

# **Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf Fahrdynamik und Fahrkomfort**

Stefan Maximilian Rössler

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der  
Technischen Universität München zur Erlangung eines

**Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)**

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Veit Stefan Senner

Prüfende der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Horst Baier
2. Prof. Dr.-Ing. habil. Fabian Duddeck

Die Dissertation wurde am 17.01.2024 bei der Technischen Universität München eingereicht  
und durch die TUM School of Engineering and Design am 09.10.2024 angenommen.

# Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf Fahrdynamik und Fahrkomfort

Stefan Maximilian Rössler



TUM School of Engineering and Design  
TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

# Kurzfassung

Diese Arbeit betrachtet die Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik, welche auch den Fahrkomfort beinhaltet, von Personenkraftwagen.

Nach bisherigem Wissen muss ein gewisses Niveau globaler und lokaler Struktursteifigkeiten für eine hinreichende Fahrdynamikgüte der Fahrzeugstruktur erfüllt werden. Die Fragen nach dem Warum und dem Wie sich die Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik auswirkt bleiben in der bisherigen Literatur weitestgehend unbeantwortet und sind daher die Forschungsfragen dieser Arbeit.

In einem ersten analytischen Schritt werden Beeinflussungen der Querdynamik des Gesamtfahrzeugs und des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur identifiziert. Darauf aufbauend ergeben sich Arbeitshypothesen in Form von Teilwirkketten.

Für diese Arbeit wird ein Versuchsfahrzeug mit variabler Vorderwagenstruktur aufgebaut, um verschiedene Strukturvarianten sowohl fahrdynamisch als auch strukturmechanisch zu bewerten. Die fahrdynamische Subjektivbewertung bestätigt den Einfluss der Fahrzeugstruktur auf die zu bewertende lineare Fahrdynamik.

Die Teilwirkkette und Bewertungsmethode „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ beschreibt die Auswirkung der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik des Gesamtfahrzeugs über die Beeinflussung der Radstellung durch elastische Struktur nachgiebigkeiten.

Die Analyse der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs zeigt, dass diese einen deutlichen und fahrdynamisch relevanten Einfluss auf die meisten der Radstellungsänderungskennwerte dieser Methode haben.

Die Teilwirkkette und Bewertungsmethode „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ beschreibt die Beeinflussung des fahrdynamisch fühlbaren Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur durch Änderungen an ihr selbst ist.

Die transiente Simulationsmethodik berücksichtigt nichtlineare Effekte und definiert Kennwerte in Form von frequenzbewerteten Beschleunigungseffektivwerten. Zur Verfügung stehende Grenzwerte für diese Kennwerte zeigen, dass sowohl das Absolutniveau als auch die Unterschiede zwischen den Strukturvarianten als relevant groß zu klassifizieren sind. Daraus ergibt sich eine Beeinflussung des fahrdynamischen Empfindens durch die Fahrzeugstruktur, obwohl es keine Änderungen innerhalb des Fahrwerks oder in fahrzeugglobalen fahrdynamischen Größen gibt.

Die Bewertungsfähigkeit der Methoden wird abschließend durch die Ermittlung von Korrelationskoeffizienten anhand von zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs bestätigt. Aus Messergebnissen der objektiven Fahrdynamikerprobung und aus Prüfstandsversuchen werden ebenfalls Beschleunigungseffektivwerte extrahiert, deren Analyse die Methodik zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur zusätzlich bestätigt.

# Abstract

This research work focuses the effects of vehicle structure on the linear driving dynamics, which also includes driving comfort, of passenger cars.

According to current knowledge, a certain level of global and local structural stiffness must be met for the vehicle structure to have a sufficient driving dynamics performance of the vehicle structure. The questions of why and how the vehicle structure affects linear vehicle dynamics remain largely unanswered in previous literature and are therefore the research questions of this work.

In a first analytical step, influences on the lateral dynamics of the total vehicle and the vibration behavior of the vehicle structure are identified. Based on this, work hypotheses are derived in the form of chains of effect.

For this research, a test vehicle with a variable front end structure is built in order to evaluate different structural variants both in terms of driving dynamics and structural mechanics. The subjective evaluation confirms the influence of the vehicle structure on the linear driving dynamics.

The chain of effect and evaluation method „structure-induced change in wheel position“ describes the effect of the vehicle structure on the driving dynamics of the total vehicle by influencing the wheel positions through elastic structural deformations.

The analysis of the structural variants of the test vehicle shows that they have a clear and relevant influence on most of the wheel position change parameters of this method.

The chain of effect and evaluation method „vibration behavior of the vehicle structure“ describes the influence on the vibration behavior, which can be felt in terms of driving dynamics, through changes in the vehicle structure itself.

The transient simulation methodology takes nonlinear effects into account and defines characteristic values in the form of frequency-weighted acceleration effective values. The available limits for these characteristic values show that both the absolute level and the differences between the structural variants can be classified as relevant. As a result, the vehicle structure influences the perception of driving dynamics, although there are no changes within the chassis or in total vehicle driving dynamics variables.

The evaluation capacity of the methods is finally confirmed by determining correlation coefficients on the basis of twenty structural variants of the test vehicle. Acceleration effective values are also extracted from measurement results of objective driving dynamics testing and from test bench results. The analysis of which additionally confirms the methodology for the vibration behavior of the vehicle structure.

# Danksagung

Die Arbeit entstand in meiner Zeit als Doktorand des Lehrstuhls für Leichtbau der TU München und in der Abteilung Simulation und Validierung Karosseriestruktur bei BMW.

Mein Dank gilt an erster Stelle meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Horst Baier für die Möglichkeit zur Promotion und das entgegengebrachte Vertrauen. Ich bedanke mich für die Betreuung über die Jahre hinweg, welche auch nach seinem Eintritt in den Ruhestand Bestand hatte. Sehr wertvoll waren für mich die kritischen Gegenfragen, welche mich dazu veranlassten, manche vermeintlichen Selbstverständlichkeiten aus der Automobilindustrie zu hinterfragen.

Ebenso bedanke ich mich sehr bei Prof. Dr.-Ing. Fabian Duddeck, welcher sich bereit erklärte, das Zweitgutachten meiner Arbeit zu übernehmen und ihr damit den letzten nötigen Schub verlieh. Herzlicher Dank geht auch an Prof. Dr.-Ing. Veit Senner für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Auch Prof. Dr.-Ing. Markus Zimmermann bin ich zu großem Dank verpflichtet. Er half mir als Lehrstuhlinhaber und Nachfolger von Prof. Dr.-Ing. Horst Baier in schwierigen Phasen mit Rat und Schlag und zusammen mit Frau Simona Chiritescu-Kretsch und Frau Edith Marquard-Schmitt in den prozessualen Vorgängen im Rahmen des Einreichens der Arbeit.

Besonderer Dank geht an meinen Freund und Kollegen Dr.-Ing. Markus Kohlhuber. Er hat mich über die Zeit hinweg sowohl fachlich als auch persönlich sehr unterstützt und war mit wegweisenden Anmerkungen mein engster Ratgeber.

Für die Ermöglichung der aufwändigen Versuchsaktivitäten, die beständige Unterstützung sowie die nötige Rückendeckung bedanke ich mich bei Jos van As als mein Mentor sowie meinen Vorgesetzten in dieser Zeit Dominik Schuster, Christian Schubert und Stefan Mandlmeier.

Thomas Käfer danke ich für die Erprobung des Versuchsfahrzeugs und das Lehren fahrdynamischer Feinheiten in Entwicklung, Erprobung und Fahrzeugführung.

Für die vielen anregenden und auch kritischen Diskussionen bedanke ich mich stellvertretend für viele weitere bei meinen Kolleginnen und Kollegen Dr.-Ing. Andreas Suhrer, Georg Wildgruber, Dr. Herbert Diehl, Markus Reichmeier und Dr. Ruth Paas.

Vielen Dank an Dr.-Ing. Gero Pflanz, welcher mir nach meiner Diplomarbeit zu der Promotionsstelle verhalf und auch danach als Ratgeber und Wegbereiter immer zur rechten Zeit an meiner Seite war.

Ebenso waren die engen Kontakte zur Abteilung Grundauslegung, Integration und Virtualisierung der Entwicklung Fahrdynamik für das Gelingen der Arbeit wichtig und weiterführend.

Tiefer Dank gilt meiner Mutter, meinem Vater und meiner Schwester für den immerwährenden Rückhalt, der kontinuierlichen Bestärkung in meinem Vorhaben und die vielen korrekturgelesenen Seiten. Ihr habt mich manche zweifelnde Phase während der Jahre überstehen lassen.

Meiner Frau Sandra gilt schlussendlich mein größter Dank für ihre Unterstützung, ihre Motivation und den gemeinsamen Weg in allen Höhen und Tiefen während der Promotionszeit. Vielen lieben Dank für die Akzeptanz der vielen Tage und Stunden, welche in diese Arbeit flossen, für den freigehaltenen Rücken, für das Ertragen schlechter Stimmung und der Hilfe, wieder darüber hinweg zu kommen.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Symbol- und Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>IV</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Beschreibung des Themenumfelds . . . . .	1
1.2 Fragestellung . . . . .	4
1.3 Zielsetzung der Arbeit . . . . .	5
1.4 Aufbau und Inhalt der Arbeit . . . . .	6
1.5 Definitionen und Nomenklatur im Rahmen der Arbeit . . . . .	8
<b>2 Stand der Technik und theoretischer Hintergrund</b>	<b>12</b>
2.1 Bisherige Forschungsarbeiten . . . . .	12
2.2 Strukturmechanik . . . . .	16
2.2.1 Elastizitätstheorie und Finite-Element-Methode . . . . .	17
2.2.2 Statische Struktureigenschaften . . . . .	19
2.2.2.1 Mathematische Grundlagen . . . . .	19
2.2.2.2 Statische Deformationen unter Verwendung der Inertia-Relief-Methode . . . . .	20
2.2.2.3 Statische Steifigkeiten . . . . .	22
2.2.3 Dynamische Struktureigenschaften . . . . .	25
2.2.3.1 Mathematische Grundlagen . . . . .	26
2.2.3.2 Globale Dynamik, Eigenwertproblem . . . . .	26
2.2.3.3 Lokale dynamische Steifigkeiten . . . . .	28
2.2.4 Transiente Struktureigenschaften . . . . .	29
2.3 Fahrdynamik . . . . .	32
2.3.1 Globale Bewegungsgrößen und Radstellungskennwerte des Fahrzeugs . . . . .	33
2.3.2 Fahrdynamische Ausprägungen und Abgrenzungen . . . . .	35
2.3.2.1 Nichtlineare Fahrdynamik . . . . .	37
2.3.2.2 Lineare Fahrdynamik . . . . .	39
2.3.3 Fahrdynamische Bewertungsmethoden . . . . .	42
2.3.3.1 Subjektive Bewertung der Fahrdynamik . . . . .	42
2.3.3.2 Objektive Bewertung der Fahrdynamik . . . . .	46
<b>3 Überlegungen zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik</b>	<b>48</b>
3.1 Menschliche Empfindung, Wahrnehmung und Bewertung . . . . .	48
3.2 Empfindung fahrdynamischer Größen im Fahrzeug . . . . .	51
3.3 Analytische Betrachtung des möglichen Struktureinflusses auf empfundene fahrdynamische Größen . . . . .	54
3.4 Formulierung von Teilwirkketten zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik . . . . .	56

<b>4</b>	<b>Fahrdynamische Bewertung von Strukturvariationen</b>	<b>58</b>
4.1	Versuchsfahrzeug . . . . .	58
4.1.1	Anforderungen . . . . .	58
4.1.2	Umsetzung . . . . .	59
4.1.3	Strukturvariationen . . . . .	61
4.2	Subjektive Fahrdynamikbewertung . . . . .	63
4.2.1	Versuchsdurchführung . . . . .	63
4.2.2	Ergebnisse und Analyse . . . . .	64
4.2.3	Zusammenfassung Abschnitt 4.2 . . . . .	71
4.3	Objektive Fahrdynamikbewertung . . . . .	71
4.3.1	Versuchsdurchführung, Ergebnisse und Analyse . . . . .	72
4.3.2	Zusammenfassung Abschnitt 4.3 . . . . .	74
<b>5</b>	<b>Struktureigenschaften: Bewertungsmethoden und Analyse von Struktur- variationen</b>	<b>75</b>
5.1	Simulationsmodell der Fahrzeugstruktur . . . . .	76
5.2	Globale Struktursteifigkeiten . . . . .	79
5.3	Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ . . . . .	81
5.3.1	Berechnungsverfahren und Modellierung . . . . .	83
5.3.2	Eingangsgrößen . . . . .	83
5.3.3	Erweiterung der Modellierung . . . . .	86
5.3.4	Ausgangsgrößen . . . . .	90
5.3.5	Bewertung der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs . . . . .	93
5.3.6	Zusammenfassung Abschnitt 5.3 . . . . .	104
5.4	Bewertungsmethodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ . . . . .	105
5.4.1	Erweiterung der Modellierung . . . . .	107
5.4.2	Abbildung physikalischer Eigenschaften . . . . .	110
5.4.3	Berechnungsverfahren . . . . .	112
5.4.4	Eingangsgrößen und Randbedingungen . . . . .	114
5.4.5	Ausgangsgrößen und Signalverarbeitung . . . . .	116
5.4.6	Berechnungsdauer, Verwendung reduzierter Modelle, MKS . . . . .	123
5.4.7	Bewertung der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs . . . . .	126
5.4.8	Zusammenfassung Abschnitt 5.4 . . . . .	129
5.5	Zusammenfassung Kapitel 5 . . . . .	131
<b>6</b>	<b>Überprüfung der Bewertungsmethoden</b>	<b>133</b>
6.1	Korrelation: Berechnung, Eigenschaften und Voraussetzungen . . . . .	134
6.2	Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ . . . . .	138
6.3	Bewertungsmethodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ . . . . .	140
6.3.1	Korrelationskoeffizienten . . . . .	140
6.3.2	Ableich mit Fahr- und Prüfstandsversuch . . . . .	143
6.4	Zusammenfassung Kapitel 6 . . . . .	148
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung der Arbeit und Ausblick</b>	<b>150</b>
7.1	Zusammenfassung der Arbeit . . . . .	150
7.2	Ausblick . . . . .	153
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>155</b>

## Inhaltsverzeichnis

---

A.1	Erläuterungen zum Diagramm „Sportlichkeit vs. Fahrkomfort“ . . . . .	155
A.2	Finite-Element-Methode: Ergänzende Grundlagen . . . . .	155
A.2.1	Verzerrungstensor $\epsilon$ , Spannungstensor $\sigma$ . . . . .	155
A.2.2	Prinzip der virtuellen Verschiebungen, Steifigkeitsmatrix $\mathbf{K}$ . . . . .	157
A.2.3	Transiente Bewegungsgleichung: Lösung mittels Modenüberlagerung . .	159
A.2.4	Lanczos-Verfahren . . . . .	161
A.3	Fahrdynamik des Versuchsfahrzeuges . . . . .	164
A.3.1	Versuchsfahrzeug . . . . .	164
A.3.2	Strukturvarianten des Versuchsfahrzeuges . . . . .	164
A.3.3	Fragebogen Subjektivbewertung . . . . .	168
A.3.4	Ergebnisse Subjektivbewertung . . . . .	170
A.3.5	Messergebnisse objektiver Fahrversuch . . . . .	174
A.4	Struktureigenschaften des Versuchsfahrzeuges . . . . .	176
A.4.1	Vergleich gemessener und simulierter dynamischer Steifigkeiten an aus- gewählten Fahrwerkskoppelstellen . . . . .	176
A.4.2	Schnittkräfte und Momente für die Bewertungsmethodik „strukturindu- zierte Radstellungsänderung“ . . . . .	180
A.4.3	Ergebnisse der Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungs- änderung“ . . . . .	181
A.4.4	Ergebnisse der Bewertungsmethodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruk- tur“ . . . . .	183
A.5	Überprüfung der Bewertungsmethoden - Häufigkeitsverteilungen . . . . .	191
<b>Abbildungsverzeichnis</b>		<b>IX</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>		<b>XII</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>		<b>XIV</b>

# Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

## Formelzeichen (lateinisch)

$A$	Fläche
$B$	Verzerrungs-Verschiebungs-Interpolationsmatrix
$c$	Dämpfungskoeffizient
$C$	Elastizitätsmatrix
$d$	Distanz
$d$	Distanzvektor
$D$	Dämpfungsmatrix (der Finiten-Element-Methode)
$E$	Elastizitätsmodul
$F$	Kraft
$f$	Kraftvektor
$g$	Erdbeschleunigung
$H$	Interpolationsmatrix
$k$	Steifigkeitskoeffizient
$K$	Steifigkeitsmatrix (der Finiten-Element-Methode)
$M$	Moment
$M$	Massenmatrix (der Finiten-Element-Methode)
$n$	Flächen-Normalenvektor
$R$	Starrkörperrotationsmatrix
$S$	Ober- / Außenfläche
$s$	Spannungsvektor
$t$	Zeit
$T$	Zeitraum

Formelzeichen (griechisch)

---

$\mathbf{T}$	Transformationsmatrix
$\mathbf{u}$	Bewegungs- bzw. Verschiebungsvektor
$\nu$	POISSONSche Querkontraktionszahl
$V$	Volumen
$W_d$	Frequenzbewertung nach [1, 2], horizontal
$W_e$	Frequenzbewertung nach [1, 2], rotatorisch
$W_k$	Frequenzbewertung nach [1, 2], vertikal
$x$	Koordinate, Richtung
$\mathbf{x}$	Koordinatenvektor
$y$	Koordinate, Richtung
$z$	Koordinate, Richtung

## Formelzeichen (griechisch)

$\alpha_{HHT}$	Parameter der Integrationsverfahren nach HILBER, HUGHES, TAYLOR
$\alpha$	Schräglaufwinkel (Abschnitt 2.3)
$\alpha$	Parameter für RALEIGH-Dämpfungsansatz (Abschnitt A.2)
$\beta$	Parameter für RALEIGH-Dämpfungsansatz
$\beta_N$	Parameter der Integrationsverfahren nach NEWMARK
$\delta$	KRONECKER-Delta (Abschnitt A.2)
$\delta$	Spurwinkel
$\delta$	Winkel
$\varepsilon$	modaler Dämpfungsparameter
$\epsilon$	Dehnung
$\epsilon$	Verzerrungstensor
$\gamma$	Gleitung (Anhang A.2)
$\gamma$	Sturzwinkel
$\gamma_N$	Parameter der Integrationsverfahren nach NEWMARK
$\mu$	arithmetischer Mittelwert
$\omega$	(Eigen-) Kreisfrequenz
$\varphi$	Wankwinkel

$\varphi$	Eigenvektor
$\Phi$	Modalmatrix
$\psi$	Gierwinkel
$\rho$	Dichte
$\sigma$	Normalspannung (Anhang A.2)
$\sigma$	Standardabweichung
$\sigma$	Spannungstensor
$\tau$	Nachlaufwinkel
$\tau$	Schubspannung (Anhang A.2)
$\theta$	Nickwinkel
$\xi$	generalisierte Koordinate

## Indizes

<i>Afb</i>	Aufbau
<i>Beschl</i>	Beschleunigen
<i>dyn</i>	dynamisch
<i>e</i>	elastisch
<i>Fbn</i>	Fahrbahn
<i>Fwk</i>	Fahrwerk
<i>Fzg</i>	Fahrzeug
<i>FzgStr</i>	Fahrzeugstruktur
<i>ges</i>	gesamt
<i>hi</i>	hinten
<i>HA</i>	Hinterachse
<i>HL, hl</i>	hinten links
<i>HR, hr</i>	hinten rechts
<i>x, y, z</i>	Koordinatenindizes
<i>li</i>	links
<i>mag</i>	Magnitude, Vektorbetrag
<i>r</i>	starr (engl.: rigid)

## Abkürzungen

---

<i>re</i>	rechts
<i>rot</i>	rotatorisch
<i>SchFst</i>	Schwingverhalten Fahrzeugstruktur
<i>StrRae</i>	Strukturinduzierte Radstellungsänderung
<i>t</i>	Zeit
<i>trans</i>	translatorisch
<i>vo</i>	vorne
<i>VA</i>	Vorderachse
<i>Verz</i>	Verzögern
<i>VL, vl</i>	vorne links
<i>VR, vr</i>	vorne rechts
$\varphi, \psi, \theta$	Winkelindizes im Fahrzeugkoordinatensystem
<i>w</i>	frequenzbewertet nach [1, 2]
<i>wT</i>	frequenzbewerteter Effektivwert nach [1, 2]
<i>i, j, k, m, n, p, q</i>	Zählindizes

## Sonderzeichen und Operatoren

Cov	Kovarianz
d	Kennzeichnung einer infinitesimal kleine Größe
$\Delta$	Delta, Differenz, Unterschied
f(...)	Funktion von ...
rg	Rang

## Akronyme

BI	Bewertungsindex
BMW	Bayerische Motoren Werke
FEM	Finite-Element-Methode
HAT	Hinterachsträger
HLT	Hecklängsträger
MKS	Mehrkörpersimulation
MLT	Motorlängsträger

## *Abkürzungen*

---

NVH	Noise Vibration Harshness
PKW	Personenkraftwagen
PVV	Prinzip der virtuellen Verschiebungen
SchFst	Schwingverhalten Fahrzeugstruktur
SP	Schwerpunkt
StrRae	Strukturinduzierte Radstellungsänderung
StrVar	Strukturvariante
VAT	Vorderachsträger

# 1. Einleitung

Die Fahrdynamik ist und bleibt ein wesentliches Gütekriterium von Personenkraftwagen (PKW), obwohl mit zunehmender Elektrifizierung, Digitalisierung und der Forderung nach Nachhaltigkeit inzwischen weitere essenzielle Kundenwünsche an die individuelle Mobilität hinzukommen.

## 1.1. Beschreibung des Themenumfelds

Mit der „Neuerfindung der individuellen Mobilität“ [3] und „Die Mobilität steht vor einer Zäsur“ [4] prognostizierten im Jahr 2016 bzw. 2018 die damaligen Vorstandsvorsitzen der Automobilhersteller Bayerische Motoren Werke (BMW) und Mercedes-Benz eine bevorstehende „Transformation der Automobilindustrie“ [5]. Für diese ergeben sich nach [5, 6] vier wesentliche Schwerpunkte: Vernetzung, autonomes Fahren, Mobilitätsdienstleistungen, Elektrifizierung.

Als der Transformation zugrunde liegende bzw. begleitende Herausforderungen werden die Verschärfung gesetzlicher Vorgaben (v. a. im Rahmen der Emissionsgesetzgebung), politische Volatilität, wandelnde Kundenwünsche und neue Technologien genannt [4].

Im Jahr 2023 bestätigen in [7] und [8] dieselben Konzerne die anhaltende Transformation und verweisen dabei auf erfolgsrelevante Faktoren: einerseits schnelle und gute Integration neuer Technologien, andererseits Exzellenz in vorhandenen Produkteigenschaften und Kompetenzen.

Unabhängig von den sich stark ändernden Randbedingungen bleibt der wesentliche Anspruch bestehen: die Erfüllung der individuellen Mobilitätsansprüche der Kunden.

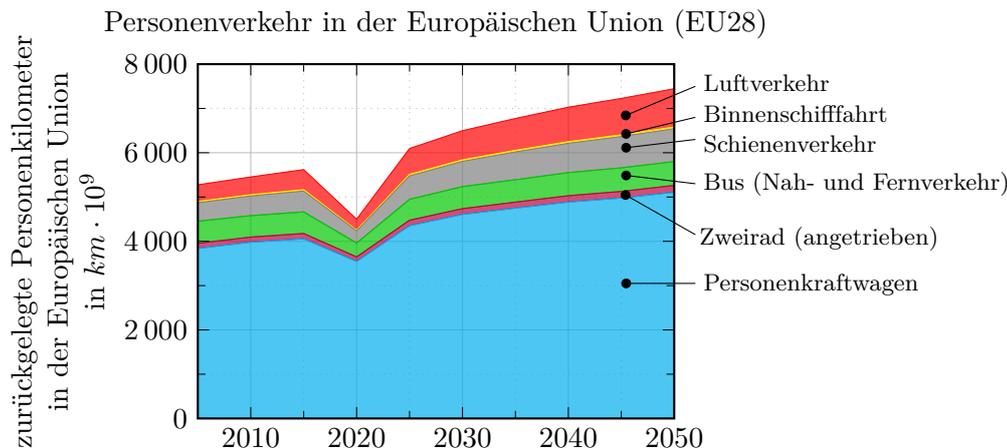
Am Beispiel der Europäischen Union unterstreicht Abb. 1.1 die Aussage in [9], dass „die individuelle Mobilität bis auf Weiteres ein Grundbedürfnis der Menschen bleibt“. Demnach wird der Gesamtmobilitätsbedarf kontinuierlich steigen und auch zukünftig hauptsächlich durch den Individualverkehr in Form der Nutzung von PKW gedeckt werden (s. Abb. 1.1). Die Auswirkungen der Covid-19-Pandemie, ersichtlich am Einbruch um das Jahr 2020, haben keinen nennenswerten Einfluss auf den langfristigen Trend.

Entsprechenden Prognosen<sup>1</sup> zufolge werden viele Menschen auch zukünftig bereit sein, einen beträchtlichen Teil ihres monetären Budgets zur Erfüllung ihrer Mobilitätswünsche aufzuwenden. Es ist daher davon auszugehen, dass PKW-Käufer wegen des hohen persönlichen Budgeteinsatzes und trotz des Wunsches nach neuen Technologien (z. B. Elektrifizierung des Antriebs) eine Verschlechterung in bereits bekannten Fahrzeugeigenschaften wie der Fahrdynamik nicht akzeptieren werden. Für höherpreisige PKW des Premiumsegments wird die Erwartungshaltung nach ausgeprägt guter Funktionserfüllung in zugleich vielen Fahrzeugeigenschaften noch stärker vorhanden sein.

Exemplarisch am Fall des Herstellers BMW bedeutet dies, dass sich mit Markteinführung 2025 die „Neue Klasse [...] durch drei zentrale Aspekte [auszeichnet]: eine vollständig neu definierte IT- und Software-Architektur, eine neu entwickelte und hoch performante elektrische Antriebs-

---

<sup>1</sup>Beispiel Deutschland: durchschnittlich jeder siebte Euro wird zur Erfüllung der Mobilitätswünsche aufgewandt [11].



**Abbildung 1.1.:** Entwicklung des Personenverkehrs in der Europäischen Union (EU28), untergliedert nach den Verkehrsmitteln [10]

und Batteriegeneration und ein radikal neues Niveau von Nachhaltigkeit über den gesamten Lebenszyklus.“ [12] Gleichzeitig muss dabei aber die „Charakteristik eines typischen BMW in die Zukunft übertragen [werden].“ [12]

Daraus ergibt sich auch ein mindestens gleichbleibender Anspruch an die Qualität der Fortbewegung selbst, welche sich für den bzw. die Insassen in vielfältigen objektiven und subjektiven Eigenschaften äußert.

Subjektive Gefällenskriterien sind beispielsweise der Schwingungskomfort, der akustische Eindruck oder die kundenrelevante Fahrdynamik, während objektive Eigenschaften die passive Sicherheit oder die Fahrleistung inkl. des Verbrauchs sein können. Für weiterführende Informationen sei auf die Fachliteratur wie z. B. [13, 14, 15, 16] verwiesen.

Diese Arbeit fokussiert sich hinsichtlich der Fortbewegungsqualität auf deren fahrdynamische Ausprägung. Im Folgenden werden unter dem Begriff der Fahrdynamik neben der klassischen Querdynamik (in Form der Übergangs- und Lenkeigenschaften) ebenfalls die Eigenschaften des Fahrkomforts und der Geradeausfahrt verstanden (s. Abschnitt 2.3.3.1).

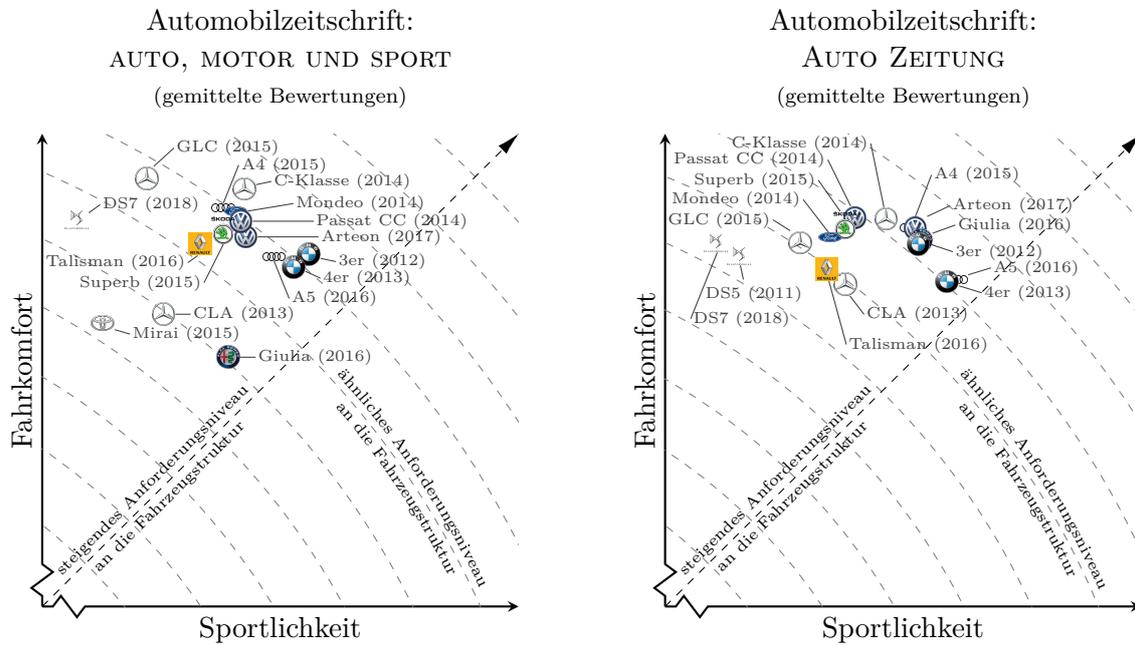
Bei verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen steht bzgl. der Fahrdynamik häufiger deren Sportlichkeit im Fokus. Insbesondere bei elektromotorisch angetriebenen PKW könnte es jedoch zu einem Wandel in der Priorisierung fahrdynamischer Eigenschaften kommen, in dem der Fahrkomfort gegenüber der Sportlichkeit an Wichtigkeit gewinnt. Nochmals ausgeprägter wäre dies für Fahrzeuge mit (teil-)autonomen Fahrfähigkeiten zu erwarten, in denen die Insassen unterschiedlichen Tätigkeiten nachgehen oder womöglich sogar schlafen können.

Die Fahrdynamik bleibt also auch zukünftig ein wesentliches Gütekriterium von PKW. Deren hohe Wichtigkeit als kundenrelevantes Kriterium und zugleich deren Vielfalt in der Ausprägung eröffnen für die Automobilhersteller die Möglichkeit der Differenzierung im Wettbewerbsumfeld (s. Abschnitt 2.3).

Abbildung 1.2 zeigt einen Ausschnitt des Marktangebots innerhalb der Mittelklasse und der oberen Mittelklasse mit einer Bewertung der Sportlichkeit der Fahrzeuge gegenüber ihrem Fahrkomfort. Verglichen werden Fahrzeuge mit ähnlicher zeitlicher Markteinführung anhand deren quantitativer Bewertungen in den Automobilzeitschriften AUTO, MOTOR UND SPORT [17] sowie AUTO ZEITUNG [18].

## 1. Einleitung

Die Positionierung der Fahrzeuge gemäß dieser Kriterien ist abhängig von einer Vielzahl an Fahrzeugeigenschaften bzw. -komponenten (s. z.B. [15, 19, 20]). Eine davon ist die Fahrzeugstruktur<sup>1</sup>.



Automobilhersteller:

- TM: Bayerische Motoren Werke
  TM: Mercedes-Benz
  TM: Audi
  TM: Toyota
- TM: Volkswagen
  TM: DS Automobiles
  TM: Skoda
- TM: Alfa Romeo
  TM: Renault
  TM: Ford

**Abbildung 1.2.:** Darstellung der fahrdynamischen Sportlichkeit gegenüber dem Fahrkomfort vergleichbarer Fahrzeugbaureihen verschiedener Automobilhersteller, basierend auf den gemittelten quantitativen Bewertungen der Automobilzeitschriften AUTO, MOTOR UND SPORT [17] bzw. AUTO ZEITUNG [18] im Zeitraum von Januar 2015 bis Dezember 2018. Die Datenverarbeitung der beiden Diagramme ist im Anhang A.1 beschrieben.

Bezüglich der Fahrzeugstruktur verdeutlicht Abb. 1.2 zudem eine Erfahrung aus dem Fahrzeugentwicklungsprozess:

Soll das Fahrzeug hauptsächlich entweder sportlich oder komfortabel sein, so kann dies im Wesentlichen über die Abstimmung der Fahrwerkskomponenten umgesetzt werden. Soll jedoch das Fahrzeug gleichzeitig eine hohe Sportlichkeit als auch einen hohen Fahrkomfort bereitstellen, so steigt das Anforderungsniveau an die Fahreigenschaften im Gesamten und damit verbunden auch an die Fahrzeugstruktur.

Als fahrdynamisch relevante Eigenschaft der Fahrzeugstruktur wird in der Fachliteratur deren Steifigkeit genannt. Einher ergeht die Empfehlung, dass diese möglichst hoch sein sollte

<sup>1</sup>Fahrzeugstruktur: Definition s. Abschnitt 1.5

(s. [19, 21] und Abschnitt 2.2.2.3).

Beispiele für diesen Zusammenhang lassen sich u. a. in den Beiträgen namhafter Automobilhersteller auf Fachtagungen finden:

- Audi gibt in [22] als Voraussetzung für verbesserten Komfort beim Audi A8 erhöhte Steifigkeiten durch zusätzliche Verstärkungen der Fahrzeugstruktur vor und weist eine Steigerung der Torsionssteifigkeit<sup>1</sup> im Vergleich zum Vorgängermodell um 24 % aus.
- Subaru verbindet in [23] beim Impreza eine Steigerung der statischen Biegesteifigkeit um 90 %, der statischen Torsionssteifigkeit um 70 % sowie einer Homogenisierung des Steifigkeitsverlauf über die Fahrzeuglänge mit verbessertem Geradeauslauf und gleichzeitig spontanerem Ansprechen bei Kurvenfahrt.
- Alfa Romeo definiert in [24] eine ausreichend hohe Torsionssteifigkeit als Zielgröße, um das volle Potential des Fahrwerks nutzen zu können. Hierfür wird eine starke Korrelation zwischen einem subjektiven Fahrzeugreaktionswert und einem objektivem Reaktionswert beschrieben, welche sich beide mit erhöhter Torsionssteifigkeit verbessern und in einem geringeren Zeitverzug beim Sinuslenken<sup>2</sup> resultieren.

Allerdings geht eine gesteigerte Steifigkeit normalerweise einher mit erhöhtem Materialeinsatz, welcher zu steigendem Fahrzeuggewicht und / oder Kosten führt und damit konfliktär zu ökologischen und ökonomischen Anforderungen steht. Ein erhöhtes Fahrzeuggewicht ist im Allgemeinen zudem nachteilig für die Fahrdynamik selbst. Insbesondere in der virtuell geprägten Entwicklungsphase der Strukturauslegung stellt sich daher der Anspruch, eine hinreichende Güte der Fahrzeugstruktur bei minimalem Gewichts- und Kosteneinsatz zu gewährleisten.

Aufgrund dessen stellt sich die primäre Frage, wie die Güte der Fahrzeugstruktur hinsichtlich fahrdynamischer Anforderungen zu beschreiben ist. Ist die oftmals genannte Steifigkeit der Fahrzeugstruktur überhaupt ursächlich für die Beeinflussung der subjektiv erfassten Fahrdynamik oder ist sie nur eine mittelbare Zielgröße, nach der aus empirischem Wissen, nicht aber aus kausaler Begründung, ausgelegt wird? Falls die Steifigkeit der Struktur tatsächlich die geeignete Messgröße ist, um welche Art der Steifigkeit (statisch oder dynamisch, s. Abschnitt 2.2.2 und 2.2.3) handelt es sich und an welchen Stellen (lokal / global) ist sie relevant? Gibt es andere Zielgrößen, die eine präzisere und intelligentere Strukturauslegung ermöglichen?

## 1.2. Fragestellung

Ob die Fahrzeugstruktur Einfluss auf die subjektiv wahrgenommene Fahrdynamik eines PKW hat, ist die grundlegende Fragestellung dieses Themengebietes. Deren Bejahung wird aufgrund vieler wissenschaftlicher Arbeiten und Veröffentlichungen (s. Abschnitt 1.1 und 2.1) für die weiteren Ausführungen a priori angenommen, jedoch auch im Rahmen dieser Arbeit erneut bestätigt (s. Kapitel 4) [25].

Um ein funktional hinreichendes Fahrzeug zu entwickeln, welches gleichzeitig ökologischen, wirtschaftlichen und produktionstechnischen Zielvorgaben genügt, stellen sich daraufhin zwangsläufig die Fragen, *warum* Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik existieren und *wie* diese geartet sind.

---

<sup>1</sup>Torsionssteifigkeit: s. Abschnitt 2.2.2.3 und 2.2.3.2

<sup>2</sup>Sinuslenken: s. Abschnitt 2.3.2.1 und 2.3.3.2

Die Analyse der zugrundeliegenden physikalischen Wirkkette und die Identifikation fahrdynamisch relevanter Fahrzeugstruktureigenschaften ist essentielle Grundlage für ein quantitatives Bewertungssystem, mit welchem im Fahrzeugentwicklungsprozess die zielgerichtete Auslegung und Optimierung der Struktur hinsichtlich fahrdynamischer Anforderungen ermöglicht wird.

Diverse Forschungsvorhaben haben sich dieser Thematik in der Vergangenheit mit unterschiedlichen Intentionen und Vorgehensweisen genähert. Die relevanten für diese Arbeit werden in Abschnitt 2.1 vorgestellt und diskutiert. Dort wird gezeigt, dass sich viele Veröffentlichungen entweder mit der Fahrzeugstruktur oder der Fahrdynamik beschäftigen, jedoch nur wenige diese beiden Fachgebiete kombinieren. Insbesondere die Frage, warum und wie die Fahrzeugstruktur die subjektiv bewertete Fahrdynamik beeinflusst, wird nicht beantwortet.

Vorausgehende eigene Veröffentlichungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit sind [25, 26, 27], auf welche an entsprechender Stelle verwiesen wird.

### 1.3. Zielsetzung der Arbeit

Für die folgende Formulierung der Zielsetzung dieser Arbeit wird auf die Erkenntnisse der Literaturrecherche in Abschnitt 2.1 vorgegriffen.

Die in Abschnitt 2.1 vorgestellten Forschungsarbeiten zeigen, dass in dem hier betrachteten Themengebiet die Verknüpfung der eigentlich klar voneinander abgegrenzten Disziplinen der Strukturmechanik und der Fahrdynamik (von PKW) von hoher Relevanz ist. Diese Herangehensweise soll auch für diese Arbeit gelten.

Des Weiteren zeigen sich in bisherigen Veröffentlichungen zwei Fokussierungen: bzgl. der Struktureigenschaften auf globale Struktursteifigkeiten [28, 29] und bzgl. der Fahrdynamik auf den Bereich nichtlinearer Fahrdynamik<sup>1</sup> [30].

Weitestgehend nicht betrachtet in der Beeinflussung der Fahrdynamik durch Fahrzeugstruktureigenschaften ist der Bereich der kundenrelevanten linearen Fahrdynamik. Demzufolge wird eine subjektive Fahrdynamikbewertung mit dem Ziel der quantitativen Gefallensbewertung von Strukturänderungen nicht (in [28, 30]) bzw. nur begrenzt (in [31]) oder mit abweichender Zielsetzung (in [29]) durchgeführt.

Für die globalen Struktursteifigkeiten wird aufgezeigt, dass diese für heutige Fahrzeuge und bzgl. des linearen Fahrdynamikbereichs nicht relevant sind [28]. Aus den Untersuchungen dieser globalen Steifigkeiten folgt die Vermutung bzw. der Hinweis, dass lokale Eigenschaften der Struktur an den Fahrwerkskoppelstellen<sup>2</sup> hingegen das lineare Fahrverhalten deutlich stärker beeinflussen [28, 31].

Vor allem für lokale Eigenschaften können die bisher erarbeiteten Kennwerte kausal nicht klären, warum und wie der Einfluss auf die Fahrdynamik besteht. Trotz dessen ergeht auf Basis solcher Kennwerte die Empfehlung, für eine hohen Fahrdynamikgüte der Struktur möglichst geringe elastische Strukturdeformationen zu erzielen [19, 29, 30, 31]. Diese Empfehlung basiert auf dem empirischen Wissen aus der Fahrzeugentwicklung und der genannten Arbeiten, nach welchen

---

<sup>1</sup>linearer und nichtlinearer Fahrdynamikbereich: detaillierte Beschreibung s. Abschnitt 2.3.2.

linearer Fahrdynamikbereich: bis ca.  $4 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung; kundenrelevantes, alltägliches Fahrprofil von Normalfahrern.

nichtlinearer Fahrdynamikbereich: ab ca.  $4 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung; überwiegend kein alltägliches Fahrprofil von Normalfahrern.

<sup>2</sup>(Fahrwerks-)Koppelstellen: Anbindungsstellen des Fahrwerks an die Fahrzeugstruktur (s. Abschnitt 1.5)

eine Steifigkeitserhöhung im Allgemeinen zu einer besseren subjektiv erfassten Fahrdynamik führt.

In Anbetracht der ökologischen und ökonomischen Zielsetzungen ist das Vorgehen, die Struktursteifigkeit zur Erfüllung höherer Anforderungen an die Fahrdynamik immer weiter zu steigern, nicht sinnvoll und effizient (s. Abschnitt 1.1 und 1.2), sofern die dahinterstehende Wirkkette nicht bekannt ist.

Aufgrund des fehlenden Wirkkettenverständnisses sind die zur Verfügung stehenden Methoden zur Auslegung und Bewertung der Fahrdynamikgüte der Fahrzeugstruktur, insbesondere hinsichtlich des sehr kundenrelevanten linearen Fahrdynamikbereichs, als nicht hinreichend zu beurteilen. Demnach ist es erforderlich, die Wirkkette der Beeinflussung der linearen Fahrdynamik durch die Fahrzeugstruktur zu analysieren und auf Basis dieses Wissens ein Bewertungssystem für die Fahrzeugstruktur zu erarbeiten. Das führt zu den in Tab. 1.1 genannten Vorgehensschritten dieser Forschungsarbeit:

- Schritt 1** Nachweis der Auswirkungen von Fahrzeugstruktureigenschaften auf die subjektiv wahrgenommene Fahrdynamik mit Fokus auf den Bereich linearer Fahrdynamik.
- Schritt 2** Bei bestätigten Auswirkungen, Analyse der zugrundeliegenden Wirkkette mit möglicher Identifikation von Teilwirkketten und Ermittlung von aussagekräftigen physikalischen Kennwerten.
- Schritt 3** Bewertung von Strukturvariationen mittels der erarbeiteten Kennwerte und Nachweis des Zusammenhangs zwischen den Kennwerten und der subjektiv wahrgenommenen Fahrdynamik.

**Tabelle 1.1.:** Vorgehensschritte dieser Arbeit

### 1.4. Aufbau und Inhalt der Arbeit

Um dem Leser den Aufbau der Arbeit zu verdeutlichen und eine Orientierungshilfe für die Lektüre an die Hand zu geben, ist in Abb. 1.3 die Verknüpfung der wesentlichen Inhalte anhand der Kapitel und Abschnitte dargestellt.

In Kap. 2 wird der theoretische Hintergrund zur Fahrdynamik von PKW sowie von Struktureigenschaften der Fahrzeugstruktur erläutert und um den Stand der Technik in deren Bewertung und Auslegung ergänzt. Mit dieser Basis werden in Kap. 3 analytisch die Auswirkungen von Fahrzeugstruktureigenschaften auf die subjektiv empfundene lineare Fahrdynamik betrachtet, woraus sich die Formulierung von zwei Teilwirkketten ergibt. Um die identifizierten Teilwirkketten überprüfen und bewerten zu können, wird ein Versuchsfahrzeug mit variabler Vorderwagenstruktur konzipiert und aufgebaut, dessen fahrdynamische Bewertung Kap. 4 zeigt. In Kap. 5 werden die Teilwirkketten basierend auf den strukturmechanischen Grundlagen in entsprechende Bewertungsmethoden überführt, welche ebenfalls auf die Strukturvarianten des Versuchsfahrzeug angewandt werden. Die Überprüfung der Eignung der erarbeiteten Bewertungsmethoden zur Auslegung der Fahrzeugstruktur hinsichtlich fahrdynamischer Anforderungen erfolgt abschließend in Kap. 6.

# 1. Einleitung

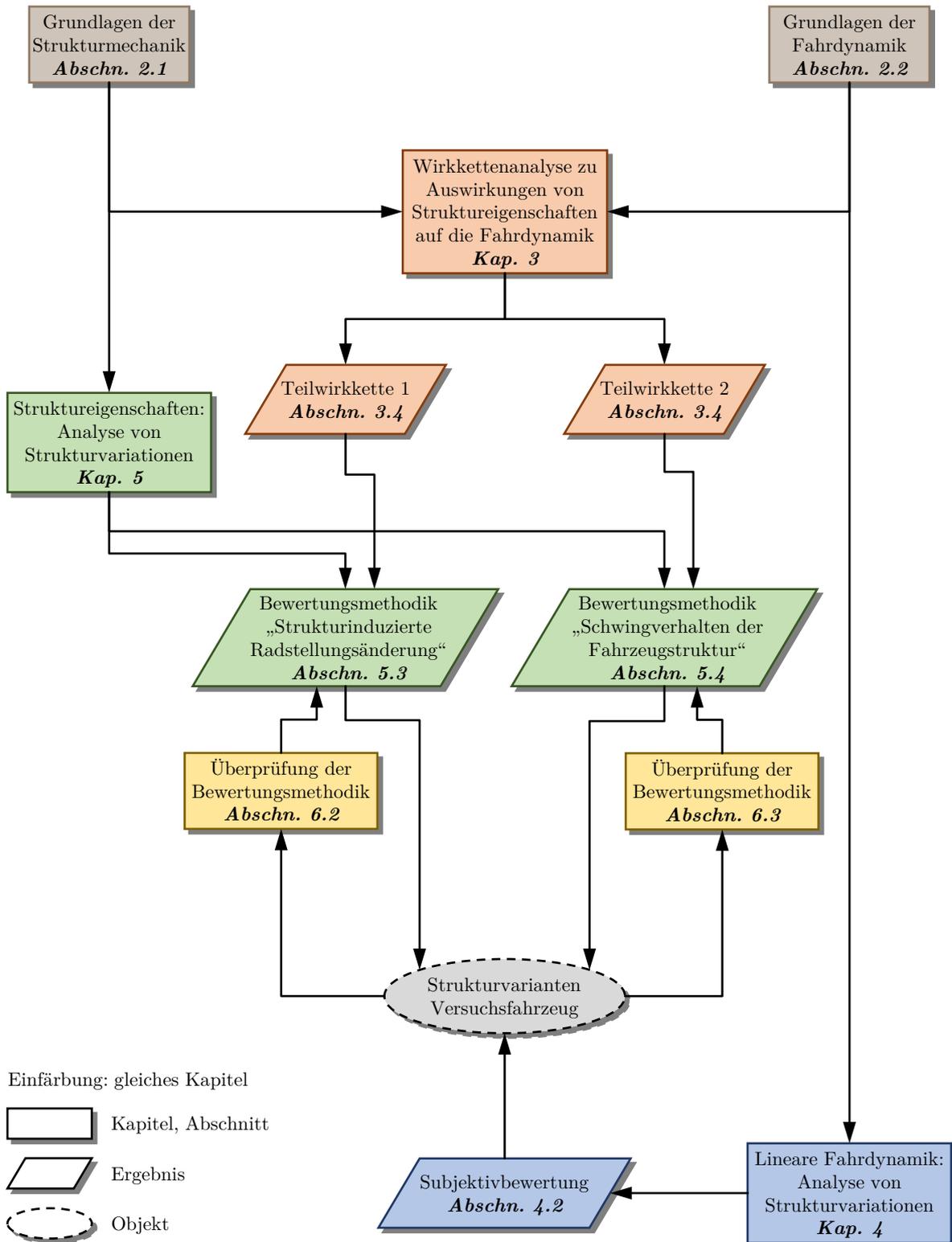
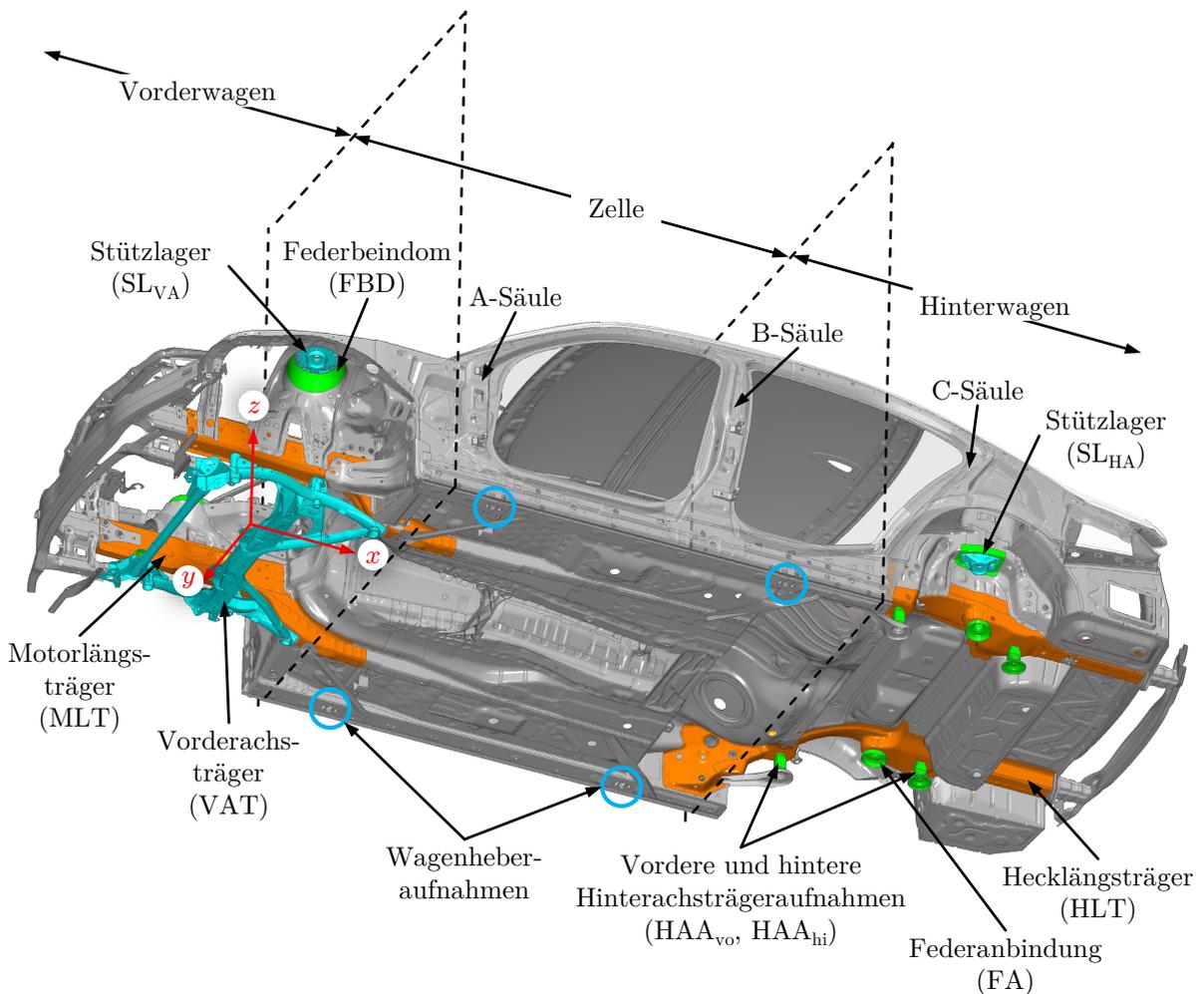


Abbildung 1.3.: Aufbau der Arbeit

## 1.5. Definitionen und Nomenklatur im Rahmen der Arbeit

Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit sind vor allem die Karosserie und das Fahrwerk relevant. Bezüglich Fahrzeugkomponenten wie dem Antriebsstrang, dem Interieur, Exterieur-Anbauteilen, Türen und Klappen, Aggregaten und der Fahrzeugelektronik sind hauptsächlich deren Masse- und Trägheitseigenschaften von Bedeutung.



**Abbildung 1.4.:** Fahrzeugstruktur: Darstellung relevanter Strukturkomponenten und Koppelstellen zum Fahrwerk

Zur Fahrzeugstruktur (s. Abb. 1.4) zählen alle steifigkeitsrelevanten und miteinander fest verbundenen<sup>1</sup> Komponenten der Karosserie und des Fahrwerks. In dem hier verwendeten Fahrzeug ist der Vorderachsträger (VAT) mit der Karosserie am Motorlängsträger (MLT) verschraubt, weswegen der VAT ebenfalls der Fahrzeugstruktur zuzuordnen ist. Der Hinterachsträger (HAT) (s. Abb. 1.6) hingegen ist über Elastomere (vordere und hintere HAT-Lager) entkoppelt an den vorderen und hinteren Hinterachsträgeranbindungen ( $HAA_{vo}$ ,  $HAA_{hi}$ ) am Hecklängsträger (HLT) angebunden.

<sup>1</sup>fest verbunden: verschweißt, vernietet, verschraubt, verklebt.

Die Fahrzeugstruktur wird in die drei Teilbereiche Vorderwagen, Zelle und Hinterwagen untergliedert. In der Zelle am Schweller sind die Wagenheberaufnahmen verortet, welche während des Produktionsprozesses für die Karosserie auch als Aufnahmestellen von Transportsystemen dienen. Die Anbindungspunkte der elastisch entkoppelten Fahrwerkskomponenten an die Fahrzeugstruktur werden als Fahrwerkskoppelstellen bezeichnet (s. Tab. 1.2).

Achse	Bezeichnung	Kurzform
Vorderachse	Zug-Druck-Strebenlager	ZDS <sub>li</sub> , ZDS <sub>re</sub>
	Querlenkerlager	QL <sub>li</sub> , QL <sub>re</sub>
	Stützlager	SL <sub>VA,li</sub> , SL <sub>VA,re</sub>
	Stabilisatorlager	Stabi <sub>li</sub> , Stabi <sub>re</sub>
	Lenkgetriebeanbindung	LG <sub>li</sub> , LG <sub>re</sub>
Hinterachse	Vordere Hinterachsträgerlager	HAA <sub>vo,li</sub> , HAA <sub>vo,re</sub>
	Hintere Hinterachsträgerlager	HAA <sub>hi,li</sub> , HAA <sub>hi,re</sub>
	Stützlager	SL <sub>HA,li</sub> , SL <sub>HA,re</sub>
	Federanbindung	FA <sub>li</sub> , FA <sub>re</sub>

**Tabelle 1.2.:** Koppelstellen zwischen Fahrwerk und Fahrzeugstruktur

Im Vorderwagen am VAT stellen die Fahrwerkskoppelstellen die Anbindungen der Zug-Druck-Strebe (ZDS), des Querlenkers (QL), des Lenkgetriebes (LG) und des Stabilisators (Stabi) (s. Abb. 1.5) dar. Das radführende Federbein der McPherson-Federbeinachse mit aufgelöster unterer Lenkerebene<sup>1</sup> ist über ein Elastomer am Stützlager (SL<sub>VA</sub>) angebunden, welches mit der Karosserie verschraubt ist und deswegen ebenfalls der Fahrzeugstruktur zugeordnet wird.

