt beschriebenen Messtechnik aufgezeichnet.

#### Messstellenübersicht

Das Versuchsfahrzeug verfügt über insgesamt 68 Druckmessstellen. Die erste, in Form eines Pitotrohres in der Mitte des vorderen Kennzeichens, dient zur Bestimmung des dynamischen Drucks der Anströmung  $q$ , der zur Entdimensionierung der Drücke herangezogen wird. Die restlichen Messstellen, s. Abb. 3.1, befinden sich überwiegend auf der Fahrerseite in Regionen, die sich in numerischen Voruntersuchungen als empfindlich hinsichtlich der Radaerodynamik herausgestellt hatten. In hellblau hervorgehoben sind die Bereiche „Staulippe“, „Radhaus vorne oben“, „MAS“, „Schweller“ und „Heck“. Im Ergebnisteil werden diese Messstellen lokal zusammengefasst und gemittelt ausgewertet. Gerade im Bereich der Staulippe verhindert dies Fehlinterpretationen aufgrund starker örtlicher Gradienten. Zur Messstelle 5 sind deswegen sechs Druckbohrungen hinter der Staulippe zusammengefasst.

#### Hardware

Zur Aufnahme der Oberflächendrücke werden PSI-9010-Druckmessmodule eingesetzt. Sie sind per Ethernet mit dem Messrechner verbunden. In der Software DMT NetScanner 2003 erfolgt automatisch eine Mittelung der Signale über den gewünschten Aufnahmebereich, sodass instationäre Daten nicht verfügbar sind. Die Genauigkeit der Drucksensoren beträgt  $\pm 7,5$  Pa, was bei 140 km/h etwa  $C_p = \pm 0,009$  entspricht. Bei neun hintereinander im AEROLAB der BMW Group durchgeführten Wiederholungsmessungen liegt die Standardabweichung der über 30 s gemittelten Drücke bei  $C_p = 0,003$ . Daraus kann ein 95%-Konfidenzintervall

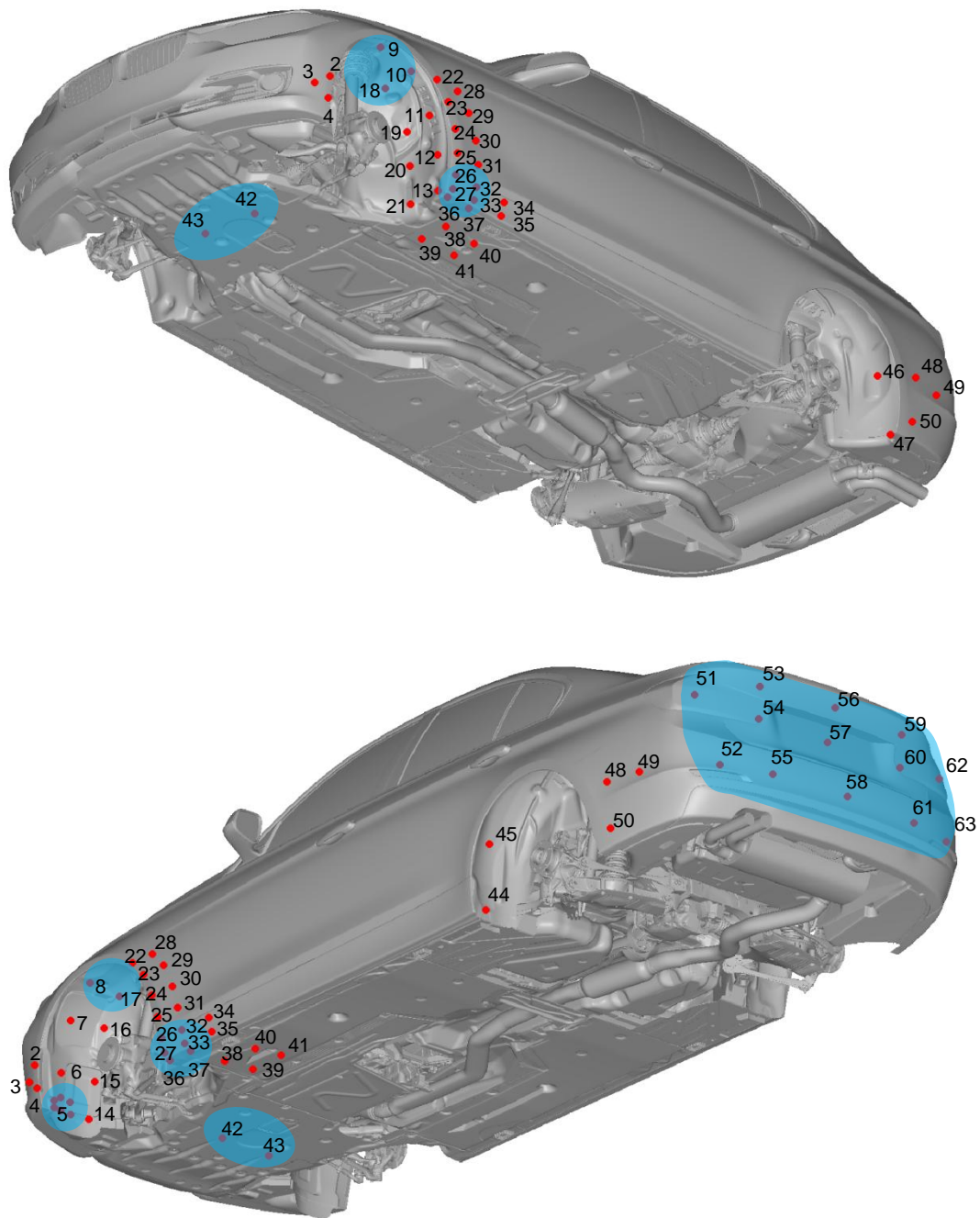


Abb. 3.1: Messstellenübersicht am Versuchsfahrzeug

von  $C_p = \pm 0,006$  unter Annahme einer normalverteilten Streuung der Messwerte abgeleitet werden. Für die später betrachteten Druckdifferenzen verschiedener Varianten ist eine der Reproduzierbarkeit geschuldete Unschärfe der Deltawerte von  $C_p = \pm 0,009$  zu berücksichtigen.

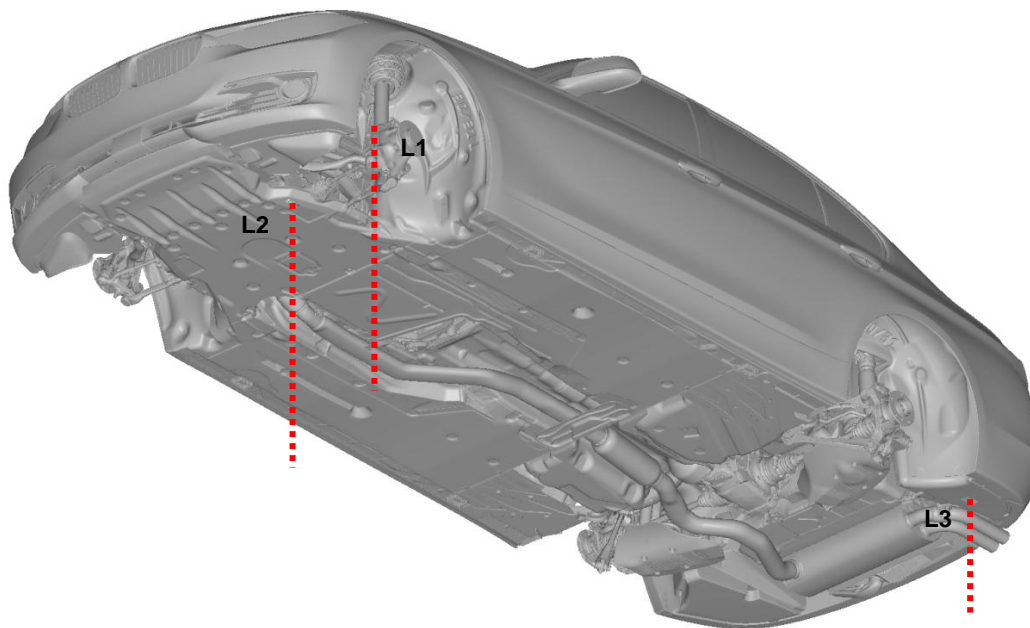


Abb. 3.2: Position der Höhenstandssensoren am Fahrzeug.

### 3.1.2 Höhenstandsmessung

Da das Versuchsfahrzeug auf der Straße und bei verschiedenen Modellfixierungen im Windkanal unterschiedliche Höhenstände einnimmt, wird seine Lage mit Hilfe dreier Abstandslasersensoren gemessen. Wie in Abb. 3.2 dargestellt, befindet sich je ein karosseriefester Sensor oberhalb der Motorraumabschirmung (L2) und hinter dem linken Hinterrad (L3), sowie ein achsfester Sensor am Federbein des linken Vorderrades (L1). Auf diese Art und Weise ist es möglich, die Höhenstandsänderung der Karosserie und der Achse getrennt voneinander zu betrachten.

Zum Einsatz kommen dabei Omron ZX1-LD300A81 Lasersensoren, die über einen Arbeitsbereich von  $300 \text{ mm} \pm 150 \text{ mm}$  bei einer Auflösung von  $0,03 \text{ mm}$  verfügen. Über einen CAN-Bus werden die Sensordaten mit der Software INCA 6.2 am Messrechner instationär aufgezeichnet. Im Anschluss werden die Signale geglättet, stationäre Plateaus identifiziert und schließlich die Höhenstandsänderungen ausgewertet.

## 3.2 Einzelradhalterung

Für die Einzelradstudien wurden zwei spezielle Halterungen für den AEROLAB Windkanal, s. Abschnitt 3.5.2, angefertigt. Das erste Exemplar, s. Abb. 3.3, kommt in den Experimenten zum Einsatz, in denen der Reifen vom Laufband angetrieben und mit einer vertikalen Vorlast beaufschlagt wird. Zwei wesentliche, aber konkurrierende Anforderungen an die Halterung waren eine möglichst geringe Beeinflussung der Radumströmung und das Aufbringen einer realistischen, vertikalen Last auf den Reifen, um ihn zu verformen. Der erste Punkt verlangte nach einer möglichst schlanken Anordnung, während der zweite Punkt eine biege- und torsionssteife Konstruktion erforderte. Darüber hinaus war es ein sicherheitskritischer Aspekt, Schwingungen bei Geschwindigkeiten von  $140 \text{ km/h}$  und mehr zu vermeiden. Aufgrund der mechanischen Sicherheiten fällt die Halterung daher sperriger aus als vergleichbare Konstruktionen aus den



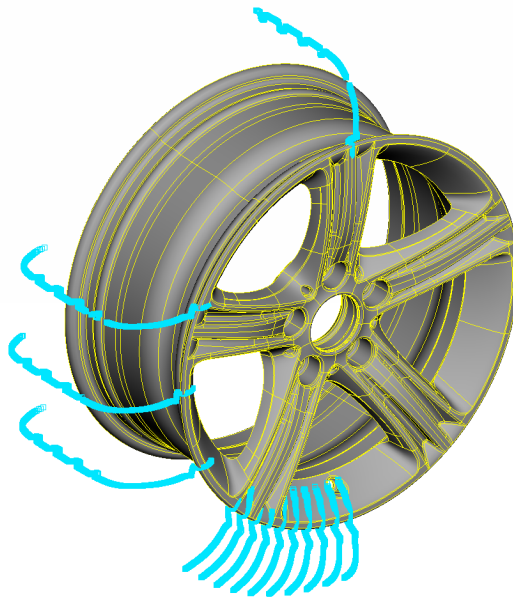
**Abb. 3.3:** Einzelradhalterung im Windkanal.

im Stand der Technik vorgestellten Einzelradstudien. Sie ist dafür in der Lage, die Radlast eines beladenen Pkw zu simulieren und somit eine realistische Verformung des Reifens zu bewirken. Darüber hinaus kann der Sturzwinkel des Rades stufenlos über ein Hubgewinde am Ende des Armes und der Höhenstand über Unterlegplatten am Standfuß eingestellt werden. Die drei Parameter Last, Sturz und Höhenstand sind jedoch voneinander abhängig, sodass die gewünschten Randbedingungen iterativ einzustellen sind. Um die Beeinflussung des Strömungsfelds durch den Arm trotz der massiven Konstruktion möglichst gering zu halten, ist seine dem Rad zugewandte Hälfte mit einem NACA 0040 Flügelprofil verkleidet. Dabei ist das Profil am dicksten Punkt geteilt, sodass der vordere und hintere Teil des Profil bündig am Arm befestigt werden können. Aufgrund des großen Dickenverhältnisses löst die Strömung bereits kurz nach dem Dickenmaximum ab. Im Vergleich zum unverkleideten Vierkantprofil wird dennoch eine verlustärmere Umströmung erzielt.

Die zweite Halterung wird für die Experimente mit vom Laufband abgehobenem Reifen eingesetzt. Sie basiert auf der gleichen Konstruktion, verfügt jedoch am hinteren Ende des Arms über einen drehzahlgesteuerten Elektromotor, der das Rad antreibt. Der Neigungswinkel dieses Arms ist bei  $0^\circ$  fixiert, sodass lediglich die Achshöhe über Unterlegplatten variiert werden kann. Mit der Halterung ist es somit möglich, Validierungsversuche für den akademischen Fall des schwebenden Rades über bewegtem Boden mit oder ohne Rotation durchzuführen.

### 3.3 Reifenabtastung

Mit Hilfe eines Abstandslasersensors werden die Reifen des Versuchsfahrzeugs im dynamisch belasteten Zustand an der Einzelradhalterung abgetastet, um CAD-Modelle für die CFD-Simulationen zu rekonstruieren. Als Randbedingung dienen hierbei die bei 140 km/h im Windkanal AEROLAB gemessene Last auf der Wägezelle vorne links sowie der gemessene Höhenstand. In Abb. 3.4 ist die abgetastete Punktwolke eines bei 140 km/h und 4200 N dynamisch verformten Reifens dargestellt. Die einzelnen Schnittebenen werden während der Rotation bei einer Abtastrate von 128 Hz kontinuierlich aufgenommen und räumlich auf eine Auflösung von 0,5 mm geglättet. Das Ergebnis sind umfangsgemittelte Kurven, aus denen ein Längsrillenreifen rekonstruiert werden kann. Eine Einschränkung dieser Methode liegt



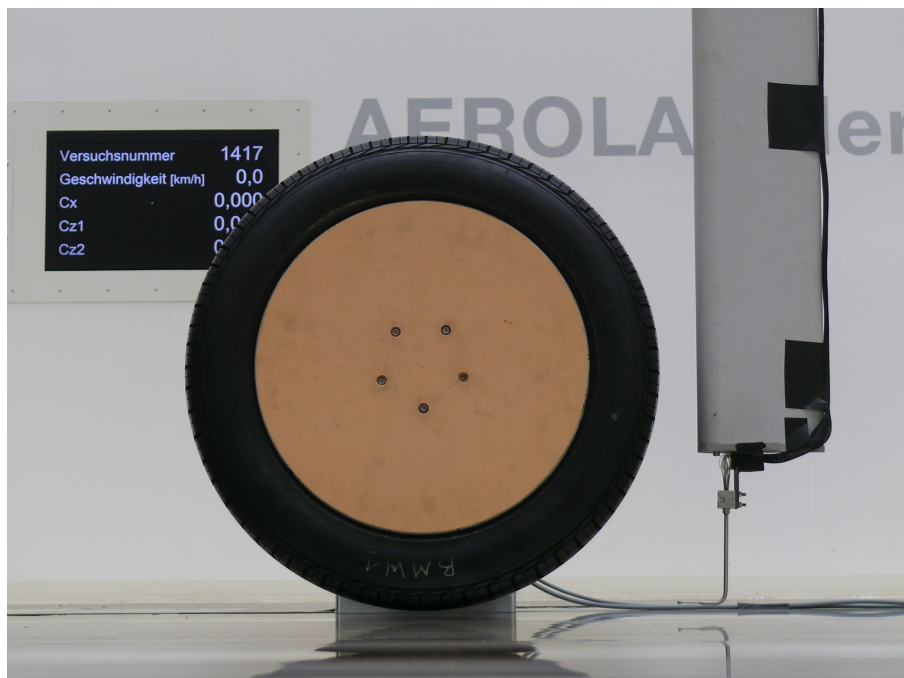
**Abb. 3.4:** Abgetastete Punktwolke des dynamisch belasteten 17-Zoll-Pirelli-Reifens.

in der Erfassung des unteren Latschbereichs. So ist der Lasersensor dort bei einer Messung von der Seite aufgrund des ungünstigen Reflektionswinkels nicht in der Lage, die Entfernung genau zu bestimmen. An dieser Stelle werden daher an den Goodyear-FEM-Modellen der Einzelradstudie abgeleitete Flächenführungskurven herangezogen, um eine möglichst realistische Latschkontur zu erzeugen. Des Weiteren wird nur die Latschaußenseite digitalisiert, da die Innenseite wegen der Haltevorrichtung nur schwer zugänglich ist. Um die äußere Kontur für die Geometrierekonstruktion auf die Innenseite spiegeln zu können, wird daher am Radträger kein Sturz eingestellt. Am Versuchsfahrzeug sind die Räder tatsächlich jedoch mit einem Sturzwinkel von  $0,4^\circ$  an der Vorderachse und  $1,4^\circ$  an der Hinterachse montiert. In der Gesamtfahrzeugsimulation werden die bis auf die Längsrillen symmetrischen, verformten Reifenmodelle mit dem korrekten Sturzwinkel positioniert und von der Fahrbahn geschnitten. Die Asymmetrie der Latschverformung wird dabei vernachlässigt.

### 3.4 Vermessung des Strömungsfelds

Zur Analyse der Strömungstopologie wird das Strömungsfeld sowohl am Fahrzeug als auch am Einzelrad mit Hilfe von Mehrlochsonden erfasst. Dabei wird bevorzugt auf eine Zwölflochsonde zurückgegriffen, die auch in Nachlaufgebieten über einen großen Messbereich verfügt. Aufgrund eines längerfristigen Defekts dieser Sonde wird für manche Messungen ersatzweise eine Fünflochsonde eingesetzt, bei der der Messbereich im Bezug auf Rückströmgebiete deutlich eingeschränkt ist. Im Folgenden werden Funktionsweise und Eigenschaften der eingesetzten Sonden beschrieben, sowie die Messebenen vorgestellt.





**Abb. 3.5:** Versuchsanordnung bei Messung des Nachlaufs des abgehobenen Einzelrads mit einer Zwölflochsonde.

### 3.4.1 Mehrlochsonden

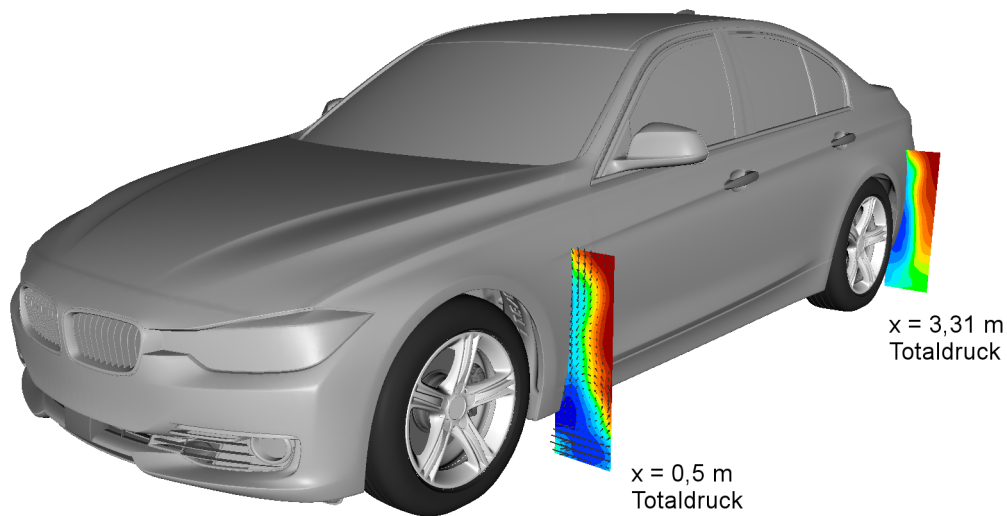
Mehrlochsonden messen Differenzdrücke zwischen über den Sondenkopf verteilten Bohrungen und dem Umgebungsdruck. Die gemessenen Drücke werden über ein zuvor ermitteltes Kalibrierfeld für unterschiedliche Anströmgeschwindigkeiten und -winkel in die Strömungsvariablen umgerechnet. So ist es möglich, die drei Geschwindigkeitskomponenten sowie den statischen und Totaldruck an diskreten Punkten im Raum zu ermitteln. Zu beachten ist hierbei, dass sowohl die programmierbare Traversiereinheit als auch die Sonde an sich das Strömungsfeld durch ihre Verdrängungswirkung beeinflussen. Des Weiteren ist darauf zu achten, die Sonden nicht zu nahe an Wänden zu betreiben, da Interferenzen zu verfälschten Messergebnissen führen können.

Für den Großteil der gemessenen Ebenen wird eine Zwölflochsonde der Firma Aeroprobe eingesetzt. Sie verfügt über zwölf auf dem kugelförmigen, 6,35 mm dicken Kopf verteilte Bohrungen. Ihr Messbereich deckt Anströmwinkel von bis zu  $\pm 120^\circ$  mit einer Genauigkeit von  $\pm 1^\circ$  sowie Geschwindigkeiten mit  $\pm 1$  m/s ab. Die Kalibrierung wurde bei Mach 0,030, 0,072 und 0,145 durchgeführt. [2]

Während einer Reparaturphase der Zwölflochsonde wird eine Fünflochsonde der Firma Aeroprobe eingesetzt. Auf dem kegelförmigen, 3,18 mm dicken Kopf befinden sich fünf Bohrungen, mit denen Anströmwinkel bis zu  $60^\circ$  ausgewertet werden können. Die Messgenauigkeit entspricht der der Zwölflochsonde. [1]

### 3.4.2 Messebenen am Gesamtfahrzeug

In Abb. 3.6 sind die beiden  $x$ -normalen Ebenen zur Messung der Vorder- bzw. Hinterradnachteile bei  $x = 0,5$  m und  $x = 3,31$  m dargestellt. Im Windkanal werden sie mit der beschriebenen Zwölf- bzw. Fünflochsonde, welche an einer automatisierten Traversiereinrichtung montiert



**Abb. 3.6:** Lage der Messebenen am Versuchsfahrzeug.

ist, erfasst. Die räumliche Gitterweite beträgt 25 mm mit dem tiefsten Gitterpunkt 20 mm oberhalb des Windkanalbodens. An jedem Punkt werden die Drücke nach einer Wartezeit von 2 s über ein Intervall von 3 s gemittelt. Da Mehrlochsonden bei zu geringem Objektabstand ihren Gültigkeitsbereich verlassen, befinden sich die Punkte nicht näher als 20 mm an der Fahrzeugoberfläche, was ca. drei Sondenkopfdurchmessern entspricht.

### 3.4.3 Messebenen am Einzelrad

Für die Einzelradstudie werden die vier in Abb. 3.7 dargestellten Messebenen zur Analyse der Strömungstopologie herangezogen. Zur Visualisierung des Nachlaufs befindet sich eine  $x$ -normale Ebene 20 mm hinter dem Rad bei  $x = 0,363$  m. Ihr Traversiergitter ist 0,7 m hoch und 0,52 m breit bei einer lokalen Auflösung von 20 mm. Wie am Gesamtfahrzeug befindet sich der niedrigste Punkt 20 mm über dem Laufband und das Mittelungsintervall beträgt 3 s.

Eine weitere Ebene liegt in  $y = 0$  m und gibt Aufschluss über das Ablöseverhalten am Scheitel des Reifens sowie seine Abströmtangente. Sie erstreckt sich bei einer räumlichen Auflösung von 20 mm von  $x = -0,1$  m bis  $x = 0,5$  m und von der Radachse aus 0,4 m nach oben.

Zur Analyse der hinter dem Reifen einziehenden Querströmung, dem sogenannten Entrainment, wird eine Ebene bei  $y = -0,15$  m betrachtet. Sie startet 20 mm über dem Boden bei  $x = 0$  m und reicht 0,5 m stromab sowie 0,3 m nach oben. Die Gitterweite beträgt ebenfalls 20 mm.

Im Rahmen einer Sensitivitätsstudie wird des Weiteren eine Ebene seitlich am Latsch bei  $x = 0$  m herangezogen. Sie zeigt nur einen kleinen Ausschnitt, verfügt aber über die doppelte Auflösung von 10 mm und dient der Analyse der Latschablösung.

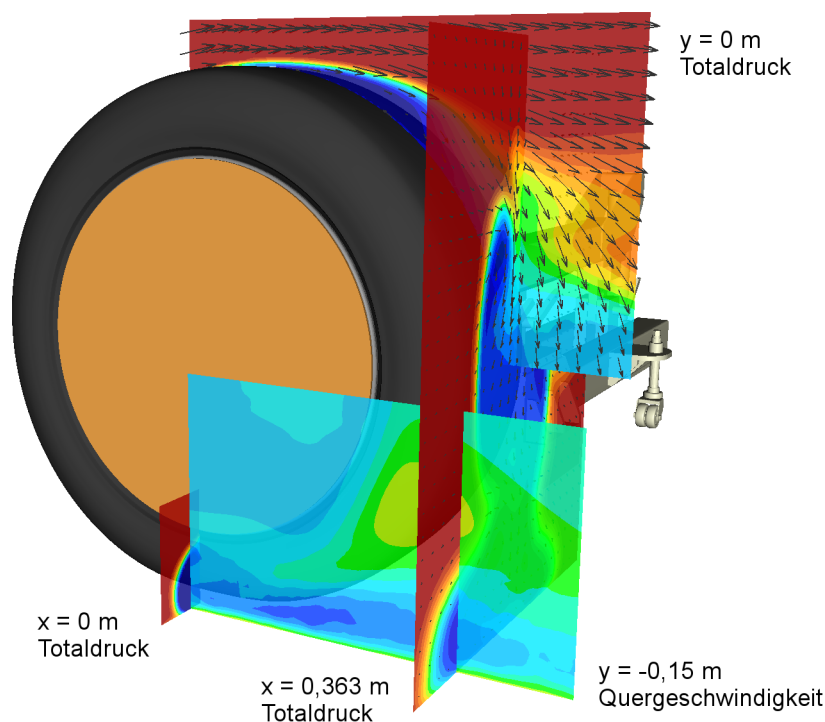


Abb. 3.7: Lage der Messebenen am Einzelrad.

## 3.5 Windkanäle

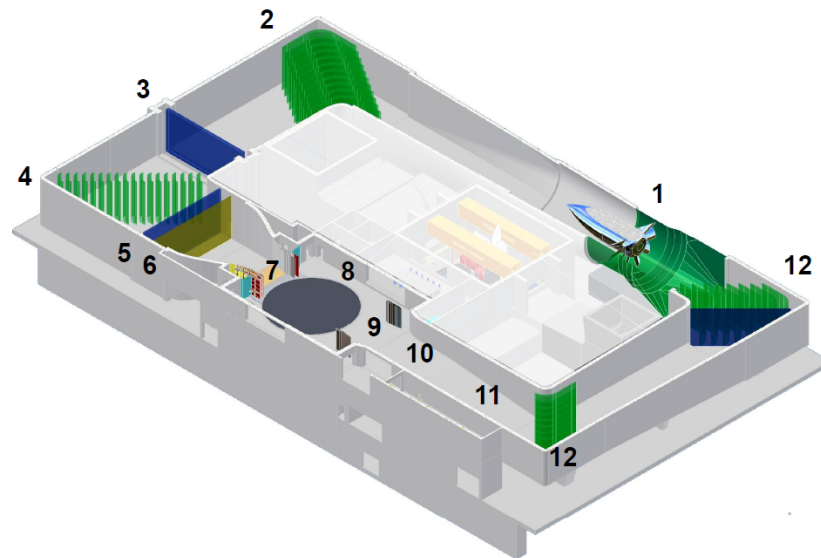
Der Windkanal ist noch vor der numerischen Simulation das wichtigste Entwicklungs- und Bewertungswerkzeug in der Automobilaerodynamik. Zum Vergleich mit den später präsentierten Simulationsergebnissen werden Experimente in den Windkanälen der BMW Group durchgeführt, die im Folgenden kurz vorgestellt werden. Eine detaillierte Beschreibung der Kanäle kann bei Schäufele [48] und Duell et al. [11] nachgeschlagen werden.

### 3.5.1 BMW Group Windkanal

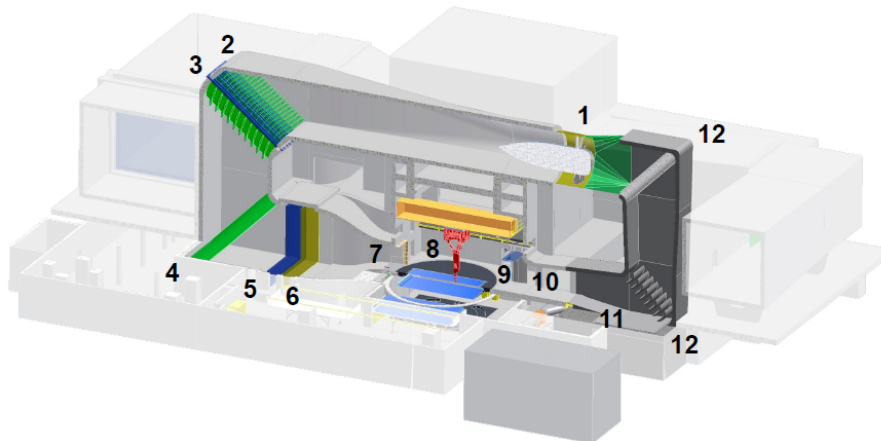
Fahrzeuge im 1:1-Maßstab werden im Serienentwicklungsprozess standardmäßig im BMW Group Windkanal, auch AWK genannt, gemessen. Bei ihm handelt es sich um einen Windkanal Göttinger Bauart, der mit seiner  $25 \text{ m}^2$  großen Düse nur eine geringe Versperrung von weniger als 10 %, bezogen auf die Fahrzeugstirnfläche, aufweist. Die Bodensimulation ist als Fünfbandsystem mit dreistufiger Grenzschichtbehandlung ausgeführt. Das bedeutet, dass die Fahrbahn durch ein zentrales Band unter dem Unterboden sowie vier weitere Bänder unter den Rädern dargestellt wird. Mit vier Schwellerhaltern wird das Fahrzeug von unten festgehalten (s. Abb. 3.9a). Dabei ist der Höhenstand der Karosserie während der Messung fixiert, die Räder können jedoch infolge der Reifenausdehnung ins Radhaus einfedern. Die Grenzschicht wird mittels Scoop am Düsenaustritt abgesichert und vor dem mittleren Laufband und vor den Vorderrädern abgesaugt. Nach der Absaugung findet jeweils ein tangenciales Ausblasen statt, um in Summe ein über der Höhe konstantes Geschwindigkeitsprofil zu gewährleisten.

In dem geschlossenen Kreislauf wird die Luft durch das Gebläse (1) gefördert, welches sich gegenüber der offenen Messstrecke (8) befindet. Durch Leitbleche (2, 4, 12) wird die Luft





(a) AWK



(b) AEROLAB

**Abb. 3.8:** Skizzen der Windkanäle AWK und AEROLAB der BMW Group, [48].

möglichst verlustarm um die Ecken geführt und im Wärmetauscher (3) auf einer konstanten Temperatur von  $20\text{ °C}$  gehalten. Gleichrichter (5) und Turbulenzsieb (6) sorgen im Anschluss für eine möglichst homogene Strömung, die in der  $25\text{ m}^2$  großen Düse (7) beschleunigt und ins Plenum geführt wird. Durch Kollektorflügel (9), Kollektor (10) und Diffusor (11) wird die Luft schließlich wieder aus dem Plenum heraus zum Gebläse zurückgeführt.

### 3.5.2 AEROLAB

Die Untersuchungen am Einzelrad sowie auch einige Gesamtfahrzeugmessungen werden im Modellwindkanal AEROLAB der BMW Group durchgeführt, dessen Aufbau in Abb. 3.8 skizziert ist. Mit seinem geschlossenen Luftkreislauf gehört er ebenfalls zu den Kanälen Göttinger Bauart. Er verfügt über eine  $14\text{ m}^2$  große Düse und ein Einbandsystem, dessen  $3,2\text{ m}$  breites und  $9\text{ m}$  langes Laufband auf der Laufbandwaage steht. Aufgrund seiner Größe gewährleistet es eine



(a) AWK



(b) AEROLAB, Seil



(c) AEROLAB, Stange

**Abb. 3.9:** Modellaufspannungen in den BMW Group Windkanälen.

realistische Bodensimulation unter dem Fahrzeug. Es gibt zwei dabei Möglichkeiten, das Modell während der Messung zu fixieren. Bei Wahl der Seilaufspannung (Abb. 3.9b) wird das Fahrzeug durch vier Stahlseile V-förmig von der Seite an den Schwelern gehalten. Alternativ kann das Fahrzeug auch mit Stangen, welche an den Vorderrädern angreifen, fixiert werden, s. Abb. 3.9c. Letztere ist die leichter einzurichtende Methode, welche im Serienbetrieb hauptsächlich eingesetzt wird. Aufgrund der starken Interferenz zwischen Stangen- und Vorderradumströmung ist sie jedoch nur bedingt für Untersuchungen zur Radaerodynamik geeignet. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit vor allem die Seilaufspannung eingesetzt. Beide Fixierungen lassen im Gegensatz zum AWK eine Vertikalbewegung der Karosserie zu. Vor dem Laufband verfügt der Kanal am Boden über eine Grenzschichtabscherung mittels Scoop sowie Vorrichtungen zur Grenzschichtabsaugung und zum tangentialen Ausblasen, um eine möglichst konstante Anströmung über der Höhe zu gewährleisten. Der Kreislauf folgt abgesehen von der vertikalen Ausrichtung des Kanals dem Prinzip des AWKs und ist in Abb. 3.8b illustriert.



Abb. 3.10: BMW Testgelände Aschhheim.

## 3.6 Fahrversuch auf der Teststrecke

### 3.6.1 Umwelteinflüsse

Beim Fahrversuch handelt es sich um ein Experiment, das nicht unter wohl kontrollierbaren Laborbedingungen durchgeführt wird, sondern in höherem Maße von äußeren Störungen beeinflusst wird. Im Folgenden werden die wichtigsten Einflüsse kurz dargelegt.

#### Umgebungstemperatur und Referenzdruck

Während der Fahrversuche wird der für die Oberflächendruckmessung benötigte Referenzdruck an einer 2-Liter-Thermosflasche abgegriffen. Den Druck in der verschlossenen Referenzflasche während einer Runde konstant zu halten, ist jedoch eine Herausforderung. Will man den Druckdrift auf ein Hundertstel des dynamischen Drucks, d. h.  $\Delta C_p < 0,01$ , beschränken, bedeutet dies die Temperatur auf wenige Hundertstel Kelvin konstant zu halten. Die Thermosflasche ist daher mit einem passgenauen, weißen, 5 cm dicken Hartschaumüberbehälter zusätzlich gegen Temperatureinflüsse isoliert. Neben der Isolierung der Flasche wird darauf geachtet, die Flasche vorab im Fahrzeug vorzukonditionieren und die Einstellung der Klimaanlage entsprechend anzupassen. Des Weiteren wird die Flasche im Schatten gelagert, um direkte Sonneneinstrahlung zu verhindern. Durch Protokollierung des Druckwerts zu Beginn und Ende jeder Runde wird sichergestellt, dass nur Messungen mit einem Druckdrift kleiner als 10 Pa gewertet werden. In der späteren Auswertung werden dieser Druckdrift zeitlich linear interpoliert und die Messwerte entsprechend korrigiert. Neben einer zeitlichen Veränderung des Referenzdrucks ist theoretisch auch eine örtliche Abhängigkeit in Form lokaler Druckgradienten zu berücksichtigen. Bei einer ebenen Messstrecke und schwachem Wind wird dies jedoch als vernachlässigbar angenommen.

#### Schräg einfallendes Sonnenlicht

Für eine akkurate Messung des Höhenstands ist es wichtig, einen möglichst großen Kontrast zwischen Laserstrahl und Umgebungslicht zu gewährleisten. Bei starken Störquellen, deren Licht direkt oder indirekt über die Fahrbahn auf die Detektorfläche trifft, ist der Sensor nicht mehr in der Lage, die korrekte Distanz zu bestimmen. Auf das Versuchsfahrzeug bezogen

bedeutet dies, dass die Sensoren nur dann ein korrektes Signal liefern, wenn sich die Fahrbahn unter ihnen im Schatten befindet. Während diese Anforderung von den vorderen Sensoren problemlos erfüllt wird, beschränkt sich die Eignung des hinteren Sensors auf die Mittagszeit. Nur dann steht die Sonne hoch genug, um ausreichend Schatten und damit Kontrast zum Laserstrahl unter dem Fahrzeug zu bieten. Sowohl morgens als auch nachmittags stellte sich der Einfallswinkel des Sonnenlichts während der Fahrten als zu störend heraus. Dies reduziert die Zahl der verwertbaren Messungen und erhöht die Unschärfe für den hinteren Sensor.

### **Wind**

Alle Versuchsfahrten werden bei ruhigen Witterungsbedingungen durchgeführt. Dabei werden lediglich Fahrten gewertet, bei denen der Windsack an der Teststrecke nicht ausschlägt. Um den Effekt eines schwachen, konstanten Windes zu mindern, werden die entgegengesetzten Geraden zu einer Runde gemittelt. Selbstverständlich gleichen Hin- und Rückfahrt den Windeinfluss jedoch nicht aus, weshalb jede Konfiguration wiederholt gemessen wird.

### **Verkehr**

Für eine erfolgreiche Messung ist es notwendig, Interferenzen mit anderen Fahrzeugen auf der Strecke zu vermeiden. Dies betrifft neben vorausfahrenden Fahrzeugen, die einen Nachlauf hinter sich ausbilden, vor allem überholende oder überholte Fahrzeuge. Während diesem dynamischen Vorgang kann es zu kurzzeitigen Druckspitzen kommen, welche die Messung beeinträchtigen. Folglich werden nur Messungen gewertet, die in ausreichendem Abstand zu anderen Fahrzeugen durchgeführt werden können.

### **3.6.2 Standardmessprozedur**

Zu Beginn jeder Runde (s. Abb. 3.10) werden der Druck der Referenzflasche im Stand ausgeglichen und die Druckmessmodule genullt. Anschließend wird auf einer kleinen Strecke neben der Hauptfahrbahn die Einrollmessung bei 10 km/h zur Feststellung des Referenzhöhenstandes durchgeführt. Bevor die Hauptstrecke befahren wird, wird die Abweichung des Referenzdrucks im Stillstand notiert. Nach der Auffahrt auf die Teststrecke werden die Geraden 1 und 2 unter Beachtung der äußeren Bedingungen bei 140 km/h GPS-gemessener Geschwindigkeit aufgezeichnet und die Runde direkt danach beendet. Die Abweichung des Referenzdrucks wird für die spätere Korrektur vermerkt und eine weitere rollende Messung zum Abgleich des Referenzhöhenstandes durchgeführt. Für jede in dieser Arbeit auf der Straße analysierte Konfiguration liegen mindestens drei einwandfreie Testrunden, d. h. sechs Geraden, als Datenbasis vor.

## **3.7 Numerische Simulation**

### **3.7.1 Berechnung mit Exa PowerFLOW**

Für den Großteil der Simulationen wird der auf der Lattice-Boltzmann-Methode basierende, kommerzielle Löser Exa PowerFLOW eingesetzt. Im Folgenden werden die grundlegende Theorie sowie die für diese Arbeit relevanten Eigenschaften kurz vorgestellt.

### Lattice-Boltzmann-Methode

Bei der Lattice-Boltzmann-Methode wird die aus dem Bereich der kinetischen Gastheorie stammende Boltzmann-Gleichung in Zeit, Ort und Geschwindigkeit diskretisiert. Im Falle von PowerFLOW ist dabei das D3Q19-Modell implementiert, welches den Phasenraum in Form der drei Raumrichtungen sowie  $i = 19$  diskreter Geschwindigkeiten darstellt. Die Lattice-Boltzmann-Gleichung (3.1) beschreibt die Änderung der Partikelgeschwindigkeitsverteilung  $f_i$  in Folge der Partikelkollisionen  $\Omega_i$ :

$$f_i(\underline{x} + \underline{c}_i \Delta t, t + \Delta t) - f_i(\underline{x}, t) = \Omega_i(\underline{x}, t) . \quad (3.1)$$

Im BGK-Modell wird der eigentlich komplexe Kollisionsterm mit dem Ansatz der Relaxationszeit  $\tau_r$  unter der Annahme vereinfacht, dass die Kollisionen im Wesentlichen der Wiederherstellung einer Gleichgewichtsverteilung  $f_i^{eq}$  dienen:

$$\Omega_i(\underline{x}, t) = -\frac{1}{\tau_r} (f_i(\underline{x}, t) - f_i^{eq}(\underline{x}, t)) . \quad (3.2)$$

Die Relaxationszeit wird dabei aus der Viskosität des Fluids abgeleitet. Die strömungsmechanischen Größen Dichte und Impuls ergeben sich durch Summation der Verteilungsfunktion über die diskreten Geschwindigkeiten:

$$\rho(\underline{x}, t) = \sum_i f_i(\underline{x}, t) , \quad (3.3)$$

$$\rho \underline{u}(\underline{x}, t) = \sum_i \underline{c}_i f_i(\underline{x}, t) . \quad (3.4)$$

Der statische Druck folgt bei isothermer Betrachtung, d. h. bei konstanter Temperatur, aus der Skalierung der Dichte. LBM ist ein inhärent transientes und schwach-kompressibles Verfahren für Strömungen im niedrigen Geschwindigkeitsbereich mit  $Ma \leq 0,4$ . Die Zeitdiskretisierung erfolgt explizit und die Zeitschrittweite bestimmt sich aus der Gitterweite und der Schallgeschwindigkeit. Jeder Zeitschritt ist unterteilt in einen Advektionsschritt, in dem Partikel entlang der diskreten Geschwindigkeitsvektoren zu den Nachbarknoten strömen können, und einen rein lokalen Kollisionsschritt auf jedem Knoten. Das Verfahren bedingt lediglich im Advektionsschritt Kommunikation zwischen den nächsten Nachbarn und ist dadurch effizient parallelisierbar. In PowerFLOW wird ferner zur Beschleunigung der Simulation eine Machzahlskalierung vorgenommen, sodass die maximal vom Nutzer erwartete Strömungsgeschwindigkeit  $Ma = 0,4$  entspricht. Dadurch kann der Zeitschritt vergrößert und somit Rechenzeit gespart werden. Die daraus resultierende Verletzung der Machzahlähnlichkeit wird für inkompressible Strömungen als vertretbar in Kauf genommen. Eine weiterführende Beschreibung des in PowerFLOW implementierten Lattice-Boltzmann-Verfahrens ist in Chen et al. [6, 7], Fares [18] sowie im Handbuch [15] zu finden.

### Turbulenzmodellierung

Zur Modellierung der turbulenten Strukturen setzt PowerFLOW auf ein modifiziertes RNG- $k$ - $\epsilon$ -Modell. Als Zwei-Gleichungs-Wirbelviskositätsmodell baut es auf der Boussinesq-Approximation auf, nach der die durch Turbulenz verursachten Reynoldsspannungen in den Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen näherungsweise isotrop in Form einer turbulenten Viskosität des Fluids beschrieben werden können:

$$\tau_{ij} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \delta_{ij} . \quad (3.5)$$

Die Wirbelviskosität wird bei einem  $k$ - $\epsilon$ -Modell dabei aus der turbulenten kinetischen Energie und der turbulenten Dissipation bestimmt.

$$\mu_t = \rho \frac{C_\mu k^2}{\epsilon} \quad (3.6)$$

Für  $k$  und  $\epsilon$  müssen dazu die Transportgleichungen (3.7) und (3.8) gelöst werden, was in PowerFLOW durch ein Finite-Differenzen-Verfahren geschieht.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_0}{\sigma_{k0}} + \frac{\mu_t}{\sigma_{kt}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} S_{ij} - \rho \epsilon \quad (3.7)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_0}{\sigma_{\epsilon 0}} + \frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon t}} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} S_{ij} - \left( C_{\epsilon 2} + C_\mu \frac{\eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \right) \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.8)$$

Die empirischen Koeffizienten sind zu  $C_\mu = 0,085$ ,  $C_{\epsilon 1} = 1,42$ ,  $C_{\epsilon 2} = 1,68$ ,  $\sigma_{k0} = \sigma_{\epsilon 0} = \sigma_{kt} = \sigma_{\epsilon t} = 0,719$ ,  $\eta_0 = 4,38$  und  $\beta = 0,012$  gewählt.  $\eta$  ist eine nicht detaillierter veröffentlichte Kombination aus der lokalen Scherrate, Wirbelstärke und Helizität, s. Teixeira [52], Chen et al. [6] und Fares [18].

In die Lattice-Boltzmann-Methode wird die Wirbelviskosität über eine effektive Relaxationszeit  $\tau_{eff}$  integriert, die in PowerFLOW wie folgt bestimmt wird:

$$\tau_{eff} = \tau_r + \frac{\mu_t}{\rho T \sqrt{1 + \eta^2}}. \quad (3.9)$$

Dabei reduziert die lokale Korrekturvariable  $\eta$  die effektive Relaxationszeit in Bereichen großskaliger Wirbel, die noch vom Gitter aufgelöst werden können. Daher werden diese Strukturen nicht durch eine erhöhte Wirbelviskosität dissipiert, sondern können direkt berechnet werden. Alle Strukturen, die mit der räumlichen Auflösung nicht erfasst werden, werden schließlich durch die isotrope Wirbelviskosität modelliert. Es handelt sich also um eine feldgrößenbasierte Form der Skalenseparierung. Dieser Ansatz wird als VLES (Very Large Eddy Simulation) bezeichnet, obwohl hier keine räumliche Filterung der Strömungsgleichungen im klassischen Sinn der LES durchgeführt wird. Nichtsdestotrotz gibt das mit dieser Methode berechnete Strömungsfeld deutlich feinere Strukturen wieder als klassische (U)RANS-Ansätze. Zusätzlich begünstigt wird diese Eigenschaft durch die transiente Natur der Lattice-Boltzmann-Methode, die geringe Dissipativität des numerischen Verfahrens sowie die Integration statistischer Momente höherer Ordnung der Verteilungsfunktion, um nichtlineare Effekte abzubilden.

### Wandbehandlung

Wände werden in PowerFLOW in Form sogenannter Surfels diskretisiert. Diese Oberflächenelemente entstehen im automatischen Gittergenerierungsprozess durch Verschneidung der Input-Geometrie (vernetzte NASTRAN- oder STL-Oberflächennetze) mit dem kubischen Voxel-Gitter. Jedes Surfel beeinflusst die Impulsbilanz des geschnittenen Rand-Voxels. Eine undurchdringliche, reibungsbehaftete Wand bedeutet zunächst einen exakt invertierten Impulseintrag durch die Bounce-Back-Bedingung. Für reibungslose Wände wird lediglich der wandnormale Anteil des Impulses umgekehrt, sodass die tangentielle Komponente erhalten bleibt.

$$y_+ = \frac{y\sqrt{\tau_w/\rho}}{\nu}, \quad u_+ = \frac{u}{\sqrt{\tau_w/\rho}} \quad (3.10)$$

Eine ausreichende Auflösung der Grenzschicht würde einen entdimensionierten Wandabstand (s. Gl. (3.10)) des ersten Knotens von  $y_+ = 1$  verlangen. Auf einem kubischen Voxel-Gitter wäre eine derart hohe räumliche Auflösung mit den derzeitigen verfügbaren Computerressourcen jedoch nicht umsetzbar. Daher wird die Tangentialgeschwindigkeit der wandnächsten Voxels, bzw. der dazu nötige Impulseintrag der entsprechenden Surfels, mit einer hybriden Wandfunktion berechnet:

- $y_+ \leq 5$  (viskose Unterschicht):  $u_+ = y_+ < 5$
- $5 < y_+ \leq 30$  (Pufferschicht): tangentialstetige Übergangsfunktion
- $y_+ > 30$  (logarithmischer Bereich):  $u_+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y_+) + B$ .

Die logarithmische Wandfunktion ist um proprietäre Faktoren zur Berücksichtigung rauer Oberflächen sowie von Druckgradienten erweitert. Dabei beeinflusst die numerische Oberflächenrauheit den Parameter  $B$ , während der Druckgradient den Wandabstand  $y_+$  skaliert.

### Rotating-Wall-Randbedingung

Da sich diese Arbeit mit der Modellierung drehender Räder beschäftigt, sind die verfügbaren Rotations-Randbedingungen von zentraler Bedeutung. Die einfachste und älteste Methode, rotierende Geometrie in der Simulation darzustellen, besteht in der Definition einer tangentialen Umfangsgeschwindigkeit an der Wand. Sie ergibt sich aus Winkelgeschwindigkeit und radialem Abstand von der Drehachse zu  $\underline{u}_{||} = \underline{\omega} \times \underline{r}$ . Zwei entscheidende Nachteile haften dieser Methode an. Zum einen können aus Gründen der Massenerhaltung keine Geschwindigkeiten senkrecht zu undurchdringlichen, rotierenden Wänden definiert werden, wie dies z. B. an den Speichen einer Felge nötig wäre. Zum anderen findet keine tatsächliche Rotation der Geometrie während der Simulation statt, sprich die Position der Speichen ändert sich nicht. Weshalb diese Methode dennoch eingesetzt wird, liegt an ihrem Charakter als Notlösung für leicht verformte, drehende Geometrien, wie z. B. den Reifen, an denen alternative Randbedingungen wie MRF und Sliding Mesh nicht angewendet werden können. So wird die tatsächliche Tangentialgeschwindigkeit in der verformten Region zwar nicht exakt wiedergeben, jedoch zumindest in guter Näherung, und kann ohne Verletzung von Konservativität und Stabilität in die Simulation integriert werden.

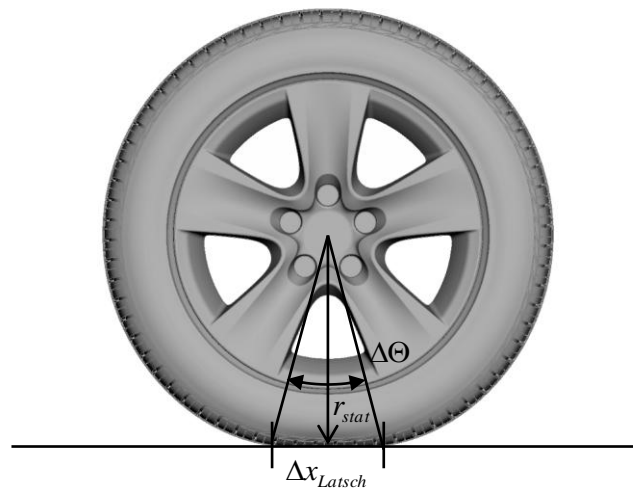
Konkret für den Fall des verformten, rotierenden Reifens ergibt sich die Rotationsgeschwindigkeit  $\omega$  aus der Kontaktbedingung zwischen Aufstandsfläche und Fahrbahn bei einer gegebenen Fahrgeschwindigkeit  $v$ . Nach Holschulze [24] ist der Schlupf für den Fall der stationären Geradeausfahrt vernachlässigbar, sodass die folgenden Beziehungen angewendet werden können.

$$\omega \approx \frac{\Delta\Theta}{\Delta t} = 2 \arctan \left( \frac{\frac{1}{2}\Delta x_{Latsch}}{r_{stat}} \right) \frac{v}{\Delta x_{Latsch}}. \quad (3.11)$$

### Multiple Reference Frames (MRF)

Eine nach wie vor gängige Methode zur Modellierung der Felgenrotation ist MRF und basiert auf dem Ansatz der Koordinatentransformation. Eine tatsächliche Bewegung der Geometrie





**Abb. 3.11:** Maße zur Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit.

während der Simulation findet nicht statt, sodass die Speichen in der Anfangsposition verharren. Stattdessen werden Zentrifugal- und Coriolisbeschleunigung als Volumenkräfte durch eine Koordinatentransformation in ein rotierendes Bezugssystem eingebracht. Ursprünglich wurde diese Methode für axial durchströmte Turbomaschinen konzipiert und ist nur eingeschränkt für den Einsatz an Felgen gültig. Denn so erfährt eine nicht axiale Anströmung auch ohne rotierende Geometrie eine unphysikalische Drehung. Einen deutlichen Performance-Vorteil gegenüber der nachfolgend erläuterten Sliding-Mesh-Methode bietet der Ansatz für Finite-Volumen-Verfahren, da er auch mit stationären Lösern umgesetzt werden kann. Im Falle der inhärent transienten Lattice-Boltzmann-Methode verringert sich die Ressourceneinsparung jedoch deutlich und beläuft sich bei vom Autor durchgeführten Vergleichsrechnungen auf lediglich 3%. MRF wird aus diesen Gründen in dieser Arbeit nicht eingesetzt.

### Sliding Mesh

Die physikalisch korrekte Beschreibung einer rotierenden Geometrie ist in PowerFLOW durch den bereits erwähnten Sliding-Mesh-Ansatz gegeben. Er erfordert eine transiente Simulation und sorgt für die tatsächliche Rotation eines Teilgitters, und der darin enthaltenen Geometrie, während der Laufzeit. Das Teilgitter dreht sich gegenüber dem globalen, statischen Netz mit der Raddrehgeschwindigkeit  $\omega$  nach (3.11). Zwischen beiden Gittern findet eine Wertübergabe durch Interpolation an einem rotationssymmetrischen Interface statt. Durch Verschneidung der Randgebiete der Domänen werden zusätzliche Surfels generiert, die eine Erhöhung der Rechenzeit bedeuten. Der Einfluss der Lage des Interfaces wird in den Abschnitten 4.2 und 5.3.3 näher untersucht. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass der Einsatz der Sliding-Mesh-Methode am belasteten Reifen nicht möglich ist, da der verformte Latsch und der geschnittene Teil des Bodens mit dem Gitter zusammen um die Achse rotieren würden. Weitere Details zur Sliding-Mesh-Randbedingung in PowerFLOW sind bei Li [30] nachzuschlagen.



### Reproduzierbarkeit

Beim transienten, statistischen Lattice-Boltzmann-Verfahren ist zu berücksichtigen, dass ähnlich zur Windkanalmessung bei mehrfacher Ausführung eines identischen Setups nicht identische Ergebnisse erzielt werden. So laufen initiale Einschwingvorgänge unterschiedlich schnell ab und auch der Anfangszustand einer Schwingung um einen stationären Mittelwert (Wellenberg oder -tal) stellt sich zufällig ein. Am untersuchten Einzelrad ist in diesem Zusammenhang keine Verlängerung der Simulationszeit über 1 s hinaus notwendig, da keine energiereichen, niederfrequenten Schwingungen das Strömungsfeld bestimmen. Mit dem Mittelungsintervall von 0,4 bis 1,0 s erhält man bereits eine ausreichend kleine Unschärfe von  $\Delta C_x A = \pm 0,001$ . Im Falle der Gesamtfahrzeugrechnungen muss jedoch über einen längeren Abschnitt zeitlich gemittelt werden. So treten am Heck langwellige Schwingungen auf, die auf der Heckbasis für signifikante Widerstandsamplituden im zeitlichen Verlauf sorgen. Um den Simulationsaufwand in Grenzen zu halten, soll die physikalische Zeit dennoch 2,0 s nicht überschreiten. Das zugehörige Reproduzierbarkeitsband wird aus einer 20 s langen Simulation bei grober Auflösung, d. h. 6-mm-Voxel am Fahrzeug, abgeleitet. Dazu wird der mit einem 1,6-s-Fenster gebildete, gleitende Mittelwert ausgewertet. Für ein Konfidenzniveau von 95 % erreicht man dabei ein Band von  $\Delta C_x = \pm 0,0014$ . Die Unschärfe eines Deltas zweier Rechnungen erhält man nach Addition der Varianzen zu  $\Delta \Delta C_x = \pm 0,002$ . Dies ist bei der Auswertung der teilweise kleinen Raddifferenzen zu berücksichtigen.

### 3.7.2 Berechnung mit CD-adapco STAR-CCM+

Im Rahmen der Einzelradstudie wird zu Vergleichszwecken für ausgewählte Fälle CD-adapco STAR-CCM+ als alternativer Löser eingesetzt. Er basiert im Gegensatz zu PowerFLOW auf den mit der Finite-Volumen-Methode diskretisierten Navier-Stokes-Gleichungen, was den in der numerischen Strömungsmechanik am weitest verbreiteten Ansatz darstellt. Für eine ausführliche Beschreibung der Methode sei auf Ferziger und Peric [19] verwiesen. Im Folgenden wird lediglich ein kurzer Überblick dargestellt.

#### Finite-Volumen-Methode

Die mit Hilfe des Gaußschen Integralsatzes über ein Kontrollvolumen  $V$  mit der Berandung  $A$  integrierten Kontinuitäts- und Impulsgleichungen für die Euler'sche, d. h. ortsfeste Beschreibung lauten wie folgt:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \, dV + \oint_A \rho (\underline{u} - \underline{u}_g) \cdot \underline{n} \, dA = 0. \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \underline{u} \, dV + \oint_A \rho \underline{u} (\underline{u} - \underline{u}_g) \cdot \underline{n} \, dA = - \oint_A p \underline{I} \cdot \underline{n} \, dA + \oint_A \underline{T} \cdot \underline{n} \, dA + \iiint_V \underline{f}_b \, dV \quad (3.13)$$

mit	$\underline{u}_g$	Gittergeschwindigkeit
	$\underline{I}$	Einheitstensor
	$\underline{T}$	Spannungstensor
	$\underline{f}_b$	Körperkräften.

Die Energiegleichung muss für inkompressible Strömungen nicht betrachtet werden. Bei der Finite-Volumen-Methode wird der dreidimensionale Raum in einzelne Volumina, sogenannte Zellen, diskretisiert. Bei einer zellzentrierten Diskretisierung für die Zelle 0 mit den Randflächen  $A_i$  erhält man die Kontinuitäts- und Impulsgleichung unter Vernachlässigung von Körperkräften (wie der Schwerkraft) zu:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho V)_0 + \sum_i [\rho (\underline{u} - \underline{u}_g) \cdot \underline{n} A]_i = 0. \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \underline{u} V)_0 + \sum_i [\rho \underline{u} (\underline{u} - \underline{u}_g) \cdot \underline{n} A]_i = - \sum_i [p \underline{I} \cdot \underline{n} A]_i + \sum_i [\underline{T} \cdot \underline{n} A]_i. \quad (3.15)$$

Die Werte an den Randflächen  $A_i$  werden durch Interpolation zwischen den Zellmittelpunkten ermittelt, wobei v. a. der nichtlineare Charakter des konvektiven Terms, sowie die Nichtorthogonalität des Gitters die größten Anforderungen an die eingesetzten Diskretisierungsschemata stellen. Die Zeitintegration erfolgt implizit zweiter Ordnung, sodass das resultierende algebraische Gleichungssystem iterativ zu lösen ist. Der Vorteil der impliziten Methode liegt jedoch in der Zulässigkeit großer Zeitschritte im Vergleich zu expliziten Verfahren. Im Falle der inkompressiblen Strömung können die Geschwindigkeitskomponenten aus den drei Impulsgleichungen gewonnen werden, während für den Druck keine eigene Gleichung zur Verfügung steht. Die Kontinuitätsgleichung ist eher als kinematische Bedingung des Geschwindigkeitsfeldes zu betrachten und eine Zustandsgleichung zur Bestimmung des Drucks aus der Dichte ist nicht anwendbar. Dies erschwert die Vorgabe geeigneter Randbedingungen für den Druck. Ein Lösungsansatz besteht in der Herleitung der Poissongleichung für den Druck durch Ausnutzen der Divergenzfreiheit des Geschwindigkeitsfeldes. Ein iteratives Druckkorrekturverfahren nach dem SIMPLE-Algorithmus wird schließlich angewendet, um zueinander konsistente Druck- und Geschwindigkeitsfelder zu bestimmen. Eine Übersicht der in dieser Arbeit gewählten Diskretisierungsschemata, der iterativen Methoden und aller weiteren Einstellungen ist in Tab. 3.1 dargestellt.

### (U)RANS Turbulenzmodellierung

Für industrielle Anwendungen mit hohen Reynoldszahlen ist es zu aufwändig, alle Skalen einer turbulenten Strömung mittels direkter numerischer Simulation (DNS) aufzulösen. Weit verbreitet ist der Ansatz der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS), bei dem die Strömungsgrößen in einen statistisch gemittelten und einen Schwankungsanteil aufgeteilt werden. Aus der Reynolds-Mittelung entstehen in der Impulsgleichung sechs weitere Unbekannte, die sogenannten Reynolds-Spannungen, die den Produkten der jeweiligen Geschwindigkeitsschwankungen entsprechen. Zur Lösung des Gleichungssystems würde man folglich sechs weitere Gleichungen benötigen. Dieses Dilemma wird als das Schließungsproblem der Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet und kann mit verschiedenen Ansätzen gelöst werden. Die tatsächliche Berechnung der sechs Spannungen erfolgt in sogenannten Reynolds-Spannungsmodellen (RSM), die jedoch aufgrund ihrer geringen numerischen Stabilität nur selten für industrielle Anwendungen eingesetzt werden. Die heutzutage gebräuchlichste Vereinfachung des Schließungsproblems besteht in der Boussinesq-Approximation, die bereits in Abschnitt 3.7.1, Gl. (3.5), in Zusammenhang mit dem von PowerFLOW verwendeten Turbulenzmodell vorgestellt wurde. Der eigentlich richtungsabhängige Reynolds-Spannungstensor wird vereinfacht durch eine isotrope Wirbelviskosität ersetzt. Die Bestimmung der Wirbelviskosität

kann dabei auf vielfältige Art und Weise erfolgen. Für diese Arbeit wird das Zweigleichungsmodell Menter  $k$ - $\omega$ -SST ausgewählt, welches auf der Idee basiert, die Vorteile des  $k$ - $\omega$ -Modells im wandnahen Bereich und die des  $k$ - $\epsilon$ -Modells im Fernfeld zu kombinieren. Die Wirbelviskosität folgt der Proportionalität  $\mu_t \propto \rho k / \omega$ , wobei zur genauen Bestimmung zusätzliche Parametern evaluiert werden. Die zusätzlichen Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie  $k$  und die Wirbelfrequenz  $\omega$  lauten wie folgt:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho k \, dV + \oint_A \rho k (\underline{u} - \underline{u}_g) \cdot \underline{n} \, dA = \oint_A (\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k \cdot \underline{n} \, dA \\ + \iiint_V \left( \gamma_{\text{eff}} G_k - \gamma' (D_k - \rho \beta^* f_{\beta^*} \omega_0 k_0) + S_k \right) dV \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \omega \, dV + \oint_A \rho \omega (\underline{u} - \underline{u}_g) \cdot \underline{n} \, dA = \oint_A (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega \cdot \underline{n} \, dA \\ + \iiint_V \left( G_\omega - \rho \beta f_\beta (\omega^2 - \omega_0^2) + D_\omega + S_\omega \right) dV \end{aligned} \quad (3.17)$$

Für die genaue Erläuterung der Konstanten und Funktionen des Modells sei an dieser Stelle auf das STAR-CCM+-Handbuch [5] ab S. 3777 verwiesen.

(U)RANS-Modelle lassen durch ihre zeitliche Mittelung in der Regel keine Separierung von kleinen und großen Wirbelstrukturen zu und neigen dazu, durch die dissipative Eigenschaft der Wirbelviskosität das Strömungsfeld weichzuzeichnen. Instationäre Wirbelinteraktionen, v. a. im Nachlauf stumpfer Körpern, können dadurch häufig nur unzureichend abgebildet werden.

### Detached Eddy Simulation

Bei der Detached Eddy Simulation (DES) werden wandnahe, rotationsfreie Strömungsgebiete mit einem (U)RANS-Modell berechnet, während abgelöste Bereiche, wie z. B. der Nachlauf eines Fahrzeugs, mit der Methode der Large Eddy Simulation (LES) behandelt werden. Das bedeutet, dass die Navier-Stokes-Gleichungen nicht statistisch gemittelt, sondern räumlich gefiltert werden. Strukturen kleiner als ein gewisses Längenmaß werden durch ein Subgrid-Modell modelliert, alle größeren direkt berechnet. Ziel ist es, die Gültigkeit der Turbulenzmodelle zu erhöhen, indem alle anisotropen Strukturen aufgelöst und lediglich die kleineren, energiearmen, isotropen Wirbelstrukturen des Kolmogorov-Spektrums durch Ersatzmodelle abgebildet werden. Da die Auflösungsanforderung einer LES im wandnahen Bereich einer Fahrzeugumströmung noch immer zu hoch ist für die heutigen Computerressourcen, stellt die DES einen vertretbaren Kompromiss aus Genauigkeit und Aufwand dar.

Bei Wahl der IDDES-Formulierung nach Shur et al. [50] bedeutet dies für das  $k$ - $\omega$ -SST-Modell eine Modifikation des Dissipationsterms  $D_k$  der  $k$ -Transportgleichung (3.16), der ein hybrides Längenmaß in das RANS-Modell einbindet:

$$D_k = \rho \frac{\sqrt{k^3}}{l_{\text{HYBRID}}} \quad (3.18)$$

mit

$$l_{\text{HYBRID}} = f_d(1 + f_e)l_{\text{RANS}} + (1 - f_d)l_{\text{LES}}, \quad (3.19)$$

$$l_{\text{RANS}} = \frac{\sqrt{k}}{\beta^*\omega}, \quad (3.20)$$

$$l_{\text{LES}} = C_{\text{DES}}\Delta_{\text{IDDES}} = C_{\text{DES}} \min(\max(0,15 * d, 0,15 * \Delta, \Delta_{\text{min}}), \Delta). \quad (3.21)$$

Die Längenskala  $l_{\text{HYBRID}}$  bestimmt sich aus den gewichteten Längenmaßen des RANS- und LES-Modells. Informationen des Strömungsfeldes sind in den Blending-Funktionen  $f_d$  und  $f_e$  über den Scherratentensor berücksichtigt.  $f_d$  ist derart konstruiert, dass sie für wachsenden Wandabstand und steigende Scherrate gegen Null geht, und somit den LES-Modus aktiviert. Das Rechengitter fließt darüber hinaus nach Gl. (3.21) über die Subgrid-Längenskala ein. Dabei entspricht  $\Delta$  dem größten und  $\Delta_{\text{min}}$  dem kleinsten Abstand zwischen dem aktuell betrachteten und allen benachbarten Zellzentren. Über den Dissipationsterm  $D_k$  führt die kleinere LES-Längenskala somit zu einem Rückgang der turbulenten kinetischen Energie und damit auch der Wirbelviskosität. Ergo werden in den LES-Bereichen lediglich die Strukturen der Subgrid-Skalen modelliert und die größeren berechnet.

Für alle weiteren Blending-Funktionen und Modellkonstanten sei auch an dieser Stelle auf das Handbuch [5] verwiesen.

### Rotationsmodellierung

In dieser Arbeit wird der Sliding-Mesh-Ansatz zur Rotation des schwebenden Rades in CCM+ verwendet. Er folgt dabei dem gleichen Prinzip wie in Exa PowerFLOW und verbindet das rotierende mit dem statischen Netz über ein rotationssymmetrisches Interface. An ihm findet die Werteübergabe durch Interpolation statt.

Darüber hinaus stehen, wie bei PowerFLOW, MRF und Rotating Wall als Rotationsmodelle zur Verfügung. Als zusätzliche Option könnte die Methode der Overset Grids gewählt werden, bei der rotierendes und statisches Netz übereinander liegen. Die Interpolation findet hierbei auf der kompletten Volumenschnittmenge des Netzes und nicht nur auf der Interface-Fläche statt. Aus Zeitgründen wird diese Option nicht angewendet, bietet sich jedoch durchaus für Folgeuntersuchungen an.

**Tab. 3.1:** Löseereinstellungen der STAR-CCM+-Simulationen.

Turbulenzmodell	Menter $k$ - $\omega$ -SST
Formulierung	URANS oder IDDES
Wandmodell	All $y_+$
Rotationsmodell	Sliding Mesh, Rigid Body Motion
Wandabstandsberechnung	eingefroren
Löser	Segregated Flow, SIMPLE, inkompressibel
Gradientenschema	Hybrid-Gauss-LSQ
Limiter	Venkatakrishan
Konvektionsschema	1. / 2. Ordnung, Hybrid bounded central difference
Innere Iterationen pro Zeitschritt	5
Lösung Geschwindigkeit	Residuenreduktion 0,1 pro innerer Iteration, max. 30 Zyklen AMG Linear Flex Cycle
Lösung Druck	Residuenreduktion 0,1 pro innerer Iteration, max. 30 Zyklen AMG Linear V Cycle
Lösung Geschwindigkeit	Residuenreduktion 0,1 pro innerer Iteration, max. 30 Zyklen AMG Linear Flex Cycle
Unterrelaxierung Geschwindigkeit	0,8
Unterrelaxierung Druck	0,2
Unterrelaxierung Turbulenz	0,8
Zeitdiskretisierung	2. Ordnung
Zeitschritt	$10^{-4}$ s
Simulationszeit	1,0 s
Anzahl Volumenzellen	74 Mio.
Anzahl Oberflächenelemente	2,5 Mio.
Höhe der ersten Prismenschicht am Rad	0,015 mm



# Kapitel 4

## Gesamtfahrzeuguntersuchungen

Am Versuchsfahrzeug BMW 328i Limousine wird in diesem Kapitel zunächst die Höhenstandsänderung in Abhängigkeit der Radgeometrie und der gewählten Testumgebung untersucht. Der Vergleich dreier Felgen auf der Straße, im Windkanal AWK und in der Simulation wurde dabei vom Autor bereits in [46] veröffentlicht. Erweitert wird die Höhenstandsanalyse um das Verhalten im Modellwindkanal AEROLAB mit zwei verschiedenen Modellfixierungen. Anschließend werden je drei Felgen- und Reifenkombinationen hinsichtlich der Kraftbeiwerte, der Oberflächendruckverteilung sowie des Strömungsfeldes im Fahrversuch, in den BMW Group Windkanälen sowie in der numerischen Simulation analysiert. Alle in diesem Kapitel präsentierten Versuche und Simulationen werden bei einer Geschwindigkeit von 140 km/h und gerader Anströmung durchgeführt.

### 4.1 Höhenstand

Der Höhenstand eines Fahrzeugs stellt sich auf der Straße und im Windkanal je nach Bodensimulation unterschiedlich ein. Aerodynamische Auftriebskräfte, die radiale Ausdehnung des Reifens, das Antriebsmoment sowie die Art der Modellfixierung im Windkanal beeinflussen ihn. Um die Methoden Fahr- und Windkanalversuch sowie CFD vergleichen zu können, ist es wichtig, diese geometrische Randbedingung zu beschreiben und ihren Einfluss zu klären. Die Höhenstandsanalyse wird dazu an den in Abb. 4.1 dargestellten 18-Zoll-Felgendesigns, die ein breites Spektrum an Auftriebskräften abdecken, durchgeführt. Konkret handelt es sich um die Vielspeichenfelge 416, sowohl offen als auch mit CFK-Cover abgedeckt, und die mit fünf flächigen Speichen versehene, laufrichtungsgebundene Felge 419. Als Versuchsreifen dienen serienmäßige 225/45 R18 Pirelli P7 Cinturato RFT mit Notlaufeigenschaften.

#### 4.1.1 Straßenfahrt

Zunächst wird der Höhenstand im Fahrversuch untersucht. Der exemplarische Messschrieb einer Runde auf der Teststrecke ist für das Felgendesign 416 in Abb. 4.2 dargestellt. An den drei Laser-Abstandssignalen können gut die Einroll- und Ausrollphasen zu Beginn und Ende der Runde, sowie die beiden bei 140 km/h gefahrenen Geraden identifiziert werden. Betrachtet man den achsfesten Sensor L1, ist auf den Geraden eine Achsanhebung von etwas mehr als 2 mm im Vergleich zur rollenden Referenzmessung zu beobachten. Am vorderen, karosseriefesten Sensor L2 zeigt sich eine Anhebung von knapp 5 mm, am hinteren Sensor L3 von ca. 2 mm.

Für die Achsanhebung (L1) sind dabei die folgenden Effekte verantwortlich. Durch die Zentrifugalkraft infolge der Rotation dehnt sich der elastische Reifen radial aus. Zusätzlich entlastet der Vorderachsauftrieb die beiden Vorderräder, sodass der Reifen etwas weniger gestaucht wird. Dabei ist jedoch zu bemerken, dass ein üblicher Vorderachsauftriebsbeiwert von 0,1 bei einer Geschwindigkeit von 140 km/h jedes Vorderrad nur um ca. 10 kg entlastet,

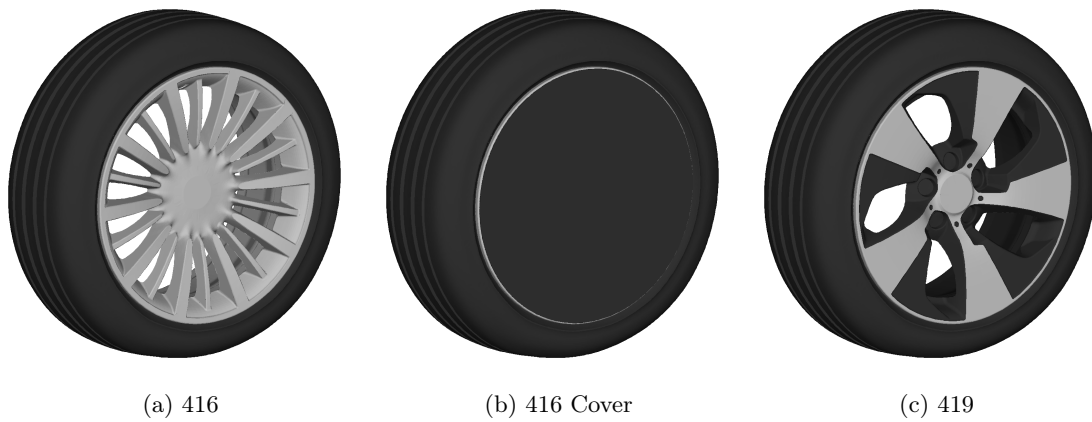


Abb. 4.1: Untersuchte Felgendesigns.

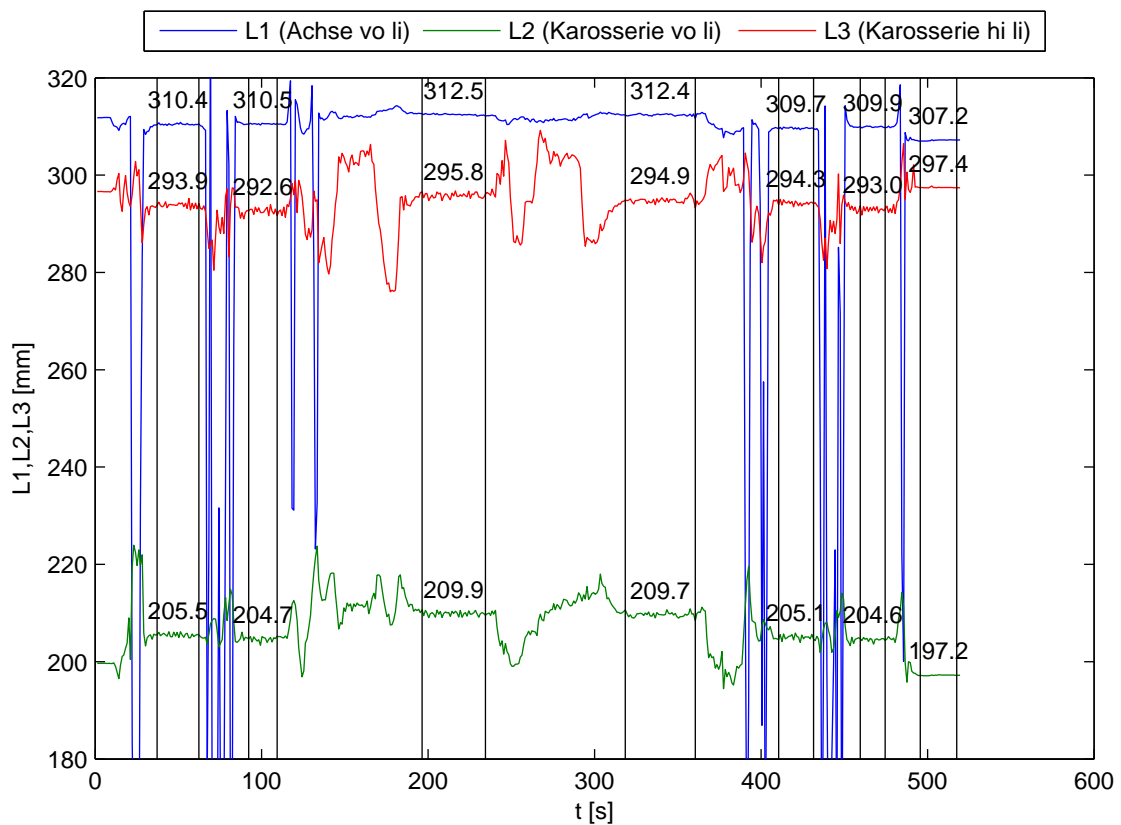


Abb. 4.2: Höhenstandsauswertung einer Runde auf dem Testgelände für die offene Felge 416.



was aufgrund der Reifensteifigkeit in einer minimalen Änderung der Achshöhe resultiert. Beide Effekte folgen der quadratischen Abhängigkeit der Zentrifugal- und Auftriebskraft von der Geschwindigkeit.

Im Falle der Karosserieanhebung vorne und hinten (L2 und L3) sind die gleichen Kräfte und Momente zu berücksichtigen, jedoch ergibt sich die Steifigkeit nun als Kombination des Reifens und der deutlich weicheren Achsfeder. Die resultierenden Auslenkungen sind daher größer. Darüber hinaus führt die Abstützung des Antriebsmoments zu einer Verschiebung der Achslastverteilung, sodass die Vorderräder entlastet und die Hinterräder belastet werden. Eine überschlägige Abschätzung über den bei 140 km/h zu kompensierenden Fahrwiderstand und die Rad-/Achsfederraten liefert ein zusätzliches Anheben des Vorderwagens bzw. Absenken des Hecks von je ca. 1 mm im Vergleich zur Einrollmessung. Bei hohen Geschwindigkeiten, bei denen der Rollwiderstand klein gegenüber dem Luftwiderstand ist, ist auch hier eine quadratische Abhängigkeit von der Geschwindigkeit gegeben.

#### 4.1.2 Windkanal

Im Windkanal stellen sich je nach Art der Modellfixierung unterschiedliche Höhenstände ein. So wird das Fahrzeug im AWK auf dem Fünfbandsystem mit Schwellerhaltern nicht nur horizontal sondern auch vertikal festgehalten, wie in Abb. 3.9a gezeigt wurde. Die Karosserie erfährt keine Lageänderung in Folge der angreifenden Auftriebskräfte. Die auf den Radantriebseinheiten rollenden Reifen dehnen sich jedoch radial aus, sodass die Räder etwas mehr als 2 mm ins Radhaus einfedern.

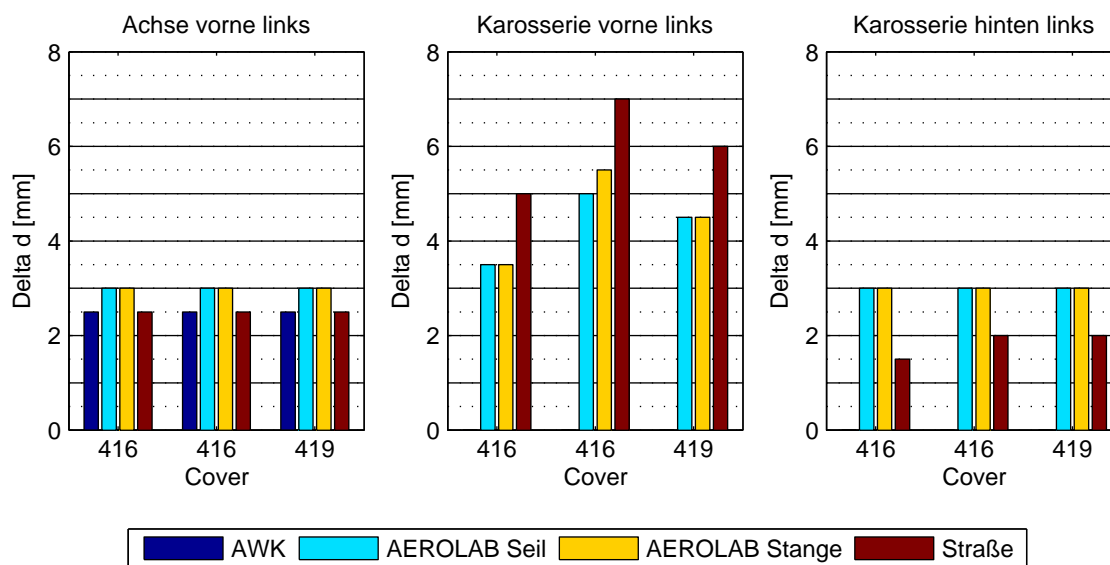
Das Einbandsystem des AEROLAB bietet die beiden Möglichkeiten, das Fahrzeug mit Hilfe von Stahlseilen (Abb. 3.9b) oder Stangen (Abb. 3.9c) zu führen. Beide Fixierungen lassen eine begrenzte Vertikalbewegung sowohl der Karosserie als auch der Räder zu. Die resultierenden Höhenstandsänderungen betragen für die Achse 3 mm, den Vorderwagen 3,5 mm und das Heck 3 mm im Falle der Felge 416.

#### 4.1.3 Vergleich der Felgen

In Abb. 4.3 sind die über mehrere Fahrten bzw. Messungen gemittelten und auf 0,5 mm gerundeten Höhenstandsänderungen der drei untersuchten Felgendesigns dargestellt. Betrachtet man die Änderung der Achshöhe, ist kein Unterschied zwischen den Felgen festzustellen. Im AWK fällt die Anhebung aufgrund des Federwiderstands bei festgehaltener Karosserie etwas geringer aus als im AEROLAB. Weshalb auf der Straße eine um 0,5 mm geringere Achsanhebung als im AEROLAB gemessen wird, obwohl die entgegengesetzte Tendenz zu erwarten wäre, kann im Rahmen der Untersuchungen nicht aufgeklärt werden.

Der Vorderwagen zeigt die größte Sensitivität hinsichtlich Felgendesign und Testumgebung. Im AWK findet wegen der vertikalen Fixierung dabei keine Anhebung statt. Die Aufspannungen im AEROLAB hingegen gestatten eine Anhebung von 3,5 mm (Felge 416) bis 5,5 mm (Felge 416 Cover). Auf der Straße werden wegen der Abstützung des Antriebsmoments größere Änderungen von 5 mm bis 7 mm verzeichnet. Die Werte spiegeln dabei die Unterschiede im Vorderachsauftrieb der Felgen wider, die in Abschnitt 4.3.1 diskutiert werden.

Das Heck zeigt keine nennenswerten Unterschiede zwischen den einzelnen Felgendesigns, was mit der eher geringen Spreizung der Hinterachsauftriebe begründet werden kann. Allerdings zeigt sich auch hier der Einfluss der Testumgebung in der nichtvorhandenen Heckanhebung im AWK, bzw. der um 1 mm geringeren Anhebung auf der Straße infolge der Abstützung des Antriebsmoments.



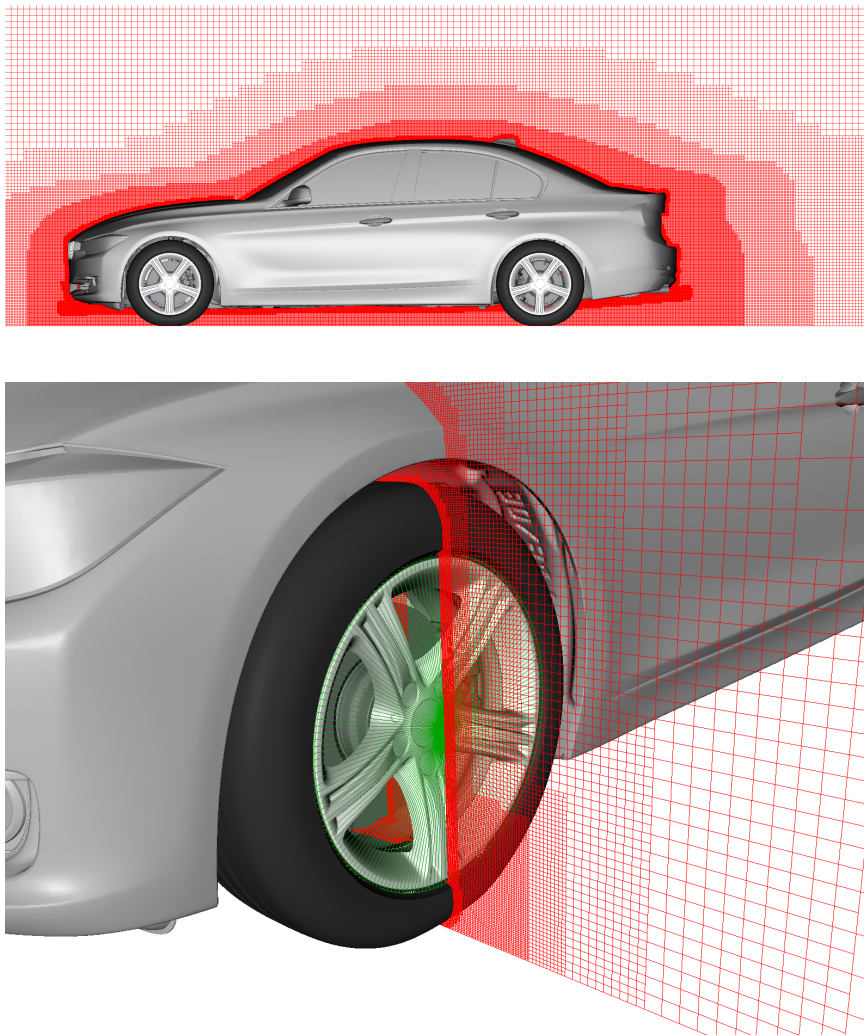
**Abb. 4.3:** Höhenstandsänderungen bei 140 km/h im Vergleich zum Stand in den Windkanälen und auf der Straße für die drei untersuchten Felgendesigns.

Stellt man die gemessene Höhenstandsänderung kontrolliert im AWK nach, ist für die geschlossene Felge eine Widerstandserhöhung von 4 Punkten, für die offene Felge von 3 Punkten zu verzeichnen. Die Auftriebsbeiwerte ändern sich lediglich in einem Bereich von weniger als 5 Punkten. Während die absolute Änderung des Widerstandsbeiwertes durchaus nennenswert ist, ist die Auswirkung auf die aerodynamische Bewertung der Felgendesigns, d. h. deren Differenz untereinander, allerdings vernachlässigbar gering. Eine felgenabhängige Anpassung des Höhenstands unter Berücksichtigung der Auftriebsniveaus des jeweiligen Felgendesigns ist zur aerodynamischen Felgenbewertung somit nicht nötig.

## 4.2 Numerisches Basissetup

Bei den mit PowerFLOW durchgeführten Gesamtfahrzeugsimulationen wird ein detailliertes, dem tatsächlichen Versuchsfahrzeug bestmöglich nachempfundenes Modell in einem quaderförmigen Simulationsvolumen ohne Berücksichtigung der Windkanalgeometrie betrachtet. Einschränkungen in der Übereinstimmung zwischen virtuellem und realem Modell werden im Motorraum insofern in Kauf genommen, dass dünnspaltige Leckagen nicht dargestellt werden. Die Kühler sind als poröse Medien mit ihrem entsprechenden Druckverlust abgebildet.

Aufbauend auf einem in der Serienentwicklung eingesetzten Standardsetup wird eine feinste Gitterauflösung von 1,5 mm (VR10) an den Kühlluftöffnungen und 3 mm (VR9) am restlichen Fahrzeug gewählt. Die Verfeinerungsregionen werden dabei als Offset von der Oberfläche definiert und sind mindestens acht Voxels dick. Zusätzlich werden in dieser Arbeit die Räder und Staulippen in der höchsten Auflösung eingehüllt, da die Räder im Fokus der Untersuchungen stehen und die Staulippen starke Gradienten in ihrer Umgebung verursachen. Um die aus der Literatur bereits bekannten Latschwirbel gut zu erfassen, werden des Weiteren flache Boxen um die Aufstandsflächen herum mit einer Auflösung von 3 mm definiert. In Abb. 4.4 sind sowohl die globalen, das Fahrzeug einhüllenden, als auch die radspezifischen Auflösungs niveaus

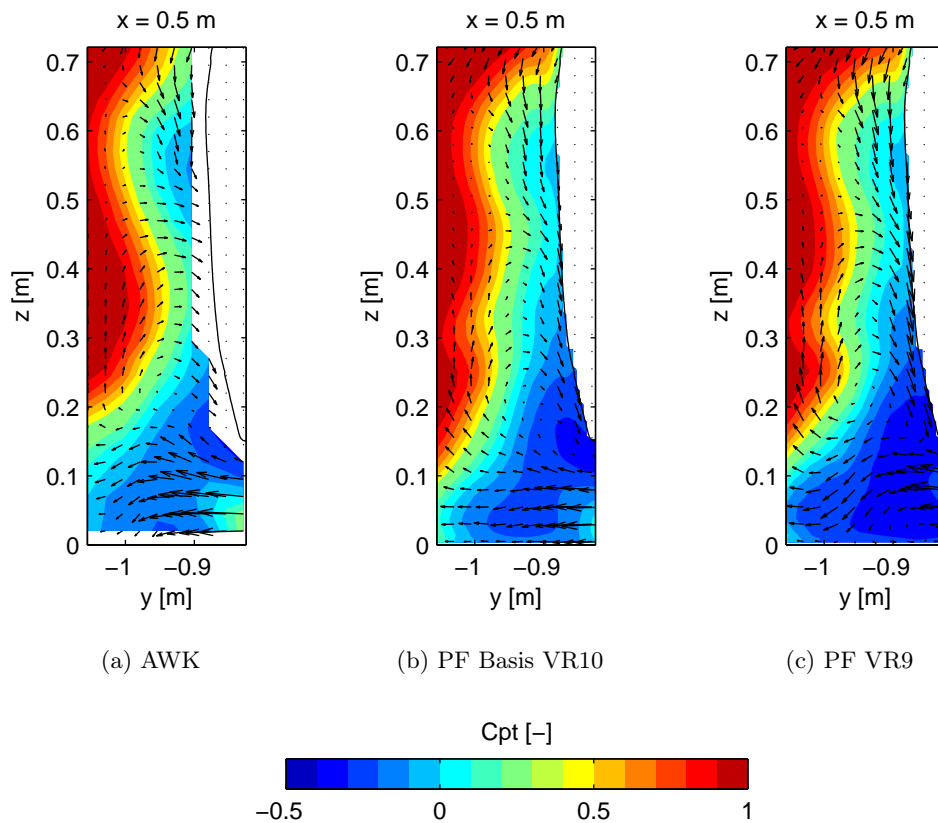


**Abb. 4.4:** Gitter des Basis-Setups mit Sliding-Mesh-Region um die 17-Zoll-Felge 393.

dargestellt. In Summe enthält das diskretisierte Simulationsmodell dadurch etwa 20 Millionen Surfels und 150 Millionen Voxels. Für eine physikalische Zeit von 2 s werden 376.000 Zeitschritte berechnet, woraus sich ein Aufwand von ca. 15.000 CPU-Core-Stunden pro Simulation ergibt.

Die Felgen werden in zylindrischen Sliding-Mesh-Regionen rotiert und die verformten Reifen mit der Rotating-Wall-Randbedingung behandelt. An den Bremsscheiben wird auf die Darstellung der Kühlkanäle verzichtet und ebenfalls eine Rotating-Wall-Randbedingung gewählt. Dies erwies sich in vom Autor durchgeführten Voruntersuchungen als zulässige Vereinfachung mit einer  $C_x$ -Abweichung von lediglich 1 Punkt und erspart dadurch den Einsatz vier weiterer Sliding-Mesh-Regionen.

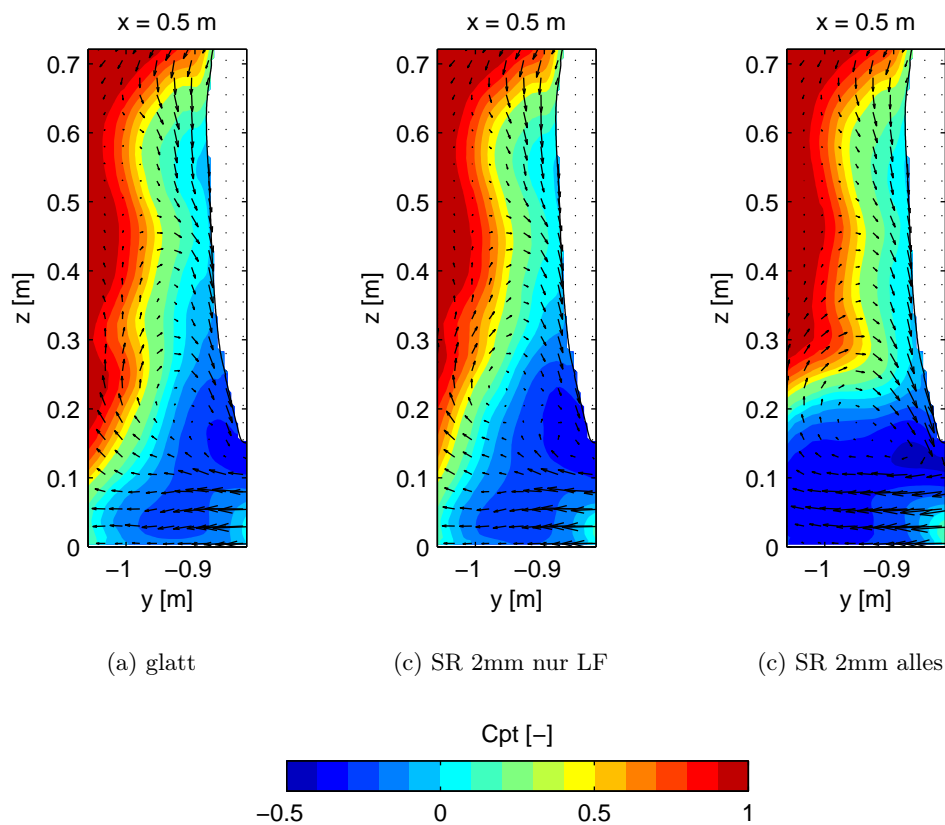
Im Folgenden werden zunächst Sensitivitäten des Setups hinsichtlich der folgenden Punkte untersucht: die Gitterauflösung im Bereich der Räder, die Gestaltung des Sliding-Mesh-Gebiets und das Aufbringen einer numerischen Oberflächenrauheit am Reifen, um die Aufdickung der Grenzschicht durch rotierende Profilrillen mit der Rotating-Wall-Randbedingung nachzuahmen. Als Reifen wurde dazu der 225/50 R17 Continental ContiSportContact 5 SSR, s. Abb. 4.21, auf dem Felgendesign 393 gewählt, s. Abb. 4.4.



**Abb. 4.5:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse. WK- (a) und PF-Ergebnisse für hohe (b) und niedrige (c) Auflösung.

## Auflösung

Zunächst wird der Effekt einer geringeren Auflösung am Rad, wie sie im Seriensetup eingesetzt wird, untersucht. Hierzu wird die Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse zwischen Simulation und Windkanalversuch (AWK) in Abb. 4.5 verglichen. Bei einer um eine Stufe geringeren Auflösung (VR9) reißt die Strömung am vorderen Schulter-Flanken-Übergang früher ab, wodurch eine deutlich überschätzte und mit stärkerem Totaldruckverlust behaftete Latschablösung zu beobachten ist. Auch die von der Innenseite nach außen ziehende Strömung unmittelbar oberhalb des Bodens wird von dieser Ablösung stark gedämpft. Der Widerstandsbeiwert erhöht sich dadurch um 5 Punkte. Ein weiteres Argument für die erhöhte Auflösung liegt in den geometrischen Abmessungen der Reifendetails begründet. So zeigen die später in Abb. 4.21 dargestellten Profilschnitte Unterschiede in der Gestaltung der Felgenschutzkante in einer Größenordnung von 2 mm sowie Abmaße der Längsrillen im Bereich von 4 mm bis 10 mm. Auch eine Auflösung von 1,5 mm ist hierfür eigentlich nicht ausreichend, der Schritt zu einem noch feineren Gitter steht jedoch im Konflikt mit dem für einen serientauglichen Prozess vertretbaren Simulationsaufwand. Die Maximalauflösung von 1,5 mm wird daher zunächst für die weiteren Untersuchungen gewählt. Im Zuge der nachfolgenden Felgen- und Reifenvergleiche werden zusätzlich an einzelnen Beispielen auch Simulationen mit einer Auflösung von 0,75 mm durchgeführt.



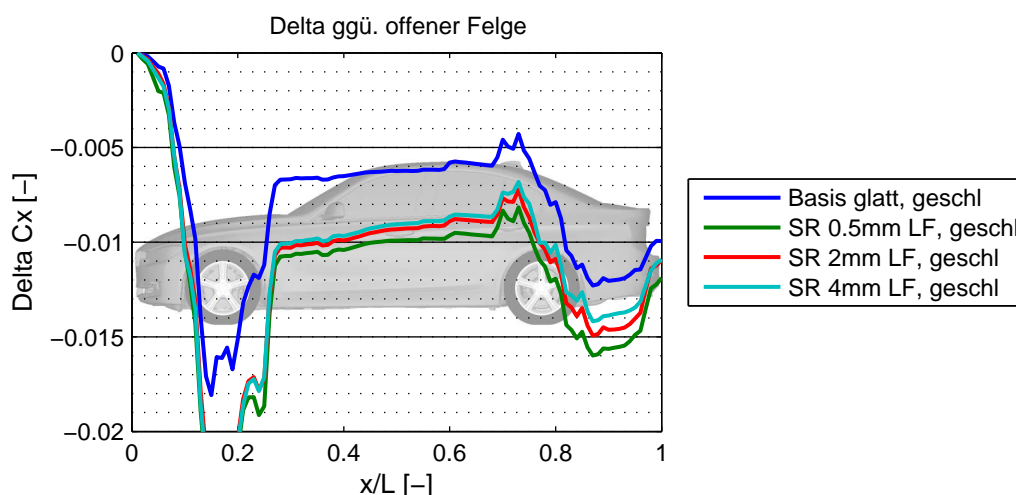
**Abb. 4.6:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse. PowerFLOW-Ergebnisse für Anwendung der Rauheit (SR) nur auf der Lauffläche (LF) oder am gesamten Reifen.

### Sliding-Mesh-Volumen

Im Seriensetup liegt die Außenfläche des Sliding-Mesh-Interfaces zwei Voxels von der Felgengeometrie entfernt, um die Interpolation nicht an wandgebundenen Voxels durchzuführen. Auf der Innenseite wird ebenfalls versucht diesen Abstand einzuhalten, was jedoch je nach Fahrzeugtyp bzw. Bremsanlagen-Felgen-Kombination nicht immer möglich ist. Auf der Außenseite werden nun bei einer Auflösung von 1,5 mm die Interface-Abstände 0,5 mm, 3 mm (Basis) und 10 mm getestet. Sowohl bei abgedeckter als auch offener Felge führt der größere Abstand im Widerstandsbeiwert zu einer Änderung von weniger als einem 1 Punkt, was im Bereich der Reproduzierbarkeit der Methode liegt. Im Radnachlauf sind ebenfalls keine Unterschiede festzustellen. Für den Fall des geringen Interface-Abstands erhält man einen um 2 Punkte niedrigeren Widerstandsbeiwert bei der offenen Felge. Das Strömungsfeld weist jedoch auch hier keine Unterschiede auf. Aus numerischer Sicht ist der geringe Abstand mit Surfel-Voxel-Interpolation an der Wand und Sliding-Mesh-Interpolation am Interface im selben Voxel dennoch abzulehnen, auch wenn der Effekt im untersuchten Beispiel gering ist.

### Oberflächenrauheit am Reifen

Mit den verfügbaren numerischen Randbedingungen ist es nicht möglich, das Abrollen eines profilierten, belasteten Reifens exakt darzustellen. Der Fahrbahnkontakt und die Verformung



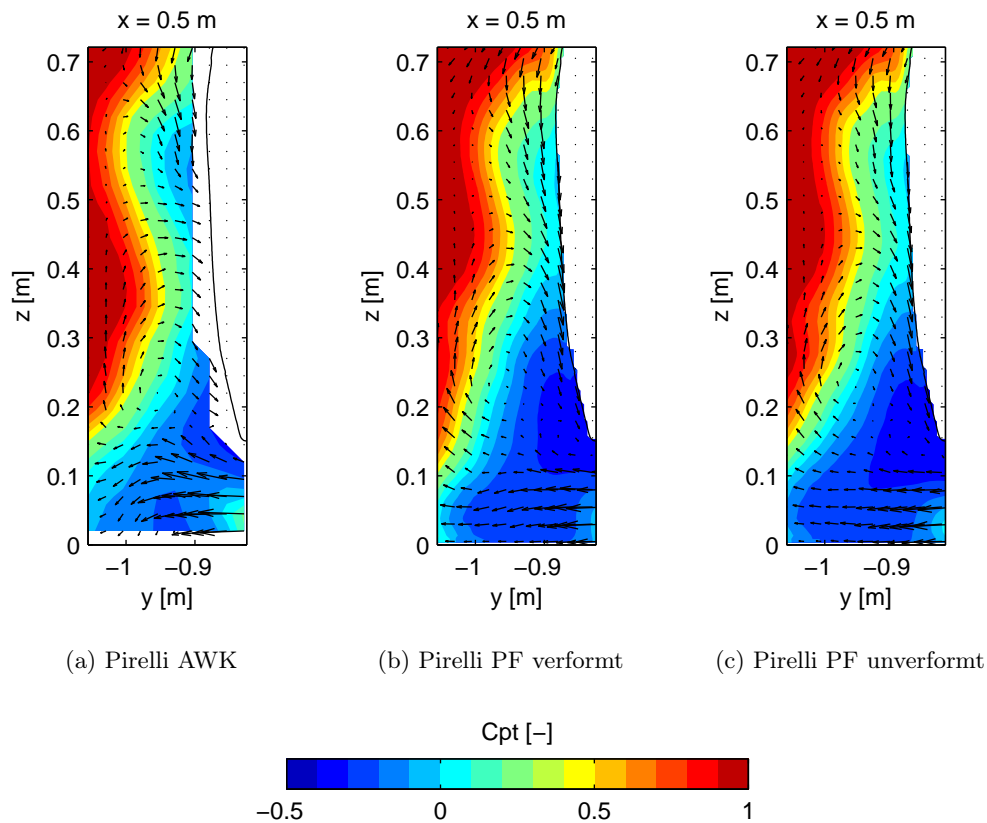
**Abb. 4.7:** Entwicklung der Widerstandsdifferenz zwischen abgedeckter und offener Felge über der Fahrzeuglänge für verschiedene numerische Rauheiten der Reifenoberfläche.

erfordern den Einsatz der statischen Rotating-Wall-Randbedingung. Um dennoch das Aufdicken der Grenzschicht durch die rotierenden Profiltrillen zu reproduzieren, kann die Lauffläche des Reifens als numerisch raue Wand definiert werden. Der Parameter der Oberflächenrauheit passt dabei die Konstante im logarithmischen Wandgesetz an, welches die Geschwindigkeit im wandnächsten Voxel bestimmt. Anstelle einer Materialrauheit in der Größenordnung von Hundertstel-Millimetern wird nun allerdings ein an der Profiltiefe und Rillenverteilung orientierter Wert angenommen, der damit in der Größenordnung der Gitterweite liegt. Der Parameter wird folglich außerhalb seines eigentlichen Anwendungsbereichs eingesetzt und wird im Allgemeinen nicht genau einem geometrischen Rauheitsmaß, wie z. B. der Sandrauheit, entsprechen.

Zunächst wird eine Oberflächenrauheit von 2 mm angenommen und der Effekt bei Anwendung lediglich auf der Lauffläche und bei Anwendung auf dem gesamten Reifen verglichen. In Abb. 4.6 ist zu erkennen, dass eine auf der Lauffläche vorgeschriebene Rauheit unmittelbar über dem Boden den nach außen gerichteten Strom hinter dem Reifen minimal verstärkt und das obere Verlustgebiet etwas schmälert. Die Änderungen sind insgesamt jedoch marginal.

Definiert man hingegen den gesamten Reifen als raue Wand, führt dies zu einer deutlich überschätzten Latschablösung und einer damit einhergehenden Widerstandserhöhung um 9 Punkte. An der äußeren Seitenwand reagiert die Strömung äußerst sensitiv, wie sich auch im Fall der reduzierten Auflösung zeigte.

Der Einfluss des Rauheitswertes zeigt sich des Weiteren in der Differenz zwischen abgedeckter und offener Felge. In Abb. 4.7 ist hierzu die Widerstandsentwicklung als Differenzplot über der Fahrzeuglänge für mehrere Rauheiten aufgetragen. Hinter dem Vorderrad ist verglichen mit dem glatten Reifen für alle rauen Varianten ein größeres Potential der Felgenabdeckung zu verzeichnen. Dabei hat der explizite Rauheitswert jedoch keinen größeren Einfluss. Am Ende erhält man eine um 2 Punkte größere Verbesserung des Widerstands für den mittleren Rauheitswert von 2 mm. Dabei liegen jedoch beide Werte sehr nah an den experimentell ermittelten Werten von 10 Punkten im AEROLAB (Seil) und 12 Punkten im AWK.



**Abb. 4.8:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse für einen verformten und einen unverformten, abgeschnittenen Reifen. AWK- und PowerFLOW-Ergebnisse.

### Einfluss der Latschverformung

Abschließend wird der Einfluss der Latschverformung in der Simulation bewertet. Denn so war es früher üblich, ein rotationssymmetrisches Reifenmodell entsprechend des statischen Halbmessers  $r_{stat}$  in die Fahrbahn einzutauchen und stumpf abzuschneiden. Dies stellt eine offensichtliche Abweichung zur verformten Reifengeometrie im Windkanal dar. Aus der Projekthistorie bedingt, wurde hierfür ein Pirelli-Reifen statt des Continentals betrachtet. Beide gegenübergestellten Reifengeometrien wurden aus Laserschnitten der gleichen Messung rekonstruiert, im unverformten Fall wurde jedoch lediglich ein Schnitt der oberen Reifenhälfte rotiert. Sie gleichen sich damit in der oberen Hälfte, weichen jedoch v. a. im Bereich der Aufstandsfläche voneinander ab. Beide Reifen sind im Setup identisch positioniert, sodass der unverformte Reifen etwa 15 mm in den Boden eintaucht und geschnitten wird. Im Falle des verformten Reifens findet lediglich eine Durchdringung von 0,2 mm statt, um eine saubere Verschneidung im PowerFLOW-Diskretisierungsprozess zu ermöglichen.

Beim unverformten Reifen ist im Vorderradnachselauf in Abb. 4.8 eine leicht vergrößerte Latschablösung zu verzeichnen, was eine Verschlechterung in der Übereinstimmung zur Windkanalmessung bedeutet. Damit einher geht eine Erhöhung des Widerstands um 3 Punkte. Vorder- und Hinterachsauftrieb steigen aufgrund der nicht vorhandenen Durchströmung der Längsrillen um je 16 Punkte. Im Hinterradnachselauf ist kein Unterschied festzustellen, s. Anhang Abb. B.2. Um eine hohe Simulationsgüte zu erzielen, wird die Abbildung des Latsches empfohlen.

### Setup für weitere Untersuchungen

Für die nachfolgend durchgeführten Felgen- und Reifenuntersuchungen am Gesamtfahrzeug wird ausgehend von den Erkenntnissen der Setupstudie eine Auflösung von 1,5 mm um die Räder verwendet. Der Abstand zwischen äußerer Sliding-Mesh-Interface-Fläche und der Felgengeometrie beträgt zwei Voxels bzw. 3 mm. Der Längsrillenreifen wird verformt in die Simulation eingebunden, und auf seiner Lauffläche wird eine Rauheit von 2 mm vorgeschrieben.