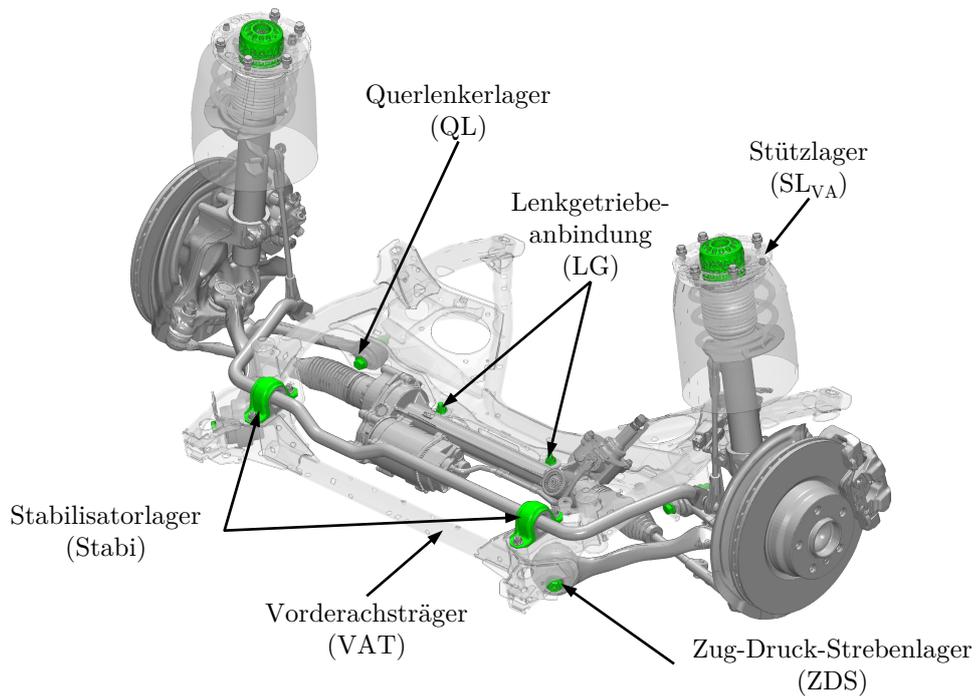
Abbildung 1.6 zeigt die verbaute Fünflenker-Hinterachse<sup>2</sup> des verwendeten Fahrzeugs. Die Fahrwerkslenker und der Stabilisator sind über Elastomere am HAT angebunden. Neben den Fahrwerkskoppelstellen des HAT (HAA<sub>vo</sub>, HAA<sub>hi</sub>) ist zusätzlich der Dämpfer über ein Elastomer mit dem Stützlager (SL<sub>HA</sub>) verbunden. Die Fahrwerksfeder stützt sich direkt am HLT an der Federanbindung (FA) ab, ist dort aber nicht fest verschraubt. Das Hinterachsstützlager (SL<sub>HA</sub>) ist analog zur Vorderachse mit der Karosserie verschraubt und deswegen ebenfalls Teil der Fahrzeugstruktur.

Das verwendete orthogonale und fahrzeugfeste Koordinatensystem ist so definiert, dass dessen Ursprung in der Mitte der Verbindungslinie der beiden Vorderachs-Radmittelpunkte liegt (vgl. Abbildung 1.4). Die x-Achse zeigt in Fahrzeugrichtung nach hinten, die y-Achse zur rechten Fahrzeugseite und die z-Achse nach oben.

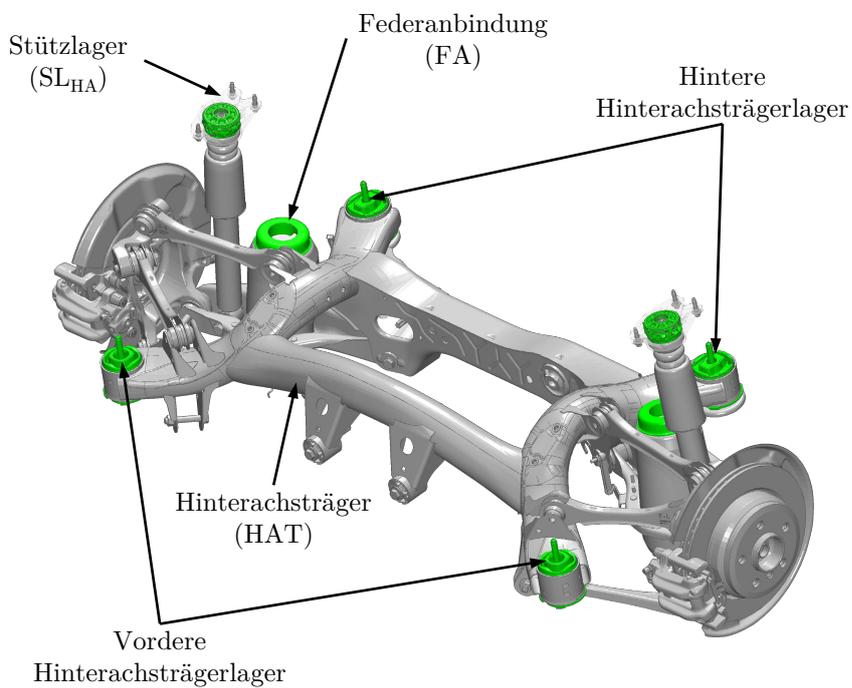
Als Konstruktionslage wird der Fahrzeugzustand bezeichnet, in dem das Fahrzeug ruhend und ohne äußere Einflüsse auf einer ebenen Oberfläche steht. Die Konstruktionslage dient im Fahrzeugentwicklungsprozess häufig als Ausgangszustand, in welchem viele geometrische und

<sup>1</sup>Als präferierte Bauweisen für die Vorderachse haben sich in den letzten Fahrzeuggenerationen McPherson-Federbeinachsen und Doppelquerlenkerachsen etabliert. Durch Verwendung separierter Lenker können zusätzliche Freiheitsgerade geschaffen und funktionale Verbesserungen erzielt werden. Für detaillierte Informationen siehe z.B. [19].

<sup>2</sup>Für detaillierte Informationen siehe z.B. [19].



**Abbildung 1.5.:** Fahrwerk, Vorderachse: Darstellung relevanter Achselemente und Koppelstellen zur Fahrzeugstruktur



**Abbildung 1.6.:** Fahrwerk, Hinterachse: Darstellung relevanter Achselemente und Koppelstellen zur Fahrzeugstruktur

physikalische Kennwerte definiert sind.

### Nomenklatur mathematischer Größen

Die zur Beschreibung der mathematischen und physikalischen Zusammenhänge verwendeten Symbole und Bezeichnungen orientieren sich im Allgemeinen an der aktuellen Literatur. Mit Berücksichtigung historisch gewachsener Unterschiede der fachbereichsüblichen Nomenklatur in der Strukturmechanik und der Fahrdynamik wird für diese Arbeit die Nomenklatur gemäß Tab. 1.3 definiert.

<b>Bezeichnung</b>	<b>Nomenklatur</b>	<b>Beispiel</b>
Skalare Zahl	Minuskel, kursiv	$x$
Vektor	Minuskel, kursiv, fett	$\boldsymbol{x}$
Matrix	Majuskel, kursiv, fett	$\boldsymbol{X}$

**Tabelle 1.3.:** Nomenklatur dieser Arbeit

## 2. Stand der Technik und theoretischer Hintergrund

Zur Bearbeitung der in Abschnitt 1.3 gestellten Zielsetzung ist es erforderlich, in den Fachbereichen Strukturmechanik und Fahrdynamik auf ein fundiertes Fachwissen zurückgreifen zu können. Die erforderlichen Grundlagen werden nachfolgend auf Basis des aktuellen Wissensstandes behandelt.

Bisherige, für das Themengebiet dieser Arbeit relevante, Forschungsarbeiten werden in Abschnitt 2.1 vorgestellt.

Für die Strukturmechanik erfolgt in Abschnitt 2.2 die Herleitung der Finite-Element-Methode (FEM), welche eine zentrale Rolle in dieser Arbeit einnimmt. Startend mit der statischen Betrachtung wird die Komplexität hin zu transienten Eigenschaften erweitert.

Abschnitt 2.3 zeigt die unterschiedlichen Ausprägungen der Fahrdynamik und stellt die für diese Arbeit sehr wichtige Einteilung in den linearen und nichtlinearen Fahrdynamikbereich detailliert vor. Dies geht einher mit der Darstellung der subjektiven und objektiven Beschreibungs- und Bewertungsmethoden.

### 2.1. Bisherige Forschungsarbeiten

Die Recherche zu bisherigen wissenschaftlichen Arbeiten in den Themenfeldern der Struktur- bzw. Karosserieeigenschaften und der Fahrdynamik ergibt folgendes Bild:

- In vielen Veröffentlichungen wird entweder die Fahrzeugstruktur oder die Fahrdynamik fokussiert. Eine kombinierte Betrachtung dieser beiden Fachgebiete erfolgt in nur wenigen Forschungsarbeiten.
- Die Frage, warum die Fahrzeugstruktur die Subjektivbewertung insbesondere im linearen Fahrdynamikbereich beeinflusst, wird nicht beantwortet.

Auf Seiten der Struktureigenschaften gibt es eine Reihe von Veröffentlichungen, welche sich der Auslegung hinsichtlich Noise Vibration Harshness (NVH)<sup>1</sup>-Anforderungen widmen. Aus ihnen werden teilweise Ansätze für diese Arbeit aufgegriffen, was an entsprechender Stelle gekennzeichnet wird.

Die Fahrdynamik im Allgemeinen ist ein bereits umfassend beforschtes Feld. Themenschwerpunkte sind beispielsweise die Beschreibung der Fahrdynamik auf objektive Weise, die Erforschung des subjektiven Empfindens, Verknüpfung der objektiven und subjektiven Bewertung sowie die Erarbeitung von Möglichkeiten zur gezielten Beeinflussung bzw. Ausprägung fahrdynamischer Eigenschaften. Diese Beeinflussungsmöglichkeiten werden dabei hauptsächlich im Bereich der

---

<sup>1</sup>NVH, *Noise, Vibration, Harshness*: akustische und mechanische Schwingungseigenschaften von Fahrzeugen und deren subjektive Wahrnehmung durch den Menschen [19]. Im Rahmen dieser Arbeit werden die mechanischen Schwingungen betrachtet.

Fahrwerkskomponenten oder in Regelsystemen gesucht.

Die Trennung zwischen der linearen und nichtlinearen Fahrdynamik findet nur selten statt. Erfolgt eine Fokussierung, so liegt diese oftmals auf dem nichtlinearen Bereich.

Auf die Fachliteratur zur Simulation von Strukturmechanik und Fahrdynamik als auch zum Themenfeld der Fahrdynamikbewertung (objektive und subjektive Bewertung im Fahrversuch) wird an den entsprechenden Stellen dieser Arbeit verwiesen. Die nach bestem Wissen des Autors bekannten Veröffentlichungen, welche direkt die Beeinflussung der Fahrdynamik durch die Fahrzeugstruktur betrachten, werden im Folgenden vorgestellt.

### **Drecoll: Der Einfluss der Karosseriedeformation auf die Fahrwerkskinematik**

DRECOLL [30] analysiert den Einfluss der Karosseriedeformation auf die kinematisch bestimmte Radstellung. Anhand einer modifizierten Mehrkörpersimulation (MKS)-Zweispurmodell werden Vorspur- und Einfederhöhenänderungen als Haupteinflussgrößen identifiziert. Die elastischen Struktureigenschaften mehrerer definierter Fahrzeugvarianten werden in expliziter Form in dem Zweispurmodell dargestellt. Es wird die Aussage getroffen, dass sich die Karosserieeinflüsse hauptsächlich bei hoher Querdynamik, also im Bereich nichtlinearer Fahrdynamik, deutlich bemerkbar machen. Aufgrund dieser Prämisse werden die herangezogenen Fahrmanöver in [30] im fahrdynamischen Grenzbereich bei einer Querbeschleunigung von  $a_y = 7,5 \text{ m/s}^2$  ausgewertet. Basierend auf den identifizierten Haupteinflussgrößen werden Entwicklungskennwerte für die Fahrzeugstruktur definiert, welche in Form von statischen Steifigkeiten (globale Torsionssteifigkeit, lokale Quersteifigkeit am Vorderachs-Querlenker) im Entwicklungsprozess angewandt werden können.

Eine subjektive Fahrdynamikbewertung der dargestellten Strukturvarianten findet nicht statt. Stattdessen wird ein Vergleich zwischen den Berechnungsergebnissen und dem Fahrversuch in objektiver Form (Open-Loop-Versuche, s. Abschnitt 2.3.2) durchgeführt. Trotz der thematisierten Schwierigkeiten im Fahrversuch, wie z.B. der Vermeidung des fahrdynamischen Grenzbereichs aus Sicherheitsgründen oder dem großen Einfluss anderer Parameter und Randbedingungen auf die Messergebnisse, gelingt es in begrenztem Umfang, die Übereinstimmung zwischen Berechnung und Fahrversuch zu bestätigen.

### **Kolk: Reduziertes Berechnungsmodell für ein Kraftfahrzeug zur Auslegung der Karosserie hinsichtlich fahrdynamischer Zielgrößen**

In der Arbeit von KOLK [31] wird ein Berechnungsmodell bzw. -prozess für die Auslegung der Fahrzeugstruktur hinsichtlich fahrdynamischer Zielgrößen erarbeitet, welches darauf abzielt, eine miteinander eng verzahnte und simultane Entwicklung des Fahrwerks und der Fahrzeugstruktur zu gewährleisten. Bestehende statische und dynamische Hilfsziele für Karosserie und Fahrwerk werden als notwendige, jedoch nicht hinreichende Kriterien zur Sicherstellung der erforderlichen Fahrdynamikgüte des Gesamtfahrzeugs beschrieben. Deshalb werden neue Kennwerte, genannt Karosserieersatzsteifigkeiten  $c^*$ , für die Strukturauslegung erarbeitet.

$$c_{\text{Fahrmanöver,Koordinate}}^* \text{ Koppelstelle} = \frac{F_{\text{Fahrmanöver,Koordinate}}^{\text{Koppelstelle}}}{S_{\text{Fahrmanöver,Koordinate}}^{\text{Koppelstelle}}} \quad (2.1)$$

Diese sind für jede Koppelstelle von Fahrwerk zu Struktur in allen Raumrichtungen als Quotient von aufgebrachtener Kraft  $F$  und auftretender Verschiebung  $s$  definiert und werden mittels des Inertia-Relief-Berechnungsverfahren ermittelt (s. Abschnitt 2.2.2.2). Die in der FEM-Strukturberechnung gleichzeitig an allen Fahrwerkskoppelstellen aufgebrauchten Schnittkräfte werden in einem MKS-Halbachsmodell in statischen Lastfällen (z.B. Geradeausfahrt, stationäre Kreisfahrt) bestimmt.

Der Einfluss von sechs beispielhaften Strukturmodifikationen auf die Kenngrößen wird dargestellt, jedoch erfolgt ein Abgleich zwischen den Berechnungsergebnissen der Strukturmodifikationen und dem Fahrversuch (objektive und subjektive Fahrdynamikbewertung) nur grob.

Für diese Arbeit stellt [31] eine wichtige Vorgängerarbeit dar. Eine Weiterentwicklung der vorgestellten Bewertungsmethode ist jedoch erforderlich, was in den Abschnitten 2.2.2.2 und 5.3 detailliert aufgezeigt wird. Für diese Arbeit wird der Prozess aus fahrmanöverspezifischer Schnittlastermittlung mit der anschließenden FEM-Strukturberechnung mittels der Inertia-Relief-Methode übernommen, was in den genannten Abschnitten vorgestellt wird.

### **Krohmer: Einfluss der globalen Karosserietorsionssteifigkeit auf die Fahrdynamik**

Der Einfluss der globalen Torsionssteifigkeit auf die Fahrdynamik wird von KROHMER [28] betrachtet. In einem MKS-Modell wird ein Fahrzeug durch zwei in sich ideal steife Fahrzeughälften dargestellt, welche über eine Torsionsfeder miteinander verbunden sind. Die lokalen Koppelstellen von Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur sind ebenfalls als ideal steif modelliert. Über Variationen der Torsionsfedersteifigkeit wird in stationären (Kreisfahrt) und instationären Fahrmanövern (Lenkwinkelsprung, Lenkwinkelsinus) der Steifigkeitseinfluss auf die Wankmomenten- und Radlastverteilung untersucht. Ändern sich diese Kennwerte in relevanter Größe, so ist von einem geänderten Eigenlenkverhalten<sup>1</sup> infolge der Torsionssteifigkeit auszugehen.

Die Untersuchungen ergeben, dass bei einer Torsionssteifigkeit von größer ca. 8000 Nm/Grad der Einfluss auf die herangezogenen Kennwerte sehr gering ist. Dieser Wert wird, aufgrund weiterer Anforderungen an die Fahrzeugstruktur (z.B. bezüglich NVH oder passiver Sicherheit), in aktuellen Fahrzeugen weit übertroffen (vgl. Abbildung 2.1), weswegen nicht von einem Einfluss der Torsionssteifigkeit auf die Fahrdynamik auszugehen ist. Stattdessen wird die Vermutung geäußert, dass lokale Nachgiebigkeiten an den Fahrwerkskoppelstellen die Fahrdynamik deutlich stärker beeinflussen.

Für diese Arbeit wird aus [28] die Erkenntnis übernommen, dass die globale Torsionssteifigkeit als Beurteilungsgröße für die Fahrdynamikgüte der Fahrzeugstruktur nicht geeignet ist. Deshalb wird sie in Abschnitt 5.2 lediglich zur qualitativen Einordnung verschiedener Strukturvarianten verwendet, jedoch nicht in den theoretischen Überlegungen in Kapitel 3 zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik herangezogen.

### **Stickel: Einfluss von Karosseriesteifigkeiten auf die Fahrdynamik eines PKW**

STICHEL [29] betrachtet den Steifigkeitseinfluss der Karosserie auf die Fahreigenschaften eines PKW anhand von drei Strukturvariationen, welche in deutlichem Umfang primär globale statische Steifigkeiten (Querbiegung im Vorderwagen, Torsion im Hinterwagen) ändern. Die

---

<sup>1</sup>Eigenlenkverhalten, Unter-, Übersteuern: vom Fahrzeug induziertes verstärkendes oder minderndes Lenkverhalten, s. z. B. [15, 19, 20, 32].

Varianten werden subjektiv von 38 Probanden (20 Experten, 18 Normalfahrer) bewertet, was vom Versuch einer Objektivierung der Subjektivergebnisse ergänzt wird.

Die im Blindversuch<sup>1</sup> durchgeführte Subjektivbewertung erfolgt quantitativ anhand eines zehnstufigen Bewertungssystems und ausgewählten Subjektivkriterien, welche stationäre und instationäre Fahreigenschaften beschreiben. Während die Expertengruppe die Varianten deutlich und sicher voneinander separieren kann, bestätigen die Normalfahrer im Allgemeinen die Einschätzung der Experten, tun dies jedoch mit größerer Varianz und geringerer Sicherheit. Zudem zeigen sich die Normalfahrer eher nur dazu in der Lage, Unterschiede in den Fahreigenschaften zu erkennen, nicht jedoch ob sich einzelne Kriterien besser oder schlechter darstellen. Als Grund dafür wird die geringere Fahrerfahrung genannt, was einerseits mit einer höheren geforderten Konzentration auf die Fahraufgabe und dadurch geringerer Bewertungsfähigkeit resultiert, andererseits in einer unsichereren Interpretation und Zuordnung einzelner Subjektivkriterien zu dem allgemeinen Fahrverhalten. Die Fahrzeugvarianten haben Einfluss auf alle gewählten Subjektivkriterien, die Variation im Vorderwagenbereich allerdings stärker als die Maßnahme im Hinterwagen. Als beste Variante stellt sich die mit der Kombination der Maßnahmen heraus, welche die Querbiegung im Vorderwagen und die Torsion im Hinterwagen reduzieren.

Die Objektivierungsergebnisse werden allgemein als ernüchternd beschrieben. Von sechs durchgeführten Manövern können nur stationäre Kreisfahrt, Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt und Frequenzgang nach WEIR, DIMARCO (s. [33, 34]) die Unterschiede signifikant auflösen. Jedoch variieren die Varianten in den ermittelten Kennwerten hauptsächlich erst in einem höheren Querbeschleunigungsbereich, welcher der nichtlinearen Fahrdynamik (s. Abschnitt 2.3.2.1) zuzuordnen ist.

### Weitere Arbeiten

Ähnlich zu [28] wird in [35] ein Ansatz auf Basis eines MKS-Modells gewählt, um den Zusammenhang zwischen globalen Struktursteifigkeiten und der Fahrdynamik zu untersuchen. Das Modell wird einerseits um FEM-Inhalte, andererseits um analytische Formulierungen der Rad- und Reifennachgiebigkeiten erweitert. Auch hier zeigt sich der allgemeine Zusammenhang, dass höhere globale Steifigkeiten positiv für das fahrdynamische Verhalten sind.

[36] untersucht die globale Torsionssteifigkeit als relevante Struktureigenschaft der verbindenden Struktur zwischen Vorder- und Hinterachse. Im Zuge dessen werden Schwierigkeiten in der korrekten Abbildung der Struktursteifigkeiten in einem MKS-Modell beschrieben. In den fahrdynamischen Gesamtfahrzeugkenngrößen ergeben sich leichte Unterschiede zwischen einer ideal steifen und einer elastischen Fahrzeugstruktur.

Die Veröffentlichung [37] kommt analog [28] zu dem Ergebnis, dass die in [31] beschriebenen lokalen Strukturnachgiebigkeiten und Schnittkräfte an den Fahrwerkskoppelstellen größeren Einfluss auf die subjektiv wahrgenommene Fahrdynamik haben als auf fahrdynamische Gesamtfahrzeugkenngrößen wie z.B. die Gierrate. Diese Ergebnisse werden über einen MKS-Ansatz erzielt.

Die Fahrwerkskoppelstellen und die dortigen lokalen Steifigkeiten werden ebenfalls in [38] betrachtet. An mehreren Stellen werden auf Basis eines FEM-Modells lokale dynamische Steifigkeiten (siehe Abschnitt 2.2.3.3 und 2.2.3.2) simulativ ermittelt. Diese NVH-Kennwerte werden in modifizierter Form zur Beurteilung des Struktureinflusses auf die „Handling-Performance“ des Fahrzeugs verwendet. Eine Trennung in lokale und globale Anteile in den Steifigkeitsänderungen

---

<sup>1</sup>Für den Proband ist nicht ersichtlich, welche Variante er bewertet.

von Strukturmaßnahmen geschieht über die modalen Beteiligungsfaktoren und kommt zu dem Fazit, dass bei einem lokalen Steifigkeitszuwachs an den Koppelstellen die Fahrdynamik im Allgemeinen verbessert wird, obgleich die globale dynamische Steifigkeit (Biegung und Torsion) sich nur wenig ändert.

[39] erweitert das FEM-Modell der Fahrzeugstruktur eines Rennfahrzeugs um eine vereinfachte Abbildung von Fahrwerkskomponenten (Lenker, Schwenklager), wodurch eine Betrachtung von Fahrwerkskennwerten (Wankwinkel, Wanksteifigkeit, Sturzwinkel) unter dem Einfluss einer flexiblen Fahrzeugstruktur ermöglicht wird. Es wird eine ideal steife mit einer flexiblen Struktur inklusive mehrerer Skalierungsoptionen verglichen. Zu beachten ist, dass mit dem gewählten Berechnungsansatz nur lineare Modelleigenschaften (lineares Materialverhalten, kleine Deformationen) zu bewerten sind. Die Erweiterungen des FEM-Modells sind interessant für die weiteren Überlegungen dieser Arbeit, wenngleich die Ergebnisse aufgrund des speziellen Rennfahrzeug-Strukturdesigns und -Fahrwerksaufbaus nicht auf Personenkraftwagen (PKW) übertragbar sind.

### Fazit

Gemeinsame Erkenntnis ist die Bestätigung des Struktureinflusses auf die Fahrdynamik, wobei häufig zwischen globalen und lokalen Struktureigenschaften unterschieden wird. Jedoch beschränken sich die Arbeiten weitestgehend auf den nichtlinearen Fahrdynamikbereich.

Hier zeigt sich, dass globale statische Steifigkeiten (s. Abschnitt 2.2.2.3) Einfluss nehmen, das kritische Mindeststeifigkeitsniveau aufgrund anderer Anforderungen (v. a. passive Sicherheit, NVH, Betriebsfestigkeit) an das Fahrzeug heutzutage allerdings deutlich überschritten wird.

Des Weiteren wird mehrfach die Vermutung der großen Bedeutung lokaler Struktureigenschaften an den Anbindungsstellen von Fahrwerk zur Fahrzeugstruktur geäußert.

Zur Bewertung der lokalen Struktureigenschaften wird die Ermittlung von statischen oder dynamischen lokalen Steifigkeitskennwerten vorgeschlagen, die aus der NVH und Vibroakustik bekannt sind (s. Abschnitt 2.2.3).

Verglichen mit diesen Kennwerten stellt das Vorgehen nach [31] einen deutlich weiterentwickelten Ansatz dar, um die Fahrdynamikgüte der Fahrzeugstruktur an den Fahrwerkskoppelstellen zu beurteilen. Dieser Ansatz wird in Abschnitt 2.2.2.2 detailliert diskutiert.

Der Bereich der linearen Fahrdynamik wird trotz seiner hohen Kundenrelevanz und der damit verknüpften subjektiven Gefallensbewertung in der Beeinflussung durch die Fahrzeugstruktur in bisher veröffentlichten Arbeiten weitestgehend nicht betrachtet. Demzufolge liefern die vorgestellten Arbeiten hierfür keine Wirkkette und ebenso kein entsprechendes Bewertungssystem. Lediglich die Auswirkung von Strukturänderungen auf die lineare Fahrdynamik wird grundlegend bestätigt und mit dem Hinweis versehen, dass eine Steifigkeitserhöhung im Allgemeinen mit einer Verbesserung der Fahrdynamik einhergeht.

## 2.2. Strukturmechanik

In einem Fahrmanöver werden die Massen der einzelnen Fahrzeugkomponenten mit den auftretenden Längs-, Quer- und Vertikalbeschleunigungen beaufschlagt und die resultierenden Kräfte belasten die Fahrzeugstruktur. Erfolgt eine Schnittuferbildung an den Fahrwerkskoppelstellen (s. Tab. 1.2), so ergeben sich dort äußere Belastungen für die freigeschnittene Struktur.

Grundsätzlich gilt, dass plastische Strukturdeformationen durch alle fahrdynamischen Belastungen im realen Fahrbetrieb nicht zulässig sind.

Dies hat für den Rahmen dieser Arbeit zur Folge, dass sich die zu betrachtenden strukturmeechanischen Prinzipien auf linear-elastisches Werkstoffverhalten fokussieren, wodurch die Elastizitätstheorie die Grundlage für die Untersuchungen darstellt. Auf gegebenenfalls zu berücksichtigende nichtlineare Effekte wie z.B. der geometrischen Nichtlinearität oder nichtlinearem Materialverhalten (wie das von Elastomerkomponenten) wird an entsprechender Stelle gesondert eingegangen.

Die Basis der in Kapitel 5 vorgestellten Bewertungsmethoden der Beeinflussung der Fahrdynamik durch die Fahrzeugstruktur ist die FEM. Mit ihr wird das Gesamtsystem der Fahrzeugstruktur samt relevanter zusätzlicher Komponenten des Fahrzeugs unter äußeren Lasten bzw. Anregungen berechnet. Demzufolge ist eine kurze Einführung in die FEM mit ihren Grundlagen und in dieser Arbeit verwendeten Ausprägungen unerlässlich.

### 2.2.1. Elastizitätstheorie und Finite-Element-Methode

An einem infinitesimalen Quaderelement (s. Abb. A.2 b im Anhang A.2.1), welches aus einem Körper beliebiger Gestalt herausgeschnitten wird, ergeben sich pro Seitenfläche eine Normalspannung sowie zwei Schubspannungen. Für das gesamte Element werden diese im Spannungstensor  $\sigma$  zusammengefasst [14, 40, 41, 42, 43, 44].

Für die Herleitung von  $\sigma$  sowie die des Verzerrungstensors  $\epsilon$  sei auf den Anhang A.2.1 sowie die dort genannte Fachliteratur verwiesen.

Für linear-elastisches, isotropes Werkstoffverhalten, welches für die Metallwerkstoffe der Fahrzeugstruktur gilt, sind die Verzerrungen  $\epsilon$  des Körpers eindeutig mit den auftretenden Spannungen verknüpft. Durch die Elastizitätsmatrix  $C$  und die in ihr enthaltenen Materialeigenschaften, dem Elastizitätsmodul  $E$  und der POISSONSchen Querkontraktionszahl  $\nu$  werden bei Linearität die Verzerrungen  $\epsilon$  nach dem HOOKESchen-Gesetz in die Spannungen  $\sigma$  überführt [40, 41, 42]:

$$\sigma = C \cdot \epsilon \tag{2.2}$$

mit

$$C = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \begin{bmatrix} (1 - \nu) & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & (1 - \nu) & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & & (1 - \nu) & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{(1 - 2\nu)}{2} & 0 & 0 \\ \text{sym.} & & & & \frac{(1 - 2\nu)}{2} & 0 \\ & & & & & \frac{(1 - 2\nu)}{2} \end{bmatrix}. \tag{2.3}$$

Mit den Zusammenhängen der Gleichungen (A.1), (A.3), (A.6) und (A.8) im Anhang A.2.1 wird das Prinzip der virtuellen Verschiebungen (PVV) (2.4) formuliert. Das PVV dient als Grundlage für die verschiebungsbezogene Lösung der FEM und sagt für den beliebigen dreidimensionalen Körper  $m$  aus, dass gemäß der Energieerhaltung, unter den Voraussetzungen von eingehaltener kinematischer Verträglichkeit und infinitesimal kleinen (virtuellen) Verschiebungen, die innere virtuelle Arbeit gleich der äußeren virtuellen Arbeit ist [14, 40, 41, 45].

$$\underbrace{\int_{V^{(m)}} \bar{\boldsymbol{\epsilon}}^{(m)T} \boldsymbol{\sigma}^{(m)} dV^{(m)}}_{\text{innere virtuelle Arbeit}} = \underbrace{\int_{V^{(m)}} \bar{\mathbf{u}}^{(m)T} \mathbf{f}^{V^{(m)}} dV^{(m)} + \int_{S^{(m)}} \bar{\mathbf{u}}^{(m)T} \mathbf{f}^{S^{(m)}} dS^{(m)} + \sum_i \bar{\mathbf{u}}^{iT} \mathbf{f}_i^P}_{\text{äußere virtuelle Arbeit}}. \quad (2.4)$$

Die virtuelle innere Arbeit wird am Volumen  $V$  des Körpers  $m$  aus den wahren Spannungen  $\boldsymbol{\sigma}$  und den virtuellen Verzerrungen  $\bar{\boldsymbol{\epsilon}}$  gebildet. Die äußere virtuelle Arbeit setzt sich aus den Arbeitsanteilen der Volumenkräfte  $\mathbf{f}^V$ , der Oberflächenkräfte  $\mathbf{f}^S$  und der äußeren Einzelkräfte  $\mathbf{f}_i^P$ <sup>1</sup> über die virtuellen Verschiebungen  $\bar{\mathbf{u}}$  am Körper  $m$  zusammen. Die in (2.4) enthaltenen richtungsabhängigen Größen sind im Koordinatensystem des Körpers  $m$  beschrieben, welches nicht zwingend gleich dem globalen Koordinatensystem einer Ansammlung mehrerer solcher Einzelkörper sein muss. Die wahren Spannungen stehen mit den tatsächlich wirkenden Lasten im Gleichgewicht. Die virtuellen Verzerrungen ergeben sich mit (A.4) und (A.5) aus den virtuellen Verschiebungen.

Für eine detaillierte Beschreibung der Herleitung und der Verwendung der virtuellen Verschiebungen und Arbeitsprinzipien sei an dieser Stelle auf Literatur wie [14, 40, 41, 45] verwiesen.

Für einfache geometrische Körper sind die bisher in Abschnitt 2.2.1 erläuterten Gleichungen und Zusammenhänge analytisch lösbar. Reale Körper wie die Fahrzeugstruktur sind jedoch oftmals von komplexer dreidimensionaler Gestalt, für die eine analytische Lösung nicht möglich ist [40, 41, 42]. Um dennoch Aussagen über das strukturmechanische Verhalten zu erlangen, erfolgt eine geometrische Approximation durch analytisch einfach zu beschreibende Körper, die finiten Elemente. Deren Größe ist im Vergleich zum gesamten Körper sehr klein. Sie muss so gewählt werden, dass die geometrische Näherung einerseits ausreichend genau ist, um die gewünschten physikalischen Effekte abbilden zu können, andererseits die Anzahl der finiten Elemente in beherrschbarem Rahmen bleibt. Beherrschbar bedeutet, dass die Anzahl der finiten Elemente gering genug bleiben muss, um das strukturmechanische Gesamtsystem auf verfügbaren IT-Systemen in angemessener Rechenzeit und mit angemessenem Speicherplatzbedarf bearbeiten zu können. Regeln und Empfehlungen zur sinnvollen Modellerstellung mittels finiter Elemente sind beispielsweise [42, 46] zu entnehmen.

Im Fall von Fahrzeugstrukturen werden dünnwandige Blechbauteile im Allgemeinen durch Schalenelemente und Gussbauteile durch Volumenelemente, jeweils mit Kantenlängen von ca. vier bis zehn Millimetern, abgebildet.

Im Anhang A.2.2 wird beschrieben, wie das PVV für das Gesamtsystem gebildet wird. Mittels Umformulierungen werden darin die elementbezogenen Verschiebungen durch die globalen Verschiebungen ausgedrückt, woraus einerseits die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  und andererseits das

<sup>1</sup>Durch  $P$  wird der jeweilige Kraftangriffs-Knotenpunkt angegeben.

Gleichungssystem (2.5) für die einzelnen Knotenpunktverschiebungen hervorgeht:

$$\mathbf{K}u = \mathbf{f}. \quad (2.5)$$

In der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  sind die elastischen Verschiebungsverknüpfungen aller Freiheitsgrade des Gesamtmodells hinterlegt. Da für die Fahrzeugstruktur in den Betrachtungen dieser Arbeit linear-elastisches Verhalten gilt (s. oben), sind die relevanten Eigenschaften von Strukturmodifikationen (z. B. Wandstärkeänderungen von Blechbauteilen, Verbau von Streben, geometrische Lastpfadänderungen, etc.) durch Änderung in  $\mathbf{K}$  beschrieben.

Das Gleichungssystem (2.5) beschreibt das statische Kräftegleichgewicht der Gesamtstruktur und stellt die Basisgleichung der FEM für die Anwendungen im Rahmen dieser Arbeit dar. Voraussetzung für den hier beschriebenen Gleichgewichtszustand ist Gültigkeit der Betrachtung des Systems in einem statischen (bzw. quasistatischen) Zustand<sup>1</sup>.

Gl. (2.5) ist zudem die Grundlage für die Inertia-Relief-Berechnungsmethode, welche in Abschnitt 2.2.2.2 beschrieben und in Abschnitt 5.3 eingesetzt wird.

### 2.2.2. Statische Struktureigenschaften

Statische Struktureigenschaften sind unabhängig von der Masse und der Dämpfung der Struktur (s. Abschnitt 2.2.3 und 2.2.4), unterliegen daher weniger Einflussfaktoren und sind deswegen weniger komplex als dynamische oder transiente Eigenschaften. Aufgrund dieser einfacheren Betrachtung wird auf solche etablierten statischen Analysen, sofern physikalisch zulässig und umsetzbar, im (Fahrzeug-) Entwicklungsprozess zurückgegriffen.

Die häufig skalar definierten Kennwerte wie statische Steifigkeiten sind als Zielgrößen im Entwicklungsprozess gut beschreib- und nachverfolgbar. Von Vorteil statischer Analysen v. a. in frühen Phasen des Produktentwicklungsprozesses ist, dass für die entsprechenden FEM-Berechnungsmodelle neben den geometrischen Daten nur wenige zusätzliche Informationen erforderlich sind. Zudem sind statische Kennwerte oftmals mit verhältnismäßig überschaubarem Aufwand auf Gesamtstruktur- oder Komponentenebene mittels Prüfstandsversuchen auch an der Hardware ermittelbar.

#### 2.2.2.1. Mathematische Grundlagen

Die statische Verformung der Struktur stellt die Lösung des zugrundeliegenden linearen Gleichungssystems (2.5) dar. Dessen direkte Lösung wird durch die positive Definitheit, Symmetrie und Bandstruktur der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  begünstigt [41]. Durch diese Eigenschaften kann  $\mathbf{K}$  mittels des GAUSSschen Eliminationsverfahrens mathematisch effektiv auf eine obere Dreiecks-

---

<sup>1</sup>siehe dazu auch Abschnitt 2.2.3

form reduziert werden und es entsteht das Gleichungssystem (2.6) [41]

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{1n} \\ 0 & K_{22} & \cdots & K_{2n} \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & K_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_m \end{bmatrix}. \quad (2.6)$$

Beim Auflösen von (2.6) ist ersichtlich, dass eine der Gleichungen nur eine der gesuchten Knotenverschiebungen  $u_m$  enthält und diese daher direkt gelöst werden kann. Mit den verbleibenden Gleichungen wird Schritt für Schritt in derselben Logik verfahren, womit  $\mathbf{u}$  gesamthaft berechnet wird [41].

#### 2.2.2.2. Statische Deformationen unter Verwendung der Inertia-Relief-Methode

Als Quellen für die Inhalte dieses Abschnittes und als weiterführende Literatur dienen [47, 48, 49, 50, 51].

Mit Hilfe der Inertia-Relief-Berechnungsmethode ist es möglich, die sich ergebende statische Strukturdeformation infolge äußerer Lasten an einem ungelagerten System zu ermitteln. Trotz der Absenz von Lagerungsrandbedingungen ist dies möglich, indem das erforderliche Kräftegleichgewicht gegenüber den angreifenden äußeren Lasten durch die Trägheitseigenschaften der Gesamtstruktur gebildet wird.

Die Berechnungsmethode ist vor allem dann geeignet, wenn entweder ein tatsächlich ungelagertes System (z. B. der Start einer Rakete in einem als quasistatisch anzunehmenden Zustand [48]) oder andererseits ein freigeschnittenes System mit einwirkenden Schnittkräften betrachtet werden soll. In letzterem Fall besteht der Vorteil darin, dass nicht der Zwang nach Definition künstlicher Lagerungsrandbedingungen besteht, durch welche sich oft unrealistische Lastpfade mit ebensolcher Strukturdeformation und Spannungsverteilung ausprägen würden.

Die Inertia-Relief-Methode ist deshalb für Strukturanalysen im Automobilbereich interessant, weil die freigeschnittene Fahrzeugstruktur ein solches ungelagertes System mit angreifenden Schnittkräften an den Fahrwerkskoppelstellen darstellt.

Zur Beschreibung der Grundlagen der Inertia-Relief-Methode wird die Gesamtverschiebung eines Strukturpunktes  $\mathbf{u}$  einerseits in den Anteil einer Starrkörperbewegung  $\mathbf{u}_r$  relativ zu einem Referenzpunkt, andererseits in den Anteil der Relativverschiebung  $\mathbf{u}_e$  innerhalb der Struktur aufgeteilt.

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \mathbf{u}_e + \mathbf{u}_r ; \\ \ddot{\mathbf{u}} &= \ddot{\mathbf{u}}_e + \ddot{\mathbf{u}}_r . \end{aligned} \quad (2.7)$$

Die Relativverschiebung entspricht der Strukturdeformation und ist somit die primär gesuchte Größe. In Vorgriff auf Abschnitt 2.2.3.1 und die transiente Bewegungsgleichung (2.13) wird für die Inertia-Relief-Methode das statische Kräftegleichgewicht aus den massenabhängigen Trägheitskräften, den steifigkeitsabhängigen elastischen Kräften und den äußeren Lasten aufgestellt

und nachfolgend für den statischen Fall beschrieben.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_e + \mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_r + \mathbf{K}\mathbf{u}_e + \mathbf{K}\mathbf{u}_r = \mathbf{f}. \quad (2.8)$$

Die Trägheitskräfte infolge elastischer Strukturdeformation  $\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_e$  sind sehr klein und können vernachlässigt werden. Aus dem Anteil  $\mathbf{u}_r$  entstehen keine Kräfte innerhalb der Struktur, da gegenüber  $\mathbf{u}_r$  die Prämisse des Starrkörpers besteht. Somit reduziert sich (2.8) zu

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_r + \mathbf{K}\mathbf{u}_e = \mathbf{f}. \quad (2.9)$$

Mittels der Starrkörper-Transformationsmatrix  $\mathbf{T}_{i,0}$  wird für jeden Punkt  $i$  der Starrkörperbewegungs- und der Starrkörperbeschleunigungsanteil aus denen des gewählten Referenzpunktes 0 ermittelt.

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{r,i} &= \mathbf{T}_{i,0} \mathbf{u}_{r,0}; \\ \ddot{\mathbf{u}}_{r,i} &= \mathbf{T}_{i,0} \ddot{\mathbf{u}}_{r,0}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Analog werden die am Punkt  $i$  aufgebrachten äußeren Kräfte  $\mathbf{f}$  auf den Referenzpunkt übertragen.

$$\mathbf{T}_{i,0}^T \mathbf{f} = \mathbf{f}_0. \quad (2.11)$$

Über die Transformationsmatrix  $\mathbf{T}_{i,0}$  können ebenso die Trägheitseigenschaften aller Elemente auf den Referenzpunkt umgerechnet werden, woraus sich mit (2.11) eine Beziehung zwischen den äußeren Lasten  $\mathbf{f}$  und der Referenzpunkt-Starrkörperbeschleunigung  $\ddot{\mathbf{u}}_{r,0}$  ergibt.

$$\mathbf{T}_{i,0}^T \mathbf{M} \mathbf{T}_{i,0} \ddot{\mathbf{u}}_{r,0} = \mathbf{f}_0. \quad (2.12)$$

Aus (2.12) lassen sich die Starrkörperbeschleunigungen  $\ddot{\mathbf{u}}_{r,0}$  des Referenzpunktes in Abhängigkeit der bekannten Größen  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{T}_{i,0}$  und  $\mathbf{f}$  ermitteln. Mit deren Kenntnis ist über (2.10) und (2.9) die gesuchte Strukturdeformation  $\mathbf{u}_e$  infolge der äußeren Lasten berechenbar.

Gleichung (2.9) zeigt, dass in der statischen Inertia-Relief-Methode, im Gegensatz zur klassischen statischen Berechnung analog Abschnitt 2.2.2.1, Masse- und Trägheitseigenschaften der Struktur relevant sind. Das siedelt das Inertia-Relief-Verfahren in einem Übergangsbereich zwischen statischer und dynamischer Betrachtungsweise an.

Die Methode besitzt zu beachtende Besonderheiten, auf welche [52] detaillierter eingeht. Die Wichtigsten sind:

- In den berechneten Knotenverschiebungen kann ein beliebig großer Anteil der Starrkörperbewegung  $\mathbf{u}_r$  (hauptsächlich der Starrkörperrotation) enthalten sein [47, 48, 49, 50, 51]. Das hat zur Folge, dass die ausgegebenen Knotenverschiebungen nicht zwingend mit der tatsächlichen Strukturdeformation übereinstimmen. Deswegen können die ausgegebenen Knotenverschiebungen nicht direkt als das FEM-Berechnungsergebnis für die Strukturdeformation infolge der aufgebrachten Lasten  $\mathbf{f}$  angesehen werden.

- Die ermittelten Spannungen werden auf Basis der Relativverschiebung  $\mathbf{u}_e$  ermittelt, sind demnach unabhängig von der Starrkörperbewegung und entsprechen der Belastung infolge der aufgebrachten Lasten  $\mathbf{f}$  [49, 50, 52].
- Gängige FEM-Solver wie MSC NASTRAN bieten mehrere Möglichkeiten zur Auswahl des oben genannten Referenzpunktes 0. Neben einer automatischen Ermittlung des Referenzpunktes, welcher dann koinzident oder nahe dem Schwerpunkt des Gesamtsystems liegt, können manuell ein oder mehrere Referenzpunkte mit zugehörigen Freiheitsgraden vorgegeben werden [49, 50, 52]. Dies hat Auswirkungen auf den Anteil der Starrkörperbewegung im Verschiebungsergebnis, nicht jedoch auf das Spannungsergebnis.

In [31] (s. Abschnitt 2.1) wird mittels der Inertia-Relief-Methode ein Berechnungsmodell zur Bewertung der Fahrdynamikgüte von Fahrzeugstrukturen beschrieben. Im Gesamtfahrzeug-MKS-Modell werden die Schnittkräfte quasistatischer Fahrmanöver wie einer Geradeausfahrt oder einer stationären Kurvenfahrt an den Fahrwerkskoppelstellen ermittelt und auf das FEM-Struktursimulationsmodell aufgeprägt. Zusätzlich zu den Schnittkräften werden die Beschleunigungen des Fahrmanövers in der Inertia-Relief-Berechnung berücksichtigt. Anhand manuell gewählter Referenzpunkte werden auf Basis der Verschiebungen und der aufgebrachten Kräfte Karosserieersatzsteifigkeiten an den Fahrwerkskoppelstellen berechnet, um deren Fahrdynamikgüte zu bewerten. In [31] werden für den vorgestellten Prozess folgende Prämissen als zulässig bewertet und angewandt:

- Die Fahrzeugstruktur wird im Gesamtfahrzeug-MKS-Modell als dynamische Reduktion nach [53, 54, 55] abgebildet.
- Die Schnittkräfte werden am Gesamtfahrzeug-MKS-Modell anhand der verformten Fahrzeugstruktur ermittelt, in der Inertia-Relief-Berechnung jedoch auf das unverformte Strukturmodell aufgebracht. Aufgrund der kleinen Strukturdeformationen ist der Einfluss dieses Unterschiedes vernachlässigbar und deswegen als Näherung zulässig.
- Zur Effizienzsteigerung des Berechnungsprozesses werden für kleine, im Fahrzeugentwicklungsprozess gängige, Änderungen der Fahrzeugstruktur nicht separat neue Schnittkräfte ermittelt, sondern alle Strukturvarianten mit demselben Satz an Eingangsgrößen bewertet. Voraussetzung hierfür ist die sehr viel größere Änderung der Strukturdeformation an den Fahrwerkskoppelstellen als die Änderung der Schnittkräfte an diesen Stellen. Diese Prämisse wird in [31] geprüft und als zulässig bestätigt.

Der Berechnungsprozess nach [31] ist relevant für diese Arbeit, da Teile davon für die in Abschnitt 5.3 vorgestellte Bewertungsmethode herangezogen werden. In diesem Abschnitt findet zusätzlich eine Diskussion der Herausforderungen statt, welche sich infolge der Verwendung der Inertia-Relief-Methode ergeben.

### 2.2.2.3. Statische Steifigkeiten

Statische Steifigkeitskennwerte sind in der Strukturauslegung hinsichtlich der Fahrdynamik- und NVH-Güte von Fahrzeugen seit langer Zeit (s. z. B. Abb. 2.1) angewandte Zielgrößen. Oftmals werden bei Fahrzeugneuentwicklungen in Fachkreisen (s. z. B. Abschnitt 1.1 bzw. [24]) die erzielten statischen Steifigkeiten genannt und mit deren Steigerung ein verbessertes fahrdynamisches Verhalten begründet.

Die Intention hinter der Erzielung eines hohen Steifigkeitniveaus ist die möglichst geringe

Beeinflussung bzw. Störung von kundenrelevanten Funktionen durch die Deformationen der Fahrzeugstruktur. In [19] wird die Steifigkeit der Fahrzeugstruktur als Einflussgröße für die Fahrdynamik aufgeführt. Sie ist im Zuge der elastokinematischen Fahrwerksauslegung sorgfältig mit den weiteren steifigkeitsrelevanten Fahrwerkskomponenten abzustimmen.

[21] empfiehlt ein hohes Steifigkeitsniveau als Grundlage für eine gute Ausprägung fahrdynamischer Eigenschaften im Gesamtfahrzeug, weist jedoch auch auf damit verbundene Zielkonflikte (z. B. Minimierung des Fahrzeuggewichts) hin. Die Historie (s. Abb. 2.1) bestätigt grundsätzlich die Tendenz steigender Steifigkeiten, was jedoch nicht zwingend mit der Erfüllung fahrdynamischer Anforderungen verbunden sein muss (s. unten).

Die genannten Literaturquellen [19, 21] spiegeln das empirische Wissen bzgl. der Sensitivität von Fahrzeugstruktureigenschaften auf die Fahrdynamik wider. Wie die in Abschnitt 2.1 diskutierten Arbeiten jedoch zeigen, lässt sich eine Beeinflussung v. a. im Bereich der linearen Fahrdynamik anhand solcher Steifigkeitskennwerte wirkkettenbasiert kausal nicht begründen.

Allerdings sind solche Kennwerte gut zu verwenden, um auf rein physikalischer Basis verschiedene Fahrzeugstrukturen miteinander zu vergleichen. Für diese Arbeit sind Steifigkeitskennwerte ein sinnvolles Hilfsmittel, um durch eine solche Gegenüberstellung ein „Gefühl“ für das Steifigkeitsniveau der in Abschnitt 4.1 vorgestellten Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs erlangen zu können. Aus diesem Grund werden gebräuchliche Kennwerte im Folgenden erläutert.

Ein Vorteil von statischen Steifigkeitswerten ist die Möglichkeit der verhältnismäßig einfachen Ermittlung im Prüfstandsversuch und ebenso in der Simulation, was zudem die Validierung des Simulationsmodells erleichtert. Auch sind statische Struktureigenschaften aufgrund der Unabhängigkeit von Masse- und oder Dämpfungseigenschaften gewöhnlich einfacher zu interpretieren und nachzuvollziehen als beispielsweise dynamische Steifigkeiten (s. Abschnitt 2.2.3).

Grundprinzip ist die Lagerung der Struktur an einer oder wenigen Stellen und Belastung durch Kräfte oder Momente an anderen Positionen. Der statische Steifigkeitskennwert ergibt sich demnach aus dem Quotienten aus aufgebrachtener Last und der sich am Lastangriffspunkt ergebenden Deformation (translatorisch:  $[N/m]$ , bzw. rotatorisch:  $[Nm/^\circ]$ ).

Nachfolgend wird zwischen globalen und lokalen Steifigkeitskennwerten unterschieden.

### Globale statische Steifigkeiten

Globale Biege- und Torsionssteifigkeitskennwerte sollen die Fahrzeugstruktur möglichst in ihrer Gänze beschreiben. Durch einen großen räumlichen Abstand zwischen Lastangriffs- und Lagerungspunkten befindet sich ein Großteil der Fahrzeugstruktur im Kraftfluss.

Neben des oben genannten erforderlichen Grundsteifigkeitniveaus für NVH-Anforderungen wurde insbesondere die Torsionssteifigkeit bezüglich ihres Einflusses auf fahrdynamische Eigenschaften untersucht.

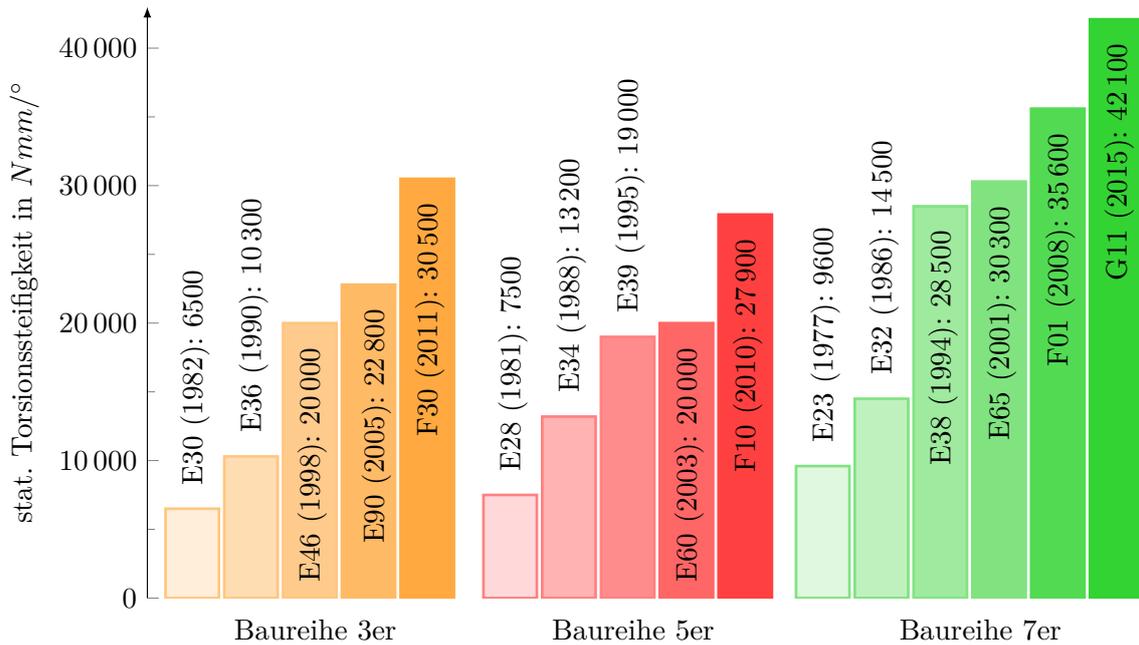
Für die Torsionssteifigkeitskennwerte im Rahmen dieser Arbeit wird, analog [30, 56], an den Vorderachs-Stützlagern  $SL_{VA,li/re}$  ein Moment in Form von entgegengesetzt gerichteten Kräften in z-Richtung aufgebracht und gleichzeitig an den Hinterachs-Stützlagern  $SL_{HA,li/re}$  die Fahrzeugstruktur translatorisch gelagert.

Abbildung 2.1 zeigt den Anstieg der Torsionssteifigkeit anhand langjähriger und repräsentativer Baureihen des Automobilherstellers BMW. Grob betrachtet stellt sich ein linearer Anstieg der Torsionssteifigkeit in allen Baureihen dar, welcher in etwa zu einer Vervierfachung der Torsionssteifigkeit im dargestellten Zeitraum führt. Größere Sprünge sind in den Fahrzeugen zu Mitte der 90er-Jahre (E46, E39 und E38) und den nachfolgenden Modellen (F30, F10 und G11)

ersichtlich.

Im Falle der jüngeren Modelle ist die Abhängigkeit der gestiegenen globalen Torsionssteifigkeit von deutlich erhöhten Anforderungen an die passive Sicherheit von PKW ersichtlich. So ist zur Erfüllung der Sicherheitsanforderungen im Allgemeinen ein erhöhter Materialeinsatz in der Fahrzeugstruktur erforderlich, welcher insbesondere im Bereich der Zelle eine Erhöhung der Torsionssteifigkeit mit sich bringt.

Die grundsätzlich höhere Torsionssteifigkeit in der 7er-Baureihe ist teilweise ein Resultat der gesteigerten Kundenerwartungen hinsichtlich Fahr- und Akustikkomfort für diese Fahrzeugklasse der Oberklasse, welchen in Kombination mit den höheren Verkaufspreisen durch aufwändigere und höherwertige Fahrzeugstrukturbauteile<sup>1</sup> Rechnung getragen werden kann.



**Abbildung 2.1.:** Statische Torsionssteifigkeit ausgewählter Fahrzeugbaureihen von BMW: Darstellung der historischen Entwicklung (nach [31, 57] und in Ergänzung).

In [28] (s. auch Abschnitt 2.1) bzw. [56] wird ermittelt, dass nur geringe Torsionssteifigkeiten von weniger als ca.  $8000 Nm/^\circ$  bzw. ca.  $6000 Nm/^\circ$  Einfluss auf die Fahrdynamik haben. Gemäß Abb. 2.1 werden diese Werte von aktuellen Fahrzeugen deutlich überschritten.

Zu ähnlichen Ergebnissen gelangt [58] bei der Analyse des Torsionssteifigkeitseinflusses auf Giereigenschaften des Fahrzeugs.

[30] (s. auch Abschnitt 2.1) zeigt den Einfluss der Torsionssteifigkeit auf den Wankwinkel und damit das Eigenlenkverhalten. Eine zu geringe Torsionssteifigkeit führt zu fahrdynamisch weniger gut abstimmbaren Fahrzeugen. Jedoch wird die Aussage in [30] auf Basis von drastischen und daher unrealistischen Strukturvariationen (wie z. B. der Reduktion des Elastizitätsmoduls der gesamten Fahrzeugstruktur auf 30 %) getroffen.

### Lokale statische Steifigkeiten

Im Gegensatz zu globalen Steifigkeiten sind lokale statische Steifigkeitswerte so gestaltet, dass

<sup>1</sup>z. B. vermehrter Einsatz von Aluminium-Gussbauteilen

mit diesen Kennwerten Teilbereiche der Fahrzeugstruktur charakterisiert werden sollen. Für die Bewertung fahrdynamischer Ansprüche empfehlen sich für solche Kennwerte die Fahrwerkskoppelstellen nach Tab. 1.2.