## 4.3 Felgendesign

Die drei bereits in der Höhenstandsstudie betrachteten 18-Zoll-Felgendesigns (s. Abb. 4.1) werden auch im Folgenden für die aerodynamische Analyse herangezogen. Da sie einen großen Bereich an Widerstands- und Auftriebsbeiwerten umfassen, sind sie gut für einen Vergleich der verschiedenen Methoden geeignet. Aufgrund der vernachlässigbaren Höhenstandssensitivität der Felgendifferenzen werden die Windkanalmessungen und Simulationen in der Konstruktionslage des Fahrzeugs durchgeführt. Die in den Simulationen abgebildete Reifengeometrie wurde aus Laserschnitten des dynamisch belasteten Versuchsreifens 225/45 R18 Pirelli P7 Cinturato RFT rekonstruiert. Das Reifenmodell verfügt dabei über Längsrillen sowie einen Rauheitswert von 2 mm auf der Lauffläche.

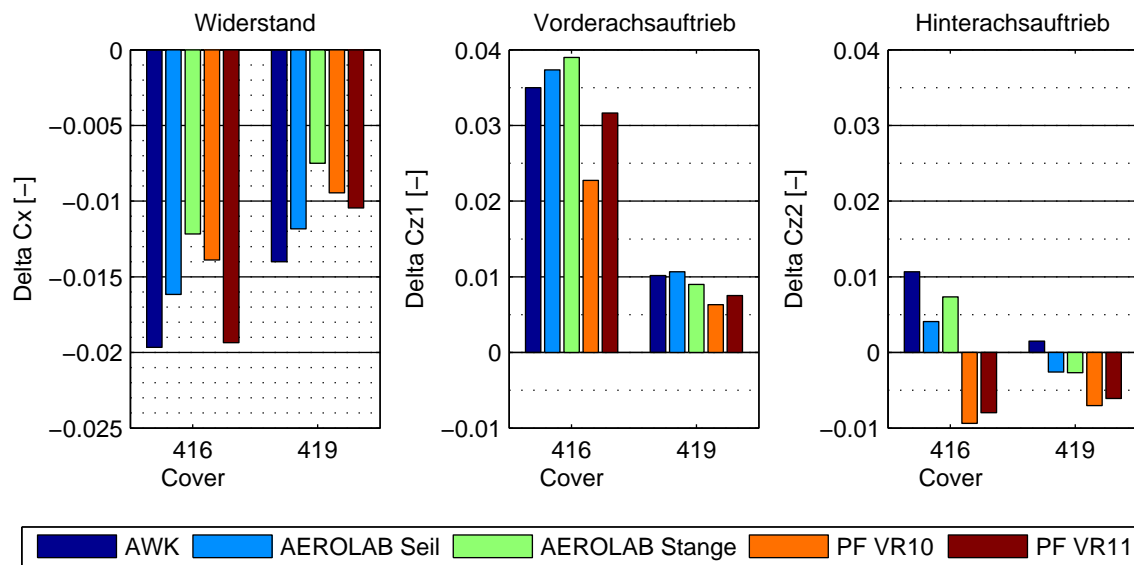
### 4.3.1 Kraftbeiwerte

Zunächst werden die für die drei Felgendesigns ermittelten Widerstands- und Auftriebsbeiwerte in den verschiedenen Methoden verglichen. Dazu ist in Abb. 4.9 je die Differenz zur Basisfelge 416 aufgetragen. Das Abdecken der Felge führt im AWK zu einer Widerstandsreduktion von 20 Punkten, was ca. 7 % entspricht, und einer Erhöhung des Vorderachsauftriebes um 35 Punkte. Das Design 419 wirkt sich ebenfalls günstig auf den Widerstand mit einem Potential von 14 Punkten aus, allerdings bei einer deutlich geringeren Auftriebserhöhung an der Vorderachse von lediglich 10 Punkten. Aus der Sicht eines Aerodynamikentwicklers, dessen Aufgabe es ist, einen möglichst guten Widerstandsbeiwert u. a. unter Beachtung der fahrdynamisch motivierten Auftriebsgrenzen zu erzielen, ist dies eine attraktive Maßnahme. Für beide Felgendesigns sind die Änderungen des Hinterachsauftriebes mit bis zu 10 Punkten eher gering.

Betrachtet man die Änderung der aerodynamischen Beiwerte im AEROLAB, fällt das Widerstandspotential geringer aus. Mit Seilaufspannung misst die Differenz der Abdeckung 16 Punkte, bei Nutzung der Stangenfixierung sogar nur noch 12 Punkte. Auch für das Design 419 sinkt das Potential auf 12 bzw. 7 Punkte. Die an der vorderen Radnabe angreifenden Stangen verhindern eine eng anliegende und saubere seitliche Umströmung der Vorderräder, und reduzieren damit die Wirksamkeit der geschlosseneren Felgen. Denn ihr Potential beruht nach den Studien von Duncan et al. [12], Landström [28] und D’Hooge et al. [9] maßgeblich auf dem Wiederanlegen der Strömung in der unteren Radhälfte. Mit der Seilaufspannung ergeben sich zwar größere Widerstandsreduktionen als mit der Stangenfixierung, sie erreichen dennoch nicht die im AWK gemessenen Werte.

Ursächlich hierfür ist eine Kombination der folgenden Gründe. Zunächst unterscheidet sich die Bodensimulation der Kanäle, wobei das AEROLAB mit seinem breiten Laufband grundsätzlich eine realistischere Abbildung der Fahrbahn erzielt. Dies kann sich in leicht abweichenden Anströmbedingungen der Vorderräder äußern. Des Weiteren wird die Karosserie im AEROLAB je nach Auftriebscharakteristik der Felge unterschiedlich stark angehoben. Diesem Effekt ist jedoch lediglich eine Änderung der Differenz von bis zu 1 Punkt zuzuschreiben, wie





**Abb. 4.9:** Änderung der Kraftbeiwerte im Vergleich zum Basisfelgengedesign 416.

in [46] gezeigt wurde. Hinzu kommt, dass die Kraftmessung in beiden Kanälen unterschiedlich durchgeführt wird. Im AWK werden die Strömungsscherkräfte auf den Radantriebseinheiten zwar mitgemessen, sind aufgrund der kleinen exponierten Fläche jedoch sehr gering. Das mittlere Laufband ist nicht Teil des gewogenen Systems. Anders ist dies im AEROLAB, wo das breite Laufband mit den auf ihm wirkenden Scherkräften aus der Interaktion mit den Latschwirbeln oder der verzögert austretenden Kühlluft in die Kraftmessung einfließt. Die Beschleunigung der kinetisch energiearmen Strömungsstrukturen bewirkt eine Reaktionskraft auf das Laufband entgegen des Widerstands. Wie im nächsten Abschnitt gezeigt wird, weisen die widerstandsun günstigen Designs größere Latschablösungen auf, sodass ihr Widerstandsmalus durch die Reaktionskraft auf das Laufband in geringem Maße kompensiert wird. Eine Quantifizierung dieses Effekts ist jedoch schwierig und wäre lediglich durch eine hohe, flächendeckende Auflösung der Laufbandgrenzschicht in der Simulation leistbar. Bei den stetig gesteigerten Simulationsressourcen könnte dies somit Gegenstand von Folgeuntersuchungen werden.

Betrachtet man die Tendenzen der anhand des Basissetups durchgeführten Simulationen (PF VR10), werden die Widerstands- und Vorderachsauftriebsdifferenzen unterschätzt. Für die abgedeckte Felge und das Design 419 werden Widerstandspotentiale von nur 14 Punkten bzw. 9 Punkten ermittelt. Da der Abstand dieser beiden Felgen untereinander jedoch gut mit den Windkanalmessungen übereinstimmt, ist die erste Vermutung, dass die filigrane Geometrie der Vielspeichenfelge mit der gewählten Voxelgröße nicht ausreichend aufgelöst wird. Dies könnte sich wiederum in einer zu geringen Durchströmung der Felge äußern. Hieraus motiviert wird eine weitere Simulationsreihe mit einer an der Felge erhöhten Auflösung von 0,75 mm durchgeführt. Der Simulationsaufwand erhöht sich dadurch um 60 %. Die so ermittelten Widerstandsdifferenzen liegen mit 19 und 10 Punkten aber deutlich näher an den Windkanalwerten. Eine Änderung des Widerstandsbeiwertes wird entgegen der ursprünglichen Vermutung dabei nicht an der offenen Felge 416, sondern an den anderen beiden Designs bewirkt. Ein Blick in das Strömungsfeld im nächsten Abschnitt wird diesen Sachverhalt aufklären.

In Bezug auf die Differenz im Vorderachsauftrieb wird bei erhöhter Auflösung im Falle der abgedeckten Felge ebenfalls eine bessere Übereinstimmung mit den Windkanalwerten erzielt. Allerdings ist auch festzuhalten, dass die Änderung des Hinterachsauftriebes in Folge der Abdeckung mit falschem Vorzeichen prognostiziert wird. Da sich die Differenzen jedoch lediglich in einem Bereich von bis zu 10 Punkten bewegen, ist die Diskrepanz von untergeordneter Bedeutung für den Felgenentwicklungsprozess.

### 4.3.2 Strömungstopologie

Um die Wirkmechanismen besser zu verstehen und einen detaillierten Abgleich von Simulation und Experiment zu ermöglichen, werden die Radnachläufe der Varianten analysiert.

#### Vorderradnachlauf

In Abb. 4.10 und 4.11 sind zunächst die in AWK und AEROLAB erfassten Vorderradnachläufe als Totaldruckverteilung dargestellt. Zwei wesentliche Strömungsstrukturen sind zu beobachten: der Abdruck eines aus dem oberen Radhausspalt austretenden Wirbels und die bereits im Stand der Technik beschriebene, zu einem Wirbel aufgerollte Reifenlatschablösung. Von links nach rechts sind die Felgen dabei entsprechend ihrer Widerstandsbeiwerte in absteigender Reihenfolge angeordnet. Während der obere Radhauswirbel ähnlich stark über die Varianten hinweg ausgeprägt ist, ist beim Bodenwirbel eine Korrelation zwischen seiner Größe und dem Widerstand zu beobachten: Je kleiner die von der Aufstandsfläche ausgebildete Ablösung, desto kleiner der Widerstand. Dabei bilden die beiden offenen Felgen 416 und 419 im unteren Bereich ähnliche, weiter ausgedehnte Wirbel aus. Passend zur Widerstandssenkung um 14 Punkte im AWK ist der Totaldruckverlust im Falle des Designs 419 jedoch geringer. Betrachtet man die Felge 416 abgedeckt, ergibt sich eine andere charakteristische Nachlauform. Auf Achshöhe bei  $z = 0,3$  m ist ein dritter Wirbel zu beobachten, sodass eine vertikale Dreiteilung des Nachlaufs entsteht. Der Bodenwirbel liegt tiefer als bei den offenen Felgen und wird weniger diffus mit kleinerem Radius ausgebildet.

Im AEROLAB ergeben sich auf dem Einbandsystem sehr ähnliche Strukturen zum mit Fünfbandsystem ausgestatteten AWK. Unterschiede bestehen im größeren Totaldruckverlust des oberen Radhauswirbels sowie dem etwas geringeren Totaldruckverlust im Bereich der Latschablösung. Dabei ist grundsätzlich zu beachten, dass die Messungen im AEROLAB ersatzweise mit einer Fünfloch- statt einer Zwölflochsonde durchgeführt wurden. Ihr Gültigkeitsbereich valider Anströmwinkel beschränkt sich auf einen  $60^\circ$ -Kegel im Gegensatz zum  $135^\circ$ -Kegel der Zwölflochsonde. Daher ist eine absolute Vergleichbarkeit nicht gegeben. Nichtsdestotrotz sind die gleichen, zuvor geschilderten Tendenzen zwischen den Felgendesigns zu beobachten, was die Änderung der äußeren Form und des Totaldruckniveaus des Nachlaufs anbelangt.

In der Simulation mit Standardauflösung werden, wie in Abb. 4.12 dargestellt, höhere Totaldruckverluste im Bereich des Bodenwirbels des Vorderrades prognostiziert als im Windkanal. Die qualitative Tendenz der bei höherem Schließungsgrad reduzierten Ablösung wird jedoch korrekt wiedergegeben. Auch die Dreiteilung mit zusätzlichem Wirbel auf Achshöhe ist im Falle der abgedeckten Felge zu beobachten.

Wie bereits in der Analyse der Beiwerte angesprochen, soll auch hier das Strömungsfeld in der Simulation mit erhöhter Felgenauflösung (VR11) analysiert werden. Entgegen der ursprünglichen Vermutung, dass die erhöhte Auflösung v. a. das Durchströmungsverhalten der offenen Vielspeichenfelge 416 beeinflussen würde, zeigen die beiden anderen Varianten eine Reaktion auf das veränderte Setup. Während der Vorderradnachlauf der offenen Felge

416 ein kaum verändertes Strömungsfeld im Vergleich zur niedrigeren Auflösung aufweist, sind bei den widerstandsgünstigeren Varianten kleinere und mit geringerem Totaldruckdefizit behaftete Bodenwirbel zu beobachten. Dies stellt eine verbesserte Übereinstimmung mit den Windkanalmessungen dar. Das Design 419 zeigt nun allerdings auch eine leichte Tendenz zur vertikalen Dreiteilung des Nachlaufs, die im Experiment nicht nachzuweisen war. In Summe liefert die erhöhte Felgenauflösung jedoch eine bessere Übereinstimmung.

Offensichtlich scheint nicht das Durchströmungsverhalten der offenen Felge sondern vielmehr das Ablöse- und Wiederanlegeverhalten der Strömung in der unteren Radhälfte und die damit verbundene Ausbildung des Bodenwirbels ursächlich für die bessere Vorhersage der Widerstands- und Auftriebsdifferenzen zu sein. An dieser Stelle liegt der Verdacht einer möglichen Interferenz mit der äußeren Sliding-Mesh-Interface-Fläche nahe. Ihr Abstand zur Felgengeometrie wurde in den vorab an einer 17-Zoll-Konfiguration durchgeführten Setupuntersuchungen zwar als unkritisch bewertet, könnte jedoch an den betrachteten 18-Zoll-Rädern einen größeren Einfluss haben. Daher wurde für die Standardauflösung eine Simulationsreihe mit 15 mm (zehn Voxels) statt 3 mm entferntem Sliding-Mesh-Interface durchgeführt. Sowohl die Beiwerte als auch das Strömungsfeld zeigten hierauf jedoch keine signifikante Reaktion. In der Konsequenz deutet die Sensitivität des Ablöse- und Wiederanlegeverhaltens auf eine Auflösungsabhängigkeit des numerischen Wandmodells hin. Eine Gitterkonvergenzstudie konnte jedoch aufgrund des enormen Rechenaufwandes nicht über das Niveau von VR11 hinaus durchgeführt werden. Für Folgeuntersuchungen bietet sich dies jedoch als Anknüpfungspunkt an.

### Hinterradnachlauf

Eine weitere Schnittebene hinter dem linken Hinterrad wurde im AEROLAB erfasst, s. Abb. 4.14. Das Strömungsfeld ist dort deutlich diffuser und zeigt keine definierten Wirbelstrukturen, weshalb die Quergeschwindigkeitsvektoren zu Gunsten der Übersichtlichkeit nicht dargestellt werden. Die Unterschiede in der Totaldruckverteilung sind geringer als hinter dem Vorderrad und manifestieren sich im Falle der abgedeckten Felge (links) in einem kleineren Abdruck des Bodenwirbels. Des Weiteren bildet sich hinter der offenen Felge 416 im oberen Bereich ein etwas deutlicher ausgeprägter Abdruck aus, ähnlich zum oberen Radhauswirbel hinter dem Vorderrad.

Stellt man den Windkanalmessungen die aus der Simulation mit an der Felge erhöhter Auflösung (VR11) extrahierten Ebenen gegenüber, ist zum einen ein durchweg größerer Totaldruckverlust in unmittelbarer Fahrzeugnähe festzustellen. Zum anderen verläuft die Transition zur verlustfreien Außenströmung in einem engeren Bereich als im Experiment. Was die Unterschiede zwischen den einzelnen Varianten anbelangt, sind jedoch die gleichen Tendenzen nachzuweisen. Das offene Design 416 liefert sowohl in der oberen als auch in der unteren Nachlaufregion die höchsten Totaldruckdefizite. Der Abdruck des Bodenwirbels fällt, wie im Versuch mit geschlossener Felge, am kleinsten aus, während zwischen 416 offen und 419 lediglich ein geringer Unterschied zu beobachten ist.

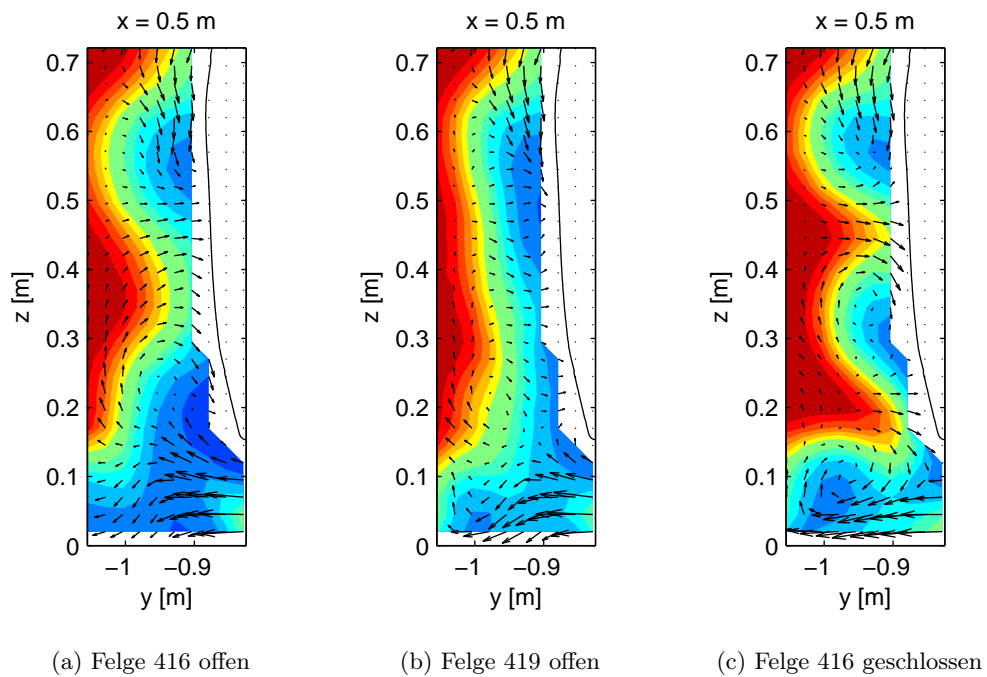


Abb. 4.10: Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse im AWK.

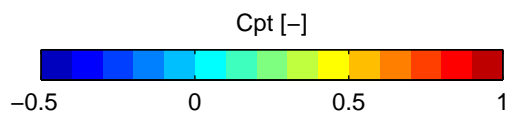
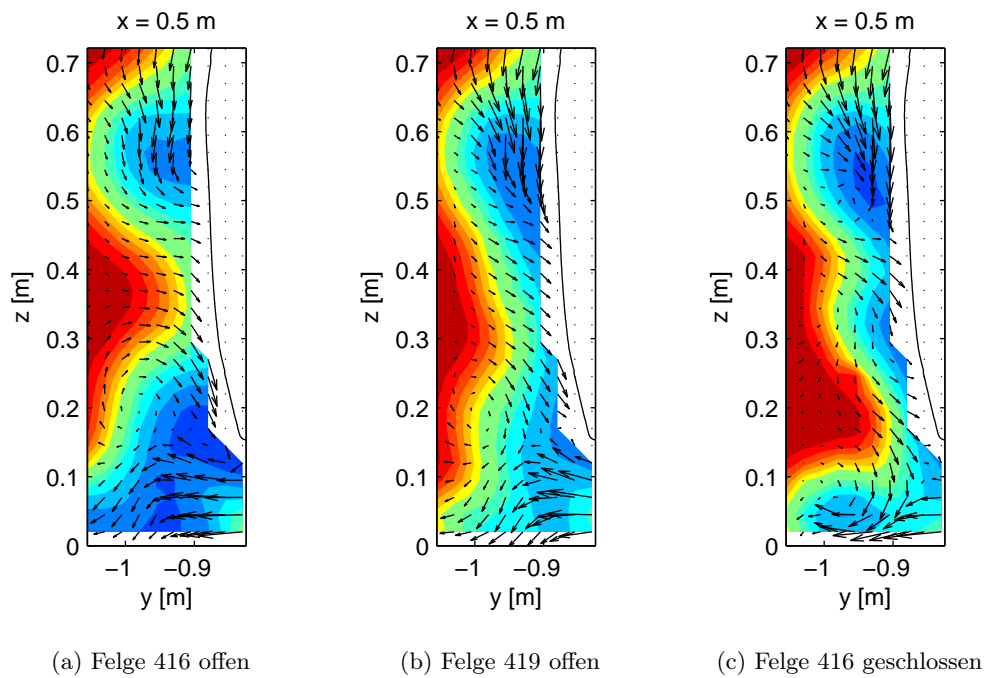
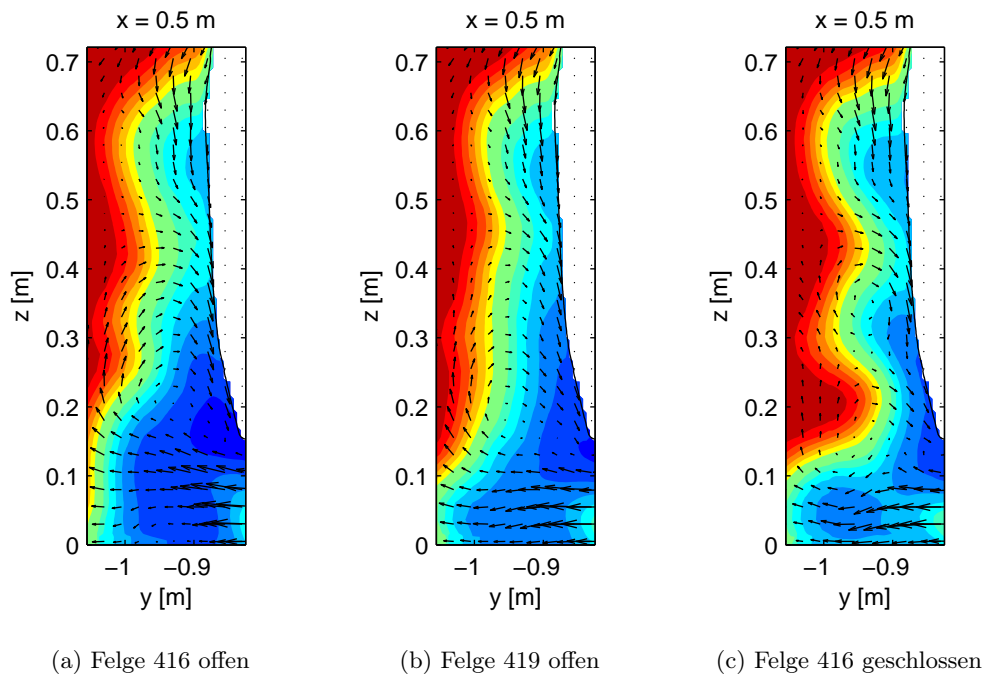
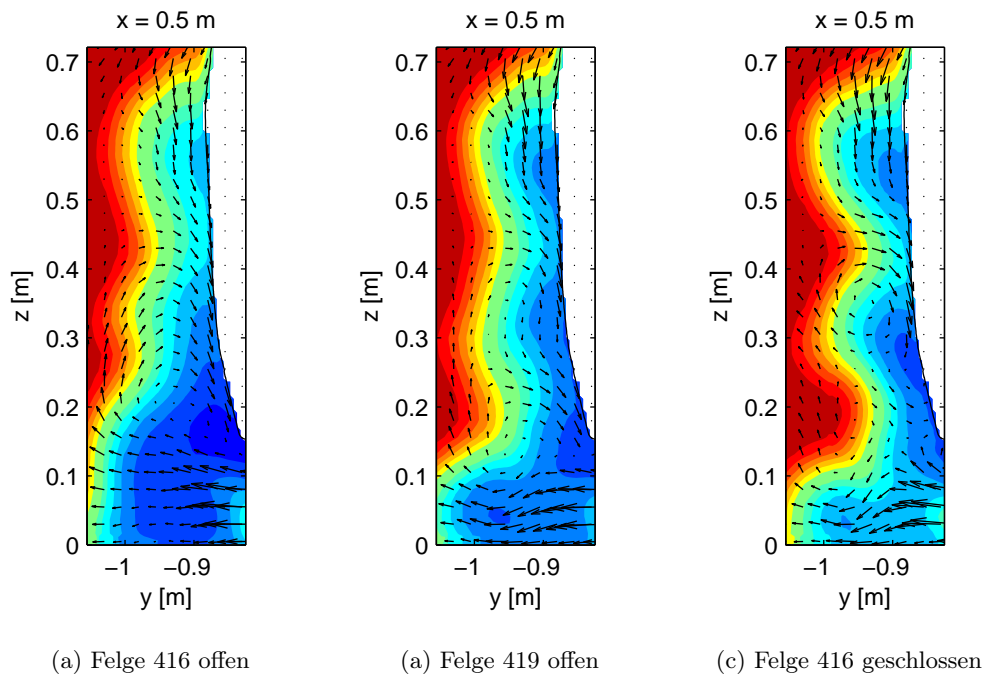


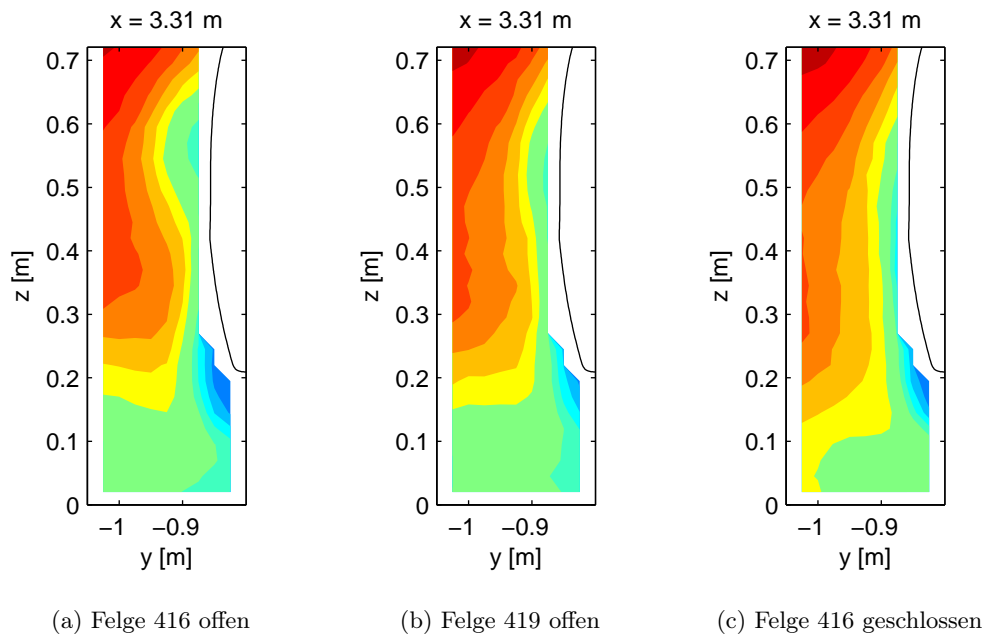
Abb. 4.11: Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse im AEROLAB (Fünfflochsonde).



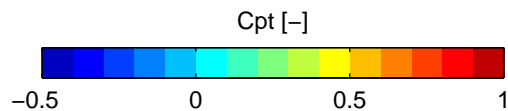
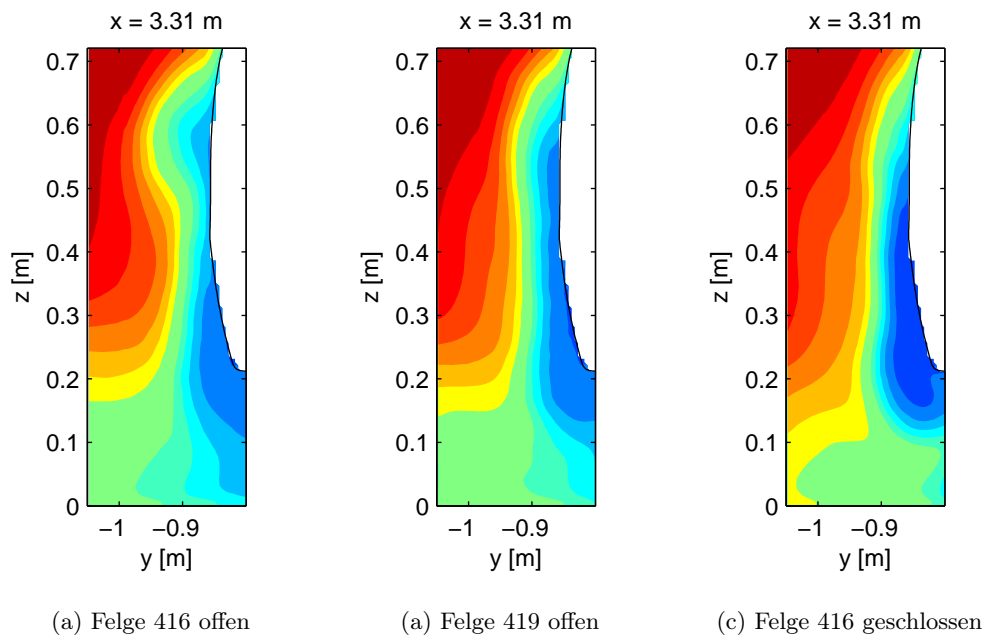
**Abb. 4.12:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse mit Standardauflösung (VR10). PowerFLOW-Ergebnisse.



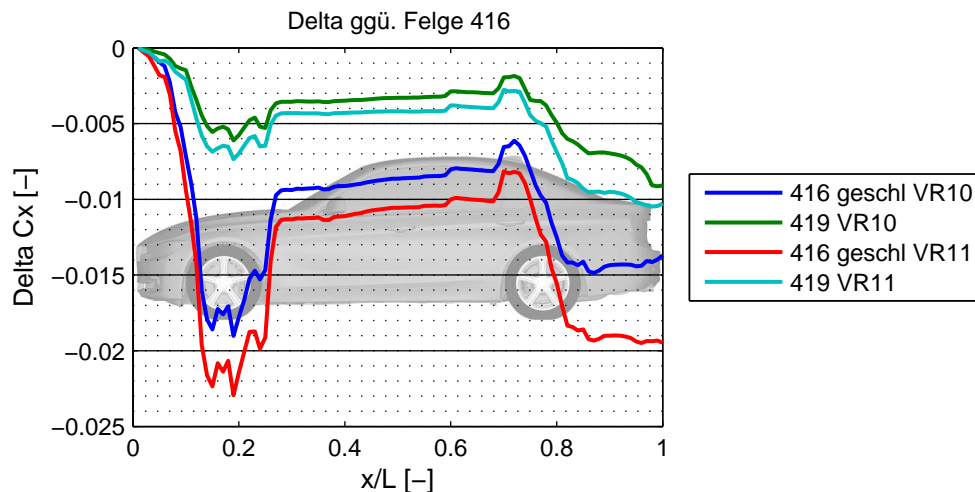
**Abb. 4.13:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse mit erhöhter Auflösung (VR11). PowerFLOW-Ergebnisse.



**Abb. 4.14:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Hinterachse im AEROLAB (Fünflochsonde).



**Abb. 4.15:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Hinterachse mit erhöhter Auflösung (VR11). PowerFLOW-Ergebnisse.

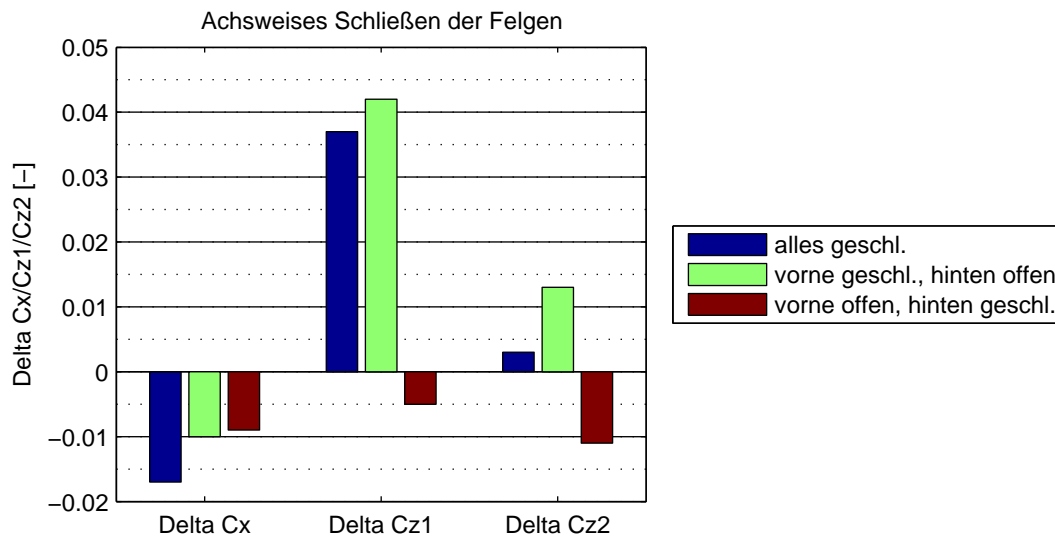


**Abb. 4.16:** Entwicklung der Felgenwiderstandsdifferenzen über der Fahrzeuglänge bei unterschiedlicher Auflösung.

### 4.3.3 Widerstandsentwicklung

In der Simulation ist es möglich, den Widerstand sukzessive über der Fahrzeuglänge aufzuintegrieren, um anschließend die Fahrzeugregionen zu identifizieren, in denen Widerstand entsteht. Als nächster Schritt kann davon abgeleitet auch die Widerstandsdifferenz zweier Varianten entlang der Längsachse geplottet werden. In Abb. 4.16 ist die Differenz der Widerstandsentwicklung der Felgen 416 geschlossen und 419 zur Basisfelge 416 für die beiden Auflösungsstufen VR10 und VR11 aufgetragen. Für beide Varianten und Auflösungen trifft zu, dass sowohl Vorder- als auch Hinterräder zur Widerstandsreduktion beitragen. Das Schließen der Felgen geht mit einem erhöhten Druck in den vorderen Radhäusern einher, da die schräg von innen angreifende Anströmung weniger bzw. gar nicht durch die Felge hindurch nach außen entweichen kann. Deshalb ist an der vorderen Seite des Radhauses zunächst eine starke Widerstandssenkung und an der hinteren Seite wiederum ein Anstieg zu beobachten. Effektiv bleibt bei Standardauflösung (VR10) nach dem vorderen Radhaus eine Widerstandsreduktion von 9 Punkten (416 geschlossen) bzw. 3 Punkten (419) bestehen. Die restliche Differenz entsteht im Bereich der Hinterräder. Im Falle der Felge 419 ist der Hinterradanteil sogar etwas größer. Hierbei ist zu bemerken, dass die hinteren Radhäuser aufgrund geraden Anströmung keine signifikante Druckerhöhung erfahren, und somit die Räder allein für die Ausschläge in der Widerstandsentwicklung sorgen. Die Heckbasis des Fahrzeugs ist zwar für einen Großteil des absoluten Widerstands verantwortlich, hat in diesen Beispielen jedoch kaum einen Einfluss auf die Widerstandsdifferenz zwischen den Felgen. Auch Landström [28] bestätigte die Unabhängigkeit des Heckbasisdrucks vom Felgendesign. Durch die Erhöhung der Auflösung an der Felge ergibt sich für beide Varianten eine größere Widerstandssenkung, wobei der durch Auflösung bedingte Bonus gleichmäßig auf Vorder- und Hinterräder verteilt ist.

Um den vergleichbaren Einfluss der Vorder- und Hinterräder auf die Felgendifferenz auch im Windkanal herauszustellen, werden in einer weiteren AEROLAB-Schicht die Felgen (416) achsweise abgedeckt und die Beiwerte ermittelt. Wie in Abb. 4.17 dargestellt, erhält man durch das Abdecken der Vorderräder eine Widerstandsreduktion von 10 Punkten, im Falle der Hinterräder von 9 Punkten. Das Schließen aller Räder resultiert in einem Potential von



**Abb. 4.17:** Änderung der Kraftbeiwerte bei achsweisem Schließen der Felge 416 im AEROLAB.

17 Punkten, was darüber hinaus – wenn auch in geringem Maße – die Interferenz von Vorder- und Hinterradmaßnahme zeigt. Landström [28] stellte die gleiche Tendenz bei seinen Untersuchungen an einem anderen Fahrzeug fest.

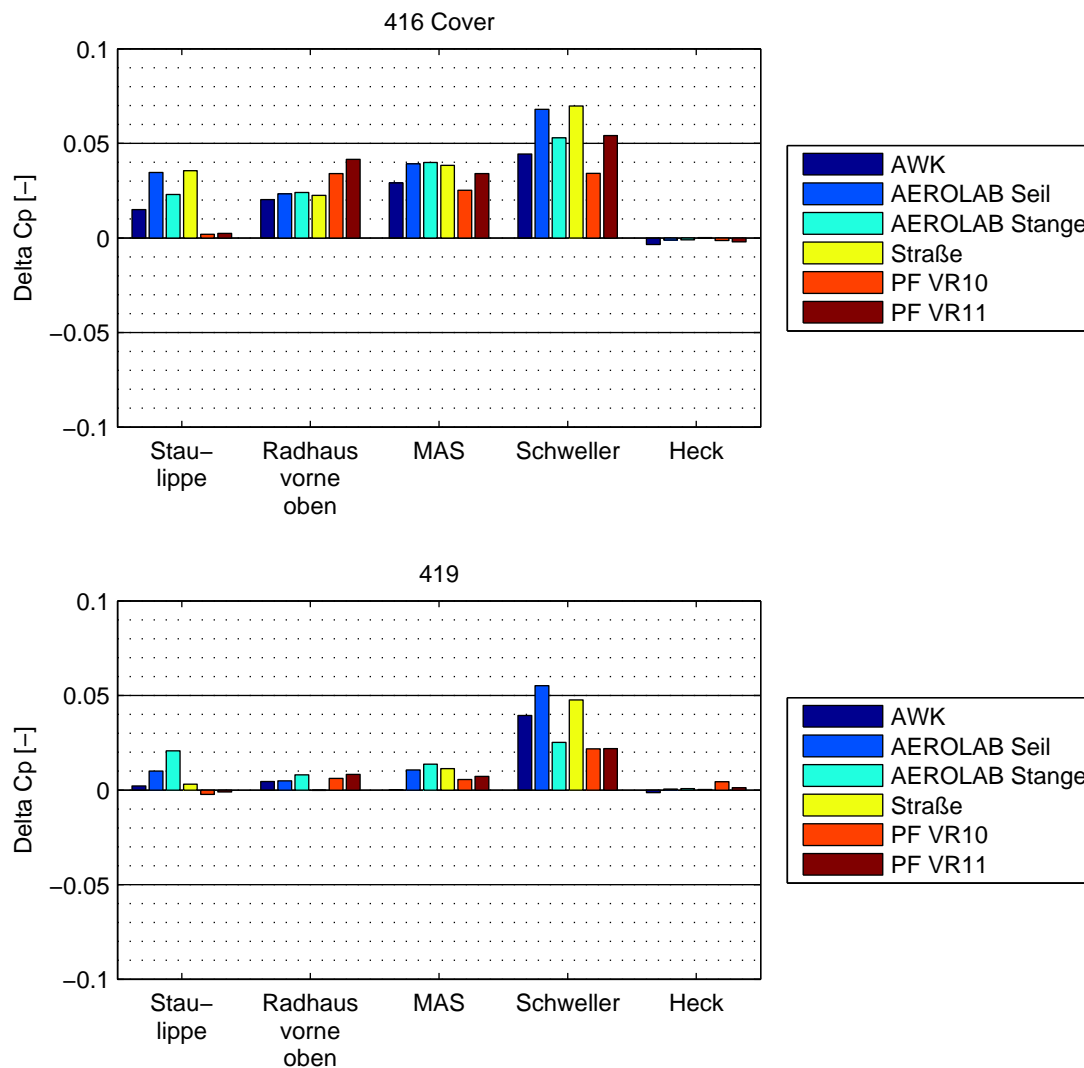
Die Betrachtung der Auftriebsbeiwerte zeigt des Weiteren den auftriebserhöhenden Einfluss der vorderen sowie einen auftriebssenkenden Effekt der hinteren Abdeckung. Letzteres ist interessant, da es darauf hindeutet, dass die Unterschätzung der Auftriebsdifferenzen in der Simulation – im Falle des Hinterachsauftriebes sogar mit falschem Vorzeichen – auf eine überhöhte Wirksamkeit der hinteren Felgenabdeckung zurückzuführen sein könnte. Der Beweis dieser These konnte jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht erbracht werden.

#### 4.3.4 Oberflächendruckverteilung

Wie in der Widerstandsentwicklung zu sehen ist, entsteht der Großteil der Widerstandsdifferenz an den Rädern selbst. Dies erschwert es grundsätzlich, eine Korrelation zur Oberflächendruckverteilung des Fahrzeugs herzustellen. Im Rahmen dieser Arbeit stellt die Druckverteilung jedoch die einzigen im Fahrversuch messbaren Strömungsdaten zum Vergleich mit den anderen Methoden dar.

In Abb. 4.18 sind die Druckdifferenzen der abgedeckten Felge und des Designs 419 bezogen auf die Basisfelge 416 für ausgewählte Messbereiche dargestellt. Von Bedeutung für den Widerstand sind dabei aufgrund ihrer Ausrichtung in  $x$ -Richtung die Rückseite der Staulippe und die Heckbasis. Des Weiteren kann die Umgebung des Schwellers hinter dem Vorderrad eine Aussage über die Stärke des Bodenwirbels liefern, da dessen Druckniveau an der Fahrzeugoberfläche abgebildet wird. Wie die numerische Simulation schon in der Widerstandsentwicklung prognostizierte, zeigen auch Fahr- und Windkanalversuch keinen Einfluss des Felgendesigns auf den Heckbasisdruck. Dies bestätigt die Untersuchungen von Landström [28]. An der Rückseite der Staulippe ist bei abgedeckter Felge experimentell ein Druckanstieg zu verzeichnen, der sich widerstandssenkend auswirkt. Die Simulation zeigt hingegen keine Änderung. Am Schweller ist die stärkste Druckerhöhung zu beobachten, die damit einen schwächeren Bodenwirbel mit



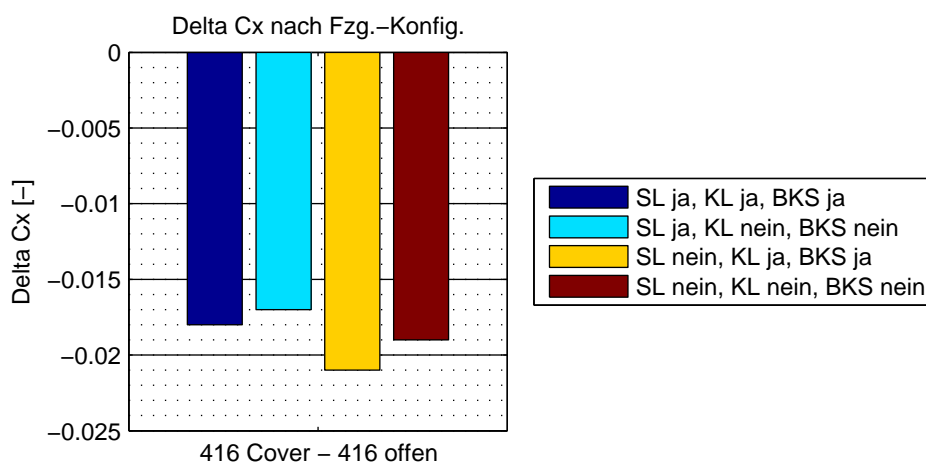


**Abb. 4.18:** Druckdifferenzen auf der Fahrzeugoberfläche relativ zur Basisfelge 416.

kleinerer Latschablösung signalisiert. Die Tendenz wird mit allen Methoden erfasst, davon auf der Straße und im AEROLAB mit Seilauflaufspannung am deutlichsten, im AWK und in der Simulation etwas weniger ausgeprägt. Die Erhöhung der Felgenauflösung bewirkt dabei eine Annäherung an die experimentell ermittelten Werte. Damit wird die Analyse des Vorderradnachsbaus auch durch die Druckverteilung am Fahrzeug bestätigt.

Für den Vorderachsauftrieb relevant sind die Bereiche des oberen, vorderen Radhauses und der Motorraumabschirmung (MAS). Durch das Abdecken der Felge steigt das Druckniveau in beiden Regionen. Dies wird von allen Methoden erfasst und begründet die Erhöhung des Vorderachsauftriebes. Die Radhausdruckänderung fällt dabei in der Simulation etwas größer aus, während die Versuchswerte auf einem Niveau liegen. Erklärt werden kann der Druckanstieg mit dem Blockieren der Felgendurchströmung und dem damit verbundenen Aufstauen der schrägen Anströmung auf der Radinnenseite.

Im Falle der Felge 419 sind lediglich am Schweller deutliche Ausschläge zu verzeichnen, die den abgeschwächten Bodenwirbel widerspiegeln. Der Auftriebsanstieg von etwa 10 Punkten



**Abb. 4.19:** Widerstandsreduktion durch die Felgenabdeckung am Design 416 bei verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen im AWK.

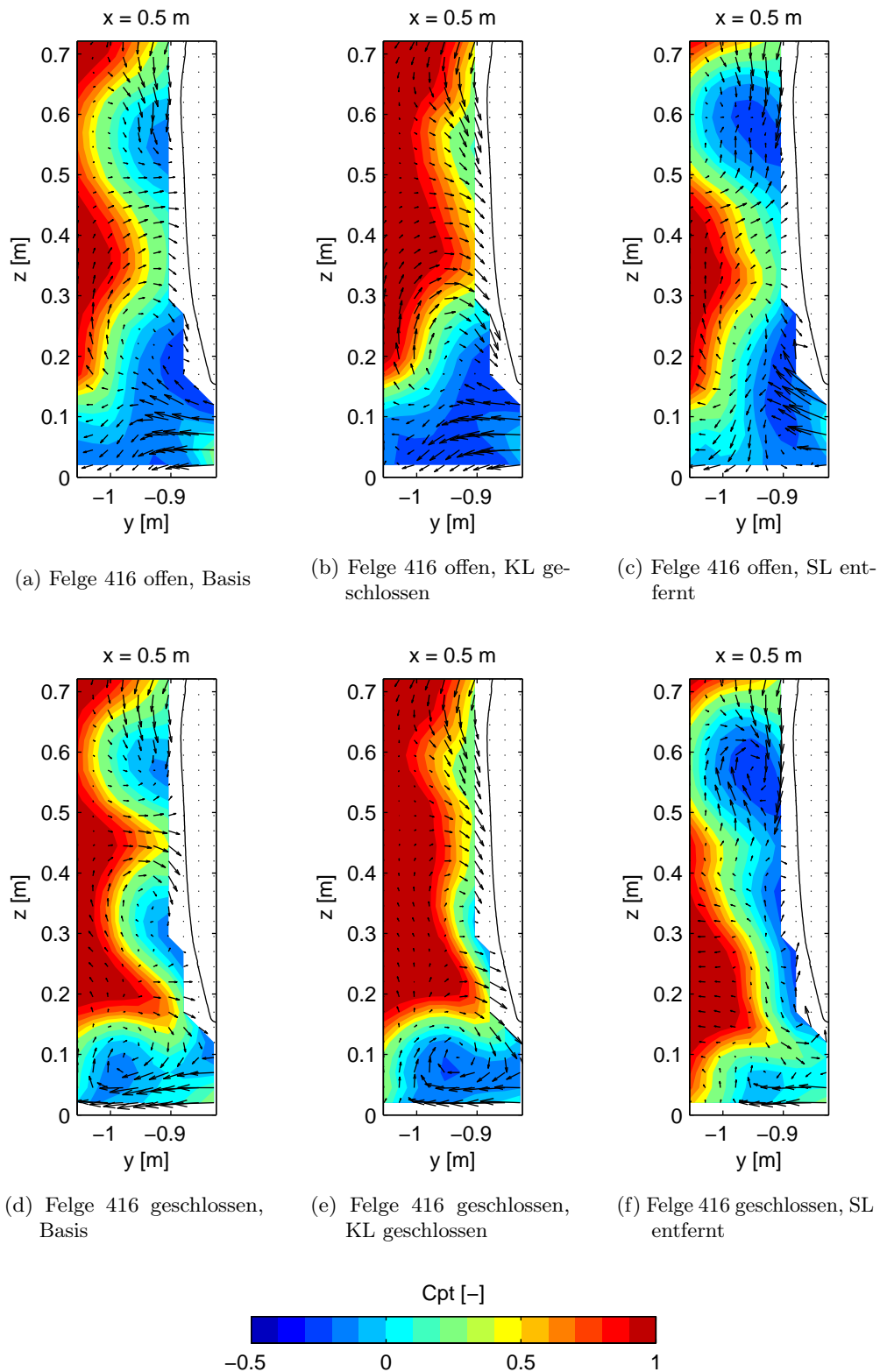
an der Vorderachse scheint zwar mit einer Druckerhöhung an der MAS zu korrelieren, doch treten die Messwerte kaum aus dem Rauschen hervor.

#### 4.3.5 Einfluss der Fahrzeugkonfiguration

Wie bereits im Stand der Technik dargelegt wurde, ist es bekannt, dass die Umströmung der Vorderräder maßgeblich durch den Grad ihrer Schräganströmung beeinflusst wird, und damit von der Gestaltung des Vorderwagens abhängt. Aus diesem Grund wird der Effekt der Felgenabdeckung in einer weiteren AWK-Schicht an mehreren Fahrzeugkonfigurationen untersucht. Dazu werden die Kühlluftöffnungen (KL, inkl. Bremskühlschächte (BKS)) geschlossen und bzw. oder die Staulippen (SL, inkl. vorgelagertem Staukörper) entfernt und die Auswirkung auf die Felgendifferenz in Bezug auf Widerstand und Vorderradnachlauf analysiert. Beide Maßnahmen führen zu deutlichen Druckänderungen im vorderen Radhaus. Die geschlossenen Kühlluftöffnungen minimieren ein Ausströmen aus dem Motorraum ins Radhaus und sorgen nach Wiedemann [55] für eine weniger schiebende Anströmung der Vorderräder. Das Schließen der Bremskühlschächte unterbindet des Weiteren den auf die Bremse gerichteten Kühlluftstrahl. Der Radhausdruck fällt. Durch das Entfernen der Staulippen wird hingegen ein größerer Teil des Rades der direkten Anströmung ausgesetzt, und es findet vor dem Rad ein Einströmen von unten nach oben ins Radhaus statt, in dessen Folge der Radhausdruck steigt.

Die Betrachtung der Widerstandsreduktion bei unterschiedlicher Fahrzeugkonfiguration in Abb. 4.19 liefert eine vergleichsweise geringe Streuung des Potentials zwischen 17 und 21 Punkten. Ohne Staulippen wird dabei tendenziell eine größere, bei geschlossener Kühlluft eine kleinere Senkung des Widerstands infolge der Abdeckung festgestellt.

Ein Blick auf die Topologie der Vorderradnächläufe in Abb. 4.20 soll helfen, die Auswirkung der geänderten Randbedingung nachzuvollziehen. Betrachtet man zunächst die offene Felge 416, bewirkt das Schließen der Kühlluft einen Rückgang des oberen Radhauswirbels sowie eine Verstärkung des Bodenwirbels. Das Entfernen der Staulippe wiederum erzielt den gegenteiligen Effekt auf die Balance zwischen oberem und unterem Wirbel. Der obere Radhauswirbel wird verstärkt, der Bodenwirbel etwas abgeschwächt und nach innen näher ans Fahrzeug herangezogen.



**Abb. 4.20:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse für die offene und geschlossene Felge 416 in der Basiskonfiguration, bei geschlossener Kühlluft und bei entfernter Staulippe im AWK.

Die gleichen Tendenzen sind im Falle der geschlossenen Felge zu identifizieren. Für die Differenz der beiden Felgen bedeutet dies jedoch auch, dass die geringfügigen Abweichungen in der Widerstandsreduktion der Abdeckung nicht mit der Nachlauf-topologie der Vorderräder aufgeklärt werden können. Insgesamt ist der deutliche Zusammenhang zwischen der Stärke des oberen Radhauswirbels und der Höhe des Radhausdrucks festzuhalten. Erwartungsgemäß sorgt ein erhöhter Radhausdruck für eine verstärkte Entlüftung des Radhauses durch den Spalt zwischen Reifen und Radhausschale nach außen in Form des oberen Wirbels. Weshalb die Latschablösung bei geschlossener Kühlluft mit geringerem Radhaus- und Unterbodendruck, und dadurch auch kleinerem Schiebewinkel an den Vorderrädern, verstärkt wird, ist jedoch noch nicht verstanden. Der Erwartung entspräche eine Vergrößerung der äußeren Ablösung mit größerem Schiebewinkel.

Das Schließen der Kühlluft bewirkt zusammengefasst eine etwas geringere Felgendifferenz, einen verstärkten Bodenwirbel und einen abgeschwächten oberen Radhauswirbel. Die Abweichung der Simulationsergebnisse mit offener Kühlluft vom Windkanalversuch äußert sich interessanterweise ebenfalls in diesen drei Punkten. Der Verdacht liegt daher nahe, dass zu einer besseren Vorhersage der Radaerodynamik eine akkuratere Modellierung der Motorraumdurchströmung nötig sein könnte. Unterstützt wird diese Vermutung von vom Autor durchgeführten Simulationen mit geschlossener Kühlluft. Sie zeigen eine starke Unterschätzung des Kühlluftwiderstands in Form von 9 Punkten ggü. 30 Punkten im Windkanal. Eine detailliertere Darstellung des Motorraums inkl. aller Leckagen ist allerdings sehr aufwändig und im Rahmen dieser Arbeit nicht leistbar. In Folgeuntersuchungen mit weiter gesteigerten Berechnungsressourcen sollte dieser Punkt jedoch berücksichtigt werden.