Die Lagerung der Struktur wird bei lokalen Steifigkeitswerten näher am Lastangriffspunkt gewählt als bei globalen Steifigkeiten, um den zu bewertenden Teilbereich bewusst einzuschränken. Als universal zu verwendende Lagerungsstellen bieten sich z. B. die Wagenheberaufnahmen (s. Abb. 1.4) an.

Lokale statische Steifigkeiten an den Fahrwerkskoppelstellen mit oben beschriebener Lagerung beinhalten jedoch mehrere Nachteile:

- Der primäre Kraftfluss orientiert sich am kürzesten Weg zwischen Belastungspunkt und (nächstgelegener) Lagerungsstelle. Da insbesondere die Wahl der Lagerungsstellen Kriterien wie guter Zugänglichkeit oder Reduktion des Umrüstaufwands am Prüfstand unterliegt, bildet der resultierende Kraftfluss nicht die im Fahrbetrieb tatsächlich auftretenden Lastpfade und Strukturbeanspruchungen ab. Das mindert die Aussagekraft.
- Der ermittelte Steifigkeitskennwert kann nicht nur durch Maßnahmen im Nahbereich an der zu bewertenden Koppelstelle verbessert werden, sondern z. B. auch durch Versteifungen im Bereich der Lagerungsstellen. Somit ergibt sich in Kombination mit dem vorherigen Punkt eine Kennwertverbesserung ohne fahrdynamische Relevanz.
- Die Vergleichbarkeit der Kennwerte kann selbst zwischen ähnlichen Fahrzeugen innerhalb einer Fahrzeugarchitektur erschwert sein, falls sich die Koppelstellen- oder Lagerungspositionen in ihrer räumlichen Lage oder ihrer jeweiligen strukturellen Ausführung unterscheiden.
- Aufgrund der statischen Ermittlung ist das Fahrzeuggewicht für solche Kennwerte nicht relevant. Dies steht möglicherweise konträr zu fahrdynamischen Anforderungen an die Fahrzeugstruktur, in welchen schwerere Fahrzeuge aufgrund höherer Schnittkräfte im realen Fahrbetrieb auch höhere Steifigkeiten benötigen können.

Aufgrund der genannten prinzipiellen Schwächen wird im Rahmen dieser Arbeit und analog [31] auf derart definierte lokale statische Steifigkeitskennwerte verzichtet.

### 2.2.3. Dynamische Struktureigenschaften

Dynamische und transiente strukturmechanische Problemstellungen (s. auch Abschnitt 2.2.4) zeichnen sich im Wesentlichen durch zeitliche Änderungen der aufgebrachten Lasten aus [41]. Die fahrdynamisch geprägten Lasten im Rahmen dieser Arbeit beinhalten Anregungen in einem breiten Frequenzband, beginnend bereits bei sehr niedrigen Frequenzen um ca. 1 bis 2 Hz.

Während in der Statik die Struktureigenschaften auf die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  reduziert werden, sind bei dynamischen und transienten Betrachtungen zusätzlich Trägheits- und Dämpfungseigenschaften zu berücksichtigen.

Die Ausführungen und mathematischen Schritte der folgenden Abschnitte sind stark an [41] angelehnt, als zusätzliche Literaturquellen können jedoch ebenso [42, 49, 59, 60, 61, 62, 63] dienen.

### 2.2.3.1. Mathematische Grundlagen

Die statische Gleichgewichtsaussage (2.5) wird, nach dem Prinzip von D'ALEMBERT<sup>1</sup>, in (2.13) um die beschleunigungsabhängigen Trägheitskräfte als auch die geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungseigenschaften der Struktur erweitert [41]. Dies führt zur allgemeinen transienten Bewegungsgleichung

$$\underbrace{\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t)}_{\text{Trägheitskräfte}} + \underbrace{\mathbf{D}\dot{\mathbf{u}}(t)}_{\text{Dämpfungskräfte}} + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (2.13)$$

mit  $\mathbf{M}$  = Element-Massen- und  $\mathbf{D}$  = Element-Dämpfungsmatrix.

Für lineare Modelleigenschaften und Randbedingungen bietet sich das Lösungsverfahren der Modenüberlagerung an, welches im Anhang A.2.3 erläutert wird [41]. Dort wird auch die Herleitung der, in der Modalmatrix  $\Phi$  zusammengefassten, Eigenvektoren  $\varphi_i$  beschrieben. Auf diese wird in der Fahrzeugentwicklung in der Bewertung der globalen Dynamik der Fahrzeugstruktur zurückgegriffen, was der folgende Abschnitt verdeutlicht.

Neben der Modenüberlagerung gibt es weitere Lösungsmöglichkeiten [41]. Abschnitt 2.2.4 beschreibt ein direktes Lösungsverfahren, welches insbesondere bei nichtlinearen Systemen zum Einsatz kommt und für diese Arbeit relevant ist.

### 2.2.3.2. Globale Dynamik, Eigenwertproblem

Die Eigenvektoren  $\varphi_i$  stellen die nicht triviale Lösung von (A.17) dar. Das Umstellen von (A.17) führt zu

$$\left(\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}\right) \varphi_i = \mathbf{0}. \quad (2.14)$$

Nur für den Fall einer nicht singulären Matrix  $[\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}]$  gibt es  $\varphi_i \neq \mathbf{0}$ , woraus sich zeigt, dass die gesuchten Eigenwerte über das charakteristische Polynom (2.15)<sup>2</sup>, genauer dessen Wurzeln, bestimmt werden [41]. Die Eigenkreisfrequenz ist über  $\omega_i$  gegeben.

$$p(\omega_i^2) = \det[\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}]. \quad (2.15)$$

$p(\omega_i^2)$  entspricht der Ordnung von  $\mathbf{M}$  und  $\mathbf{K}$ , wodurch diese im Normalfall  $> 4$  ist. Da zur Lösung von  $p$  mit genannten Ordnungen  $> 4$  keine allgemeinen expliziten Formeln verfügbar sind, muss auf iterative Lösungsverfahren zurückgegriffen werden [41]. Gemäß [41] lassen sich Lösungsverfahren für das Eigenproblem (A.20) nach der grundlegenden Eigenschaft des verwendeten Lösungsalgorithmus in folgende vier Kategorien einordnen:

- Vektoriterationsverfahren;
- Transformationsverfahren;

---

<sup>1</sup>Prinzip nach D'ALEMBERT: s. z. B. [64].

<sup>2</sup>Es wird von positiver Definitheit für  $\mathbf{M}$  und  $\mathbf{K}$  ausgegangen, woraus sich  $\det[\mathbf{M}] > 0$  und  $\det[\mathbf{K}] > 0$  ergeben. Im Falle der Massenmatrix bedeutet das ein massebehaftetes mechanisches System, was im Falle der Steifigkeitsmatrix mindestens statisch bestimmt gelagert ist und keine Mechanismen aufweist [59].

- Polynom-Iterationsverfahren;
- Verfahren auf Basis STURMscher Folgen.

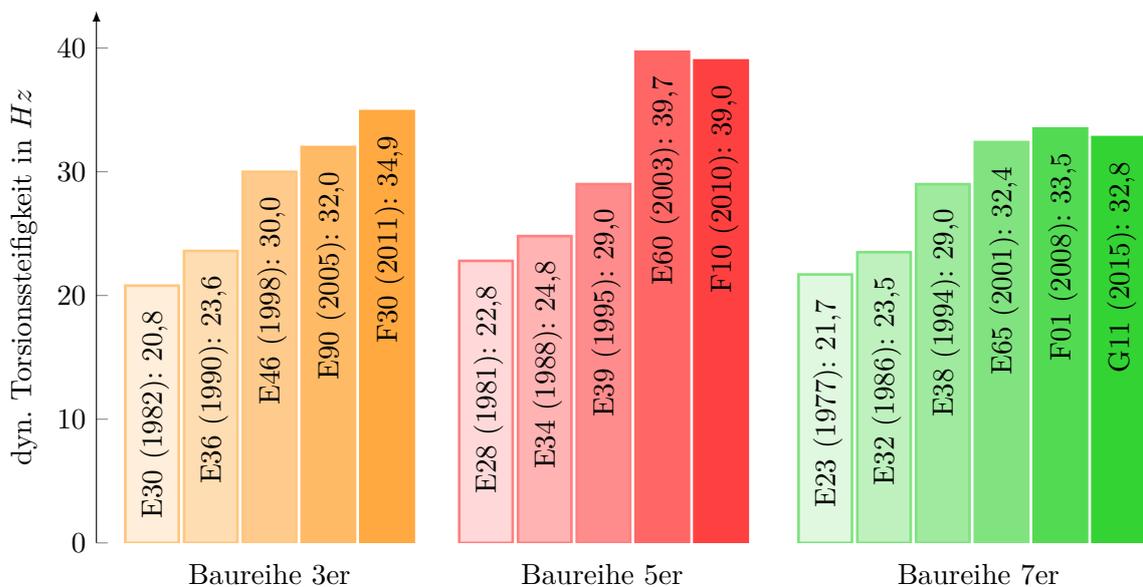
Das Verfahren nach LANCZOS (siehe dazu auch [65]) und die von [41] genannte Unterraum-Iterationsmethode basieren auf Vektoriterations- und STURMsche-Folge-Verfahren und erweitern die genannten Lösungsverfahren. In [59, 61] ist ebenfalls eine umfangreichere Beschreibung möglicher Verfahren zur Lösung des Eigenwertproblems zu finden.

Anhang A.2.4 erläutert das LANCZOS-Verfahren, auf welches in der Praxis zur Ermittlung der gesuchten Eigenpaare  $\omega_i, \varphi_i$  häufig zurückgegriffen wird.

### Globale dynamische Steifigkeiten

Die niedrigsten der in  $\Phi$  ermittelten Eigenformen einer Fahrzeugstruktur sind globale Biege- und Torsionsmoden und relevant, um insbesondere für NVH-Anforderungen das erforderliche Grundniveau der Fahrzeugstruktur sicherzustellen [31, 66].

Am Beispiel des ersten Torsionsmodes ist dessen historische Entwicklung, analog Abb. 2.1 anhand repräsentativer Fahrzeugbaureihen von BMW, in Abb. 2.2 dargestellt.



**Abbildung 2.2.:** Dynamische Torsionssteifigkeit ausgewählter Fahrzeugbaureihen von BMW: Darstellung der historischen Entwicklung (nach [31, 57] und in Ergänzung).

Wie in der statischen Torsionssteifigkeit zeigt sich über die Fahrzeuggenerationen hinweg ein Anstieg in der dynamischen Torsionssteifigkeit. Insbesondere in den jüngsten Modellen der 5er- und 7er-Baureihe ist jedoch eine Stagnation zu verzeichnen. Hierfür können mehrere Ursachen verantwortlich sein:

- Leichtbaumaßnahmen in der Fahrzeugstruktur mit einhergehender Steifigkeitsminderung zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs;
- Gewichtsmehrung des Gesamtfahrzeugs, z.B. durch neuartige Fahrerassistenzsysteme;

- Gewichtsmehrung aufgrund gesteigener passiver oder aktiver Sicherheitssysteme und -eigenschaften.

Im Gegensatz zu statischen sind dynamische Steifigkeiten nach (2.14) abhängig von der Masse des Gesamtsystems. Bei gleichbleibender globaler statischer Steifigkeit führt eine Gewichtsmehrung zu einer Reduktion in der äquivalenten dynamischen Steifigkeit.

Grundsätzlich besteht das Entwicklungsziel, die Fahrzeugstruktur so auszulegen, dass die Eigenfrequenzen der globalen Moden nicht mit Anregungen (z. B. Radunwuchten oder Leerlaufdrehzahlen des Antriebs) übereinstimmen und somit eine übermäßige Anregung dieser Strukturschwingungen vermieden wird [31, 57, 66, 67].

In [68] wird anhand einer realen Fahrzeugstruktur auf Basis von Messung und Simulation gezeigt, dass eine Identifikation der ersten Biege- und Torsionsmoden gelingt, indem die Verteilung der ersten 50 Moden mit gemessenen statischen Steifigkeiten verglichen wird. Dies bietet Vorteile im Fahrzeugentwicklungsprozess in Form der Reduktion aufwändiger Hardwaremessungen.

### 2.2.3.3. Lokale dynamische Steifigkeiten

Analog den lokalen statischen Steifigkeiten (siehe Abschnitt 2.2.2.3) lassen sich auch in der dynamischen Beschreibung lokale Steifigkeitseigenschaften betrachten. Das verallgemeinerte Eigenproblem (A.19) wird um eine frequenzabhängige Punktanregung  $\mathbf{f}(\omega)$  erweitert.

$$-\omega_i^2 \mathbf{M} \boldsymbol{\varphi}_i + \mathbf{K} \boldsymbol{\varphi}_i = \mathbf{f}(\omega). \quad (2.16)$$

Für die detaillierte Beschreibung der Erweiterung von (2.16) um modale Dämpfung sowie der weiteren Rechenschritte hin zur Frequenzantwort des Systems sei der interessierte Leser auf Fachliteratur wie [48, 49, 59] verwiesen.

Aus der errechneten Knotenverschiebung und der Anregung  $\mathbf{f}(\omega)$  lässt sich ein richtungs- und frequenzabhängiger Steifigkeitskennwert für den Anregungspunkt ermitteln. Dieser wird in der Fahrzeugakustik häufig verwendet, um hinsichtlich des übertragenen Körperschalls eine ausreichend große Isolierung (bzw. mechanische Impedanz<sup>1</sup>) durch entsprechend großen dynamischen Steifigkeitsunterschied zwischen Anregung und Fahrzeugstruktur zu gewährleisten [43, 69]. Der hierfür normalerweise betrachtete Frequenzbereich liegt im Allgemeinen über ca. 80 Hz. Im darunter liegenden Frequenzbereich stößt die Methode an Grenzen, welche v. a. in der Abstraktion der sich im Fahrzeug befindenden Massen<sup>2</sup> im FEM-Berechnungsmodell begründet sind [70].

Lokale dynamische Steifigkeitswerte sind im Versuch bestimmbar, weswegen sie auch zur Validierung der dynamischen Eigenschaften des Berechnungsmodells dienen. Abweichungen zwischen Versuchs- und Simulationsergebnis können, wie oben beschrieben, der Diskretisierung der Massenabbildung im Berechnungsmodell geschuldet sein.

---

<sup>1</sup>Mechanische Impedanz  $\mathbf{Z}$ : Die mechanische Impedanz an einem Strukturpunkt ergibt sich als Quotient einer dort wirkenden Kraft und der Strukturschnelle dieses Punktes. Sie beschreibt den Widerstand gegenüber der Ausbreitung mechanischer Schwingungen (siehe z.B. [69]).

<sup>2</sup>Komponenten, welche für die Fahrzeugstruktur keinen oder vernachlässigbar kleinen Einfluss auf die Steifigkeit haben, werden im Allgemeinen über Punktmassen samt Trägheitseigenschaften in deren Schwerpunktslage im FEM-Modell verortet. Neben dieser Vereinfachung ist z. B. die Anbindung der Punktmassen an die Fahrzeugstruktur ebenfalls abstrahiert dargestellt.

Zu beachten ist, dass auch Fahrzeuge auf Basis derselben Plattform bzw. eng voneinander abgeleitete Derivate deutliche Unterschiede in lokalen Steifigkeitswerten aufweisen können, was in [71] dargestellt wird und die hohe Sensitivität solcher Steifigkeitsparameter gegenüber Strukturänderungen verdeutlicht.

#### 2.2.4. Transiente Struktureigenschaften

Neben der Betrachtung im Frequenzbereich (s. Abschnitt 2.2.3) lassen sich Struktureigenschaften im Zeitbereich bewerten. Klassische Anwendungsbereiche in der Fahrzeugentwicklung sind hochdynamische Einzelereignisse, wie sie beispielsweise im Crash auftreten. Das Lösen transienter Problemformulierungen ist normalerweise deutlich aufwändiger als statische oder dynamische Berechnungen und ist demzufolge mit einer hohen Berechnungsdauer verbunden. Im Rahmen der in Kapitel 5 vorgestellten Bewertungsmethoden spielt jedoch die Betrachtung im Zeitbereich eine zentrale Rolle, weswegen hier kurz die wesentlichen mathematischen Grundlagen vorgestellt werden.

Ausgangspunkt ist die transiente Bewegungsgleichung (2.13). Im Gegensatz zur Auswertung im Modalraum wie in Abschnitt 2.2.3 wird (2.13) mittels Integration im Zeitbereich für jeden einzelnen Zeitpunkt  $t$  berechnet. Basierend auf dem bereits bekannten Gleichgewichtszustand zum Zeitpunkt  $t$  wird der Zustand zu einem folgenden Zeitpunkt  $t + \Delta t$  ermittelt [41, 42]. Durch die Wahl eines finiten  $\Delta t$  erweitert sich die räumliche Diskretisierung der FEM-Modellierung durch die Diskretisierung des Zeitbereichs.

(2.13) stellt eine gewöhnliche lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung dar, für deren Lösung sich nach [41, 42] direkte Integrationsverfahren als auch eine Modenüberlagerung gemäß Abschnitt 2.2.3.1 anbieten. Diese Differentialgleichung kann im Zeitbereich eine nichtlineare Lösung zur Folge haben, wenn beispielsweise plötzlich eintretende Zustandsänderungen wie das Öffnen bzw. Schließen von Kontakten auftreten oder Modellkomponenten nichtlineare Materialeigenschaften aufweisen.

Die Lösungsverfahren lassen sich in explizite und implizite Methoden untergliedern. Bei expliziten Verfahren wird der Zustand zum Zeitpunkt  $t + \Delta t$  alleine auf Basis des dynamischen Gleichgewichts zum Zeitpunkt  $t$  dargestellt, während bei impliziten Verfahren der Zustand zum Zeitpunkt  $t + \Delta t$  auf Basis des dortigen dynamischen Gleichgewichts unter Nutzung von Iterationen über alle Zeitschritte ermittelt wird [42, 72].

Im Folgenden fokussiert sich die Beschreibung der mathematischen Zusammenhänge auf eine implizite Herangehensweise unter Verwendung eines direkten Integrationsverfahrens, da eine solche Berechnungsmethodik für eines der in Kapitel 5 gezeigten Bewertungsverfahren herangezogen wird.

Im Allgemeinen weisen die Matrizen  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{D}$  und  $\mathbf{K}$  aus (2.13) aufgrund der vielen Freiheitsgrade aktueller FEM-Modelle eine große Ordnung auf, weswegen zum Lösen dieser Differentialgleichungen effiziente numerische Methoden erforderlich sind. Häufig angewandte Verfahren basieren auf der Familie der NEWMARKschen Algorithmen [41, 42, 59].

Es gilt, die Bewegungsgleichung zum Zeitpunkt  $t + \Delta t$  zu lösen:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t + \Delta t) = \mathbf{f}(t + \Delta t). \quad (2.17)$$

Die von NEWMARK formulierten Annahmen zeigen die Gleichungen (2.18) und (2.19) [41, 73]:

$$\mathbf{u}(t + \Delta t) = \mathbf{u}(t) + \dot{\mathbf{u}}(t) \Delta t + \left[ \left( \frac{1}{2} - \beta_N \right) \ddot{\mathbf{u}}(t) + \beta_N \ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) \right] \Delta t^2; \quad (2.18)$$

$$\dot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) = \dot{\mathbf{u}}(t) + \left[ (1 - \gamma_N) \ddot{\mathbf{u}}(t) + \gamma_N \ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) \right] \Delta t. \quad (2.19)$$

Die Parameter  $\beta_N$  und  $\gamma_N$  können dabei so bestimmt werden, dass Integrationsgenauigkeit und Stabilität erreicht wird. Für  $\beta_N = 1/4$  und  $\gamma_N = 1/2$  entspricht die Methode die der konstanten mittleren Beschleunigung (auch als „Trapezregel“ bezeichnet) [41, 73].

Abbildung 2.3 verdeutlicht für diesen Fall das implizite Vorgehen dieses Verfahrens: unter Verwendung der Gleichgewichtsbeziehungen zum Zeitpunkt  $t + \Delta t$  wird zu diesem Zeitpunkt der Zustand mit dem Ansatz einer mittleren Beschleunigung  $\frac{1}{2}(\ddot{\mathbf{u}}(t) + \ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t))$  im Zeitintervall  $\Delta t$  (iterativ) ermittelt.

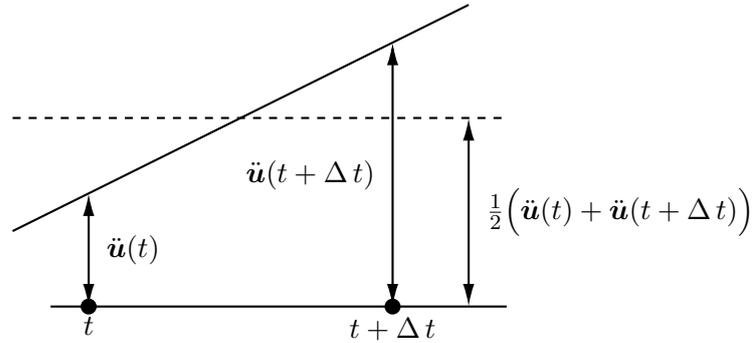


Abbildung 2.3.: NEWMARKSches Schema mit konstanter mittlerer Beschleunigung [41]

Für das NEWMARK-Integrationsverfahren müssen die Verschiebungen  $\mathbf{u}$ , Geschwindigkeiten  $\dot{\mathbf{u}}$  und Beschleunigungen  $\ddot{\mathbf{u}}$  zum Zeitpunkt  $t$  bekannt sein. Ist dem so, so lässt sich (2.18) nach  $\ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t)$  in Abhängigkeit der unbekanntenen Verschiebung  $\mathbf{u}(t + \Delta t)$  umformen:

$$\ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) = \frac{4}{\Delta t^2} (\mathbf{u}(t + \Delta t) - \mathbf{u}(t)) - \frac{4}{\Delta t} \dot{\mathbf{u}}(t) - \ddot{\mathbf{u}}(t). \quad (2.20)$$

Mit Einsetzen von (2.20) in (2.19) und Umformung nach  $\dot{\mathbf{u}}(t + \Delta t)$  ergibt sich analog (2.20) auch hier als einzig unbekannter Teil der rechten Gleichungsseite die Verschiebung  $\mathbf{u}(t + \Delta t)$  [41, 42, 59]:

$$\dot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) = \frac{2}{\Delta t} (\mathbf{u}(t + \Delta t) - \mathbf{u}(t)) - \dot{\mathbf{u}}(t). \quad (2.21)$$

Werden diese Ausdrücke für  $\ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t)$  und  $\dot{\mathbf{u}}(t + \Delta t)$  in die zu lösende Bewegungsgleichung (2.17) eingesetzt, ist in dieser die allein verbleibende unbekannte Größe die Verschiebung zum Zeitpunkt  $t + \Delta t$  und es kann nach ihr, basierend auf den gegebenen Bedingungen zum

Zeitpunkt  $t$ , iterativ aufgelöst werden [42]:

$$\begin{aligned} \left( \frac{4}{\Delta t^2} \mathbf{M} + \frac{2}{\Delta t} \mathbf{D} + \mathbf{K} \right) \mathbf{u}(t + \Delta t) = \\ \mathbf{f}(t + \Delta t) + \mathbf{M} \left( \frac{4}{\Delta t^2} \mathbf{u}(t) + \frac{4}{\Delta t} \dot{\mathbf{u}}(t) + \ddot{\mathbf{u}}(t) \right) + \mathbf{D} \left( \frac{2}{\Delta t} \mathbf{u}(t) + \dot{\mathbf{u}}(t) \right). \end{aligned} \quad (2.22)$$

Im Nachgang dazu sind die gesuchten Geschwindigkeiten  $\dot{\mathbf{u}}(t + \Delta t)$  und Beschleunigungen  $\ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t)$  zu berechnen [41, 42, 59].

Das NEWMARK-Integrationsverfahren mit den oben gewählten Parametern einer konstanten mittleren Beschleunigung hat die Eigenschaft, für beliebige Frequenzen einen Spektralradius<sup>1</sup> gleich eins zu haben [41, 59]. Das bedeutet, dass hochfrequente Anteile in der Analyse nicht gedämpft werden, was insbesondere bei der Betrachtung niederfrequenter Vorgänge hinderlich sein kann. Um diesem Problem zu begegnen, wird von HILBER, HUGHES und TAYLOR (HHT) in [74] das NEWMARK-Integrationsverfahren modifiziert und um den Parameter  $\alpha_{HHT}$  erweitert, womit sich die Bewegungsgleichung zu

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) + (1 + \alpha_{HHT}) \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}}(t + \Delta t) - \alpha_{HHT} \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}}(t) + \\ (1 + \alpha_{HHT}) \mathbf{K}\mathbf{u}(t + \Delta t) - \alpha_{HHT} \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = (1 + \alpha_{HHT}) \mathbf{f}(t + \Delta t) - \alpha_{HHT} \mathbf{f}(t) \end{aligned} \quad (2.23)$$

ergibt [41, 48, 59, 73, 74].

Mittels  $\alpha_{HHT}$  lässt sich ein zusätzlicher numerischer Dämpfungsmechanismus einfügen, welcher das Verhalten des NEWMARKSchen Verfahrens in hohen Frequenzlagen verbessert, in den niedrigen Frequenzbereich dessen Vorteil eines Spektralradiuses gleich eins jedoch beibehält. Das Verfahren nach HILBER, HUGHES und TAYLOR wird beispielsweise vom kommerziellen FEM-Solver ABAQUS verwendet [48, 72], welcher in Kapitel 5 zum Einsatz kommt.

Gewöhnlicherweise wird der impliziten Berechnung die Größe des Integrationszeitschrittes  $\Delta t$  in Form eines empfohlenen sowie eines maximalen Zeitschrittes vorgegeben. Diese Vorgaben sollten einerseits die gewünschte Genauigkeit in Form eines minimal aufzulösenden Frequenzbereichs abdecken. Andererseits sind Randbedingungen wie der Änderungsrate aufgebrachtter Kräfte sowie die Eigenschaften und die Komplexität des betrachteten Strukturmodells zu berücksichtigen [72].

Normalerweise wird dem Solver jedoch erlaubt, auf Basis dieser Vorgaben den Integrationszeitschritt automatisch anzupassen. Kontrollmechanismen für die Güte und der Konvergenz der Lösung des Zeitpunkts  $t + \Delta t$  können den Solver im impliziten Lösungsansatz dazu veranlassen, das Ergebnis des aktuellen Zeitschrittes zu verwerfen und die Lösung mit einem kleineren  $\Delta t$  innerhalb der Qualitätsvorgaben erneut zu versuchen. Solche Situationen treten zum Beispiel bei rasch variierenden äußeren Kräften oder eines sich abrupt ändernden Modellverhaltens infolge nichtlinear definierter Eigenschaften auf.

Jedoch wird durch Veränderung des Integrationszeitschrittes dem Berechnungsergebnis numerisch ein geringes hochfrequentes Rauschen aufgeprägt. Hier zeigt sich der Vorteil des HHT-Algorithmus: bereits durch eine geringe zusätzliche numerische Dämpfung können hoch-

<sup>1</sup>Für nähere Erläuterungen siehe dazu z. B. [41, 59].

frequente Anteile zügig entfernt werden [72, 73].

Durch die Wahl eines nichtlinearen Lösungsalgorithmus werden der FEM-Strukturberechnung unter anderem folgende Eigenschaften ermöglicht:

- Abbildung geometrisch nichtlinearen Verhaltens in Form großer Verschiebungen und Rotationen;
- Darstellung nichtlinearen Materialverhaltens (z.B. plastische Deformationen);
- nichtlineare Definition von Kennlinien und Element-Bedatungen;
- Definition von Kontakt- und Reibungsverhältnissen.

Einige dieser Möglichkeiten sind für eine der in Kapitel 5 vorgestellten Methoden erforderlich.

### 2.3. Fahrdynamik

Automobilzeitschriften, Fahrzeuginteressierte oder beispielsweise Werbetexte von Automobilherstellern reden häufig plakativ von *der Fahrdynamik* des Fahrzeugs (insbesondere bei PKW). Prosaisch emotional fragt sich beispielsweise [75], ob sogar „*durch die schmalen kantigen Scheinwerfer [..., mit] geradezu aggressiver Note [...] Rückschlüsse auf die Fahrdynamik gezogen werden können?*“. *Die Fahrdynamik* eines Fahrzeugs als Schlagwort wird in solchen Veröffentlichungen mitunter verallgemeinernd verwendet und kann gut oder schlecht, bzw. besser oder schlechter als die eines Konkurrenzmodells sein.

In veröffentlichten Datenblättern detaillierterer Tests wird quantitativ auf verschiedene objektive Messwerte oder subjektive Kriterien eingegangen. [76] listet bei einem Kleinwagen-Vergleichstest unter der Rubrik „Fahrdynamik“ folgende Eigenschaften: Fahrverhalten, elektronische Fahrhilfen, Geradeauslauf, Agilität, Lenkung, Traktion, Wendekreis und Bremsen. Die Federung findet sich unter „Komfort“ und die Beschleunigung unter „Antrieb“ wieder. Daneben gibt es in [76] noch den „Lustfaktor“, der nicht ins Gesamturteil einfließt. In diesem wird u. a. das Handling mit beispielsweise „4 Sterne = macht an“ bewertet.

Die auf sportliche Fahrzeuge spezialisierte SPORTAUTO [77] gibt neben der Subjektivbewertung zur Fahrdynamik auch Messdaten wie Querbearbeitungen, Durchfahrzeiten oder Maximalgeschwindigkeiten in definierten Manövern, Rundenzeiten auf Rennstrecken oder kinematische Kennwerte an.

Allein das zeigt die, je nach Gebrauchsfall, unterschiedlichen Definitionen und Interpretationen des Begriffes *Fahrdynamik*. Zudem ist ersichtlich, dass die Fahrdynamik als kundenrelevante Eigenschaft einerseits in subjektiver Form qualitativ beschrieben, andererseits jedoch auch quantitativ und objektiv physikalisch erfasst werden kann.

Wissenschaftliche Publikationen konkretisieren die Beschreibung der Fahrdynamik:

[14] verwendet primär den Begriff des Fahrverhaltens und ordnet ihm hauptsächlich querdynamische Fahrzeugreaktionen aufgrund von Fahrereingaben (z. B. Lenken), als auch längsdynamische (z. B. Bremsen) und äußere vertikaldynamische Einflüsse (z. B. unterschiedliche Fahrbahnoberflächen) zu.

[19] betont die im Allgemeinen vorhandenen Wechselwirkungen zwischen Vertikal-, Längs-, und Querdynamik eines Fahrzeugs, welche das Fahrverhalten erheblich beeinflussen können und weshalb diese Teilaspekte der Fahrdynamik nicht getrennt voneinander betrachtet werden

sollten. Ebenso wird aufgeführt, dass das Fahrverhalten eines der wesentlichen Kriterien für die Kaufentscheidung von Kunden ist. Für Fahrzeughersteller bietet sich in der Ausprägung der Fahrdynamik (hier beschrieben als Kompromiss aus Agilität, Sicherheit und Komfort) ein wesentliches Differenzierungsmerkmal, welches zudem von Populär- und Fachpresse intensiv beachtet wird.

Ebenso wie in [19] zeigt [15] die Aufteilung der Fahrzeugbewegungen in die Raumrichtungen und deren Interaktionen auf. Der Fahrzeuglängsachse wird als Längsdynamik „Antrieb und Bremsung“, vorwiegend bei Geradeausfahrt auf ebener Fahrbahn, zugeordnet. Die Vertikaldynamik in Hochachsenrichtung wird über „Schwingungen“ bei Geradeausfahrt auf unebener Fahrbahn beschrieben. Die Querdynamik entspricht dem „Fahrverhalten“ in Fahrzeugquerrichtung bei Kurvenfahrt oder gestörter Geradeausfahrt infolge äußerer Einflüsse.

Die genannten Literaturquellen verdeutlichen einerseits die variierende Verwendung des Begriffes *Fahrdynamik*, haben andererseits jedoch folgende Aspekte gemein:

- Hohe Relevanz der Fahrdynamik für den Kunden, die Kaufentscheidung sowie das Produkt- und Markenimage;
- Subjektive Bewertung des Gefallens als übergeordnetes Gütekriterium;
- Untergliederung der Fahrdynamik hauptsächlich nach den Fahrzeugbewegungsrichtungen;
- Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Fahrzeugbewegungsrichtungen;
- Möglichkeit objektiver Bewertungsverfahren für einzelne Kriterien der Fahrdynamik.

Die obigen Ausführungen machen es erforderlich, für diese Arbeit die Verwendung des Begriffs *Fahrdynamik* zu präzisieren und einzugrenzen, was im Folgenden und in den anschließenden Abschnitten erfolgt.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf quer- und vertikaldynamischen Fahreigenschaften von PKW. Nach Abb. 2.4 entspricht die Querdynamik der Seitenbewegung in  $y$ -Richtung und die Vertikaldynamik der Hubbewegung in  $z$ -Richtung.

Die Längsdynamik in  $x$ -Richtung wird hauptsächlich von Antriebs- und Bremseigenschaften beeinflusst. Da in diesen Eigenschaften in den Manövern und Bewertungen dieser Arbeit keine Variation stattfindet, werden entsprechende längsdynamische Einflüsse nicht vertieft betrachtet.

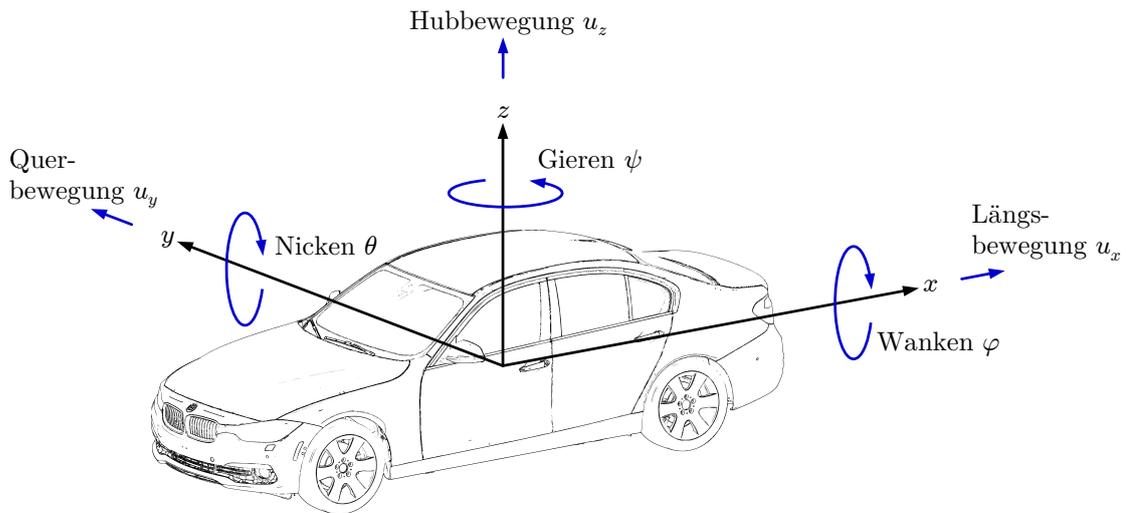
### 2.3.1. Globale Bewegungsgrößen und Radstellungskennwerte des Fahrzeugs

Die Bewegungen des Fahrzeugs in den sechs Freiheitsgraden des kartesischen Koordinatensystems sind in Abb. 2.4 dargestellt. Zur Vereinheitlichung mit den strukturmechanischen Untersuchungen wird die Orientierung fahrdynamischer Größen analog des in Abb. 1.4 gezeigten Koordinatensystems gewählt. Im Gegensatz zu der referenzierten Literatur [14, 19, 20, 78] bedeutet dies einen Vorzeichenwechsel für die  $x$ - und  $y$ -Achse, was jedoch nicht für allzu große Verwirrung sorgen sollte.

Zu unterscheiden ist zwischen der globalen Fahrzeugbewegung, der Bewegung des Fahrwerks<sup>1</sup> sowie der Bewegung des Aufbaus (bzw. Fahrzeugstruktur<sup>2</sup>) auf dem Fahrwerk. Für jede dieser

<sup>1</sup>Fahrwerk: Hier zu verstehen aus den Komponenten der Abbildungen 1.5 und 1.6, zuzüglich der nicht dargestellten Räder und Reifen sowie abzüglich den, der Fahrzeugstruktur zuzuordnenden, Komponenten.

<sup>2</sup>Da sich, für diese Arbeit inhaltlich, die Begriffe Aufbau und Fahrzeugstruktur decken, wird im Folgenden auch für den Aufbau nur von der Fahrzeugstruktur gesprochen.



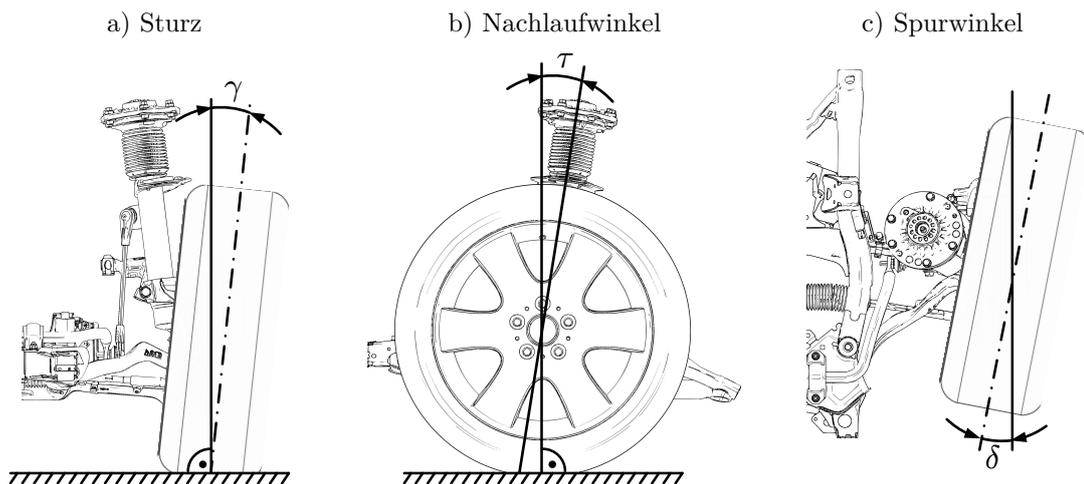
**Abbildung 2.4.:** Darstellung globaler fahrdynamischer Größen (in Anlehnung an [14, 15, 19, 20, 78] und nach [25])

Substrukturen lässt sich die Gesamtbewegung vektoriell ausdrücken:

$$\mathbf{u}_i^T = [u_{x,i} \quad u_{y,i} \quad u_{z,i} \quad u_{\varphi,i} \quad u_{\theta,i} \quad u_{\psi,i}] \quad \text{mit } i = Fzg, Fwk, FzgStr. \quad (2.24)$$

Auf den Zusammenhang zwischen (Gesamt-)Fahrzeug, Fahrwerk und Fahrzeugstruktur bezüglich dieser Größen wird detailliert in Kapitel 3 eingegangen.

Neben globalen fahrdynamischen Größen sind für diese Arbeit Kennwerte zur Beschreibung der Radstellung relevant.



**Abbildung 2.5.:** Darstellung ausgewählter Radstellungskennwerte (vgl. [14, 15, 19, 79])

Der **Sturz**  $\gamma$  (Darstellung a in Abb. 2.5) ist definiert als der Winkel zwischen der Radmittelebene und einer zur Fahrbahn senkrechten Ebene, parallel zur Schnittlinie der Radmittelebene mit

der Fahrbahnebene und ist positiv für ein oben nach außen geneigtes Rad [14, 15, 19, 79]. Der Sturz beeinflusst die Querdynamik, Lenkungsrückstellung, Fahrwerksabstimmung und trägt zur Reifenseitenführung bei Kurvenfahrt bei [19]. Die Größenordnung typischer Sturzwerte in Konstruktionslage ist ca.  $\pm 2^\circ$  [80].

Durch den **Nachlaufwinkel**  $\tau$  (Darstellung b in Abb. 2.5) wird die Neigung der Lenkachse zur Senkrechten auf der Fahrbahn in einer x-y-Ebene beschrieben (positive Werte für eine nach hinten geneigte Lenkachse) [14, 15, 19]. Der Nachlaufwinkel beeinflusst über die Lenkungs- rückstellung bei eingeschlagenen Rädern das querdynamische Fahrzeugverhalten und hat in Konstruktionslage normalerweise Größenordnungen von bis zu  $15^\circ$  [19].

Der **Spurwinkel**  $\delta$  (Darstellung c in Abb. 2.5) stellt den Winkel zwischen den Schnittlinien der Radmittelebenen beider Räder mit der Fahrbahnebene ohne Lenkeinschlag dar [14, 15, 19, 79]. Bei einem positiven Spurwinkel ist das Rad an der vorderen Seite nach Fahrzeuginnen gedreht. Nach [19] ist der Spurwinkel relevant für die Geradeausfahrt, das Kurvenverhalten und die Fahrwerksabstimmung mit Größenordnungen von ca.  $\pm 25'$  in Konstruktionslage.

Detailliertere Beschreibungen sowie die Definitionen zusätzlicher Kennwerte zur Beschreibung von Fahrwerkseigenschaften überschreiten den Rahmen dieser Arbeit. Der interessierte Leser sei an dieser Stelle auf einschlägige Literatur wie [14, 15, 19, 20, 78, 79] verwiesen.

### 2.3.2. Fahrdynamische Ausprägungen und Abgrenzungen

Der Fahrer kann über seine Fahrzeugsteuerungsfunktion in Form von Lenkwinkelvorgabe und Gas- bzw. Bremspedalstellung Längs- und Querdynamik direkt beeinflussen. Die Vertikaldynamik ist primär eine Fahrzeugreaktion auf die Steuervorgaben sowie auf das Oberflächenprofil der Fahrstrecke. Die Unterteilung der Fahrdynamik anhand der Bewegungsrichtungen stellt eine übergeordnete Gliederung des Fahrverhaltens dar, welche auch in vielen Publikationen aufgegriffen wird (s. Abschnitt 2.3).

Dabei stellen die Fahrer von Automobilen in der Art und Weise ihrer jeweiligen Fahrzeugsteuerung eine sehr heterogene Gruppe dar. Deren Zusammensetzung sowie Charakteristik ist eine wesentliche Randbedingung in der Fahrdynamikbewertung (s. z. B. [81, 82, 83, 84]) und wird in den folgenden Abschnitten vertieft.

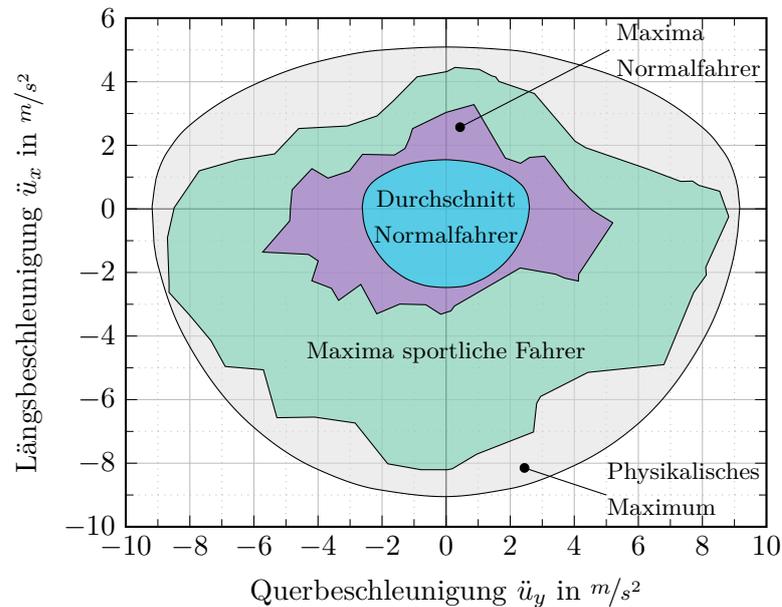
Abbildung 2.6 verdeutlicht die Ausnutzung des maximalen physikalischen Beschleunigungs- vermögens in Längs- und Querrichtung für unterschiedliche Fahrertypen. Das physikalische Maximum ergibt sich aus Fahrzeugparametern wie Gewicht, Radstand<sup>1</sup>, Spurweite<sup>2</sup> und Reifeneigenschaften, dem Oberflächenprofil inklusive Reibverhältnissen der befahrenen Strecke sowie transienten Eigenschaften des Fahrmanövers [15, 19].

Im alltäglichen Fahrprofil erreichen Normalfahrer Querschleunigungen bis ca.  $2,5 \text{ m/s}^2$ . Der Maximalwert für Fahrer dieser Könnensstufe liegt bei ca.  $5 \text{ m/s}^2$  in Querrichtung. Sportliche Fahrer mit entsprechender Erfahrung nutzen das physikalische Beschleunigungsvermögen in Quer- und Längsrichtung deutlich weiter aus und erreichen mit ca.  $8,5 \text{ m/s}^2$  Querschleunigung vor allem dann den physikalischen Grenzbereich, wenn primär eine reine Quer- oder Längsbeschleunigung vorliegt. Bei kombinierten Manövern wie z.B. Bremsen oder Beschleunigen in der Kurve ist das realisierte Gesamtbeschleunigungsniveau bei Normal- und Sportfahrern aufgrund der Komplexität der Steuerungsaufgabe normalerweise geringer.

---

<sup>1</sup>Abstand Vorderachse zu Hinterachse (s. z. B. [19])

<sup>2</sup>Abstand linkes Rad zu rechtem Rad (s. z. B. [19])



**Abbildung 2.6.:** Gemessene Beschleunigungspotentialausnutzung von Normalfahrern und sportlichen Fahrern (PKW) [83, 85]

Das Themenfeld dieser Arbeit wird durch zusätzliche Kategorien weiter eingegrenzt: Wesentlich ist die Unterteilung in die Bereiche des linearen und nichtlinearen Fahrerverhaltens, was bereits in [26, 27]<sup>1</sup> aufgezeigt und im Folgenden beschrieben wird. Abschnitt 2.3 legt die weitere Kategorisierung der Fahrdynamik anhand subjektiver und objektiver Bewertungsmethoden nahe. Dabei ist anzumerken, dass die Grenzen der genannten Kategorien nicht immer quantitativ scharf definiert, sondern vielmehr fließend sind. Die Unterteilung anhand der Bewertungsmethoden lässt sich in begrenztem Umfang auf die des linearen bzw. nichtlinearen Fahrdynamikbereichs übertragen, worauf im Folgenden dieses Abschnitts eingegangen wird.

### Geschlossener und offener Regelkreis (Closed-Loop und Open-Loop)

Das Führen eines Fahrzeugs durch den Fahrer stellt einen geschlossenen Regelkreis dar, in dem der Fahrer das Fahrzeug hinsichtlich Längsführung und Kursregelung steuert. Diese Form des Regelkreises Fahrer-Fahrzeug-Umwelt wird auch als *Closed-Loop* bezeichnet und ist in Abb. 2.7 schematisch dargestellt. Insbesondere mit dem Fahrer als Regelglied samt seinen individuellen Fähigkeiten und Eigenschaften ist der geschlossene Regelkreis als hoch komplex zu beurteilen [19].

Um den Fahrereinfluss zu minimieren oder auszuschalten, erfolgt in der offenen Form des Regelkreises (*Open-Loop*) die Führungsaufgabe durch vorab festgelegte Betätigungsmuster. Dies kann entweder durch den Fahrer oder durch technische Hilfsmittel wie einer Lenkmaschine geschehen. Im Fokus der Bewertung steht dann die Fahrzeugreaktion auf derart definierte Vorgaben, während die sich ergebende Fahrspur im Allgemeinen nicht relevant ist [19]. Daher ist dieses Fahrverhalten nur auf geschlossenen Testarealen mit vorhandenen Auslaufzonen umsetzbar, jedoch nicht im öffentlichen Straßenverkehr.

<sup>1</sup>dort als „Mikro-“ bzw. „Makro-Fahrdynamik“ bezeichnet

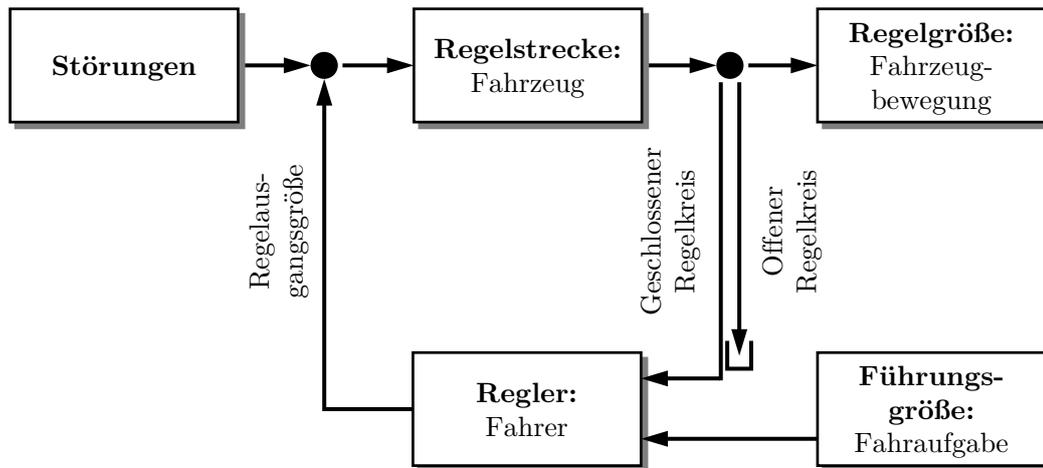


Abbildung 2.7.: Geschlossener (Closed-Loop) und offener Regelkreis (Open-Loop) Fahrer-Fahrzeug-Umwelt [19]

### 2.3.2.1. Nichtlineare Fahrdynamik

#### Beschreibung

Hauptmerkmal der nichtlinearen Fahrdynamik ist das querdynamische Fahrzeugverhalten im Bereich mittlerer Querbeschleunigung bis in den physikalischen Grenzbereich. Die untere Grenze liegt auf trockener Fahrbahn bei ca.  $0,4g$  bzw. ca.  $4\text{ m/s}^2$ . In dem Querbeschleunigungsniveau oberhalb dieser Grenze sind im Allgemeinen die Reifenschräglaufwinkel  $|\alpha| > 3^\circ$ , weswegen eine Linearisierung der Reifeneigenschaften dort nicht mehr zulässig ist [15, 19, 86, 87].

Mit dem nichtlinearen Fahrdynamikbereich sind größere Lenkradwinkel und bzw. oder höhere bis hohe Fahrgeschwindigkeiten verbunden. Für den Normalfahrer ist dieser Bereich vor allem in sicherheitskritischen Situationen relevant. Als ein Beispiel kann der Versuch angesehen werden, bei Landstraßen- oder Autobahnfahrt einen Unfall durch schnelles Ausweichen zu verhindern. Normalfahrer können häufig, aufgrund mangelnder Erfahrung und Übung, solche Fahrsituationen nicht ausreichend gut bewältigen. Zwar wird womöglich das primäre Ziel, dem gefährlichen Objekt auszuweichen, erreicht, jedoch kann das Fahrzeug aufgrund der harschen Lenkeingabe anschließend ausbrechen und somit von der Straße abkommen. Aus diesem Grund sind aktive Fahrerassistenzsysteme wie die elektronische Fahrstabilisierung ESP (s. z.B. [15, 19]) so abgestimmt, dass sie in einer solchen Situation unterstützend eingreifen, um ein unter- oder übersteuerndes Fahrzeugverhalten zu verhindern.

Geübte Fahrer mit sportlichen Ambitionen streben auf Rennstrecken hohe Querbeschleunigungen bewusst an, um mit möglichst hohen Kurvengeschwindigkeiten die Rundenzeiten zu verbessern.

Der Bereich nichtlinearer Fahrdynamik entspricht somit nicht dem kundenrelevanten Fahrverhalten im überwiegenden Teil alltäglicher Fahrsituationen.

#### Bewertungsmethoden

Die Objektivierung<sup>1</sup> hat im nichtlinearen Fahrdynamikbereich ausreichend gute Resultate erzielt,

<sup>1</sup>Objektivierung: Erarbeitung und Definition messbarer und simulierbarer Kennwerte, welche fahrdynamische Subjektiveindrücke direkt oder in guter Korrelation beschreiben (s. z. B. [33]).

um dort die Bewertung in großen Teilen mit standardisierten Fahrmanövern und objektiven Bewertungsgrößen durchführen zu können. Eine Auswahl an gebräuchlichen Manövern zeigt Tab. 2.1 und es sei auf Abschnitt 2.3.3.2 verwiesen.

Bezeichnung	Open-Loop	Closed-Loop	Norm
(Quasi-) stationäre Kreisfahrt	×		[88]
Lenkwinkelsprung	×		[89]
Sinuslenken			
mit einer Periode	×		[89]
mit konstanter Frequenz	×		[90]
mit steigender Frequenz	×		[89]
Doppelter			
Spurwechsel			
schneller ISO Wedeltest		×	[91]
Ausweichmanöver (Elchtest)		×	[92]

**Tabelle 2.1.:** Standardisierte Fahrmanöver zur Bewertung der Fahrdynamik im nichtlinearen Bereich nach [19, 32, 33]

Ergänzt werden diese Manöver zur Ermittlung objektiver Kennwerte durch subjektive Fahrbewertungen im entsprechend hohen Querbeschleunigungsbereich. Da dies aus Sicherheitsgründen im öffentlichen Straßenverkehr häufig nicht möglich ist, werden dafür klassischerweise abgeschlossene Testareale mit Handlingkursen oder Rennstrecken verwendet [19, 80].

### Relevante Fahrzeugeigenschaften und Einfluss der Fahrzeugstruktur

Deutlichen Einfluss auf die nichtlineare Fahrdynamik haben grundlegende Fahrzeugeigenschaften (s. z. B. [15, 19, 20]):

- Fahrzeug- und Achsabmessungen;
- Fahrzeuggewicht, Schwerpunktlage, Trägheitseigenschaften;
- Aerodynamik;
- Achsbauarten;
- Reifendimensionierung und -eigenschaften;
- Antriebskonzept.

Diese sog. *Fahrzeuggene* werden bereits sehr früh im Fahrzeugentwicklungsprozess festgelegt bzw. eingegrenzt und anschließend gewöhnlicherweise nicht wesentlich verändert. Insbesondere für diese Arbeit sollen sie daher als konstante Randbedingungen angesehen werden.

Neben den genannten Fahrzeuggenen wird die nichtlineare Fahrdynamik stark von Fahrwerkeigenschaften und -komponenten beeinflusst, welche im Auslegungs- und Abstimmungsprozess der Kinematik und Elasto-Kinematik bearbeitet werden. Als technische Beschreibungsgrößen stehen hierfür, unter anderen, die Radstellungskennwerte (s. Abschnitt 2.3.1) zur Verfügung. Eine Vielzahl weiterer Kenngrößen ist der Fachliteratur (z. B. [15, 19, 20]) zu entnehmen.

Einige der in Abschnitt 2.1 vorgestellten Forschungsarbeiten beleuchten den Einfluss der Fahrzeugstruktur auf den nichtlinearen Fahrdynamikbereich. Für Eigenschaften wie dem Eigenlenkverhalten oder der Wankabstützung wird der funktionale Zusammenhang mit Steifigkeitseigenschaften der Fahrzeugstruktur erarbeitet.

Die Erfahrung zeigt, dass die bestehenden FEM-Bewertungsmethoden und -kennwerte nach Abschnitt 2.2.2.3 und 2.2.3.2 ausreichend sind, um die erforderliche Güte der Fahrzeugstruktur für den Bereich der nichtlinearen Fahrdynamik zu gewährleisten.

Neben der alleinigen FEM-Betrachtung der Fahrzeugstruktur hinsichtlich der globalen Steifigkeiten kann auch eine gekoppelte FEM-MKS-Bewertung erfolgen, was beispielsweise in [31, 93] beschrieben wird. Diese Hybrid-Modelle bestehen aus einem MKS-Fahrwerksmodell, in welchem die Struktureigenschaften über reduzierte FEM-Modelle (s. Abschnitt 5.4.5 und z. B. [54, 55]) abgebildet sind. Mit diesen Hybrid-Modellen können auf nichtlinearer Basis transiente Fahrmanöver simuliert und so der Einfluss der Fahrzeugstruktur auf fahrdynamische Gesamtfahrzeugkenngrößen ermittelt werden.

Im Bereich hoher Querbeschleunigungen und hinsichtlich von Eigenschaften wie dem Eigenlenkverhalten zeigt die Erfahrung, dass die Auswirkung von Fahrzeugstrukturänderungen mitunter plausibel auflösbar ist.

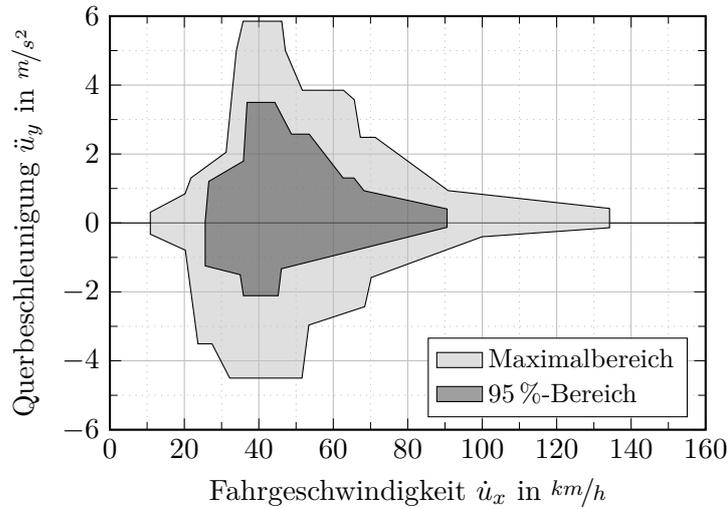
### 2.3.2.2. Lineare Fahrdynamik

#### Beschreibung

Die lineare Fahrdynamik betrachtet den Bereich niedriger bis mittlerer Querbeschleunigungen, in welchen bei Stadt-, Landstraßen- oder Autobahn-Geschwindigkeitsniveau verhältnismäßig geringe Lenkwinkel und Lenkwinkelgeschwindigkeiten dominieren. Die obere Grenze dieses Fahrdynamikbereichs liegt auf trockener Fahrbahn bei ca.  $0,4g$  bzw. ca.  $4 \text{ m/s}^2$  (s. auch Abschnitt 2.3.2.1 und Abb. 2.6). Das Verhalten der wesentlichen, das fahrdynamische Verhalten des Fahrzeugs bestimmenden, Komponenten kann in diesem Bereich als linear angesehen werden [15, 19, 86, 87].

Zur Veranschaulichung dieses Fahrdynamikbereichs dienen exemplarisch folgende Situationen:

- Befahren einer kurvigen Landstraße bei trockener Witterung und geringem Verkehrsaufkommen. Hier kann sich der Fahrer auf den Streckenverlauf mit den vorherrschenden mittleren bis großen Kurvenradien konzentrieren. Im Vordergrund solcher aktiver Fahrsituationen steht die Kombination aus Lenkaufgabe, Längsdynamikregelung sowie der Wahl einer guten Fahrlinie. Das Fahrzeug soll Freude bereiten, wofür eine vertrauenerweckende Lenkungsrückmeldung, eine präzise Steuerbarkeit sowie vorhersagbare bzw. nachvollziehbare querdynamische Fahrzeugreaktionen erforderlich sind. Die beschriebenen Randbedingungen entsprechen dem 95 %-Bereich in Abb. 2.8, welche bei einer Geschwindigkeit von  $80 \text{ km/h}$  ein Querbeschleunigungsniveau von ca.  $\pm 0,5 \text{ m/s}^2$  ausweist.
- Bei Hindernissen wie Baustellen oder Gegenverkehr mit erhöhter Fahrzeugbreite (z. B. Schwertransport, Landmaschine mit Anhänger) ist eine Verengung der Fahrbahn möglich, was ggf. eine Anpassung der Fahrspur erfordert. So wird beispielsweise in langgezogenen Autobahnbaustellen und hohem Verkehrsaufkommen der Geradeauslauf eines Fahrzeugs als fahrdynamische Eigenschaft wichtig. Ein guter Geradeauslauf vermittelt dem Kunden ein hohes Sicherheitsgefühl und steigert das Wohlbefinden.



**Abbildung 2.8.:** Bereich auftretender Querbeschleunigungen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit bei kurviger Landstraßenfahrt [15].  
 95 %-Bereich: verkehrsarme Straßen, keine Überholvorgänge und Ausweichmanöver.

[32] zeigt, dass die häufigsten Querbeschleunigungswerte von Normalfahrern kleiner als  $5 m/s^2$  und die Lenkradwinkelfrequenzen im Wesentlichen kleiner als  $0,5 Hz$  sind. Nach [32] bestimmt der Fahrer diesen aktiv genutzten Bereich der Fahrdynamik unter Berücksichtigung seiner Erfahrung, seinem Sicherheitsempfinden und seinen Komfortansprüchen. Demzufolge beschreibt der Bereich linearer Fahrdynamik den größten Teil der von Normalfahrern täglich erfahrbaren und erlebten Fahrsituationen.

Mit der Erfassung üblicher und maximaler Querbeschleunigungen von Normalfahrern beim Befahren einer kurvigen Landstraße untermauert Abb. 2.8 die Aussage von [32].

Fachzeitschriften zeigen die hohe Kundenrelevanz des linearen Fahrdynamikbereichs beispielsweise mit Beschreibungen wie „[...] in ganz leichten Kurven, in denen das Lenkrad nur ein, zwei Grad um die Mittellage herum korrigiert werden muss, fehlt der direkte Fahrbahnkontakt.“ [94]. Aus dieser subjektiven Beschreibung gehen mehrere Charakteristiken der linearen Fahrdynamik hervor:

- Feinfühliges Steuerung des Fahrzeugs durch den Fahrer;
- Subjektives Gefallensempfinden des Fahrers und der weiteren Insassen als wesentliches Beurteilungskriterium;
- Sensible Erfassung fahrdynamischer Eigenschaften durch den Fahrer und die weiteren Insassen.

Das alltägliche Fahrprofil führt für die verschiedenen Fahrergruppen<sup>1</sup> zu einem hohen Maß an Erfahrung und, damit verbunden, automatisiertem Fahrzeugsteuerungsverhalten in diesem Fahrdynamikbereich. [81] weist als obere Grenze des Erfahrungsbereiches Querbeschleunigungen von ca.  $4 m/s^2$  aus und hebt hervor, dass in diesem Bereich das Fahren mit einem niedrigen Schwierigkeitsniveau bzw. geringer erlebter Anstrengung verknüpft wird. Damit steht dem

<sup>1</sup>Ggf. mit Ausnahme von Fahranfängern

Fahrer ein hohes Wahrnehmungspotential für die Fahrzeugsteuerung und das Empfinden der Fahrdynamik zur Verfügung.

### **Bewertungsmethoden**

Wie aufgezeigt ist die Gefallensbewertung der Fahrdynamik durch Fahrer und Insassen im linearen Fahrdynamikbereich das maßgebliche Kriterium. Diese Tatsache stellt einen wichtigen Unterschied zur nichtlinearen Fahrdynamik dar, in der für Normalfahrer hauptsächlich Sicherheitsaspekte im Vordergrund stehen (s. Abschnitt 2.3.2.1).

Aus diesem Grund ist auch im Fahrzeugentwicklungsprozess für diesen fahrdynamischen Bereich die Subjektivbewertung anhand quantifizierter Kriterien die schlussendlich entscheidende Bewertungsform. An dieser Stelle sei auf die detaillierte Beschreibung der Methodik in Abschnitt 2.3.3.1 verwiesen.

Die Objektivierung der subjektiven Fahreindrücke unter der Beeinflussung von Fahrzeugstrukturänderungen ist in der linearen Fahrdynamik aufgrund folgender Hürden erschwert (s. z. B. [19, 26, 33, 81]):

- Deutliche Überlagerung gesuchter Charakteristiken in Messsignalen durch Störgrößen und allgemeines Rauschen. Grund sind die, im Gegensatz zur nichtlinearen Fahrdynamik, geringen Signalamplituden infolge des verhältnismäßig geringen Lastniveaus.
- Schwierigkeit reproduzierbarer Versuchsdurchführung: Unterschiede in der Subjektivbewertung treten häufig auf unebenen Fahrbahnzuständen wie auf öffentlichen Straßen deutlicher hervor und werden mitunter erst nach längerer Fahrtdauer verlässlich aufgelöst. Speziell angelegte unebene Streckenanteile auf Testgeländen sind in Hinblick auf eine vollumfängliche Bewertung der Fahrdynamikeigenschaften im linearen Bereich nicht hinreichend, da aufgrund der baulichen Begrenzungen das künstliche Oberflächenprofil nicht dem breiten stochastischen Anregungsspektrum öffentlicher Straßen entspricht.

Neuere Erkenntnisse der Objektivierungsvorhaben im linearen Fahrdynamikbereich bei BMW zeigen, dass mit sehr großem Versuchsaufwand für wenige der in Tab. 2.2 aufgeführten Subjektivbewertungskriterien die Möglichkeit besteht, über Korrelationsanalysen objektive und messbare Kennwerte zu ermitteln. Um den oben genannten Hürden Rechnung zu tragen, muss allerdings für eine statistische Auswertung eine hohe Anzahl an Mess-Versuchsfahrten unter Vermeidung von Änderungen der Randbedingungen (Witterungsverhältnisse, Fahrzeugparameter wie Reifenluftdruck, Betankungszustand, Reifenverschleiß, etc.) durchgeführt werden.

Weitere Arbeiten, welche sich mit dem umfassenden Gebiet der Objektivierung fahrdynamischer Eigenschaften (sowohl im linearen, als auch im nichtlinearen Fahrdynamikbereich) befassen, sind beispielsweise [33, 83, 95, 96, 97]. Dort sind weiterführende Quellen zu diesem Forschungsgebiet aufgeführt. [95, 96, 97] spezialisieren sich dabei auf das Lenkgefühl, welches in der vorliegenden Arbeit zwar zusammen mit weiteren Subjektivkriterien (s. Tab. 2.2) betrachtet, jedoch nicht fokussiert analysiert wird.

In der vorliegenden Arbeit werden in begrenztem Umfang Versuche unternommen, die Manöver aus Tab. 2.1, welche sich primär für die Bewertung nichtlinearen fahrdynamischen Verhaltens eignen, auf fahrdynamisch lineare Fahrsituationen zu adaptieren. Aufgrund der beschriebenen Hürden wird jedoch darauf verzichtet, möglichen Kennwerten und Ergebnissen dieser Fahrversuche subjektive Eigenschaften aus Tab. 2.2 zuzuordnen.

### **Relevante Fahrzeugeigenschaften und Einfluss der Fahrzeugstruktur**

Die für die nichtlineare Fahrdynamik in Abschnitt 2.3.2.1 genannten relevanten Fahrzeugeigenschaften sind ebenso für den Bereich niedrigerer Querschleunigungen von Bedeutung. Hinzu kommt insbesondere die fahrzeugspezifische Abstimmung von Fahrwerksbauteilen wie den Elastomeren, Federn, Dämpfern oder der Lenkung.

Darüber hinaus hat auch die Fahrzeugstruktur einen deutlichen Einfluss auf das fahrdynamisch lineare Fahrverhalten. Dies geht aus bisherigen Untersuchungen wie [29, 31, 33] hervor, ist in der Literatur [15, 19] beschrieben und wird insbesondere durch die Erprobungsergebnisse dieser Arbeit in Kapitel 4 bestätigt. Viele Erfahrungen im Fahrzeugentwicklungsprozess untermauern diese Erkenntnis.

Die genannten Literaturquellen äußern vielfach die Vermutung, dass hauptsächlich die lokalen Anbindungssteifigkeiten und -eigenschaften an den Fahrwerkskoppelstellen relevant für den linearen Fahrdynamikbereich sind. [31] stellt eine Methodik zur Ermittlung solcher lokaler Steifigkeiten vor, auf welche in den Abschnitten 2.1, 2.2.2.2 und 5.3 eingegangen wird. Weiterführende Untersuchungen in diese Richtung werden jedoch nicht durchgeführt (s. Abschnitt 2.1).

Die Abschnitte 1.3 und 2.1 zeigen, dass die bisherigen Arbeiten nicht den kausalen Zusammenhang von Fahrzeugstrukturänderungen und sich ergebendem differierendem Fahrverhalten im linearen Fahrdynamikbereich erklären können. Stattdessen spiegeln die vorhandenen FEM-Strukturbewertungsmethoden das empirische Wissen wider, dass eine gesteigerte Struktursteifigkeit normalerweise mit einer Verbesserung der fahrdynamischen Subjektivbewertung korreliert. Die Methoden beschränken sich auf die Betrachtung der freigeschnittenen Fahrzeugstruktur auf Basis linearer und statischer FEM-Ansätze.

Durch die fehlende wirkkettenbasierte Begründung sind die Methoden jedoch nicht hinreichend, eine rein virtuelle Strukturauslegung ohne Erprobung verschiedener Maßnahmen im Fahrversuch zu gewährleisten. Daher ist auch eine Optimierung von Kosten und Gewicht auf rein virtueller Basis nicht möglich.

Die in Abschnitt 2.3.2.1 beschriebene gekoppelte FEM-MKS-Simulation ist im Bereich geringer bis mittlerer Querschleunigungen nicht zielführend anwendbar: die Erfahrung zeigt, dass bekannte Manöver und Kennwerte nicht in der Lage sind, subjektiv erfasste Änderungen der Fahrdynamik im linearen Bereich infolge von Strukturmodifikationen objektiv verlässlich bewerten zu können. Dies kann womöglich einerseits an der Definition der Kennwerte, andererseits an den in Abschnitt 5.4.6 beschriebenen Schwierigkeiten in der Abbildung der Fahrzeugstruktur im MKS-Modell liegen.

### **2.3.3. Fahrdynamische Bewertungsmethoden**

Die nichtlineare Fahrdynamik ist durch objektive und subjektive Methoden bewertbar. Zur Bewertung der linearen Fahrdynamik infolge von Modifikationen der Fahrzeugstruktur wird aufgrund der zuvor genannten Hürden vorwiegend die Subjektivbewertung verwendet, weswegen auf diese nachfolgend näher eingegangen wird.

#### **2.3.3.1. Subjektive Bewertung der Fahrdynamik**

Das in der Automobilindustrie übliche Vorgehen für subjektive Fahrverhaltensbewertungen wird beispielsweise in [13, 14, 19, 80, 87] beschrieben.

Die Methodik sieht vor, dass definierte Kriterien das ganzheitliche subjektive Fahrempfinden

in einzelne Eigenschaften und Phänomene untergliedern und diese präzise beschreiben. Der Fahrer und / oder weitere Insassen bewerten anhand dieser Subjektivkriterien das Fahrverhalten quantitativ nach einer vorgegebenen Bewertungsmetrik.

Bei dem Begriff einer *subjektiven* Bewertung stellt sich die Frage nach der Abhängigkeit des jeweiligen Urteils von der bewertenden Person (s. auch Tab. 2.4). Die Abhängigkeit geht aus der Individualität des Bewerthers hervor, welche sich z. B. in der Fahrerfahrung (Normalfahrer, Sportfahrer, professioneller Versuchsingenieur), der Erwartungshaltung, des persönlichen Gefallens oder der Beurteilungserfahrung äußert.

NEUKUM [81, 98] untersucht, ob sich der Fahrer als Messinstrument für fahrdynamische Eigenschaften eignet. Dies erfolgt zwar verstärkt hinsichtlich objektiver Fahrdynamikbewertungen in Open- und Closed-Loop-Manövern und im nichtlinearen Fahrdynamikbereich (s. Abschnitt 2.3.2, 2.3.2.1 und 2.3.3.2), allerdings lassen sich die Erkenntnisse teilweise auch auf die Subjektivbeurteilung in der linearen Fahrdynamik übertragen. [81] analysiert, dass *die Fahrdynamik* das individuelle Ergebnis der Interaktion von spezifischen Fahrer-, Fahrzeug- und Umwelteigenschaften sowie der Fahrsituation ist. Insbesondere werden die individuellen „Handschriften“ [81] unterschiedlicher Fahrergruppen in der Fahrzeugsteuerung hervorgehoben. Analog [29] (s. Abschnitt 2.1) ist eine Erkenntnis, dass eine sehr heterogene Fahrergruppe bei ausreichend langer Versuchszeit im Rahmen des jeweiligen fahrerischen Könnens und unter Beachtung von Randbedingungen wie Versuchsdurchführung oder Beurteilungsmethodik grundsätzlich zu gleichen Aussagen gelangt. Erfahrene Versuchsfahrer erreichen dies aber präziser, in kürzerer Versuchsdauer, reproduzierbarer und mit sicherer Aussagekraft.

[81] zeigt zudem, dass Normalfahrer eher auf Basis ihres subjektiven Gefallens in übergeordneten Kategorien bewerten, während professionelle Versuchsingenieure durch deren spezielle Schulungen und dem reichhaltigen Erfahrungsschatz in der Lage sind, Subjektivkriterien präziser voneinander zu trennen und unabhängig des persönlichen Gefallens die Ausprägung des jeweiligen Kriteriums objektiv zu evaluieren.

Dieser Vergleich zwischen Normalfahrern und Experten deckt sich beispielsweise mit Erkenntnissen zur Subjektivbewertung des Anfahrkomforts in [82], woraus hervorgeht, dass Experten bei gleichen Randbedingungen deutlich reproduzierbarer beurteilen als Normalfahrer. Auch [99] kommt über den Vergleich der Standardabweichungen von Schwingungskomfortbewertungen zwischen Experten und fachfremden Probanden zu einem ähnlichen Ergebnis und schließt letztere Probandengruppe folglich von weiteren Tests aus. [100] geht denselben Weg und stützt die Entwicklung eines Analysetools für das Eigenlenk- und Anlenkverhalten zur Steigerung der Datenkonsistenz auf die Subjektivbewertungen eines einzelnen professionellen Fahrers. Weitere Beispiele für den Einsatz von einem oder mehreren Fahrexperten und den Verzicht auf Normalfahrer als Probanden bieten [84, 95, 96].

Die Frage einer Versuchsdurchführung als Blindversuch wird in mehreren Arbeiten wie [81, 86, 101] thematisiert. Bekannt ist ein solches Vorgehen z. B. in klinischen Versuchsreihen zur Wirksamkeit von Medikamenten und bedeutet, dass der Proband nicht weiß, ob es sich um das zu testende Präparat oder um ein Placebo handelt. Auf die fahrdynamische Subjektivbewertung übertragen stellt ein Blindversuch ein Vorgehen dar, in welchem dem Beurteiler vorab nicht mitgeteilt wird, ob eine bzw. welche Modifikation am Fahrzeug vorgenommen wurde. Die Konsequenz ist, dass der Beurteiler eine solche Modifikation nicht auf anderem Wege bemerken darf als in den zu bewertenden Eigenschaften.

### Kriterien für subjektive Fahrdynamikbewertung

Die für diese Arbeit verwendeten Subjektivkriterien zeigt Tab. 2.2. Die Benennung der Kriterien ist die bei BMW gebräuchliche, findet sich aber in gleicher oder ähnlicher Form in vielen Literaturquellen wie [14, 15, 19, 26, 33, 80, 87], woraus sich auch weiterführende Informationen und Beschreibungen entnehmen lassen.

Die aufgeführten Kriterien fokussieren sich auf die Effekte, welche der Fahrzeugquer- und -vertikaldynamik zuzuordnen sind. Die vier übergeordneten Kategorien sind:

- Geradeauseigenschaften:  
Geringe, unbeabsichtigte Kursänderungen bei Geradeausfahrt, hauptsächlich infolge äußerer Anregungen.
- Übergangseigenschaften:  
Querdynamische Fahrzeugreaktion beim instationären Zustand im Übergang von Geradeaus- und Kurvenfahrt oder bei wechselnder Kurvenfahrt.
- Lenkeigenschaften:  
Lenkradbetätigung und vermitteltes Lenkgefühl insbesondere bei Kurvenfahrt, jedoch auch bei Geradeausfahrt mit äußeren Anregungen (z. B. Fahrbahnunebenheiten).
- Komforteigenschaften:  
Vertikaldynamische Reaktion der Fahrzeugstruktur infolge Kurvenfahrt und / oder äußeren Anregungen (z. B. Fahrbahnunebenheiten). Zusätzlich Bewertung der vom Fahrwerk übertragenen (Abroll-) Geräusche in der Eigenschaft „Akustik“.

Weiter untergliedert werden diese Kategorien durch spezifischere Eigenschaften samt Eingrenzung ihrer Ausprägungen, was Tab. 2.2 darstellt.

Die Eigenschaften „Stabilität“<sup>1</sup> (K 2.5) im hohen Geschwindigkeitsbereich sowie „Fahrdynamisches Potential“ (K 2.6) sind primär der nichtlinearen Fahrdynamik zuzuordnen und werden daher im Folgenden nicht näher betrachtet.

### Quantitatives Bewertungssystem für subjektive Fahrdynamikbewertung

Um eine Vergleichbarkeit der Subjektivbewertungen verschiedener Fahrzeuge oder Fahrzeugvarianten herzustellen, liegt es nahe, die Ausprägung in den einzelnen Kriterien zu quantifizieren. Als Industriestandard hat sich hier ein Bewertungsindex (BI)-System mit zehn Abstufungen etabliert. Die beispielweise in [19, 29, 32, 33, 80] beschriebene Systematik kommt in adaptierter Version auch in dieser Arbeit zum Einsatz und wird in Tab. 2.3 gezeigt.

Die Stufen BI 1 bis BI 5 bedeuten eine nicht hinnehmbar schlechte Ausprägung und sind in derartiger Form nicht freigabefähig für die Markteinführung. BI 6 und BI 7 sind bedingt in Ordnung und eine Marktfreigabe ist zu diskutieren, normalerweise liegt jedoch das Soll für alle Eigenschaften bei BI 8. Bei BI 9 und insbesondere BI 10 wird die Kundenerwartung deutlich übererfüllt, was einerseits zu Begeisterung führen kann, andererseits aber auch kritisch, z. B. hinsichtlich Kosteneffizienz, hinterfragt werden sollte.

Die genannte Literatur sieht vor, die Quantifizierung auch in Zwischenstufen zu ermöglichen [19, 80], was für diese Arbeit in bedingter Form zulässig sein soll. Hier soll gelten, dass ein Delta von

---

<sup>1</sup>Stabilität: Subjektive Beschreibung des Eigenlenkverhalten.

2. Stand der Technik und theoretischer Hintergrund

Kategorie	Eigenschaft	Ausprägung	Index
<b>Geradeaus- eigenschaften</b>	Führungsverhalten, Geradeauslauf	Ebene Fahrbahn	K 1.1
		Uebene Fahrbahn	K 1.2
	Störverhalten	Spurrillen	K 1.3
		Fahrbahnquerneigung	K 1.4
<b>Übergangs- eigenschaften</b>	Ansprechverhalten	Ebene Fahrbahn	K 2.1
		Uebene Fahrbahn	K 2.2
	Stabilität	Subjektives Sicherheitsgefühl	K 2.3
		Dynamisches Anlenken, mittlerer Geschwindigkeitsbereich	K 2.4
		(Dynamisches Anlenken, hoher Geschwindigkeitsbereich)	(K 2.5)
		(Fahrdynamisches Potential)	(K 2.6)
	Zielgenauigkeit	K 2.7	
<b>Lenk- eigenschaften</b>	Lenkkraftniveau		K 3.1
	Lenkmomentverlauf	Aus Lenkungsmitte	K 3.2
		Bei mittlerer Querbeschleunigung	K 3.3
		Bei geringer Geschwindigkeit	K 3.4
	Lenkwinkelbedarf	Bei mittlerer Geschwindigkeit	K 3.5
		Bei hoher Geschwindigkeit	K 3.6
		Lenkungsrückstellung	K 3.7
	Zentrierung	K 3.8	
	Aufziehen	K 3.9	
<b>Komfort- eigenschaften</b>	Aufbauanbindung	Ansprechverhalten	K 4.1
		Anbindung	K 4.2
		Parallelität	K 4.3
		Kopieren	K 4.4
	Wankeigenschaften	Wankbeschleunigung aus Geradeausfahrt	K 4.5
		Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung	K 4.6
	Abrollkomfort	K 4.7	
	Solidität	K 4.8	
Akustik	K 4.9		

**Tabelle 2.2.:** Kriterien zur Beurteilung des subjektiven Fahrdynamikeindrucks nach [14, 15, 19, 26, 33, 80, 87], unterteilt in vier übergeordnete Kategorien.

Beschreibung	BI
Fahrzeug ist herausragend, die technischen Lösungen überraschen positiv.	10
Fahrzeug ist ausgezeichnet, die technischen Lösungen überzeugen.	9
Fahrzeug ist sehr gut und erzeugt Zufriedenheit, die Erwartungen an das Fahrzeug werden zu 100% erfüllt.	8
Fahrzeug ist gut, irritiert in einzelnen/seltenen Fällen. Geringe Abweichungen vom Sollstand sind festzustellen.	7
Fahrzeug erfüllt die Erwartungen nicht vollständig, ist nur befriedigend. Sensibilisierung auf Fehler.	6
Fahrzeug erzeugt Unzufriedenheit (nicht zumutbarer Grenzfall). Fehler wird beim nächsten Werkstattaufenthalt behoben.	5
Fahrzeug ist mangelhaft und führt zu Enttäuschung. Fehler führt zu außerplanmäßigem Werkstattaufenthalt.	4
Fahrzeug verursacht Verärgerung, technische Lösungen sind absolut ungenügend. Die Werkstatt wird sofort aufgesucht.	3
Fahrzeug verursacht extreme Verärgerung durch eine Panne (Liegenbleiber). Es wird mit rechtlichen Schritten oder Veröffentlichung gedroht.	2
Fahrzeug hat Sicherheitsmängel bzw. erfüllt gesetzliche Vorschriften nicht. Fehler bedeutet Sicherheitsrisiko bzw. zulassungsrelevantes Thema.	1

**Tabelle 2.3.:** Bewertungsindex (BI) zur subjektiven Beurteilung des Fahrverhaltens nach [19, 29, 80]

$\pm 0,5$  BI definiert ist als ein fahrdynamischer Unterschied, den ein erfahrener Versuchingenieur deutlich und sicher auflösen kann. Damit gilt diese Größenordnung auch für einen kritischen, versierten Kunden als auflösbarer subjektiver Unterschied, während diese Grenze für einen Normalkunden auf  $\pm 1$  BI definiert wird.

In [19, 32, 33, 80, 81] wird hervorgehoben, dass eine BI-Bewertung nicht absolut definiert ist, sondern Einflussfaktoren unterliegt, welche in Tab. 2.4 aufgeführt sind. Die in Abschnitt 4.2.1 beschriebene Versuchsdurchführung zeigt, dass die Subjektivergebnisse dieser Arbeit bezüglich dieser Einflussfaktoren in sich als sehr konsistent anzusehen sind.

### 2.3.3.2. Objektive Bewertung der Fahrdynamik

Die zur Bewertung der Fahrdynamik im nichtlinearen Bereich in Abschnitt 2.3.2.1 genannten Manöver stellen eine Auswahl standardisierter objektiver Bewertungsmethoden der Fahrdynamik dar. Daneben existiert eine große Anzahl an Forschungsarbeiten zum umfassenden Themengebiet der objektivierten Fahrdynamikbewertung, aus denen verschiedene, bisher nicht genormte, Manöver und Methoden für teils sehr unterschiedliche Fragestellungen hervorgegangen sind. Einen guten Überblick darüber gibt die Arbeit von DECKER [33]. Ebenso enthält die Fachliteratur wie [19, 87] umfangreiche Beschreibungen zu diesen und weiteren Manövern sowie zu gebräuchlichen Messinstrumenten und Auswertungsverfahren.

## 2. Stand der Technik und theoretischer Hintergrund

---

<b>Einflussfaktor</b>	<b>Erläuterung</b>
Fahrzeughersteller	Als Entwicklungsziel versuchen viele Hersteller, ihren Fahrzeugen einen gemeinsamen typischen „Charakter“ zu geben, was sich in der subjektiven BI-Bewertung und -verzielung widerspiegelt.
Fahrzeugklasse	Unterschiedliche Anforderungen in verschiedenen Fahrzeugklassen führen bei gleicher Ausprägung einer Eigenschaft zu einem unterschiedlichen BI.
Zeit	Weiterentwicklung des allgemeinen Niveaus im Wettbewerbsvergleich oder erweiterte Marktanforderungen führen zu veränderten Kundenerwartungen.
Beurteiler	Auf Basis der Gefallensbewertung können unterschiedliche Beurteilertypen wie Normalfahrer, kritische Kunden oder erfahrene Versuchingenieure bei gleich ausgeprägter Eigenschaft zu unterschiedlichen BI-Bewertungen gelangen.

**Tabelle 2.4.:** Einflussfaktoren auf die BI-Subjektivbeurteilung (Tab. 2.3) nach [19, 32, 33, 80, 81]

### 3. Überlegungen zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik

Der in Abschnitt 1.3 definierten Zielsetzung dieser Arbeit folgend wird zuerst die menschliche Wahrnehmung der Fahrdynamik betrachtet. Unter Berücksichtigung eines zu bestätigenden Einflusses der Fahrzeugstruktur erfolgt die Formulierung von Hypothesen zu Teilwirkketten, welche mit physikalischen Wirkmechanismen begründet werden.

#### 3.1. Menschliche Empfindung, Wahrnehmung und Bewertung

Der subjektive Eindruck ist nach Abschnitt 2.3 die ausschlaggebende Bewertungsform insbesondere im linearen Fahrdynamikbereich. Dieser Eindruck bzw. das subjektive Gefallen ist das Ergebnis eines mehrstufigen menschlichen Prozesses, welcher in der Fachliteratur zur menschlichen Physiologie (z. B. [102, 103, 104]) beschrieben und detailliert in der Arbeit von SCHIMMEL [83] mit Bezug auf den fahrdynamischen Kontext analysiert wird. Aufgrund dessen eignet sich [83] als gute Grundlage für die nachfolgenden Überlegungen. [99] leitet beispielsweise auf dieser physiologischen Basis Anforderungen an die Bewegungssimulation in einem Simulator zur subjektiven Komfortbewertung ab.

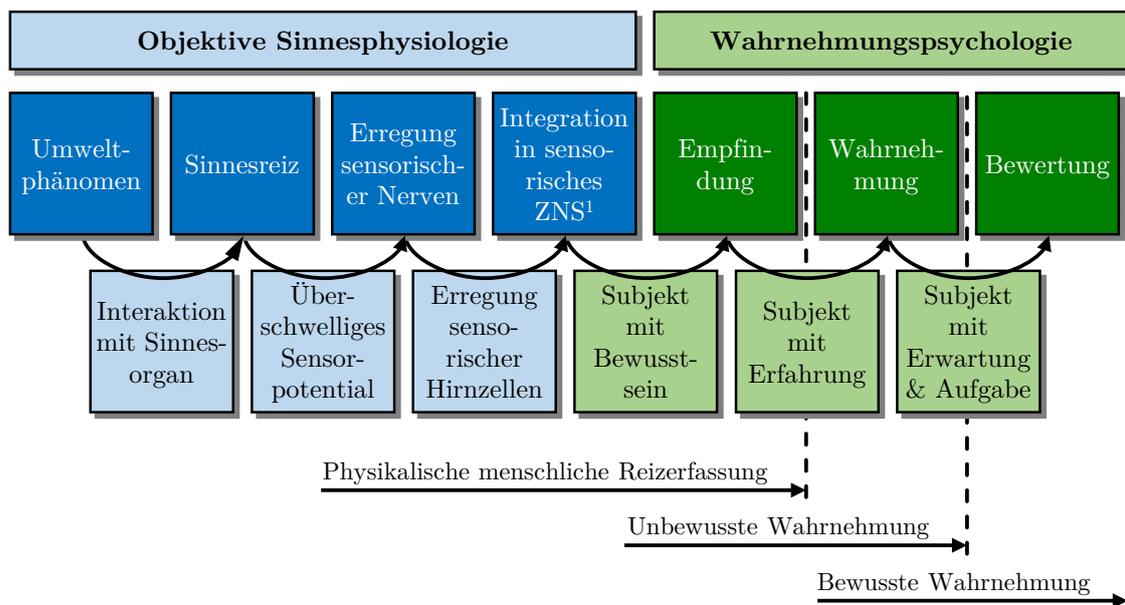


Abbildung 3.1.: Abbildungsverhältnisse in der Sinnesphysiologie nach [83, 103]

<sup>1</sup>ZNS: zentrales Nervensystem (z. B. [103, 104])

### 3. Überlegungen zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik

Die sinnesphysiologischen Vorgänge im Menschen, welche sich nach [103] in die objektive Sinnesphysiologie und die Wahrnehmungspsychologie aufteilen, zeigt Abbildung. 3.1. Die Grenze dieser Teilbereiche stellt den Übergang von physiologischen zu psychischen Prozessen dar [103]. Der wahrnehmungspsychologische Prozess startet mit dem Empfinden, worunter allein die Erfassung physikalischer Reize durch die menschlichen Sinnesorgane verstanden wird. Daraufhin erfolgt mit der Wahrnehmung als nächstem Prozessglied die Kombination unterschiedlicher Empfindungen und deren Interpretation unter der Abhängigkeit individueller (Fahr-) Erfahrungen [83].

In einem großen Teil der fahraktiven Zeit erfasst der gewöhnliche Fahrer bzw. Insasse die Fahrdynamik unbewusst. Es kommt nicht zu einer bewussten Gefallensbewertung, weswegen der menschliche Beurteilungsprozess mit der Wahrnehmung endet. In Situationen, in denen die Fahrdynamik allerdings als bemerkenswert gut oder schlecht wahrgenommen wird, oder in der bewusste eine Beurteilungsaufgabe (z. B. Probefahrt beim Fahrzeugkauf, Fahrdynamikbewertung in der Fahrzeugentwicklung) gestellt ist, erfolgt der zusätzliche Prozessschritt Bewertung. Hier wird mit dem Hintergrund persönlicher Wünsche, Erwartungen und Erfahrungen die Wahrnehmung der Fahrdynamik beurteilt.

Dem Empfinden stehen die Prozessschritte der objektiven Sinnesphysiologie voran, welche die sensorische Erfassung von Umweltphänomenen untergliedern.

Nach [83] ist dieser sinnesphysiologische Teil der menschlichen Wahrnehmung als Grundlage für ein Bewertungssystem geeignet, da er auf objektiven Kriterien basiert und die Eingangsgröße der Empfindung beschreibt. Als Gründe dafür werden einerseits die Möglichkeit der Erfassung mittels medizinischer Apparaturen, andererseits die Konstanz der menschlichen Empfindung über einen weiten Bereich potenzieller Fahrer genannt. So gilt es als gesichert, dass die Eigenschaften menschlicher Sinnesorgane bezüglich der fahrdynamisch relevanten Empfindung nicht wesentlich vom Alter oder Geschlecht abhängig sind [83].

Daher dient die objektive Sinnesphysiologie analog [83] auch für die Überlegungen dieser Arbeit als Ausgangsbasis, um das menschliche Empfinden fahrdynamischer Eigenschaften möglichst objektiv zu bewerten. Somit ist es frei von der Individualität des menschlichen Bewusstseins mitsamt der resultierenden Komplexität innerhalb der Wahrnehmungspsychologie.

	Optisch	Vestibulär	Taktil	Propriozeption <sup>1</sup>	Enterozeption <sup>2</sup>
<b>Organ</b>	Auge	Gleichgewichtsorgan	Haut	Extremität	Innere Organe
<b>Absolutbewegung</b>	$\kappa^3$ $\beta^4$ $\dot{u}_{x,Fzg}$ $\dot{u}_{\psi,Fzg}$	$\ddot{u}_{trans,Kopf}$ $\ddot{u}_{rot,Kopf}$	$\ddot{u}_{trans,Körper}$	$\ddot{u}_{trans,Körper}$	$\ddot{u}_{trans,Körper}$
<b>Fahrzeug</b>			$M_{Lenkrad}$	$M_{Lenkrad}$	
<b>Bediengrößen</b>	$\delta_{Lenkrad}$			$\delta_{Lenkrad}$	

**Tabelle 3.1.:** In [83] betrachtete Fahrerinformationsgrößen

<sup>1</sup>Propriozeption: Tiefensensibilität - Kraft, Bewegungs- und Stellungssinn einzelner Körperteile [83, 102]

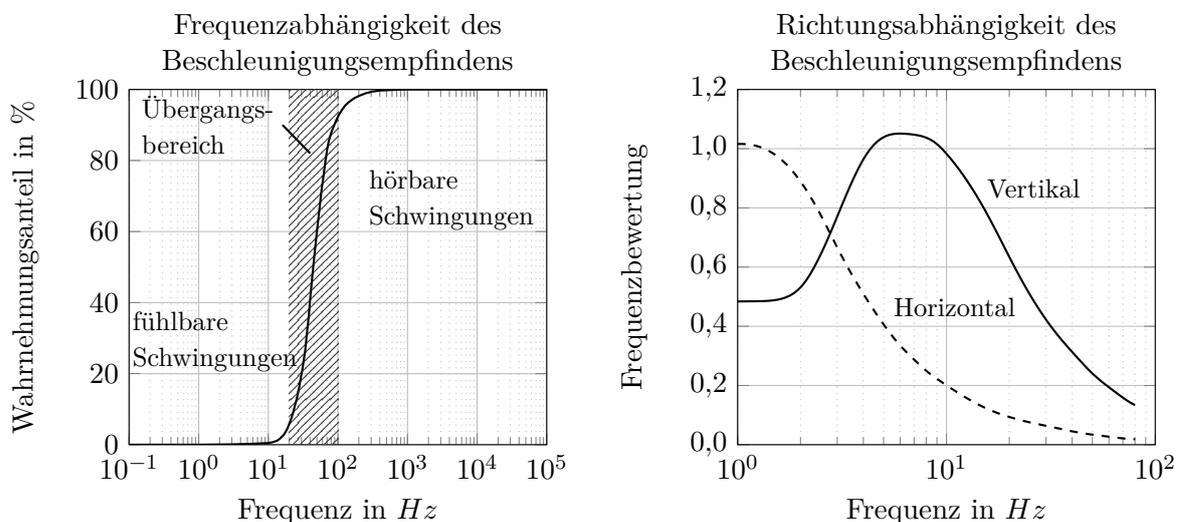
### 3. Überlegungen zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik

Zur Abbildung des menschlichen Empfindens der Fahrdynamik fokussiert sich [83] auf die in Tab. 3.1 aufgeführten physikalischen Größen.

Da das Sitzsystem nicht der Fahrzeugstruktur zugeordnet wird und demnach im Rahmen dieser Arbeit unverändert verbleibt, können dessen Eigenschaften für die weiteren Überlegungen als konstant erachtet werden. Ebenso sollen fahrdynamische Unterschiede nicht aufgrund der individuellen körperlichen Eigenschaften unterschiedlicher Insassen betrachtet werden, weswegen auch die körperabhängigen Einflussgrößen als konstant angenommen werden können. Diese Prämissen erlauben es, Unterschiede in physikalischen Bewertungsgrößen an repräsentativen Punkten der Fahrzeugstruktur, anstatt am Körper des Insassen zu messen [25]. Demzufolge entfallen die optischen Informationsgrößen aus Tab. 3.1 und die zu betrachtenden Größen reduzieren sich auf translatorische und rotatorische Beschleunigungskennwerte ( $\ddot{\mathbf{u}}_{trans}$ ,  $\ddot{\mathbf{u}}_{rot}$ ) sowie Kennwerte am Lenkrad (Lenkmoment  $M_{Lenkrad}$ , Lenkwinkel  $\delta_{Lenkrad}$ ).

Die nachfolgenden Überlegungen basieren auf den genannten Beschleunigungskennwerten [25], auf die lenkradbezogenen Größen geht in diesem Zusammenhang Abschnitt 3.3 ein.

Für den Menschen dient der Vestibularapparat im Innenohr als primäres Gleichgewichtsorgan zur Sensierung translatorischer und rotatorischer Beschleunigungen [102, 103, 104]. Sekundär werden Beschleunigungen, wie in Tab. 3.1 aufgeführt, auch über die Haut, die Extremitäten oder innere Organe durch sich ergebende Trägheitskräfte erfasst [102, 103, 104]. Diese sekundären Beschleunigungsempfindungen sind im sich bewegenden Fahrzeug kausal jedoch abhängig von den äußeren Beschleunigungen auf den menschlichen Körper, welche bereits vestibulär erfasst werden. Die Berücksichtigung des sekundären Beschleunigungsempfindens würde daher keinen zusätzlichen Informationsgewinn für diese Arbeit darstellen und kann vernachlässigt werden.



**Abbildung 3.2.:** links: Wahrnehmungsanteile Vibrationen und Geräusche [15]  
rechts: Frequenzbewertungskurve für horizontale und vertikale Schwingungen für sitzenden und stehenden Menschen [2, 19]

<sup>2</sup>Enterozeption (Viszerosensibilität): Von den Eingeweiden ausgehende Empfindungen (z.B. Hungergefühl) [83, 102]

<sup>3</sup> $\kappa$ : Bahnkrümmung (s. z.B. [15, 19])

<sup>4</sup> $\beta$ : Schwimmwinkel (s. z.B. [15, 19])

Zwei wichtige Eigenschaften des Beschleunigungsempfindens stellen die Frequenz- und die Richtungsabhängigkeit dar. Aus Abb. 3.2 links ist zu entnehmen, dass sich fahrdynamisch relevante fühlbare Schwingungen auf einen Frequenzbereich von 0 Hz bis ca. 20 Hz begrenzen [25]. Darüber hinaus sind unter Umständen auch Schwingungen an der unteren Grenze des Übergangsbereichs als spezielle fahrdynamische Eigenschaften interpretierbar.

Diese frequenzabhängige Empfindung wird zusätzlich von einer Richtungsabhängigkeit überlagert, welche in Abb. 3.2 rechts dargestellt ist. So werden horizontale Beschleunigungen im Frequenzbereich bis ca. 3 Hz deutlich stärker empfunden als in höheren Frequenzen. Bei vertikalen Schwingungen liegt die höchste Empfindsamkeit im Frequenzbereich von ca. 2,5 Hz bis ca. 12 Hz.

Für weiterführende Erläuterungen zur Physiologie des Vestibularapparats sei auf [83] oder physiologische Fachliteratur wie [102, 103, 104] verwiesen.

## 3.2. Empfindung fahrdynamischer Größen im Fahrzeug

In Abb. 3.3 ist das vereinfachte, zweidimensionale Schwingungsmodell des im Kraftfahrzeug sitzenden Menschen dargestellt. Aus schwingungsmechanischer Sicht ist der Mensch für sich selbst ein dynamisches System mit spezifischen Resonanzfrequenzen einzelner Organe und Körperteile [19]. Erweitert wird dieses System um den Fahrzeugsitz und der, in Kombination mit dem Fahrwerk, schwingungsfähigen Fahrzeugstruktur<sup>1</sup>.

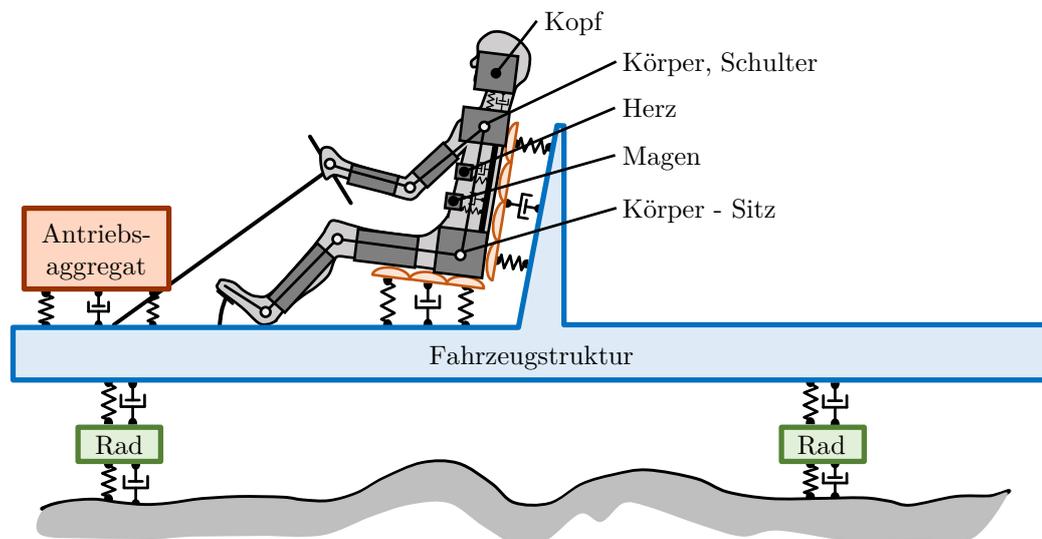


Abbildung 3.3.: Vereinfachtes, zweidimensionales Schwingungsmodell Kraftfahrzeug<sup>2</sup>-Sitz-Mensch nach [80]

Nach obiger Ausführung ist es zur Untersuchung der Hypothesen dieser Arbeit sinnvoll, die Beschleunigungen direkt an der Fahrzeugstruktur, idealerweise an der Anbindung des Sitzes, zu ermitteln, um die unnötigen Faktoren Mensch und Sitz zu umgehen. Folgend wird für die weiteren Überlegungen repräsentativ für alle Insassen die Beschleunigung am Schwerpunkt des Fahrers  $\ddot{u}_{\text{Schwerpunkt Fahrer}}(t)$  betrachtet, welcher als Massepunkt steif an den

<sup>1</sup>Die Fahrzeugstruktur wird in der vereinfachten Darstellung in Abb. 3.3 als starr angenommen, in Realität ist sie dies jedoch nicht und stellt somit für sich selbst bereits ein schwingungsfähiges System dar.

### 3. Überlegungen zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik

Verschraubungsstellen des Sitzes zur Fahrzeugstruktur angebunden ist (s. Abb. 3.4) [25]. Der Einfachheit halber soll weiter gelten

$$\ddot{\mathbf{u}}_{Fahrer}(t) = \ddot{\mathbf{u}}_{Schwerpunkt\ Fahrer}(t). \quad (3.1)$$

Die an der Quer- und Vertikaldynamik beteiligten Fahrzeugfreiheitsgrade nach [13] sind in Tab. 3.2 aufgeführt.

Bezeichnung	Primäre Freiheitsgrade	Sekundäre Freiheitsgrade
Querdynamik	Querbewegung	Nickbewegung
	Gierbewegung	Hubbewegung
	Wankbewegung	
Vertikaldynamik	Hubbewegung	
	Nickbewegung	Querbewegung
	Wankbewegung	

**Tabelle 3.2.:** Beteiligung der Fahrzeugfreiheitsgrade an Quer- und Vertikaldynamik [13]

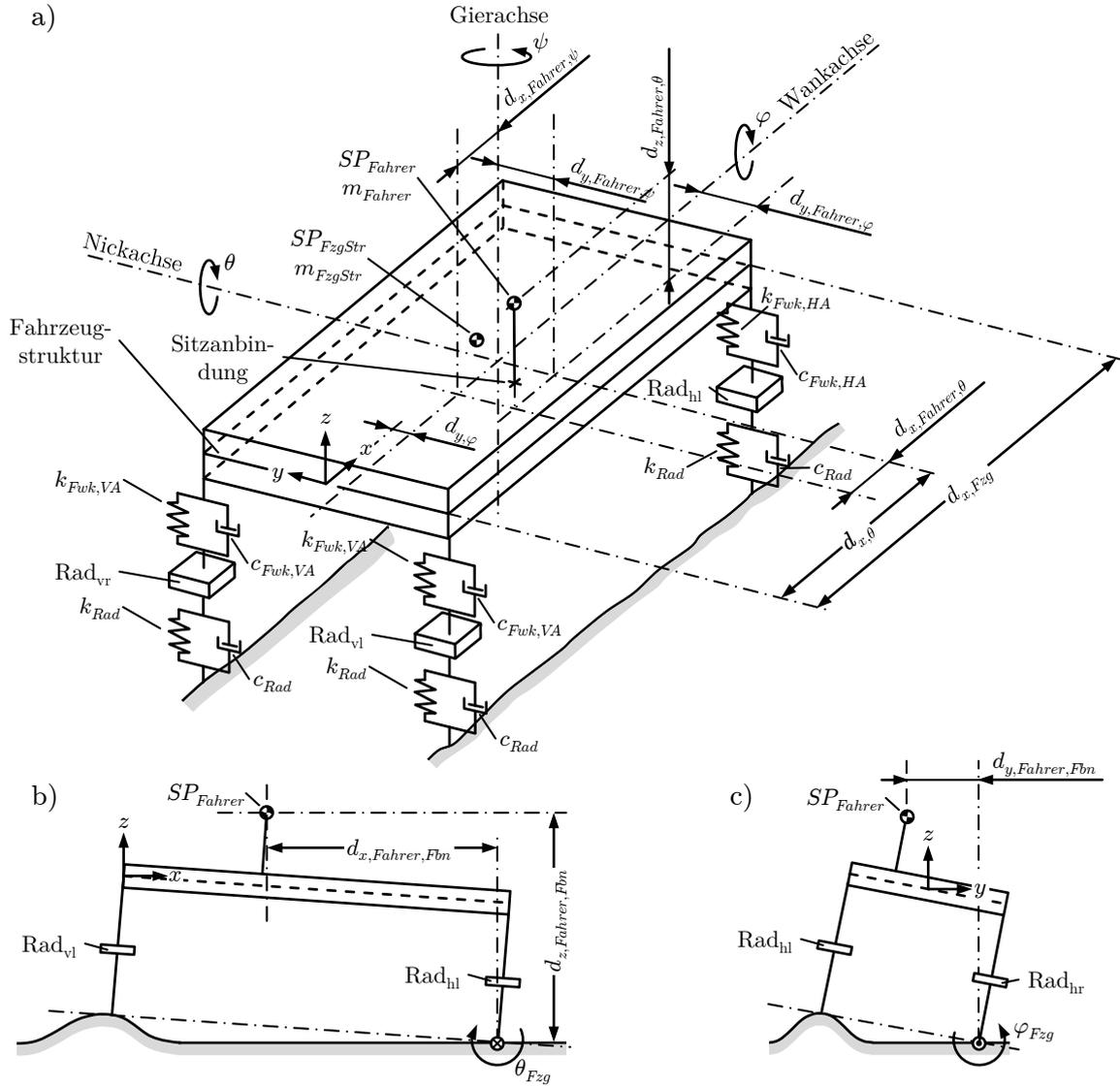
Die Translation in y-Richtung (Querbewegung) und die Rotation um die Hochachse (Gierbewegung), s. Abb. 2.4, stellen eine Bewegung des gesamten Fahrzeugs dar. Die, nach Tab. 3.2, ebenso relevanten rotatorischen Freiheitsgrade Wanken  $\varphi$  und Nicken  $\theta$  sowie die Translation in z-Richtung (Hubbewegung) äußern sich dagegen als Relativbewegungen der Fahrzeugstruktur gegenüber dem Fahrwerk, was vereinfacht in Abb. 3.4 dargestellt ist.

Auf relevante Vereinfachungen in Abb. 3.4 für diese Arbeit wird nachfolgend kurz eingegangen. Weitere Informationen sind [15] zu entnehmen.

- Wank- und Nickachse sind über die Momentanachse (s. z.B. [15]) definiert. Diese stellt sich zum jeweiligen Betrachtungszeitpunkt als eine Folge aus Fahrbahnbeschaffenheit, kinematischen Fahrwerksverhältnissen und Steuervorgaben ein. Damit ist ihre Lage und somit auch die der Wank- und Nickachse zeitlich veränderlich. Die abgebildete Parallelität zum abgebildeten Koordinatensystem stellt eine zufällige Lage dar.
- Die als starr dargestellte Fahrzeugstruktur ist in Realität flexibel. Ebenso ist sie normalerweise weder symmetrisch noch homogen in ihrer Massenverteilung.
- Der Ursprung des Koordinatensystems dieser Abbildung liegt am vorderen Ende der Fahrzeugstruktur mittig in deren Breite und Höhe, was für die hier beschriebenen Überlegungen die Definition der Abstandsverhältnisse vereinfacht. Die tatsächliche Lage des in dieser Arbeit verwendeten Koordinatenursprungs ist Abb. 1.4 zu entnehmen.
- Für die Abbildungen 3.4 b) und 3.4 c) ist die Lage der Rotationsachse infolge von Bodenunebenheiten analog der Momentanachse zeitlich veränderlich. Das Fahrzeug sei hier im Gesamten als starr anzunehmen.

Aufgrund der deutlich außermittigen Sitzposition verläuft im Normalfall keine der Rotationsachsen durch den betrachteten Fahrerpunkt (weder durch dessen Schwerpunkt noch durch

### 3. Überlegungen zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik



**Abbildung 3.4.:** a) Vereinfachtes Modell zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur unter Unebenheits-Zweispuranregung ([25], nach [15]);  
 b, c) Vereinfachtes Modell zur Darstellung von Rotationsachsen und Längenverhältnissen infolge des Überfahrens von Bodenunebenheiten ([25], nach [15])

die Vestibularorgane). Dadurch äußern sich die rotatorischen Beschleunigungen aus Wanken, Nicken und Gieren analog den globalen Fahrzeugbewegungen auch in Form translatorischer Beschleunigungen [25].

Für  $\ddot{\mathbf{u}}_{Fahrer}(t)$  lässt sich demnach schreiben [25]:

$$\ddot{\mathbf{u}}_{Fahrer}(t) = \ddot{\mathbf{u}}_{Fahrer,trans}(t) = \ddot{u}_{x,Fahrer}(t) + \ddot{u}_{y,Fahrer}(t) + \ddot{u}_{z,Fahrer}(t). \quad (3.2)$$

### 3.3. Analytische Betrachtung des möglichen Struktureinflusses auf empfundene fahrdynamische Größen

Die Beschleunigungsanteile der einzelnen Raumrichtungen in Gleichung (3.2) setzen sich aus den globalen translatorischen Fahrzeugbeschleunigungen und den Komponenten der Relativbewegung der Fahrzeugstruktur gegenüber dem Fahrwerk zusammen (und in z-Richtung zusätzlich aus der Gravitation) [25]:

$$\ddot{u}_{x,Fahrer}(t) = \ddot{u}_{x,Fzg}(t) + \ddot{u}_{x,FzgStr}(t) ; \quad (3.3)$$

$$\ddot{u}_{y,Fahrer}(t) = \ddot{u}_{y,Fzg}(t) + \ddot{u}_{y,FzgStr}(t) ; \quad (3.4)$$

$$\ddot{u}_{z,Fahrer}(t) = \ddot{u}_{z,Fzg}(t) + \ddot{u}_{z,FzgStr}(t) + \ddot{u}_{Gravitation} . \quad (3.5)$$

Diese Relativbewegung wird im Folgenden als das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur bezeichnet [25].

Die einzelnen Anteile lassen sich gemäß den Gleichungen (3.6) bis (3.11) weiter detaillieren [25]:

- x-Richtung:

$$\ddot{u}_{x,Fzg}(t) = \ddot{u}_{Beschl./Verz.}(t) + \ddot{\theta}_{Fzg}(t) \cdot d_{z,Fahrer,Fbn} ; \quad (3.6)$$

$$\ddot{u}_{x,FzgStr}(t) = \ddot{\theta}(t) \cdot d_{z,Fahrer,\theta} + \ddot{\psi}(t) \cdot d_{y,Fahrer,\psi} . \quad (3.7)$$

- y-Richtung:

$$\ddot{u}_{y,Fzg}(t) = \ddot{u}_{Querbeschl}(t) + \ddot{\varphi}_{Fzg}(t) \cdot d_{z,Fahrer,Fbn} ; \quad (3.8)$$

$$\ddot{u}_{y,FzgStr}(t) = \ddot{\psi}(t) \cdot d_{x,Fahrer,\psi} + \ddot{\varphi}(t) \cdot d_{z,Fahrer,\varphi} . \quad (3.9)$$

- z-Richtung:

$$\ddot{u}_{z,Fzg}(t) = \ddot{u}_{Unebenheit}(t) + \ddot{\theta}_{Fzg}(t) \cdot d_{x,Fahrer,Fbn} + \ddot{\varphi}_{Fzg} \cdot d_{y,Fahrer,Fbn} ; \quad (3.10)$$

$$\ddot{u}_{z,FzgStr}(t) = \ddot{u}_{Huben}(t) + \ddot{\theta}(t) \cdot d_{x,Fahrer,\theta} + \ddot{\varphi}(t) \cdot d_{y,Fahrer,\varphi} . \quad (3.11)$$

In dieser Arbeit soll, formuliert in den Vorgehenschritten nach Tab. 1.1, der Unterschied im menschlichen Empfinden der Fahrdynamik im linearen Bereich infolge von Strukturvariationen untersucht werden. Daraus abgeleitet können Prämissen und Annahmen bei der Betrachtung von Strukturvariationen getroffen werden, welche die Anzahl der Einflussgrößen auf  $\ddot{\mathbf{u}}_{Fahrer}(t)$  (3.2) reduzieren:

Unabhängigkeit vom Fahrmanöver

Einflüsse unterschiedlicher Fahrmanöver sollen ausgeschlossen werden, weswegen alle

### 3. Überlegungen zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik

Strukturvarianten in den gleichen Manövern und auf denselben Fahrstrecken bewertet werden. Daher gilt für den Vergleich der Strukturvarianten untereinander, dass die vom Fahrer vorgebbare Längsbeschleunigung  $\ddot{u}_{Beschl./Verz.}(t) = const.$  und die Vertikalbeschleunigung des gesamten Fahrzeugs aufgrund Fahrbahnunebenheiten  $\ddot{u}_{Unebenheit}(t) = const.$  ist. Mit derselben Begründung sind die globalen Fahrzeugrotationen  $\ddot{\theta}_{Fzg} = const.$  und  $\ddot{\varphi}_{Fzg} = const.$  [25].