### 4.3.6 Zusammenfassung

Im Rahmen der Felgenstudie wurden drei Felgendesigns hinsichtlich ihres Effekts auf den Höhenstand des Fahrzeugs, die aerodynamischen Beiwerte und die Strömungstopologie untersucht. Dabei wurden die Methoden Fahrversuch, Windkanal und numerische Simulation grundsätzlich gegenübergestellt und in der Folge eingesetzt, um die widerstands- und auftriebsgenerierenden Strömungsvorgänge nachzuvollziehen. Die wesentlichen Erkenntnisse können wie folgt zusammengefasst werden.

- Bei Straßenfahrt nimmt das Fahrzeug einen im Vergleich zum Windkanalversuch höheren Höhenstand ein aufgrund der Ausdehnung der Reifen, der Auftriebskräfte sowie der Abstützung des Antriebsmomentes. Die vom Felgendesign selbst verursachten auftriebsbedingten Unterschiede im Höhenstand sind jedoch gering und müssen bei der Beurteilung ihrer aerodynamischen Güte nicht berücksichtigt werden.
- Die Erkenntnis, dass ein höherer Schließungsgrad der Felge zu einem geringeren Widerstand und höherem Auftrieb führt, konnte bestätigt werden.
- Die dominante Strömungsstruktur in Form des vorderen Latschwirbels bestimmt das Ausmaß der Widerstandsänderung. Je größer die Ablösung, desto größer ist der Widerstandsmalus des Felgendesigns. Die Widerstandsunterschiede entstehen dabei hauptsächlich an den Rädern selbst, und können am betrachteten Versuchsfahrzeug nur in geringem Maße an der Oberfläche nachgewiesen werden.
- Die beiden Windkanäle AWK und AEROLAB sind in der Lage, vergleichbare Tendenzen zwischen den Felgen zu ermitteln, wobei die Stangenfixierung im AEROLAB aufgrund

ihrer großen Interferenz mit der Radumströmung zur Felgenbeurteilung nur bedingt geeignet ist.

- Es wurde ein Simulationssetup eingeführt, welches im Stande ist, die aerodynamischen Unterschiede verschiedener Felgendesigns vorherzusagen.
- Um eine hohe Ergebnisgüte in CFD zu erreichen (bezogen auf die Übereinstimmung zum Experiment), ist eine hohe Gitterauflösung an den Felgen erforderlich, die um einen Faktor 4 über dem im Serienprozess gebräuchlichen Niveau liegt. Dies bedeutet in der Studie einen Anstieg der Rechenzeit auf das Dreifache (VR11 versus VR9).
- Die Analyse des Kühlluftinflusses auf die Vorderradumströmung legt nahe, dass zu einer weiter verbesserten Simulation der Radumströmung eine detaillierte Motorraummodellierung von Nöten sein könnte. Dies wurde in dieser Arbeit noch nicht umgesetzt und wird für Folgeuntersuchungen empfohlen.

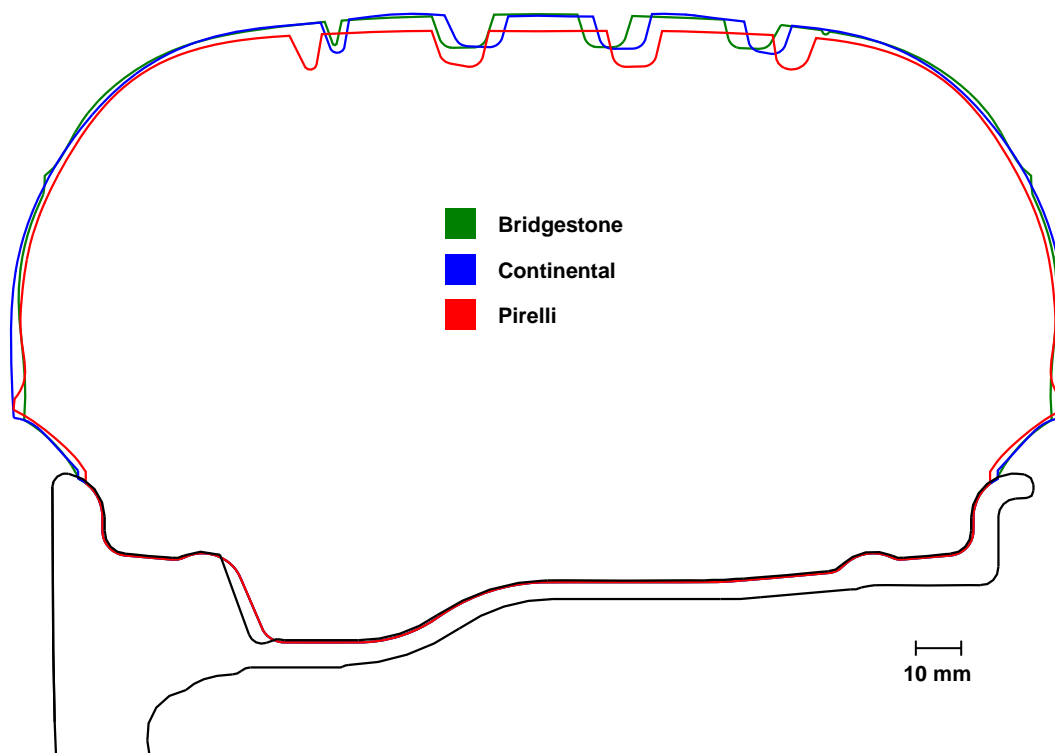


Abb. 4.21: Profilschnitte der Versuchsreifen an der Oberseite.

## 4.4 Reifen

Drei verschiedene Reifen mit Nennmaß 225/50 R17 werden in dieser Studie untersucht: Bridgestone Potenza S001 RFT, Continental ContiSportContact 5 SSR, Pirelli P7 Cinturato RFT. Bei ihnen handelt es sich um die Erstausrüsterreifen des 3er-BMWs, welche durchweg über Notlaufeigenschaften verfügen. Sie werden im Folgenden mit ihrem jeweiligen Herstellernamen abgekürzt. Ihre bei 140 km/h abgetasteten Profilschnitte sind in Abb. 4.21 dargestellt. Die wesentlichsten Unterschiede bestehen in der Gestaltung der Flanke und der Durchmesserlinie. So fällt der Radius des Pirellis um 3 mm kleiner aus als der des Continentals und des Bridgestones. An der Flanke des Bridgestones ist eine markante Kante zu erkennen, während die anderen Flanken eine glatte Kontur aufweisen. Die Felgenschutzkante des Pirellis hat eine schanzenartige Form im Gegensatz zu den gerade auslaufenden Kanten bei Continental und Bridgestone. Dabei weist Bridgestone den kleinsten Rücksprung von der Felgenschutzkante zur Felge auf. Alle Versuchsreifen verfügen des Weiteren über eine vergleichbare, serienübliche Beschriftung auf der Seitenwand.

### 4.4.1 Kraftbeiwerte

Zunächst sind in Abb. 4.22 die in AWK und AEROLAB ermittelten Kraftbeiwerte als Differenz zum Reifen Pirelli für die Versuche mit offener Felge gegenübergestellt. In beiden Kanälen schneidet Bridgestone als aerodynamisch günstigster Reifen und Pirelli als schlechtester Reifen ab. Dabei beträgt die Spreizung im AWK 5 Punkte und im AEROLAB 3 Punkte mit Seil, bzw. 2 Punkte mit Stangenfixierung. Damit sind hier – wie auch bei der Felgenuntersuchung – ähnliche Tendenzen in beiden Kanälen zu beobachten, jedoch im AEROLAB in geringerer

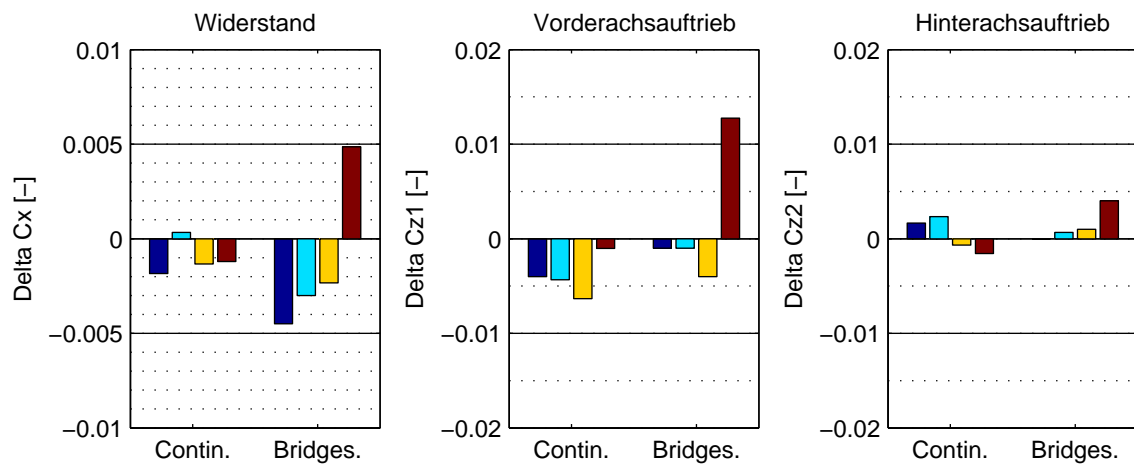


Abb. 4.22: Änderung der Kraftbeiwerte im Vergleich zum Basisreifen Pirelli bei offener Felge.

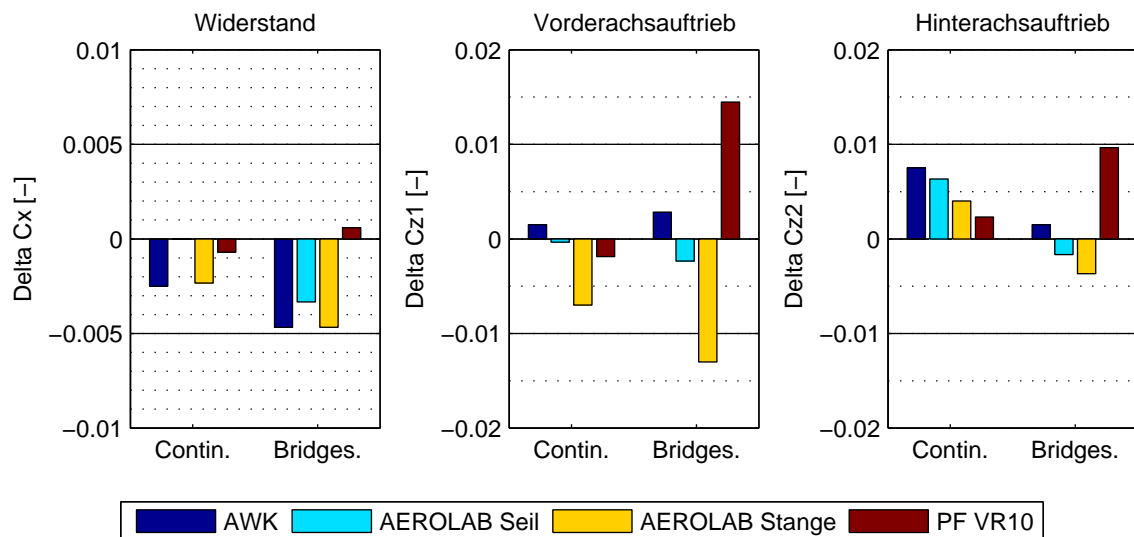
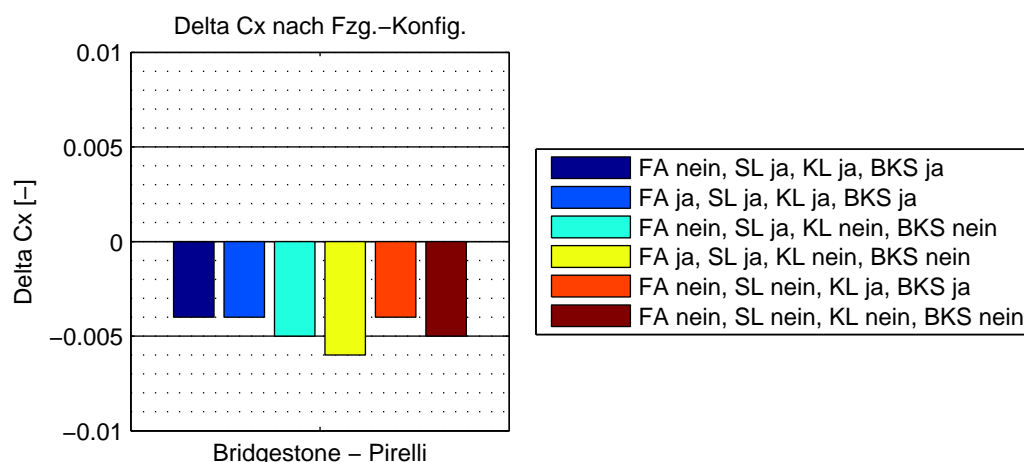


Abb. 4.23: Änderung der Kraftbeiwerte im Vergleich zum Basisreifen Pirelli bei geschlossener Felge.

Ausprägung. Für den Reifen Continental verschwindet die Widerstandsdifferenz gar im Falle der Seilaufspannung. Generell sind Differenzen von weniger als 2 Punkten im AEROLAB als nicht aussagekräftig zu betrachten.

Die Auftriebsbeiwerte der Reifen bewegen sich größtenteils in einem Band von  $\pm 5$  Punkten, und damit nahe an der Messtoleranz. Bei geschlossener Felge, s. Abb. 4.23, bleibt die Reihenfolge der Reifen unverändert. Allerdings erhält man nun beim Test mit Stangenfixierung eine leicht größere Differenz als mit der Seilaufspannung. Aufgrund der größeren Messtoleranz im AEROLAB ist dieser Unterschied jedoch zu gering, als dass ihm eine größere Bedeutung zugeschrieben werden sollte. In der numerischen Simulation sind mit dem Basissetup weder mit offener, noch mit geschlossener Felge Beiwerte zu ermitteln, welche im Einklang mit den Windkanalmessungen stünden. Der Reifen Bridgestone schneidet im virtuellen Versuch stets



**Abb. 4.24:** Widerstandsdifferenz zwischen den Reifen Bridgestone und Pirelli bei verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen im AWK.

am schlechtesten ab.

Wie in der Felgenstudie, werden auch die Widerstandsdifferenzen der Reifen an unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen im AWK verglichen. Die Schließung der Kühlluftöffnungen (KL, inkl. Bremskühlschächte BKS) wird sowohl bei offener Felge als auch mit Felgenabdeckung (FA) untersucht, während das Entfernen der Staulippe lediglich bei offener Felge betrachtet wird. Die sich zwischen 4 und 6 Punkten bewegenden Widerstandsdifferenzen in Abb. 4.24 zeigen zwar im Gegensatz zu den Felgendifferenzen eine Tendenz zu größeren Unterschieden bei geschlossener Kühlluft, bewegen sich jedoch im Toleranzband der Windkanalwaage, weshalb keine weitere Deutung dieses Ergebnisses vorgenommen wird.

#### 4.4.2 Strömungstopologie

Um die Ursache für die Unterschiede im Widerstandsbeiwert zu finden, werden wie in der Felgenstudie die Radnachläufe im Windkanal vermessen. In Abb. 4.25 und 4.26 sind zunächst die Totaldruckverteilungen für den Fall der offenen Felge in AWK und AEROLAB (Seilaufspannung) dargestellt. Dabei ergeben sich in beiden Kanälen trotz der unterschiedlichen Bodensimulation und der Tatsache, dass die AEROLAB-Schnitte mit einer Fünfloch- statt einer Zwölflochsonde aufgenommen wurden, fast identische Plots. Die Unterschiede zwischen den Reifen sind marginal, zeigen jedoch zumindest für Bridgestone einen im Vergleich zu Pirelli entsprechend der Widerstandstendenz reduzierten Totaldruckverlust im Bodenwirbel. Es ist zu vermuten, dass die glatte, leicht nach innen führende Gestaltung der Felgenschutzkante des Bridgestones sich günstig auf das Ablöseverhalten auswirkt. Ihr Rücksprung zur Felge ist der geringste unter den Testreifen. Dass die auf der Seitenwand umlaufende Kante des Bridgestone keine vorzeitige Ablösung hervorruft, ist jedoch unerwartet. Der Reifen Continental verfügt zwar ebenfalls über eine gerade Felgenschutzkante, ist jedoch auf jeder Seite ca. 2 mm breiter, was sich nach Wittmeier [57] widerstandserhöhend auswirkt.

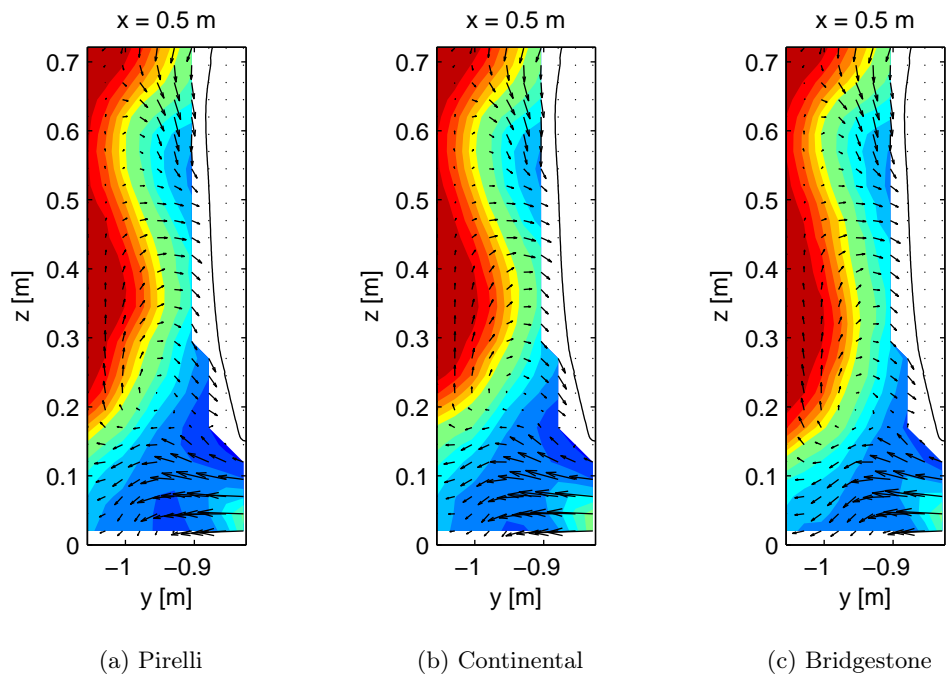
Auch mit geschlossener Felge ist diese Tendenz zu beobachten, wobei die Ablösung durchweg eine konzentriertere Wirbelstruktur ausbildet. Diese Schnitte sind entsprechend in Abb. 4.27 und 4.28 dargestellt. Die Übereinstimmung zwischen AWK und AEROLAB ist bei geschlossener Felge nicht so groß wie im Fall der offenen. Der obere Radhauswirbel wird im AEROLAB



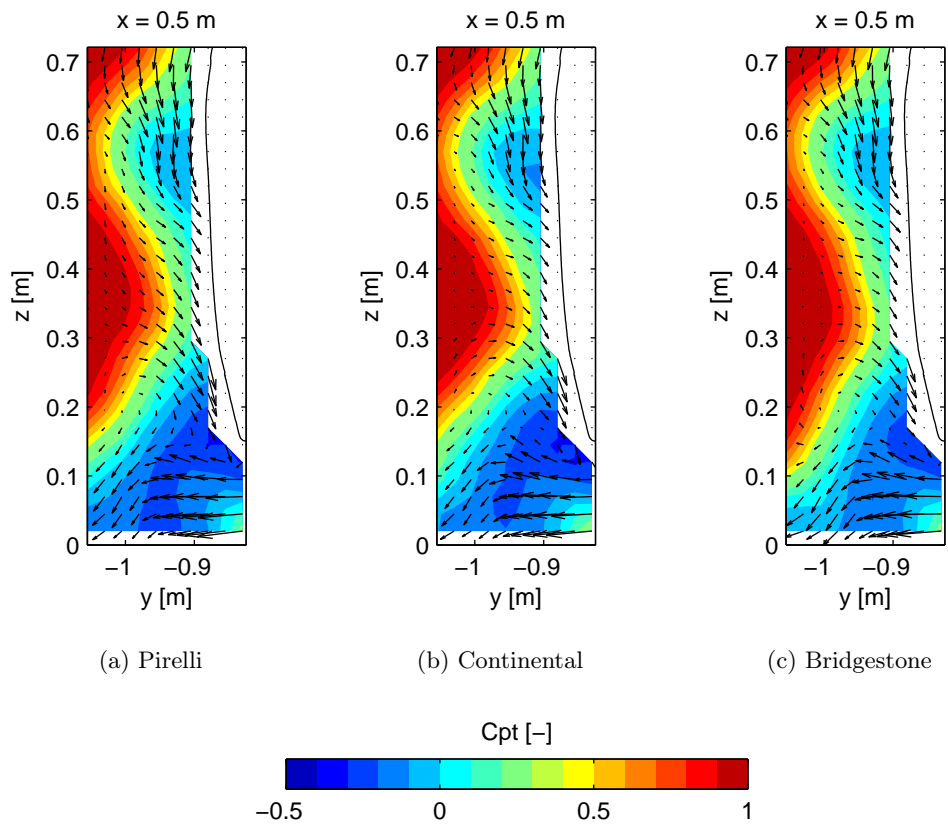
etwas verstärkt und der Bodenwirbel abgeschwächt wiedergegeben, was grundsätzlich ein Indiz für unterschiedliche Radhausdruckniveaus ist. Tatsächlich kann im AEROLAB jedoch lediglich eine Radhausdruckerhöhung von  $\Delta C_p = 0,01$  im Vergleich zum AWK festgestellt werden (nicht separat dargestellt), welche damit im Rahmen der Messgenauigkeit liegt.

Eine Betrachtung der aus den Simulationen gewonnenen Schnitte hinter dem Vorderrad in Abb. 4.29 zeigt durchweg höhere Totaldruckdefizite, wobei sich vor allem der Nachlauf des Bridgestones deutlich weiter zur Seite erstreckt als im Experiment. Der Grund dafür liegt in der Umströmung der Reifenflanke. Während im Experiment keine erhöhte Ablöseneigung an der Flanke des Bridgestone aufgrund der dort umlaufenden Kante nachzuweisen ist, reagiert die Simulation deutlich sensibler. Die Strömung löst an der Kante ab und bewirkt dadurch einen größeren Totaldruckverlust.

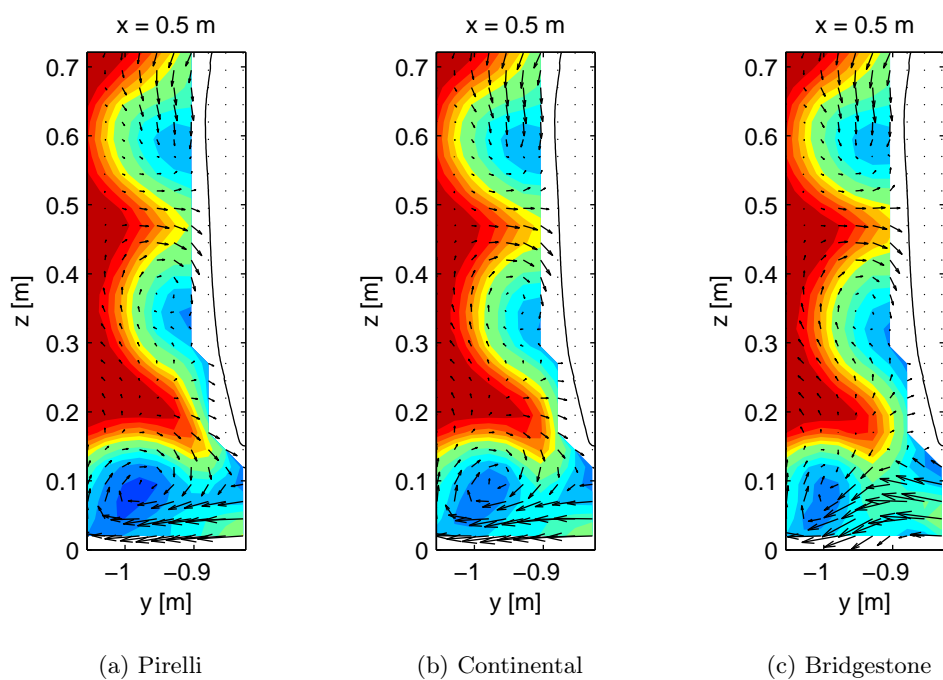
Für die offene Felge wurde im AEROLAB analog zur Felgenstudie zusätzlich ein Schnitt 0,5 m hinter dem linken Hinterrad aufgenommen. Signifikante Unterschiede sind in den im Anhang in Abb. B.1 dargestellten Plots jedoch nicht auszumachen.



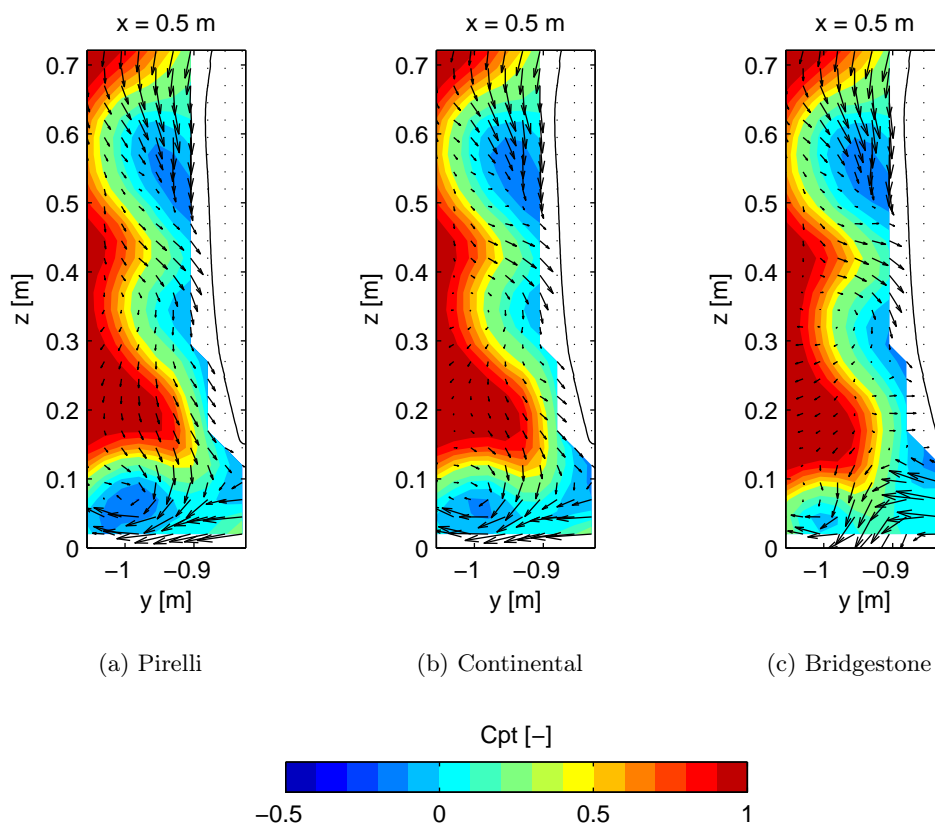
**Abb. 4.25:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei offener Felge im AWK.



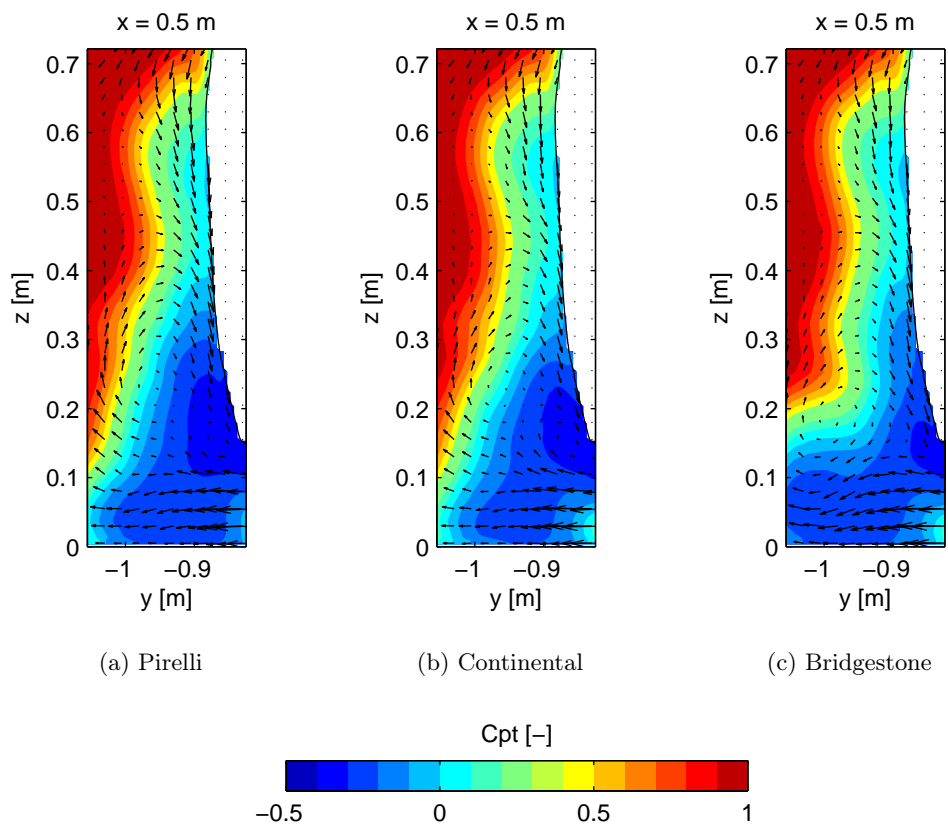
**Abb. 4.26:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei offener Felge im AEROLAB (Fünflochsonde).



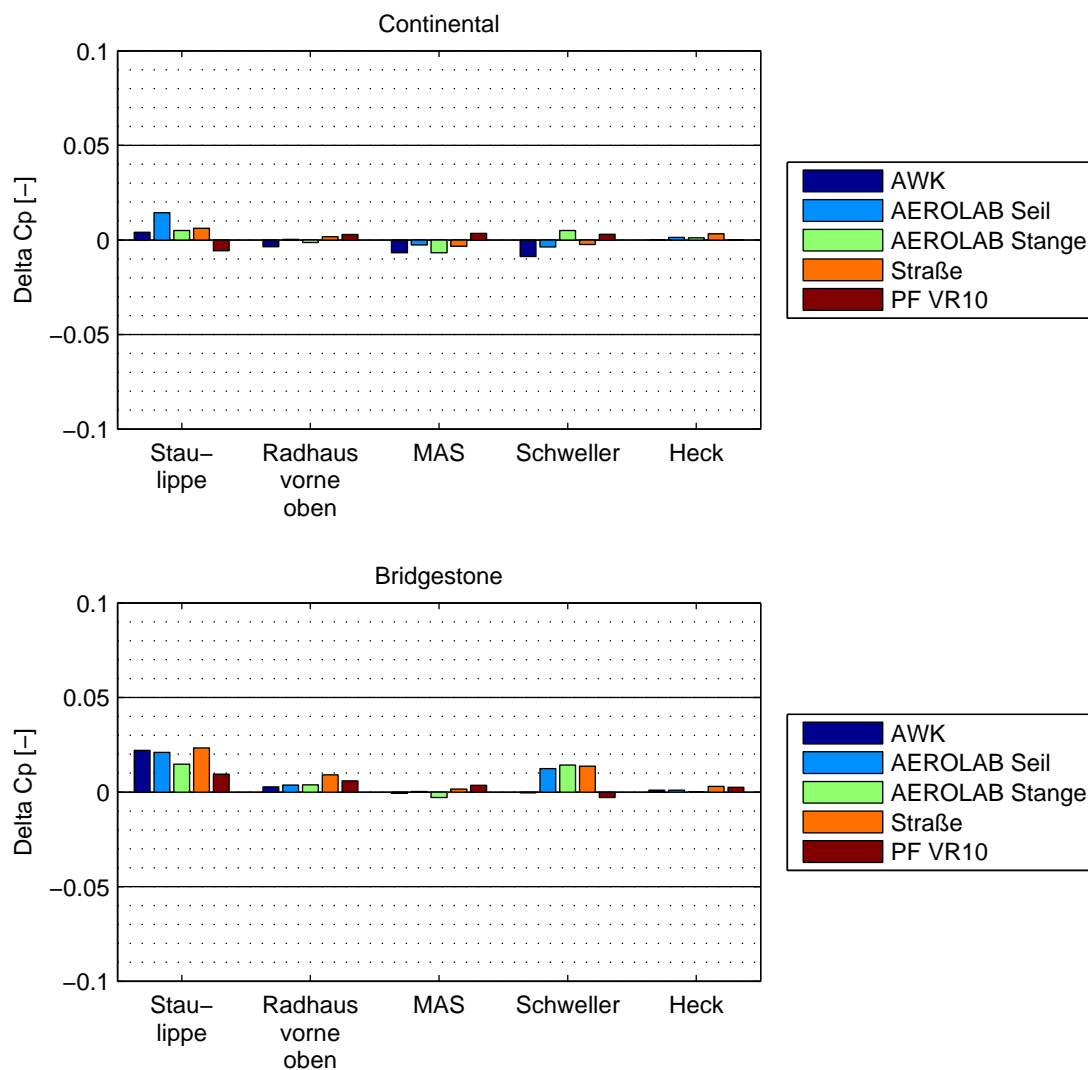
**Abb. 4.27:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei geschlossener Felge im AWK.



**Abb. 4.28:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei geschlossener Felge im AEROLAB (Fünflochsonde).



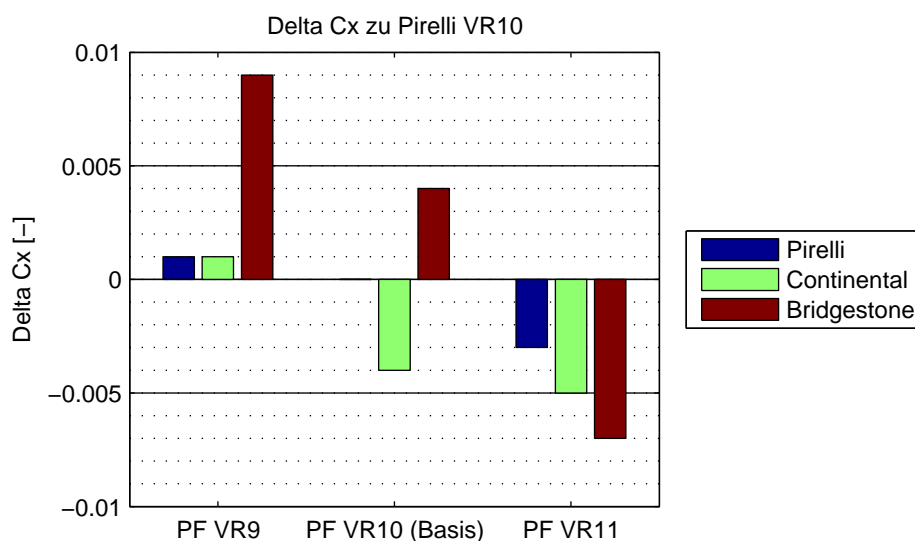
**Abb. 4.29:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei offener Felge. PowerFLOW-Ergebnisse.



**Abb. 4.30:** Druckdifferenzen auf der Fahrzeugoberfläche relativ zum Basisreifen Pirelli bei offener Felge.

#### 4.4.3 Oberflächendruckverteilung

Die geringen Unterschiede im Widerstandsbeiwert zwischen den Reifen drücken sich auch in kaum messbaren Ausschlägen in der Oberflächendruckverteilung des Fahrzeugs aus. So sind die Druckdifferenzen für die Reifen Continental und Bridgestone im Vergleich zur Basis Pirelli in Abb. 4.30 dargestellt. Im Falle des Continental, der je nach Prüfumgebung einen Widerstandsvorteil zwischen 0 und 2 Punkten aufweist, verschwinden die gemessenen Druckdifferenzen im Toleranzband von  $\Delta C_p = \pm 0,01$ . Ähnlich gering sind die Ausschläge für Bridgestone, wobei zumindest an der Rückseite der Staulippe eine Druckerhöhung, welche sich widerstandssenkend auswirkt, nachgewiesen werden kann. Dies ist im Einklang mit der im Windkanal gemessenen Widerstandsreduktion von ca. 4 Punkten und wird gleichermaßen auf der Straße und im Windkanal beobachtet.



**Abb. 4.31:** Widerstandsdifferenz zum Reifen Pirelli mit Basissetup VR10. Halbmodellwerte mit Faktor 2 skaliert.

#### 4.4.4 Auflösungsstudie in CFD

In der numerischen Simulation konnte die Widerstandsdifferenz zwischen Pirelli und Bridgestone mit dem Basissetup nicht abgebildet werden. Motiviert von der Erkenntnis der Felgenstudie, dass eine weitere Erhöhung der Auflösung zu einer besseren Vorhersage des Ablöse- und Wiederanlegeverhaltens führen kann, wird für die Reifenvarianten eine Auflösungsstudie durchgeführt. Dabei wird die am Reifen definierte Voxelgröße von 3 mm (VR9) über 1,5 mm (VR10, Basis) auf 0,75 mm (VR11) reduziert. Der Rechenaufwand auf der höchsten Auflösungsstufen ist dabei enorm, sodass lediglich die linke Fahrzeughälfte mit einer Symmetrieebene bei  $y = 0$  berechnet wird. Im Halbmodell liegt die Rechenzeit mit 30.000 CPU-Core-Stunden damit dennoch doppelt so hoch wie die des Gesamtmodells im Basissetup.

Die Auswirkung der Reifenauflösung sowohl auf den absoluten als auch den relativen Widerstandsbeiwert der Reifen untereinander ist erheblich, wie Abb. 4.31 zeigt. Die Werte sind dabei auf den Widerstand des Pirellis bei Standardauflösung VR10 bezogen. Es wird für alle Reifen eine Reduktion des Widerstands mit jeder schrittweisen Erhöhung der Auflösung erzielt. Im Falle der Reifen Pirelli und Continental senkt sich der Widerstand von VR9 zu VR11 um insgesamt 4 bzw. 6 Punkte. Der Reifen Bridgestone zeigt jedoch eine deutlich größere Sensitivität und reagiert mit einer Reduktion von zunächst 5 Punkten beim Schritt von VR9 zu VR10, und weiteren 9 Punkten von VR10 zu VR11. Damit ändert sich auf dem höchsten Auflösungslevel auch die Reihenfolge der Reifen untereinander und spiegelt nun in guter Übereinstimmung die Tendenz der Windkanalmessungen wider, in denen Pirelli den höchsten und Bridgestone den niedrigsten Widerstand erzielten, vgl. Abb. 4.22 und 4.23.

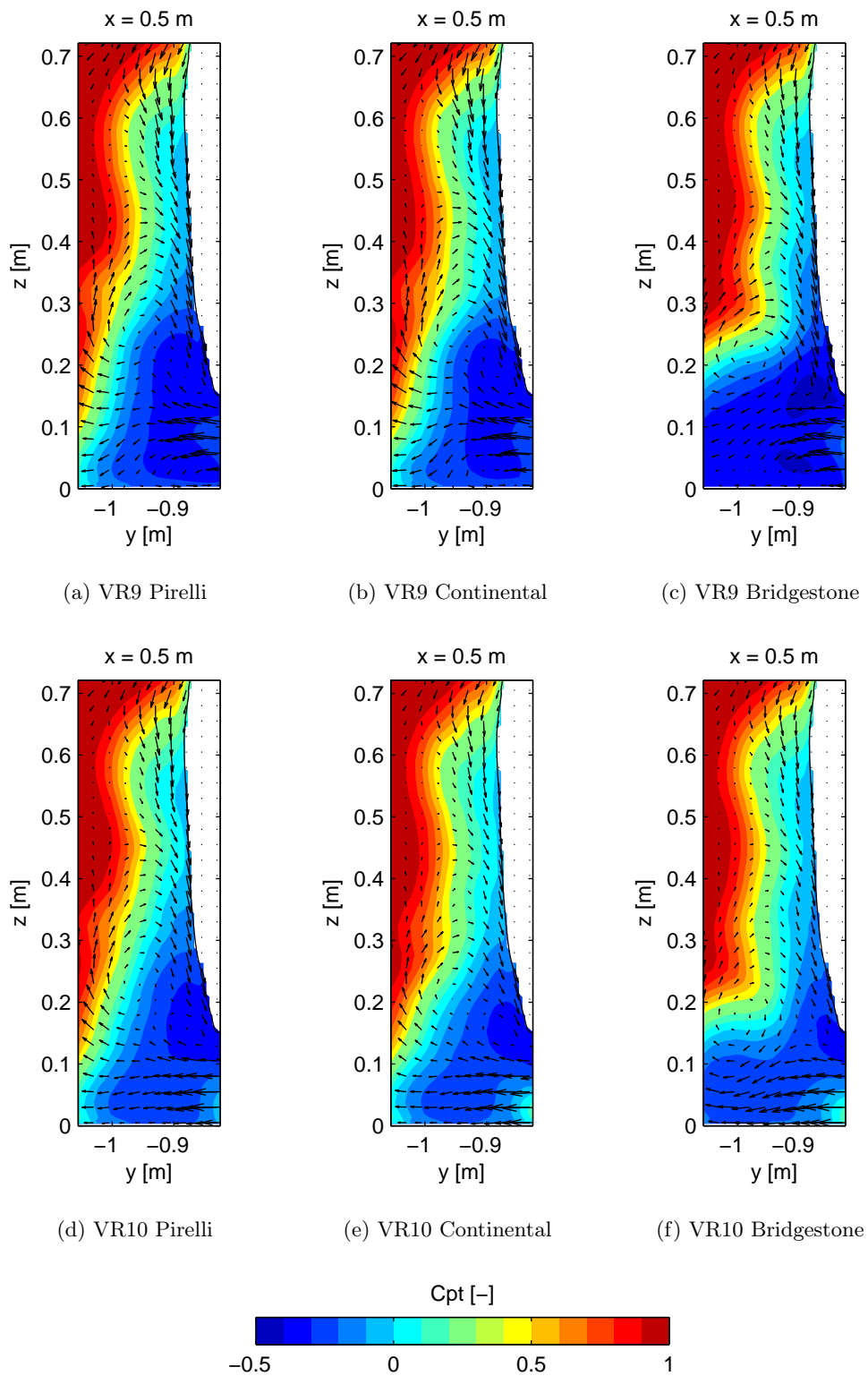
Um ein besseres Verständnis für die große Auflösungsabhängigkeit der Ergebnisse zu schaffen, sind in Abb. 4.32 und 4.33 die Vorderradnächläufe der Auflösungsstufen VR9, VR10 und VR11 sowie die Zwölflochsondenmessung des AWKs zum Vergleich für die drei Versuchsreifen gegenübergestellt. Für alle drei Reifen ist eine Abschwächung der Latschablösung bei Erhöhung der Auflösung von VR9 zu VR10, wie schon in der Untersuchung zum Basissetup, zu beobachten. Reduziert man die Voxelgröße weiter auf 0,75 mm (VR11) ändert sich das Totaldruckniveau

der Reifen Pirelli und Continental nur geringfügig, das des Bridgestone jedoch signifikant. Bei Bridgestone wird nun ein deutlich geringerer Totaldruckverlust festgestellt, der auch unter dem der beiden anderen Reifen liegt. Dies ist in besserer Übereinstimmung zum AWK-Experiment, wobei die exakte Form des Nachlaufs nach wie vor nicht exakt wiedergegeben werden kann. Die Bedeutung der Latschablösung für die Vorhersage des Widerstands wird hierdurch erneut unterstrichen.

#### 4.4.5 Zusammenfassung

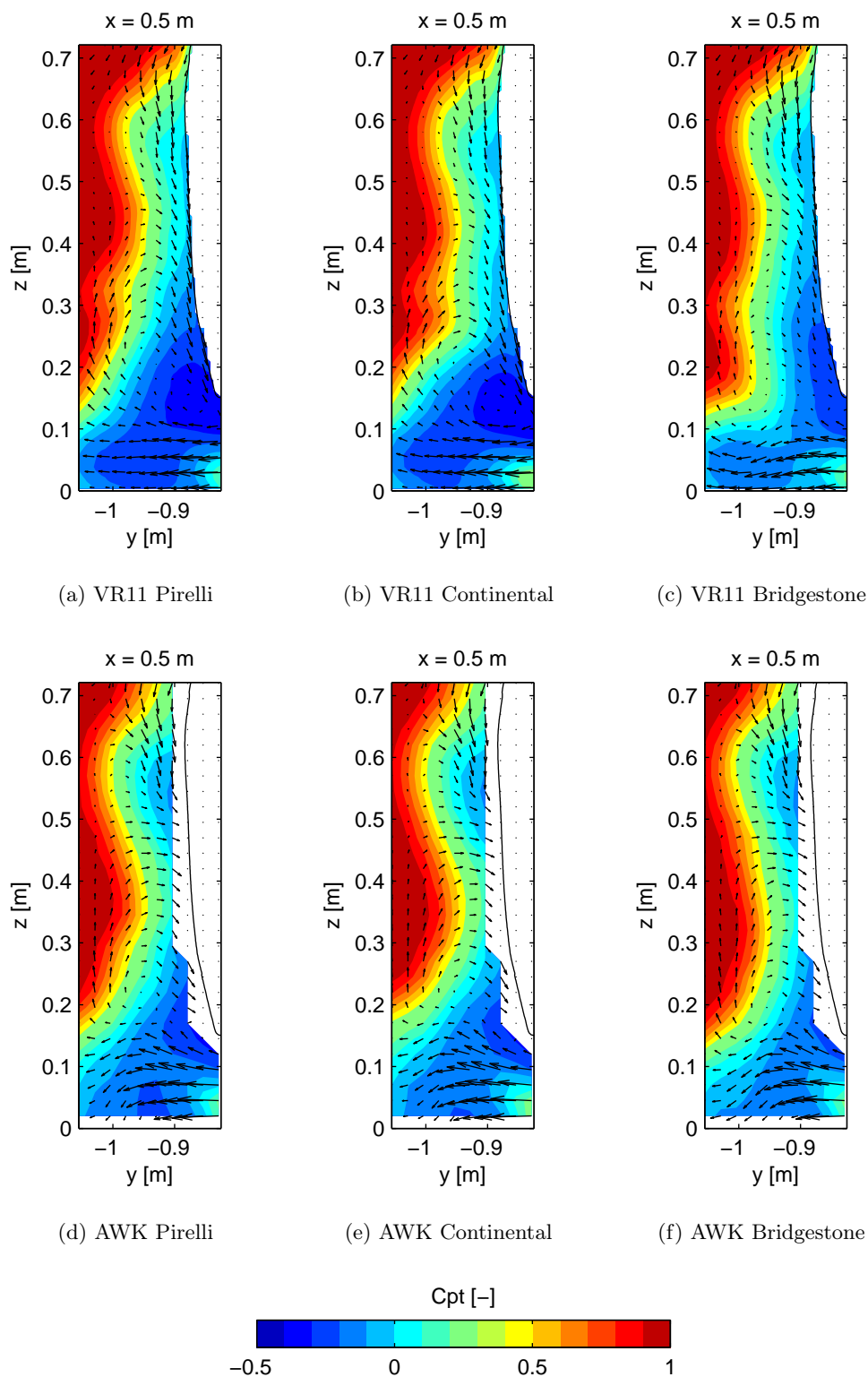
Analog zur Felgenstudie wurden drei Reifen gleichen Nennmaßes in den Methoden Fahrversuch, Windkanal und numerischer Simulation hinsichtlich ihrer aerodynamischen Eigenschaften verglichen. Dabei liegen die festgestellten Unterschiede zwischen den Reifen stets in einer Größenordnung nahe an der Mess- bzw. Simulationstoleranz, was die Korrelation der durchgeführten Analysen mit den Widerstandstendenzen erschwert. Als Ergebnis der Reifenstudie sind die folgenden Punkte festzuhalten.

- Die Reihenfolge der Testreifen in Bezug auf ihren aerodynamischen Widerstand wird in den Windkanälen AWK und AEROLAB gleich ermittelt, jedoch im AEROLAB in etwas abgeschwächter Form.
- Die Konfiguration des hier betrachteten Fahrzeugs, d. h. Felgengestaltung, Kühlluft und Stauplippe, hat lediglich einen geringen Einfluss auf die Widerstandsdifferenz der Reifen.
- Auch die Reifendifferenz äußert sich in Form eines unterschiedlich starken Bodenwirbels am Vorderrad, allerdings verglichen zur Felgenstudie in entsprechend schwächerer Ausprägung.
- Die Unterschiede zwischen den Reifen in der Oberflächendruckverteilung des Fahrzeugs sind sehr gering und ermöglichen keine belastbaren Aussagen.
- Eine korrekte Vorhersage der Widerstandstendenzen in der numerischen Simulation ist mit dem Standardsetup (VR10) nicht möglich. Das Ablöseverhalten an der Reifenseitenwand stellt sich als sehr auflösungsempfindlich dar und wird erst bei erhöhter Auflösung (VR11) in qualitativer Übereinstimmung mit dem Windkanal berechnet. Der Aufwand einer hochaufgelösten Simulation am Vollmodell würde etwa das Sechsfache des bisherigen Seriensetups (VR9) betragen.
- Ein möglicher Einfluss der Profilgestaltung kann in der Simulation mit den verfügbaren Randbedingungen nicht untersucht werden.



**Abb. 4.32:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse für Auflö-  
sungsstufen VR9 und VR10. PowerFLOW-Ergebnisse.





**Abb. 4.33:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse für Auflö-  
sungsstufe VR11 (PowerFLOW-Ergebnisse) und im AWK.



# Kapitel 5

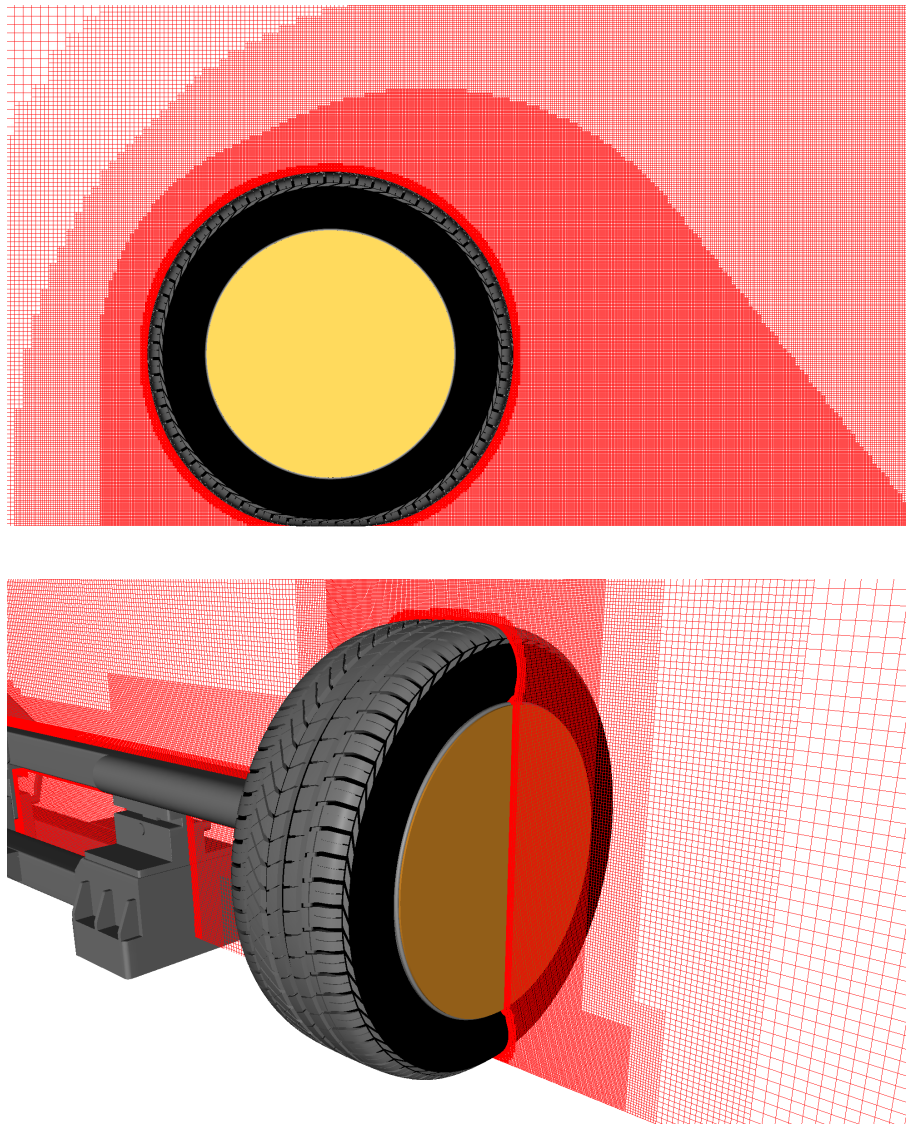
## Einzelradstudie

Wie im vorigen Kapitel aufgezeigt wurde, ist die Bewertung von Reifendifferenzen am Gesamtfahrzeug in der numerischen Simulation derzeit noch nicht mit vertretbarem Rechenaufwand leistbar. Darüber hinaus ist das Abrollen des deformierten, profilierten Reifens mit den herkömmlich verfügbaren Randbedingungen nicht vollständig abbildbar. Um ein tieferes Verständnis für die Strömungsphänomene am Reifen zu entwickeln, und um eine verlässliche Validierungsdatenbasis für CFD-Löser zu generieren, wurde ein Einzelradexperiment entworfen. In dieser Studie werden sowohl die geometrische Komplexität als auch der Anspruch der physikalischen Randbedingung sukzessive gesteigert: vom glatten zum profilierten Reifen, und vom stationären, abgehobenen zum rotierenden, belasteten Rad. Anhand dieser Validierungsmatrix können die möglichen Ursachen für unzureichende Simulationsergebnisse im Bereich der Räder schrittweise identifiziert werden. Teile der Untersuchungen wurden vom Autor dazu bereits in [44, 45] veröffentlicht.

### 5.1 Grundlegender Versuchsaufbau

Alle Einzelradexperimente werden im AEROLAB der BMW Group auf dem dort installierten Einbandsystem bei einer Geschwindigkeit von 140 km/h und, sofern nicht anders angegeben, gerader Anströmung durchgeführt. Dies entspricht bei Wahl des Raddurchmessers als Referenzlänge einer Reynoldszahl von  $1,8 \cdot 10^6$ . Dabei wird das Rad, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, an einer Einzelradhalterung befestigt. Für die Versuche mit abgehobenem Rad wird die motorisierte Variante mit fest eingestelltem Sturz von  $0^\circ$  verwendet. Im Falle des belasteten Rades, wird jenes vom Band angetrieben und ist auf der nicht motorisierten Halterung mit variablem Sturz montiert. Zur Erfassung des Strömungsfeldes werden die in Abschnitt 3.4.3 vorgestellten Messebenen mit der Zwölflochsonde traversiert, sofern nicht anders angegeben. Für die Messung der aerodynamischen Kräfte ist noch einmal darauf hinzuweisen, dass die Widerstandskraft inklusive der Haltevorrichtung gemessen wird, und die Auftriebsbeiwerte mit dieser Versuchsanordnung nicht ermittelt werden können.

Bei den Versuchsreifen handelt es sich um lasergeschnittene 225/55 R17 Goodyear Excellence Prototypenreifen. Dabei entstammen der glatte und der profilierte Reifen derselben Form und unterscheiden sich lediglich durch das hineingeschnittene Profil. Die in der Simulation verwendeten Reifengeometrien sind von sehr hoher Detailgüte und sind das Ergebnis von FEM-Berechnungen des Herstellers Goodyear. Sie wurden im Rahmen einer Vorstudie zur Verfügung gestellt und sind, je nach Lastfall, sowohl statisch durch die Vorlast als auch dynamisch durch die bei 140 km/h wirkenden Zentrifugalkräfte deformiert. Dies ist besonders wertvoll, da die Digitalisierung des Profils eines rotierenden, verformten Reifens und insbesondere seiner Aufstandsfläche mit herkömmlichen Methoden nicht möglich ist. Darüber hinaus kann die FEM-Berechnung nur seitens des Reifenherstellers erfolgen, da die genauen Materialeigenschaften



**Abb. 5.1:** Gitter des Basis-Setups am Beispiel des belasteten Reifens.

geheim sind. Die Reifen sind auf einer Fünfspeichenfelge montiert, welche mit einer exakt das Volumen zwischen den Speichen ausfüllenden Hartschaumabdeckung geschlossen ist, um jegliche Felgenventilation auszuschließen.

Für die CFD-Simulationen wird zunächst wie am Gesamtfahrzeug Exa PowerFLOW 5.0 eingesetzt, wobei das Netz wie folgt aufgebaut ist. Ausgehend von der Reifenoberfläche umfasst eine 4 mm, bzw. mindestens acht Voxel dicke Schicht die kleinsten Zellen mit einer Auflösung von 0,5 mm, woraus sich eine Zeitschrittweite von  $1,7 \cdot 10^{-6}$  s ergibt. Dabei werden die kleinsten, nur etwa 2 mm dicken Profilrillen noch nicht ausreichend aufgelöst. Bei einem Rechenaufwand von 18.000 CPU-Core-Stunden für den profilierten und 16.000 CPU-Core-Stunden für den glatten Reifen, was vergleichbar mit einer Gesamtfahrzeugrechnung ist, wird jedoch auf eine noch höhere Auflösung verzichtet. Darauf aufbauend liegt eine 8 mm dicke Schicht mit der Auflösung von 1 mm. Die weiteren Abstufungen, bei denen sich die Voxelgröße jeweils verdoppelt, sind über Volumenkörper definiert, die in den Schnitten in Abb. 5.1 dargestellt sind.

Im Mittelschnitt orientieren sich die VR-Regionen am Nachlauf des Reifens, an den Seiten an den Bodenwirbeln. Das so erzeugte Gitter besteht aus ca. 200 Mio. Voxels und 10 Mio. Surfels. Die Windkanalgeometrie ist nicht im Setup enthalten, sodass wie beim Gesamtfahrzeug ein simples Simulationsvolumen mit bewegtem Boden, Einlass- und Auslass-Randbedingung sowie reibungsfreien Wänden betrachtet wird. Auf die am Reifen angewandte Randbedingung wird in den jeweiligen Abschnitten eingegangen.

Für die meisten Varianten werden die Ebenen  $x = 0,363$  m und  $y = 0$  m mit der Totaldruckverteilung sowie die Ebene  $y = 0,15$  m mit der Verteilung der Quergeschwindigkeitskomponente zur Analyse des Strömungsfeldes herangezogen. Mit einer schwarzen Linie wird in den Abbildungen die Projektion des Reifens im Hintergrund angedeutet. Die Widerstandsflächen der Räder werden im Windkanal aus der Differenz der Messungen „Halterung plus Rad“ und „Halterung ohne Rad“ bestimmt. In der Simulation erfolgt eine Oberflächenintegration über das Rad.

## 5.2 Abgehobenes Rad ohne Rotation

Zunächst soll der einfachste Fall des abgehobenen, nicht rotierenden Rades betrachtet werden. Weder Deformation, noch Rotation erschweren die Definition der Randbedingung, in diesem Fall als reibungsbehaftete Wand modelliert. Lediglich die Komplexität der Geometrie wird vom glatten zum profilierten Reifen gesteigert. Dadurch eignet sich dieser Fall zum Test des Basissetups hinsichtlich Auflösung und Turbulenzmodell. Die im Folgenden vorgestellten Ergebnisse werden bei einer Spaltgröße von 10 mm ermittelt.

### 5.2.1 Abgleich Windkanal und CFD

Die Nachlaufstrukturen des profilierten und glatten Reifens zeigen im Windkanal ein sehr ähnliches Bild. Beide weisen in Abb. 5.2 in der oberen Hälfte eine asymmetrische Form auf, die in der Mittelebene durch einen konzentrierten Abwind charakterisiert ist. In der unteren Hälfte zeichnet sich ein Bodenwirbel sowohl beim glatten als auch beim profilierten Reifen auf der Außenseite ( $y < 0$ ) ab. Dabei verfügt der profilierte Reifen auf der Innenseite zusätzlich über eine gleichartig gestaltete Wirbelstruktur. Die Wirbeltopologie hinter dem profilierten Reifen ist somit symmetrischer ausgebildet als die des glatten Reifens. In der Simulation wird diese Nachlaufebene gut reproduziert. So werden sowohl die Asymmetrie der oberen Hälfte als auch die Wirbelstrukturen der unteren Hälfte in guter Übereinstimmung mit den experimentellen Daten dargestellt. Im Falle des profilierten Reifens wird lediglich der Abwind in der Mittelebene etwas schwächer als im Experiment vorhergesagt. Der Abdruck der Radhalterung wird in der Simulation ebenfalls gut abgebildet.

Im Mittelschnitt des Reifens in Abb. 5.3 bestätigt sich die Ähnlichkeit der Nachläufe für beide Reifenvarianten. Der Ablösepunkt liegt deutlich hinter dem Scheitel des Reifens, wobei der profilierte Reifen einen etwas höheren Totaldruckverlust zeigt. Der Unterschied ist größer als man aus der Nachlaufebene bei  $x = 0,363$  m schließen würde. Dies ist dadurch zu erklären, dass der konzentrierte Abwind beim profilierten Reifen leicht nach außen versetzt ist. Die Simulation ergibt ein qualitativ ähnliches Bild. Der Totaldruckverlust fällt bei beiden Reifen etwas größer als im Experiment aus, der Abströmwinkel wird jedoch gut getroffen.

Bei  $y = -0,15$  m wird das seitliche Einströmen hinter dem Reifen analysiert. Dabei ist festzustellen, dass dieses im Falle des abgehobenen, nicht rotierenden Reifens nur schwach bei Quergeschwindigkeiten von bis zu 6 m/s stattfindet. Für den glatten und den profilierten

Reifen zeigt sich ein fast identisches Bild, das auch in der Simulation gut wiedergegeben wird. Die Verdrängung nach außen in Form negativer Quergeschwindigkeiten wird minimal stärker vorhergesagt.

Hinsichtlich der Strömungstopologie ist die Übereinstimmung von Simulation und Experiment insgesamt sehr zufriedenstellend, sodass die gewählte Auflösung und das in PowerFLOW fest verankerte Turbulenzmodell als geeignet für diese Fragestellung bewertet werden.

Bei Betrachtung der Widerstandsflächen in Tab. 5.1 ist ein Unterschied von  $0,005\text{m}^2$  zwischen profiliertem und glattem Reifen sowohl im Experiment als auch in der Simulation festzustellen. Das Absolutniveau wird in der Simulation jedoch deutlich höher vorhergesagt. Bedenkt man, dass der Totaldruckverlust in den berechneten Ablösegebieten etwas höher ist, ist diese Tendenz im Widerstand zu erwarten.

**Tab. 5.1:** Widerstandsflächen des abgehobenen, nicht rotierenden Rades.

$C_x A$ [m <sup>2</sup> ]	Windkanal	PowerFLOW
glatt	0,069	0,083
profiliert	0,074	0,088

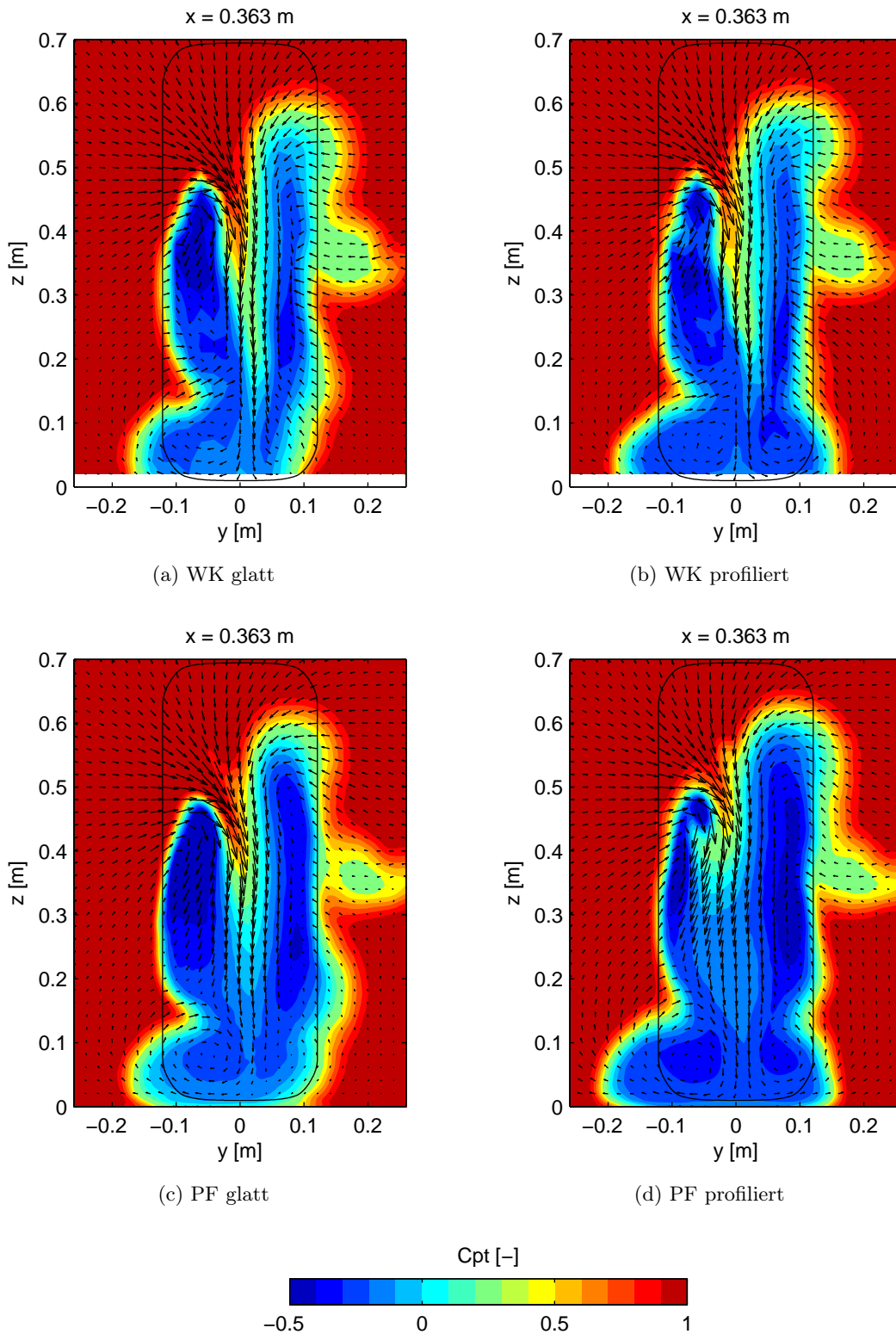
### 5.2.2 Traverseninterferenz

Dadurch dass die Strömungsfeldmessungen mit einer Zwölflochsonde, die an einer Traverse befestigt ist, durchgeführt werden, muss mit Interferenzen zwischen der Umströmung des Rades und der Verdrängungswirkung der Traverseneinheit gerechnet werden. Um diesen Effekt einschätzen zu können, wird die Traversengeometrie in das numerische Setup des abgehobenen, nicht rotierenden, profilierten Reifens integriert und für die Messung eines Punktes bei  $x = 0,363$  m,  $y = 0$  m und  $z = 0,1$  m positioniert. Selbstverständlich müsste die Traverse streng genommen jeden Messpunkt in der Simulation anfahren, was jedoch aufgrund des erheblichen Berechnungsaufwandes nicht leistbar ist.

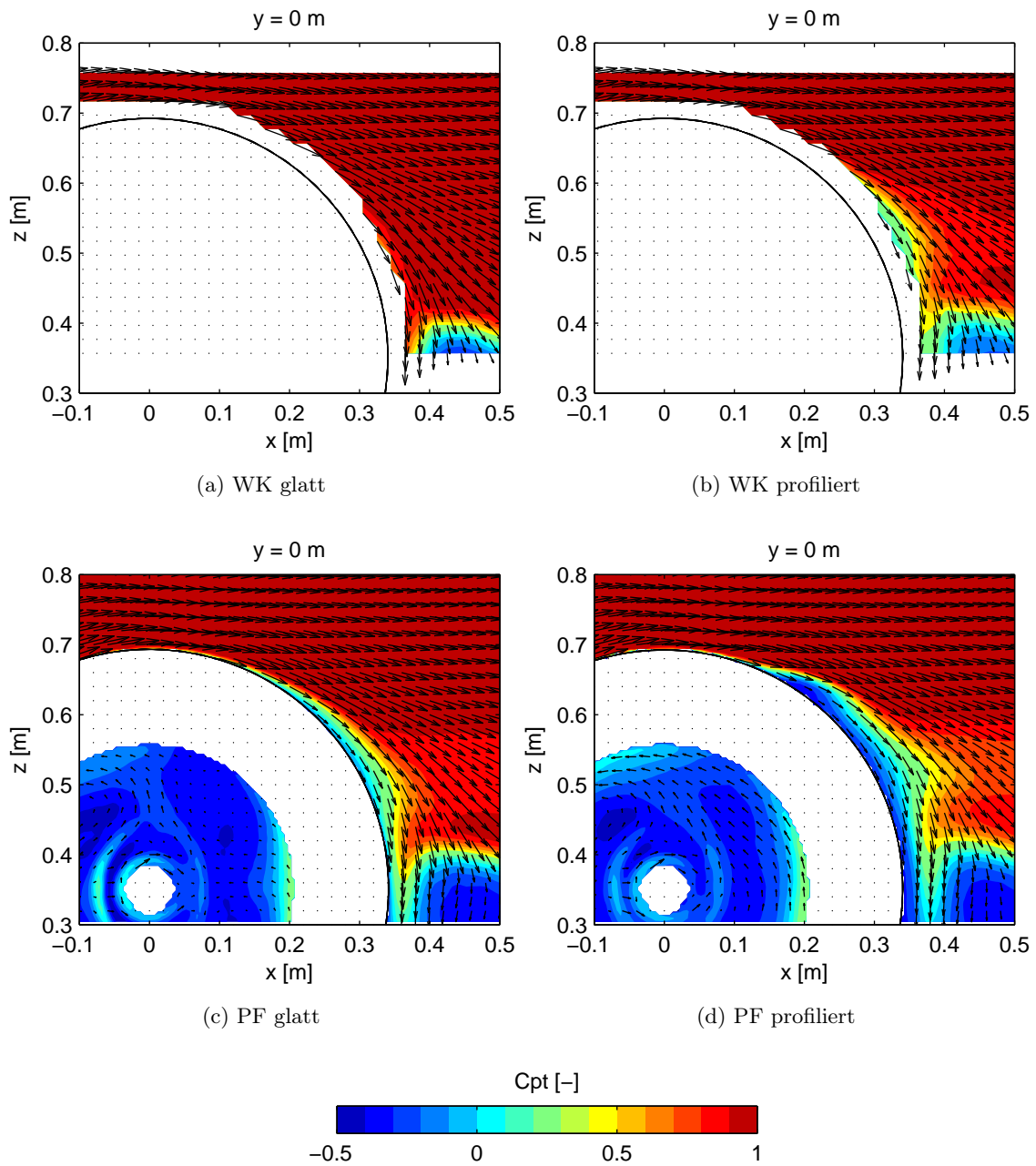
In Abb. 5.5 ist ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit und ohne Traverse dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass die Anwesenheit der Traverse vor allem den Abwind in der Mitte des Nachlaufs deutlich verstärkt. Die wesentlichen Ablösungsstrukturen am Boden scheinen nicht beeinflusst zu werden. Die Betrachtung des Mittelschnitts in Abb. 5.6 bestätigt die Verstärkung des Abwinds und zeigt eine Stauchung der Strömung vor dem Traversenschwert (weiße Region). Dies führt zu einem erhöhten Totaldruckniveau.

### 5.2.3 Numerische Oberflächenrauheit

Die Einführung einer numerischen Oberflächenrauheit von  $0,1$  mm auf dem glatten Reifen, um die Oberflächeneigenschaften des Gummis nachzuahmen, führt zu einer vergrößerten Ablösung im unteren Nachlaufbereich, wie in Abb. 5.7 gezeigt wird. Da diese Maßnahme die Übereinstimmung mit den experimentellen Daten verschlechtert, wird für alle weiteren Berechnung eine numerisch glatte Oberfläche für das Gummi angenommen. Dies sollte nicht mit dem Zweck der Oberflächenrauheit verwechselt werden, die am Gesamtfahrzeug zur Nachahmung des rotierenden Profils eingesetzt wurde.

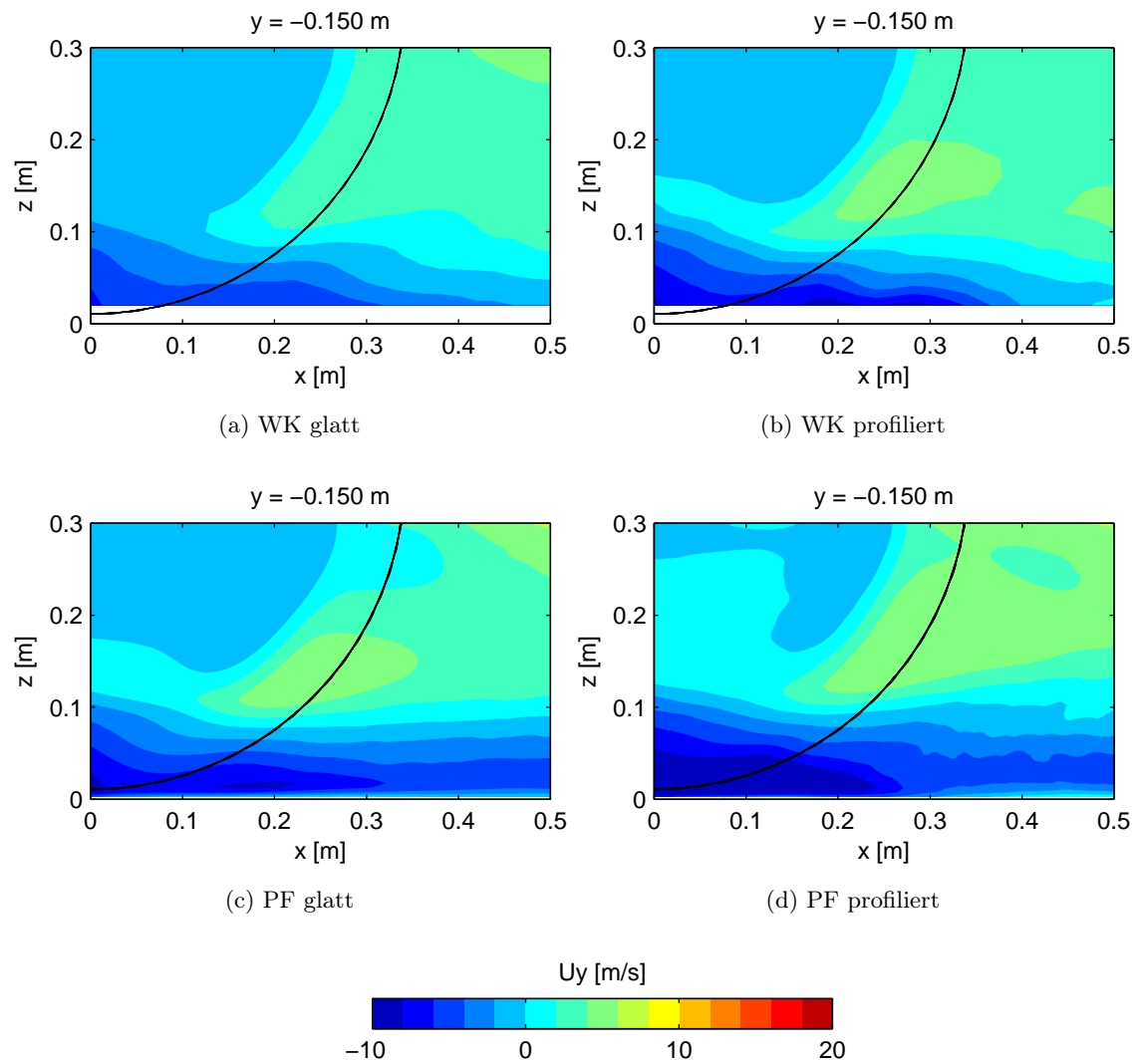


**Abb. 5.2:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des abgehobenen, nichtrotierenden Reifens. Windkanal- und PowerFLOW-Ergebnisse.

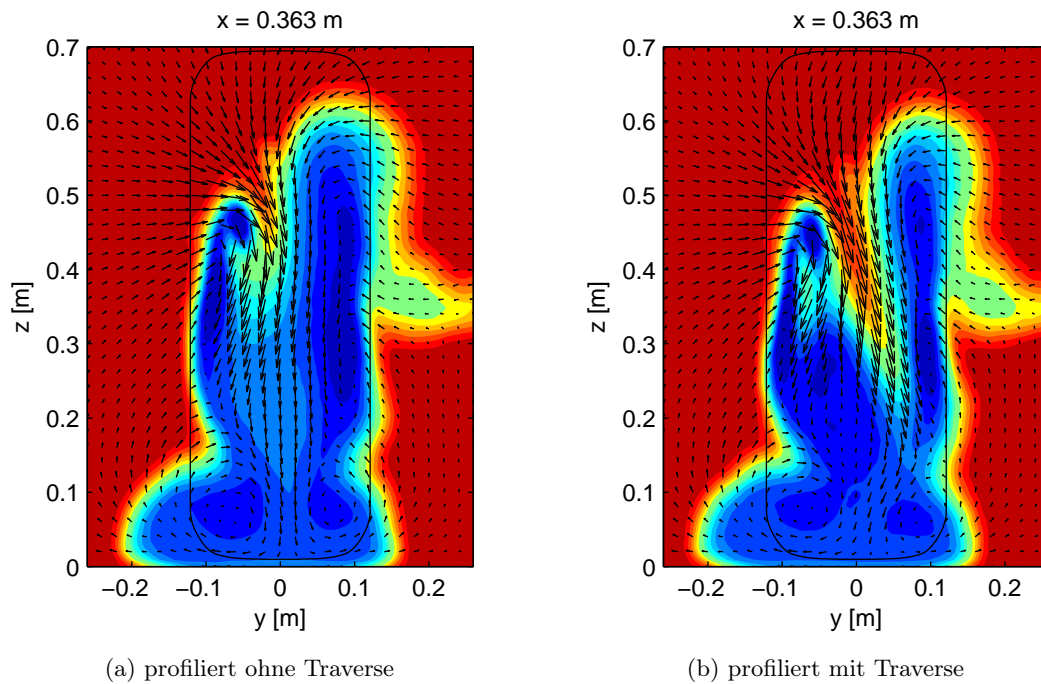


**Abb. 5.3:** Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des abgehobenen, nichtrotierenden Reifens. Windkanal- und PowerFLOW-Ergebnisse.

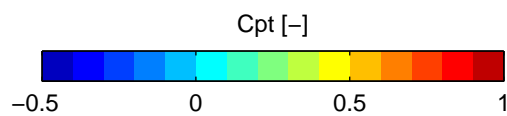
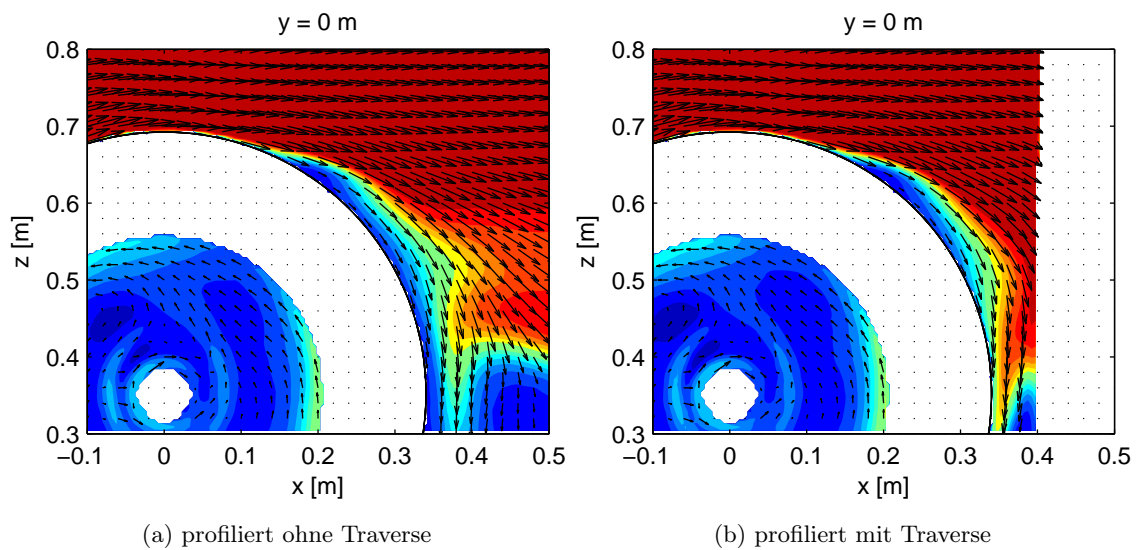




**Abb. 5.4:** Einströmen hinter dem nicht-rotierenden, abgehobenen Reifen. Windkanal- und PowerFLOW-Ergebnisse.



**Abb. 5.5:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des profilierten Reifens ohne und mit Traverse. PowerFLOW-Ergebnisse.



**Abb. 5.6:** Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des profilierten Reifens ohne und mit Traverse. PowerFLOW-Ergebnisse.

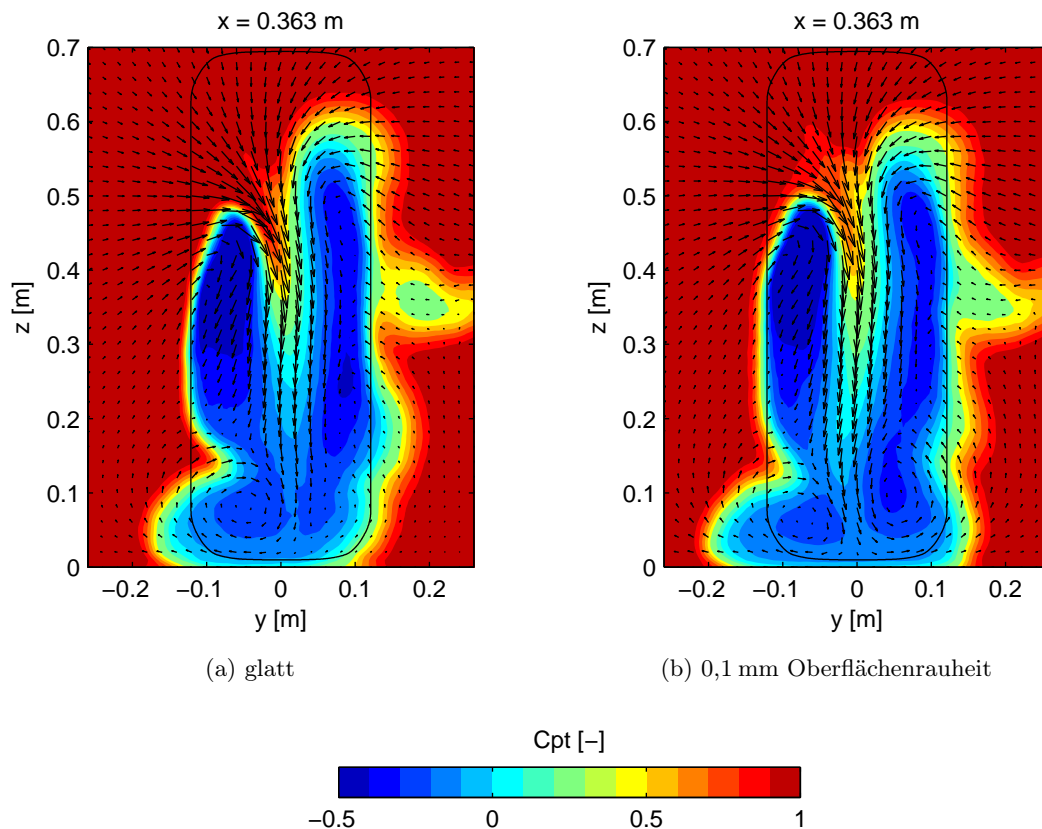


Abb. 5.7: Totaldruckverteilung im Nachlauf des glatten Reifens ohne und mit numerischer Oberflächenrauheit. PowerFLOW-Ergebnisse.

## 5.3 Abgehobenes Rad mit Rotation

Nachdem der Fall des nicht rotierenden Rades in sehr guter Übereinstimmung mit dem Experiment in der Simulation dargestellt werden konnte, wird nun die Komplexität der Randbedingung durch die Einführung der Rotation gesteigert.

### 5.3.1 Basisfall

Zunächst werden die Windkanalergebnisse für die sich bei  $119 \text{ rad/s}$  drehenden Räder analysiert. Beide Reifen zeigen sehr ähnliche Strömungsstrukturen, die sich jedoch signifikant vom nicht rotierenden Fall unterscheiden. So erstrecken sich die Nachläufe in Abb. 5.8 deutlich weiter nach oben. Ein dominantes Abwindfeld ist nicht vorhanden. Betrachtet man den bodennahen Bereich, so ist festzustellen, dass die klassischen Bodenwirbel durch die Drehung verschwinden. Des Weiteren ist ein konzentriertes, starkes Einströmen von der Außenseite zu beobachten, dass den Nachlauf schräg von unten nach oben durchzieht.

Im Mittelschnitt in Abb. 5.9 zeigt sich eine deutlich frühere Ablösung in der Nähe des Scheitelpunkts, wobei der genaue Ort wegen des Sondenabstands zum Reifen nicht bestimmt werden kann. Konsequenterweise resultiert daraus eine flachere Abströmtangente mit ausgeprägtem Rückströmgebiet und ein sich weiter stromab erstreckender Nachlauf. Dieses Verhalten ist bei beiden Reifen zu beobachten, jedoch beim profilierten Reifen leicht stärker ausgeprägt.

Schon anhand der Nachlaufebene kann vermutet werden, dass sich das Einströmverhalten

hinter dem Reifen grundlegend ändert. Dort wird in beiden drehenden Fällen ein konzentriertes Einströmen mit Quergeschwindigkeiten von bis zu 15 m/s nachgewiesen. Aufgrund der Abwesenheit einer bodennahen Ablösung findet darüber hinaus keine Verdrängung nach außen unmittelbar über dem Laufband statt, wie dies beim ruhenden Rad der Fall ist.

Wie in Tab. 5.2 angegeben, zeigt sich im Windkanal trotz der deutlichen Unterschiede im Strömungsfeld kaum eine Änderung des gemessenen Widerstands bei Aktivierung der Raddrehung. Dies ist ein anschauliches Beispiel dafür, dass der integrale Widerstandsbeiwert nur wenig Information über die tatsächliche Umströmung eines Körpers liefert und in diesem Fall zu der Annahme führen könnte, dass nur minimale Änderungen durch die Rotation aufträten.

**Tab. 5.2:** Widerstandsflächen des abgehobenen Rades mit und ohne Rotation im Windkanal.

$C_x A$ [m <sup>2</sup> ]	ohne Rotation	mit Rotation
glatt	0,069	0,068
profiliert	0,074	0,074

### 5.3.2 Sensitivitäten

Um die Robustheit der hinter dem Reifen befindlichen Strömungsstrukturen zu beurteilen, werden Rotationsgeschwindigkeit und Spaltgröße variiert. Weder eine Absenkung der Rotationsgeschwindigkeit um 5 rad/s auf 114 rad/s, noch eine Vergrößerung des Spalts unter dem Reifen um 9 mm auf 19 mm zeigen einen deutlichen Einfluss auf die Nachlaufstruktur des profilierten Reifens in Abb. 5.11. Der Nachlauf wird bei der Anhebung des Reifens lediglich mit nach oben versetzt. Dies trifft auch auf den glatten Reifen zu, dessen Ergebnisse im Anhang A.1.1 zu finden sind.





### 5.3.3 Einfluss des Rotationsmodells in CFD

Zur Umsetzung der Radrotation stehen in PowerFLOW die Ansätze Rotating Wall, MRF und Sliding Mesh zur Verfügung. Dabei wird die MRF-Methode nicht näher betrachtet, da sie lediglich für axial angeströmte, rotierende Geometrien valide Ergebnisse liefert und in PowerFLOW kaum einen Rechenzeitvorteil gegenüber dem Sliding-Mesh-Ansatz bietet.

#### Rotating Wall

Der Simulationsaufwand wird durch die Rotating-Wall-Randbedingung nicht erhöht, da lediglich eine Umfangsgeschwindigkeit an der Oberfläche vorgeschrieben wird. Für die Geometrie eines radialsymmetrischen, glatten Reifens ist diese Randbedingung physikalisch korrekt. Beim profilierten Reifen tritt an den Flanken der eigentlich rotierenden Profilrillen jedoch das Problem auf, dass dort keine senkrecht zur Wand gerichtete Umfangsgeschwindigkeit definiert werden kann. Des Weiteren werden die Querrillen nicht tatsächlich rotieren, sondern in der Ausgangsposition verharren. Dennoch ist ein Test dieser Randbedingung am profilierten Reifen interessant, da sie die einzig anwendbare Option für den später untersuchten belasteten Reifen ist.

In den Nachlaufebenen in Abb. 5.12 zeigt sich für den glatten Reifen eine gute Übereinstimmung mit dem Experiment hinsichtlich Höhe und Form des Nachlaufs. Auch das schräg von unten nach oben ziehende Einströmen von der Außenseite wird gut wiedergegeben. Das Totaldruckniveau im Kern des Nachlaufs wird etwas niedriger als in der Messung vorhergesagt. Beim profilierten Reifen ist die Abweichung zum Experiment hingegen erheblich. Die Untauglichkeit der Rotating-Wall-Randbedingung für ein rotierendes Profil äußert sich in einem stark überschätzten Abwind sowie der Prognose eines Bodenwirbels, welcher darüber hinaus ein seitliches Einströmen hinter dem Reifen verhindert.

In den beiden  $y$ -normalen Ebenen in Abb. 5.13 und 5.14 bestätigen sich die aus der Nachlaufebene gewonnenen Erkenntnisse. Die Abströmtangente und das seitliche Einströmen hinter dem glatten Reifen werden qualitativ in guter Übereinstimmung mit dem Experiment berechnet. Dagegen steht die Diskrepanz beim profilierten Reifen, hinter dem ein starker Abwind sowie ein schwaches Einströmen vorhergesagt werden.

Die durch Rotation verursachten Effekte können folglich am profilierten Reifen nicht mit dem Rotating-Wall-Ansatz dargestellt werden. Stattdessen ähnelt das Nachlaufbild dem des stationären Reifens.

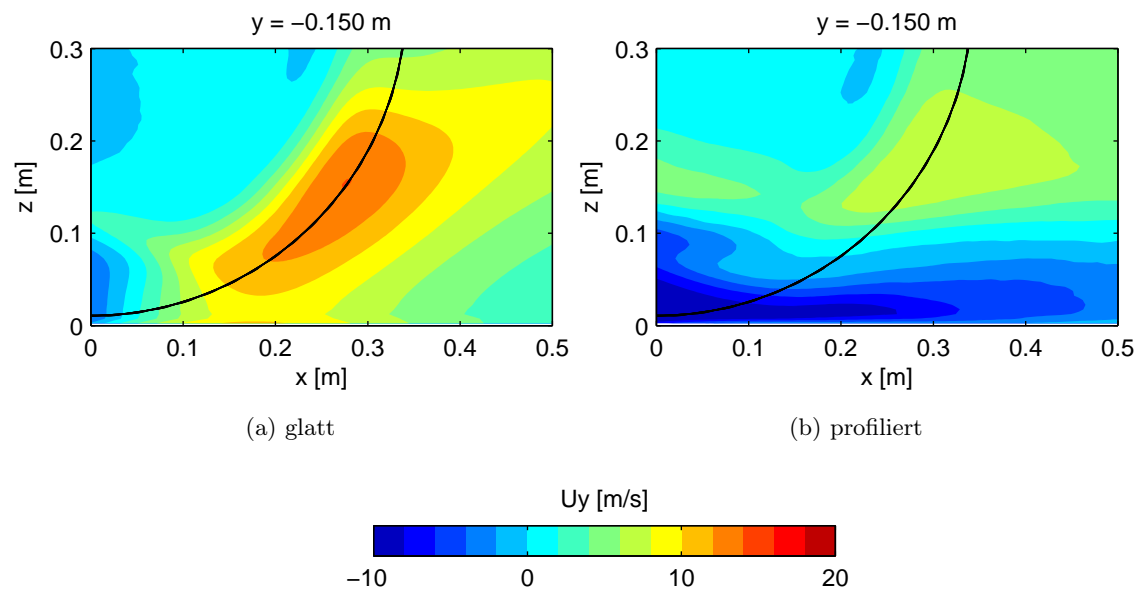
Die Widerstandsflächen sind der Vollständigkeit halber in Tab. 5.3 aufgelistet. Trotz der gänzlich unterschiedlichen Nachläufe der beiden Reifen unterscheiden sie sich in der Simulation nur minimal im Widerstand. Im Gegensatz zum Experiment sinken die Widerstände dabei deutlich um  $0,006 \text{ m}^2$  bzw.  $0,009 \text{ m}^2$  im Vergleich zum stationären Fall. Eine schlüssige Verbindung zwischen den Strömungsfeld- und Widerstandsänderungen ist nicht erkennbar.

**Tab. 5.3:** Widerstandsflächen des abgehobenen Rades mit und ohne Rotation (PowerFLOW: Rotating Wall).

$C_x A \text{ [m}^2\text{]}$	PowerFLOW		Windkanal	
	ohne Rotation	mit Rotation	ohne Rotation	mit Rotation
glatt	0,083	0,077	0,069	0,068
profiliert	0,088	0,079	0,074	0,074







**Abb. 5.14:** Einströmen hinter dem rotierenden, abgehobenen Reifen.  
PowerFLOW-Ergebnisse mit Rotating-Wall-Modellierung.

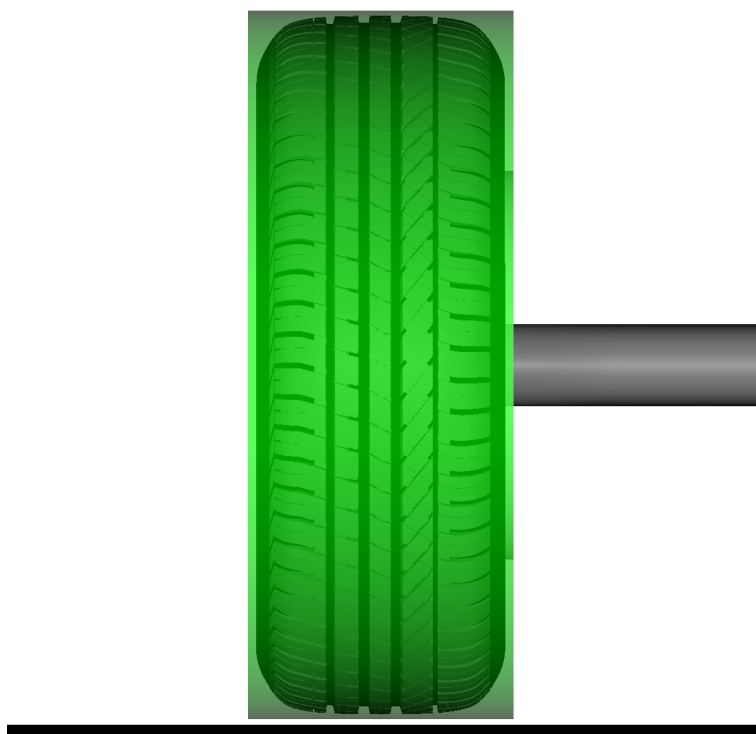


Abb. 5.15: Sliding-Mesh-Zylinder um das 10 mm abgehobene Einzelrad.

### Sliding Mesh

Die physikalisch korrekte Umsetzung einer rotierenden, nicht rotationssymmetrischen Geometrie, wie des Reifenprofils, ist mit der Sliding-Mesh-Randbedingung möglich. Das Interface, welches das rotierende Gitter des Reifens mit dem statischen Gitter der Umgebung verbindet, umfasst dabei Reifen, Felge und Abdeckung und schneidet die Radnabe der Halterung. Das erzeugte Interface ist ein Zylinder mit einem dem Felgenbett folgenden Ausschnitt an der Innenseite. Am Scheitel der Lauffläche beträgt der Abstand zwischen Reifen und Interface 5 mm, sodass der Spalt zum Laufband zu gleichen Teilen auf das statische und das rotierende Gitter verteilt ist. Dieser Abstand ermöglicht bei gleichbleibender VR-Konfiguration eine Anzahl von mindestens neun Voxels ( $8 * 0,5 \text{ mm} + 1 * 1 \text{ mm}$ ) auf der rotierenden Seite. Wegen der Art der Schichtdefinition im Case-Setup schneidet der dem Reifen nächste Teil des Zylinders die feinste VR-Region (0,5 mm). An den seitlichen Flanken ist das Interface 8 mm entfernt, was zwölf Voxels entspricht. Der Ressourcenbedarf der Simulation verdoppelt sich auf 37.000 CPU-Core-Stunden für den profilierten und 27.000 CPU-Core-Stunden für den glatten Reifen. Die zusätzlich für die Interpolation gebildeten Surfels auf dem Sliding Mesh Interface verursachen dabei den großen Mehraufwand.

Die Nachlaufebene in Abb. 5.16 zeigt in der Simulation einen deutlich stärkeren Abwind hinter beiden Reifen als im Experiment. Damit einher geht eine geringere vertikale Ausdehnung des Nachlaufs. In der unteren Hälfte findet man eine wesentlich bessere Übereinstimmung mit den Windkanalmessungen vor. So ist sowohl das schräg von unten nach oben gerichtete Einstromen von der Außenseite, als auch die Abwesenheit der bodennahen Ablösung zu erkennen. Die Tendenz des profilierten Reifens, einen geringeren Abwind und damit auch höheren Nachlauf als der glatte Reifen zu erzeugen, wird auch in der Simulation wiedergegeben.

Im Mittelschnitt in Abb. 5.17 bestätigt sich der verglichen mit dem Experiment stärkere Abwind hinter beiden Reifen. Die Abströmtangente ist steiler nach unten gerichtet, sodass sich die Nachläufe nicht weit stromab erstrecken. Auch hier kann hinter dem profilierten Reifen das größere Nachlaufgebiet nachgewiesen werden. Zur Visualisierung dieses Schnittes ist anzumerken, dass das Strömungsfeld innerhalb des Sliding Mesh nicht orts- sondern Voxel-fest in der Zeit gemittelt wird. Daraus folgt, dass in jeder Zelle der mittlere Wert aus allen während der Rotation durchlaufenen Positionen dargestellt wird. Ergo erhält man im Abstand von 5 mm zum Reifen ein näherungsweise rotationssymmetrisches Feld, welches bewusst ausgeklammert werden muss.

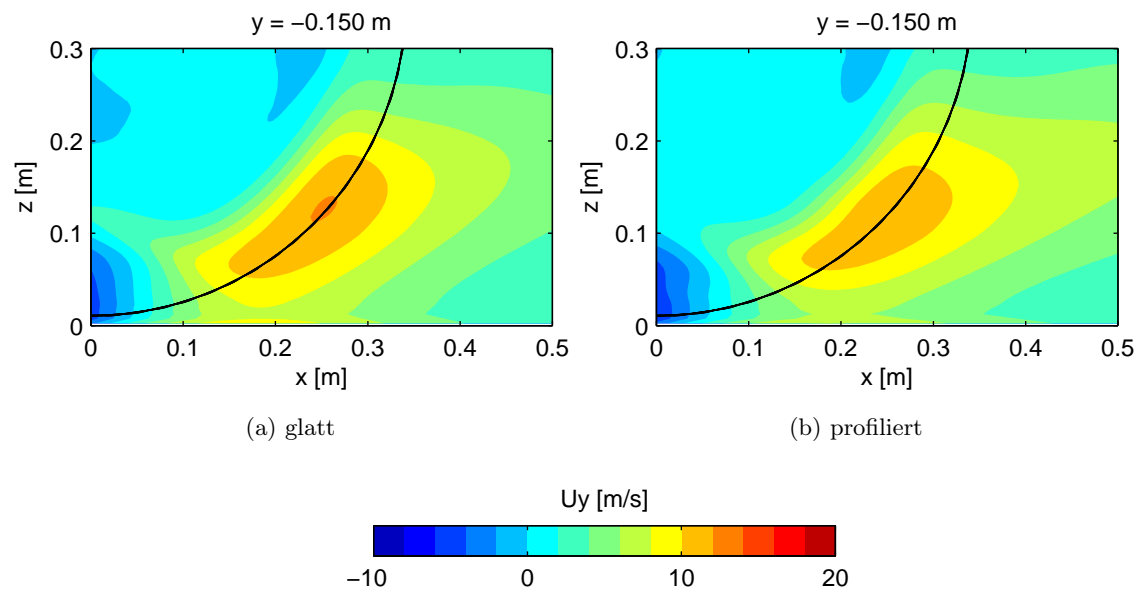
Das seitliche Einströmen kann in Abb. 5.18 beurteilt werden. Qualitativ stimmen die Felder gut mit den Messungen überein. Der Betrag der Quergeschwindigkeit fällt mit etwa 12 m/s jedoch etwas geringer aus. Dabei zeigen beide Reifen ein sehr ähnliches Verhalten.

Die Auswertung der in Tab. 5.4 aufgelisteten Widerstandsflächen lässt sich nicht gut mit den Ergebnissen der Strömungsanalyse in Verbindung setzen. So wird für beide Reifen mit Sliding Mesh der gleiche Widerstand berechnet, was bei Betrachtung der unterschiedlichen Nachlaufgröße nicht zu erwarten ist. Auch suggerieren die Widerstandsflächen für den profilierten Reifen eine gute Übereinstimmung von Simulation und Experiment, die jedoch im oberen Teil der Nachlaufströmung nicht gegeben ist.

**Tab. 5.4:** Widerstandsflächen des abgehobenen, rotierenden Rades mit Rotating Wall und Sliding Mesh.

$C_x A$ [m <sup>2</sup> ]	Rotating Wall	Sliding Mesh	Windkanal
glatt	0,077	0,073	0,068
profiliert	0,079	0,073	0,074





**Abb. 5.18:** Einströmen hinter dem rotierenden, abgehobenen Reifen. Sliding-Mesh-Modellierung.

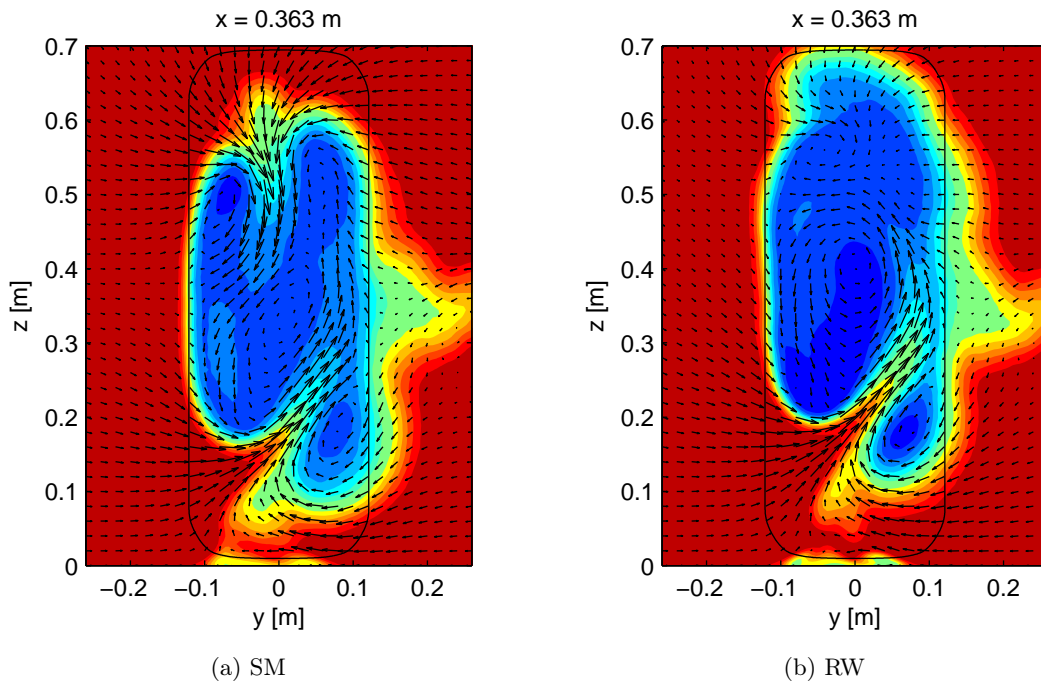
### Sliding-Mesh-Sensitivitäten

Theoretisch sollten Rotating-Wall- und Sliding-Mesh-Ansatz für den Fall des glatten, rotations-symmetrischen Reifens identische Strömungsfelder liefern. In der Berechnung des Abwinds hinter dem Reifen wird diese Erwartung jedoch nicht erfüllt. Dazu sind in Abb. 5.19 und 5.20 die bereits gezeigten Nachlauf- und Mittelebenen des Basisfalls mit 10-mm-Spalt bei Rotating-Wall- und Sliding-Mesh-Modellierung nochmals einander gegenübergestellt. In der Sliding-Mesh-Simulation wird der Abwind um einiges stärker als bei Verwendung der Rotating-Wall-Randbedingung berechnet. Dabei erzielt die Rotating-Wall-Simulation eine deutlich bessere Übereinstimmung mit dem Experiment.

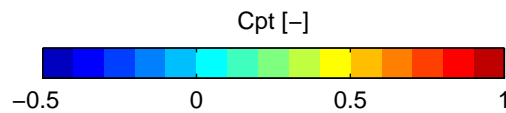
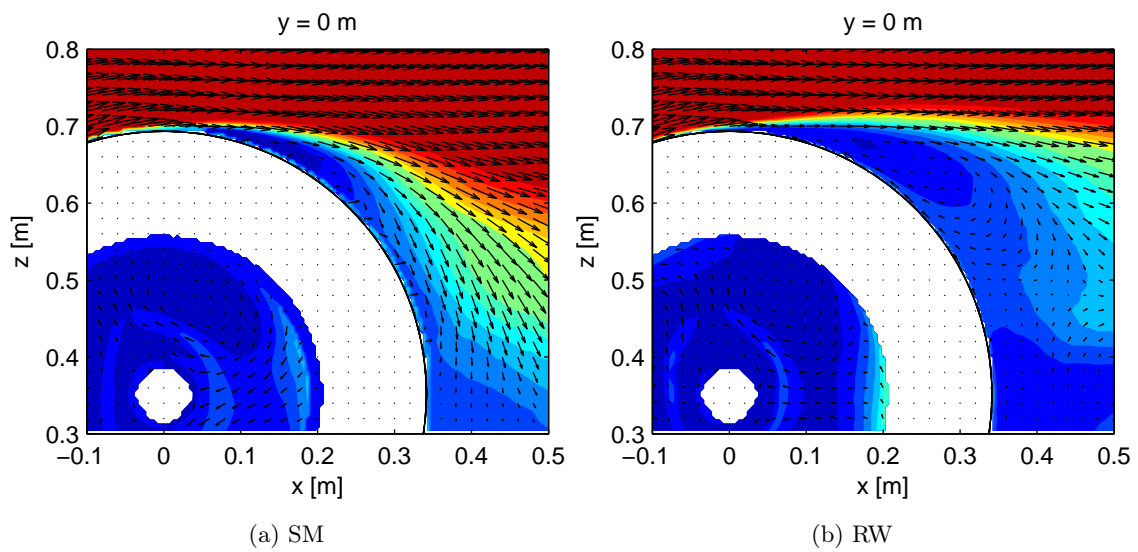
Um die Diskrepanz der beiden Rotationsmodelle aufzuklären, wird nun die Abhängigkeit der Simulationsergebnisse vom Abstand zwischen Geometrie und Sliding-Mesh-Interface untersucht. Dazu werden zwei Schritte durchgeführt. Zunächst erfolgt eine reine Vergrößerung des Spaltes auf 40 mm wobei der Interface-Abstand von 5 mm beibehalten wird. Die Ergebnisse sind in Abb. 5.21 und 5.22 abgebildet und zeigen weiterhin einen deutlich stärkeren Abwind hinter dem mit Sliding Mesh berechneten Reifen.