#### Unabhängigkeit geometrischer Größen von Strukturvariationen

Die Abstände  $d_{x,Fahrer,Fbn}$ ,  $d_{y,Fahrer,Fbn}$  und  $d_{z,Fahrer,Fbn}$  sind zwar aufgrund der Abhängigkeit vom Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur möglicherweise nicht konstant, können jedoch unter der Prämisse eines starren Gesamtfahrzeugs der Abbildungen 3.4 b) und 3.4 c) als konstant angesehen werden, woraus sich  $d_{x,Fahrer,Fbn}$ ,  $d_{y,Fahrer,Fbn}$ ,  $d_{z,Fahrer,Fbn} = const.$  ergibt.

Der sich, aufgrund von Strukturvariationen, möglicherweise verändernde Anteil in diesen Gesamtabständen vom Fahrer zur Fahrbahn ist demnach in den Teilabständen enthalten, welche sich direkt aus dem Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur ableiten (s. Abb. 3.4) und wird somit weiter berücksichtigt [25].

#### Konstanz geographischer Größen

Selbstverständlich ist das Schwerfeld für die Untersuchungen dieser Arbeit als konstant anzusehen, womit  $\ddot{u}_{Gravitation} = const.$  gilt [25].

Für die Beeinflussung der linearen Fahrdynamik zwischen Strukturvarianten können die Gleichungen (3.3) bis (3.5) durch (3.6) bis (3.11) und den oben genannten Prämissen für den Vergleich von Strukturvariationen untereinander zusammengefasst werden zu [25]:

$$\ddot{u}_{x,Fahrer}(t) = \underbrace{\ddot{\theta}(t) \cdot d_{z,Fahrer,\theta}}_{\text{Auswirkung auf das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur}} + \underbrace{\ddot{\psi}(t) \cdot d_{y,Fahrer,\psi}}_{\text{Auswirkung auf die Querdynamik des Gesamtfahrzeugs}} ; \quad (3.12)$$

$$\ddot{u}_{y,Fahrer}(t) = \underbrace{\ddot{\varphi}(t) \cdot d_{z,Fahrer,\varphi}}_{\text{Auswirkung auf das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur}} + \underbrace{\ddot{u}_{Querbesehl}(t) + \ddot{\psi}(t) \cdot d_{x,Fahrer,\psi}}_{\text{Auswirkung auf die Querdynamik des Gesamtfahrzeugs}} \quad (3.13)$$

und

$$\ddot{u}_{z,Fahrer}(t) = \underbrace{\ddot{u}_{Huben}(t) + \ddot{\theta}(t) \cdot d_{x,Fahrer,\theta} + \ddot{\varphi}(t) \cdot d_{y,Fahrer,\varphi}}_{\text{Auswirkung auf das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur}} \quad (3.14)$$

Aus (3.12), (3.13) und (3.14) geht hervor, dass die Beschleunigung am Fahrer im Vergleich der Strukturvariationen untereinander einerseits vom Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur und andererseits vom querdynamischen Verhalten des Gesamtfahrzeugs abhängig ist [25].

Der Einfluss der Fahrzeugstruktur auf das eigene, als fahrdynamisch zu interpretierende, Schwingverhalten ist eine Hypothese, welche in der bisherigen Literatur nicht verfolgt wird und somit einen neuen Gedankengang zum ganzheitlichen Empfinden der Fahrdynamik darstellt [25]. Hierauf wird in dieser Arbeit detailliert eingegangen.

Dagegen stellt die Beeinflussung des querdynamischen Gesamtfahrzeugverhaltens ein bekanntes Vorstellungsmodell (s. Abschnitt 2.1) zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik dar. Wie dort beschrieben, wird der Einfluss globaler Struktursteifigkeit in mehreren Arbeiten untersucht und, aufgrund des heutzutage hohen Niveaus globaler Steifigkeiten, als nicht relevant bewertet. Gleichzeitig ergeht mehrfach die Vermutung, dass sich der Einfluss über lokale Nachgiebigkeiten an den Koppelstellen Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur ausprägt [25]. Naheliegend ist der Gedanke, dass es durch diesen Struktureinfluss zu Änderungen in querdynamischen Größen wie der Quer- und Gierbeschleunigung kommt, welche subjektiv dann als fahrdynamische Unterschiede empfunden werden.

Dieser Vermutung wird im Rahmen der objektiven und subjektiven Fahrdynamikerprobung des Versuchsfahrzeugs dieser Arbeit nachgegangen, was detailliert in Kapitel 4 beschrieben ist. Um die hier formulierten Überlegungen zu bereichern, wird auf Ergebnisse der genannten Fahrdynamikmessungen aus Abschnitt 4.3 vorgegriffen:

Zwei sich in der subjektiven Fahrdynamikbewertung deutlich unterscheidende Strukturvarianten werden einem standardisierten Lenkmanöver unterzogen. Gemessen wird der zeitliche Lenkwinkel- und Querbeschleunigungsverlauf. Als Ergebnis zeigen sich in den aufgenommenen Größen Unterschiede infolge der Strukturvariationen. Vergleicht man jedoch die Änderungen der Eingangsgröße (Lenkwinkel) mit denen der Ausgangsgröße (Querbeschleunigung), so erweisen sich diese als sehr ähnlich.

Es ist demnach davon auszugehen, dass sich Strukturvariationen wie angenommen zwar auf die empfundene Beschleunigung auswirken (s. (3.12) und (3.13)), diese Beeinflussung allerdings teilweise aus einem angepassten Lenkverhalten (s. Abb. 4.6: zeitlicher Lenkwinkel- und Querbeschleunigungsverlauf) des Reglers Fahrer resultiert.

Eine Adaption des Regelverhaltens auf die Auswirkungen der Strukturvariationen ist offenbar erforderlich, um dieselbe gestellte Fahraufgabe zu erzielen. Im Falle einer bewusst durchgeführten Subjektivbewertung (wie bei der Erprobung der Strukturvarianten) äußern sich diese notwendigen Kompensationsmaßnahmen jedoch (negativ) in den quantifizierten Fahreindrücken. Hierüber schließt sich der Kreis zu den lenkradbezogenen Fahrerinformationsgrößen aus Tab. 3.1 und Abschnitt 3.1.

Im alltäglichen Fahrbetrieb ist davon auszugehen, dass der Fahrer diese Anpassung unterbewusst vornimmt, dies allerdings auch hier in Beeinträchtigungen des allgemeinen Gefallens der Fahrdynamik resultieren kann.

#### 3.4. Formulierung von Teilwirkketten zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die lineare Fahrdynamik

Der vorangegangenen Analyse folgend kann die in den Gleichungen (3.12) und (3.13) formulierte Beeinflussung der Querdynamik des Gesamtfahrzeugs bestätigt werden. Diese Ergebnisse gehen einher mit der in den bisherigen Forschungsarbeiten und der Fachliteratur geäußerten Vermutung, dass lokale Strukturdeformationen an den Koppelstellen Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur verantwortlich sind für eine „strukturinduzierte“ Änderung der Radstellung bei Belastungen infolge von Kurvenfahrten oder Fahrbahnunebenheiten. Solche Radstellungsänderungen können sich dann in globalen Fahrzeuggrößen wie die auf den Fahrer einwirkende Beschleunigung oder den Fahrzeugbediengrößen äußern.

Diese querdynamischen Auswirkungen werden zusätzlich überlagert von den Änderungen in

der empfundenen Beschleunigung durch die Beeinflussung des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur, was aus den Gleichungen (3.12) bis (3.14) hervorgeht. Hier ist anzumerken, dass das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur ein Resultat sowohl von Bodenebenenheiten als auch von querdynamischem Fahrzeugverhalten (Kurvenfahrt) sein kann [25].

In [15, 19] werden anhand vereinfachter Achs- und Fahrzeugmodelle und unter der Prämisse einer starren Fahrzeugstruktur Gleichungen zur Berechnung von Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaßen für verschiedene Formen des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur (Huben, Nicken oder Wanken) hergeleitet. Wesentliche Parameter sind hierbei die Steifigkeiten und Dämpfungen der Fahrzeugfedern bzw. -dämpfer sowie die Gesamtmasse und Massenverteilung der Fahrzeugstruktur und der an ihr befestigten Komponenten.

[19, 80] geben 0,5 Hz bis 5,0 Hz als typischen Frequenzbereich für Aufbauschwingungen an. [80] erweitert diesen Bereich für die Vertikaldynamik bis ca. 10 Hz. Abbildung 3.2 links definiert den fühlbaren Frequenzbereich bis ca. 20 Hz, wobei Abb. 3.2 rechts zeigt, dass Sensibilität des menschlichen Empfindens fühlbarer Schwingungen ab ca. 10 Hz deutlich abnimmt.

Aus den Überlegungen zu den Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die subjektiv wahrgenommene Fahrdynamik im linearen Bereich lassen sich daher zwei Teilwirkketten als Hypothesen extrahieren, welche im Rahmen dieser Arbeit intensiv untersucht werden sollen:

#### **Teilwirkkette 1: strukturinduzierte Radstellungsänderung**

Änderung der Radstellung infolge von Variationen der Fahrzeugstruktur.

Zu betrachten sind dabei die drei translatorischen und die drei rotatorischen Freiheitsgrade für jedes der vier Räder und im Gesamten für jede Achse [27].

#### **Teilwirkkette 2: (fühlbares) Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur**

Änderung des als fahrdynamisch wahrgenommenen Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur infolge von Variationen der Fahrzeugstruktur.

Als fahrdynamisch relevant soll gelten: fühlbare Schwingungen an empfindungsrelevanten Orten der Fahrzeugstruktur im Frequenzbereich bis ca. 10 Hz, mit ausreichend großen Amplituden und Amplitudenunterschieden [25, 27].

Mit der Formulierung der Hypothesen zu Teilwirkketten erfolgt ein Teil des *Schritts 2* dieser Arbeit gemäß Tab. 1.1. Der ausstehende Teil dieses Schritts mit der Erarbeitung aussagekräftiger physikalischer Kennwerte zur Untersuchung und Quantifizierung der Wirkketten stellt den Hauptteil (Kapitel 5) und damit auch das wesentliche Neue dieser Arbeit dar.

Für die Teilwirkkette „strukturinduzierte Radstellungsänderung“ kann teilweise auf vorhandene Kenntnisse und Methoden zurückgegriffen. Zur Teilwirkkette „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ sind hingegen entsprechende Bewertungsmethodiken zu erarbeiten. Basis für die Methodenentwicklung ist jedoch der vorab erbrachte Nachweis der Auswirkung von Fahrzeugstruktureigenschaften auf die subjektiv wahrgenommene lineare Fahrdynamik (*Schritt 1* nach Tab. 1.1), was im folgenden Kapitel 4 dargestellt wird.

## 4. Fahrdynamische Bewertung von Strukturvariationen

Dass Änderungen in der Fahrzeugstruktur die subjektiv empfundene lineare Fahrdynamik beeinflussen, soll gemäß *Schritt 1* nach Tab. 1.1 als Grundlage dieser Arbeit untersucht werden. Zusätzlich sollen Erprobungsergebnisse dazu dienen, die Aussagen der in Kapitel 5 vorgestellten Strukturbewertungsmethoden zu überprüfen.

Hierzu wird speziell für diese Arbeit ein geeignetes Versuchsfahrzeug konzipiert und aufgebaut, was Abschnitt 4.1 beschreibt. Die Ergebnisse der subjektiven und objektiven Erprobungen im linearen Fahrdynamikbereich sind in den Abschnitten 4.2 sowie 4.3 dargestellt.

### 4.1. Versuchsfahrzeug

#### 4.1.1. Anforderungen

Mit der Zielsetzung einer subjektiven Fahrdynamikbewertung von Strukturvariationen auf öffentlichen Straßen ergeben sich folgende Anforderungen an das Versuchsfahrzeug [26]:

*A1* Straßenzulassung:

Im Rahmen der in der Fahrzeugentwicklung üblichen Zulassung von Erprobungsfahrzeugen muss das Versuchsfahrzeug auf öffentlichen Straßen im In- und Ausland erprobt werden können (zur Versuchsdurchführung s. Abschnitt 4.2.1). Hierfür sind insbesondere die gesetzlichen Anforderungen (z. B. Beleuchtung) sowie der Ausschluss der Gefährdung weiterer Verkehrsteilnehmer zu gewährleisten.

*A2* Fahrsicherheit:

Für den Fahrer und weitere Insassen muss die Fahrsicherheit gewährleistet sein. Zur Bestätigung der Fahrsicherheit muss das Versuchsfahrzeug auch im Grenzbereich erprobt werden.

*A3* Darstellung von Strukturvariationen:

Um den Erprobungszweck zu erfüllen, muss die Fahrzeugstruktur des Versuchsfahrzeugs mit Einhaltung folgender Anforderungen variiert werden können:

- Darstellung mehrerer Strukturvarianten;
- Darstellung großer Spreizungen, um deutliche Ergebnisse zu ermöglichen;
- Darstellung kleiner Spreizungen zur Ermittlung von Sensitivitäten;
- Darstellung globaler und/oder lokaler Strukturvariationen.

*A4* Seriennahe Bedienungsumgebung:

Für die Subjektivbewertung, insbesondere im Bereich niedriger bis mittlerer Querbeschleunigungen (s. Abschnitt 2.3.2.2), muss einerseits die präzise Bedienbarkeit des Fahrzeugs, andererseits die feinfühligere Wahrnehmung subjektiver Unterschiede gewährleistet sein.

Hierfür sollte die Gestaltung des Fahrzeuginnenraums möglichst identisch zu Serienfahrzeugen sein. Das Gleiche gilt für beeinflussende Randbedingungen wie z. B. der Akustik, der Klimatisierung oder des Bedienkomforts.

Daher sind Fahrzeuge, bei denen womöglich mit Helm gefahren werden muss oder beispielsweise die Innenverkleidung fehlt, nicht geeignet.

##### *A5* (Nicht-)Sichtbarkeit der Strukturvariationen:

Um eine Beeinflussung des Beurteilers durch Sichtbarkeit der dargestellten Strukturvariante zu vermeiden, bzw. um Blindversuche zu ermöglichen, müssen die Skalierungsmaßnahmen während des Fahrbetriebs verborgen sein.

##### *A6* Zugänglichkeit und Robustheit:

Um das schnelle Wechseln zwischen verschiedenen Strukturvarianten zu ermöglichen, sollten die Skalierungsmöglichkeiten von außen gut zugänglich und die Montage einfach sein. Die Skalierungsmaßnahmen selbst, insbesondere deren Verbindungstechnik, sollte robust ausgelegt werden, um die Reproduzierbarkeit der Strukturvarianten auch bei häufiger Montage zu gewährleisten.

#### 4.1.2. Umsetzung

Aufgrund der Anforderungen *A1* und *A4* sowie der Umsetzbarkeit im Rahmen dieser Arbeit scheidet eine vollständige Neukonzeption eines Forschungsfahrzeuges wie beispielsweise das „Experimental Handling Vehicle“ [100, 105] aus. Stattdessen dient als Ausgangsfahrzeug ein BMW 3er, Limousine, Baujahr 2015 [25].

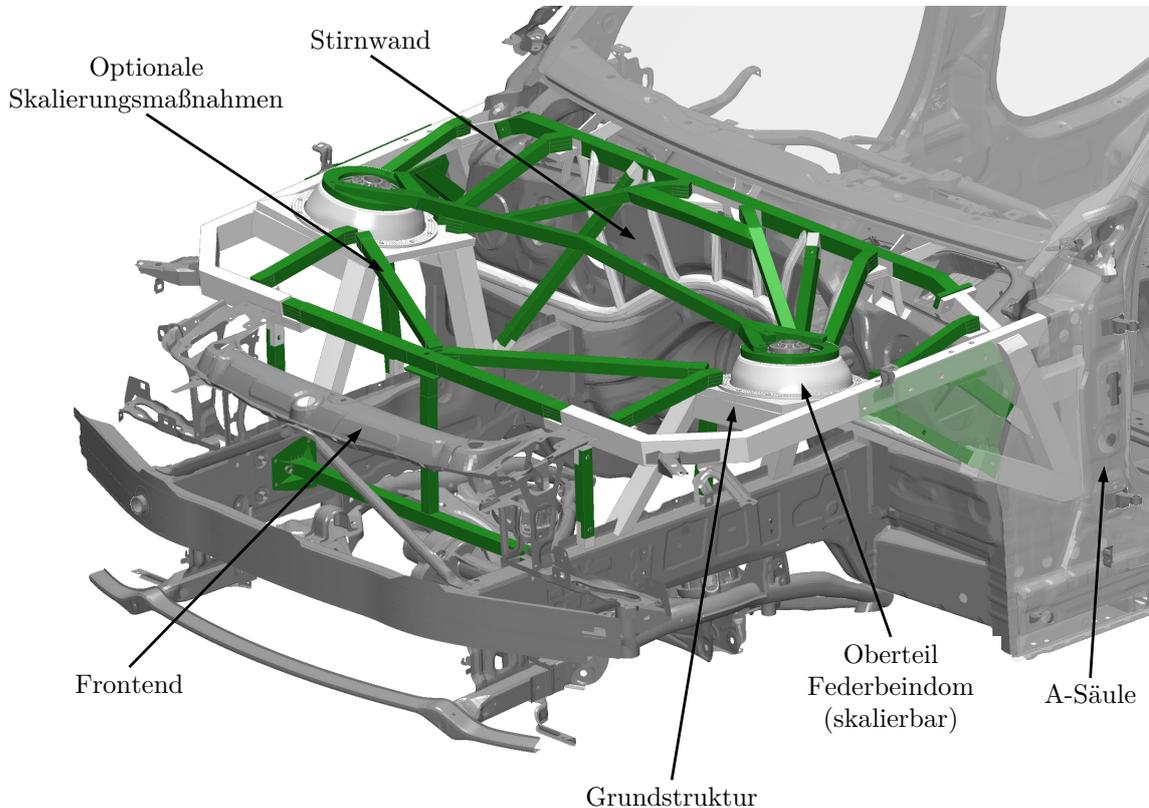
Das Fahrzeug eignet sich gut als Basis für die Untersuchungen dieser Arbeit, weil die fahrdynamische Zielsetzung an die BMW 3er-Reihe eine ausgeprägte Sportlichkeit bei zugleich erhöhten Komfortansprüchen ist. Die originale Fahrzeugstruktur als Blech-Schalenbauweise sowie die Vorder- (McPherson-Federbeinachse mit aufgelösten Lenkern) und Hinterachse (Fünflenker-Achse) sind in den Abbildungen 1.4, 1.5 und 1.6 dargestellt. Das Versuchsfahrzeug kommt ebenso in [106] zum Einsatz.

In Anbetracht der Anforderungen *A2*, *A3* und *A5* wird die Struktur der Zelle und ebenso das gesamte Interieur nicht verändert. Für die Skalierungsmaßnahmen zur Darstellung der Strukturvariationen verbleiben daher noch Vorder- und Hinterwagen, welche sich aufgrund der dort verorteten Koppelstellen zum Fahrwerk zusätzlich anbieten.

Im Vergleich zum Vorderwagen ist die Skalierung der Hinterwagenstruktur deutlich schwerer zu realisieren, da diese fließend in die Zelle übergeht. Zudem sind dort die ausgeprägten Lastpfade komplexer in die Gesamtstruktur integriert, was eine separate Skalierung erschwert. Auch sind im Hinterwagen lastpfadrelevante Strukturkomponenten zugleich sichtbare Außenteile. Aufgrund dessen widersprechen Strukturvariationen im Hinterwagen den Anforderungen *A3*, *A4*, *A5* und *A6*, weswegen der Vorderwagen fokussiert wird.

Im Vorderwagen steht die Fahrzeugstruktur vor der Stirnwand zur Skalierung zur Verfügung. Es werden jedoch der Vorderachsträger sowie die Motorlängsträger im Originalzustand belassen, da diese insbesondere für die Anforderung der Fahrsicherheit (*A2*) von hoher Relevanz sind. Ebenso unverändert beibehalten werden Beleuchtung und Anbauteile (welche im Vorderwagen nicht zur tragenden Struktur gehören), um *A1*, *A2*, *A5* zu berücksichtigen. Durch die Motorhaube sind die Skalierungsmaßnahmen einerseits gut zugänglich (*A6*), andererseits im Fahrbetrieb verborgen (*A5*).

Zur Illustration der Vorderwagenstruktur des Versuchsfahrzeugs siehe Abb. 4.1 sowie im Anhang die Abbildungen A.3 und A.4. Die Fahrzeugstruktur wird im Bereich vor der A-Säule, mit Ausnahme der zuvor genannten Umfänge, entfernt und durch ein zweistufiges und variables Skalierungskonzept ersetzt.



**Abbildung 4.1.:** Versuchsfahrzeug: Originale Fahrzeugstruktur (grau), Grundstruktur (weiß), optionale Skalierungsmaßnahmen (grün) [26]

Die Grundstruktur (weiß) aus Stahl ist so ausgelegt, dass mit ihr das Fahrzeug voll funktionsfähig ist und gleichzeitig der Vorderwagen eine deutlich geringere Steifigkeit aufweist als mit der originalen Fahrzeugstruktur (s. Abschnitt 5.2). Die Stützlager und damit die gesamte Achskinematik verbleiben unverändert. Die Grundstruktur ist für eine gute und robuste Lastpfadgestaltung großflächig über umlaufende Schweißnähte an die Motorlängsträger und an die gesamte A-Säulenstruktur angebunden.

Die Oberteile Federbeindom sind über eine Flanschverbindung mit der Grundstruktur verbunden, wodurch die lokale Anbindung der Stützlager über Federbeindom-Oberteile unterschiedlicher Wandstärke skalierbar ist. Die restliche Grundstruktur ist nicht variierbar. Das Frontend, welches in der originalen Fahrzeugstruktur eine steifigkeitswirksame Funktion einnimmt, ist im Versuchsfahrzeug deutlich geschwächt angebunden, um störende Einflüsse zu minimieren [25, 26].

Die in Abb. 4.1 grün eingefärbten Streben und Schubfelder (seitlich an der A-Säule) stellen die Skalierungsmaßnahmen dar, welche additiv zur Grundstruktur verbaut werden können. Sie sind aus Stahl gefertigt und haben im Fall der Streben einen quadratischen Hohl-Querschnitt. Um der Anforderung an die Robustheit ( $A6$ ) zu genügen, sind die Strebenanbindungen, sofern

ausreichend Bauraum und Zugänglichkeit gewährleistet ist, als formschlüssige Verbindungen<sup>1</sup> ausgeführt. Bei den auf Kraftschluss beruhenden restlichen Schraubverbindungen wird auf eine robuste Umsetzung geachtet [25, 26].

Durch die weitestgehend unabhängige Montierbarkeit der Skalierungsoptionen untereinander ist eine große Anzahl unterschiedlicher Konfigurationen darstellbar. Auf die Möglichkeit, die Skalierungsbandbreite neben des Verbaus/ Nicht-Verbaus zusätzlich durch Variationen der einzelnen Skalierungsmaßnahmen selbst (z. B. durch Topologie-, Material- oder Wandstärkenänderung) zu erhöhen, wird in Hinblick auf die Leistbarkeit in der Erprobung größtenteils verzichtet.

Die Außenkontur des Fahrzeugs verbleibt im originalen Zustand, was auch bedeutet, dass die Skalierungsmaßnahmen bei geschlossener Motorhaube nicht sichtbar sind. Trotzdem können viele der Streben bei geöffneter Haube innerhalb weniger Minuten montiert werden (A6). Die Erprobung im Blindversuch ist somit möglich.

#### 4.1.3. Strukturvariationen

Die in Abb. 4.1 gezeigten montierbaren Strukturmaßnahmen stellen 21 symmetrisch verbaubare Skalierungsoptionen dar. Größtenteils können diese unabhängig voneinander gewählt werden, woraus sich eine große Anzahl möglicher Konfigurationen ergibt. Da alle möglichen Konfigurationen jedoch nicht mit vertretbarem Aufwand erprobbar sind, wird von mehreren erfahrenen Ingenieuren unter folgenden Gesichtspunkten eine Auswahl getroffen:

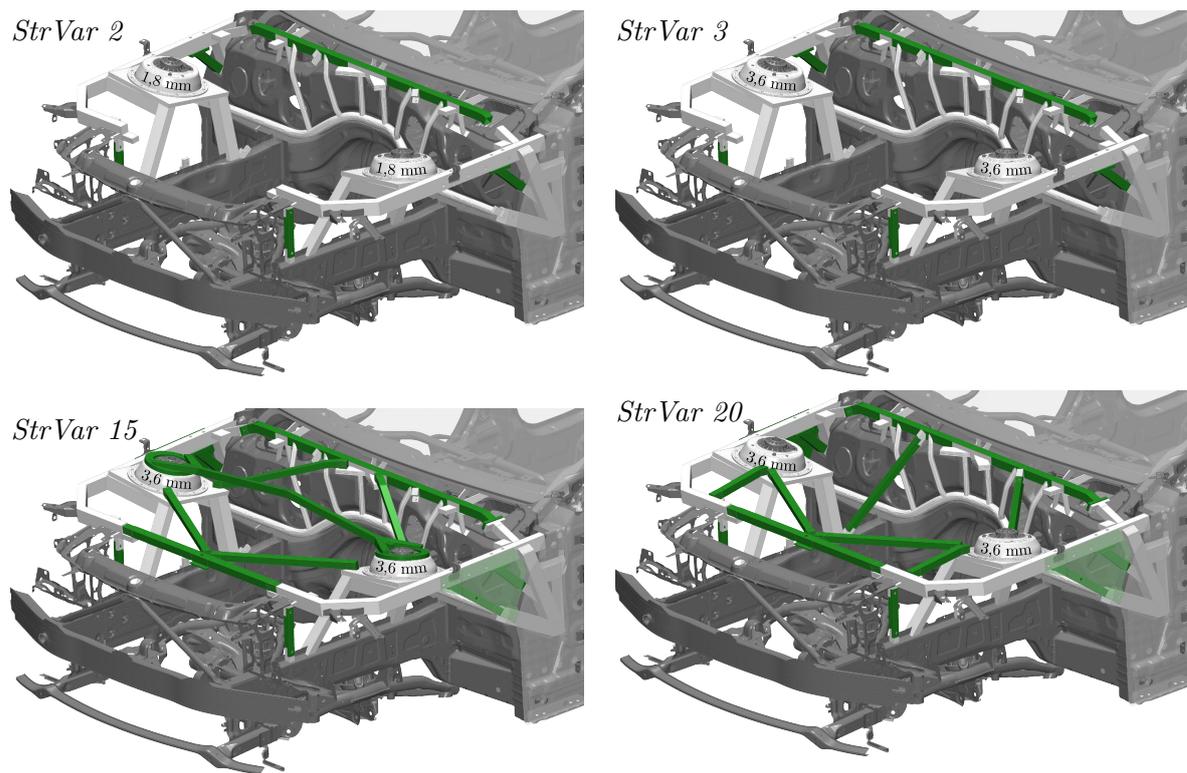
- Abbildung sowohl lokaler als auch globaler Skalierungsoptionen;
- Wahl von Skalierungsoptionen nahe und/oder entfernt von Fahrwerkskoppelstellen;
- Wahl von Skalierungsoptionen an Hauptlastpfaden der Fahrzeugstruktur (z. B. Motorlängsträger, A-Säule);
- Umsetzung von Strukturvarianten mit besonders niedrigem oder hohem Steifigkeitsniveau;
- Einbringung von Erfahrungswissen aus Problemstellungen der Vergangenheit;
- Darstellung von Strukturvarianten aus Einzelmaßnahmen oder aus Kombinationen mehrerer Skalierungsoptionen.

Daraus ergeben sich zwanzig im Fahrversuch zu erprobende Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs, welche detailliert im Anhang in Abb. A.5 gezeigt sind. Zusätzlich werden in Abb. 4.2 die vier charakteristischen Strukturvarianten *StrVar 2*, *StrVar 3*, *StrVar 15* und *StrVar 20* gesondert dargestellt und im Folgenden erläutert.

**StrVar 2** stellt die erprobte Variante mit minimalem globalem Steifigkeitsniveau dar (s. Abschnitt 5.2). Die verbaute Strebe seitlich an der A-Säule ist aus Gründen zusätzlicher Fahrsicherheit (A2) in allen Strukturvarianten verbaut. Die vertikale Skalierungsstrebe im Übergangsbereich zum Frontend wird ebenso in allen erprobten Strukturvarianten nicht demontiert, da an ihr nachträglich nach Fahrzeugkonzeption die Kühlereinheit befestigt wird. Alle weiteren Skalierungsoptionen sind demontiert und die Oberteile Federbeindom

---

<sup>1</sup>Im Falle des Versuchsfahrzeugs konstruktiv umgesetzt durch die Positiv- und Negativform eines Konus, welche durch eine zentrale Verschraubung miteinander verbunden werden.



**Abbildung 4.2.:** Charakteristische Strukturvarianten *StrVar 2*, *StrVar 3*, *StrVar 15*, *StrVar 20* (nach [25])

weisen die geringste, den Anforderungen *A1* und *A2* genügende, Wandstärke von  $1,8\text{ mm}$  auf. Die Verbindung der Querstrebe Stirnwand oben zum seitlichen A-Säulen-Bereich ist geöffnet [25].

***StrVar 3*** basiert auf *StrVar 2* und stellt durch die Wandstärkendopplung der Oberteile Federbeindom von  $1,8\text{ mm}$  auf  $3,6\text{ mm}$  eine sehr lokale Skalierungsvariante direkt an einer Koppelstelle zwischen Fahrzeugstruktur und Fahrwerk dar.

***StrVar 15*** ist eine als primär global skaliert zu charakterisierende Strukturvariante, die sich durch besonders ausgeprägte Lastpfade in Querrichtung im Vorderwagen auszeichnet. Die Verbindung der Querstrebe Stirnwand oben seitlich zur A-Säule ist geschlossen. Dieser Bereich wird neben der bereits in *StrVar 2* verbauten Strebe zusätzlich durch eine vorgelagerte zweite Strebe und das darüber montierte Schubfeld verstärkt. Durch Streben zwischen Federbeindom und Querstrebe Stirnwand oben wird der Federbeindom, an dem die hohe Wandstärke von  $3,6\text{ mm}$  montiert ist, abgestützt. Im vorderen Bereich des Vorderwagens wird eine Querverbindung geschaffen, welche darüber hinaus ebenso an den Federbeindomen anbindet. Ergänzt werden die Maßnahmen durch eine Verbindung Federbeindom zu Federbeindom („Dom-Dom-Strebe“) mit momentensteifer Anbindung über Ringe auf den Federbeindomen [25].

***StrVar 20*** verzichtet im Vergleich zu *StrVar 15* auf die Dom-Dom-Strebe und die Ringe an den Oberteilen Federbeindom. Die Querstrebe Stirnwand oben wird anstatt mit den

Federbeindomen nun mit den Motorlängsträgern verbunden. Die Skalierungsmaßnahmen der *StrVar 15* im vorderen Vorderwagenbereich werden durch Streben in Fahrzeuglängsrichtung ergänzt.

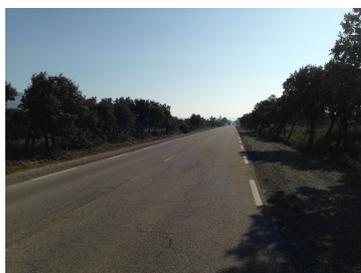
Der größte Unterschied im Umfang verbauter Skalierungsoptionen besteht zwischen *StrVar 2* und *StrVar 15* und führt zu einem Delta-Gewicht von  $24,8\text{ kg}$ . Bezogen auf ein Leergewicht des Versuchsfahrzeuges von ca.  $1600\text{ kg}$  (BMW 3er Limousine, 320d) entspricht das einem prozentualen Unterschied von  $1,6\%$ , wodurch Masseffekte durch den Verbau der Skalierungsmaßnahmen als unerheblich angesehen werden können. Geht man vom betriebsbereiten Zustand inkl. Sonderausstattungen, Kraftstoff, Beladung und Insassen aus, so ist der prozentuale Unterschied noch deutlich geringer. Ebenso als nicht relevant wird die Verlagerung des Schwerpunkts angesehen, welche auf Basis des Fahrzeugleergewichts  $1,1\%$  in Fahrzeuglängsrichtung beträgt. Die Auswirkungen der Gewichtsänderungen durch die Skalierungsmaßnahmen sind, z.B. im Vergleich mit denen durch das Zusatzgewicht eines einzelnen zusätzlichen Insassen von durchschnittlich  $78\text{ kg}$ , demnach vernachlässigbar klein [25].

## 4.2. Subjektive Fahrdynamikbewertung

Die in Abschnitt 4.1.3 vorgestellten Strukturvarianten werden auf Basis der in Abschnitt 2.3.3.1 beschriebenen Grundlagen fahrdynamisch subjektiv und fokussiert auf den linearen Fahrdynamikbereich (s. Abschnitt 2.3.2.2) bewertet.

### 4.2.1. Versuchsdurchführung

Um den Beurteilern die Möglichkeit einer längeren Bewertungsfahrt mit vielen unterschiedlichen und realistischen Fahrbahnprofilen bzw. Streckenabschnitten zu bieten, wird als Erprobungsstrecke eine Route auf öffentlichen Straßen mit einer Länge von ca.  $41\text{ km}$  in der Nähe des BMW-Testgeländes Miramas im Süden Frankreichs gewählt. Die Vorteile dort sind gleichbleibendere Witterungsverhältnisse sowie ein geringeres Verkehrsaufkommen als in Deutschland. Zusätzlich können die vorhandenen Handlingkurse, Fahrdynamikflächen und Abschnitte mit spezifischen Anregungsprofilen des Testgeländes befahren werden. Deren alleinige Nutzung reicht nach Aussage der Bewertungsexperten jedoch nicht aus, um das umfassende Anregungsprofil einer längeren Bewertungsfahrt auf öffentlichen Straßen vollumfänglich abzubilden und die Kriterien nach Tab. 2.2 zu beurteilen.



a) Ebene Fahrbahn, gerader Streckenverlauf, guter Asphalt



b) Unebene Fahrbahn, große Kurvenradien, aufgebrochener Asphalt



c) Unebene Fahrbahn, mittlere bis kleine Kurvenradien, rauher Asphalt

**Abbildung 4.3.:** Ausschnitte der Erprobungsstrecke in der Region um Miramas, Frankreich [26]

Die Erprobungsstrecke umfasst ein breites Spektrum unterschiedlicher Straßenverhältnisse, wovon in Abb. 4.3 Beispiele zu sehen sind. Die drei Bilder zeigen, dass neben gut ausgebauten Streckenanteilen auch wenig befahrene Landstraßen und enge Bergstraßen den Streckenverlauf kennzeichnen. Es sind sowohl gerade als auch kurvenreiche Streckenabschnitte mit unterschiedlichen Kurvenradien enthalten. Ebenso ist eine große Varianz im Oberflächenprofil hinsichtlich der Ebenheit und der Asphalteeigenschaften gegeben [26].

Um störende Einflüsse auf das Subjektivurteil (s. Abschnitt 2.3.3.1 sowie Tab. 2.4) weitestgehend zu minimieren, werden die verschiedenen Strukturvarianten von einem sehr erfahrenen Versuchingenieur bewertet. Durch die Reduktion auf einen Bewerter wird eine in sich konsistente Bewertung der verschiedenen Strukturvarianten gewährleistet, was insbesondere für die methodischen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wichtig ist. Zur Bestätigung der Beurteilung erfolgt für ausgewählte Varianten zusätzlich einerseits ein Blindversuch, andererseits die Beurteilung durch einen weiteren erfahrenen Experten. Mit diesem Versuchsprogramm wird das etablierte Vorgehen bei fahrdynamischen Subjektivbewertungen im Fahrzeugentwicklungsprozess abgebildet.

Die Erprobung der Varianten erfolgt innerhalb eines ca. dreiwöchigen Zeitraums. Durch die kurzen Montagedauern der Skalierungsmaßnahmen können in diesem Zeitraum bei Bedarf einzelne Varianten wiederholt gefahren werden, um deren Bewertungen zu festigen [26].

Die Bewertung erfolgt anhand der in Tab. 2.2 aufgeführten Kriterien und quantifiziert nach der BI-Skala aus Tab. 2.3. Der Subjektivbewertungs-Fragebogen ist in den Abbildungen A.6 und A.7 ersichtlich.

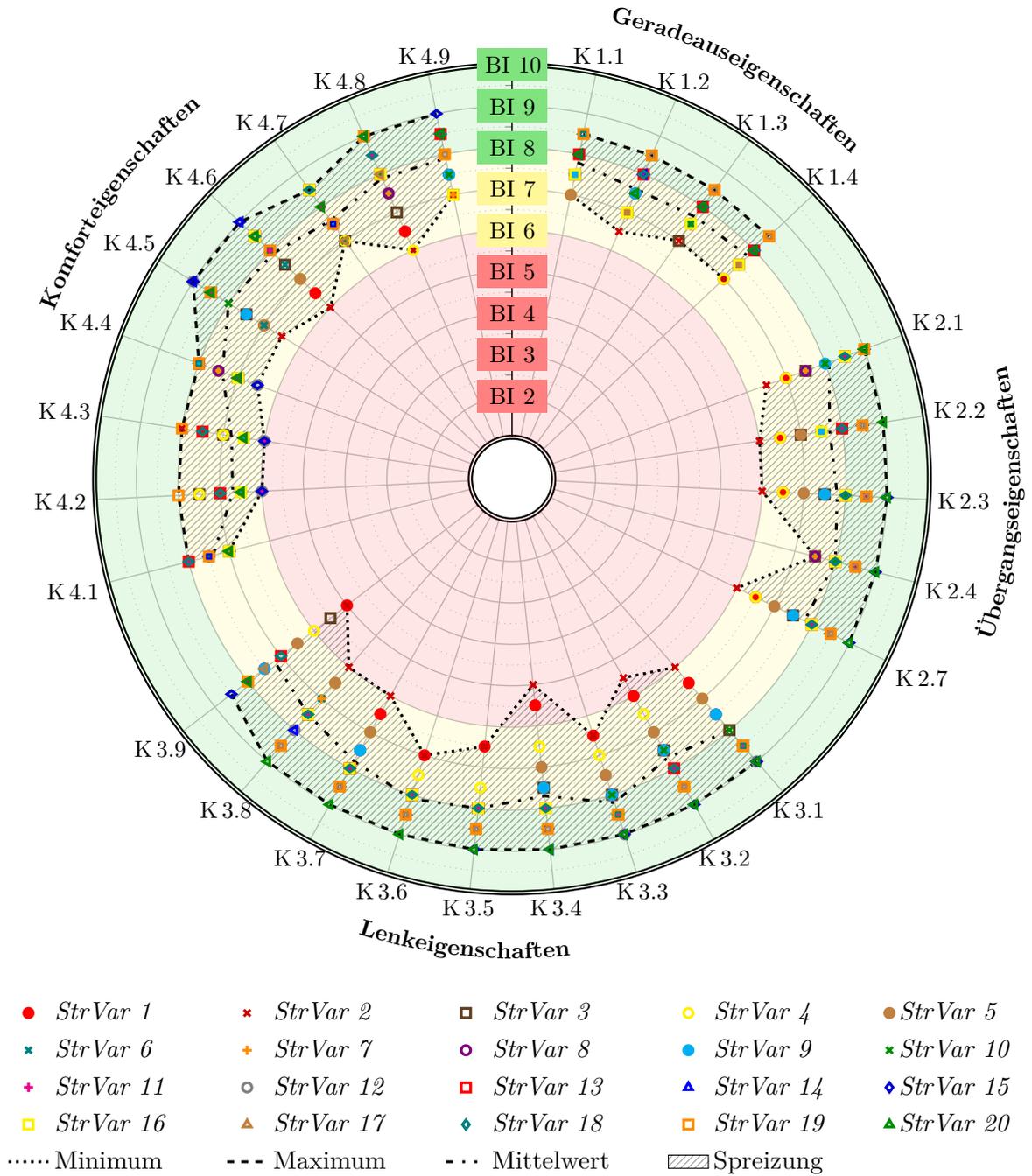
Die Abstimmung der Fahrzeugfedern, -dämpfer und der Stabilisatoren an Vorder- und Hinterachse werden an eine Strukturvariante mittlerer Steifigkeit angepasst. Vorabversuche zeigen, dass die originale Abstimmung dieser Bauteile nicht mit den Auswirkungen der modifizierten Vorderwagenstruktur auf die Fahrdynamik des Versuchsfahrzeugs harmoniert. Die Beibehaltung der ursprünglichen Abstimmung würde zu einem sehr unstimmigen und nicht kundentauglichen Fahrverhalten führen und somit die Subjektivergebnisse verfälschen. Solche Einflüsse sind bekannt und entsprechende Applikationsmaßnahmen der dafür vorgesehenen Abstimmbauteile werden im Fahrzeugentwicklungsprozess standardmäßig durchgeführt.

#### 4.2.2. Ergebnisse und Analyse

Im Gesamten betrachtet zeigen die Subjektivbewertungen der zwanzig Strukturvarianten in Abb. 4.4 einen großen Einfluss der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik im linearen Bereich. Die detaillierten BI-Ergebnisse sind in den Tabellen A.1 und A.2 im Anhang aufgeführt.

Der von den Grenzkurven „Minimum“ und „Maximum“ umrandete schraffierte Bereich stellt die maximale Spreizung aller Strukturvarianten in den einzelnen Subjektivkriterien dar. Die minimale BI-Spreizung in einer einzelnen Eigenschaft liegt bei 1 BI (K 4.1: „Komforteigenschaften“ → „Aufbauanbindung“ → „Ansprechverhalten“) und ist damit, nach Definition aus Abschnitt 2.3.3.1, auch für Normalfahrer erlebbar. Der größte subjektive Unterschied fällt mit 4 BI (K 3.4: „Lenkeigenschaften“ → „Lenkwinkelbedarf“ → „Bei geringer Geschwindigkeit“) sehr deutlich aus.

Die Strukturmaßnahmen beeinflussen am stärksten die Lenk- und Übergangseigenschaften, haben jedoch auch in den Geradeaus- und Komforteigenschaften deutliche Auswirkungen (s. Tab. 4.1). Mittelt man die BI-Deltas aller zu bewertenden Einzelkriterien und Strukturvarianten, so quantifiziert man mit  $\varnothing 2,4$  BI die oben getroffene Aussage des großen Einflusses der



**Abbildung 4.4.:** Übersicht der Subjektivbewertungsergebnisse der Strukturvarianten (s. Abb. A.5 im Anhang) anhand der Kriterien nach Tab. 2.2 und der BI-Skala nach Tab. 2.3. Für die detaillierten BI-Ergebnisse als Datenbasis dieses Diagramms s. Tab. A.1 und A.2 im Anhang.

Subjektivkriterien Kategorie	Durchschnittl. BI	Durchschnittl. BI-Delta
Geradeauseigenschaften	∅ 7,7 BI	∅ 1,6 BI 
Übergangseigenschaften	∅ 7,9 BI	∅ 2,6 BI 
Lenkeigenschaften	∅ 7,8 BI	∅ 3,0 BI 
Komforteigenschaften	∅ 7,5 BI	∅ 2,1 BI 
Gesamt	∅ 7,7 BI	∅ 2,4 BI 

**Tabelle 4.1.:** Gemittelte Subjektivbewertungsunterschiede in den übergeordneten Kategorien und über alle Subjektivkriterien (s. Tab. 2.2) aufgrund der Strukturvariationen (s. Abb. A.5 im Anhang)

Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik im linearen Bereich.

Aus der Spreizung der Subjektivergebnisse (s. Abb. 4.4) in den einzelnen Kriterien geht hervor, dass vor allem in den Übergangs- und Lenkeigenschaften hohe Subjektivurteile von BI 9 erreicht werden. Diese liegen damit über dem Ausgangsstand des Originalfahrzeugs.

In den Komforteigenschaften ist die Spreizung kleiner und das allgemeine Niveau niedriger als in den anderen Subjektivkategorien, was auch der geringere Mittelwert aller Bewertungen dieser Kategorie (s. Tab. 4.1) verdeutlicht.

Diese bemerkenswerte Tatsache steht im Zusammenhang mit der Abstimmung der Fahrzeugfedern und -dämpfer und dem diesbezüglichen Vorgehen im Fahrzeugentwicklungsprozess: Dort erfolgt frühzeitig die Festlegung des grundlegenden Achs- und Karosseriekonzepts eines Fahrzeugs, welches anschließend mit zunehmendem Detaillierungsgrad hin zur Serienreife entwickelt wird. Die finale Applikation der im Fahrwerk verbauten einstellbaren Komponenten wie der Federn und Dämpfer erfolgt sinnvollerweise erst in späten Phasen. Zu diesem Zeitpunkt ändern sich die Fahrdynamik beeinflussende Faktoren nur noch wenig, sodass die Applikation der Abstimmkomponenten speziell für den finalen Fahrzeugzustand erarbeitet werden kann. Ein Teil des markentypischen fahrdynamischen Charakters eines PKW ergibt sich aus dieser Feder- und Dämpferabstimmung.

Im Fall der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs ist der Einfluss vieler Skalierungsoptionen derart groß, dass eine durch sie dargestellte Fahrzeugstruktur nicht mehr zu der spezifischen Abstimmung auf das mittlere Steifigkeitsniveau (s. Abschnitt 4.2.1) passt. Diese Unstimmigkeit führt zu Verschlechterungen im Subjektiveindruck der Komforteigenschaften, was auch Abb. 4.5 und Tab. 4.2 im Fall der charakteristischen Strukturvarianten *StrVar 15* und *StrVar 20* verdeutlicht.

Tritt dieser Fall im Fahrzeugentwicklungsprozess auf, wird normalerweise die Applikation angepasst. So ist durch eine weichere Abstimmung oftmals eine Verbesserung der Komforteigenschaften erreichbar. Die möglicherweise einhergehende Verschlechterung in den Übergangs- und Lenkeigenschaften kann bis zum Auftreten von Zielverfehlungen in Kauf genommen werden. Sofern die Fahrzeugstruktur eine ausreichende Güte bzgl. der fahrdynamischen Anforderungen erfüllt, ist dadurch der Zielkonflikt aus hoher Sportlichkeit bei gleichzeitig ausgeprägtem Fahrkomfort auflösbar (s. Abschnitt 1.1 und Abb. 1.2).

Für diese Arbeit sind die Unterschiede in den Subjektivbewertungen einzelner Strukturvarianten relevanter als die entsprechenden Absolutergebnisse, da diese direkt die Beeinflussung

Fahrdynamik aufzeigen. Deswegen werden in einer modifizierten Ergebnisdarstellung in Abb. 4.5 die Subjektivurteile für eine visuell bessere Darstellung der Beeinflussung auf ein gemeinsames Niveau von BI 8 referenziert. Dieses BI-8-Niveau kann als das Originalfahrzeug angesehen werden, welches die eigenen Anforderungen vollumfänglich erfüllt.

Zudem ist die Darstellung der Subjektivergebnisse nach Abb. 4.4 für einen Überblick der gesamten Erprobungsergebnisse zwar unerlässlich, jedoch erschwert die hohe Anzahl an Datenpunkten der vielen bewerteten Strukturvarianten die Detailanalyse. Deshalb beschränkt sich Abb. 4.5 auf die Darstellung der vier ausgewählten charakteristischen Strukturvarianten (s. Abb. 4.2).

### Analyse der Subjektivbewertungen der charakteristischen Strukturvarianten

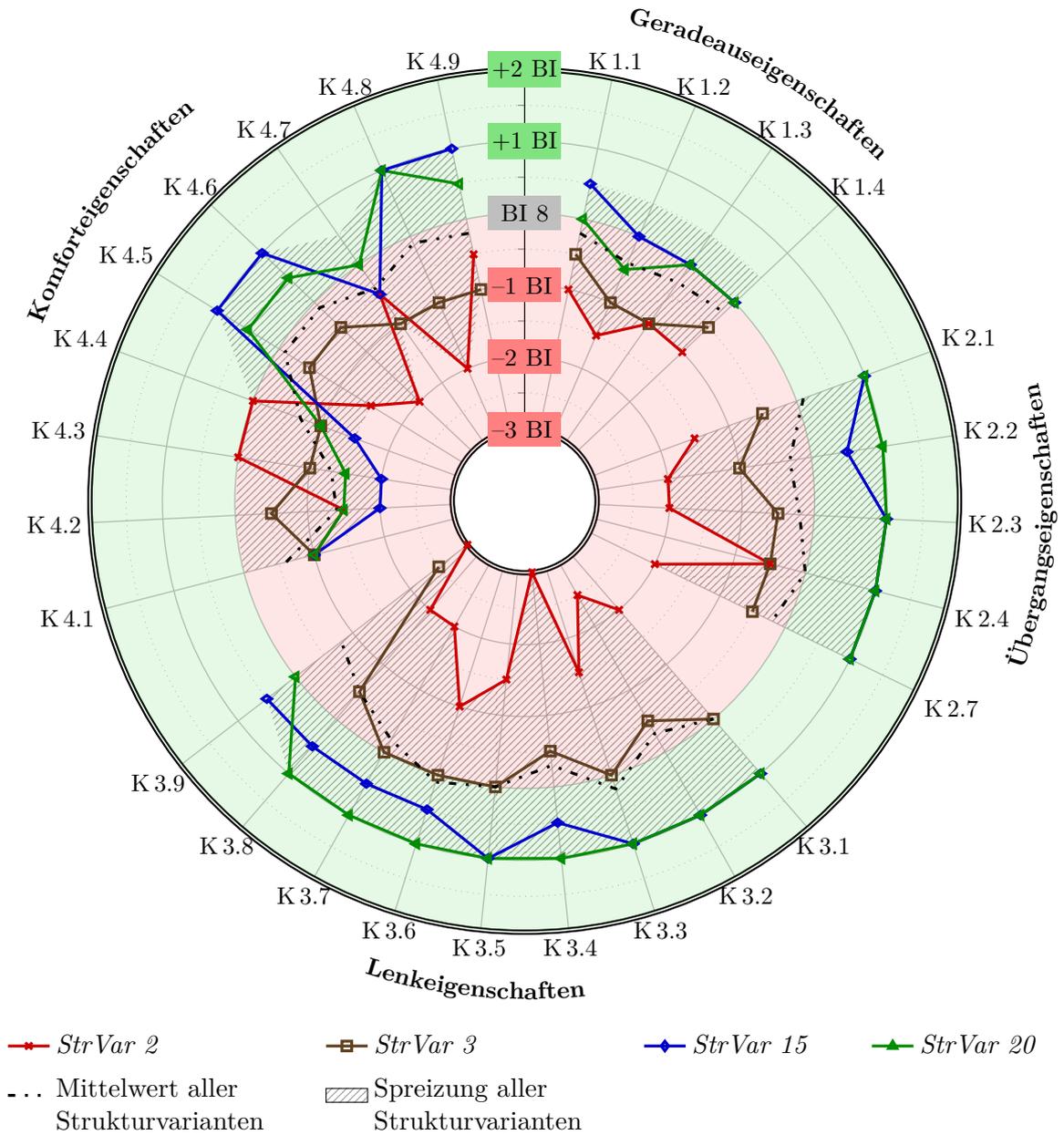
Die folgende Analyse der Erprobungsergebnisse der vier charakteristischen Strukturvarianten basiert auf Abb. 4.5 und Tab. 4.2.

Subjektivkriterien Kategorie	<i>StrVar 2</i>	<i>StrVar 3</i>	<i>StrVar 15</i>	<i>StrVar 20</i>
Geradeauseigenschaften	∅ -1,1 BI 	∅ -0,8 BI 	∅ 0,1 BI 	∅ -0,1 BI 
Übergangseigenschaften	∅ -1,6 BI 	∅ -0,6 BI 	∅ 0,9 BI 	∅ 1,0 BI 
Lenkeigenschaften	∅ -2,1 BI 	∅ -0,4 BI 	∅ 0,7 BI 	∅ 0,9 BI 
Komforteigenschaften	∅ -1,0 BI 	∅ -0,8 BI 	∅ -0,3 BI 	∅ -0,3 BI 
Gesamt	∅ -1,5 BI 	∅ -0,6 BI 	∅ 0,3 BI 	∅ 0,4 BI 

**Tabelle 4.2.:** Gemittelte Subjektivbewertungsunterschiede ggü. BI 8 in den übergeordneten Kategorien und allen enthaltenen Subjektivkriterien (s. Tab. 2.2) für die charakteristischen Strukturvarianten nach Abb. 4.2.

*StrVar 2* wird in den Geradeaus-, Übergangs- und Lenkeigenschaften unter allen Strukturvarianten am schlechtesten bewertet. In den Lenkeigenschaften ergeben sich zweimal Bewertungen von BI 5, bei welchen ein Kunde von einem technischen Fehler ausgehen oder aufgrund des Nicht-Gefallens eine Nachbesserung fordern würde. In den Komforteigenschaften zeigt sich mit den guten Bewertungen in K 4.3 und K 4.4 und den niedrigen BI in den anderen Kriterien ein inhomogenes Bild. Die Ausprägungen K 4.3 und K 4.4 der Aufbauanbindung beschreiben das Schwingverhalten um die Fahrzeug-x-Achse („Kopieren“) und die y-Achse („Parallelität“) der Fahrzeugstruktur beim einseitigen bzw. einachsigen Überfahren von Bodenunebenheiten. Eine gute Parallelität bedeutet ein zu einer x-y-Ebene möglichst paralleles Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur. Bei gutem Kopierverhalten wird diese nur gering zu Schwingungen angeregt, in dem die einzelnen Räder möglichst unabhängig auf Bodenunebenheiten reagieren.

In dieser im Ganzen sehr schlecht bewerteten Variante ist kein Potenzial vorhanden, um durch eine Abstimmung der Fahrwerkskomponenten noch eine Kundentauglichkeit zu erreichen.



**Abbildung 4.5.:** Auf BI 8-referenzierte Subjektivergebnisse der charakteristischen Strukturvarianten *StrVar 2*, *StrVar 3*, *StrVar 15* und *StrVar 20* anhand der Kriterien nach Tab. 2.2 und der BI-Skala nach Tab. 2.3. Für die detaillierten, auf BI 8-referenzierten Subjektivergebnisse als Datenbasis dieses Diagramms s. Tab. A.3 und A.4 im Anhang.

**StrVar 3** Durch die Wandstärkenerhöhung der Oberteile Federstütze direkt an der Fahrwerkskoppelstelle zeigen sich in vielen Kategorien Verbesserungen gegenüber *StrVar 2*. Am deutlichsten steigen die Subjektivbewertungen in den Lenk- und Übergangseigenschaften. Allerdings ist bei dieser Strukturvariante zu beachten, dass das allgemeine Steifigkeitsniveau verhältnismäßig gering ist, wodurch sich die Wandstärkenerhöhung der Oberteile Federstütze fahrdynamisch deutlicher bemerkbar macht.

Dass sich die Einflüsse der Strukturskalierungen im Subjektivurteil nicht linear verhalten sieht man im Vergleich zwischen *StrVar 6* und *StrVar 13* (s. im Anhang Abb. A.5 sowie Tab. A.3 und A.4). Diese haben ebenfalls bis auf die Wandstärke der Oberteile Federstütze dieselbe Skalierungskonfiguration, allerdings macht sich hier infolge der mehr verbauten Maßnahmen die Wandstärkenerhöhung nicht derart deutlich bemerkbar wie zwischen *StrVar 2* und *StrVar 3*.