Im nächsten Schritt wird die Schicht mit einer Auflösung von 1 mm soweit aufgedickt, dass sich das Sliding-Mesh-Interface auch bei einem Abstand von 20 mm zur Geometrie in dieser Auflösungsstufe befindet. Die Rechenzeit steigt mit Rotating-Wall-Randbedingung aufgrund des gewachsenen Gitters auf 20.000 CPU-Core-Stunden. Da das Sliding Mesh Interface nun jedoch nicht mehr in der feinsten VR-Region liegt und somit weniger Surfels bildet, reduziert sich die Simulationszeit mit Sliding Mesh deutlich auf 21.000 CPU-Core-Stunden. Auf das in Abb. 5.23 und 5.24 dargestellte Strömungsfeld hat die Anpassung der VR-Region in der Rotating-Wall-Simulation keinen Einfluss. Bei Verwendung von Sliding Mesh ändert sich die Umströmung des Reifens jedoch signifikant. Der berechnete Abwind stimmt nun gut mit dem Resultat der Rotating-Wall-Simulation überein.

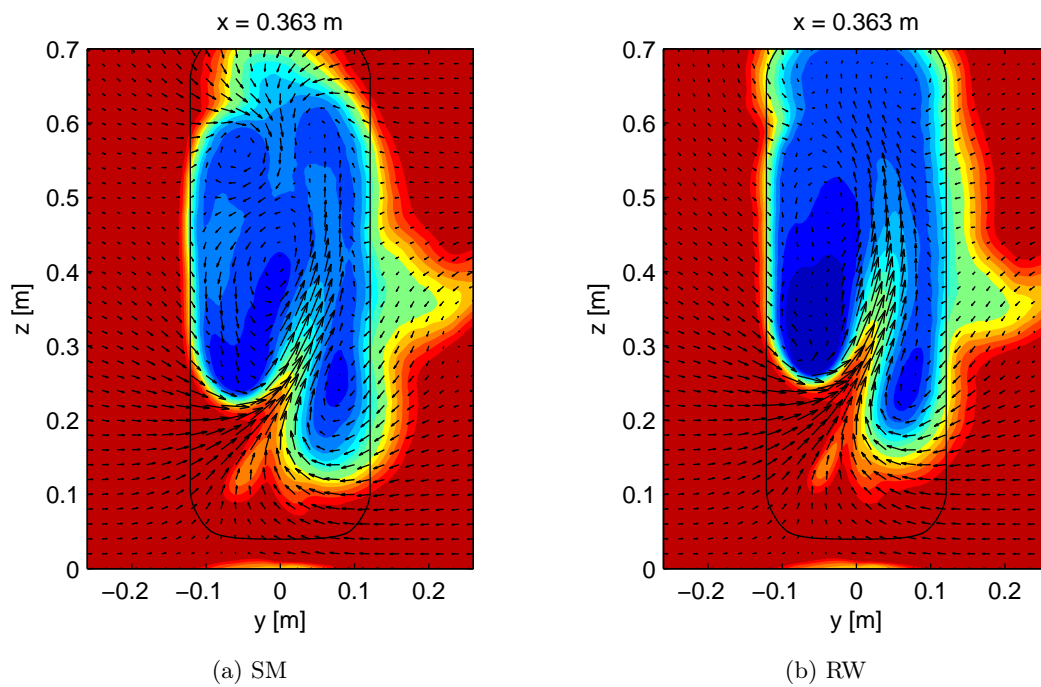
Daraus ist zu folgern, dass die Positionierung des Sliding-Mesh-Interfaces möglichst nicht in Regionen starker Gradienten erfolgen sollte. Der Scheitelpunkt des rotierenden Reifens, in dessen Nähe sich die freie Ablösung ausbildet, stellt dabei ein empfindliches Beispiel dar. Wird der Ablösepunkt nicht korrekt berechnet, hat dies eine fehlerhafte Vorhersage des Abwinds und des Nachlaufs zur Folge.



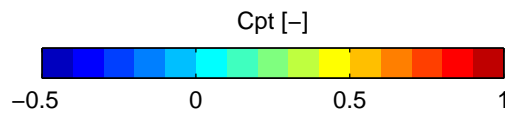
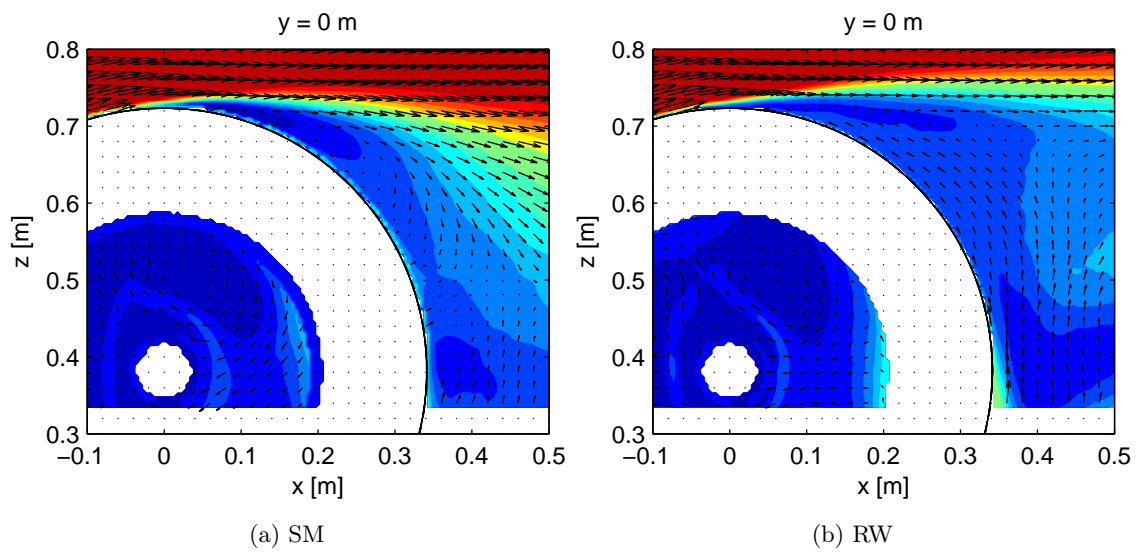
**Abb. 5.19:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 10 mm, Sliding-Mesh-Abstand 5 mm.



**Abb. 5.20:** Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 10 mm, Sliding-Mesh-Abstand 5 mm.

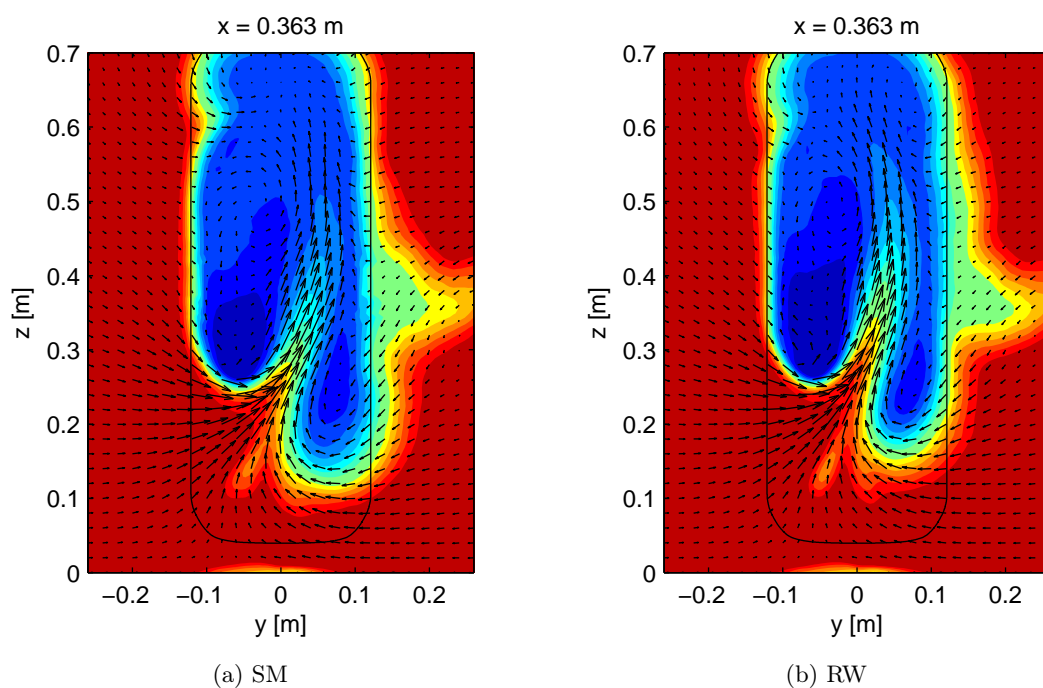


**Abb. 5.21:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 40 mm, Sliding-Mesh-Abstand 5 mm.

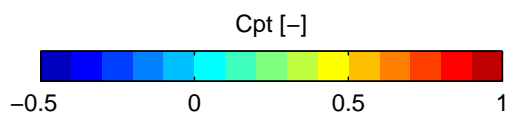
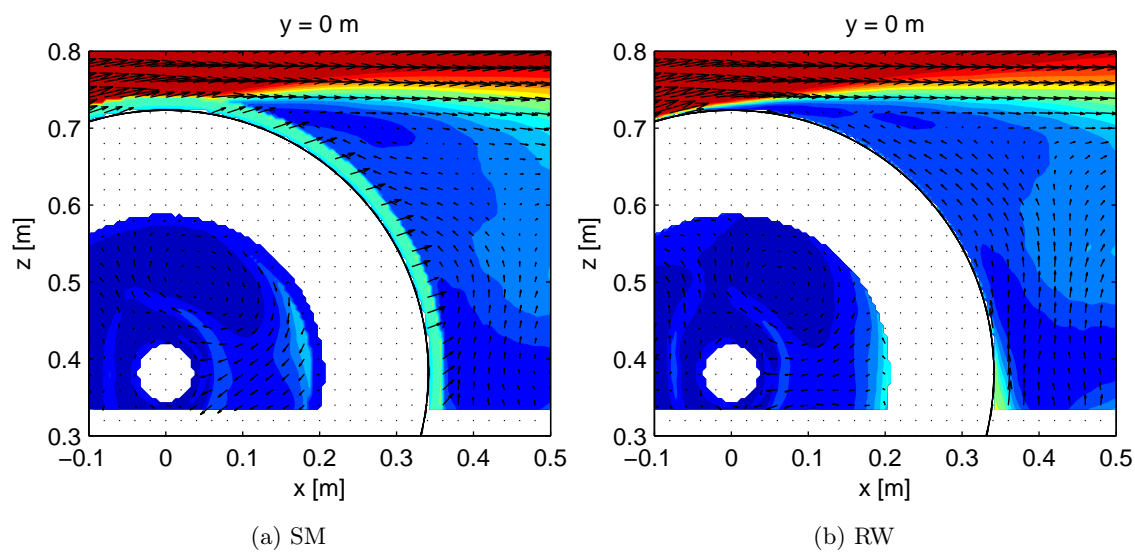


**Abb. 5.22:** Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 40 mm, Sliding-Mesh-Abstand 5 mm.





**Abb. 5.23:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 40 mm, Sliding-Mesh-Abstand 20 mm.



**Abb. 5.24:** Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 40 mm, Sliding-Mesh-Abstand 20 mm.

## 5.4 Belastetes Rad mit Rotation

Nachdem das rotierende Rad im abgehobenen Zustand betrachtet wurde, ist der nächste logische Schritt, es wie am Fahrzeug zu belasten. Die Verformung des Latsches stellt dabei für die Simulation eine weitere Herausforderung hinsichtlich der Modellierung dar, auf die in diesem Abschnitt noch näher eingegangen wird.

### 5.4.1 Basisfall

Zu Beginn wird der Basisfall mit einer angestrebten Last von 5000 N bei 2,2 bar Fülldruck ohne Sturz und mit einer Achshöhe von 0,323 m betrachtet. Die Radlast ist dabei abhängig von den Parametern Reifen, Achshöhe, Fülldruck, Sturz und Geschwindigkeit. Durch die Rotation bei 140 km/h erhöht sich die Last im Vergleich zum Stillstand um 350 N, da die Achshöhe fixiert ist und eine Ausdehnung des Reifens nach unten durch das Band verhindert wird. Des Weiteren steigt der Fülldruck des Reifens infolge der Reifenerwärmung um ca. 0,2 bar an, wodurch sich ebenfalls die Last erhöht. Bei gegebener Achshöhe kann letztlich über den Neigungswinkel des Arms, und damit den Sturzwinkel des Rades, die gewünschte Last eingestellt werden. Eine Einhaltung aller Randbedingungen stellte sich bei den Versuchen als nicht möglich heraus, sodass für den Basisfall die in Tab. 5.5 aufgeführten Randbedingungen eingestellt wurden. Um den Einfluss der Last- und Sturzabweichungen vom gewünschten Lastfall abschätzen zu können, werden diese Sensitivitäten im nächsten Abschnitt untersucht.

**Tab. 5.5:** Randbedingungen für das bei 140 km/h im Windkanal belastete Einzelrad.

	glatt	profiliert
Fülldruck kalt	2,2 bar	2,2 bar
Unterlegplatten	23 mm	23 mm
Sturz	0,25°	0,2°
Last (140 km/h)	5500 N	5300 N

Zunächst werden die in Abb. 5.25 dargestellten Nachläufe der belasteten Reifen aus dem Windkanalversuch analysiert. Hinter dem glatten Reifen ist ein durch einen starken Abwind in der Mitte geteiltes Nachlaufgebiet zu beobachten. Es dehnt sich im unteren Drittel infolge der sich vom Latsch stromab ausbildenden Bodenwirbel zur Seite aus. Dabei ergibt sich ein asymmetrisches Bild mit einer auf der Außenseite des Reifens deutlich größeren, bodennahen Ablösung. Ursächlich für die Asymmetrie sind dabei die Kavität des Felgenbetts sowie die Präsenz der Einzelradhalterung auf der Innenseite. Der Wirbelcharakter der Latschablösung ist nach Deutung der Quergeschwindigkeitsverteilung schwächer ausgeprägt als in den Experimenten an Rennserienreifen von Mears [32], Knowles [27] oder Wäschle [59]. Verglichen mit dem abgehobenen Rad, ähnelt das Strömungsfeld eher dem stationären als dem rotierenden Reifen. Betrachtet man den profilierten Reifen, sind signifikante Unterschiede im Abwind und der bodennahen Ablösung festzustellen. So erstreckt sich der Nachlauf bei geschwächtem Abwind merklich höher. Darüber hinaus wird die vom Latsch herrührende Ablösung deutlich kleiner ausgebildet und ermöglicht so ein Einströmen von der Außenseite. Anstelle eines Wirbelpaares ist unmittelbar über dem Laufband ein einzelner, mittig liegender Wirbel zu beobachten.

Insgesamt ist im Falle des profilierten Reifens somit hinsichtlich Abwind, bodennaher Ablösung und seitlichem Einströmen eine größere Ähnlichkeit zum rotierenden, abgehobenen Rad festzustellen.

Im Mittelschnitt in Abb. 5.26 zeigt der glatte Reifen eine deutlich steiler nach unten gerichtete Abströmtangente als der profilierte. Auch in diesem Schnitt hat das Strömungsfeld des glatten Reifens eine größere Ähnlichkeit mit dem ruhenden als mit dem rotierenden abgehobenen Fall. Hinter dem profilierten Reifen bildet sich hingegen ein deutlich fülligeres Totwassergebiet mit flacherem Abströmwinkel aus.

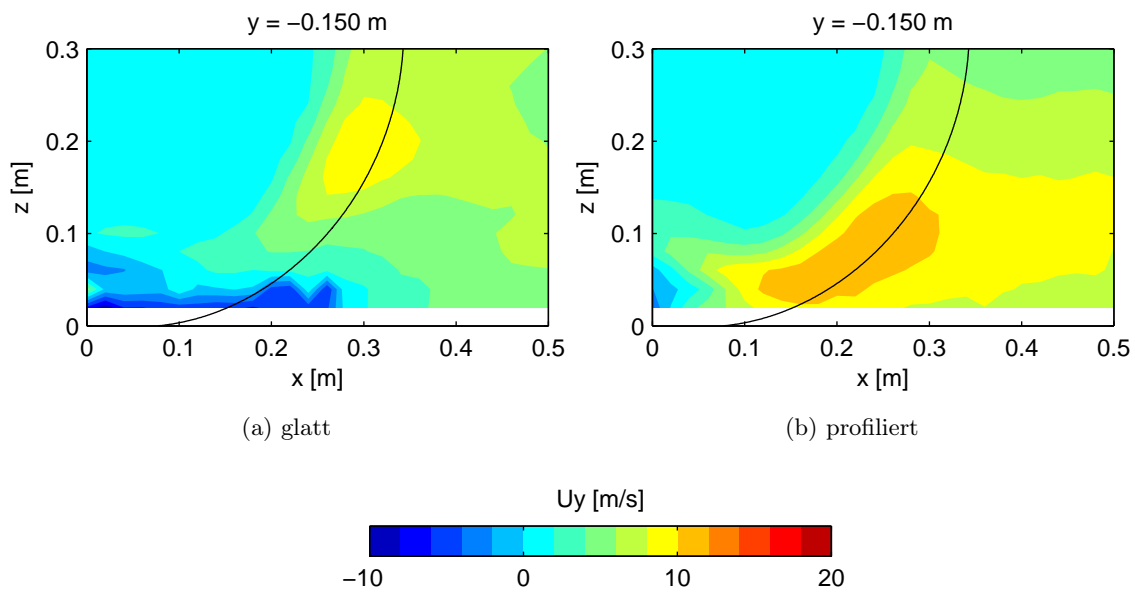
In Bezug auf das seitliche Einströmen in Abb. 5.27 ist das Verhalten beider Reifen grundlegend verschieden. Wie schon aus der Nachlaufebene gefolgert, blockiert die Latschablösung beim glatten Reifen ein Einströmen unmittelbar über dem Laufband und verdrängt es in abgeschwächter Form nach oben. Hinter dem profilierten Reifen hingegen erstreckt sich der Einströmbereich bis zum Boden bei Quergeschwindigkeiten von bis zu 12 m/s. Damit erreicht die Stärke des Einströmens fast das Niveau des rotierenden, abgehobenen Reifens.

**Tab. 5.6:** Widerstandsflächen des rotierenden Rades mit und ohne Bodenkontakt im Windkanal.

$C_x A$ [m <sup>2</sup> ]	abgehoben	belastet
glatt	0,068	0,075
profiliert	0,074	0,064

Vergleicht man die in Tab. 5.6 aufgeführten aerodynamischen Widerstände des glatten und des profilierten Reifens, ist festzuhalten, dass sich die Tendenz zwischen beiden im belasteten Zustand umkehrt. So ist die Widerstandsfläche des profilierten Reifens unter Belastung 0,011 m<sup>2</sup> kleiner statt 0,006 m<sup>2</sup> größer im abgehobenen Experiment. Zwar erstreckt sich der Nachlauf des profilierten Reifens höher, doch ist er im bodennahen Bereich deutlich schlanker. Dies scheint den größeren Einfluss auf den Widerstand zu haben.





**Abb. 5.27:** Einströmen hinter dem rotierenden, belasteten Reifen. Windkanalergebnisse.

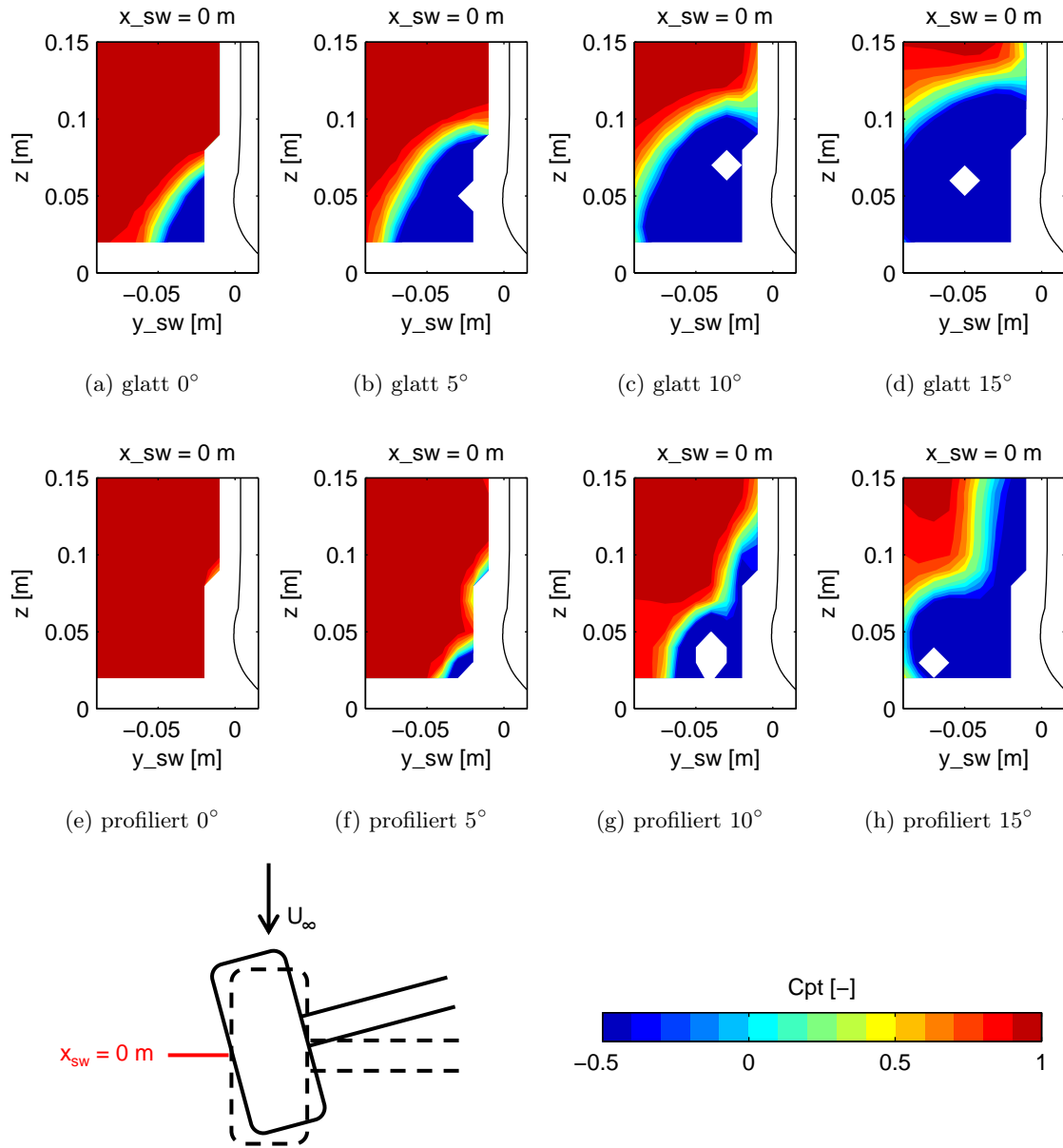
### 5.4.2 Sensitivitäten

Die sich vom Latsch stromabwärts ziehenden Bodenwirbel zeigen eine größer als erwartete Abhängigkeit vom Reifenprofil und sollen nun im Windkanal auf ihre Sensitivität hinsichtlich Schiebewinkel, Anströmgeschwindigkeit, Vorlast und Sturzwinkel untersucht werden.

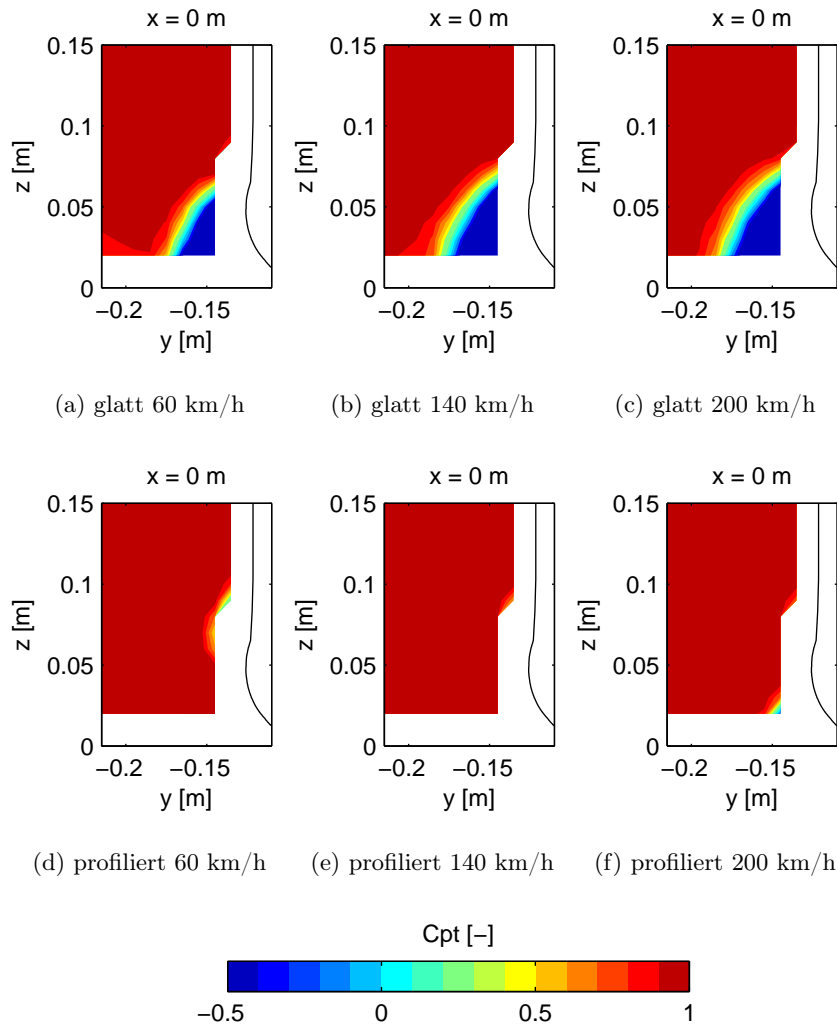
#### Schiebewinkel

Am Fahrzeug werden die Vorderräder schräg von innen angeströmt bei Schiebewinkeln von bis zu  $20^\circ$ . Die schiebende Anströmung wird im AEROLAB durch Drehung des Drehtellers um den gewünschten Winkel realisiert. Es wird eine  $x$ -normale Ebene bei  $x = 0$  an der Außenseite des Latsches untersucht (s.a. Abschnitt 3.4.3). Dabei bleibt die Ebene stets orthogonal zur Anströmung ausgerichtet, während Rad und Halterung sich mit der Innenseite in den Wind drehen. Die Koordinate  $y_{sw} = 0$  liegt für die Schiebewinkeluntersuchung am Breitenmaximum der Reifenwulst.

In Abb. 5.28 ist die Schiebewinkelreihe von  $0^\circ$  bis  $15^\circ$  für den glatten und den profilierten Reifen dargestellt. Während bei gerader Anströmung in dieser Ebene noch keine Ablösung am profilierten Reifen detektiert werden kann, entsteht und wächst sie mit steigendem Schiebewinkel. Beim glatten Reifen ist bereits bei  $0^\circ$  eine Ablösung festzustellen, die sich mit dem Schiebewinkel vergrößert. Dabei ist die Ablösung des profilierten Reifens stets kleiner als die des glatten Reifens.



**Abb. 5.28:** Totaldruckverteilung seitlich am Latsch des Reifens im Windkanal für ansteigenden Schiebewinkel. Windkanalergebnisse (Fünflochsonde).



**Abb. 5.29:** Totaldruckverteilung seitlich am Latsch des Reifens im Windkanal für ansteigende Geschwindigkeit. Windkanalergebnisse (Fünflochsonde).

### Geschwindigkeit

Als weiterer Sensitivitätsparameter wird die Versuchsgeschwindigkeit, d. h. sowohl von Wind und Band, von 60 bis 200 km/h variiert, um eine mögliche Reynoldsabhängigkeit der Ablösung zu identifizieren. Dabei zeigt sich die Umströmung des Latsches in den Ebenen in Abb. 5.29 stabil für beide Reifen.

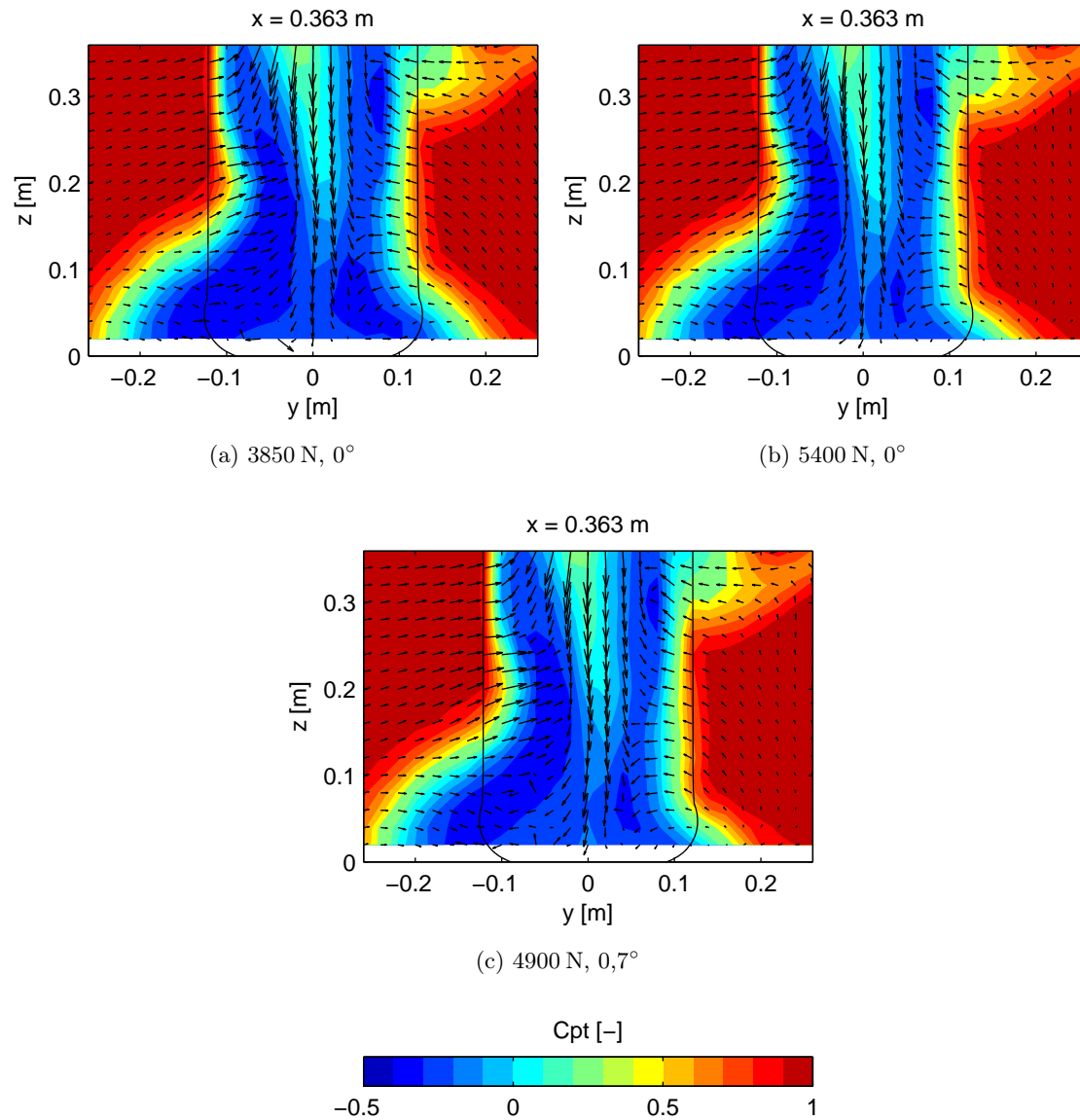
### Last

Zur Beurteilung der Sensitivität des Strömungsfelds auf eine Änderung der Vorlast wird die untere Hälfte der Nachlaufebene bei  $x = 0,363$  m traversiert. Die Laständerung wird dabei durch eine Anpassung der Unterlegplatten der Radhalterung eingestellt. Es ergibt sich ein stabiles Nachlaufbild für den glatten Reifen in Abb. 5.30 bei Variation der Vorlast zwischen 3850 N und 5400 N. Beim profilierten Reifen hingegen bewirkt eine Reduktion der Last von 5000 N auf 3500 N in Abb. 5.31 eine Vergrößerung der bodennahen Ablösung auf der Außenseite. Bei einer weiteren Lastabsenkung auf 2200 N setzt sich diese Tendenz fort, sodass im Vergleich zur Basislast ein deutliches Wachstum der Ablösung festgestellt werden kann. Weshalb die Ablösung bei sinkender Last zunächst wächst, um schließlich im Fall des abgehobenen Reifens vollständig zu verschwinden, ist bis jetzt jedoch unklar. Offenbar gibt es eine Singularität, wenn der Reifen den Bodenkontakt verliert, die jedoch schwer zu untersuchen ist. So muss im Experiment bei abgehobenem Rad aus Sicherheitsgründen ein Mindestabstand zum Laufband eingehalten werden. In der numerischen Simulation ist darüber hinaus wegen der bereits geschilderten Sliding-Mesh-Problematik ein geringer Bodenabstand nur mit erheblich gesteigerter Auflösung und damit nach heutigen Maßstäben nicht leistbarem Rechenaufwand denkbar.

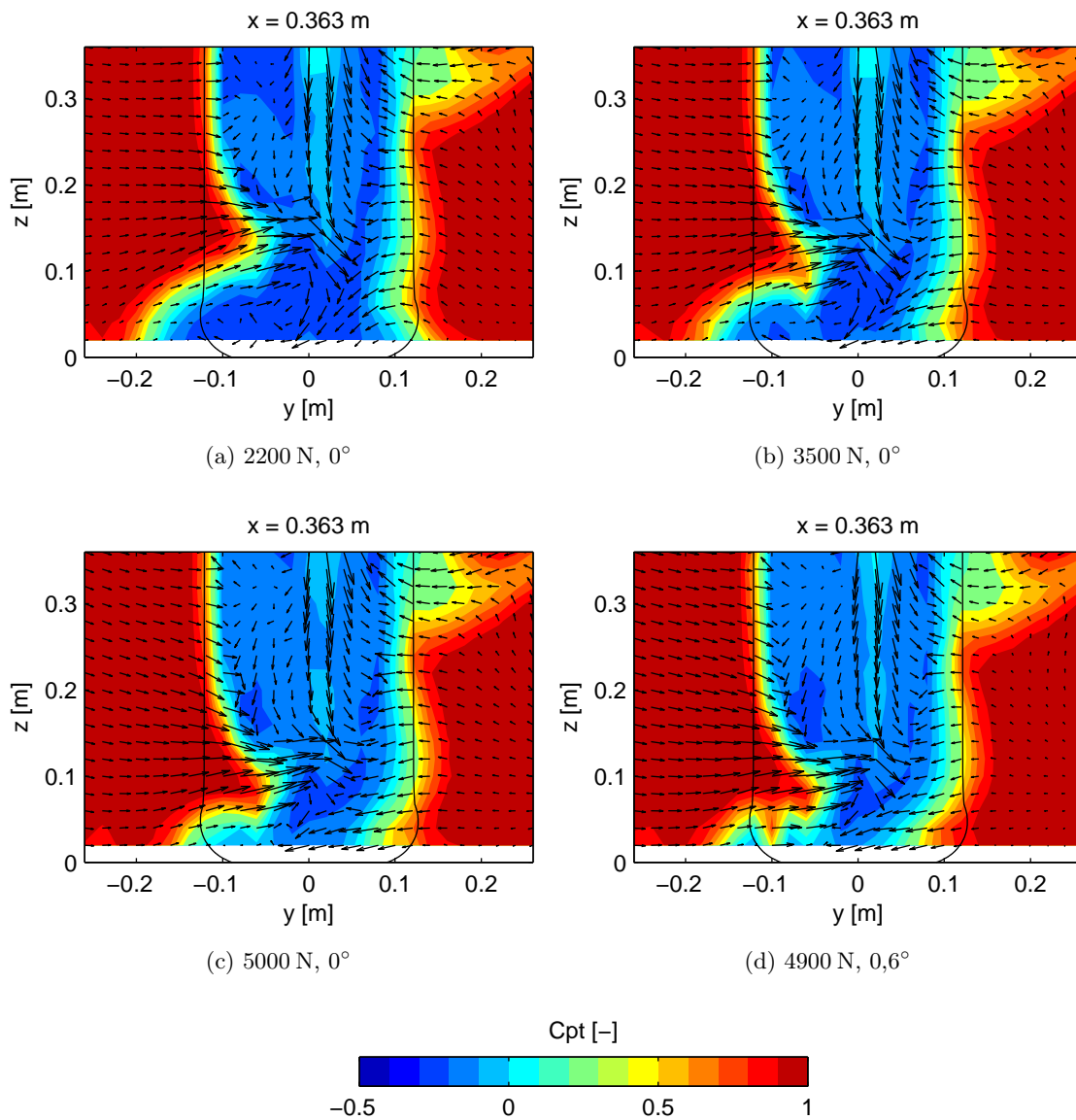
### Sturz

Abschließend wird die Sensitivität der unteren Nachlaufstruktur auf eine Änderung des Sturzwinkels untersucht. Dazu müssen im Versuch neben der Neigung des Radarms auch die Bodenplatten unter der Halterung so angepasst werden, dass die gewünschte Last-/Sturz-Kombination erzielt wird. Beim glatten Reifen wird der Sturzwinkel in Abb. 5.30 von  $0^\circ$  auf  $0,7^\circ$  (nach innen geneigt), beim profilierten in Abb. 5.31 von  $0^\circ$  auf  $0,6^\circ$  (nach innen geneigt) variiert. In beiden Fällen zeigt diese Maßnahme keine Auswirkung auf das bodennahe Strömungsfeld.





**Abb. 5.30:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des glatten Reifens bei variierter Last und Sturz. Windkanalergebnisse.



**Abb. 5.31:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des profilierten Reifens bei variierter Last und Sturz. Windkanalergebnisse.

### 5.4.3 Umsetzung in CFD

Will man den rotierenden, belasteten Reifen mit PowerFLOW simulieren, ist lediglich die Rotating-Wall-Randbedingung für diesen Zweck geeignet, da ein den Reifen umfassendes Sliding Mesh den Boden schneiden und in der Folge mitrotieren würde. Allerdings ist auch die Rotating-Wall-Randbedingung im Bereich des verformten Latsches fehlerbehaftet, da sie eine tangentielle Umfangsgeschwindigkeit über den radialen Abstand definiert. Die resultierende Oberflächengeschwindigkeit ist jedoch nur für einen rotationssymmetrischen Körper korrekt definiert. Aus Mangel an Alternativen muss die Randbedingung in diesem Fall dennoch angewendet werden. Im Bereich der Aufstandsfläche ergibt sich eine weitere Ungenauigkeit dadurch, dass die FE-Modelle bei einer Last von 4800 N verformt sind, was etwa 500 N weniger als im Experiment entspricht. Der dadurch zu erwartende Einfluss auf das Strömungsfeld wurde im letzten Abschnitt untersucht und wird in dieser Größenordnung als gering bewertet. Der Berechnungsaufwand einer Simulation bewegt sich für dieses Setup zwischen 13.000 CPU-Core-Stunden für den glatten und 15.000 CPU-Core-Stunden für den profilierten Reifen.

#### Glatter Reifen

Zunächst wird das berechnete Strömungsfeld des glatten Reifens analysiert. Die äußere Form des Nachlaufs in Abb. 5.32 stimmt gut mit der Zwölflochsondenmessung überein. Dies trifft sowohl auf die vertikale Ausdehnung als auch auf die Breite der Latschablösung über dem Boden zu. Der Abwind wird im oberen Teil gut wiedergegeben, zieht sich jedoch nicht so energiereich über die gesamte Höhe nach unten, wie es im Experiment beobachtet wird. Dabei muss jedoch bedacht werden, dass die Anwesenheit der Traverse im Experiment für den erhöhten Totaldruck in dieser Region verantwortlich sein könnte, s. Abschnitt 5.2.2. Des Weiteren ist in der Simulation eine klarere Wirbelstruktur der bodennahen Ablösung zu erkennen als im Versuch.

Im Mittelschnitt in Abb. 5.33 stellen sich die Abströmtangente und die Größe des Nachlaufgebietes ähnlich zum Experiment dar. Wie bereits in der Nachlaufebene zu erkennen ist, liegt das Totaldruckniveau jedoch unter dem des Versuchs. Das seitliche Einströmen hinter dem Reifen wird anhand Abb. 5.34 bewertet und zeigt eine gute qualitative Übereinstimmung von Simulation und Experiment. Dabei wird der Betrag der Quergeschwindigkeit lediglich um 2 m/s geringer vorhergesagt, während die räumliche Anordnung des Gebiets der Messung gleicht.

#### Profiliertes Reifen

Erhöht man die geometrische Komplexität durch Hinzufügen des Reifenprofils, verletzt man, wie am rotierenden, abgehobenen Reifen gezeigt, die Validität der Rotating-Wall-Randbedingung. Es ist daher nicht verwunderlich, dass das Simulationsergebnis in Abb. 5.32 stark vom Experiment abweicht. So orientiert sich der Nachlauf des profilierten Reifens in der Simulation an der Grundform des Nachlaufs des glatten Reifens und bildet dabei die am Latsch entstehende Ablösung noch massiver aus. Im Experiment geht die bodennahe Ablösung jedoch fast völlig zurück und der Nachlauf erstreckt sich insgesamt höher.

Im Mittelschnitt in Abb. 5.33 bestätigt sich der stärker berechnete Abwind und äußert sich in einer steiler nach unten gerichteten Abströmtangente als im Experiment. Die Förderwirkung der Profilrillen kann verständlicherweise nicht mit der Rotating-Wall-Randbedingung dargestellt werden. Die Analyse des seitlichen Einströmens in Abb. 5.34 zeigt ebenfalls große Abweichungen zwischen Simulation und Experiment auf. Der vom Latsch stromab ausgebildete Wirbel sorgt

im bodennahen Bereich für eine stark nach außen gerichtete Strömung und oberhalb für ein schwächeres Einströmen als im Windkanalversuch.

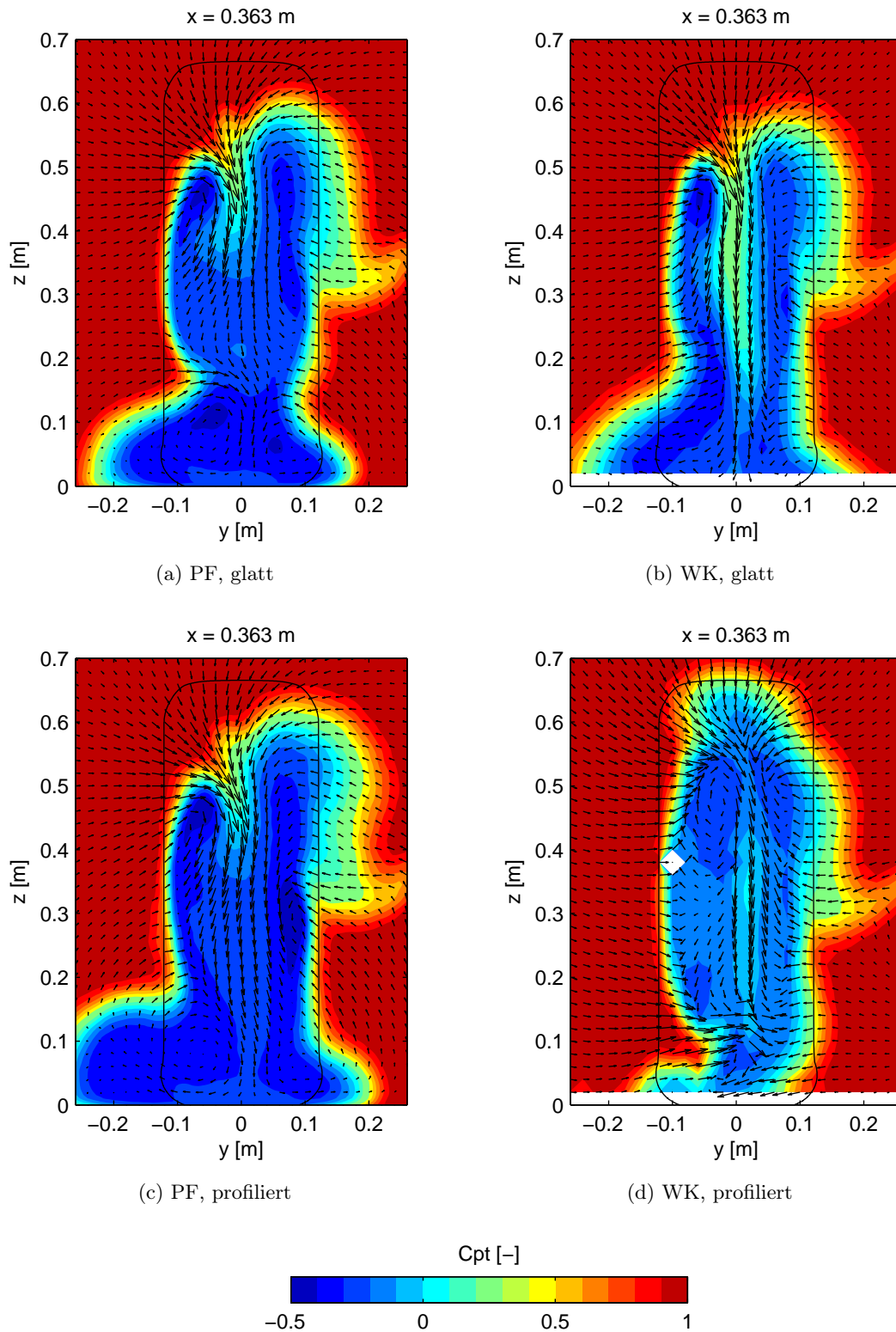
### Reifen mit Längsrillen

Für das weitere Vorgehen ist es wichtig zu verstehen, wie entscheidend jeweils der Druckausgleich zwischen Latschvorder- und -rückseite durch die Längsrillen, und die Rotation der Querrillen, mit der damit verbundenen Förderwirkung, für die Umströmung des profilierten Reifens sind. Dazu werden in einen der glatten Reifen lediglich die vier Hauptlängsrillen des Serienprofils hineingeschnitten. Auf diese Weise können die Effekte von Längs- und Querrillen auch im Windkanal getrennt voneinander analysiert werden.

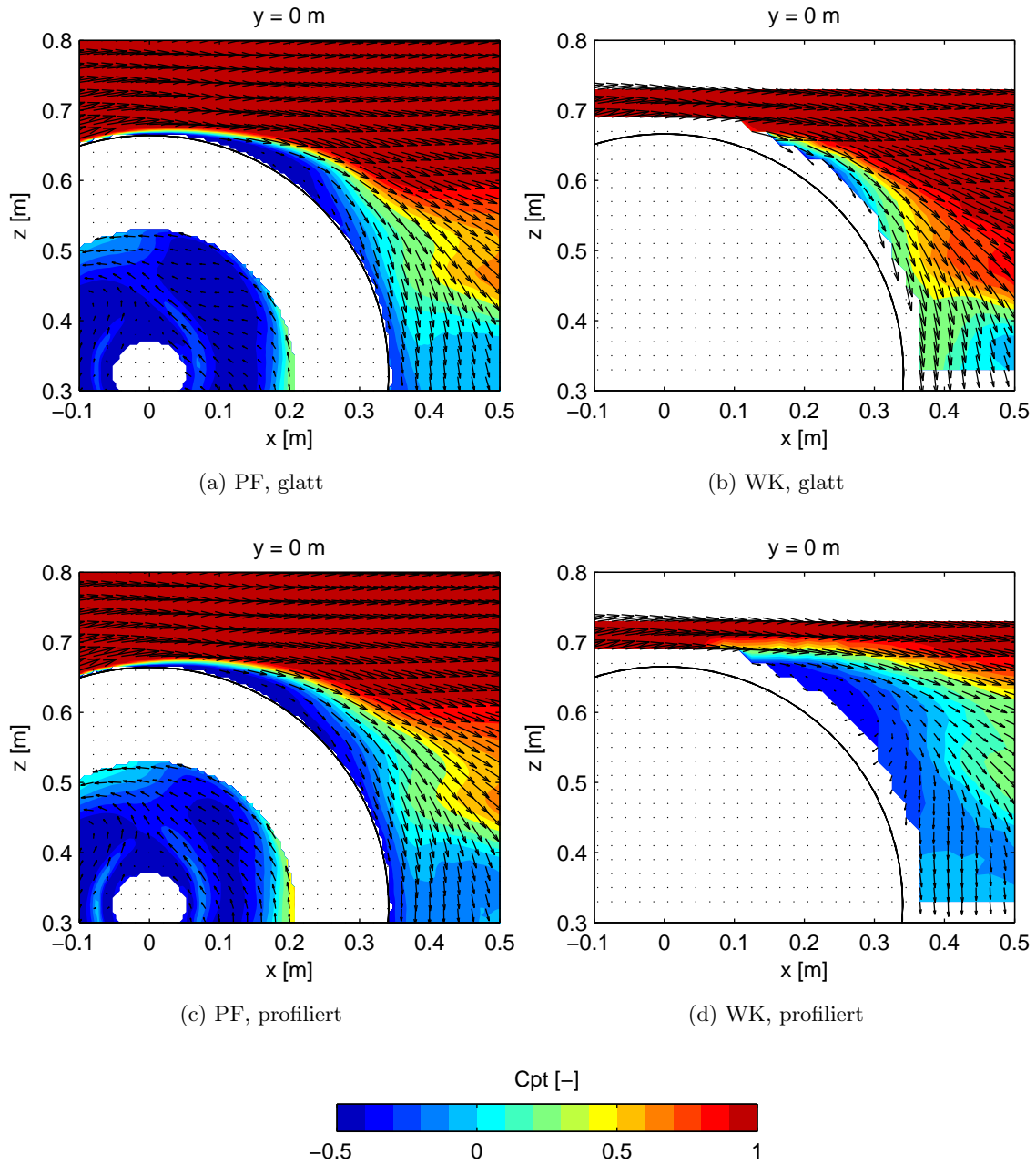
Anhand von Abb. 5.35 wird zunächst der in Simulation und Experiment ermittelte Nachlauf analysiert. Durch den Druckausgleich zwischen Vorder- und Rückseite der Aufstandsfläche reduziert sich der Druck im Aufstaugebiet und somit die Intensität des nach außen gerichteten Jettings. Dies zieht in Simulation und Experiment eine Verkleinerung der Latschablösung nach sich. Im Simulationsergebnis ist dieser Effekt ausgeprägter als in der Windkanalmessung und es ist darüber hinaus eine Vereinigung der beiden Bodenwirbel zu einem zentralen im Uhrzeigersinn rotierenden Wirbel zu beobachten. Letzteres kann in der Messung nicht festgestellt werden. Insgesamt erstreckt sich der Nachlauf zwar etwas höher als der des glatten Reifens, jedoch nicht so stark wie hinter dem vollprofilierten Reifen. Wie auch bei den vorangegangenen Simulationen, fällt der Abwind energieärmer aus als im Experiment. Davon abgesehen ist die Übereinstimmung der Nachlaufkontur in der oberen Hälfte als gut zu bewerten.

Die Überströmung des Längsrillenreifens ähnelt der des glatten Reifens und stellt sich in Simulation und Experiment hinsichtlich des Abströmwinkels vergleichbar dar. Das Totaldruckniveau wird in der Simulation jedoch niedriger als im Versuch berechnet. Auch an dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass Interferenzeffekte der Traverse in der Messung der Grund für diese Abweichung sein können (s. Abschnitt 5.2.2). Betrachtet man die Quergeschwindigkeitsverteilung an der Außenseite des Reifens in Abb. 5.37, so liegt das Zentrum des Einströmens in der Simulation etwas tiefer als in der Messung. Die Einströmgeschwindigkeit wird in ihrer Stärke jedoch korrekt berechnet und ähnelt dabei der des glatten Reifens.

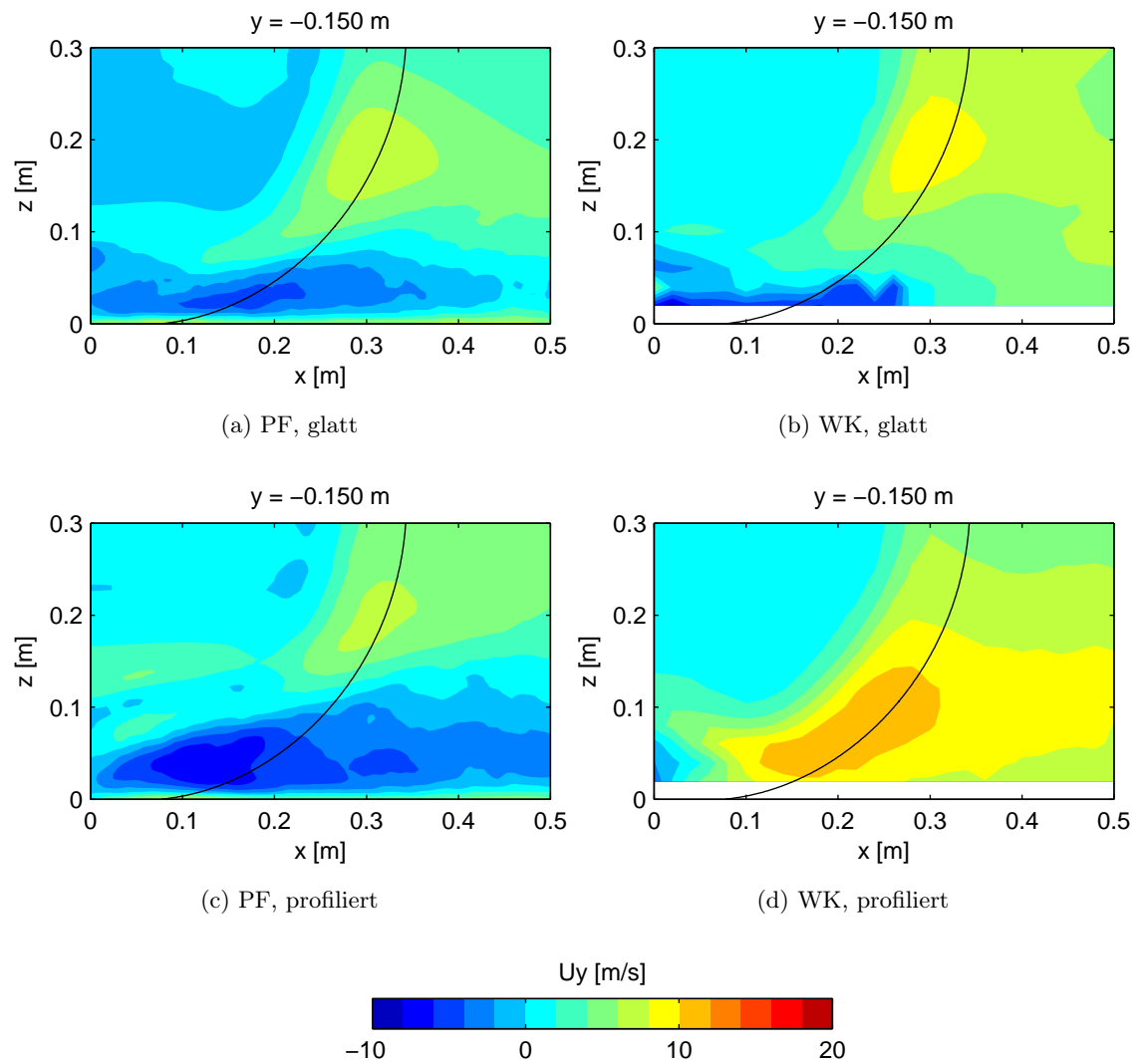
Zur Bewertung der getrennten Einflüsse von Längs- und Querrillen ist festzuhalten, dass die Längsrillen mit dem von ihnen verursachten Druckausgleich zwar zu einer Verkleinerung der Latschablösung beitragen, jedoch nicht in der Größenordnung des gesamten Unterschieds zwischen glattem und vollprofiliertem Reifen. Das Strömungsfeld ähnelt noch stark dem des glatten Reifens und verfügt auch im oberen Teil des Nachlaufs nicht über eine vergleichbare vertikale Ausdehnung. Dies ist jedoch nicht verwunderlich, da die frühere Ablösung am Scheitel und der reduzierte Abwind bereits intuitiv besser mit der Förderwirkung der rotierenden Querrillen zu erklären sind. Größer als erwartet ist der nachgewiesene Einfluss der Querrillen auf den bodennahen Nachlaufbereich. Dort scheint ihre Förderwirkung die Latschablösung zu minimieren und das seitliche Einströmen signifikant zu verstärken. Wie in der experimentellen Sensitivitätsstudie zur Lastvariation in Abschnitt 5.4.2 jedoch auch gezeigt wurde, hängt dieser Effekt erheblich von der Verformung des Latsches ab. Der genaue Mechanismus dahinter geht aus den durchgeführten Messungen noch nicht hervor, und ist schwierig zu untersuchen.



**Abb. 5.32:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, belasteten Reifens. PowerFLOW- und Windkanalergebnisse.



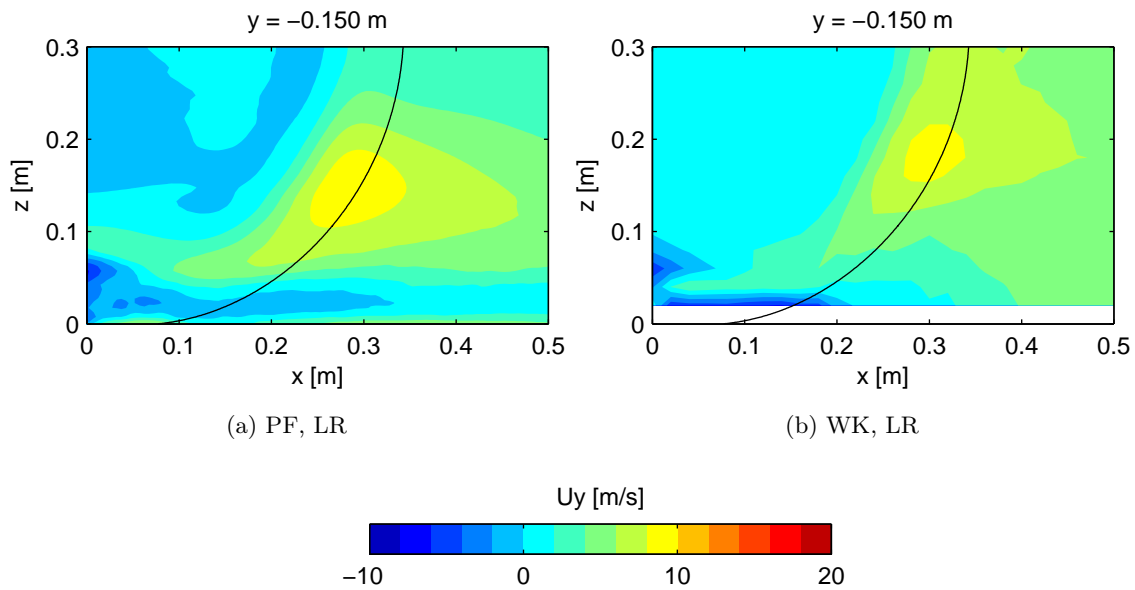
**Abb. 5.33:** Totalsdruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, belasteten Reifens. PowerFLOW- und Windkanalergebnisse.



**Abb. 5.34:** Einströmen hinter dem rotierenden, belasteten Reifen. PowerFLOW- und Windkanalergebnisse.







**Abb. 5.37:** Einströmen hinter dem rotierenden, belasteten Reifen mit Längsrillen (LR). PowerFLOW- und Windkanalergebnisse.

### Ersatzmodell eines profilierten Reifens

Wie auch am Gesamtfahrzeug angewendet, ist es möglich, den vollprofilierten Reifen in der numerischen Simulation als Längsrillenreifen mit zusätzlich erhöhter Oberflächenrauheit auf der Lauffläche darzustellen. Auf diese Art und Weise soll die Grenzschicht der rotierenden Reifenoberfläche vergleichbar zur Förderwirkung der Querrillen künstlich aufgedickt werden, um auch mit der Rotating-Wall-Randbedingung eine ähnliche Umströmung zu erzeugen. Dazu wird der Längsrillenreifen in der Simulation auf der Lauffläche mit Rauheitswerten von 2 mm bis 10 mm beaufschlagt. Zur Orientierung sei erwähnt, dass die Profiltiefe zwischen 5 mm und 8 mm beträgt. Da oberhalb einer Rauheit von 5 mm ein gesättigtes Verhalten auftritt, ist der 10-mm-Fall nur im Anhang A.1.2 abgedruckt. Die Simulationsergebnisse für Werte bis 5 mm sind in Abb. 5.38 bis 5.40 im Vergleich zur Messung des profilierten Reifens dargestellt.

Betrachtet man zunächst die Nachlaufebene, hat die Einführung einer Rauheit von 2 mm zwei Effekte. Der Nachlauf erstreckt sich etwas höher und die bodennahe Ablösung wächst zur Außenseite hin. Eine Vergrößerung des zentralen, im Uhrzeigersinn drehenden Wirbels im unteren Nachlauf ist festzustellen, die mit einer stark asymmetrischen Ausprägung der Region einhergeht. Die Übereinstimmung mit dem Strömungsfeld des profilierten Reifens aus dem Windkanal wird durch diese Maßnahme nicht verbessert. Bei einer weiteren Erhöhung der Oberflächenrauheit auf einen Wert von 5 mm erstreckt sich der Nachlauf ein weiteres Stück nach oben und erreicht damit etwa die Höhe der Windkanalmessung des profilierten Reifens. Im bodennahen Bereich bleibt der asymmetrische Charakter des Nachlaufs erhalten, wobei sich die Latschablösung der Außenseite nun deutlich verkleinert und der Wirbel signifikant kontrahiert. Damit einher geht eine Absenkung des seitlichen Einströmens näher zum Boden hin bei gleichzeitiger Verstärkung seiner Intensität. Vergleicht man diese Nachlaufkontur mit der des Experiments, ist eine bedeutend bessere Übereinstimmung zu verzeichnen. Interessant ist dabei, dass der Einfluss der Oberflächenrauheit auf das Strömungsfeld einen nichtlinearen

Charakter besitzt. Dies äußert sich darüber hinaus auch in einer Sättigung oberhalb von 5 mm Rauheit, die im Anhang dokumentiert ist.

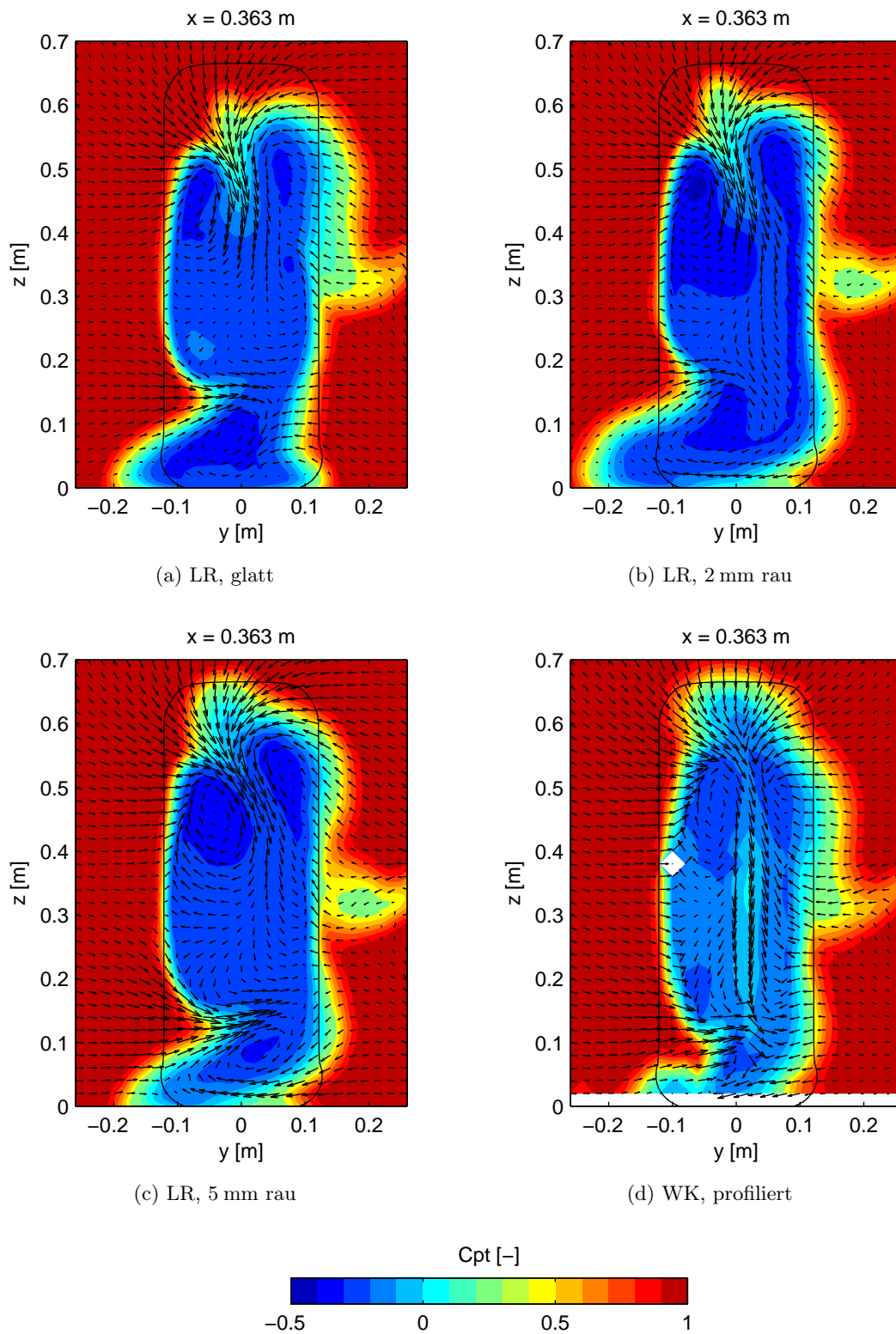
Die Analyse des Mittelschnitts liefert die Erkenntnis, dass der Ablösepunkt mit zunehmender Rauheit nach vorne wandert, was die Abströmung hinter dem Reifen flacher gestaltet. Dabei wird für den 5-mm-Fall eine gute Übereinstimmung mit der Messung des profilierten Reifens erzielt. Im unteren Teil des Nachlaufs wird das Totaldruckniveau jedoch, wie bei einigen bereits vorgestellten Simulationen, niedriger als im Experiment vorhergesagt. Bei einer auf 10 mm weiter gesteigerten Rauheit ist auch hier eine Sättigung zu beobachten, die im Anhang nachvollzogen werden kann.

Das seitliche Einströmen von der Außenseite in den unteren Nachlaufbereich bestätigt die Erkenntnisse der Nachlaufanalyse. Zunächst ist bei einer Rauheit von 2 mm ein Wachstum der Ablösung mit einer gleichzeitigen Abschwächung des Einströmens zu beobachten. Das Zentrum verlagert sich zudem etwas nach oben. Bei einer weiteren Anhebung der Rauheit auf 5 mm senkt sich dieses Zentrum bei gesteigerter Quergeschwindigkeit deutlich ab. Die Übereinstimmung mit dem Experiment ist besser, aber noch nicht ganz zufriedenstellend, da die Latschablösung immer noch einen Teil des Einströmens verhindert.

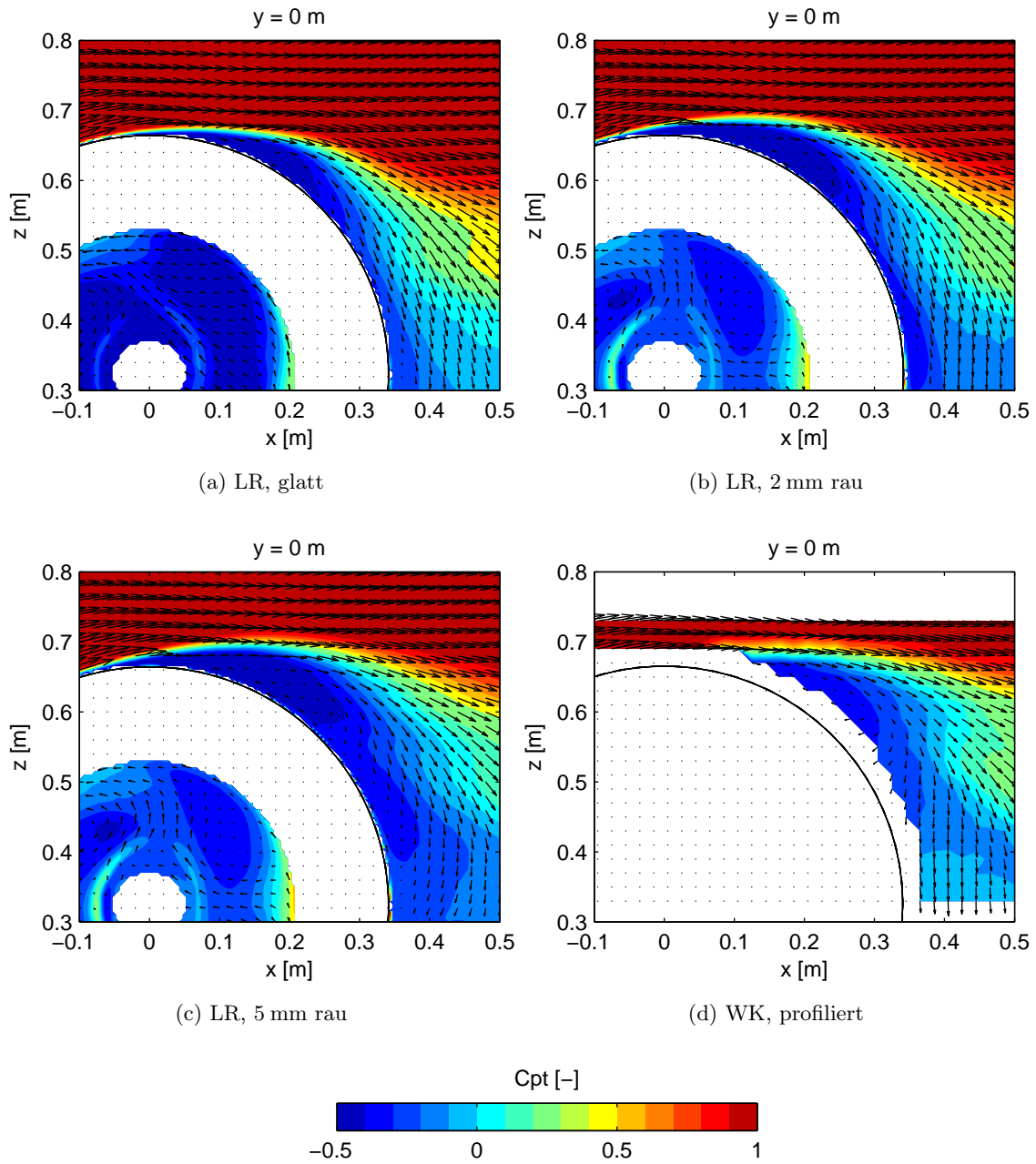
Der Vollständigkeit halber sollen auch die Widerstandsflächen der simulierten Modelle den experimentellen Daten, wie in Tab. 5.7 aufgelistet, gegenübergestellt werden. Generell liegen alle berechneten über den gemessenen Werten. Besonders groß ist der Unterschied dabei im Falle des profilierten Reifens mit Rotating-Wall-Randbedingung, bei dem auch das Strömungsfeld eine erhebliche Diskrepanz zur Messung aufweist. Zieht man jedoch den Reifen mit durch Oberflächenrauheit emuliertem Profil heran, stimmt die zum glatten Reifen berechnete Differenz im Widerstand mit dem Experiment überein. Dies erscheint schlüssig, da auch die Tendenz des Strömungsfelds zumindest qualitativ korrekt vorhergesagt wird. Vergleicht man jedoch den Längsrillenreifen mit und ohne Rauheit, so gibt die Simulation diese Differenz nicht in Übereinstimmung zur Windkanaldifferenz des Längsrillen- und Vollprofilreifens wieder. Dabei ist jedoch nicht geklärt, weshalb der Widerstand des Längsrillenreifens im Windkanal näher an dem des profilierten Reifens liegt, obwohl sein Nachlauf eine deutlich größere Ähnlichkeit zum glatten Reifen aufweist.

**Tab. 5.7:** Widerstandsflächen des rotierenden Rades mit Bodenkontakt (PowerFLOW: Rotating Wall).

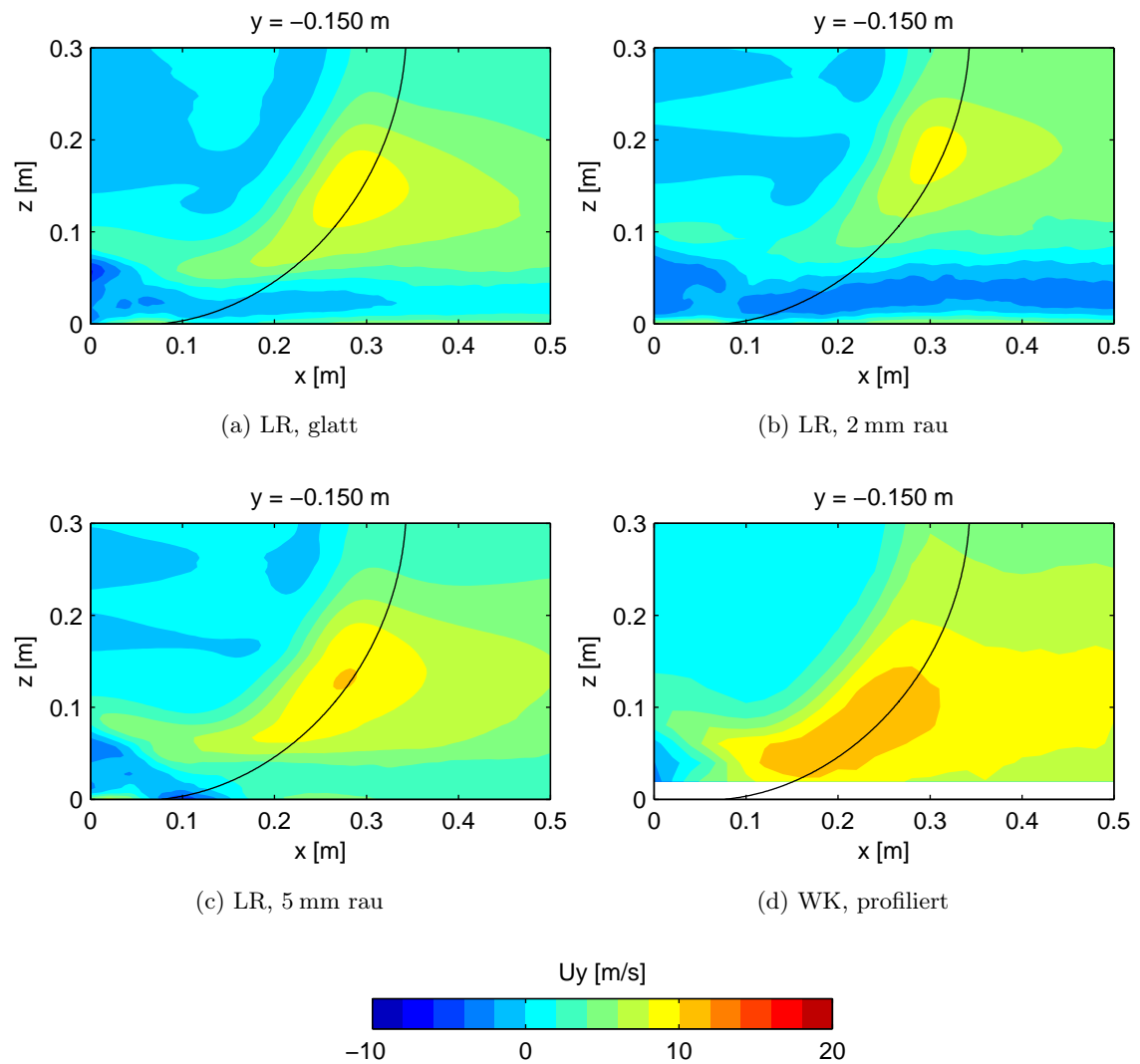
$C_x A$ [m <sup>2</sup> ]	PowerFLOW	Windkanal
glatt	0,087	0,075
profiliert	0,101	0,064
Längsrillen	0,080	0,063
Längsrillen 5 mm rau	0,076	–



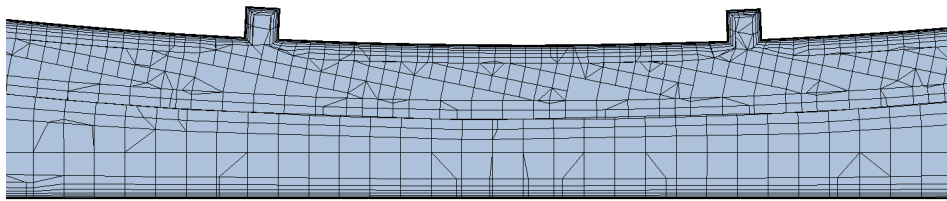
**Abb. 5.38:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des Längsrillenreifens (LR) mit ansteigender numerischer Oberflächenrauheit auf der Lauf­fläche. PowerFLOW-Ergebnisse (a-c) und Windkanalmessung des profilierten Reifens (d).



**Abb. 5.39:** Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des Längsrillenreifens (LR) mit ansteigender numerischer Oberflächenrauheit auf der Lauf­fläche. PowerFLOW-Ergebnisse (a-c) und Windkanalmessung des profilierten Reifens (d).



**Abb. 5.40:** Einströmen hinter dem Längsrillenreifen (LR) mit ansteigender numerischer Oberflächenrauheit auf der Lauffläche. PowerFLOW-Ergebnisse (a-c) und Windkanalmessung des profilierten Reifens (d).



**Abb. 5.41:** Gitter der CCM+-Simulation mit wandnahen Prismenschichten und Sliding-Mesh-Interface.

## 5.5 Vergleichsrechnungen mit STAR-CCM+

Ein Ziel dieser Arbeit ist es u. a., den Komplexitätsgrad zu bestimmen, ab dem die numerische Methode nicht mehr in der Lage ist, die Windkanalergebnisse zu reproduzieren. Im Falle der PowerFLOW-Simulationen wird dieser Punkt erreicht, wenn die Rotation des gesamten Reifens mit Sliding Mesh modelliert werden soll. Es konnte gezeigt werden, dass eine nahe Positionierung des Interfaces an der Oberfläche in einer Region starker Gradienten einen negativen Einfluss auf die Vorhersagegüte der Simulation hat. Mit einer zweiten Methode, dem kommerziellen Navier-Stokes-Löser STAR-CCM+, soll bei vergleichbarem Setup ein Vergleichsergebnis für den abgehobenen, profilierten Reifen generiert werden.

Dazu wird ein unstrukturiertes, hexaederbasiertes Finite-Volumen-Netz in CCM+ erzeugt, welches sich in der Auflösung an den VR-Regionen des PowerFLOW-Setups orientiert. In Abb. 5.41 ist ein  $y$ -Schnitt durch das Netz für den rotierenden Reifen mit Sliding-Mesh-Interface im Spalt zwischen Reifen und Fahrbahn dargestellt. Bei der Finite-Volumen-Methode ist es möglich, die Oberfläche mit flachen Prismenschichten zu überziehen, um so die Grenzschicht bis zur Wand berechnen zu können. Im Vergleich dazu muss bei der Lattice-Boltzmann-Methode auf eine Wandfunktion zurückgegriffen werden, da die benötigte minimale Schichtdicke mit kubischen Voxels bei vertretbarer Modellgröße nicht erreicht werden kann. Konkret bedeutet dies für die CCM+-Simulation, dass die erste Schicht lediglich 0,015 mm dünn ist. Die Schichtdicke erhöht sich mit dem Wandabstand bis zum Hexaederkern des Netzes. Gut zu erkennen ist auch das zylindrische Interface, welches den rotierenden vom statischen Teil des Netzes trennt, und ebenfalls von zwei Prismenschichten umzogen wird. Aufgrund der schichtartigen Vernetzungsstrategie ist es auch möglich, mehr Zellen in den Raum zwischen Geometrie und Interface zu legen, was den vom Interface verursachten Fehler reduzieren sollte. Für das Netz ergeben sich in Summe 80 Mio. Volumen- und 10 Mio. Oberflächenelemente.

Für das Basissetup wird eine Zeitschrittweite von  $10^{-4}$  s bei einer physikalischen Gesamtsimulationszeit von 1,0 s gewählt. Dadurch wird eine CFL-Zahl von kleiner als 5 im gesamten Strömungsfeld erreicht, was für den impliziten Strömungslöser im akzeptablen Bereich liegt. In den Simulationen werden die turbulenten Strukturen nach dem  $k$ - $\omega$ -SST-Modell berechnet, in URANS- und IDDES-Formulierung.

### 5.5.1 Abgehobenes Rad ohne Rotation

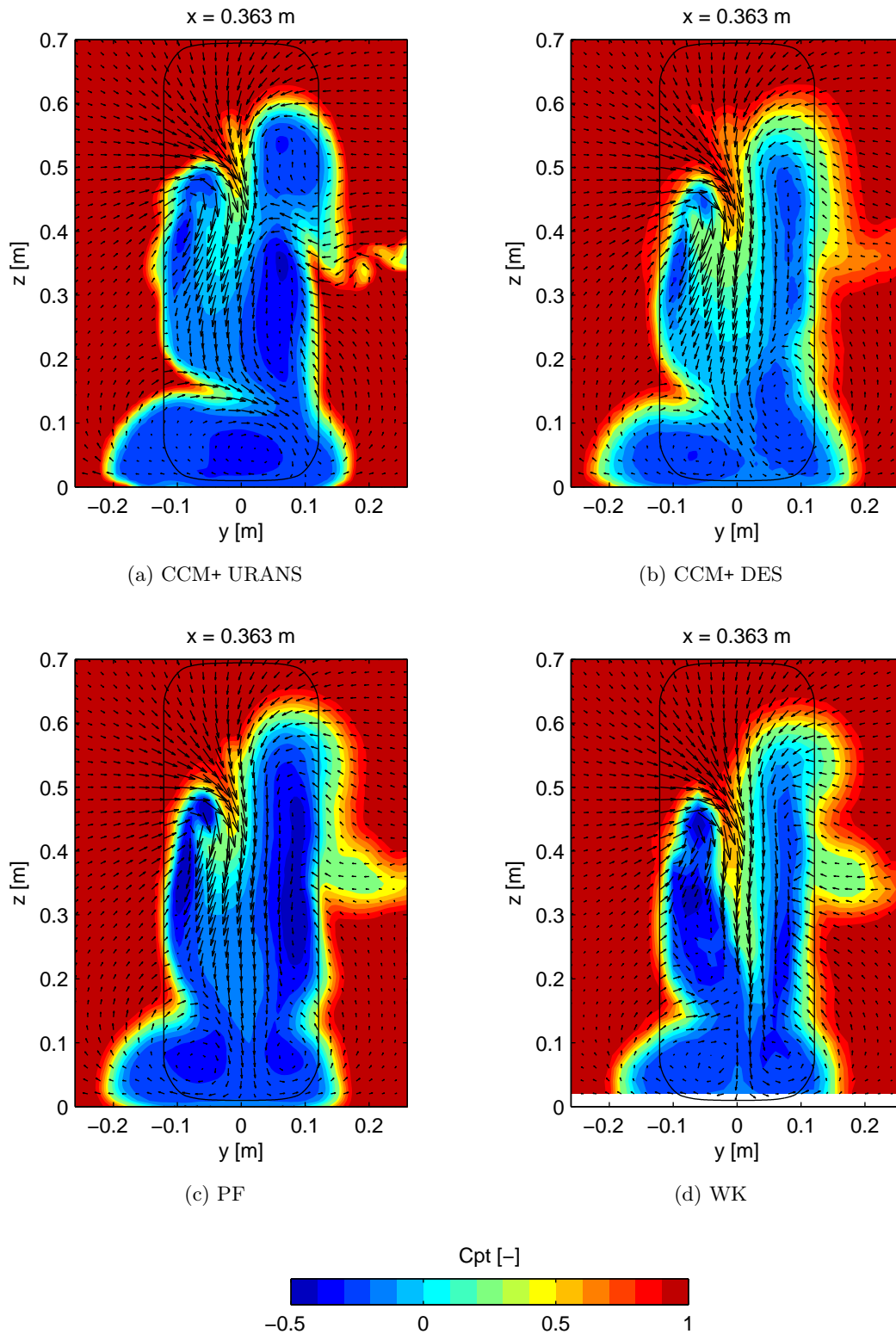
Zunächst wird der Fall des abgehobenen Rades ohne Rotation betrachtet, um die grundlegende Eignung des Simulationsmodells zu bewerten. Beginnend mit der URANS-Simulation sind im Nachlauf in Abb. 5.42 wesentliche Unterschiede zum Experiment festzustellen. Der innere, nach oben gerichtete Ast bildet oben ein leicht abgesetztes Gebiet niedrigen Totaldruck aus, dessen

Übergang zur energiereichen Außenströmung schärfer als im Windkanal verläuft. Der Nachlauf des Radarms ist darüber hinaus nicht so klar ausgeprägt. Im unteren Teil ist ein zentraler, bodennaher Wirbel statt des gegenläufigen Wirbelpaars im abgelösten Bereich erkennbar. Oberhalb dieses Wirbels zieht die Strömung stärker von der Außenseite ein als in der Messung.

Die mit der DES berechneten Strukturen gleichen der Messung deutlich besser. Tendenziell ist das Totaldruckniveau etwas höher, die Nachlaufkontur stimmt jedoch im Wesentlichen mit der Messung überein. Des Weiteren ist nun auch das bodennahe, gegenläufig rotierende Wirbelpaar, wenn auch in asymmetrischerer Ausprägung, nachweisbar. Insgesamt wird die Ablösung im unteren Bereich etwas breiter als im Windkanal vorhergesagt.

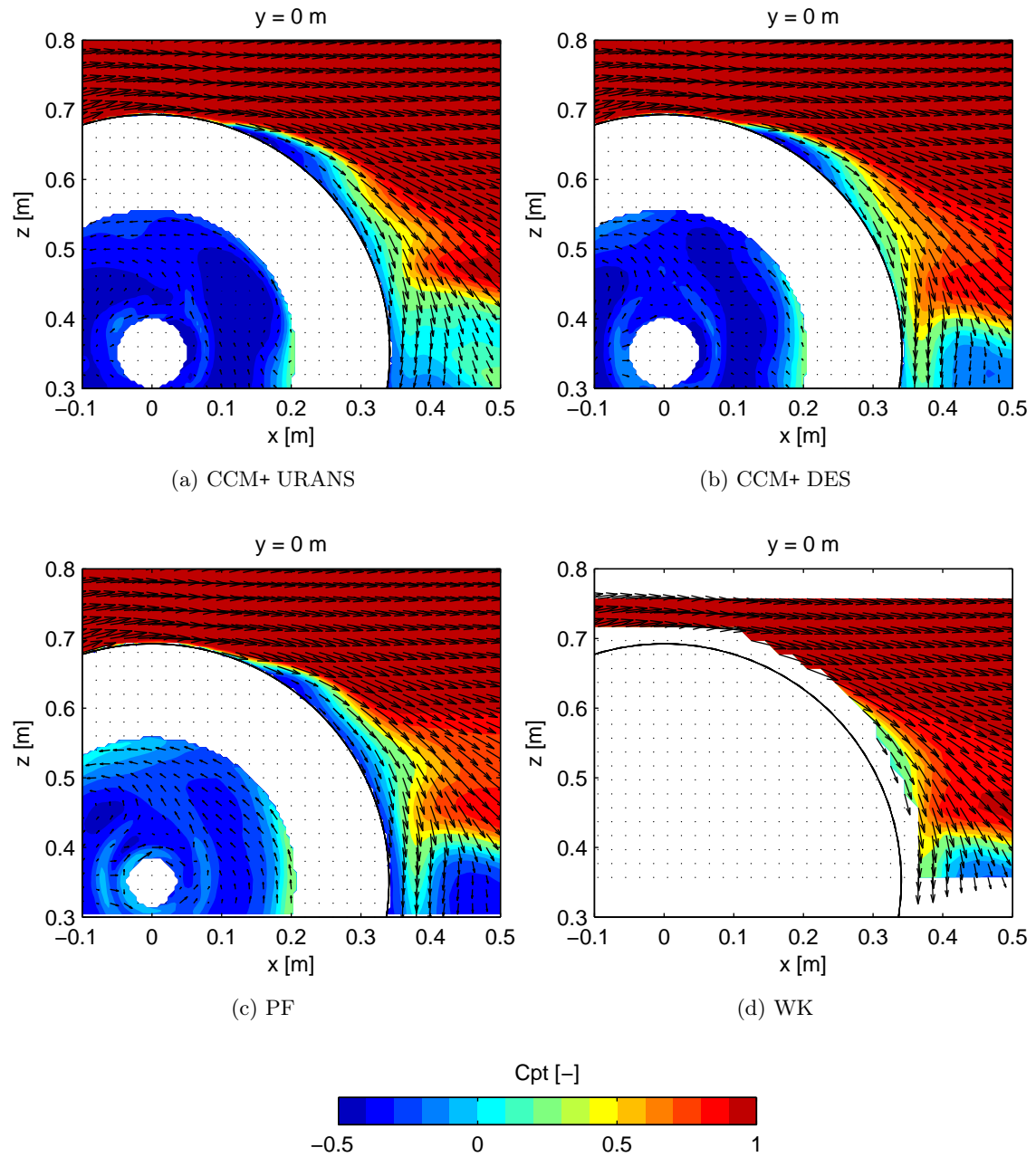
Im Mittelschnitt in Abb. 5.44 erzeugen beide Ansätze ein ähnliches Ergebnis. Die Abström-tangente entspricht in guter Näherung dem Experiment. Etwa auf Achshöhe wird in der DES ein niedrigerer Totaldruck als in der URANS-Simulation berechnet, was eine Annäherung an die Messung bedeutet. Das seitliche Einströmen hinter dem Reifen wird in der Ebene in Abb. 5.43 für beide Ansätze gleich vorhergesagt. Dabei liegt die Quergeschwindigkeit minimal über dem im Windkanal gemessenen Wert. Im unmittelbaren Bereich über dem Boden wird die vom Wirbel verursachte Verdrängung nach außen gut getroffen.

Insgesamt stimmt das DES-Resultat besser mit den Windkanalmessungen überein als das Strömungsfeld der URANS-Simulation. Verglichen mit der PowerFLOW-Lösung ist die Qualität der DES vergleichbar, wobei PowerFLOW eine etwas genauere Vorhersage des unteren Wirbelpaares liefert. Um das Simulationsresultat weiter zu verbessern, wurden die folgenden Maßnahmen an der DES getestet: Ausdehnung der VR-Region mit Auflösung von 1 mm, Halbierung des Zeitschritts und Verdopplung der Anzahl innerer Iterationen. Keine der Maßnahmen erhöhte jedoch die Übereinstimmung mit dem Experiment, sodass das Basissetup auch für die Simulation des drehenden Rades angewendet wird.

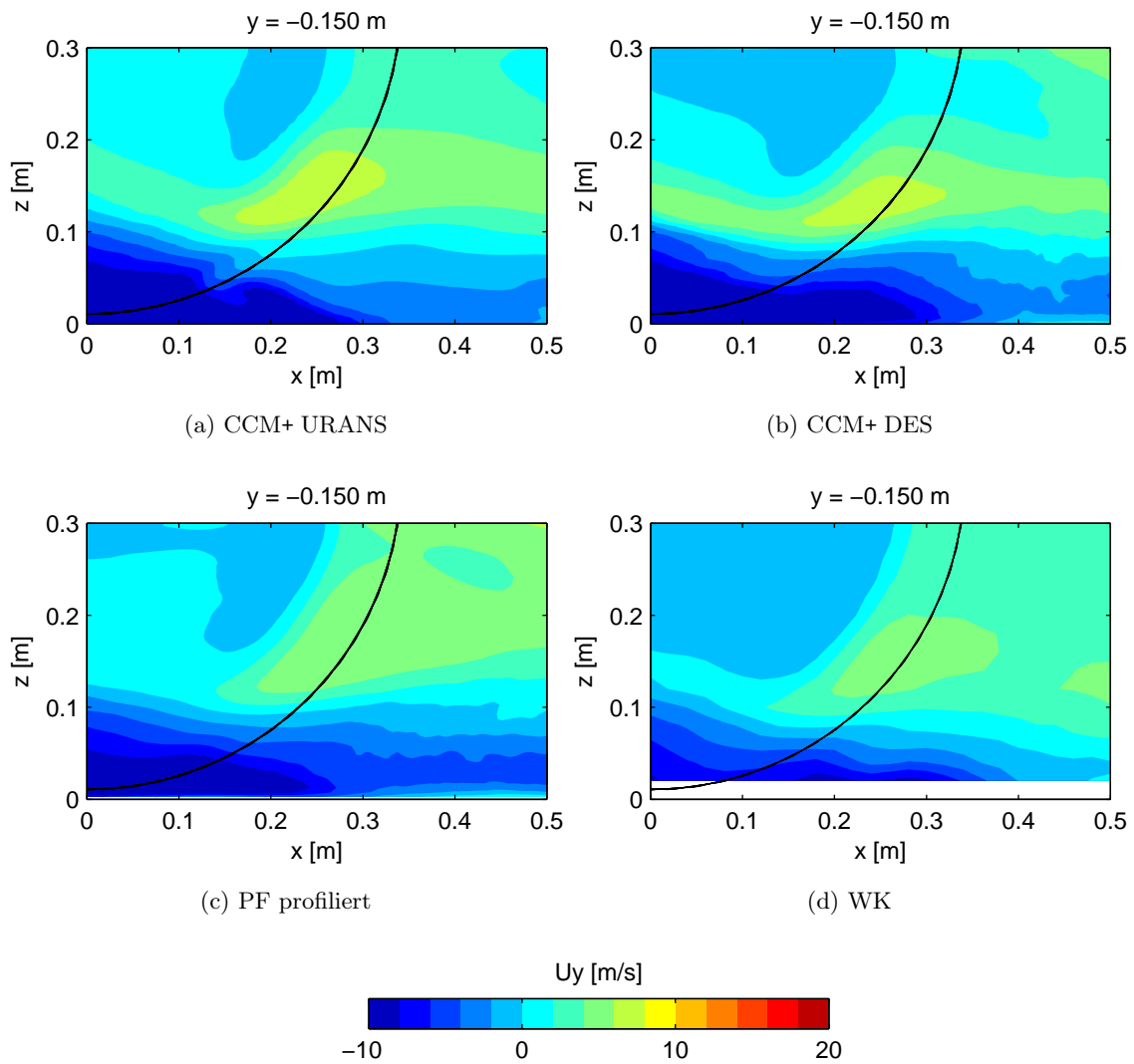


**Abb. 5.42:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des nicht rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich.





**Abb. 5.43:** Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des nicht rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich.



**Abb. 5.44:** Einströmen hinter dem nicht rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifen. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergbnisse im Vergleich.

### 5.5.2 Abgehobenes Rad mit Rotation

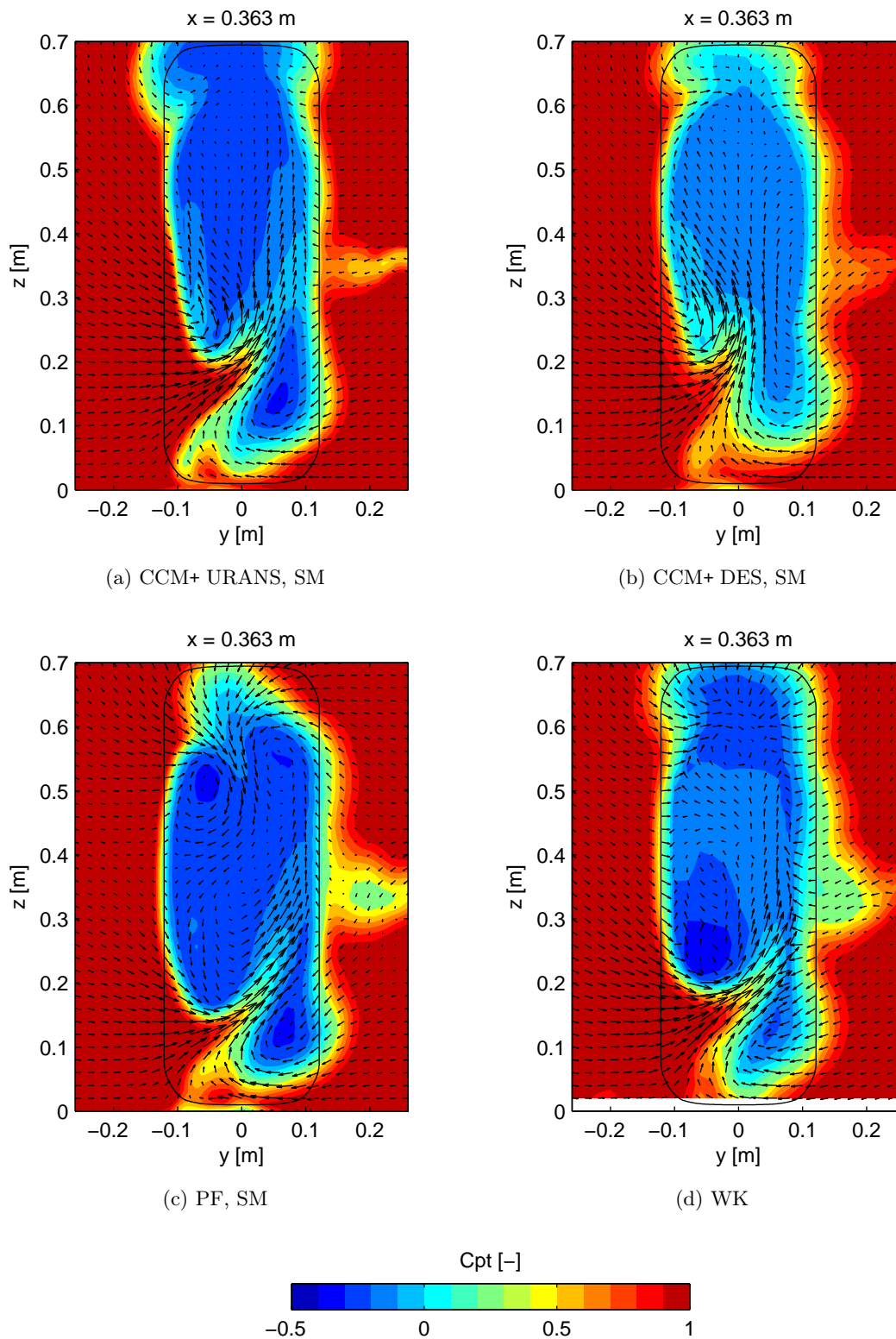
Als Nächstes werden die CCM+-Setups, wie in der PowerFLOW-Simulation, mit einem Sliding-Mesh-Interface versehen, um die Rotation des profilierten Reifens zu ermöglichen. Es ergeben sich die in Abb. 5.45 dargestellten Nachlaufstrukturen. Dabei wird die Ablösung an der Oberseite des Reifens in der URANS-Simulation überzeichnet, was zu einer zu starken vertikalen Ausdehnung des Totwassergebiets und einem zu großen Totaldruckverlust führt. Im unteren Bereich werden das von der Außenseite schräg nach oben ziehende Einströmen sowie der innere Fortsatz des Nachlaufs in guter Übereinstimmung mit der Windkanalmessung vorhergesagt.

Im Falle der DES wird der obere Nachlauf in guter Näherung zum Versuch wiedergegeben, wobei der Totaldruck an der Spitze leicht überschätzt wird. Im unteren Teil wird ebenfalls ein starkes Einströmen von der Außenseite beobachtet, dass jedoch nicht schräg Richtung Radarm, sondern steil oben gerichtet ist.

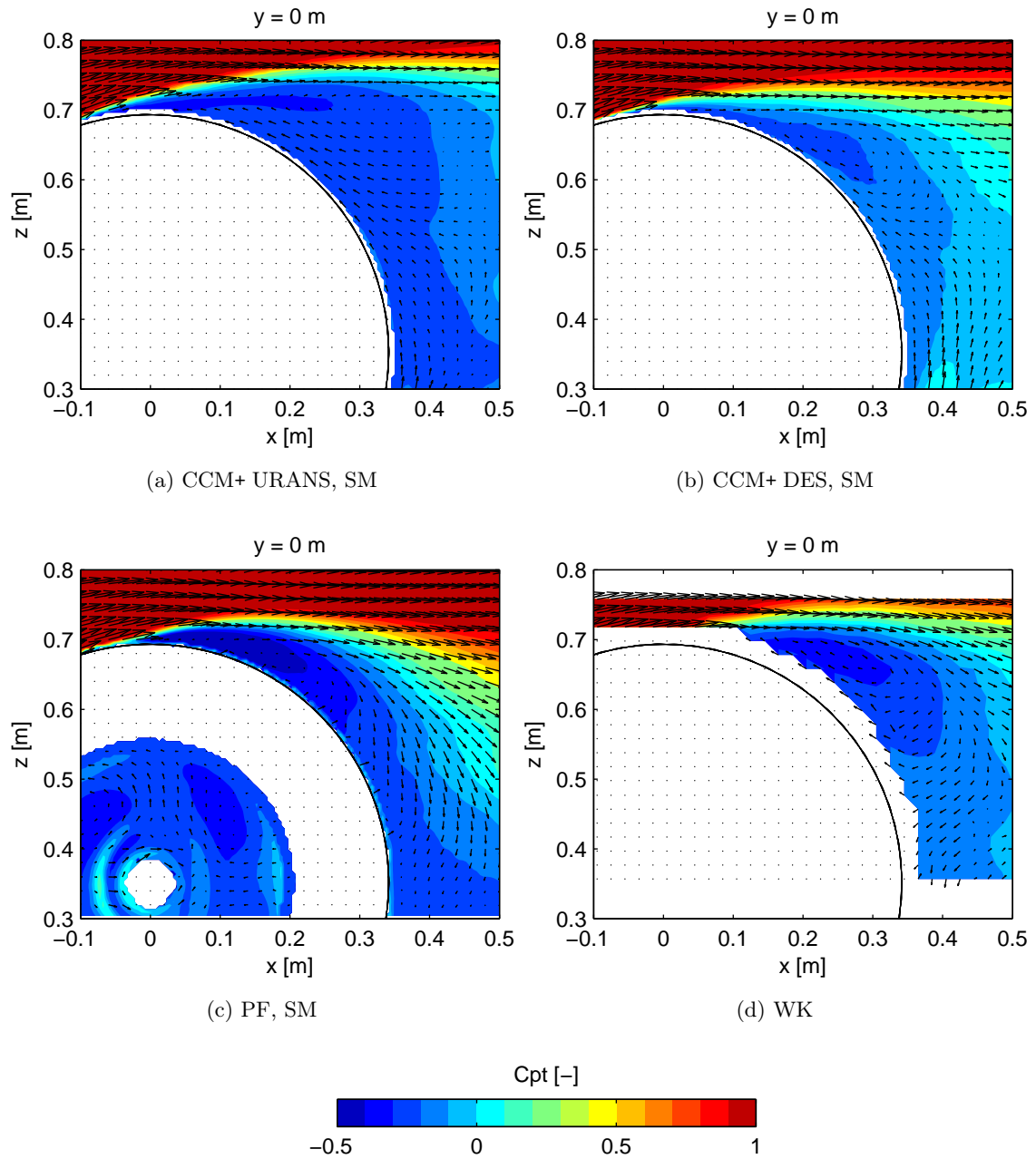
Die Analyse des Mittelschnitts in Abb. 5.46 bestätigt die Erkenntnisse der Nachlaufebene. Die URANS-Lösung zeigt eine deutlich vor dem Scheitelpunkt beginnende Ablösung, die eine nach oben gerichtete Abströmtangente zur Folge hat. Der Totaldruckverlust im Totwassergebiet ist deutlich überzeichnet. Im Gegensatz dazu stellen sich Ablösepunkt und Totaldruckniveau in der DES in guter Übereinstimmung zum Experiment ein. Im unteren Bereich der Ebene ist jedoch ein vom seitlichen Einströmen herrührender Aufwind zu beobachten, der in der Windkanalmessung in dieser Form nicht auftritt.

Bezüglich des seitlichen Einströmens in Abb. 5.47 zeigen beide CCM+-Simulationen ein höher liegendes Zentrum als die Windkanalmessung, geben jedoch den Betrag der Quergeschwindigkeit in guter Übereinstimmung mit dem Versuch wieder.

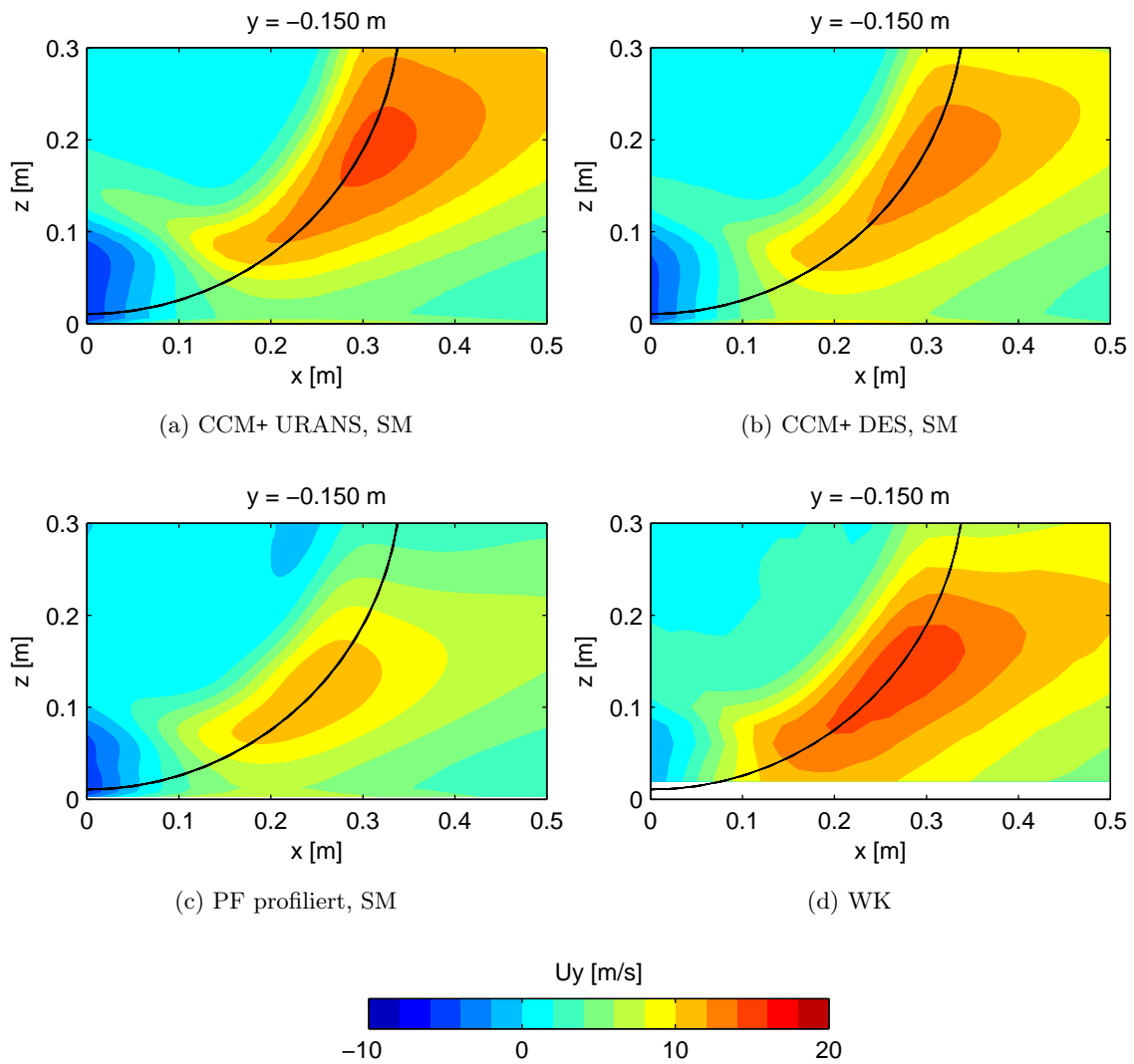
Bei Betrachtung aller drei Ebenen ergibt sich ein gemischtes Bild für die Bewertung der drei verglichenen Simulationsansätze. Während die URANS-Simulation in der unteren Nachlaufhälfte gute Ergebnisse liefert, überschätzt sie das Totwassergebiet im oberen Teil. Für die DES stellt es sich im Wesentlichen umgekehrt dar. Die PowerFLOW-Simulation wiederum sagt einen zu starken Abwind hinter dem Reifen vorher, liefert dafür aber eine gute Prognose der unteren Nachlaufstruktur. Abschließend ist zu bemerken, dass bei den CCM+-Simulationen noch eine Vielzahl von Parametern detaillierter untersucht werden kann, sodass hier noch Optimierungspotential für Folgeuntersuchungen besteht.