Die Komforteigenschaften K 4.3 und K 4.4 verschlechtern sich gegenüber *StrVar 2*, während sich andere, in *StrVar 2* schlecht bewertete Komfortkriterien, in *StrVar 3* verbessern. Das Gesamtniveau von *StrVar 3* ist insbesondere aufgrund der Ergebnisse in den Geradeaus- und Komforteigenschaften noch nicht ausreichend, um über eine nachfolgende Abstimmung ein kundentaugliches Gesamt-Fahrverhalten auf niedrigem Niveau zu erzielen.

**StrVar 15** hat, verglichen mit *StrVar 2* und *StrVar 3*, mehr Skalierungsmaßnahmen verbaut und erreicht dadurch insbesondere in den Geradeaus-, Übergangs- und Lenkeigenschaften deutlich bessere Subjektivergebnisse. Die Geradeauseigenschaften sind mit BI 8 auf kundenzufriedenstellendem Niveau, welches in den Übergangs- und Lenkeigenschaften nochmals gesteigert wird.

Diese Strukturvariante zeichnet sich durch besonders gute Ergebnisse in den Kriterien K 2 („Dynamisches Anlenken im hohen Geschwindigkeitsbereich“) und K 2.6 („Fahrdynamisches Potential“) aus, welche der nichtlinearen Fahrdynamik zugerechnet und demzufolge hier nicht gesondert dokumentiert werden. Die hohe Bewertung in diesen Kriterien lässt *StrVar 15* als prädestinierte Ausgangsbasis für eine rennsportliche Weiterentwicklung des Fahrzeugs werden, ist allerdings für die angedachte Positionierung als sportliche Limousine für einen breiten Kundenstamm mit unterschiedlichen Erwartungen weniger geeignet.

In den Komforteigenschaften stellt sich *StrVar 15* mit einerseits den schlechtesten, andererseits den besten Ergebnissen in einzelnen Kriterien sehr inhomogen dar und zeigt auch hier einen sportwagentypischen Charakter.

**StrVar 20** ist die im Gesamten betrachtet am besten bewertete Strukturvariante. Insbesondere in den Übergangs- und Lenkeigenschaften wird das gute Referenzniveau mit +1 BI in fast allen Kriterien nochmals übertroffen. Gleichzeitig rangieren auch die Geradeaus- und Komforteigenschaften annähernd auf dem Referenzniveau von Abb. 4.5, welches der vollumfänglichen Erfüllung der Kundenerwartungen entspricht.

Die Skalierungskonfiguration der *StrVar 20* wird von allen erprobten Konfigurationen als diejenige angesehen, welche der Zielsetzung eines BMW 3er, ein Großserien-Premium-Automobil der oberen Mittelklasse mit ausgeprägtem sportlichem Charakter und gleichzeitig hohen Komfortansprüchen darzustellen, am besten entspricht<sup>1</sup>. Sie stellt auch unter Gesichtspunkten wie Gewichts- und Kosteneffizienz den Stand mit dem „rundesten“ Ge-

---

<sup>1</sup>Positionierung BMW 3er bzgl. Sportlichkeit und Fahrkomfort: s. dazu z. B. Abb. 1.2.

samteindruck auf sehr hohem Niveau dar. Die guten Subjektivbewertungen in den Lenk- und Übergangseigenschaften bieten eine gute Basis um, mit nur geringen Einbußen in diesen Kategorien, noch vorhandene niedrigere Bewertungen in den Komforteigenschaften durch eine angepasste Abstimmung zu kompensieren.

Bemerkenswert ist, dass auch verhältnismäßig kleine Skalierungsmaßnahmen, wie die zwischen *StrVar 19* und *StrVar 20* hinzugekommenen Streben in x-Richtung im vorderen Vorderwagenbereich, mit  $\varnothing -0,6$  BI in den Geradeaus- oder  $\varnothing +0,4$  BI in den Lenkeigenschaften auch auf bereits hohem Gesamtniveau die Fahrdynamik noch relevant beeinflussen können.

#### Analyse einzelner Skalierungsoptionen

Neben den beschriebenen Subjektivbewertungen der vier charakteristischen Varianten ergeben sich weitere Erkenntnisse zu einzelnen Skalierungsoptionen, welche nachfolgend kurz erläutert werden (für die dazugehörigen Darstellungen und BI siehe im Anhang Abb. A.5 sowie Tab. A.3 und A.4):

- Querstrebe Motorlängsträger (MLT):  
Die Querstrebe zwischen den Motorlängsträgern, verbaut in *StrVar 18*, hat nur geringe Auswirkungen. Lediglich das Führungsverhalten auf ebener Fahrbahn (Geradauseigenschaften) sowie die Solidität in den Komforteigenschaften verbessert sich um  $+0,5$  BI (als Vergleichsvariante dient *StrVar 13*). Durch den etwas tiefer liegenden Vorderachsträger (VAT) ist der Lastpfad in Querrichtung ausreichend gut ausgeprägt.
- Bereich A-Säule seitlich:  
Anhand der Strukturvarianten *StrVar 2*, *StrVar 4* und *StrVar 5* zeigt sich die große fahrdynamische Wirksamkeit von Strukturmaßnahmen, welche die Lastpfade des Vorderwagens ausgeprägt und robust an die Zelle koppeln. Dadurch werden die über das Fahrwerk eingeleiteten äußeren Belastungen effektiv in die gesamte Fahrzeugstruktur weitergeleitet. Das führt zwischen *StrVar 2* und *StrVar 5* hauptsächlich in den Übergangs- ( $\varnothing +0,8$  BI) sowie den Lenkeigenschaften ( $\varnothing +1,2$  BI) zu deutlichen Verbesserungen. Hierbei ist die auf Zug und Druck belastete Streben-Skalierungsmaßnahme (*StrVar 4*) effektiver als das seitlich darüber verschraubte Schubfeld (*StrVar 5*).
- Querstrebe Stirnwand oben:  
Die ab *StrVar 6* in allen Varianten geschlossene Querstrebe im oberen Stirnwandbereich führt, für sich betrachtet, vor allem in den Lenkeigenschaften zu Verbesserungen von  $\varnothing +0,5$  BI. Ähnlich dem seitlichen A-Säulenbereich ist sie daneben jedoch erforderlich, um durch eine steife Anbindungsstruktur für dort angebrachte weitere Skalierungsmaßnahmen (Abstützung MLT Stirnwand, Dom-Stirnwand-Streben) ausgeprägte Lastpfade in die Zelle bereitzustellen.
- Abstützung MLT an Querstrebe Stirnwand oben:  
Diese Maßnahme ist in *StrVar 17* ersichtlich und wirkt sich als einzige mit  $+1$  BI deutlich verbessernd in den Lenkeigenschaften auf die „Zentrierung“ (auch als „Mittengefühl“ bezeichnet [19, 80]) aus. Diese beschreibt bei mittleren bis hohen Geschwindigkeiten und kleinen Lenkwinkeln die Selbstzentrierung des Fahrzeugs. Als gut wird empfunden, wenn die Gierreaktion des Fahrzeugs beim Anlenken spiel- und hysteresefrei einsetzt und die Rückstellmomente ausreichend groß sind, um eine exakte Mittenzentrierung zu gewährleisten [80].

- Dom-Stirnwand-Strebe:

Die Streben von Federbeindom zum Bereich Stirnwand oben in Fahrzeugmitte werden als Dom-Stirnwand-Streben bezeichnet. Im Versuchsfahrzeug können zwei Varianten dieser Streben verbaut werden. *StrVar 7* zeigt Streben, welche von der Platte des Federbeindoms zur Querstrebe Stirnwand oben verlaufen, in *StrVar 16* ist eine Alternative dieser Streben zu sehen, in welcher sie direkt an den Stützlagern  $SL_{VA}$  angebunden sind.

Im linearen Fahrdynamikbereich führen beide Varianten nicht zu relevanten Verbesserungen. Stattdessen verschlechtern sich insbesondere die Geradeaus- und Komforteigenschaften bei Anbindung der Streben an den Stützlagern.

Interessant ist bei dieser Variante auch die sich mit  $-1,5$  BI deutlich verschlechternde „Akustik“ (Komforteigenschaften). Durch die direkte Anbindung an den Stützlagern entsteht zur Stirnwand hin ein Körperschalllastpfad, welcher die akustischen Fahrwerksanregungen direkt auf die Frontscheibe überträgt und dadurch im Fahrzeuginnenraum zu einem schlechteren Fahrwerks- bzw. Abrollgeräuscheindruck führt.

Ähnlich wie bei der Strebe zwischen den Federbeindomen (Dom-Dom-Strebe) in *StrVar 15* hat der Verbau der Dom-Stirnwand-Streben jedoch Vorteile im nichtlinearen Fahrdynamikbereich hinsichtlich des fahrdynamischen Potentials und der Stabilität.

### 4.2.3. Zusammenfassung Abschnitt 4.2

Die Ergebnisse der Subjektivbewertung zeigen, dass sich das empfundene Fahrverhalten im linearen Fahrdynamikbereich aufgrund von Modifikationen der Fahrzeugstruktur ändert. Die Unterschiede liegen in Größenordnungen, welche nicht nur von erfahrenen Versuchsingenieuren, sondern auch von Normalfahrern erlebbar sind.

Mit diesem Ergebnis wird dem Arbeitsauftrag gemäß *Schritt 1* (s. Tab. 1.1) dieser Arbeit nachgekommen und die aus der Literatur bekannte Beeinflussung der linearen Fahrdynamik durch Fahrzeugstruktureigenschaften detailliert bestätigt.

Die bewerteten Strukturmaßnahmen stellen zudem eine gute Basis dar, um die strukturmechanischen Analysen in Kapitel 5 zu unterstützen.

## 4.3. Objektive Fahrdynamikbewertung

In den Abschnitten 2.3.2.1, 2.3.2.2 und 2.3.3.2 werden standardisierte Manöver zur objektiven Fahrdynamikbewertung vorgestellt, welche sich primär für den nichtlinearen fahrdynamischen Bereich eignen. Des Weiteren werden in diesen Abschnitten die Hürden beschrieben, welche sich in der messwertbasierten Bewertung bei niedrigen bis mittleren Querbeschleunigungen ergeben und weswegen die Objektivierung in diesem Bereich bisher nur geringe Fortschritte erzielen konnte. Wie angekündigt werden im Rahmen dieser Arbeit Versuche unternommen, mit manchen dieser Manöver im linearen fahrdynamischen Bereich erfolgreiche Messungen zu erzielen.

Den genannten Abschnitten folgend wird bewusst vermieden, mögliche Kennwerte direkt mit Subjektivkriterien nach Tab. 2.2 zu verknüpfen. Stattdessen ist es das Ziel zu untersuchen, ob sich die deutlichen subjektiven Unterschiede zwischen den Strukturvarianten (s. Abschnitt 4.2) messtechnisch zumindest erfassen lassen.

### 4.3.1. Versuchsdurchführung, Ergebnisse und Analyse

Das nach ISO 13674-1 [90] standardisierte Open-Loop-Manöver Sinuslenken („Weave-Test“) ist in [90] beschrieben als eine Testmethode für das Lenkgefühl und die Lenkpräzision eines Fahrzeugs um die Lenkungsmitte. Es wird darauf hingewiesen, dass es nicht repräsentativ für reale Fahrsituationen ist, jedoch für Messungen der Fahrzeugreaktion bei bestimmten Lenkwinkelvorgaben verwendet werden kann.

[90] empfiehlt, das Manöver bei einer Längsgeschwindigkeit von  $100 \text{ km/h}$  und Lenkwinkeln bis zu  $\pm 50^\circ$  durchzuführen, sodass sich eine Querschleunigung von standardmäßig  $\ddot{u}_y(t) = \pm 2,0 \text{ m/s}^2$  ergibt, welche sich jedoch auch im Bereich zwischen  $\pm 1,0 \text{ m/s}^2$  und  $\pm 4,0 \text{ m/s}^2$  befinden kann.

Diese empfohlene Querschleunigung liegt gemäß Abschnitt 2.3.2 und Abb. 2.6 am oberen Ende des von Normalfahrern in alltäglichen Fahrsituationen genutzten Querschleunigungsbereichs. Zudem stellt sie den Übergang zum nichtlinearen Fahrdynamikbereich dar, welcher in dieser Arbeit nicht fokussiert wird.

#### Versuchsdurchführung

Für die Messreihen Sinuslenken im Rahmen dieser Arbeit wird, gegenüber der Vorgabe aus [90], für den linearen fahrdynamischen Bereich ein deutlich niedrigeres Querschleunigungsniveau angestrebt. Die Versuche werden auf einer ebenen Schnellfahrstrecke mit sehr guten Asphaltbedingungen eines Testgeländes durchgeführt. Bei trockener Witterung, einer Außentemperatur von ca.  $24^\circ \text{C}$  und ohne nennenswerte Windeinflüsse sind die Versuchsbedingungen frei von störenden Randbedingungen.

Gemessen werden an zwei Tagen die sich in der Subjektivbewertung deutlich unterscheidenden Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20* nach dem Versuchsmuster „A-B-B-A“.

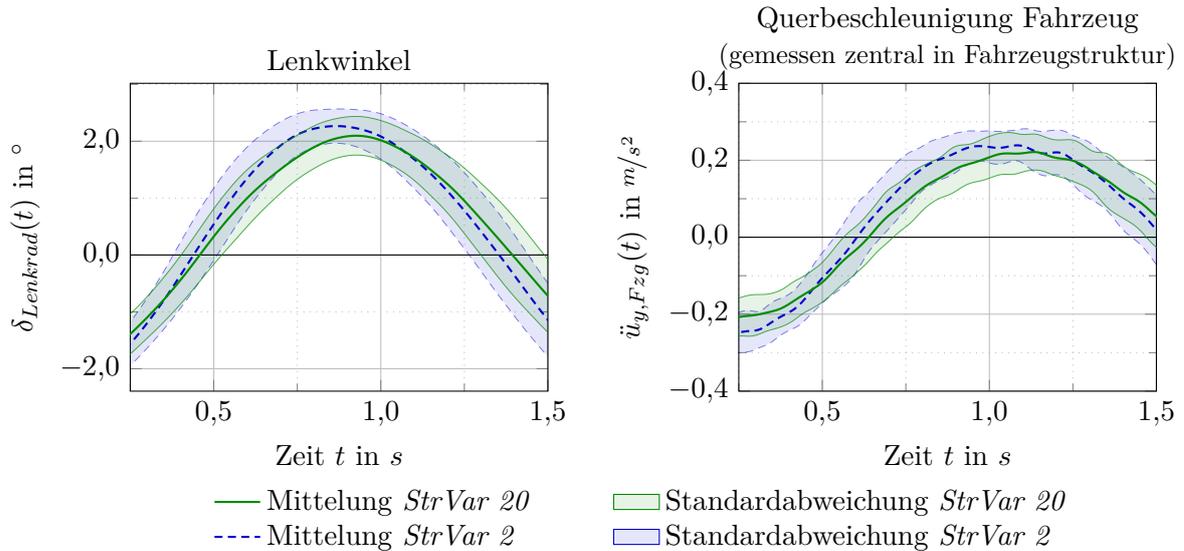
Das Sinuslenken mit konstanter Frequenz erfolgt bei einer Längsgeschwindigkeit von  $u_{x,Fzg} = 100 \text{ km/h}$  und einem Ziel-Lenk Winkel von  $\delta_{Lenkrad}(t) = \pm 2^\circ$ , woraus sich eine Querschleunigung von  $\ddot{u}_y(t) \sim \pm 0,2 \text{ m/s}^2$  ergibt.

Es zeigt sich, dass aufgrund des geringen Lenkradwinkels eine gleichmäßige Versuchsdurchführung für den Fahrer schwierig ist. Dies geht einher mit den in Abschnitt 2.3.2.2 beschriebenen messtechnischen Hürden im niedrigen Querschleunigungsbereich. Daher werden pro Strukturvariante mehrere Versuchsfahrten durchgeführt und diejenigen aussortiert, welche nicht den Vorgaben bzgl. des Ziel-Lenk winkels entsprechen.

#### Ergebnisse und Analyse

Der Vergleich auf Basis eines separaten Einzelmanövers, also einer Amplitude des Sinuslenkens, pro Strukturvariante ist aufgrund der prozentual verhältnismäßig hohen Streuung bei den kleinen Lenkwinkeln nicht zielführend. Daher wird pro Strukturvariante die Mittelung aus mehreren Einzelmanövern gebildet. Für die *StrVar 2* ergibt sich die Mittelung aus 68 geeigneten Einzelmanövern, während es 58 Einzelmanöver für die *StrVar 20* sind. Vor der Mittelung werden die im Zeitbereich gemessenen Größen einem Butterworth-Tiefpass vierter Ordnung mit einer Eckfrequenz von  $10 \text{ Hz}$  unterzogen, um die fahrdynamisch relevanten Signalanteile zu extrahieren.

Für den Lenkwinkel  $\delta_{Lenkrad}(t)$  und die Querschleunigung  $\ddot{u}_{y,Fzg}(t)$ , welche an zentraler Stelle innerhalb der Fahrzeugstruktur gemessen wird, sind die Ergebnisse in Abb. 4.6 dargestellt.



**Abbildung 4.6.:** Fahrversuch: Sinuslenken (Weavetest) mit konstanter Frequenz im linearen Fahrdynamikbereich. Lenkwinkel:  $\pm 2^\circ$ , Geschwindigkeit:  $100 \text{ km/h}$ . Mittelung über 68 (*StrVar 2*) bzw. 58 (*StrVar 20*) Einzelsignale, Darstellung der gemittelten Signale und deren Standardabweichung.

Die Amplitude der gemittelten Querbearchleunigungen ist für beide Strukturvarianten annähernd gleich, ebenso verhält es sich für die Standardabweichungen des arithmetischen Mittels. Der Verlauf der Querbearchleunigung von *StrVar 2* ist jedoch dem der *StrVar 20* zeitlich vorverlagert, was im jeweiligen Maximum einer zeitlichen Differenz von  $\Delta t \sim 0,2 \text{ s}$  entspricht. Betrachtet man die Querbearchleunigung für sich allein, so könnte man eine Beeinflussung dieser fahrzeugglobalen Größe durch die Strukturvariation annehmen.

In Kombination mit der Darstellung der Lenkwinkel ist ersichtlich, dass hier dieselbe zeitliche Verlagerung anzutreffen ist. Daher ist davon auszugehen, dass die Änderung der Eingangsgröße Lenkwinkel die Unterschiede in der Ausgangsgröße Querbearchleunigung verursacht. Während die Standardabweichungen im Lenkwinkel wiederum vergleichbar sind, weist die subjektiv deutlich schlechter beurteilte *StrVar 2* neben des zeitlichen Versatzes zudem auch einen mit  $\Delta \delta_{\text{Lenkrad}} \sim 0,2^\circ$  leicht größeren Lenkwinkel als *StrVar 20* auf.

Die Messergebnisauswertung ist aufgrund der verhältnismäßig hohen Anzahl berücksichtigter Einzelmanöver als robust anzusehen. Dadurch ist die Interpretation möglich, dass das Fahrverhalten von *StrVar 2* den Fahrer zum Erzielen der gestellten Fahraufgabe dazu veranlasst, die Lenkwinkeländerung im Vergleich zur *StrVar 20* schneller und stärker auszuführen. Damit wird offenbar eine subjektiv verzögerte Fahrzeugreaktion der *StrVar 2* kompensiert, um die Zielvorgaben des Open-Loop-Testverfahrens zu erfüllen.

In den „Closed-Loop-Gegebenheiten“ des realen Straßenverkehrs ist die Fahraufgabe, einem gegebenen Straßenverlauf zu folgen, um das Fahrtziel zu erreichen. Hierbei können solche erforderlichen Korrekturmaßnahmen in der Fahrzeugführung subjektiv stören und zu einer insgesamt schlechteren Fahrzeugbewertung führen.

Im Fall der hier erprobten Fahrzeugstrukturmodifikationen würde sich diese Aussage mit den Subjektivergebnissen nach Abschnitt 4.2.2 decken. Eine tiefere Analyse der Messergebnisse hinsichtlich des subjektiven Fahreindrucks wird an dieser Stelle jedoch bewusst vermieden, wie

eingangs des Abschnitts 4.3 dargelegt wird.

Im Anhang unter Abschnitt A.3.5 sind in den Abb. A.8 und A.9 zusätzliche Messergebnisse des Fahrversuchs dargestellt, welche nach dem gleichen mittelnden Schema wie in Abb. 4.6 aufgetragen werden. In den gemessenen Querschleunigungen der Positionen Sitzanbindung Fahrersitz sowie Kopfstütze Fahrersitz zeigt sich dieselbe Charakteristik wie in Abb. 4.6, während sich in den aufgezeigten Vertikalbeschleunigungen keine wesentlichen Unterschiede zwischen den Strukturvarianten zeigen. Einzig lassen sich in den Standardabweichungen möglicherweise etwas größere Amplituden in den Vertikalbeschleunigungen bei der Strukturvariante *StrVar 2* ablesen. In den Messergebnissen der Gier-, Wank- und Nickbeschleunigung können keine Unterschiede zwischen den Strukturvarianten identifiziert werden.

Grundsätzlich ist allerdings zu vermuten, dass durch die Adaption der Eingangsgröße Lenkwinkel durch den Fahrer an das Fahrverhalten der jeweiligen Strukturvariante möglicherweise auftretende Unterschiede in den Messergebnissen kompensiert werden. Es wäre ratsam, derartige Versuche mit dem Einsatz einer Lenkmaschine zu wiederholen, um die Anpassung des Fahrverhaltens bewusst zu vermeiden. Im Rahmen dieser Arbeit werden diese Untersuchungen allerdings aufgrund des hohen Aufwands<sup>1</sup> und der Fokussierung der Arbeit auf das subjektive Fahrempfinden nicht durchgeführt.

#### 4.3.2. Zusammenfassung Abschnitt 4.3

Die zuvor unter Abschnitt 4.3 vorgestellten Messergebnisse zeigen Unterschiede zwischen den subjektiv deutlich differierenden Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20*. Auch wenn diese gemessenen Unterschiede nur mittelmäßig stark ausgeprägt sind, ist bereits die Unterscheidung von Fahrzeugstrukturmaßnahmen im objektiven Fahrversuch der Erfahrung nach als Erfolg zu werten. In der Vergangenheit konnten Abweichungen im Fahrverhalten speziell infolge von Fahrzeugstrukturänderungen und bezogen auf den fahrdynamisch linearen Bereich messtechnisch nicht oder nur kaum aufgelöst werden. Durch die im Bereich niedriger Querschleunigungen noch auszubauende Objektivierung können die Messergebnisse (noch) nicht direkt in Zusammenhang mit einzelnen Aspekten des subjektiven Empfindens gesetzt werden.

Interessant ist, dass der Fahrer offenbar zumindest unterbewusst das durch die Strukturmodifikationen geänderte Fahrverhalten wahrnimmt und kompensatorisch mit einer Anpassung des eigenen Lenkverhaltens reagiert, um die Ziele des Fahrversuchs zu erfüllen. Zur detaillierten Analyse dieser Vermutung empfiehlt sich die Durchführung einer umfangreichen Versuchsreihe.

Zudem zeigt sich, dass das Sinuslenken im Querschleunigungsbereich von ca.  $\pm 0,2 \text{ m/s}^2$  prinzipiell für Objektivierungsproben linearer Fahrdynamikeigenschaften angewandt werden kann.

Das führt zur Empfehlung, einerseits das Sinuslenken auf zusätzliche Querschleunigungsniveaus im linearen Fahrdynamikbereich auszudehnen, andererseits auch weitere der in Tab. 2.1 genannten Fahrmanöver für diesem Bereich in Betracht zu ziehen.

---

<sup>1</sup>Für Fahrversuche mit Lenkmaschinen werden deutlich größere abgesperrte Areale mit umfangreichen Auslaufzonen benötigt, um im Fall eines Versagens der Lenktechnik das Fahrzeug unfallfrei stoppen zu können.

## 5. Struktureigenschaften: Bewertungsmethoden und Analyse von Strukturvariationen

Die detaillierte fahrdynamische Analyse des Versuchsfahrzeugs in Kapitel 4 bestätigt die Beeinflussung der Fahrdynamik im linearen Bereich durch Änderungen der Fahrzeugstruktur. Jedoch ist es im Fahrzeugentwicklungsprozess von großer Bedeutung, schon in frühen Entwicklungsphasen ohne der Verfügbarkeit erprobbarer Versuchsträger, die fahrdynamischen Auswirkungen von Änderungen in der Fahrzeugstruktur prognostizieren zu können. Auch in späteren Entwicklungsphasen ist es oftmals ökonomisch nicht angemessen und zeitlich nicht realisierbar, alle Strukturänderungen in Fahrzeugprototypen zu erproben. Darüberhinausgehend sind die Reduktion kostenintensiver Versuchsfahrzeuge und die Verkürzung von Entwicklungszeiten langfristige Trends in der Fahrzeugentwicklung. Aus diesen Gründen ist die simulative Bewertung der Fahrdynamikgüte der Fahrzeugstruktur unerlässlich.

Um diesem Anspruch zu genügen ist eine Weiterentwicklung der (Struktur-)Bewertungsmethoden unabdingbar, was *Schritt 2* der Tab. 1.1 vorgibt. In den Abschnitten 2.1 und 2.2.2 wird erläutert, warum bisher angewandte Finite-Element-Methode (FEM)-Struktursimulationsmethoden nicht hinreichend sind, um insbesondere hinsichtlich der kundenrelevanten Fahrdynamik bei niedrigen bis mittleren Querschleunigungen die Auswirkungen durch strukturelle Änderungen kausal zu beschreiben und die Fahrdynamikgüte der Fahrzeugstruktur sicherzustellen.

Zudem sind nach Abschnitt 2.3.2.2 auch physikalische Messgrößen zur Beschreibung der Beeinflussung der subjektiv empfundenen Fahrdynamik im linearen Bereich durch die Fahrzeugstruktur nicht in hinreichendem Maß bekannt, um auf Basis einer Mehrkörpersimulation (MKS)-Gesamtfahrzeugmodells mit eingebetteter Fahrzeugstruktur eine vorwärtsgerichtete Auslegung durchzuführen.

Aus diesem Grund werden in den folgenden Abschnitten 5.3 und 5.4 zwei neue Bewertungsmethoden (s. Tab. 5.1) vorgestellt, welche auf den in Kapitel 3 identifizierten Teilwirkketten beruhen und das Ergebnis der mehrjährigen Forschungstätigkeiten dieser Arbeit sind.

Den Abschnitten zu den genannten Bewertungsmethoden vorangestellt ist in Abschnitt 5.1 die Beschreibung des FEM-Berechnungsmodells der Fahrzeugstruktur zu finden. Auf die jeweils erforderlichen spezifischen Ergänzungen zu diesem Basismodell wird innerhalb der entsprechenden Methodenbeschreibungen eingegangen.

Abschnitt 5.2 zeigt die globalen statischen und dynamischen Steifigkeiten der einzelnen Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs, um einen Überblick und die Möglichkeit zur groben Einordnung der Steifigkeitsverhältnisse zu geben.

Bezeichnung der Methode	Abkürzung	Bewertete Eigenschaften	Abschnitt
Strukturinduzierte Radstellungsänderung	<i>StrRae</i>	Änderungen bzw. Störungen der Radstellung infolge von Strukturdeformationen	5.3
Schwingverhalten Fahrzeugstruktur	<i>SchFst</i>	Änderungen des niederfrequenten, als fahrdynamisch empfundenen Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur infolge von Strukturdeformationen	5.4

**Tabelle 5.1.:** Bewertungsverfahren für die in Kapitel 3 identifizierten Teilwirkketten [27]

## 5.1. Simulationsmodell der Fahrzeugstruktur

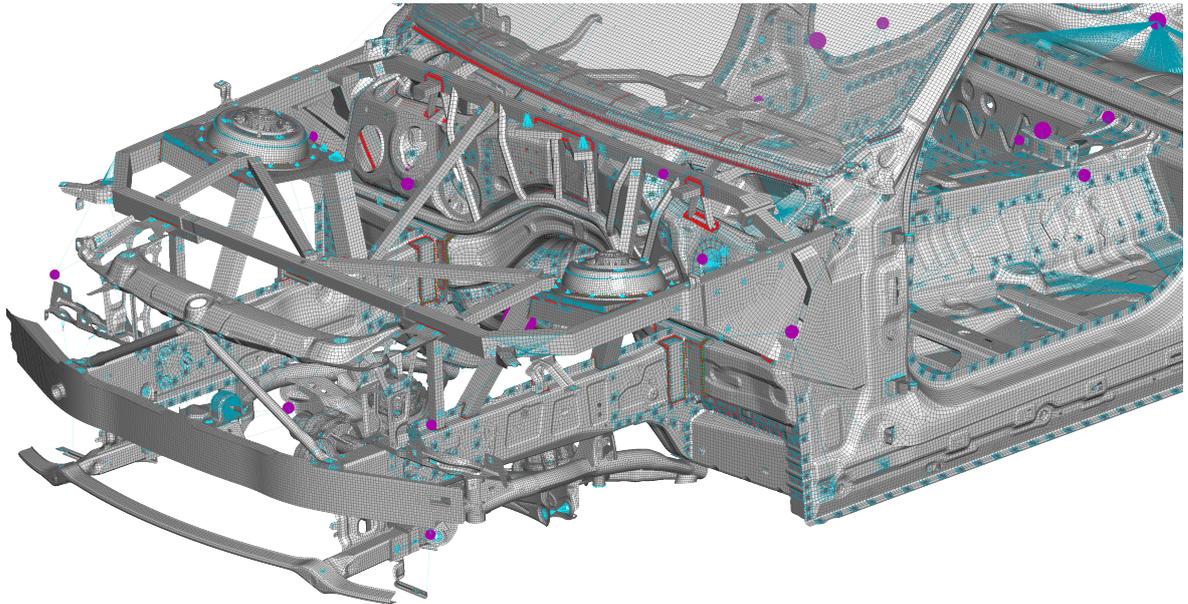
Die originale Fahrzeugstruktur des Versuchsfahrzeugs entspricht dem heutzutage bei Personenkraftwagen (PKW) am häufigsten anzutreffenden Konzept einer selbsttragenden Karosserie (s. z. B. [13, 14]), bei welchem im Wesentlichen dünnwandige Bleche miteinander verbunden werden. Diese sind im Allgemeinen aus Stahl oder Aluminium gefertigt und werden beanspruchungsgerecht in unterschiedlichen Wandstärken und Güten ausgeführt. Für wichtige Lastpfade wie den Motor- oder Hecklängsträgern (s. Abb. 1.4) werden solche Bleche zu Profilen verbunden. Zunehmend kommen auch dünnwandige Gussstrukturen zum Einsatz, um mit Hilfe der dadurch möglichen komplexeren Bauteilgeometrien und unter Inkaufnahme höherer Kosten das Gewicht senken zu können. Gängige Verbindungsarten sind Schweißpunkte und -nähte, Nieten, Verschraubungen und Verklebungen [13, 31]. Achsträger weisen zusätzlich häufig auch Strukturen aus umgeformten Rohren auf, welche mit Blechen oder Gussknoten kombiniert werden können [19].

Für das FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur hat sich für oben genannte Strukturbauteile die in [31] vorgestellte Modellierung als hinreichend erwiesen, weswegen sie auch im Rahmen dieser Arbeit verwendet wird. Wesentliche Eigenschaften werden nachfolgend beschrieben und sind in Abb. 5.1 ersichtlich.

### Bauteilgeometrie

Die reale Bauteilgeometrie wird durch diskrete Elemente approximiert. Für Blechbauteile kommen drei- und, vorzugsweise, vierseitige isoparametrische Schalenelemente mit ebenem Spannungszustand zum Einsatz [31]. Die gleiche Abbildung wird für dünnwandige Gussbauteile verwendet, während Gussbauteile mit dickeren Wandstärken durch tetraedrische Volumenelemente modelliert werden. Die Skalierungsoptionen des Versuchsfahrzeugs (s. Abschnitt 4.1.2) bestehen weitestgehend aus hohlen Rohr- bzw. Rechteckprofilen und werden analog der Blechbauteile durch Schalenelemente dargestellt.

Mit Reduktion der Elementkantenlänge steigt die Abbildungsgenauigkeit der realen Bauteilgeometrie, während sich gleichzeitig der Berechnungsaufwand aufgrund der Freiheitsgrade der hinzukommenden Elemente erhöht. In Vergleichen mit Prüfstandsmessungen hat sich eine durchschnittliche Elementkantenlänge von 8 mm als sinnvoll gezeigt, um Steifigkeitseinflüsse aus Radien und Sicken ausreichend genau zu berücksichtigen.



**Abbildung 5.1.:** FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur des Versuchsfahrzeugs

Sind, wie im Rahmen dieser Arbeit, ausschließlich die elastischen Strukturdeformationen von Interesse, so ist es zulässig, die Materialeigenschaften auf die hierfür relevanten Parameter zu reduzieren und zu linearisieren. Im Fall der Strukturmaterialien sind die erforderlichen Eigenschaften die Dichte  $\rho$ , der Elastizitätsmodul  $E$  sowie die POISSONSche Querkontraktionszahl  $\nu$ . Die Art des Materialdämpfungsmodells ist abhängig von der verwendeten Berechnungsmethode und wird demnach an entsprechender Stelle beschrieben.

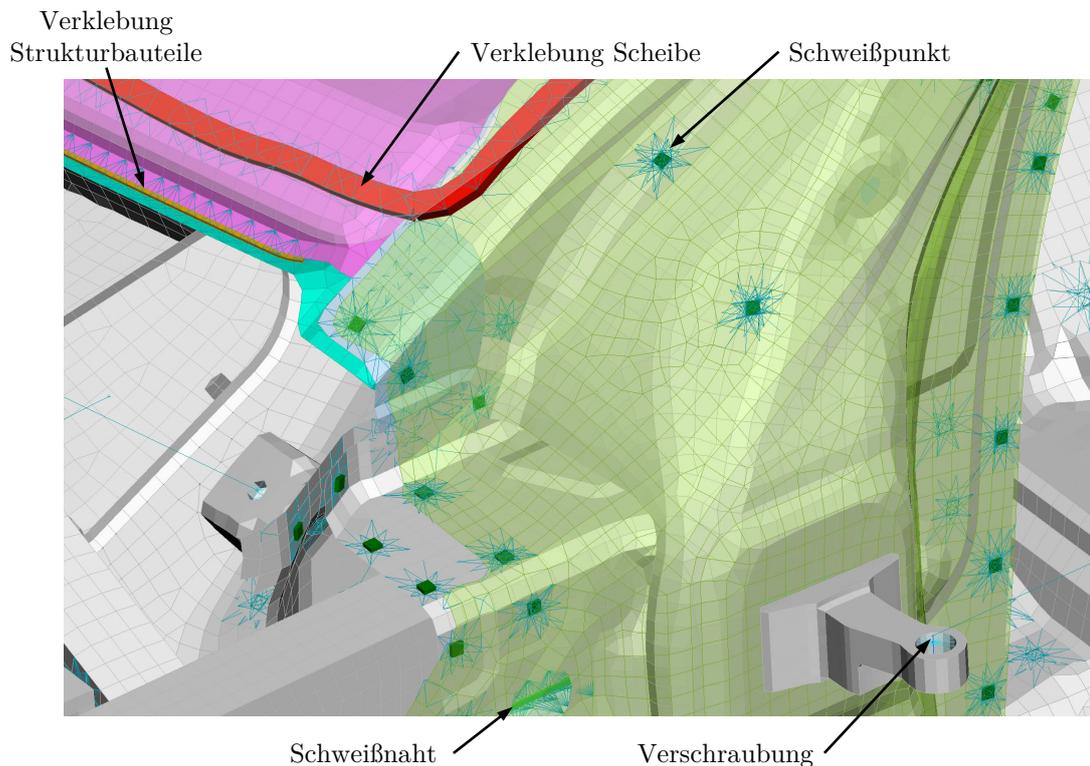
### **Verbindungstechnik**

Neben der Abbildung der Bauteilgeometrie ist ebenso die Modellierung der Verbindungstechnik für eine hinreichende Modellgüte wichtig. Die Modellierungen der Verbindungstechniken Verschweißen, Verkleben, Vernieten und Verschrauben zeigt Abb. 5.2.

Für schweißende, klebende und nietende Verbindungstechniken werden nach [107] ein (punktförmige Verbindungen) oder mehrere (linienförmige Verbindungen) Volumenelemente erstellt, welche über die Eigenschaften der jeweiligen Verbindungsmaterialien verfügen. Die Verbindung mit den Bauteilen erfolgt durch Interpolationselemente [31, 107]. Die Größe der Anbindungsfläche der Interpolationselemente an den Bauteilen wurde über Versuche hinsichtlich einer steifigkeitsgetreuen Abbildung ermittelt [107].

Für Verschraubungen werden eindimensionale Balkenelemente verwendet, welche über die Abmessungen und Materialeigenschaften der tatsächlichen Schraubenschäfte verfügen. Diese Balkenelemente werden an ihren Enden über starre Verbindungselemente mit den Elementen der zu verschraubenden Bauteile gekoppelt [31]. Die Bereiche der durch die starren Verbindungselemente eingefassten Bauteilelemente sind so dimensioniert, dass die real auftretenden Kraftflüsse, Flächenpressungen und Bauteilbeanspruchungen gut abgebildet werden [31].

Die gewählte Modellierung der Verbindungstechnik bietet mehrere Vorteile. So ist die Abbildungsgüte hinsichtlich fahrdynamischer Relevanz in globalen und lokalen Größenordnungen hinreichend, damit sich Strukturlastpfade und -deformationen mit ausreichender Genauigkeit



**Abbildung 5.2.:** Detaildarstellung der Modellierung der Verbindungstechniken im FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur (s. Abb. 5.1)

ausprägen. Gleichzeitig wird durch diesen Modellierungsansatz eine starke Zunahme der Elementanzahl und der davon abhängigen Rechenzeit vermieden, wie es bei einer detaillierteren Modellierung der Verbindungstechnik der Fall wäre [31].

### Massenpackage

Für alle nicht rein statischen Bewertungsmethoden und ebenso den Sonderfall der Inertia Relief Methode (s. Abschnitt 2.2.2.2) ist die Massenbelegung der Fahrzeugstruktur von Relevanz. Die Massen der einzelnen Strukturbauteile sind bereits infolge der geometrischen Diskretisierung und der hinterlegten Materialeigenschaften in der Massenmatrix  $\mathbf{M}$  enthalten. Daneben müssen alle weiteren Fahrzeugmassen berücksichtigt werden, welche zwar keine Steifigkeitsrelevanz besitzen, jedoch mit der Fahrzeugstruktur verbunden sind und somit das dynamische System beeinflussen (s. Abschnitt 2.2.2.2, 2.2.3 und 2.2.4 sowie als Basisgleichung (2.13)).

Solche Massen sind beispielsweise die des Motors und des Antriebsstrangs, von Türen, Klappen und Aggregaten oder der Innenausstattung. Ebenso werden die Insassen mit einem standardisierten Gewicht und eine repräsentative Fahrzeugzuladung berücksichtigt. Diese Einzelmassen samt ihrer Trägheitseigenschaften werden durch Punktmassen in ihrer Schwerpunktlage abgebildet und über Interpolationselemente mit den entsprechenden Anbindungsstellen an der Fahrzeugstruktur gekoppelt [31]. Diese Modellierung ist in Abb. 5.1 in Form der abgebildeten Kugeln ersichtlich, deren Durchmesser die Größe der jeweiligen Masse relativ zu den anderen Massen angibt. Von den Punktmassen ausgehend sind ebenso die Interpolationselemente zur Anbindung an die Fahrzeugstruktur zu sehen.

Für das Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur ergeben sich nach oben beschriebener Aufteilung folgende Teil- und Gesamtmassen:

Umfang	Masse
Fahrzeugstruktur ohne optionale Skalierungsumfänge	454,3 kg
Optionale Skalierungsumfänge gesamt	24,8 kg
Punktmassen	1013,3 kg
Minimale resultierende Gesamtmasse des Fahrzeugstrukturmodells	1467,6 kg
Maximale resultierende Gesamtmasse des Fahrzeugstrukturmodells	1492,2 kg

**Tabelle 5.2.:** Massenverteilung im Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur

### Verifikation des Berechnungsmodells

Basierend auf Strukturvariante *StrVar 20* erfolgt ein Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Simulation. Für die Verifikation des Berechnungsmodells werden lokale dynamische Steifigkeiten nach Abschnitt 2.2.3.3 verwendet. Ermittelt werden sie an den Fahrwerkskoppelstellen Stützlager VA, Querlenkerlager, Zug-Druck-Strebenlager, Stützlager HA, vordere Hinterachsträgerlager sowie hintere Hinterachsträgerlager und sind in den Abbildungen A.10, A.11 sowie A.12 im Anhang dargestellt.

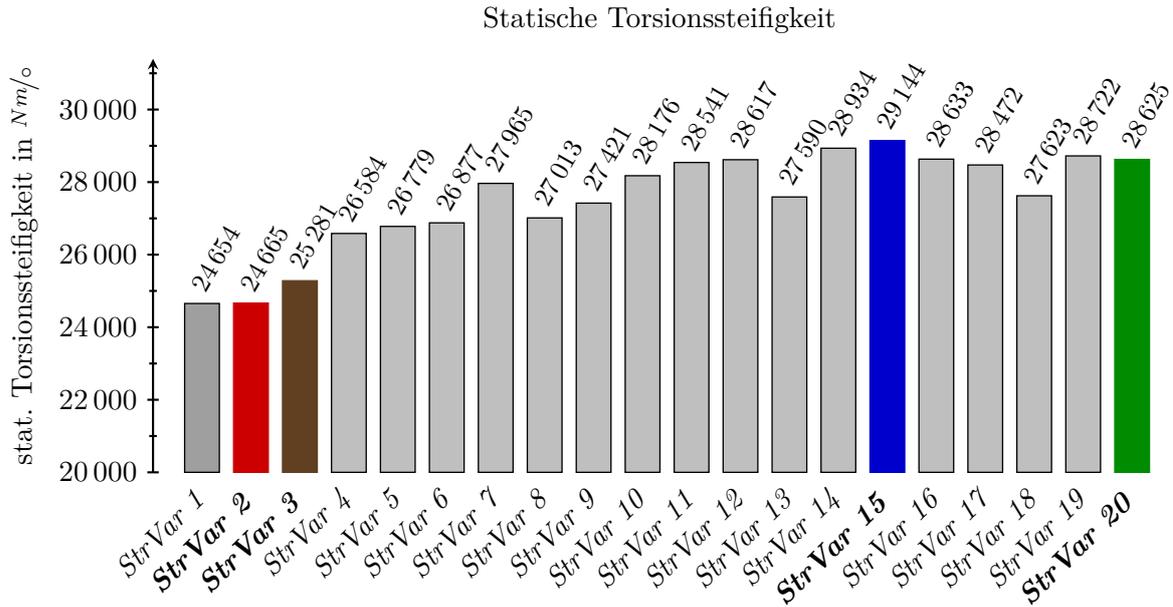
Gemäß den Anforderungen im Rahmen dieser Arbeit durch die Bewertungsmethoden der Abschnitte 5.3 und 5.4 ergibt sich für das Berechnungsmodell eine ausreichende Güte in der Abbildung der dynamischen Eigenschaften. Für Details zu dieser Verifikation s. Abschnitt A.4.1 im Anhang.

## 5.2. Globale Struktursteifigkeiten

Bereits in der Minimalkonfiguration *StrVar 2* (s. Abschnitt 4.1.3) ist die Fahrzeugstruktur im Vorderwagen gegenüber dem Originalfahrzeug umfangreich modifiziert. Hinzu kommt die große Anzahl an Variationsmöglichkeiten durch die Skalierungsoptionen.

Eine grobe Einordnung der Steifigkeitsverhältnisse der vorgestellten Strukturvarianten auf Basis bekannter Kennwerte soll daher die folgenden Analysen dieses Kapitels unterstützen. Damit auch ein Vergleich der Strukturvarianten mit weiteren Serienfahrzeugen möglich ist, wird auf die statische sowie die dynamische Torsionssteifigkeit (s. Abschnitte 2.2.2.3 und 2.2.3.2) zurückgegriffen. Gemäß der Literaturrecherche sowie den strukturmechanischen Grundlagen (s. Kapitel 2) sind diese Kennwerte jedoch nicht geeignet, die Anforderungserfüllung der Fahrzeugstruktur hinsichtlich des linearen fahrdynamischen Fahrverhaltens zu bewerten.

Die statische Torsionssteifigkeit der einzelnen Strukturvarianten ist in Abb. 5.3 dargestellt. Die Spreizung zwischen den Strukturvarianten ergibt sich zu  $4490 \text{ Nm}/\circ$ , was einem prozentualen Unterschied von +18,2% gegenüber der weichsten Strukturvariante *StrVar 2* entspricht. Mit einem Maximalwert von  $29\,144 \text{ Nm}/\circ$  hat die steifste Variante *StrVar 15* noch eine etwas geringere statische Torsionssteifigkeit als das Originalfahrzeug (s. Abb. 2.1). Die minimale Steifigkeit ist mit  $24\,654 \text{ Nm}/\circ$  bei *StrVar 1* zu finden und liegt nur wenig höher als die des Vorgängers (E90 (2005), s. Abb. 2.1) des Originalfahrzeugs. Die Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs decken somit grob das Delta zwischen dem Originalfahrzeug und dessen Vorgänger ab. Die in der



**Abbildung 5.3.:** Globale statische Torsionssteifigkeit nach Abschnitt 2.2.2.3 der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (nach [25]). Hervorgehoben: charakteristische Strukturvarianten nach Abb. 4.2.

Gesamtbetrachtung subjektiv am besten bewertete Variante *StrVar 20* hat zwar mit  $28\,625\,Nm/o$  eine hohe, nicht jedoch die höchste statische Struktursteifigkeit.

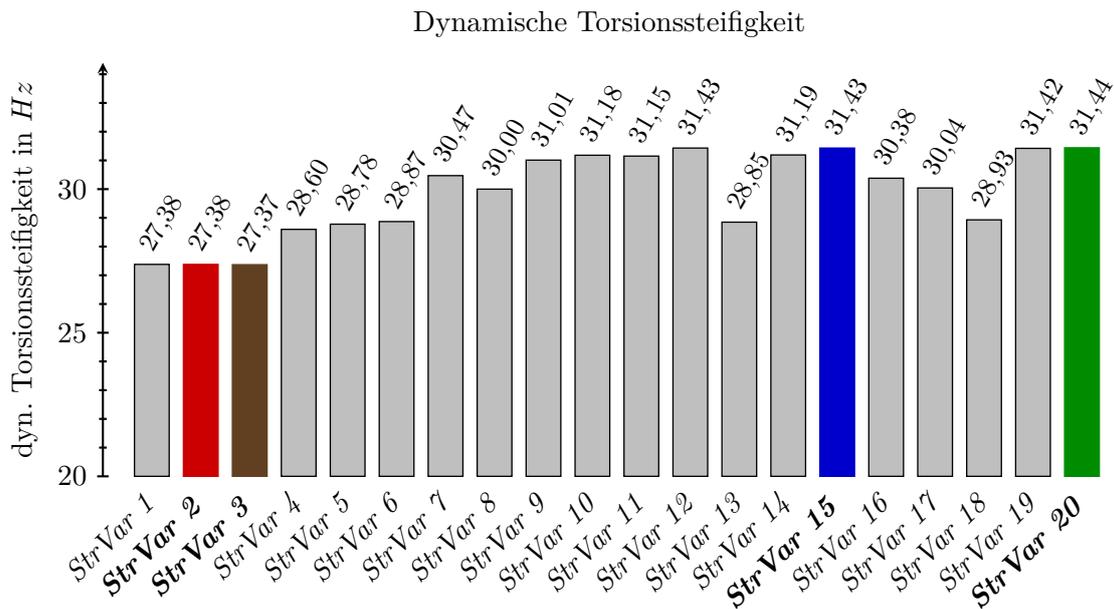
Abb. 5.4 zeigt die dynamische Torsionssteifigkeit nach Abschnitt 2.2.3.2, welche im Normalfall mit der niedrigsten ermittelten Eigenformen  $\varphi_i$  nach den sechs Starrkörpermoden korrespondiert. Die Basisgleichung hierfür ist Gleichung (2.14) in Abschnitt 2.2.3.2.

Den Minimalwert aller Strukturvarianten besitzt *StrVar 3* mit  $27,37\,Hz$ , womit die dynamische Torsionssteifigkeit unter dem Wert des Vor-Vorgängers (E46 (1998), s. Abb. 2.2) des Originalfahrzeugs liegt. Der Maximalwert ist mit  $31,44\,Hz$  in der *StrVar20* geringer als der des Vorgängers (E90 (2005), s. Abb. 2.1). Damit ergibt sich im Vergleich mit der Verteilung der statischen Torsionssteifigkeit eine abweichende Aussage.

Zurückzuführen ist das insbesondere auf die Tatsache, dass die Massen der an der Fahrzeugstruktur angeordneten Komponenten aufgrund diverser Anforderungen in den letzten beiden Jahrzehnten stark zugenommen haben und diese, anders als in der Statik, in der Dynamik berücksichtigt werden.

Die Spreizung ist mit  $14,8\%$  etwas geringer als in der statischen Torsionssteifigkeit, grundsätzlich aber vergleichbar. Die in der Gesamtbetrachtung subjektiv als beste bewertete *StrVar 20* weist die höchste dynamische Torsionssteifigkeit auf [25].

Zu bemerken ist auch, dass die dynamische Torsionssteifigkeit zwischen den Varianten *StrVar 2* und *StrVar 3* annähernd identisch ist, während sich in der subjektiven Fahrdynamikbewertung deutliche Unterschiede zeigen (s. Abschnitt 4.2.2). In der statischen Torsionssteifigkeit ist zwischen diesen Strukturvarianten ein relevantes Delta auflösbar. Würde man die Lasteinleitungspunkte zu Ermittlung der statischen Torsionssteifigkeit im Vorderwagen nicht am Stützlager wählen, sondern beispielsweise in den Vorderachsträger verlegen, so wären auch in der statischen Torsionssteifigkeit diese Unterschiede nicht ermittelbar.



**Abbildung 5.4.:** Globale dynamische Torsionssteifigkeit nach Abschnitt 2.2.3.2 der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (nach [25]). Hervorgehoben: charakteristische Strukturvarianten (s. Abb. 4.2).

Mit dieser Analyse bestätigt sich die vorangegangene Aussage, dass die globalen Steifigkeitswerte der statischen und dynamischen Torsion zwar für den rein strukturmechanischen Vergleich dienen können, jedoch keine hinreichende Bewertungsbasis hinsichtlich der Anforderungen für den fahrdynamisch linearen Bereich bieten [25].

### 5.3. Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“

Ziel dieser Bewertungsmethodik ist es, für die identifizierte Teilwirkkette 1 nach Abschnitt 3.4 eine quantitative Bewertung geänderter Radstellung infolge von Strukturdeformation zu ermöglichen. Der in der Literatur und bisherigen Forschungsarbeiten häufig formulierte Gedanke wird aufgegriffen, nach dem eine hohe Steifigkeit der Fahrzeugstruktur wichtig ist, um die „Störung“ des Fahrverhaltens durch unbeabsichtigte Einflüsse der Fahrzeugstruktur zu minimieren.

Das in [31] vorgestellte Verfahren ist mit der Definition von lokalen Karosserieersatzsteifigkeiten an den Anbindungsstellen des Fahrwerks zur Struktur (s. Abschnitt 2.1) ein Schritt in diese Richtung, weswegen hiervon ausgewählte Aspekte übernommen werden (s. Abschnitt 5.3.1). Im Zuge dessen gelten auch die in [31] formulierten Kriterien an das Berechnungsverfahren:

- hohe Abbildungstreue der statischen und quasistatischen Karosseriebelastungen;
- hohe Abbildungstreue der dynamischen Karosseriebelastungen bis 40 Hz;
- schnelle Rechenzeiten für Parameterstudien am Gesamtfahrzeugmodell;
- Ermittlung der Schnittlasten zwischen Karosserie und Fahrwerk;

- Berücksichtigung der geometrischen und bauteilbezogenen Nichtlinearitäten im Fahrwerk;
- detaillierte Lastpfaddarstellung in der Karosserie;
- Vernachlässigung von Nichtlinearitäten in der Karosserie.

Folgende zwei Aspekte des Verfahrens nach [31] sind zu diskutieren:

- Die definierten Karosserieersatzsteifigkeiten  $c_{Fahrmanöver,Koordinate}^{*Koppelstelle}$  (s. Abschnitt 2.1) beruhen auf den direkt aus dem Ergebnis der Inertia-Relief-Berechnung abgegriffenen Verschiebungen  $\mathbf{u}$  an der Strukturseite der Koppelstellen zum Fahrwerk. Wie in Abschnitt 2.2.2.2 detailliert beschrieben wird, setzen sich nach Gleichung (2.7) diese Verschiebungen  $\mathbf{u}$  aus einer Starrkörperverschiebung  $\mathbf{u}_r$  des gesamten Strukturmodells und einer Relativverschiebung  $\mathbf{u}_e$  innerhalb der Struktur zusammen. Hierbei ist  $\mathbf{u}_e$  der für die Strukturbewertung relevante Ergebnisanteil.  $\mathbf{u}_r$  hingegen ist zum einen nicht relevant für die Bewertung, zum anderen zusätzlich in seiner Größe unbekannt und lässt daher Kennwerte, welche auf  $\mathbf{u}$  beruhen, (zumindest in gewissen Grenzen) beliebig werden. Eine numerische Eliminierung von  $\mathbf{u}_r$  ist nicht möglich.
- Durch Verwendung der Karosserieersatzsteifigkeiten  $c_{Fahrmanöver,Koordinate}^{*Koppelstelle}$  lässt sich kein kausaler Bezug der Strukturdeformation zu fahrdynamischen Eigenschaften herstellen. Eine wirkkettenbasierte Analyse ist nicht hinterlegt, lediglich über empirisches Wissen und Betrachtung von Vergleichsfahrzeugen kann das Entwicklungsziel möglichst hoher Steifigkeiten formuliert werden. Zudem erfolgt zwar eine Auswahl relevanter Karosserieersatzsteifigkeiten an den einzelnen Koppelstellen und in den Raumrichtungen, allerdings werden daraufhin alle Kennwerte prinzipiell als gleichwertig in ihrer fahrdynamischen Auswirkung angesehen. Am Beispiel der Querlenkeranbindung am Vorderachsträger (s. Abb. 1.5) lässt sich jedoch gut nachvollziehen, dass dort für die (Elasto-) Kinematik einer radführenden Federbeinachse das Deformationsverhalten in y-Richtung deutlich relevanter ist als das in x- oder z-Richtung (s. z. B. [15, 20]).

Darauf aufbauend werden folgende ergänzende Anforderungen gestellt, denen die hier vorgestellte Methode genügen soll:

- Korrektur der ausgewerteten Freiheitsgrade im FEM-Berechnungsergebnis um den unbekanntem Starrkörperbewegungsanteil  $\mathbf{u}_r$  des Inertia-Relief-Verfahrens;
- Definition von radbezogenen Kennwerten zur Bewertung der Teilwirkkette „strukturinduzierte Radstellungsänderung“;
- Definition von Kennwerten mit höherem fahrdynamischem Charakter zum besseren Vergleich mit etablierten Fahrdynamikkennwerten.

In den folgenden Abschnitten werden die Modellierung im FEM-Modell sowie die Ein- und Ausgangsgrößen des Berechnungsverfahrens „strukturinduzierte Radstellungsänderung“ detailliert beschrieben, der zugrundeliegende Gedankengang soll jedoch hier kurz erläutert werden: Gemäß der oben dargelegten Intention zur Entwicklung dieser Methodik ist es von Interesse, welche elastischen Strukturdeformationen unter der Belastung verschiedener Fahrmanöver auftreten und welche Rückwirkung sich daraus auf die Radstellung ergibt. Demnach muss die

Strukturdeformation über eine Umrechnungsvorschrift auf die vier Räder projiziert werden, um an diesen die charakteristischen Kennwerte ermitteln zu können.

Im Anschluss an die Beschreibung des Verfahrens erfolgt die Bewertung der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs.

### 5.3.1. Berechnungsverfahren und Modellierung

Numerisch basiert das FEM-Berechnungsverfahren für die Fahrzeugstruktur auf der bereits in [31] angewandten Inertia-Relief-Methode, wozu die mathematischen Grundlagen Abschnitt 2.2.2 und dort insbesondere Abschnitt 2.2.2.2 liefern. Der Vorteil dieser Methode ist die dem realen Belastungszustand entsprechende Ausprägung der Lastpfade innerhalb der Struktur, da auf eine künstliche Lagerung verzichtet werden kann.

Die prinzipiell statische Berechnung ist numerisch wenig aufwändig und daher schnell, gleichzeitig wird jedoch über die beinhaltete Massenmatrix  $\mathbf{M}$  in den Gleichungen (2.8) bzw. (2.9) das Strukturgewicht und dessen Trägheitseigenschaften berücksichtigt. Daraus ergibt sich für den Fahrzeugentwicklungsprozess die Möglichkeit, im Gegensatz zu einer klassischen rein statischen Berechnungsmethode ohne Berücksichtigung der Massenmatrix, auf Gewichtsspreizungen bei einem Fahrzeug etwa durch unterschiedliche Motorisierungen oder Ausstattungen mit Strukturmaßnahmen gezielt reagieren zu können. Wie in Abschnitt 5.1 zum Massenpackage beschrieben, sind daher fahrzeugstrukturseitig gemäß der Schnittuferdefinition im Modell alle Massen zu integrieren, um das Gleichgewicht zwischen aufgebrachten Schnittlasten und den entsprechenden Massekräften zu erzielen. Dies erfolgt über die Punktmassen (s. Tab. 5.2), welche im Fall des in dieser Arbeit verwendeten Fahrzeugs die Massen des Antriebsstrangs beinhalten.

Des Weiteren wird als Basismodell für die strukturmechanische Bewertung das in Abschnitt 5.1 gezeigte FEM-Modell verwendet. Abschnitt 5.3.3 stellt die Erweiterungen des Basismodells dar, welche zur Bewertung der strukturinduzierten Radstellungsänderungen erforderlich sind.

### 5.3.2. Eingangsgrößen

Neben den Bauteilgeometrien in Form des vernetzten FEM-Modells, der Verbindungstechnik und der Massenbelastung sind die auf die Struktur einwirkenden Lasten zusätzliche Eingangsgrößen des Berechnungsverfahrens.

Analog [31] werden strukturseitig die Schnittkräfte und -momente zwischen Fahrwerk und Fahrzeugstruktur aufgebracht, welche sich aus Fahrmanövern ergeben. Die Schnittlasten werden anhand eines MKS-FEM-Hybridmodells (s. z. B. [93]) ermittelt, in dem die fahrwerksseitigen Komponenten als Mehrkörpersimulationsmodell abgebildet sind und welches durch das FEM-Modell der Fahrzeugstruktur ergänzt wird [31]. Jedoch ist diese im Hybridmodell als dynamisch reduziertes Modell (s. z. B. [53, 54, 55]) dargestellt.

Eine wichtige Erkenntnis in [31] ist, dass sich steifigkeitsrelevante Strukturänderungen, wie sie im Rahmen eines normalen Entwicklungsprozesses vorkommen, in nur vernachlässigbar kleinen Größenordnungen auf die sich ergebenden Schnittlasten auswirken. Die hauptsächlich relevanten Parameter für die Schnittlasten sind die Masseeigenschaften des Fahrzeugs, die Fahrwerkskinematik und -elastokinematik sowie das Fahrmanöver selbst.

Nach Tab. 5.2 beträgt die Gesamtmasse der optionalen Skalierungsumfänge  $24,8 \text{ kg}$ , was bei einer maximalen Masse von  $1492,2 \text{ kg}$  der Fahrzeugstruktur samt Antriebsstrang  $1,7 \%$  entspricht. Somit ist selbst beim gleichzeitigen Verbau aller Skalierungsoptionen die Auswirkung

auf das Fahrzeuggesamtgewicht derart gering, dass auch der Einfluss einer geänderten Fahrzeugstrukturmasse auf die Schnittlasten als vernachlässigbar klein bewertet wird.

Das führt zu dem Schluss, dass es nicht erforderlich ist, für alle Skalierungsvarianten des Versuchsfahrzeugs mittels des MKS-FEM-Hybridmodells separate Schnittlasten zu ermitteln.

In [31] werden folgende stationäre Fahrzustände bzw. instationäre Fahrmanöver betrachtet:

- Stationäre Geradeausfahrt;
- Stationäre Kreisfahrt;
- Quasistationäre Kreisfahrt;
- Lenkwinkelsprung;
- Bremsen auf gerader Strecke;
- Beschleunigen auf gerader Strecke;
- Bremsen in der Kurve;
- Beschleunigen in der Kurve.

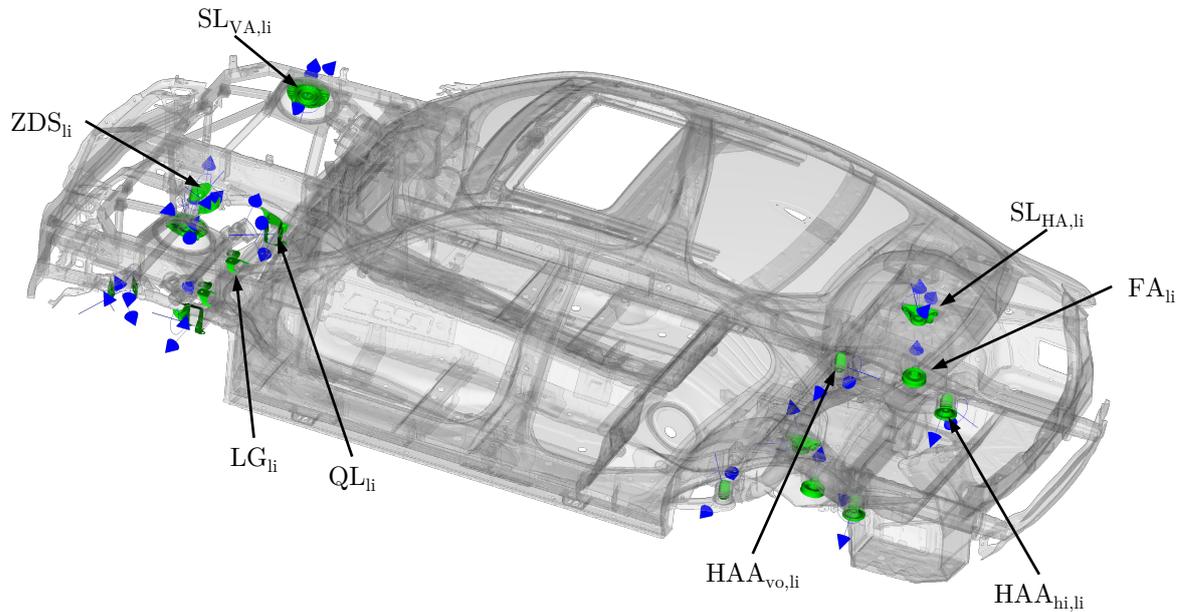
Aus den instationären Fahrmanövern werden zu charakteristischen Zeitpunkten die Schnittlasten abgegriffen. Daraus ergibt sich für die FEM-Struktursimulation, analog der stationären Fahrzustände, auch für die instationären Fahrmanöver die Möglichkeit einer statischen Berechnung mittels der Inertia-Relief-Methode [31].

Die folgenden Betrachtungen zur Methodik der strukturinduzierten Radstellungsänderungen werden repräsentativ für die oben genannten Lastfälle nach [31] anhand der stationären Kreisfahrt rechts bei einer Querbeschleunigung von  $7,8 \text{ m/s}^2$  durchgeführt. Eine Erweiterung auf die restlichen, ähnlichen oder unterschiedlichen Lastfälle bzw. Fahrmanöver kann im Fahrzeugentwicklungsprozess für bestimmte Fahrzeugtypen oder spezielle Fragestellungen sinnvoll sein, würde zur Beschreibung der Methodik im Rahmen dieser Arbeit allerdings keine weiteren relevanten Informationen liefern.

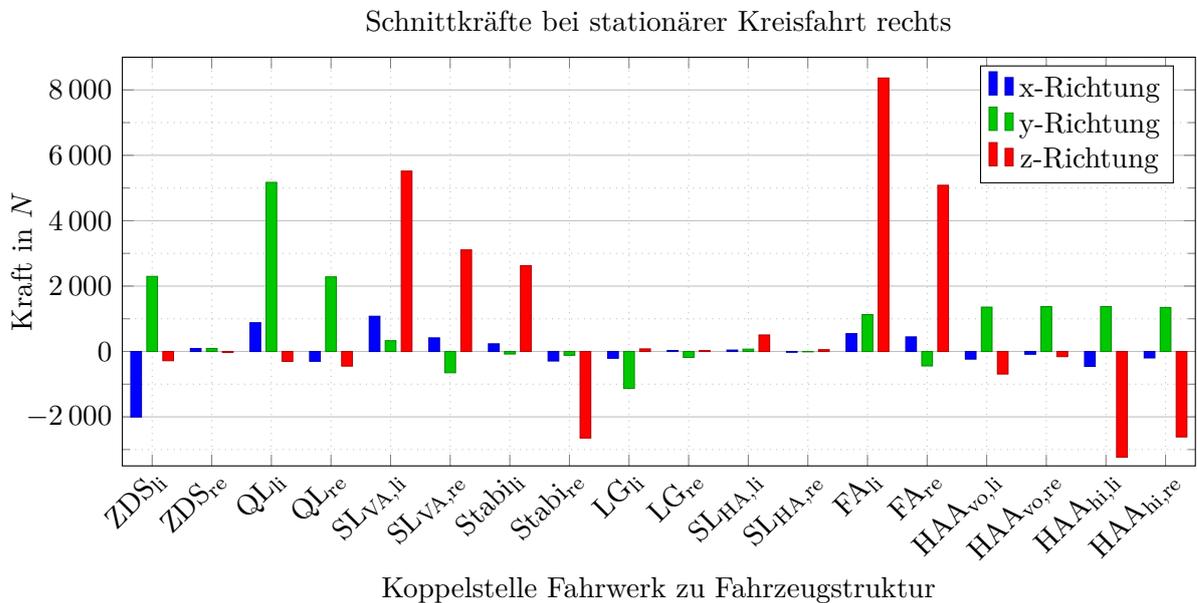
Die betrachtete Querbeschleunigung von  $7,8 \text{ m/s}^2$  liegt zwar im nichtlinearen Bereich der Fahrdynamik (s. Abschnitt 2.3), kann allerdings aufgrund der Linearität der Inertia-Relief-Methode auch zur Untersuchung der Fragestellungen dieser Arbeit verwendet werden und erhöht dadurch gleichzeitig die Vergleichbarkeit mit [31].

Die beaufschlagten Koppelstellen Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur zeigt Abbildung 5.5. In den Abb. 5.6 und 5.7 sind die Schnittkräfte und -momente in den einzelnen Koordinatenrichtungen dargestellt.

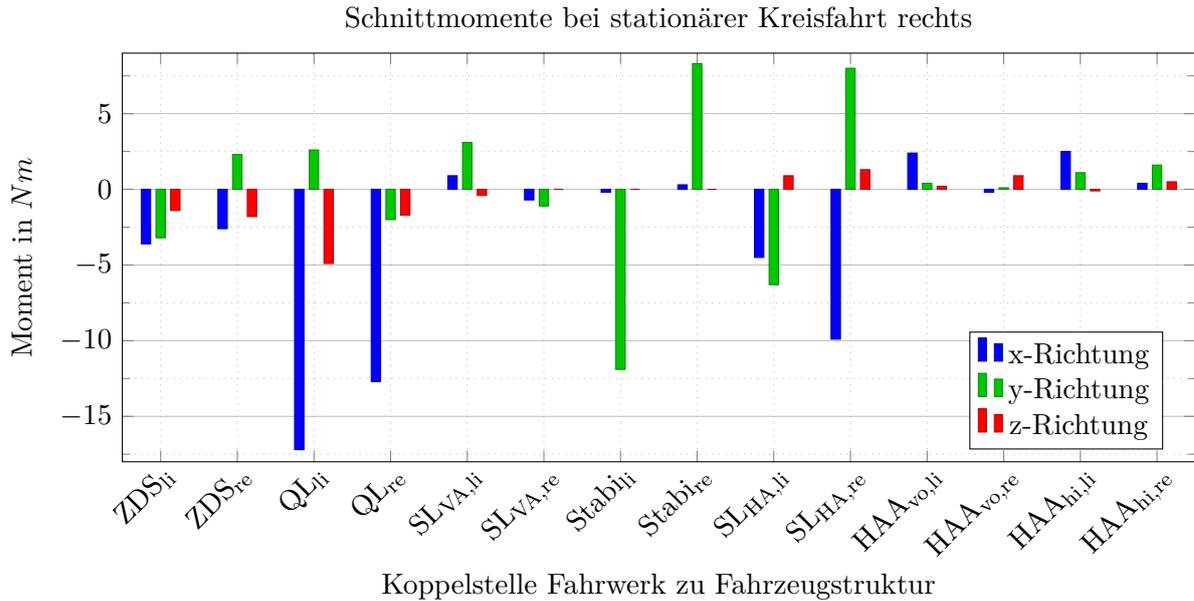
Aus Abb. 5.6 ist zu entnehmen, dass die Kräfte in z-Richtung dominieren, obwohl es sich um eine Kurvenfahrt bei höherer Querbeschleunigung handelt. Einzig die kurvenäußere Zug-Druck-Strebenanbindung  $ZDS_{li}$  sowie beide Querlenkeranbindungen  $QL_{li/re}$  verzeichnen höhere y-Kräfte, deren Maximalwert mit  $5172 \text{ N}$  an der kurvenäußeren Querlenkeranbindung vorherrscht. Das Fahrzeuggewicht stützt sich über die Hauptfedern an den Stützlagern vorne  $SL_{VA,li/re}$  und den Federanbindungen der Hinterachse  $FA_{li/re}$  ab, was der gewählten Achsbauweise des Versuchsfahrzeugs entspricht (s. Abschnitt 1.5). Die unterschiedlich hohen z-Kräfte zwischen rechter und linker Fahrzeugseite an diesen Koppelstellen beruhen auf den Trägheitseigenschaften der Fahrzeugstruktur bei Kurvenfahrt und dem sich ergebenden Wankverhalten. Die Maximalkraft



**Abbildung 5.5.:** Belastung der Fahrzeugstruktur durch Schnittkräfte und -momente an den Koppelstellen Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur für das Berechnungsverfahren „strukturierte Radstellungsänderung“. Benennung der Koppelstellen nach Tab. 1.2, Beschränkung der Beschriftung auf die linke Fahrzeugseite.



**Abbildung 5.6.:** Schnittkräfte an den Koppelstellen Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur im Lastfall stationäre Kreisfahrt rechts bei  $7,8 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung. Die Zahlenwerte sind im Anhang in Tab. A.5 hinterlegt. Benennung der Koppelstellen nach Tab. 1.2.



**Abbildung 5.7.:** Schnittmomente an den Koppelstellen Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur im Lastfall stationäre Kreisfahrt rechts bei  $7,8 \text{ m/s}^2$  Querbewegung. Die Zahlenwerte sind im Anhang in Tab. A.6 hinterlegt. Benennung der Koppelstellen nach Tab. 1.2.

wird an der Federanbindung hinten links  $FA_{li}$  mit  $8364 \text{ N}$  erreicht.

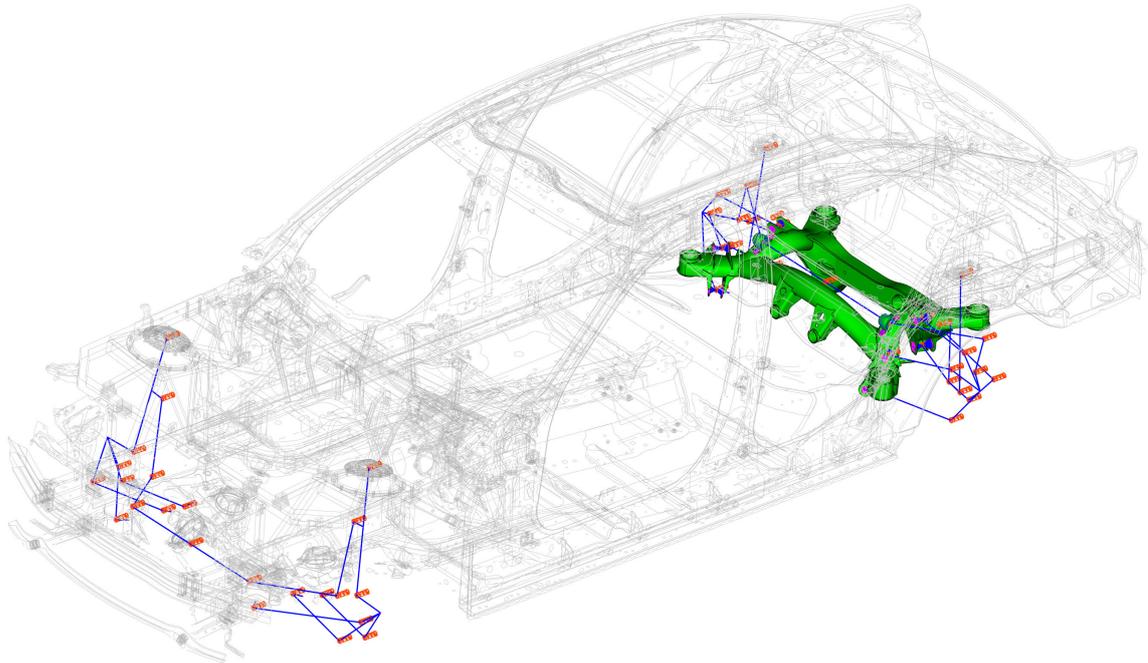
Auffällig ist der nahezu belastungsfreie Zustand der Stützlager hinten  $SL_{HA,li/re}$ . Das ist in dem stationären Fahrmanöver begründet, in welchem die Fahrzeugdämpfer aufgrund des eingeschwungenen Fahrzustands keine Relativbewegung erfahren und somit keine Dämpfungskräfte entwickeln. Die am HA-Stützlager kurvenaußen  $SL_{HA,li}$  geringe z-Kraft von  $505 \text{ N}$  geht auf die am Dämpfer verbaute Zusatzfeder zurück, welche sich bereits ab mittlerer Querbewegung im Eingriff befindet. Da diese Zusatzfeder nur auf Druck, also Kompression des Dämpfers, wirkt, fehlt kurveninnen  $SL_{HA,re}$  die entsprechende Kraftkomponente.

Bei den Schnittmomenten nach Abb. 5.7 treten die Koppelstellen der Querlenkeranbindungen  $QL_{li/re}$ , die Stabilisatorlager  $Stabi_{li/re}$  sowie die hinteren Stützlager  $SL_{HA,li/re}$  hervor. Die Schnittmomente entstehen durch die Rotation der Fahrwerkskomponenten an den Koppelstellen gegenüber der Fahrzeugstruktur in den dort verwendeten Elastomeren. Grundsätzlich ist die Strukturbelastung resultierend aus den Schnittmomenten jedoch deutlich geringer als die Belastung aus den Schnittkräften.

### 5.3.3. Erweiterung der Modellierung

Für die Ermittlung der strukturinduzierten Radstellungsänderungen muss eine Umrechnungsvorschrift implementiert werden, welche die Strukturdeformationen in radstellungsbezogene Kennwerte überführt. Dies wird über eine Erweiterung des FEM-Fahrzeugstrukturmodells erreicht.

Dem in den Abschnitten 5.3.1 und 5.3.2 beschriebenen Fahrzeugstrukturmodell werden elastokinematische Starrkörpermodelle der Vorder- und Hinterachse hinzugefügt, was in Abb. 5.8 dargestellt ist. Durch die Belastung der Fahrzeugstruktur an den Koppelstellen zum Fahr-



**Abbildung 5.8.:** Erweiterung des FEM-Fahrzeugstrukturmodells um die elastokinematischen Starrkörpermodelle der Vorder- und Hinterachse zur Projektion der Strukturdeformation auf die Radmittelpunkte.

werk gemäß Abschnitt 5.3.2 erfolgt eine Strukturdeformation  $\mathbf{u}$ , welche sich an diesen Stellen zu  $\mathbf{u}_{Koppelstelle}$  ergibt. Die elastokinematischen Starrkörpermodelle projizieren diese  $\mathbf{u}_{Koppelstelle}$  durch die in der Modellierung abgebildeten Eigenschaften der Elastokinematik auf die vier Radmittelpunkte  $\mathbf{u}_{Radmittelpunkt}$ .

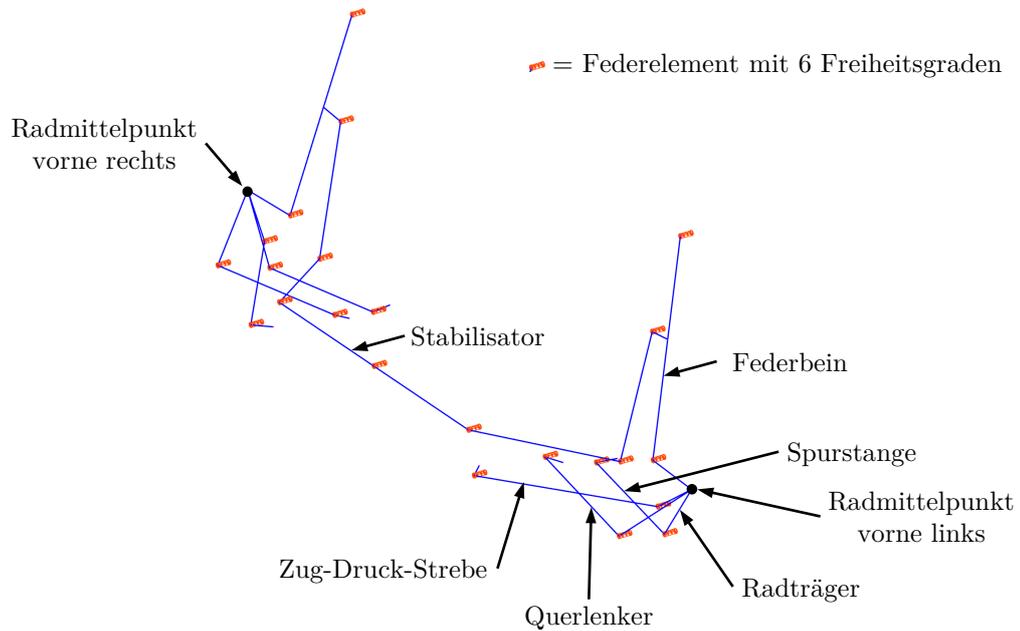
Aufgrund der strukturseitigen Krafteinleitung sind die Starrkörpermodelle in sich annähernd lastfrei und beeinflussen die Strukturdeformation daher nicht.

### Modellierung der elastokinematischen Starrkörpermodelle für Vorder- und Hinterachse

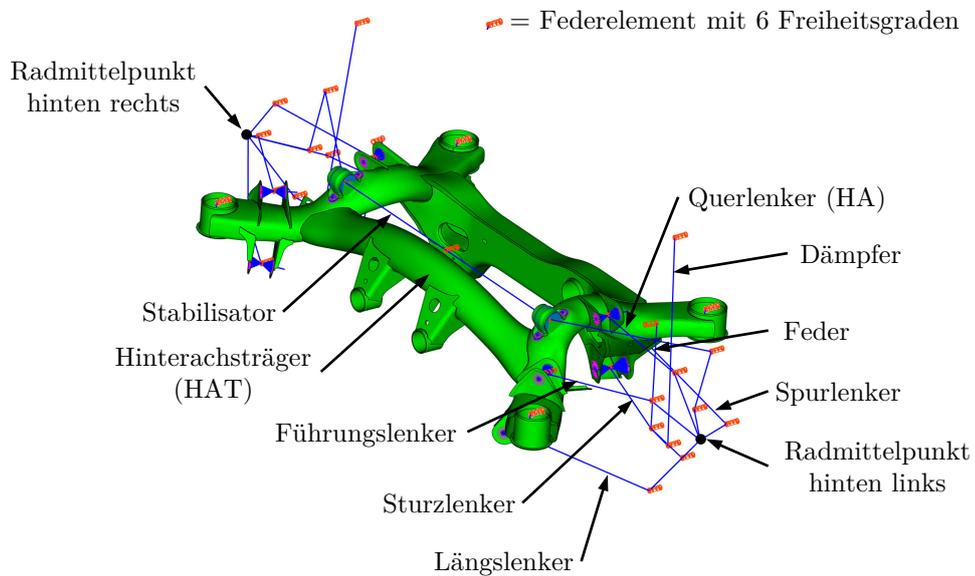
Die Modellierung der elastokinematischen Starrkörpermodelle der Vorder- und Hinterachse zeigen die Abbildungen 5.9 und 5.10. Die Modellierung bildet die konstruktiv ausgeführte Kinematik des Versuchsfahrzeugs ab, welche in den Abb. 1.5 und 1.6 dargestellt ist.

Da für diese Methodik die Auswirkung der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik im Fokus steht und zugleich das Vorder- und Hinterachsmo­dell lastfrei ist, müssen die Steifigkeitseigenschaften der einzelnen Lenker, Federbeine, Federn und Dämpfer nicht abgebildet werden, sondern lassen sich als starre Elemente modellieren.

Verbunden untereinander und angebunden an die Fahrzeugstruktur sind diese Elemente durch Federelemente mit sechs Freiheitsgraden. Diese werden mit dem Hundertstel der in Konstruktionslage linearisierten Steifigkeit der an entsprechender Stelle verbauten Elastomere bzw. Kugellager bedatet. Der hundertste Teil wird anstatt der tatsächlichen linearisierten Steifigkeit deswegen verwendet, weil damit zwar einerseits die Steifigkeitsverhältnisse der einzelnen Elastomere in den einzelnen Richtungen untereinander erhalten bleiben, die mechanische Entkopplung mit der deutlich höheren dahinterliegenden Struktursteifigkeit allerdings verlässlich gewähr-



**Abbildung 5.9.:** Detaildarstellung des elastokinematischen Starrkörpermodells der Vorderachse zur Projektion der Strukturdeformation auf die Radmittlepunkte.



**Abbildung 5.10.:** Detaildarstellung des elastokinematischen Starrkörpermodells der Hinterachse zur Projektion der Strukturdeformation auf die Radmittlepunkte.

leistet wird. Durch diese Entkopplung ist, wie oben genannt, die Modellergänzung mit dem elastokinematischen Starrkörpermodell last- und damit rückwirkungsfrei auf die Deformation der Fahrzeugstruktur.

In der Hinterachsmodellierung (Abb. 5.10) wird das FEM-Modell des Hinterachsträgers eingebunden. Da er, wie oben beschrieben, lastfrei ist, sind seine Steifigkeitseigenschaften nicht relevant und er wird daher nur zum Zweck besserer Visualisierung verwendet. Eine Substitution des Hinterachsträger durch ein Gebilde starrer Elemente wäre ebenso zulässig, sofern die Anbindungspunkte aller Lager und Elastomere vorhanden sind.

Für die elastokinematischen Starrkörper-Modellerweiterungen ist es wichtig, dass sie vollständig frei von Masse sind. Wäre dem nicht so, würden die einzelnen Elemente aufgrund des Inertia-Relief-Berechnungsverfahrens gemäß des Terms  $M\ddot{u}_r$  in Gl. (2.9) inertielle Trägheitskräfte erfahren. Infolge der sehr weichen Anbindung der Starrkörpermodelle an die Fahrzeugstruktur würde dies zu extrem großen Verschiebungen der Starrkörpermodelle relativ zur Fahrzeugstruktur und damit zu einer fehlerhaften Berechnung führen. Während die starren Elemente zur Abbildung der Lenker wie auch die Federelemente originär massfrei sind, wird die Dichte der Materialien des abgebildeten Hinterachsträgers zu Null gesetzt.

### **Eliminierung des unbekanntem Starrkörperbewegungsanteils $u_r$**

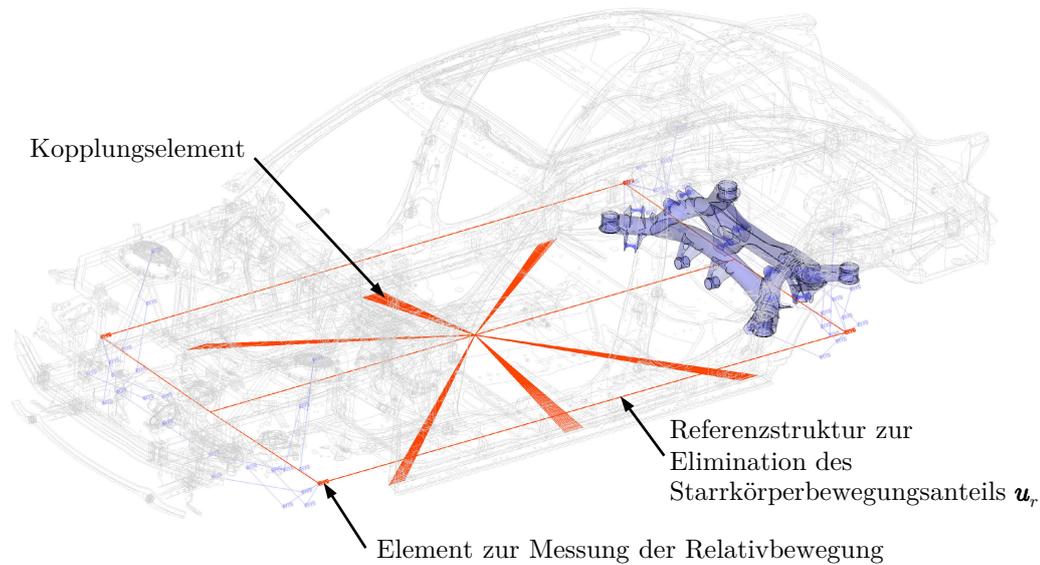
Wie Abschnitt 5.3 erläutert, dürfen die mittels der Inertia-Relief-Methode errechneten Verschiebungen  $u$  aufgrund des unbekannt großen beinhalteten Starrkörperbewegungsanteils  $u_r$  nicht direkt für die Ermittlung von Kennwerten verwendet werden.

Lässt sich  $u_r$  eliminieren, so ist eine Extraktion des Verschiebungsanteils  $u_e$  möglich, welcher die Strukturdeformation beschreibt. Nach Abschnitt 2.2.2.2 gelingt das im Postprocessing der FEM-Berechnung auf numerischem Weg nicht.

Für die hier vorgestellte Methode zur Bewertung der strukturinduzierten Radstellungsänderung wird die Elimination von  $u_r$  durch eine zusätzliche Modellerweiterung mit Referenz- und Messelementen erzielt. Der zugrundeliegende Gedanke ist, dass die an die Fahrzeugstruktur gekoppelten Referenzelemente dieselbe Starrkörperbewegung ausführen wie die Fahrzeugstruktur selbst. Die Relativverschiebungen zwischen der Struktur und dem Referenzelement entsprechen den gesuchten  $u_e$ , welche somit durch Messung bestimmbar werden.

Die Umsetzung im FEM-Modell stellt Abbildung 5.11 dar. Das starre Gebilde der Referenzstruktur bildet die undeformierten bzw. nicht verschobenen Ausgangspositionen der vier Radmittelpunkte ab. Diese Referenzstruktur ist über interpolierende Elemente an große und steife Bereiche der Fahrzeugstruktur gekoppelt, wodurch sie dieselbe Starrkörperbewegung erfährt wie die Fahrzeugstruktur. Durch die Kopplung an große und steife Strukturbereiche in Kombination mit der Interpolation durch die Koppelemente ist die Referenzstruktur mit hinreichender Güte frei von Verschiebungseinflüssen lokaler Strukturdeformationen in den Kopplungsbereichen. Über Messelemente ist es nun möglich, die starrkörperbewegungsfreie Relativverschiebung der Radmittelpunkte  $u_{e, \text{Radmittelpunkt}}$  gegenüber ihrer, über die Referenzstruktur abgebildete, Ausgangslage zu bestimmen.

Durch die Massfreiheit der zusätzlichen Elemente und der nicht versteifenden Eigenschaften des Kopplungselements hat die Referenzstruktur, analog der elastokinematischen Starrkörpermodelle, keine Rückwirkung auf das Deformationsverhalten der Fahrzeugstruktur.



**Abbildung 5.11.:** Ergänzungen des FEM-Modells um Referenzstruktur und Messelemente zur Ermittlung starrkörperbewegungsfreier Relativverschiebungen für Ergebnisse der Inertia-Relief-Methode

#### 5.3.4. Ausgangsgrößen

Die Berechnungsdauer ist aufgrund des statischen Charakters des Inertia-Relief-Verfahrens verhältnismäßig kurz.

Die Verteilung der Vergleichsspannung nach VON MISES ist in Abbildung 5.12 exemplarisch an der *StrVar 20* für den in Abschnitt 5.3.2 beschriebenen Lastfall der stationären Kreisfahrt rechts ersichtlich. Als die am höchsten belasteten Stellen treten die Bereiche der Federanbindung hinten links sowie der Querlenker- und Zug-Druck-Strebenanbindung am Vorderachsträger hervor. Dies steht im Einklang mit der Analyse der Eingangsgrößen in Abschnitt 5.3.2. Weitere Bereiche hoher Spannungen wären gemäß den eingehenden Kräften an den Stützlageranbindungen der Vorderachse zu erwarten. Aufgrund der hohen Wandstärke des Oberteils Federstütze der abgebildeten *StrVar 20* (s. Abschnitt 4.1.3) ist die dortige Spannungshöhe jedoch moderat. Bei den Strukturvarianten mit deutlich geringerer Wandstärke an dieser Stelle liegen die lokalen Spannungen auf ähnlichem Niveau wie an der Federanbindung Hinterachse.

Grundsätzlich ist das Spannungsniveau allgemein als gering zu bezeichnen und liegt deutlich unter den maximal ertragbaren Spannungen der einzelnen Strukturkomponenten. Da die einwirkenden Lasten einem sportlichen Fahrmanöver entsprechen und aufgrund des stationären Manövers zudem frei von dynamischen Effekten sind, ist das niedrige Spannungsniveau plausibel.

Abbildung 5.13 zeigt exemplarisch an der Strukturvariante *StrVar 20* die elastische Deformation der Fahrzeugstruktur infolge der einwirkenden Schnittlasten der stationären Kreisfahrt. Der hier verwendete Skalierungsfaktor von 200 wird gewählt, um die sehr kleinen Strukturdeformationen zu visualisieren.

Die Verschiebungen der Radmittelpunkte gegenüber der Referenzstruktur zeigt Abb. 5.13. Diese Verschiebungen sind die Folge der Strukturdeformation, welche durch die elastokinematischen Starrkörpermodelle der Achsen auf die Radmittelpunkte übersetzt wird. Hervorgehoben ist die Längung der Messelemente der einzelnen Radmittelpunkte zur Referenzstruktur. Die sechs

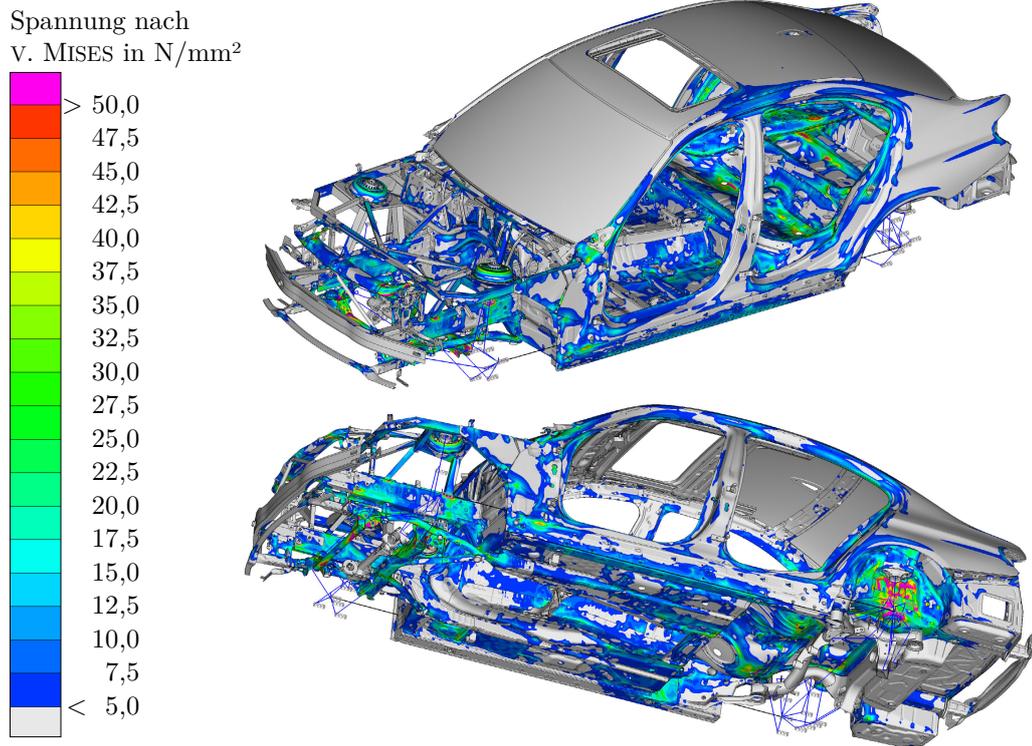


Abbildung 5.12.: Spannungsverteilung in der Fahrzeugstruktur für die *StrVar 20* im Lastfall stationäre Kreisfahrt rechts

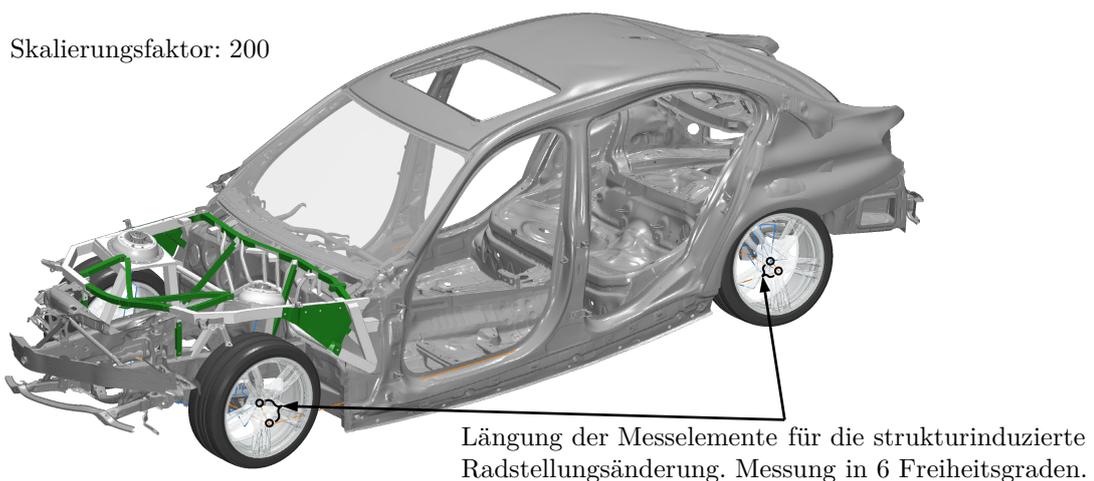


Abbildung 5.13.: Deformation der Fahrzeugstruktur der *StrVar 20* im Lastfall stationäre Kreisfahrt rechts mit Skalierungsfaktor 200. Darstellung der gelängten Elemente zur Messung der Relativbewegung zwischen Radmittelpunkt und Referenzstruktur.

räumlichen Freiheitsgrade der Messelemente, bestehend aus den drei Translationen und den drei Rotationen in den Koordinatensystemrichtungen, quantifizieren die strukturinduzierte Radstellungsänderung.

Es ist sich zu vergegenwärtigen, dass die ermittelten Kennwerte zwar einen hohen fahrdynamischen Charakter aufweisen (als Beispiel die Rotation um die z-Achse  $\delta_{StrRae,z}$  als „Spuränderung“, s. Tab. 5.3), jedoch nicht die tatsächlich im Fahrbetrieb auftretenden Stellungen des Rads gegenüber der Fahrbahn nach Definition aus Abschnitt 2.3.1 darstellen. Die Kennwerte geben, ermittelt in Konstruktionslage und gegenüber der Referenzstruktur, den strukturinduzierten Anteil an der gesamten Radstellungsänderung an.

Die ermittelten strukturinduzierten Radstellungsänderungskennwerte sind in Tab. 5.3 aufgeführt. Die translatorischen sowie die rotatorischen Kennwerte  $u_{StrRae,(x/y/z)}$  [mm] bzw.  $\delta_{StrRae,(x/y/z)}$  [°] sind gemäß den Richtungen des globalen Koordinatensystems definiert. Für manche der Kennwerte kann eine achskinematische Analogie erdacht werden, wobei jedoch die oben genannten Unterschiede zu den tatsächlichen achskinematischen Kennwerten zu beachten sind. Zudem ist die abweichende Vorzeichendefinition zu berücksichtigen.

Bezeichnung	Beschreibung	achskinematische Analogie	Ermittlung
$u_{StrRae,x}$	Translation in x-Richtung	„strukturinduzierte Längsnachgiebigkeit“	Messung FEM-Ergebnis
$u_{StrRae,y}$	Translation in y-Richtung	„strukturinduzierte Quernachgiebigkeit“	Messung FEM-Ergebnis
$u_{StrRae,z}$	Translation in z-Richtung	„strukturinduzierte Vertikalnachgiebigkeit“	Messung FEM-Ergebnis
$\delta_{StrRae,x}$	Rotation um die x-Achse	„strukturinduzierte Änderung des Sturzwinkels“	Messung FEM-Ergebnis
$\delta_{StrRae,y}$	Rotation um die y-Achse	„strukturinduzierte Änderung des Nachlaufwinkels“	Messung FEM-Ergebnis
$\delta_{StrRae,z}$	Rotation um die z-Achse	„strukturinduzierte Änderung des Spurwinkels“	Messung FEM-Ergebnis
$\delta_{StrRae,z,(VA/HA)}$	resultierende Rotation um die z-Achse von linkem und rechtem Rad einer Fahrwerksachse	„strukturinduzierte Änderung des Gesamtspurwinkels VA, HA“	errechnet nach Gl. (5.1)

**Tabelle 5.3.:** Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Beschreibung der Kennwerte

Für den Freiheitsgrad der Rotation um die z-Achse, die „strukturinduzierte Änderung des Spurwinkels“  $\delta_{StrRae,z}$  ist es naheliegend, sich an dem charakteristischen fahrdynamischen Kennwert der Gesamtspur einer Achse zu orientieren und ebenfalls einen kombinierten Kenn-

wert  $\delta_{StrRae,z,(VA,HA)}$  ['] für das linke und rechte Rad einer Achse gemäß Gl. (5.1) zu definieren:

$$\delta_{StrRae,z,(VA/HA)} = \delta_{StrRae,z,(VR/HR)} - \delta_{StrRae,z,(VL/HL)}. \quad (5.1)$$

Diese Kennwertdefinition weist im Vergleich zu den restlichen Radstellungsänderungskennwerten für  $\delta_{StrRae,z,(VA/HA)}$  eine abweichende Vorzeichendefinition auf. So bedeutet ein positiver Wert von  $\delta_{StrRae,z,(VA/HA)}$ , dass sich die in Fahrtrichtung vorne befindlichen Radhälften zueinander bewegen, die Achse analog der fahrdynamischen Radstellungsdefinition also eine „strukturinduzierte Vorspur“ aufweist, während ein negativer Wert von  $\delta_{StrRae,z,(VA/HA)}$  eine „strukturinduzierte Nachspur“ bedeutet (s. Abschnitt 2.3.1).

Die Quantifizierung der Radstellungsänderung ergibt für den Fahrzeugentwicklungsprozess die Möglichkeit einer Verzielung, ähnlich den herkömmlichen steifigkeitsbasierten Kennwerten. Im Gegensatz zu diesen haben die Radstellungsänderungskennwerte neben der wirkkettenbasierten Begründung den zusätzlichen Vorteil einer größeren „Nähe“ zu klassischen Fahrdynamik- bzw. Achskinematikkenwerten. Mit der dadurch weiterentwickelten Kommunikationsbasis zwischen den, eigentlich voneinander abgegrenzten, Fachgebieten der Strukturmechanik und der Fahrdynamik ist ein verbessertes gegenseitiges Verständnis zu erwarten, was zukünftige Entwicklungs Herausforderungen und Problemanalysen erleichtern sollte.

### 5.3.5. Bewertung der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs

Da sich die Strukturvariationen des hier betrachteten Versuchsfahrzeugs im Vorderwagenbereich befinden (s. Abschnitt 4.1.3), beschränkt sich die nachfolgende Betrachtung auf die Kennwerte der Vorderachse (Rad vorne links, Rad vorne rechts sowie Vorderachse gesamt). Im Fall von sich im Hinterwagen befindenden Strukturmodifikationen wären primär die Kennwerte der Hinterachse heranzuziehen, während Änderungen in der Zelle anhand der Kennwerte beider Achsen zu bewerten wären.

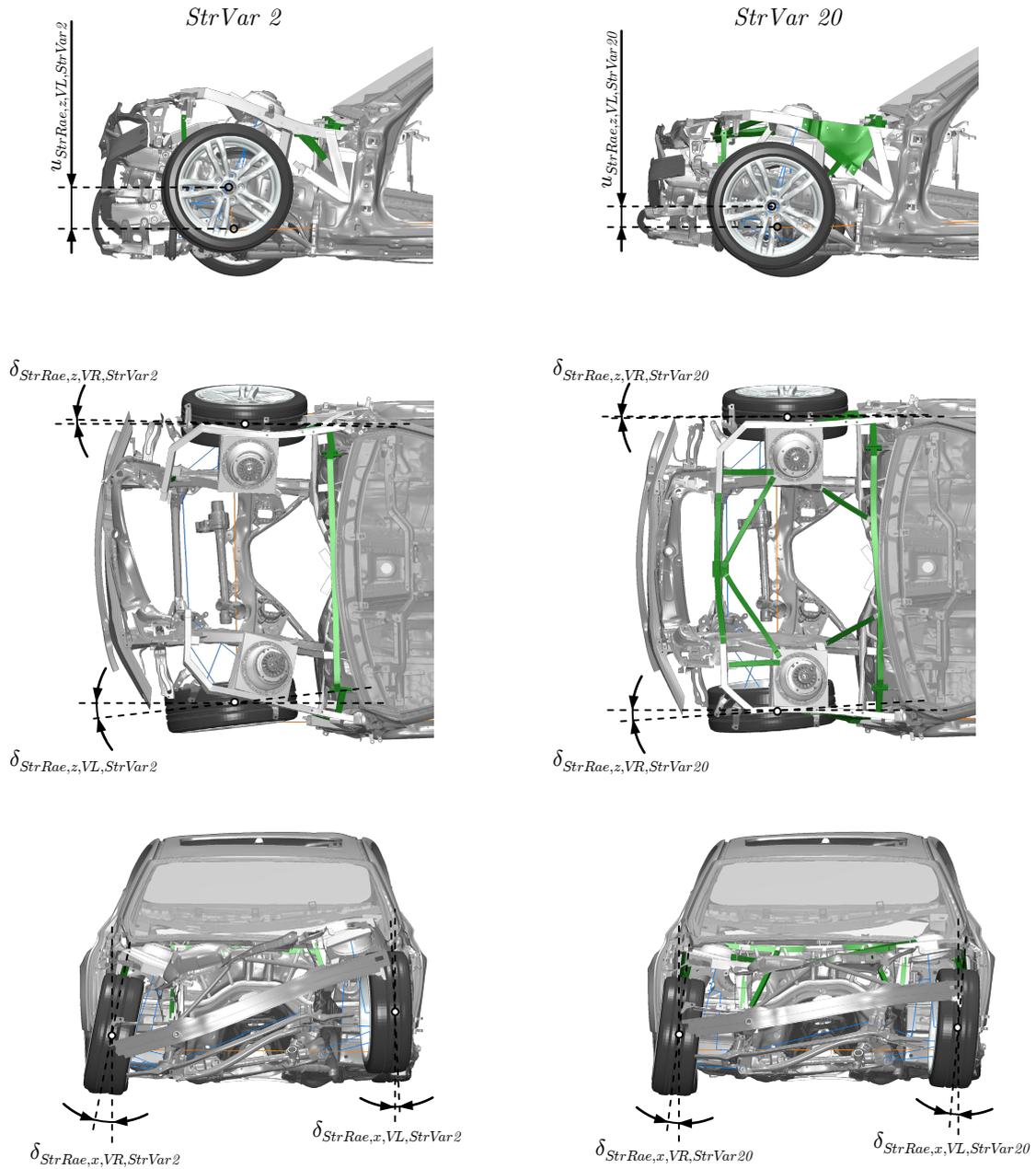
Für die Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20* sind in Abb. 5.14 in mehreren Ansichten die deutlichen Unterschiede in der Strukturdeformation sowie in ausgewählten Radstellungsänderungskennwerten im Lastfall stationäre Kurvenfahrt rechts dargestellt.

Hierbei ist anzumerken, dass es in dieser gegenüberstellenden Betrachtung nicht erlaubt ist, für beide Strukturvarianten eine gemeinsame Nulllinie bzw. Ausgangslinie der einzelnen Kennwerte zu verwenden, da Starrkörperbewegungsanteile im Berechnungsergebnis aufgrund der Inertia-Relief-Methode beliebig sind (s. Abschnitt 5.3.3).

Für die vier charakteristischen Strukturvarianten nach Abb. 4.2 sind die rotatorischen Radstellungsänderungskennwerte in Tab. 5.4 und 5.5, die translatorischen Radstellungsänderungskennwerte in Tab. 5.6 zusammengefasst. Die Ergebnisse aller Strukturvarianten sind im Anhang in Tab. A.7, A.8 und A.9 aufgeführt.

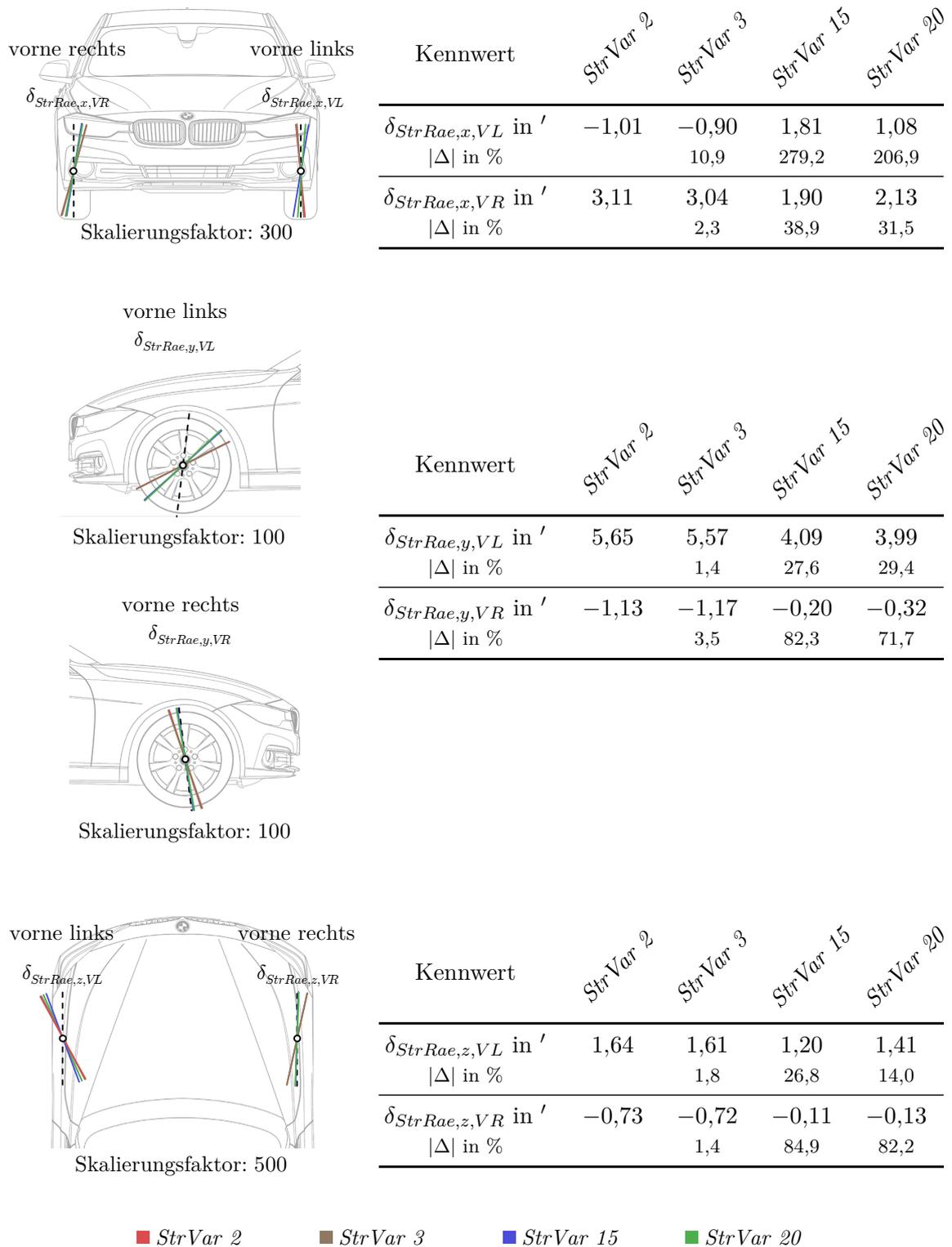
Aus den Abbildungen und Tabellen mit den angegebenen prozentualen Unterschieden zwischen den vier charakteristischen Strukturvarianten ist ersichtlich, dass die Veränderungen der Fahrzeugstruktur im Vorderwagen deutliche Unterschiede in den Kennwerten der strukturinduzierten Radstellungsänderung zur Folge haben.

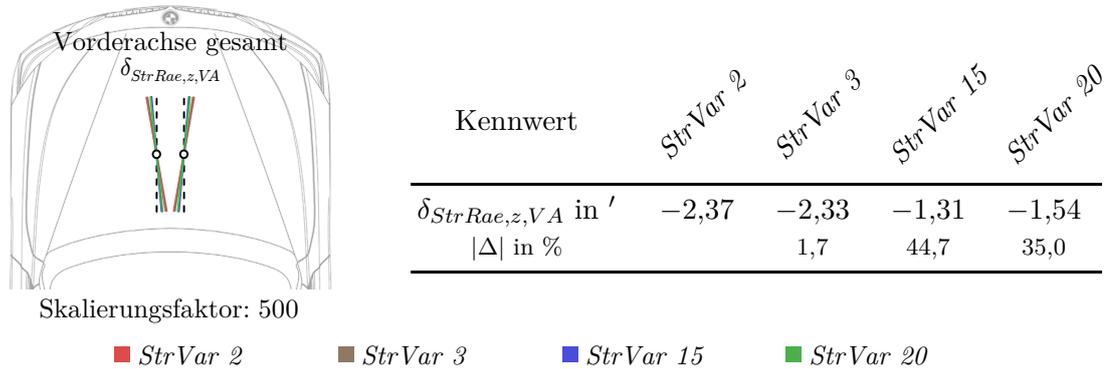
Die prozentualen Unterschiede werden auf die Strukturvariante *StrVar 2* referenziert, jedoch ist beim Vergleich der prozentualen Änderungen zwischen den verschiedenen Kennwerten Aufmerksamkeit geboten, da diese aufgrund der numerisch jeweils unterschiedlich großen Basis



**Abbildung 5.14.:** Strukturdeformation der Varianten *StrVar 2* und *StrVar 20* im Lastfall stationäre Kurvenfahrt rechts und qualitative Hervorhebung ausgewählter Kennwerte der Bewertungsmethodik strukturinduzierte Radstellungsänderung. Skalierungsfaktor für die Strukturdeformation: 200.

## 5. Struktureigenschaften: Bewertungsmethoden und Analyse von Strukturvariationen





**Tabelle 5.5.:** Strukturinduzierte Radstellungsänderung: rotatorischer Kennwerte  $\delta_{StrRae,z,VA}$  der resultierenden Rotation der Räder um die z-Achse nach Tab. 5.3 für die vier charakteristischen Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (s. Abb. 4.2) inklusive Visualisierung. Lastfall: stationäre Kreisfahrt rechts bei  $7,8 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung.

nicht dieselbe „Wertigkeit“ besitzen.