**Abb. 5.45:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich.



**Abb. 5.46:** Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich.



**Abb. 5.47:** Einströmen hinter dem rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifen. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich.

## 5.6 Zusammenfassung

Am frei angeströmten Einzelrad wurde eine breite Datenbasis für die Validierung der numerischen Simulation bei schrittweiser Steigerung der Komplexität der Geometrie sowie der Randbedingung generiert. Die Experimente liefern dabei zunächst die folgenden Erkenntnisse zum Profileinfluss am freistehenden Rad.

- Im abgehobenen, nicht rotierenden Zustand bilden der glatte und der profilierte Reifen vergleichbare Nachlaufstrukturen aus. In beiden Fällen ist ein Bodenwirbelpaar zu beobachten, dass am profilierten Reifen etwas stärker ausgeprägt ist. Die Strömung löst im Mittelschnitt an der Oberseite der Reifen deutlich hinter dem Scheitel ab und es kommt kaum zu seitlichem Einströmen hinter dem Reifen.
- Versetzt man die Reifen in Rotation ändert sich das Strömungsfeld grundlegend, aber für beide Reifen etwa gleichmäßig. Das Totwassergebiet erstreckt sich aufgrund der vor den Scheitel gewanderten Ablösung höher und das Bodenwirbelpaar verschwindet. Das rotierende Profil bewirkt dabei eine stärkere Förderwirkung und sorgt damit für einen höher ausgedehnten Nachlauf. Hinter beiden Reifen ist ein energiereiches Einströmen von der Seite in den Nachlauf festzustellen.
- Das Aufbringen einer realistischen Radlast von ca. 500 kg bewirkt an den Reifen unterschiedliche Änderungen im Strömungsfeld. Hinter dem glatten Reifen bildet sich ein von einem Abwind durchzogener Nachlauf mit Bodenwirbelpaar aus, der Ähnlichkeit zu den Untersuchungen an Rennsportreifen aus der Literatur aufweist. Der profilierte Reifen hingegen bildet ein sich höher erstreckendes, schlankeres Totwassergebiet aus. Statt eines Bodenwirbelpaares ist ein einzelner, mittig liegender Wirbel, welcher von einem energiereichen, seitlichen Einströmen hinter dem Reifen gespeist wird.
- Eine Sensitivitätsstudie zeigt ein unempfindliches Verhalten des unteren Nachlaufs beider Reifen auf einen Sturzwinkel von  $0,6^\circ$ . Eine Laständerung von 160 kg ist am glatten Reifen ebenfalls ohne Folge. Eine höhere Sensitivität zeigt hingegen der profilierte Reifen, dessen Bodenwirbel sensibel auf die Laständerung reagiert mit sinkender Last wächst.
- Die Untersuchung eines lediglich mit Längsrillen versehenen Reifens identifiziert schließlich die rotierenden Querrillen mit ihrer Förderwirkung als den entscheidenden geometrischen Einfluss. Der Druckausgleich durch die die Aufstandsfläche durchziehenden Längsrillen führt lediglich zu einer geringen Verkleinerung der Latschablösung.

Der Versuch wurde in der numerischen Simulation nachgestellt, um den Grad an Komplexität zu identifizieren, bis zu dem die Methode in der Lage ist, eine hohe Ergebnisqualität zu liefern.

- Der Fall des abgehobenen Rades kann sowohl mit glattem als auch profiliertem Reifen in guter Übereinstimmung mit dem Experiment abgebildet werden. Dies belegt die grundsätzliche Eignung des Verfahrens hinsichtlich der gewählten Gitterauflösung und des Turbulenzmodells.
- Im rotierenden Zustand liefert der Fall des um 10 mm abgehobenen Rades nur ohne Profil bei Anwendung der Rotating-Wall-Randbedingung ein zufriedenstellendes Ergebnis. Es wurde gezeigt, dass die Rotation der Querrillen mit dieser Randbedingung nicht dargestellt werden kann.

- Die Nutzung eines Sliding-Mesh-Interfaces zur Modellierung der Reifenrotation stellt sich als empfindlich hinsichtlich des Abstandes zur Geometrie heraus. Am glatten Reifen wird eine zur Rotating-Wall-Randbedingung gleichwertige Lösung erst mit größerem Boden- und damit auch Interface-Abstand erzielt.
- Der belastete, rotierende Reifen kann in der Simulation bei den gegenwärtig verfügbaren Randbedingungen nur vereinfacht als Längsrillenreifen mit auf der Lauffläche erhöhter Oberflächenrauheit dargestellt werden. Mit einem Rauheitswert von 5 mm wird dabei die bis dato beste Übereinstimmung zum experimentell ermittelten Strömungsfelds des profilierten Reifens erzielt.
- Die abschließend mit STAR-CCM+ am abgehobenen Rad durchgeführten Vergleichssimulationen zeigen bei Wahl des IDDES  $k-\omega$ -SST-Modells insgesamt eine ähnliche Ergebnisqualität. Die unterschiedlichen Stärken und Schwächen der jeweiligen Methode wurden dargelegt.



# Kapitel 6

## Fazit und Ausblick

Das übergeordnete Ziel dieses Forschungsvorhabens war die Ertüchtigung der numerischen Strömungssimulation zur Bewertung der Radaerodynamik bereits in einer frühen Phase des Fahrzeugentwicklungsprozesses. Dazu wurde der Fokus auf den standardmäßig bei der BMW Group in der Serienentwicklung eingesetzten Lattice-Boltzmann-Löser Exa PowerFLOW gelegt.

Zunächst wurden Fahrversuche zur Beschreibung der dynamischen Höhenstandsänderung und Reifenverformung durchgeführt, um die Abweichung der Windkanal- und Simulationsrandbedingungen von den tatsächlich auf der Straße auftretenden Randbedingungen zu bewerten. Zwar stellte sich der Einfluss der Höhenstandsänderung zum Stand mit einer Anhebung von bis zu 7 mm und einer entsprechenden Widerstandserhöhung von vier Punkten als durchaus relevant für den ermittelten absoluten Widerstandsbeiwert heraus, doch konnte er als vernachlässigbar für die Bewertung verschiedener Felgengedesigns untereinander eingestuft werden.

Nach einer ersten Voruntersuchung zu einem geeigneten Simulationssetup wurden zwei Versuchsreihen zur aerodynamischen Bewertung von Felgen und Reifen in den Windkanälen der BMW Group und in der numerischen Simulation durchgeführt. Im AWK mit Fünfbandsystem und im AEROLAB mit Einbandsystem wiesen die untersuchten Konfigurationen vergleichbare Tendenzen in den Beiwerten, der Strömungstopologie sowie in der Druckverteilung auf der Fahrzeugoberfläche auf. Zu beachten war jedoch bei Nutzung des Einbandsystems, dass die Fahrzeugfixierung mit an den Vorderrädern befestigten Stangen aufgrund ihrer Interferenz zu einer Unterschätzung der Widerstandspotentiale führte. Als die entscheidende, widerstandsbestimmende Strömungsstruktur wurde der sich vom Latsch ausbildende Bodenwirbel identifiziert. Je größer seine Ausmaße, desto höher sollte sich der Widerstand der Felgen und Reifen darstellen.

In der numerischen Simulation gelang es sowohl in der Felgen- als auch in der Reifenstudie erst mit an den Rädern im Vergleich zum Seriensetup vervierfachter Auflösung, die Widerstandsdifferenzen in guter Übereinstimmung mit dem Windkanalversuch zu prognostizieren. Der damit verbundene Berechnungsaufwand belief sich bis auf das Sechsfache einer Seriensimulation und stellte sich damit als außerordentlich hoch heraus. Die Simulationsgüte konnte im Vergleich zum Seriensetup deutlich gesteigert werden, wies jedoch in Bezug auf die Reifenmodellierung immer noch notwendige Vereinfachungen auf. So wurden lediglich die Längsrillen der Versuchsreifen als Profil übernommen und ihre Lauffläche mit einer numerischen Oberflächenrauheit versehen, um die rotierenden Querrillen auch mit einer simplen Geschwindigkeitsrandbedingung nachzuahmen. Die verformte Reifengeometrie wurde dabei im rotierenden, realistisch belasteten Zustand aus Laserschnitten rekonstruiert, was einen Fortschritt zum bisherigen Stand der Technik darstellt.

Um den Einfluss des Reifenprofils auf die Radumströmung nachvollziehen zu können und die numerische Simulation für diese Anwendung zu validieren, wurde anschließend eine Versuchsreihe am idealisierten Fall des frei angeströmten Einzelrades durchgeführt. Die Komplexität des Experiments wurde in geometrischer Hinsicht durch die Profilierung des Reifens und bezogen

auf die Randbedingung durch die Hinzunahme von Rotation und Belastung sukzessive erhöht. Im numerischen Modell wurden mittels FEM-Analyse dynamisch verformte Reifengeometrien mit hohem Detaillierungsgrad eingesetzt. Mit einer volumetrischen Auflösung von 0,5 mm nahe der Reifenoberfläche überstieg der Aufwand einer Einzelradsimulation damit den einer Gesamtfahrzeugsimulation.

Im einfachsten Fall des abgehobenen, stationären Rades vermochte die Simulation das Strömungsfeld mit guter Genauigkeit abzubilden, wobei der Unterschied zwischen glattem und profiliertem Reifen gering ausfiel.

Bei zusätzlicher Rotation verschwanden die Bodenwirbel im Falle beider Reifen, der Ablösepunkt an der Oberseite wanderte vor den Scheitel und das Totwassergebiet dehnte sich nach oben aus. Dabei war es möglich, durch Anwendung der Geschwindigkeitsrandbedingung Rotating Wall eine hohe Simulationsgüte am glatten Reifen zu erzielen, jedoch nicht am profilierten. Die zur tatsächlichen Rotation der Querrillen notwendige Methode Sliding Mesh konnte die Übereinstimmung zum Experiment am profilierten Reifen zwar verbessern, offenbarte allerdings eine hohe Sensitivität auf den Abstand zwischen Interface und Geometrie. Eine genauere Untersuchung am glatten Reifen bewies, dass innerhalb des Abstands eine größere Anzahl von Voxels nötig war, um das Strömungsfeld korrekt zu berechnen. Eine weitere Erhöhung der Auflösung für den Fall des 10-mm-Spaltes war jedoch mit den verfügbaren Computerressourcen nicht möglich. Vergleichssimulationen mit dem Finite-Volumen-Löser STAR-CCM+ konnten dieses Problem zwar durch eine größere Anzahl dünner, wandgebundener Prismenschichten umgehen, lieferten jedoch in anderen Bereichen des Strömungsfeldes teilweise schlechtere Vorhersagen, sodass in Summe keine Verbesserung der Simulationsgüte zu verzeichnen war.

Der komplexeste Fall des belasteten, rotierenden Rades wies schließlich im Experiment erstmalig deutliche Unterschiede im Nachlauf der beiden Reifen auf. Während hinter dem glatten Reifen ein starker Abwind und ein Bodenwirbelpaar zu beobachten waren, erzeugte das Profil mit der Förderwirkung der Querrillen ein deutlich höheres und schlankeres Totwassergebiet, sowie einen einzelnen zentralen Bodenwirbel, der durch ein Einströmen von der Außenseite gespeist wurde. Im Gegensatz zum Wirbelpaar des glatten Reifens stellte sich der einzelne Wirbel als empfindlich hinsichtlich der Radlast heraus. Dabei vergrößerte er sich zunächst mit sinkender Last, verschwand jedoch letztlich im Fall des um 10 mm abgehobenen Reifens.

Um den Einfluss der Längs- und Querrillen zu separieren, wurde darüber hinaus ein reiner Längsrillenreifen gefertigt. Der Großteil des Profileinflusses konnte den Querrillen und ihrer Förderwirkung zugeschrieben werden, während sich die Änderung des Strömungsfeldes in Folge der Längsrillen als gering herausstellte. In der Simulation konnte der Fall des belasteten, rotierenden Reifens letztlich am besten mit einem Längsrillenreifen mit auf der Lauffläche vorgegebener Oberflächenrauheit von 5 mm dargestellt werden.

Für die aerodynamische Radbewertung mittels CFD im Rahmen des Serienentwicklungsprozesses ergeben sich daraus die folgenden Schlussfolgerungen und Empfehlungen.

- Eine hohe Auflösung im Bereich der Räder ist entscheidend, um das Ablöseverhalten in guter Übereinstimmung zum Versuch zu beschreiben. Während zur Felgenbewertung auch mit der zweithöchsten Auflösung (in diesem Fall 1,5 mm) zumindest eine Trendbewertung vorgenommen werden kann, ist zur Vorhersage der Reifendifferenzen die maximale Auflösung von 0,75 mm zu wählen.
- Die virtuelle Radbewertung ist möglich, aber kostspielig, und ihre Sinnhaftigkeit muss für jedes Projekt unter Berücksichtigung der verfügbaren Berechnungsressourcen abgewogen werden.

- 
- Das Reifenprofil im Ersatzmodell durch Längsrillen und auf der Lauffläche vorgegebene Rauheit zu beschreiben, hat sich als zulässige Vereinfachung herausgestellt. Es wird empfohlen, die Reifen dynamisch verformt am Prüfstand zu digitalisieren, und anschließend aus Schnitten zu rekonstruieren, solange keine FEM-Modelle des Herstellers oder leistungsfähigere Digitalisierungsmethoden verfügbar sind. Dieses Vorgehen wird unabhängig vom speziellen Fokus der Simulation empfohlen.
  - Die Reifenbewertung beschränkt sich mit diesem Ersatzmodell auf den Einfluss der Reifenkontur. Der Effekt der Seitenwandbeschriftung oder der genauen Profilgestaltung wurde in dieser Arbeit nicht untersucht.

In den Erkenntnissen dieser Arbeit begründet lassen sich schließlich Vorschläge für mögliche Folgeuntersuchungen ableiten:

- Einfluss einer hochdetaillierten Darstellung der Motorraumdurchströmung inkl. Leckagen auf die Radumströmung in der Simulation
- Vorhersagegüte am Halbmodell oder vereinfachten Fahrzeugmodellen, um den Prozess effizienter zu gestalten
- Übertragbarkeit auf andere Fahrzeug- und insbesondere Heckformen mit Blick auf Interferenzeffekte
- Durchführung einer Fluid-Struktur-Interaktions-Simulation am Einzelrad, um den Mechanismus der Förderwirkung der rotierenden Querrillen im Latschbereich zu untersuchen.



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Gesamtfahrzeug- und Einzelradkoordinatensysteme. . . . .	4
2.2	Druckverteilung am rotierenden Einzelrad, Fackrell und Harvey [17]. . . . .	6
2.3	Von Mercker und Berneburg [33] vorgeschlagenes Wirbelsystem am rotierenden Einzelrad. . . . .	7
3.1	Messstellenübersicht am Versuchsfahrzeug . . . . .	24
3.2	Position der Hohenstandssensoren am Fahrzeug. . . . .	25
3.3	Einzelradhalterung im Windkanal. . . . .	26
3.4	Abgetastete Punktwolke des dynamisch belasteten 17-Zoll-Pirelli-Reifens. . . . .	27
3.5	Versuchsanordnung bei Messung des Nachlaufs des abgehobenen Einzelrads mit einer Zwölflochsonde. . . . .	28
3.6	Lage der Messebenen am Versuchsfahrzeug. . . . .	29
3.7	Lage der Messebenen am Einzelrad. . . . .	30
3.8	Skizzen der Windkanäle AWK und AEROLAB der BMW Group, [48]. . . . .	31
3.9	Modellaufspannungen in den BMW Group Windkanälen. . . . .	32
3.10	BMW Testgelände Aschhheim. . . . .	33
3.11	Maße zur Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit. . . . .	38
4.1	Untersuchte Felgendesigns. . . . .	46
4.2	Höhenstandsauswertung einer Runde auf dem Testgelände für die offene Felge 416. . . . .	46
4.3	Höhenstandsänderungen bei 140 km/h im Vergleich zum Stand in den Windkanälen und auf der Straße für die drei untersuchten Felgendesigns. . . . .	48
4.4	Gitter des Basis-Setups mit Sliding-Mesh-Region um die 17-Zoll-Felge 393. . . . .	49
4.5	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse. WK- (a) und PF-Ergebnisse für hohe (b) und niedrige (c) Auflösung. . . . .	50
4.6	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse. PowerFLOW-Ergebnisse für Anwendung der Rauheit (SR) nur auf der Lauffläche (LF) oder am gesamten Reifen. . . . .	51
4.7	Entwicklung der Widerstandsdifferenz zwischen abgedeckter und offener Felge über der Fahrzeuglänge für verschiedene numerische Rauheiten der Reifenoberfläche. . . . .	52
4.8	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse für einen verformten und einen unverformten, abgeschnittenen Reifen. AWK- und PowerFLOW-Ergebnisse. . . . .	53
4.9	Änderung der Kraftbeiwerte im Vergleich zum Basisfelgendesign 416. . . . .	55
4.10	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse im AWK. . . . .	58
4.11	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse im AEROLAB (Fünflochsonde). . . . .	58
4.12	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse mit Standardauflösung (VR10). PowerFLOW-Ergebnisse. . . . .	59
4.13	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse mit erhöhter Auflösung (VR11). PowerFLOW-Ergebnisse. . . . .	59

4.14	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Hinterachse im AEROLAB (Fünflochsonde).	60
4.15	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Hinterachse mit erhöhter Auflösung (VR11). PowerFLOW-Ergebnisse.	60
4.16	Entwicklung der Felgenwiderstandsdifferenzen über der Fahrzeuglänge bei unterschiedlicher Auflösung.	61
4.17	Änderung der Kraftbeiwerte bei achsweisem Schließen der Felge 416 im AEROLAB.	62
4.18	Druckdifferenzen auf der Fahrzeugoberfläche relativ zur Basisfelge 416.	63
4.19	Widerstandsreduktion durch die Felgenabdeckung am Design 416 bei verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen im AWK.	64
4.20	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse für die offene und geschlossene Felge 416 in der Basiskonfiguration, bei geschlossener Kühlluft und bei entfernter Staulippe im AWK.	65
4.21	Profilschnitte der Versuchsreifen an der Oberseite.	68
4.22	Änderung der Kraftbeiwerte im Vergleich zum Basisreifen Pirelli bei offener Felge.	69
4.23	Änderung der Kraftbeiwerte im Vergleich zum Basisreifen Pirelli bei geschlossener Felge.	69
4.24	Widerstandsdifferenz zwischen den Reifen Bridgestone und Pirelli bei verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen im AWK.	70
4.25	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei offener Felge im AWK.	72
4.26	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei offener Felge im AEROLAB (Fünflochsonde).	72
4.27	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei geschlossener Felge im AWK.	73
4.28	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei geschlossener Felge im AEROLAB (Fünflochsonde).	73
4.29	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse bei offener Felge. PowerFLOW-Ergebnisse.	74
4.30	Druckdifferenzen auf der Fahrzeugoberfläche relativ zum Basisreifen Pirelli bei offener Felge.	75
4.31	Widerstandsdifferenz zum Reifen Pirelli mit Basissetup VR10. Halbmodellwerte mit Faktor 2 skaliert.	76
4.32	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse für Auflösungsstufen VR9 und VR10. PowerFLOW-Ergebnisse.	78
4.33	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Vorderachse für Auflösungsstufe VR11 (PowerFLOW-Ergebnisse) und im AWK.	79
5.1	Gitter des Basis-Setups am Beispiel des belasteten Reifens.	82
5.2	Totaldruckverteilung im Nachlauf des abgehobenen, nichtrotierenden Reifens. Windkanal- und PowerFLOW-Ergebnisse.	85
5.3	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des abgehobenen, nichtrotierenden Reifens. Windkanal- und PowerFLOW-Ergebnisse.	86
5.4	Einströmen hinter dem nicht-rotierenden, abgehobenen Reifen. Windkanal- und PowerFLOW-Ergebnisse.	87
5.5	Totaldruckverteilung im Nachlauf des profilierten Reifens ohne und mit Traverse. PowerFLOW-Ergebnisse.	88
5.6	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des profilierten Reifens ohne und mit Traverse. PowerFLOW-Ergebnisse.	88

5.7	Totaldruckverteilung im Nachlauf des glatten Reifens ohne und mit numerischer Oberflächenrauheit. PowerFLOW-Ergebnisse. . . . .	89
5.8	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. Windkanalergebnisse. . . . .	91
5.9	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. Windkanalergebnisse. . . . .	91
5.10	Einströmen hinter dem rotierenden, abgehobenen Reifen. Windkanalergebnisse.	92
5.11	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens bei variierter Rotationsgeschwindigkeit und Spaltgröße. Basis: 119 rad/s, 10 mm. Windkanalergebnisse. . . . .	92
5.12	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Rotating-Wall-Modellierung. . . . .	94
5.13	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Rotating-Wall-Modellierung. . . . .	94
5.14	Einströmen hinter dem rotierenden, abgehobenen Reifen. PowerFLOW-Ergebnisse mit Rotating-Wall-Modellierung. . . . .	95
5.15	Sliding-Mesh-Zylinder um das 10 mm abgehobene Einzelrad. . . . .	96
5.16	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Sliding-Mesh-Modellierung. . . . .	98
5.17	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Sliding-Mesh-Modellierung. . . . .	98
5.18	Einströmen hinter dem rotierenden, abgehobenen Reifen. Sliding-Mesh-Modellierung.	99
5.19	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 10 mm, Sliding-Mesh-Abstand 5 mm. . . . .	101
5.20	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 10 mm, Sliding-Mesh-Abstand 5 mm. . . . .	101
5.21	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 40 mm, Sliding-Mesh-Abstand 5 mm. . . . .	102
5.22	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 40 mm, Sliding-Mesh-Abstand 5 mm. . . . .	102
5.23	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 40 mm, Sliding-Mesh-Abstand 20 mm. . . . .	103
5.24	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen Reifens. PowerFLOW-Ergebnisse mit Spalt 40 mm, Sliding-Mesh-Abstand 20 mm. . . . .	103
5.25	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, belasteten Reifens. Windkanalergebnisse. . . . .	106
5.26	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, belasteten Reifens. Windkanalergebnisse. . . . .	106
5.27	Einströmen hinter dem rotierenden, belasteten Reifen. Windkanalergebnisse. . . . .	107
5.28	Totaldruckverteilung seitlich am Latsch des Reifens im Windkanal für ansteigenden Schiebewinkel. Windkanalergebnisse (Fünflochsonde). . . . .	108
5.29	Totaldruckverteilung seitlich am Latsch des Reifens im Windkanal für ansteigende Geschwindigkeit. Windkanalergebnisse (Fünflochsonde). . . . .	109
5.30	Totaldruckverteilung im Nachlauf des glatten Reifens bei variierter Last und Sturz. Windkanalergebnisse. . . . .	111
5.31	Totaldruckverteilung im Nachlauf des profilierten Reifens bei variierter Last und Sturz. Windkanalergebnisse. . . . .	112

---

5.32	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, belasteten Reifens. PowerFLOW- und Windkanalergebnisse. . . . .	115
5.33	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, belasteten Reifens. PowerFLOW- und Windkanalergebnisse. . . . .	116
5.34	Einströmen hinter dem rotierenden, belasteten Reifen. PowerFLOW- und Windkanalergebnisse. . . . .	117
5.35	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, belasteten Reifens mit Längsrillen (LR). PowerFLOW- und Windkanalergebnisse. . . . .	118
5.36	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, belasteten Reifens mit Längsrillen (LR). PowerFLOW- und Windkanalergebnisse. . . . .	118
5.37	Einströmen hinter dem rotierenden, belasteten Reifen mit Längsrillen (LR). PowerFLOW- und Windkanalergebnisse. . . . .	119
5.38	Totaldruckverteilung im Nachlauf des Längsrillenreifens (LR) mit ansteigender numerischer Oberflächenrauheit auf der Lauffläche. PowerFLOW-Ergebnisse (a-c) und Windkanalmessung des profilierten Reifens (d). . . . .	121
5.39	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des Längsrillenreifens (LR) mit ansteigender numerischer Oberflächenrauheit auf der Lauffläche. PowerFLOW-Ergebnisse (a-c) und Windkanalmessung des profilierten Reifens (d). . . . .	122
5.40	Einströmen hinter dem Längsrillenreifen (LR) mit ansteigender numerischer Oberflächenrauheit auf der Lauffläche. PowerFLOW-Ergebnisse (a-c) und Windkanalmessung des profilierten Reifens (d). . . . .	123
5.41	Gitter der CCM+-Simulation mit wandnahen Prismenschichten und Sliding-Mesh-Interface. . . . .	124
5.42	Totaldruckverteilung im Nachlauf des nicht rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich. . . . .	126
5.43	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des nicht rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich. . . . .	127
5.44	Einströmen hinter dem nicht rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifen. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich. . . . .	128
5.45	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich. . . . .	130
5.46	Totaldruckverteilung im Mittelschnitt des rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifens. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich. . . . .	131
5.47	Einströmen hinter dem rotierenden, abgehobenen, profilierten Reifen. STAR-CCM+-, PowerFLOW- und Windkanalergebnisse im Vergleich. . . . .	132
A.1	Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen, glatten Reifens bei variierter Rotationsgeschwindigkeit und Spaltgröße. Basis: 119 rad/s, 10 mm. Windkanalergebnisse. . . . .	153
A.2	Totaldruckverteilung im Nachlauf des belasteten Längsrillenreifens (LR). Nachweis der Sättigung bei numerischer Oberflächenrauheit von mehr als 5 mm auf der Lauffläche. PowerFLOW-Ergebnisse. . . . .	154
A.3	Entrainment hinter dem belasteten Längsrillenreifen (LR). Nachweis der Sättigung bei numerischer Oberflächenrauheit von mehr als 5 mm auf der Lauffläche. PowerFLOW-Ergebnisse. . . . .	155



B.1	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Hinterachse der drei Reifen auf offener Felge im AEROLAB (Fünflochsonde). . . . .	157
B.2	Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Hinterachse für einen verformten und einen unverformten, abgeschnittenen Reifen. PowerFLOW-Ergebnisse. . . . .	158



# Tabellenverzeichnis

3.1	Lösereinstellungen der STAR-CCM+-Simulationen. . . . .	43
5.1	Widerstandsflächen des abgehobenen, nicht rotierenden Rades. . . . .	84
5.2	Widerstandsflächen des abgehobenen Rades mit und ohne Rotation im Windkanal.	90
5.3	Widerstandsflächen des abgehobenen Rades mit und ohne Rotation (PowerFLOW: Rotating Wall). . . . .	93
5.4	Widerstandsflächen des abgehobenen, rotierenden Rades mit Rotating Wall und Sliding Mesh. . . . .	97
5.5	Randbedingungen für das bei 140 km/h im Windkanal belastete Einzelrad. . .	104
5.6	Widerstandsflächen des rotierenden Rades mit und ohne Bodenkontakt im Windkanal. . . . .	105
5.7	Widerstandsflächen des rotierenden Rades mit Bodenkontakt (PowerFLOW: Rotating Wall). . . . .	120



# Literaturverzeichnis

- [1] Aeroprobe Corporation: *Five- and Seven-Hole Probe Manual v2.4*, 2010.
- [2] Aeroprobe Corporation: *Omniprobe User Manual*. Document No. 90001-02-UMN-03, Revision A, 2014.
- [3] Axerio, J. und Iaccarino, G.: *Asymmetries in the Wake Structure of a Formula 1 Tire*. Proceedings of the Sixth International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena, Seoul, Korea, pp. 523-528, 2009.
- [4] Axon, L.: *The Aerodynamic Characteristics of Automobile Wheels - CFD Prediction and Wind Tunnel Experiment*. PhD thesis, Cranfield University, 1999.
- [5] CD-adapco: *User Guide STAR-CCM+ Version 9.06*, 2014.
- [6] Chen, H., Kandasamy, S., Orszag, S., Shock, R., S., S. und V., Y.: *Extended Boltzmann Kinetic Equation for Turbulent Flows*. Science, Vol. 301, pp. 634-636, 2003.
- [7] Chen, H., Orszag, S., Staroselsky, I. und S., S.: *Expanded analogy between Boltzmann kinetic theory of fluids and turbulence*. J. Fluid Mech, Vol. 519, pp. 301-314, 2004.
- [8] Cogotti, A.: *Aerodynamic Characteristics of Car Wheels*. Int. J. of Vehicle Design, SP3, 1983.
- [9] D'Hooge, A., Palin, R., Johnson, S., Duncan, B. und Gargoloff, J.: *The Aerodynamic Development of the Tesla Model S - Part 2: Wheel Design Optimization*. SAE Technical Paper 2012-01-0178, 2012.
- [10] Dimitriou, I. und Klussmann, S.: *Aerodynamic Forces of Exposed and Enclosed Rotating Wheels as an Example of the Synergy in the Development of Racing and Passenger Cars*. SAE Technical Paper 2006-01-0805, 2006.
- [11] Duell, E., Kharazi, A., Muller, S., Ebeling, W. und Mercker, E.: *The BMW AVZ Wind Tunnel Center*. SAE Technical Paper 2010-01-0118, 2010.
- [12] Duncan, B., Kandasamy, S., Sbeih, K., Lounsberry, T. und Gleason, M.: *Further CFD Studies for Detailed Tires using Aerodynamics Simulation with Rolling Road Conditions*. SAE Technical Paper 2010-01-0756, 2010.
- [13] Elofsson, P. und Bannister, M.: *Drag Reduction Mechanisms Due to Moving Ground and Wheel Rotation in Passenger Cars*. SAE Technical Paper 2002-01-0531, 2002.
- [14] Estrada, G., Widdecke, N. und Wiedemann, J.: *Vergleich verschiedener Konzepte der Bodensimulation und von drehenden Rädern zur Nachbildung der Straßenfahrt im Windkanal und deren Auswirkung auf Fahrzeuge*. FAT Arbeitskreis 6 Aerodynamik. FKFS-Bericht 05/2004, 2004.

- [15] Exa Corporation: *PowerFLOW User's Guide, Release 5.0*, September 2012.
- [16] Fackrell, J. und Harvey, J.: *The Flow Field and Pressure Distribution of an Isolated Road Wheel*. In Stevens, H.S. (Ed.1973) *Advances in Road Vehicle Aerodynamics*. BHRA Fluid Engineering, Cranfield, pp. 155-165, 1973.
- [17] Fackrell, J. und Harvey, J.: *The Aerodynamics of an Isolated Road Wheel*. Proceedings of the Second AIAA Symposium on Aerodynamics of Sports and Competition Automobiles, Vol. 16, 1975.
- [18] Fares, E.: *Unsteady flow simulation of the Ahmed reference body using a lattice Boltzmann approach*. *Computers & Fluids* 35, pp. 940-950, 2006.
- [19] Ferziger, J. und Peric, M.: *Numerische Strömungsmechanik*. Springer Verlag, 2008.
- [20] Gleason, M., Duncan, B., Walter, J., Guzman, A. und Cho, Y. C.: *Comparison of Computational Simulation of Automotive Spinning Wheel Flow Field with Full Width Moving Belt Wind Tunnel Results*. SAE Technical Paper 2015-01-1556, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 8(1):275-293, 2015.
- [21] Hackett, J., Baker, J., Williams, J. und Wallis, S.: *On the Influence of Ground Movement and Wheel Rotation in Tests on Modern Car Shapes*. SAE Technical Paper 870245, 1987.
- [22] Hobeika, T., Löfdahl, L. und Sebben, S.: *Study of different tyre simulation methods and effects on passenger car aerodynamics*. IMechE, The International Vehicle Aerodynamics Conference, pp. 187-195, 2014.
- [23] Hobeika, T., Sebben, S. und Landström, C.: *Investigation of the Influence of Tyre Geometry on the Aerodynamics of Passenger Cars*. SAE Technical Paper 2013-01-0955, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(1):316-325, 2013.
- [24] Holtschulze, J.: *Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen*. Dissertation, RWTH Aachen, 2006.
- [25] Issakhanian, E., Elkins, C., Lo, K. und Eaton, J.: *An Experimental Study of the Flow Around a Formula One Racing Car Tire*. *J. Fluids Eng.* Vol.132/7, 071103, 2010.
- [26] Kandasamy, S., Duncan, B., Gau, H., Maroy, F., Belanger, A., Grün, N. und Schäufele, S.: *Impact of Wheel Rotation on Aerodynamic Drag and Lift*. Stuttgarter Symposium, FKFS, 2012.
- [27] Knowles, R.: *Monoposto Racecar Wheel Aerodynamics: Investigation of Near-Wake Structure & Support-Sting Interference*. PhD thesis, Cranfield University, 2005.
- [28] Landström, C.: *Passenger Car Wheel Aerodynamics*. PhD thesis, Chalmers University of Technology, 2011.
- [29] Lewis, R., Cross, M. und Ludlow, D.: *The influence of rotating wheels on the external aerodynamic performance of a vehicle*. IMechE, The International Vehicle Aerodynamics Conference, pp. 161-173, 2014.

- 
- [30] Li, Y.: *An improved volumetric LBM boundary approach and its extension for sliding mesh simulation*. Iowa State University, Graduate Theses and Dissertations, Paper 12380, 2011.
- [31] McManus, J. und Zhang, X.: *A Computational Study of the Flow Around an Isolated Wheel in Contact With the Ground*. J. Fluids Eng. Vol.128/3, 520, 2006.
- [32] Mears, A.: *The Aerodynamic Characteristics of an Exposed Racing Car Wheel*. PhD thesis, University of Durham, 2004.
- [33] Mercker, E. und Berneburg, H.: *On the Simulation of Road Driving of a Passenger Car in a Windtunnel Using a Moving Belt and Rotating Wheels*. Lecture at the Third International Conference "Innovation and Reliability in Automotive Design and Testing", Florence, 1992.
- [34] Mercker, E., Breuer, N., Berneburg, H. und Emmelmann, H.: *On the Aerodynamic Interference Due to the Rolling Wheels of Passenger Cars*. SAE Technical Paper 910311, 1991.
- [35] Mercker, E., Soja, H. und Wiedemann, J.: *Experimental Investigation on the Influence of Various Ground Simulation Techniques on a Passenger Car*. Conference Proceedings "Vehicle Aerodynamics", The Royal Aeronautical Society, Loughborough, UK., 1994.
- [36] Mlinaric, P. und S., S.: *Investigation of the Influence of Tyre Deflection and Tyre Contact Patch on CFD Predictions of Aerodynamic Forces on a Passenger Car*. 7th MIRA International Vehicle Aerodynamics Conference, Coventry, 2008.
- [37] Modlinger, F., Demuth, R. und Adams, N.: *Investigations on the Realistic Modeling of the Flow around Wheels and Wheel Arches by CFD*. JSAE Paper Number: 20075195, 2007.
- [38] Modlinger, F., Demuth, R. und Adams, N.: *New Directions in the Optimization of the Flow around Wheels and Wheel Arches*. 7th MIRA International Vehicle Aerodynamics Conference, Coventry, 2008.
- [39] Morelli, A.: *Aerodynamic actions on an automobile wheel*. Proceedings of the Symposium on Road Vehicle Aerodynamics, City University, London, 1969.
- [40] Pfadenhauer, M., Wickern, G. und Zwicker, K.: *On the Influence of Wheels and Tyres on the Aerodynamic Drag of Vehicles*. MIRA International Conference on Vehicle Aerodynamics, Birmingham, 1996.
- [41] Potthoff, J. und Fiedler, R.: *Simulation der Raddrehung bei aerodynamischen Untersuchungen an Kraftfahrzeugen im Windkanal*. Tagung „Aerodynamik des Kraftfahrzeugs“ Nr. E30-906-056-5, HdT Essen, 1995.
- [42] Riederer, S.: *Strömungsphänomene im Bereich der vorderen Radhäuser von Personenfahrzeugen*. Dissertation, TU München, 2004.
- [43] Schiefer, U.: *Zur Simulationstechnik des freistehenden Fahrzeugrades im Windkanal*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1993.

- [44] Schnepf, B., Schütz, T. und Indinger, T.: *Further Investigations on the Flow Around a Rotating, Isolated Wheel with Detailed Tread Pattern*. SAE Technical Paper 2015-01-1554, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 8(1):261-274, 2015.
- [45] Schnepf, B., Tesch, G. und Indinger, T.: *Investigations on the Flow Around Wheels Using Different Road Simulation Tools*. In: Wiedemann, J. (ed.): *Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management, Proceedings of the 9th FKFS Conference*, Expert Verlag, 2013.
- [46] Schnepf, B., Tesch, G. und Indinger, T.: *On the Influence of Ride Height Changes on the Aerodynamic Performance of Wheel Designs*. *International Journal of Automotive Engineering*, Vol.6, No.1, pp.23-29, 2015.
- [47] Schütz, T. (Hrsg.): *Hucho - Aerodynamik des Automobils*. 6. Auflage, ATZ/MTZ-Fachbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [48] Schäufele, S.: *Validierung der neuen Windkanäle im Aerodynamischen Versuchszentrum der BMW Group und Analyse der Übertragbarkeit der Ergebnisse*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [49] Sebben, S. und Landström, C.: *Prediction of Aerodynamic Drag for Different Rim Designs Using Varied Wheel Modelling in CFD*. 8th FKFS Conference, Stuttgart, 2011.
- [50] Shur, M., Spalart, P., Strelets, M. und Travin, A.: *A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities*. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 29, pp. 1638-1649, 2008.
- [51] Stapleford, W. und Carr, G.: *Aerodynamic Characteristics of Exposed Rotating Wheels*. MIRA Report 1970/2, 1970.
- [52] Teixeira, C.: *Incorporating Turbulence Models into the Lattice-Boltzmann Method*. *International Journal of Modern Physics C*, Vol. 9, No. 8, pp. 1159-1175, 1998.
- [53] Tsubokura, M., Kobayashi, R., Ota, S., Okamine, S., Ryu, K., Onuma, T. und Sasuga, N.: *Effect of wheel geometry on total aerodynamic drag of a road vehicle*. 32nd AIAA Applied Aerodynamics Conference, AIAA 2014-3126, 2014.
- [54] Wickern, G. und Lindener, N.: *The Audi Aeroacoustic Wind Tunnel: Final Design and First Operational Experience*. SAE Technical Paper 2000-01-0868, 2000.
- [55] Wiedemann, J.: *The Influence of Ground Simulation and Wheel Rotation on Aerodynamic Drag Optimization - Potential for Reducing Fuel Consumption*. SAE Technical Paper 960672, 1996.
- [56] Wiedemann, J. und Potthoff, J.: *The New 5-Belt Road Simulation System of the IVK Wind Tunnels - Design and First Results*. SAE Technical Paper 2003-01-0429, 2003.
- [57] Wittmeier, F.: *Ein Beitrag zur aerodynamischen Optimierung von Pkw Reifen*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2014.
- [58] Wittmeier, F., Willey, P., Kuthada, T., Widdecke, N. und Wiedemann, J.: *Classification of aerodynamic tyre characteristics*. IMechE, The International Vehicle Aerodynamics Conference, pp. 175-185, 2014.



- [59] Wäschle, A.: *Numerische und experimentelle Untersuchung des Einflusses von drehenden Rädern auf die Fahrzeugaerodynamik*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2006.
- [60] Wäschle, A., Cyr, S., Kuthada, T. und Wiedemann, J.: *Flow around an Isolated Wheel - Experimental and Numerical Comparison of Two Codes*. SAE Technical Paper 2004-01-0445, 2004.

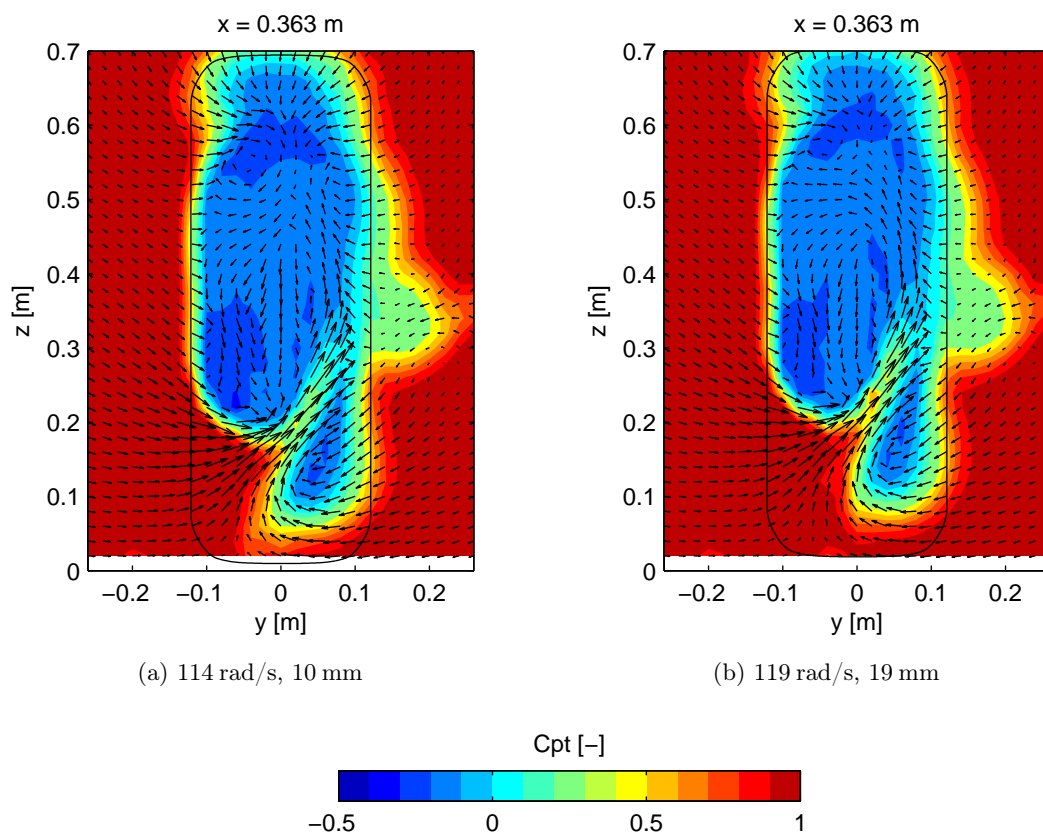


# Anhang A

## Einzelrad

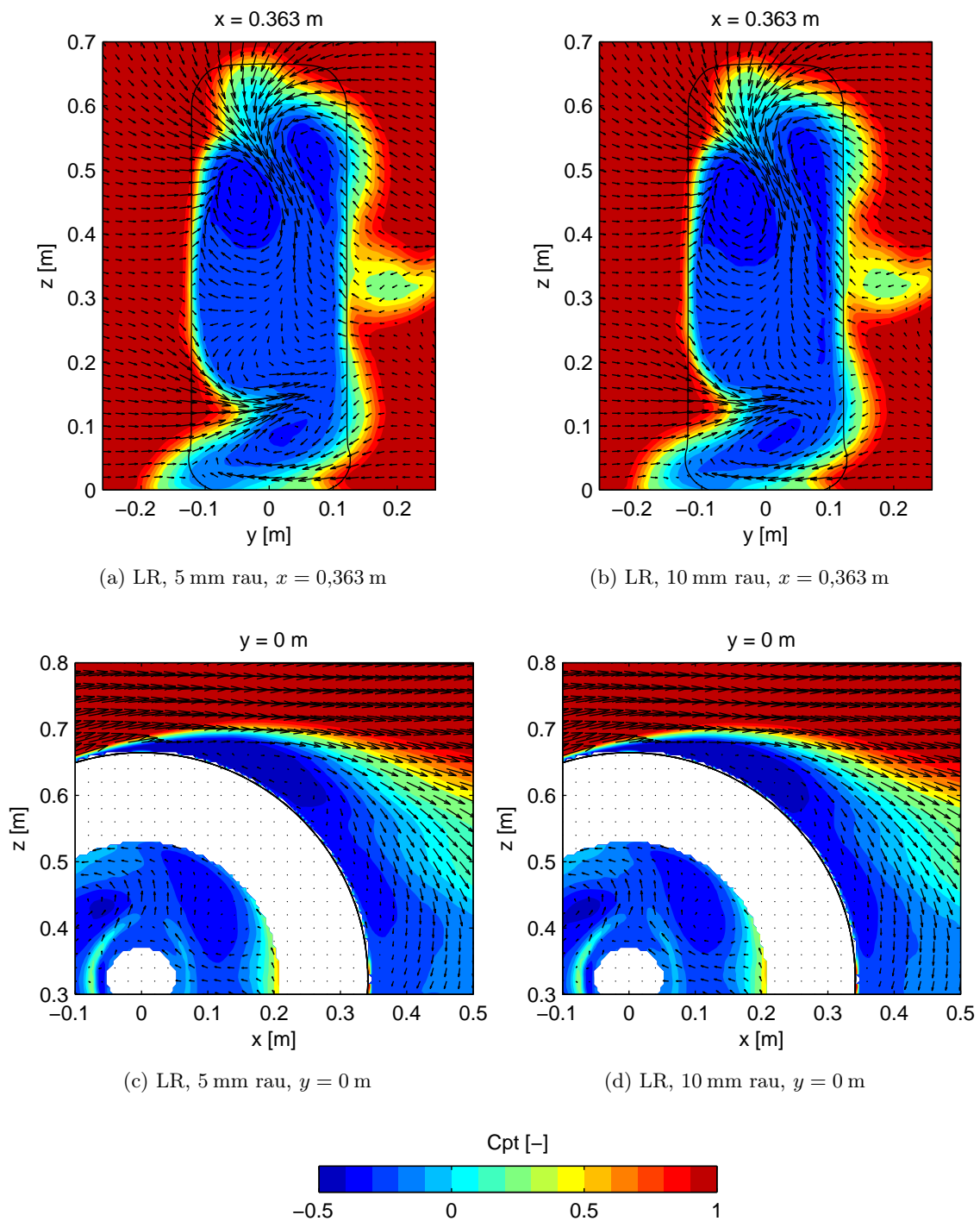
### A.1 Messebenen

#### A.1.1 Variation von Rotationsgeschwindigkeit und Spaltgröße

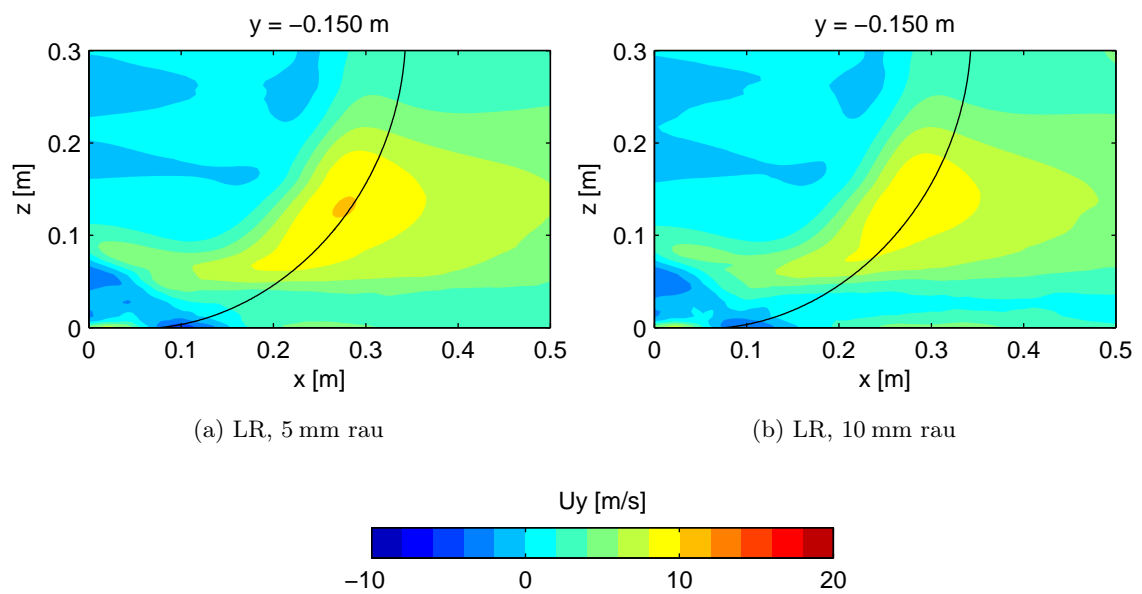


**Abb. A.1:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des rotierenden, abgehobenen, glatten Reifens bei variiertem Rotationsgeschwindigkeit und Spaltgröße. Basis: 119 rad/s, 10 mm. Windkanalergbnisse.

### A.1.2 Sättigung bei numerischer Oberflächenrauheit



**Abb. A.2:** Totaldruckverteilung im Nachlauf des belasteten Längsrillenreifens (LR). Nachweis der Sättigung bei numerischer Oberflächenrauheit von mehr als 5 mm auf der Lauffläche. PowerFLOW-Ergebnisse.



**Abb. A.3:** Entrainment hinter dem belasteten Längsrillenreifen (LR). Nachweis der Sättigung bei numerischer Oberflächenrauheit von mehr als 5 mm auf der Lauffläche. PowerFLOW-Ergebnisse.

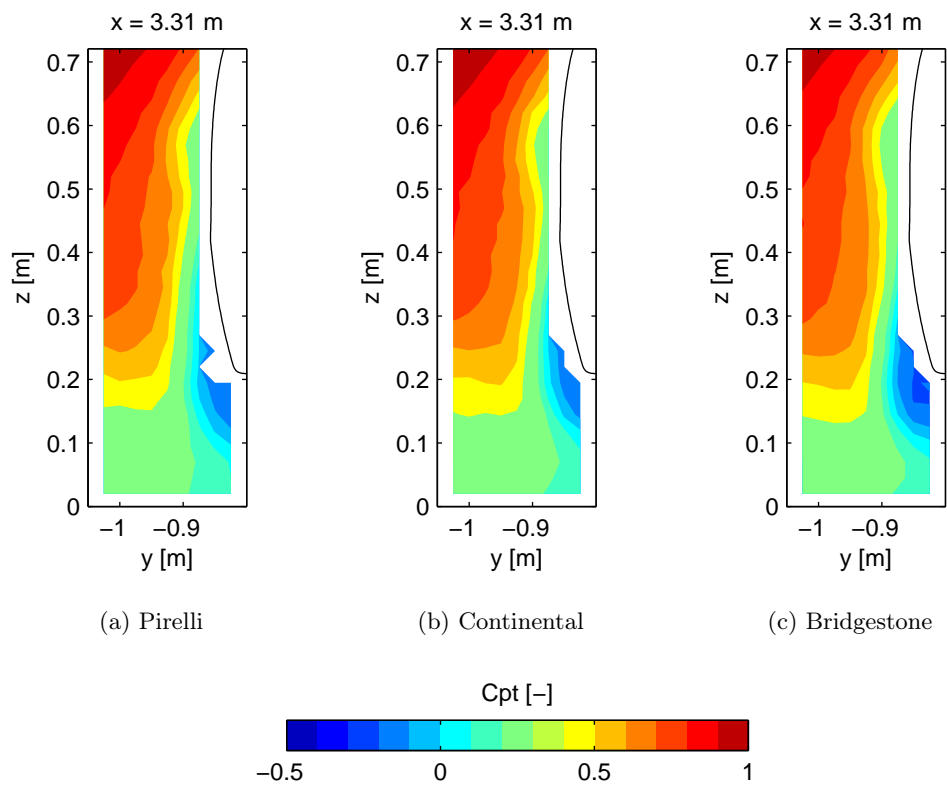


# Anhang B

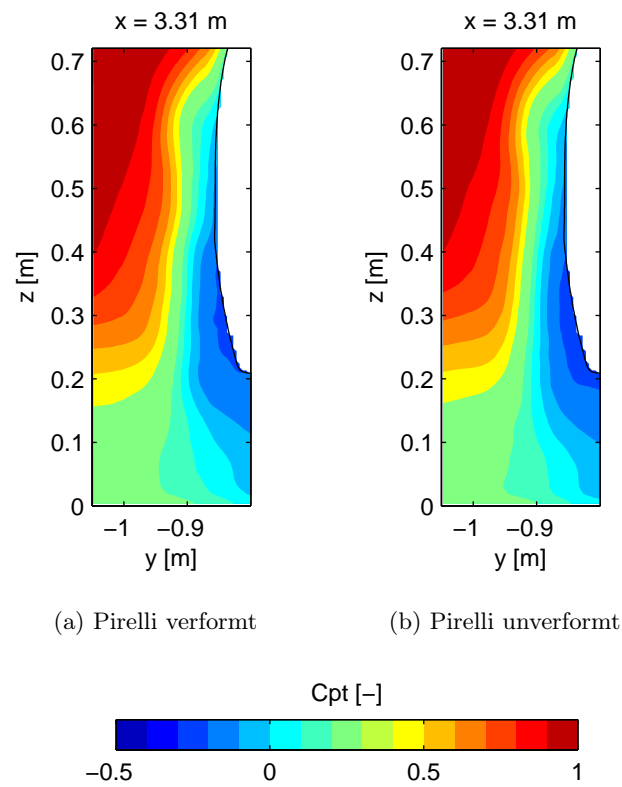
## Gesamtfahrzeug

### B.1 Reifen

#### B.1.1 Messebenen Hinterradnachlauf



**Abb. B.1:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Hinterachse der drei Reifen auf offener Felge im AEROLAB (Fünflochsonde).



**Abb. B.2:** Totaldruckverteilung 0,5 m hinter der Hinterachse für einen verformten und einen unverformten, abgeschnittenen Reifen. PowerFLOW-Ergebnisse.