Bis auf die Rotation um die x-Achse befinden sich die Änderungen in einem Bereich bis ca. 80 %. In der Rotation um die x-Achse  $\delta_{StrRae,x}$  kommt es am kurvenäußeren Rad vorne links zum Sonderfall einer Vorzeichenumkehr, weswegen hier der prozentuale Unterschied auf bis zu ca.  $|280 \text{ %}|$  zwischen *StrVar 2* und *StrVar 15* anwächst.

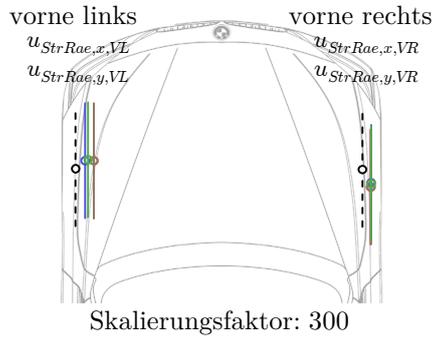
Oftmals nehmen die prozentualen Unterschiede verhältnismäßig hohe Werte an, da die Änderungen in den Kennwerten um Vergleich zum entsprechenden Referenzwert numerisch groß sind.

Der Grund für die differierende Beeinflussung der Radstellung in Abhängigkeit der jeweils verbauten Skalierungsoptionen ist in Abb. 5.14 exemplarisch an den Varianten *StrVar 2* und *StrVar 20* zu sehen. Die stark voneinander abweichenden Skalierungskonfigurationen dieser Varianten führen zu einem deutlich unterschiedlichen Deformationsverhalten im Vorderwagen. Die qualitative Beurteilung des Deformationsverhaltens in Abb. 5.14 ergibt für die *StrVar 20* ein erheblich geringeres Nachgeben der Vorderwagenstruktur in z-Richtung am kurvenäußeren Rad. Zum einen ist das in den zusätzlichen seitlichen Modifikationen und in der Verstärkung bestehender Vertikallastpfade begründet. Zum anderen kommt es durch die in y-Richtung verlaufenden Streben zu einem Abstützeffekt zwischen den Fahrzeugseiten, wodurch sich die Lasten von der höher belasteten kurvenäußeren Seite links auf die rechte Fahrzeugseite verteilen. Infolgedessen sinkt das allgemeine Deformationsniveau im Vorderwagen, gleichzeitig steigt die Homogenität der Deformation. Das Fehlen dieser querabstützenden Skalierungsoptionen in *StrVar 2* zeigt sich ebenso in einer ausgeprägteren Verschiebung des gesamten Vorderwagens in y-Richtung infolge der kurvenaußen höheren Seitenkräfte durch die Querführung bei Seitenfahrt.

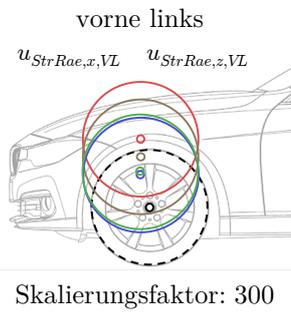
Folgende vier Aspekte sind für die anschließende Diskussion der quantitativen Ergebnisse wichtig:

- Die Analogie zu den klassischen achskinematischen Radstellungsgrößen ist nach Abschnitt 5.3.4 gewollt, um eine bessere Interpretation und Kommunikation zu ermöglichen. Eine Gegenüberstellung der Größenordnungen der strukturinduzierten Radstellungsänderungen mit den entsprechenden achskinematischen Gegenstücken ist zulässig. Ein direkter

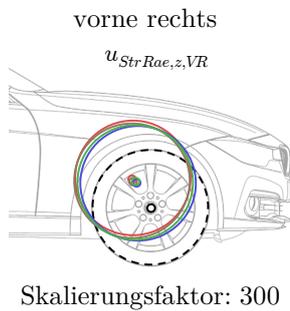
## 5. Struktureigenschaften: Bewertungsmethoden und Analyse von Strukturvariationen



Kennwert	StrVar 2	StrVar 3	StrVar 15	StrVar 20
$u_{StrRae,y,VL}$ in mm	0,27	0,27	0,15	0,18
$ \Delta $ in %		0,0	44,4	33,3
$u_{StrRae,y,VR}$ in mm	0,13	0,13	0,14	0,13
$ \Delta $ in %		0,0	7,7	0,0



Kennwert	StrVar 2	StrVar 3	StrVar 15	StrVar 20
$u_{StrRae,x,VL}$ in mm	-0,14	-0,14	-0,14	-0,15
$ \Delta $ in %		0,0	0,0	7,1
$u_{StrRae,z,VL}$ in mm	1,07	0,81	0,52	0,55
$ \Delta $ in %		24,3	51,4	48,6



Kennwert	StrVar 2	StrVar 3	StrVar 15	StrVar 20
$u_{StrRae,x,VR}$ in mm	0,28	0,28	0,21	0,22
$ \Delta $ in %		0,0	25,0	21,4
$u_{StrRae,z,VR}$ in mm	0,45	0,40	0,37	0,40
$ \Delta $ in %		11,1	17,8	11,1

■ StrVar 2    ■ StrVar 3    ■ StrVar 15    ■ StrVar 20

**Tabelle 5.6.:** Strukturinduzierte Radstellungsänderung: translatorische Kennwerte  $u_{StrRae}$  nach Tab. 5.3 für die vier charakteristischen Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (s. Abb. 4.2) inklusive Visualisierung. Lastfall: stationäre Kreisfahrt rechts bei  $7,8 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung.

Vergleich, oder mehr noch ein „gegenseitiges Verrechnen“, ist gemäß der Erläuterung in Abschnitt 5.3.4 nicht sinnvoll.

- Die ausgewerteten Kennwerte der Radstellungsänderung können auf kausalem Weg nicht direkt mit einzelnen fahrdynamischen Kriterien oder Eigenschaften objektiver oder subjektiver Natur in Zusammenhang gebracht werden. Einerseits variieren auch bei singulären Strukturmodifikationen gleichzeitig mehrere der strukturinduzierten Radstellungskennwerte. Andererseits wird bereits durch die theoretischen Vorarbeiten in Kapitel 3 aufgezeigt, dass es neben des Einflusses der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik durch strukturinduzierte Radstellungsänderungen die weitere, gleichberechtigte Teilwirkkette des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur (s. Abschnitt 3.4) gibt. Die Überprüfung beider Bewertungsmethoden anhand der Subjektivergebnisse der Strukturvarianten erfolgt in Kapitel 6.
- Im nicht deformierten Ausgangszustand entspricht die translatorische Radmittelpunktposition der elastokinematischen Starrkörpermodelle der Achsen der Konstruktionslage, also dem eingefederten Zustand ohne Fahrzeugbewegung. Die in Konstruktionslage tatsächlich eingestellten Werte für Spur und Sturz sind in der Ausgangsradstellung dieser Bewertungsmethodik nicht abgebildet, die Seitenfläche des Rades ist demnach parallel zu einer x-z-Ebene. Der Nachlaufwinkel ist zwar über die räumliche Stellung des Federbeinachse prinzipiell dargestellt, jedoch gilt für ihn analog wie für alle sechs ermittelten Freiheitsgrade am Radmittelpunkt, dass der Ausgangswert im nicht belasteten Zustand Null ist:  $\delta_{StrRae,unbelastet} = 0$ ,  $\mathbf{u}_{StrRae,unbelastet} = 0$ .
- Am kurvenäußeren Rad vorne links entstehen im Vergleich zur kurveninneren Seite deutlich höhere Radführungskräfte. Dieses Verhältnis zeichnet sich folglich ebenso in den Schnittlasten an den Fahrwerkskoppelstellen der beiden Fahrzeugseiten ab (s. Abschnitt 5.3.2) und führt zu größeren Strukturdeformationen kurvenaußen. Gleichzeitig sind aufgrund der höheren übertragenen Kräfte die kurvenäußeren Räder hinsichtlich der Fahrzeugquerführung bei Kurvenfahrt relevanter als die kurveninneren.

Für die vier charakteristischen Strukturvarianten werden die in den Tab. 5.4, 5.5 und 5.6 dargestellten Ergebnisse im Folgenden diskutiert, wobei auch Bezug genommen wird auf die im Anhang in Tab. A.7, A.8 und A.9 gelisteten Ergebnisse aller Strukturvarianten.

Alle im folgenden genannten Zahlenwerte sind im aufgeführten Endergebnis auf die angegebenen Dezimalstellen gerundet, zuvor jedoch mit höherer Genauigkeit ausgewertet.

#### $\delta_{StrRae,x}$ – „strukturinduzierte Änderung des Sturzwinkels“

Die Rotation des Rads vorne links um die x-Achse entspricht für *StrVar 2* und *StrVar 3* der eines negativen, also nach innen geneigten, Sturzes. Durch den Verbau zusätzlicher Skalierungsoptionen in *StrVar 15* und *StrVar 20* erfolgt eine Richtungsumkehr zu einem nach außen geneigten Rad.

Mit einem Wert von  $1,81'$  ist die Rotation in der maximal skalierten Variante *StrVar 15* größer als die entgegengesetzte Rotation der weichsten Variante *StrVar 2* mit  $-1,01'$ . Die Wandstärkenerhöhung der Oberteile Federbeindom von *StrVar 2* zu *StrVar 3* macht sich in diesem Kennwert mit ca. 11 % Unterschied mittelmäßig stark bemerkbar, wohingegen sich der Verbau zusätzlicher Streben zwischen *StrVar 3* und *StrVar 15* mit ca. |268 %| sehr deutlich auswirkt. Zwischen *StrVar 15* und *StrVar 20* ist mit ca. 72 % der Verbau einer kleineren Anzahl

an Skalierungsoptionen klar ersichtlich.

Das Mittel der Abweichung aller Strukturvarianten von der *StrVar 2* beträgt  $1,72'$ , der größte Unterschied ist  $2,82'$ .

Am Rad vorne rechts sind die Unterschiede zwischen den Strukturvarianten zwar geringer, allerdings sind die Absolutwerte der Rotation um Vergleich zum Rad vorne links größer. Hier wird durch den Verbau von Skalierungsoptionen die Rotation des Rades in Richtung Fahrzeuginnen reduziert, der Wert von  $\delta_{StrRae,x,VR}$  wird also kleiner. Das Mittel der Unterschiede gegenüber *StrVar 2* über alle Strukturvarianten beträgt  $0,68'$ , die Maximaldifferenz  $1,21'$ .

In Konstruktionslage beträgt der werksseitig eingestellte Sturz  $\gamma$  für das Basismodell des Versuchsfahrzeugs an beiden Vorderrädern  $-14,4'$ . Damit liegt die Änderung der strukturinduzierten Rotation um die x-Achse für das kurvenäußere Rad im Mittel bei  $12,0\%$ , bzw. im Maximalwert bei  $19,6\%$  des vergleichbaren klassischen Radstellungskennwerts.

Das Maximum der Absolutwerte an beiden Rädern beträgt  $3,11'$ , der Mittelwert  $1,70'$ , was  $21,6\%$  bzw.  $11,8\%$  des voreingestellten Radsturzes beträgt.

Die Unterschiede zwischen den Strukturvarianten als auch deren Absolutwerte liegen damit in Größenordnungen, aufgrund welchen dieser Kennwert als fahrdynamisch relevant beurteilt wird.

Nach den umfangreichen Beschreibungen beispielsweise in [15, 19, 87] ist die Beeinflussung fahrdynamischer Eigenschaften durch Sturzwinkeländerungen sehr vielfältig. In der Literatur sind dabei jedoch elastokinematisch gewollte und nicht wie im hier vorliegenden Fall strukturinduzierte, unbeabsichtigte Sturzwinkeländerungen gemeint.

Überträgt man die beschriebenen Einflüsse der Sturzwinkeländerungen auf die hier diskutierten Ergebnisse, so ist nach [87] und [19] bei Kurvenfahrt davon auszugehen, dass durch die geänderte Radstellung am kurveninneren Rad eine erhöhte Seitenführungskraft bei Verbau zusätzlicher Strukturmodifikationen entsteht. Am kurvenäußeren Rad ist durch das nach außen Neigen eine Reduktion der Seitenführungskraft zu erwarten. Zwar sind am kurveninneren Rad die Winkeländerungen größer, durch die höheren Radaufstandskräfte am kurvenäußeren Rad sind die dortigen geringeren Winkeländerungen jedoch ebenso relevant. Deswegen ist für die Vorderachse in Summe davon auszugehen, dass sich die Effekte der beiden Räder gegenseitig weitestgehend kompensieren.

Die Abweichung des Sturzwinkels von der elastokinematischen Auslegung der Achse durch strukturinduzierte Effekte wird durch den Verbau zusätzlicher Skalierungen reduziert. Damit einher geht ebenfalls eine Verringerung der Störung durch (unbeabsichtigte) sturzinduzierte Seitenkräfte.

Interessant ist zudem, dass sich die Spurweitenänderung<sup>1</sup>, resultierend aus dem strukturinduzierten Sturzwinkel, durch den Vorzeichenwechsel am Rad vorne links bei Verbau der zusätzlichen Maßnahmen verringert.

#### $\delta_{StrRae,y}$ – „strukturinduzierte Änderung des Nachlaufwinkels“

Die strukturinduzierte Rotation des Radmittelpunkts um die y-Achse zeigt für beide Fahrzeugsseiten, dass die initial von der Schrägstellung des Federbeins vorgegebene Neigung vergrößert wird. An beiden Rädern hat die lokale Maßnahme der Wandstärkenerhöhung der Oberteile Federbeindom zwischen *StrVar 2* und *StrVar 3* nur einen geringen Unterschied zur Folge, während globalere und umfangreiche Strukturskalierungen durch Streben zwischen *StrVar 3*

---

<sup>1</sup>Spurweite: Abstand der Radaufstandspunkte einer Achse in einer Projektion auf eine y-z-Ebene [19, 79]

und *StrVar 15* mit einem Unterschied von 26,6% links bzw. 82,9% rechts deutlichen Einfluss haben und die Rotation allgemein verringern. Auf der kurveninneren Seite ergeben sich damit in den Varianten *StrVar 15* und *StrVar 20* mit  $-0,20'$  bzw.  $-0,32'$  nur noch sehr geringe Abweichungen gegenüber der nichtdeformierten Struktur, während kurvenaußen mit einer kleinsten induzierten Rotation von  $3,99'$  eine größere Abweichung verbleibt.

Die Rotation der Radmittelpunkte um deren y-Achse lässt sich mit dem achskinematischen Kennwert des Nachlaufwinkels  $\tau$  (s. Abschnitt 2.3.1) vergleichen, welcher am Versuchsfahrzeug einen Wert von  $7,05^\circ$  hat.

Der Nachlaufwinkel  $\tau$  hat damit eine höhere Größenordnung als die strukturinduzierte Verdrehung um die betrachtete Achse. Der maximale Absolutwert aller Varianten ist  $5,65'$ , was gegenüber  $\tau$  1,3% entspricht. Für den mittleren Absolutwert bzw. den mittleren Unterschied im Vergleich zu *StrVar 2* über alle Strukturvarianten ergeben sich Prozentwerte von nur 0,6% bzw. 0,2%.

Diese Auswertung zeigt, dass sich der Kennwert  $\delta_{StrRae,y}$  durch die Strukturvariationen zwar deutlich ändert, die Unterschiede und auch die Absolutwerte gegenüber dem vergleichbaren Kennwert der Achskinematik aber sehr klein sind. Daraus ergibt sich die Einschätzung einer geringen fahrdynamischen Relevanz von  $\delta_{StrRae,y}$ .

#### $\delta_{StrRae,z}$ – „strukturinduzierte Änderung des Spurwinkels“

Bei einer Kurvenfahrt rechts führt die elastische Strukturdeformation des Vorderwagens dazu, dass das kurvenäußere Rad links entgegen, das kurveninnere Rad mit der Kurvenrichtung rotiert wird.

Am Rad kurvenaußen weist *StrVar 2* die maximale Rotation mit  $1,64'$  auf, während der Minimalwert unter den charakteristischen Strukturvarianten  $1,20'$  (*StrVar 15*) und unter allen Strukturvarianten  $1,07'$  (*StrVar 16*) beträgt. Damit ergibt sich für das Rad kurvenaußen ein maximaler Unterschied von  $0,57'$ .

Am vorderen rechten Rad beträgt die größte Rotation  $-0,73'$  in der Variante *StrVar 2*, die geringste induzierte Rotation weist *StrVar 15* mit  $-0,11'$  auf, wodurch sich ein maximaler Unterschied von  $0,62'$  ergibt. Somit sind kurveninnen die Werte aufgrund der geringeren Kräfte erwartungsgemäß kleiner als kurvenaußen.

Die induzierte Gesamspuränderung der Vorderachse  $\delta_{StrRae,y,VA}$  beträgt  $-2,37'$  in *StrVar 2*, was den betragsmäßig größten Wert darstellt. Nach Definition der Spurwinkel (s. z. B. [15, 19, 79]) entspricht das einer Nachspur. Mit Verbau von Strukturmaßnahmen wird die Nachspur geringer, der Wert des Kennwertes geht also Richtung null und nimmt sein betragsmäßiges Minimum mit  $-1,31'$  in *StrVar 15* ein. Das maximale Delta unter den Strukturvarianten beträgt somit  $1,64'$ , der durchschnittliche Unterschied  $1,02'$ .

Der werksseitige Spurwinkel  $\delta$  pro Rad in Konstruktionslage beträgt für dieses Fahrzeug  $-4,0'$ , woraus sich für den maximalen Absolutwert 41,0% und für den maximalen Unterschied zwischen den Strukturvarianten 15,5% gegenüber dem voreingestellten Spurwinkel pro Rad ergibt. Für den Mittelwert der Absolutrotationen beider Räder aller Strukturvarianten sind es 22,2% gegenüber dem Spurwinkel.

Der Sollwert der Gesamspur an der Vorderachse ergibt sich aus den Radeinzelwerten, beträgt folglich  $-8,0'$  und stellt somit eine Vorspur dar. Dem gegenüber nimmt die maximale Gesamspuränderung infolge Strukturdeformation an der Vorderachse 29,6%, der maximale Unterschied unter den Strukturvarianten 20,5% und der durchschnittliche Unterschied 12,7%

ein.

Daraus ergeben sich sowohl für die Einzelwerte pro Rad als auch für den Gesamtwert der Vorderachse der strukturinduzierten Rotationen um die z-Achse Größenordnungen, welche deutlich in einem Bereich fahrdynamischer Relevanz liegen. In der Kinematikauslegung der Achskonstruktion sowie den Abstimmfahrten wird in Schritten von ca. 2' vorgegangen, was als auflösbar gilt. [15, 20] zeigen beispielsweise auf, dass infolge ein- bzw. ausfederndem Rad (was bei Kurvenfahrt zwangsläufig auftritt) zulässige Vorspuränderungen, v. a. nahe der Konstruktionslage, im Bereich von nur wenigen Winkelminuten liegen können.

Die Werte und Darstellungen in Tab. 5.4 verdeutlichen, dass bei einer Kurvenfahrt rechts das relevantere linke Rad nach kurvenaußen rotiert wird. Das stellt effektiv einen Verlust des beabsichtigten Lenkwinkels dar, worauf vom Fahrer korrigierend reagiert werden muss, um die Soll-Bahnkurve beizubehalten. Dieser Zustand kann als Störung der Radführung angesehen werden, welche auch von dem in die Kurve lenkenden rechten Rad aufgrund der dort geringeren Radlasten samt geringerer induzierter Rotation nicht kompensiert werden kann.

Betrachtet man die Gesamtvorspur gemäß Tab. 5.5, welche die Rotationen der beiden Räder gemäß Gl. (5.1) zusammenfasst, so ist ersichtlich, dass die induzierten Rotationen für die Vorderachse in Summe eine Nachspur nach Definition gemäß Abschnitt 2.3.1 darstellen.

Bemerkenswert ist die in allen Werten ersichtliche Tendenz, dass durch Verbau von zusätzlichen Skalierungsoptionen die strukturinduzierten Spuränderungen reduziert werden, womit die Störung der Lenkwinkelvorgabe abnimmt.

Insbesondere Strukturvarianten wie *StrVar 10*, *StrVar 12*, *StrVar 15* und *StrVar 20*, welche in den übergeordneten Kategorien Lenk- und Übergangseigenschaften (s. Abschnitt 4.2.2) subjektiv gut beurteilt werden, weisen in der induzierten Gesamtspuränderung die geringsten Werte auf. Gemeinsame Struktureigenschaft dieser Varianten ist eine ausgeprägte Abstützung der beiden Federbeindome in y-Richtung, welche mitunter allerdings auf unterschiedliche Weise realisiert wird.

Die Wandstärkenerhöhung der Oberteile Federbeindom von *StrVar 2* zu *StrVar 3* ist in der Radrotation um die z-Achse mit nur wenigen Prozent Unterschied kaum ersichtlich.

#### $u_{StrRae,x}$ – „strukturinduzierte Längsnachgiebigkeit“

Die Translation der Radmittelpunkte in x-Richtung zeigt, dass das rechte Vorderrad nach hinten und das linke Vorderrad noch vorne verschoben wird. Am kurveninneren Rad werden im Mittel über alle Strukturvarianten mit 0,24 mm etwas größere Werte gemessen als im Mittel kurvenaußen mit 0,15 mm. Der Maximalwert ist 0,28 mm in den Varianten *StrVar 2* und *StrVar 3* kurvenaußen. An diesem Rad ist zudem die Tendenz, dass die x-Verschiebung mit Verbau zusätzlicher Skalierungsoptionen reduziert wird.

Die Rotation der gesamten Vorderachse um die z-Achse aufgrund der entgegengesetzt gerichteten Verschiebung links und rechts ist im Kennwert  $\delta_{StrRae,z}$  enthalten und wird daher hier nicht diskutiert.

Der Unterschied zwischen den Strukturvarianten ist in  $u_{StrRae,x}$  insbesondere am relevanteren kurvenäußeren Rad gering. So beträgt er für das Rad vorne links gegenüber *StrVar 2* unter allen Varianten maximal 0,03 mm und unter den charakteristischen 0,01 mm. Für das Rad vorne rechts sind die entsprechenden Werte 0,07 mm bzw. 0,04 mm. Vorne rechts liegt der mittlere Unterschied (0,04 mm) gegenüber dem Mittelwert der Absolutverschiebung (0,24 mm) bei ca. 17 %, was im Vergleich zu vorne links den größeren Wert darstellt.

Da es im Vergleich zu den rotatorischen Kennwerten für die strukturinduzierten Translationen kein naheliegendes Pendant aus der Achskinematik gibt, fällt die Einschätzung hinsichtlich der Größenordnungen und der Relevanz schwerer. Am ehesten wären noch die Kennwerte *Nachlaufstrecke* oder *Nachlaufversatz* (s. z. B. [15, 19]) als Vergleich heranzuziehen, für welche in [19] typische Werte von  $10\text{ mm}$  bis  $40\text{ mm}$  bzw.  $35\text{ mm}$  bis  $65\text{ mm}$  angegeben werden. Gegenüber diesen Werten sind die strukturinduzierten Verschiebungen vernachlässigbar klein.

Daraus und in Kombination mit den vergleichsweise geringen Unterschieden zwischen den Strukturvarianten wird dieser Kennwert als wenig relevant für die fahrdynamische Beeinflussung angesehen. Diese Analyse deckt sich mit Erfahrungen aus mehreren Fahrzeugentwicklungsprojekten, in welchen Strukturmaßnahmen mit Änderungen der Steifigkeit in x-Richtung im Fahrversuch nicht sonderlich auffällig waren.

#### *$u_{StrRae,y}$ – „strukturinduzierte Quernachgiebigkeit“*

Am Rad vorne links beträgt die maximale y-Translation  $0,27\text{ mm}$  (*StrVar 2*) während der Mittelwert aller Strukturvarianten  $0,21\text{ mm}$  ist. In allen Varianten wird das linke Vorderrad durch die angreifenden Kräfte nach Fahrzeuginnen verschoben. Während sich die Wandstärken-erhöhung am Federbeindom zwischen *StrVar 2* und *StrVar 3* kurveninnen und kurvenaußen in diesem Kennwert nicht bemerkbar macht, zeigen sich die Versteifungsmaßnahmen durch Streben mit deutlichen Unterschieden zwischen den einzelnen Varianten. Am relevanteren Rad kurvenaußen betragen diese in den Varianten *StrVar 12* und *StrVar 15* maximal  $0,12\text{ mm}$  gegenüber *StrVar 2*, was  $44,4\%$  entspricht. Gemeinsames Element dieser beiden Varianten ist die verbaute Dom-Dom-Strebe, welche eine direkte Verbindung der beiden Federbeindome links und rechts schafft. Betrachtet man alle Strukturvarianten, so verschiebt sich das linke Rad durchschnittlich um  $0,21\text{ mm}$ , was im mittleren Unterschied gegenüber dem Maximalwert  $33,4\%$  entspricht.

Am Rad vorne rechts sind die Werte mit einem Mittelwert aller Varianten von  $0,14\text{ mm}$  niedriger. Auch der mittlere Unterschied ist mit  $0,02\text{ mm}$ , bzw.  $14,8\%$  des durchschnittlichen Absolutwerts, kleiner als kurvenaußen. Interessant ist die Tatsache, dass gerade die Strukturvarianten am kurveninneren Rad die größeren Verschiebungen aufweisen, in welchen sich kurvenaußen die geringeren Translationen zeigen. Das ist in dem Abstützeffekt durch querverlaufende Strukturmaßnahmen begründet, welcher sich bereits in der zuvor beschriebenen qualitativen Analyse der Strukturdeformationen zwischen den Varianten *StrVar 2* und *StrVar 20* zeigt und optisch in Abb. 5.14 zu sehen ist.

Klare Tendenz über alle Strukturvarianten ist die Reduktion der y-Nachgiebigkeit kurvenaußen mit dem Verbau zusätzlicher Strukturoptionen aufgrund der besseren Lastverteilung im Vorderwagen. Insbesondere Strukturvarianten, welche wie die angesprochenen *StrVar 12* und *StrVar 15* besonders in Lenk- und Übergangseigenschaften gut beurteilt werden, weisen in diesem Kennwert kurvenaußen die geringeren Werte auf.

Analog der weiteren translatorischen Radstellungsänderungskennwerte fällt eine Einschätzung der Größenordnung anhand bekannter achskinematischer Kennwerte schwer. Jedoch zeigt die Erfahrung, dass quernachgiebigkeitsverringende Strukturoptimierungen in der Vergangenheit bei einer Vielzahl, auch sehr unterschiedlicher, Fahrzeugprojekte fahrdynamisch häufig derart gut wirksam waren, dass auch hohe Kosten für späte Änderungen in Kauf genommen wurden. Damit und in Anbetracht der deutlichen Beeinflussung dieses Kennwerts insbesondere am kurvenäußeren Rad wird die strukturinduzierte Translation in y-Richtung als fahrdynamisch

relevant angesehen.

**$u_{StrRae,z}$  – „strukturinduzierte Vertikalnachgiebigkeit“**

Am Rad vorne links ist die Strukturdeformation (s. Abb. 5.14) in positiver z-Richtung aufgrund der kurvenaußen höheren Vertikalkräfte deutlich größer als am Rad vorne rechts, was sich in der induzierten vertikalen Translation widerspiegelt. Über alle Strukturvarianten betrachtet beträgt die durchschnittliche Verschiebung vorne links  $0,71\text{ mm}$  und vorne rechts  $0,39\text{ mm}$ . Sowohl links als auch rechts weist *StrVar 2* den Maximalwert auf ( $1,07\text{ mm}$  bzw.  $0,45\text{ mm}$ ). Der mittlere Unterschied aller Varianten, bezogen auf *StrVar 02*, beträgt gegenüber dem mittleren Absolutwert aller Varianten kurvenaußen  $40,0\%$  und kurveninnen  $10,3\%$ . Das zeigt v. a. vorne rechts eine deutliche Auswirkung der geänderten Strukturdeformation auf den Radmittelpunkt.

Anhand der in Tab. 5.6 dargestellten Werte für  $\delta_{StrRae,z,VL}$  ist ersichtlich, dass im Gegensatz zu den meisten anderen Kennwerten dieser Methodik hier mit  $24,3\%$  Unterschied die Wandstärkenerhöhung am Federbeindom zwischen *StrVar 2* und *StrVar 3* einen ebenso deutlichen Einfluss zeigt, wie die strebenbasierten weiteren Skalierungsoptionen. Strukturmechanisch ist das nachvollziehbar, da durch das am Federbeindom verschraubte Stützlager annähernd die gesamten Vertikalkräfte des Rades in die Struktur eingeleitet werden, gleichzeitig durch die Wandstärkenerhöhung die membranähnliche Durchbiegung der Verschraubungsfläche direkt reduziert werden kann.

Am rechten Rad zeigt sich anhand der charakteristischen Varianten, dass diese sehr lokale Versteifungsmaßnahme sogar die größere Auswirkung hat als die Strebenskalierungen.

Allgemein ist bei der Auswertung aller Strukturvarianten zu erkennen, dass durch zusätzlichen Verbau von Maßnahmen die Verschiebung tendenziell zwar verringert wird, dies jedoch nicht für alle Varianten an beiden Rädern gilt. Während kurvenaußen das Minimum von  $0,52\text{ mm}$  in der maximal versteiften Variante *StrVar 15* erreicht wird, erzielt kurveninnen *StrVar 13* den kleinsten Wert. Diese Variante hat jedoch im Gegensatz zur *StrVar 15* keine wesentlichen zusätzlichen Strukturskalierungen, welche linke mit rechter Fahrzeugseite verbinden. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Verschiebung in z-Richtung auch eine Funktion der globalen Strukturdeformation im Vorderwagen ist.

Aus einer geringen Vertikalnachgiebigkeit lässt sich als fahrdynamische Auswirkung eine Funktionsverbesserung des Fahrzeugdämpfers ableiten. Diese Einschätzung deckt sich mit der Erfahrung, nach der eine steifere Anbindung des Dämpfers es diesem ermöglicht, bei Einfedern des Rades infolge Kurvenfahrt oder Unebenheiten durch ein besseres Ansprechverhalten früher wirksam zu werden. Das führt zu gesteigerten Relativgeschwindigkeiten im Dämpfer, was in erhöhten Dämpfungskräften resultiert. Einerseits folgt das Rad dadurch präziser etwaigen Fahrbahnunebenheiten, andererseits ist zudem die Abstützung der Fahrzeugstruktur auf dem Fahrwerk verbessert.

Die Subjektivbewertung in Abschnitt 4.2.2 ergibt eine deutliche Verbesserung in annähernd allen Kriterien von der Strukturvariante *StrVar 2* zu *StrVar 3*, was mit den ermittelten Unterschieden in diesem Kennwert einhergeht. Die Wandstärkenerhöhung zwischen diesen Varianten erfolgt auch von *StrVar 6* zu *StrVar 13*, allerdings ist in diesem Vergleich der subjektive Unterschied nicht derart deutlich wie zwischen den zuvor genannten Varianten. Das stimmt mit einem geringeren Unterschied in dem Kennwert zwischen diesen Varianten überein und liegt daran, dass in *StrVar 6* und *StrVar 13* zusätzliche Skalierungsoptionen verbaut sind, welche in *StrVar 2* und *StrVar 3* fehlen. Das große subjektive Delta zwischen *StrVar 2* und

*StrVar 3* deutet zudem darauf hin, dass in der weicheren Variante ein gewisses Mindestmaß an Vertikalnachgiebigkeit für eine adäquate Dämpferwirksamkeit unterschritten ist.

Für eine Abschätzung der Größenordnung der ermittelten Verschiebungswerte fehlen, wie in den x- und y-Verschiebungen, vergleichbare klassische Achskinematikkenwerte. Jedoch wird in der einschlägigen Fachliteratur auf die Notwendigkeit einer ausreichend hohen Struktursteifigkeit hingewiesen, was auch hier mit den Erfahrungen im Fahrzeugentwicklungsprozess übereinstimmt. Aufgrund dessen und in Kombination mit der oben dargelegten Analyse und Interpretation der Ergebnisse der Strukturvarianten wird auch die strukturinduzierte z-Verschiebung der Radmittelpunkte als ein relevanter Kennwert erachtet.

### 5.3.6. Zusammenfassung Abschnitt 5.3

Die vorgestellte Methodik der strukturinduzierten Radstellungsänderung bildet die Teilwirkkette 1 nach Abschnitt 3.4 ab und stellt eine Weiterentwicklung des in [31] vorgestellten Berechnungsverfahrens zur Bewertung der Fahrdynamikgüte von Fahrzeugstrukturen dar.

Die Erweiterung des FEM-Berechnungsmodells um die elastokinematischen Starrkörpermodelle der Vorder- und Hinterachse ermöglicht es, die zuvor schwer zu interpretierenden Strukturdeformationen in den einzelnen Raumrichtungen der einzelnen Fahrwerkskoppelstellen auf den Radmittelpunkt zu projizieren. Hieraus können Kennwerte in Form von Relativverschiebungen und -verdrehungen gegenüber einer Referenzstruktur ermittelt werden. Diese Kennwerte haben einen höheren fahrdynamischen Charakter als die ehemals verwendeten lokalen Struktursteifigkeiten und erlauben es, die fahrdynamische Beeinflussung durch die Strukturdeformation fundierter und auf kausaler Basis zu diskutieren.

Durch die Messung gegenüber der Referenzstruktur wird zudem der unbekannte Starrkörperbewegungsanteil im Ergebnis des verwendeten Inertia-Relief-Berechnungsverfahrens eliminiert, was eine Verbesserung gegenüber dem Verfahren nach [31] darstellt.

Mittels der Bewertungsmethodik kann die Fahrzeugstruktur verhältnismäßig zeiteffizient in verschiedenen stationären Lastfällen wie einer Kurvenfahrt, einer Geradeausfahrt oder einem Verzögerungsvorgang analysiert werden. Da die Betrachtung mehrerer Lastfälle den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würde, wird hier die Diskussion der Ergebnisse exemplarisch anhand der stationären Kreisfahrt bei sportlicher Querbeschleunigung geführt.

Am qualitativen Vergleich der Deformation zweier Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs zeigt sich bereits ein deutlicher Einfluss der verbauten Skalierungsoptionen. Dieser Einfluss bestätigt sich quantitativ in der detaillierten Analyse aller Strukturvarianten auf Basis der ermittelten strukturinduzierten Radstellungsunterschiede.

Die Absolutwerte mehrerer Kennwerte, als auch deren Unterschiede, nehmen infolge der Strukturmodifikationen Größenordnungen von fahrdynamischer Relevanz an. Damit zeigt sich, dass Strukturdeformationen für zu berücksichtigende Radstellungsänderungen verantwortlich sind und diese mit der erarbeiteten Methodik bewertet werden können.

Allgemein ergibt sich aus der Ergebnisdiskussion die Tendenz, dass mit Verbau zusätzlicher Skalierungsoptionen eine Reduktion der induzierten Radstellungsänderung einhergeht. In manchen der Kennwerte, für eines der beiden Vorderräder und/oder bestimmten Strukturvarianten wird diese Tendenz jedoch unterbrochen. Dabei ist zu beachten, dass aufgrund der Vorzeichendefinition einige der Werte prinzipiell ein negatives Vorzeichen aufweisen, wodurch eine geringere Radstellungsänderung in numerisch größeren Zahlenwerten resultiert.

Grundsätzlich bestätigt sich damit das empirische Wissen (s. Kapitel 1 und 2), dass eine

genügend steife Struktur ein erforderliches Kriterium für gesteigerte fahrdynamische Ansprüche ist. Die hier vorgestellte Methodik liefert dafür eine Begründung. Damit wird eine deutlich präzisere Strukturauslegung ermöglicht, wodurch eine „blinde“ Steigerung globaler und lokaler Steifigkeiten (und damit auch Kosten und Gewicht) vermieden werden kann.

Es ist anzumerken, dass aufgrund der Beschaffenheit des Versuchsfahrzeugs im Rahmen dieser Arbeit nur Strukturmaßnahmen im Vorderwagenbereich diskutiert werden. Für andere Fahrzeuge und andere Strukturänderungen, beispielsweise in der Zelle oder im Hinterwagen, ist eine Untersuchung ausstehend und empfiehlt sich für Folgearbeiten.

#### 5.4. Bewertungsmethodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“

Teilwirkkette 2 (s. Kapitel 3) prognostiziert eine Änderung des subjektiven Fahrdynamikempfindens in Form sich unterscheidender sensibler Beschleunigungen infolge von Modifikationen der Fahrzeugstruktur. Andere Einflussfaktoren wie äußere Anregungen oder Eigenschaften der Fahrwerkskomponenten sollen bei der Betrachtung verschiedener Strukturvarianten als identisch angesehen werden. In Abschnitt 3.4 wird beschrieben, dass dieser Gedanke im Vergleich zum bisherigen Stand des Wissens eine neue Wirkkette zur Beeinflussung der Fahrdynamik durch die Fahrzeugstruktur darstellt.

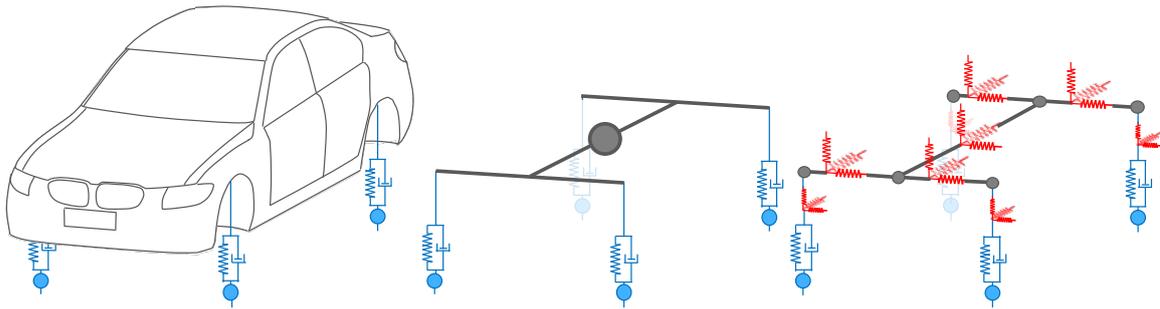
Zur Ermittlung der nach Teilwirkkette 2 relevanten zeitlichen Beschleunigungsverläufe ist aus physikalischer Sicht die allgemeine transiente Bewegungsgleichung (2.13) innerhalb eines zu betrachtenden Zeitraums zu lösen. Für dieses Ziel sind bekannte Methoden auf Basis von Steifigkeitskennwerten als auch die Methode der strukturinduzierten Radstellungsänderung nach Abschnitt 5.3 aufgrund ihrer statischen Berechnungsansätze nicht geeignet.

Die Notwendigkeit des Lösen der transienten Bewegungsgleichung (2.13) lässt schon vorab einen erhöhten Berechnungsaufwand im Vergleich zu statischen Methoden erwarten. Deswegen soll der in Abschnitt 5.3 für die Methodik der strukturinduzierten Radstellungsänderung formulierte Anspruch schneller Rechenzeiten in dem hier betrachteten ersten Schritt der Methodenentwicklung nicht gelten. Für den Fall einer produktiven Anwendung im Fahrzeugentwicklungsprozess ist die Realisierung kurzer Rechenzeiten natürlich ein wesentliches Ziel.

Um der Zielsetzung für die Methodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ zu entsprechen, werden die Anforderungen aus Abschnitt 5.3 dementsprechend angepasst:

- hohe Abbildungstreue dynamischer und transienter Struktureigenschaften;
- detaillierte Lastpfaddarstellung in der Fahrzeugstruktur;
- Berücksichtigung relevanter Nichtlinearitäten des Gesamtsystems;
- ausreichend kleine zeitliche Diskretisierung zur Abbildung erforderlicher dynamischer Effekte;
- Bereitstellung einer Bewertungsmöglichkeit für die nach Teilwirkkette 2 zu betrachtenden Beschleunigungen.

In [25, 26] sind Vorarbeiten zur hier behandelten Teilwirkkette veröffentlicht. Abb. 5.15 zeigt das in [26] dargestellte Prinzipmodell, anhand welchem zwei wesentliche Aspekte verdeutlicht werden:



**Abbildung 5.15.:** Prinzipmodell zur Beeinflussung des niederfrequenten Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur gegenüber dem Fahrwerk [26].

- Schwingungen innerhalb der Fahrzeugstruktur, welche bei (elastischer) Strukturdeformation infolge eingeleiteter Fahrmanöverlasten entstehen, führen nicht zu einem Schwingverhalten, welches von den Insassen als fühlbare fahrdynamische Quer- oder Vertikaldynamik empfunden wird. Einerseits ist dafür die Frequenzlage zu hoch (die erste Eigenfrequenz aktueller Fahrzeugstrukturen ist i.A. größer 30 Hz, s. Abb. 2.2 und Abb. 3.2), andererseits sind die Amplituden solcher strukturmechanischen Schwingungen zu gering. Das zu betrachtende fühlbare Schwingverhalten resultiert stattdessen aus den Relativbewegungen der Fahrzeugstruktur gegenüber dem Fahrwerk, was auch als eine Ganzkörperschwingung beschrieben werden kann. Daher wird klar, dass zu dessen Bewertung das reine strukturmechanische FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur nach Abschnitt 5.1 nicht ausreichend ist, sondern eine Erweiterung der Systemgrenze zur Abbildung dieser Relativbewegungen erforderlich wird [25, 26].
- Die Weiterentwicklung des Gedankenmodells der hier zu betrachtenden Beeinflussung verdeutlicht Abb. 5.15. Abb. 5.15 links zeigt das schwingungsfähige System aus Fahrzeugstruktur samt aller an ihr befestigten Komponenten und dem Fahrwerk (hier vereinfacht dargestellt durch die Radfedern und -dämpfer). Wird die Fahrzeugstruktur zunächst als ideal steif angesehen (oder um Größenordnungen steifer als die abgebildeten Fahrwerkskomponenten<sup>1</sup>), so ist das fühlbare Schwingverhalten der Struktur nur von der Parallelschaltung der Steifigkeiten aus Radfedern und -dämpfern abhängig (Abb. 5.15 Mitte). Diese Modellvorstellung gibt auch Abb. 3.4 wieder. Wesentliche Aussage dabei ist, dass bei einer Reihenschaltung der Steifigkeiten aus Fahrwerk und einer um Größenordnungen steiferen Struktur das Schwingverhalten im relevanten Ausmaß nur von den verhältnismäßig weichen Fahrwerksfedern und -dämpfern bestimmt wird [26]. Die Erweiterung der Modellvorstellung zeigt Abb. 5.15 rechts, nach der das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur neben den Eigenschaften der Fahrwerkskomponenten ebenso von ihren eigenen Struktureigenschaften abhängig ist. Durch die Berücksichtigung der Strukturelastizität ergibt sich im dreidimensionalen Raum eine komplexe Anordnung aus Reihen- und Parallelschaltungen der Struktur- und Fahrwerkssteifigkeiten [26].

Die Prinzipbetrachtungen in [26] zeigen, dass in diesem komplexen dreidimensionalen Gebilde die Steifigkeiten der Fahrzeugstruktur in einzelnen Bereichen und Richtungen nicht um mehrere Größenordnungen steifer sind als die der Fahrwerkskomponenten. Entgegen der bisherigen

<sup>1</sup>Die Dämpfungseigenschaften der Fahrwerksdämpfer können, zur Vereinfachung der Überlegungen, auch als komplexe Steifigkeit abgebildet werden.

Annahmen kann es zu einer Beeinflussung des eigenen niederfrequenten (Ganzkörper-) Schwingverhaltens kommen [26].

Aus [26] geht auch hervor, dass das verwendete stark vereinfachte Modell zwar geeignet ist, diese Wirkkette prinzipiell zu betrachten und darauf aufbauend weiterführende Untersuchungen zu empfehlen. Aufgrund der gewählten Vereinfachungen im Bereich des Fahrwerks und der Fahrzeugstruktur sind wesentliche physikalische Eigenschaften als auch relevante Fahrzeugkomponenten nicht abgebildet. Daher ist dieses Prinzipmodell zwar für die Voruntersuchungen in [26], nicht jedoch für die weiterführenden Zielsetzungen dieser Arbeit geeignet.

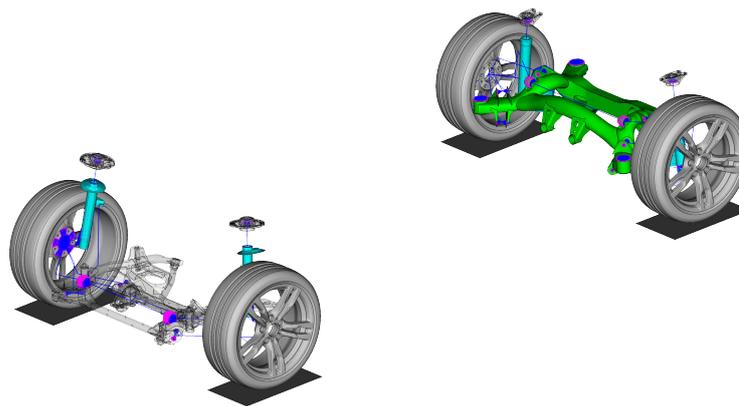
Aus diesem Grund wird für die Methodik des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur das FEM-Strukturmodell nach Abschnitt 5.1 umfangreich um erforderliche Fahrwerkskomponenten erweitert, was nachfolgend in Abschnitt 5.4.1 beschrieben ist.

Darauf aufbauend erläutert Abschnitt 5.4.2, um welche zusätzlichen physikalischen Effekte das Modell ergänzt werden muss, während Abschnitt 5.4.3 die erforderlichen Definitionen für den FEM-Solver beschreibt.

Die Abschnitte 5.4.4 und 5.4.5 zeigen einerseits die Eingangsgrößen der Bewertungsmethodik, andererseits die aus dem Berechnungsergebnis entnommenen Größen und deren Weiterverarbeitung hin zu Kennwerten. Ebenso wird dort auf die Berechnungsdauer, die Verwendung reduzierter Modelle und die Anwendung der Mehrkörpersimulation eingegangen. In Abschnitt 5.4.7 erfolgt die Analyse der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs hinsichtlich der beschriebenen Teilwirkkette mittels der erarbeiteten Kennwerte.

#### 5.4.1. Erweiterung der Modellierung

Den zuvor dargelegten Erkenntnissen aus [25, 26] folgend, muss die Systemgrenze zur Analyse des fühlbaren Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur erweitert werden. Daher wird das FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur nach Abschnitt 5.1 um einen Großteil der Fahrwerkskomponenten ergänzt, was in [25, 27] und nachfolgend beschrieben sowie in Abb. 5.16 gezeigt ist.



**Abbildung 5.16.:** Erweiterung der Systemgrenze des Berechnungsmodells für die Bewertungsmethodik Schwingverhalten Fahrzeugstruktur durch Ergänzung relevanter Fahrwerkskomponenten ([25, 27]).

Die Fahrwerkskomponenten sind zwar zur Darstellung des schwingungsfähigen Systems erforderlich, selbst jedoch nicht Teil der zu betrachtenden und zu variierenden Fahrzeugstruktur.

Daher werden mögliche Vereinfachungen in der Abbildung dieser Komponenten zur Reduktion des Modellierungs- und Berechnungsaufwands umgesetzt.

Die Lenker an Vorder- und Hinterachse sowie die Radträger sind mittels starrer Stabelemente modelliert. Diese Vereinfachung ist zulässig, da die bei elastischer Beanspruchung im wesentlichen nur auf Zug bzw. Druck belasteten Lenker in dieser Richtung eine sehr hohe Steifigkeit aufweisen. Der aufgrund seiner elastischen Lagerungen gegenüber der Fahrzeugstruktur im bisherigen Modell nicht berücksichtigte Hinterachsträger wird als FEM-Struktur analog der Strukturmodellierung aus Abschnitt 5.1 abgebildet [25].

Die zur Vervollständigung der Elasto-Kinematik erforderlichen Elastomere und Kugelgelenke zwischen Lenkern, Radträger, Achsträgern und der Fahrzeugstruktur werden durch Verbindungselemente abgebildet, denen in den drei translatorischen und drei rotatorischen Freiheitsgraden die über Messung bestimmten Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der realen Bauteile aufgeprägt werden [25].

Mittels derselben Art von Verbindungselementen samt der gleichen Bedatungsweise werden die Fahrzeugfedern und -dämpfer modelliert. An den Dämpfern wird zusätzlich das Gehäuse als elastische FEM-Struktur abgebildet, da insbesondere an der Vorderachse das im Versuchsfahrzeug verbaute McPherson-Federbein (s. Abschnitt 1.5) radführend und daher dessen Steifigkeit relevant ist [25].

Das bereits im Fahrzeugstrukturmodell enthaltende Lenkungsgehäuse wird um die Zahnstange samt Relativverschiebungsmöglichkeit zur Darstellung eines Lenkwinkels erweitert.

Von den Rädern und Reifen sind, analog den Elastomeren, die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften zu berücksichtigen, welche über ein FEM-Feinmodell abgebildet werden. Um den Nachteil deutlich steigender Rechenzeiten infolge der großen Anzahl zusätzlicher Elemente zu reduzieren, werden für die Räder/Reifen vorab kondensierte lineare Modelle<sup>1</sup> erzeugt, um diese anschließend in das Gesamtmodell integrieren zu können [25].

Mit folgenden Prämissen wird die linearisierte Abbildung der Reifeneigenschaften für die Untersuchungen dieser Arbeit als zulässig angesehen [25]:

- Das zu betrachtende fahrdynamische Manöver und das resultierende fahrdynamische Gesamtfahrzeugverhalten befindet sich im linearen Fahrdynamikbereich, in welchem in guter Näherung von linearen Reifeneigenschaften auszugehen ist (s. Abschnitt 2.3.2.2).
- Es findet keine Relativbewegung zwischen der Reifenaufstandsfläche und der Fahrbahn statt.
- Die zu untersuchende Varianz im Berechnungsmodell liegt nicht im Reifen selbst und das Reifenverhalten ändert sich nicht in relevanten Größenordnungen durch die zu untersuchende Varianz (hier: Strukturvarianten).

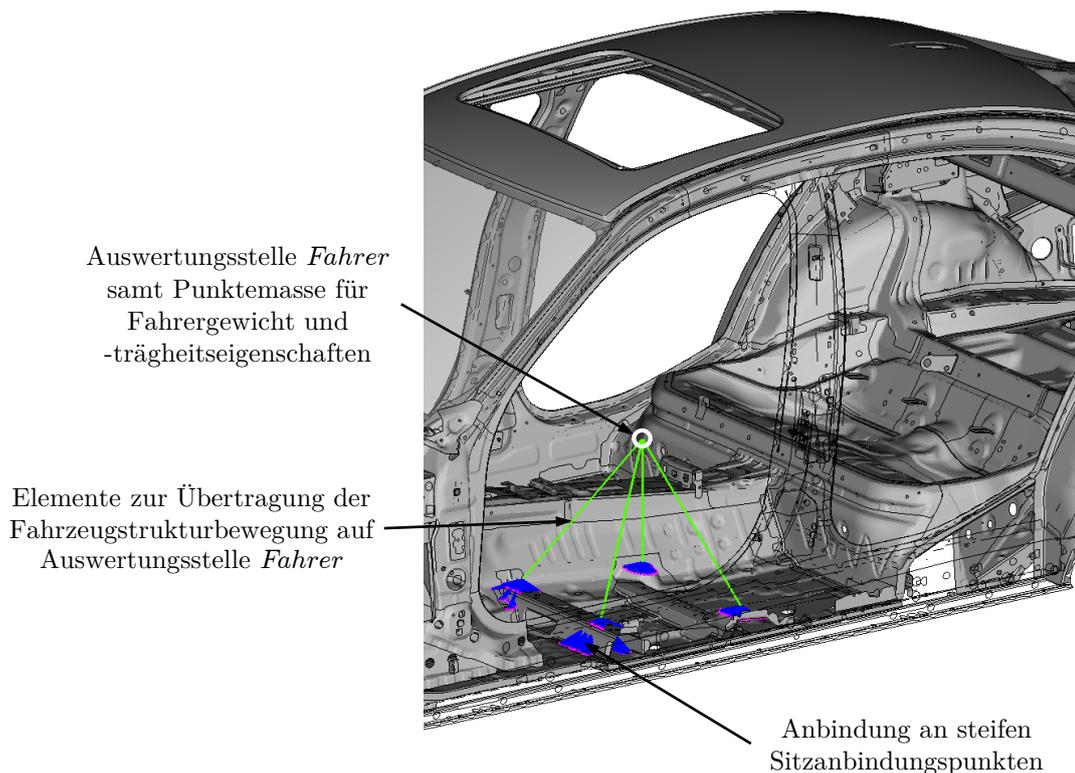
Der Antriebsstrang verbleibt in der Modellierung nach Abschnitt 5.1, wird an den Koppelstellen zur Struktur jedoch mit bedateten Verbindungselementen entsprechend den tatsächlich verbauten Elastomeren angebunden. Dadurch wird das niederfrequente Verhalten des Antriebstrangs berücksichtigt, während eine detaillierte Abbildung seiner komplexen Komponenten nicht erforderlich ist und vermieden werden kann.

Die Auswertung der insassenrelevanten Beschleunigungen erfolgt exemplarisch am Schwerpunkt des Fahrers. Abb. 5.17 zeigt die Auswertungsstelle *Fahrer* ebenso wie die den Insassen abbildende

---

<sup>1</sup>Kondensierung, Superelemente: für weitere Informationen siehe z. B. [48, 72].

Punktmasse, welche über Verbindungselemente an den Sitzanbindungsstellen angebunden ist. Durch diese Verbindungen werden die Bewegungen bzw. Schwingungen der Fahrzeugstruktur auf den Insassenschwerpunkt übertragen. Da die Sitzanbindungsstellen aufgrund der Anforderungen der passiven Sicherheit konstruktiv verhältnismäßig steif ausgeführt werden müssen, ergibt sich für die Betrachtung der Fahrerbeschleunigungen der positive Effekt, dass das Ergebnis nicht durch lokale Blechfeldschwingungen weicher Strukturbereiche verfälscht wird.



**Abbildung 5.17.:** Auswertungsstelle *Fahrer* inklusive Punktemasse für den Insassen im Schwerpunkt des Fahrers, angebunden über Verbindungselemente an den Sitzanbindungspunkten.

Auf die Abbildung der Sitze kann gemäß den Ausführungen in Kapitel 3 verzichtet werden. Der im Vergleich verschiedener Strukturvarianten gleichbleibende Sitz samt seiner Eigenschaften würde die ausgewerteten Beschleunigungen eventuell zwar verändern, dies aber für alle Strukturvarianten gleichartig. Dadurch bleibt die Aussage im Strukturvergleich auch bei Verzicht auf eine detaillierte Modellierung des Sitzes identisch [25]. Mit derselben Begründung kann auf biomechanische PKW-Fahrermodelle verzichtet werden, wie sie beispielsweise in [108] beschrieben werden. Einen Mehrwert würden solche Modelle für diese Arbeit nur bieten, wenn sie in der Lage wären, die erfassten physikalischen Eigenschaften (im Fall dieser Untersuchungen die Beschleunigungen aus dem Schwingverhalten) in Aussagen zum subjektiven Gefallen zu übersetzen. Dieses Wissen ist jedoch noch nicht hinreichend vorhanden (s. Kapitel 2).

### 5.4.2. Abbildung physikalischer Eigenschaften

Für die Methodik zum fühlbaren Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur müssen die physikalischen Eigenschaften der geometrischen Nichtlinearität und nichtlinearer Element- bzw. Materialparameter berücksichtigt werden [25, 27]. Infolge des dadurch notwendig werdenden iterativen Berechnungsverfahrens (s. Abschnitt 5.4.3) steigt der Berechnungsaufwand deutlich. Allerdings zeigen Vergleichsrechnungen mit linearisierten Eigenschaften, dass durch solche Vereinfachung das Berechnungsergebnis in relevanten Größenordnungen verfälscht werden würde. Daher sind diese Linearisierungen als unzulässig zu bewerten.

#### Geometrische Nichtlinearität

Das niederfrequente, fühlbare Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur stellt im Wesentlichen eine Ganzkörperbewegung der Fahrzeugstruktur gegenüber dem Fahrwerk dar, welche aufgrund der Größe der Bewegungsamplituden sogar visuell erkennbar sein kann. Hieraus kann qualitativ bereits die Schlussfolgerung getroffen werden, dass geometrische Nichtlinearität in den Berechnungen berücksichtigt werden muss.

[109] gibt gemäß Tab. 5.7 mehrere Voraussetzungen für die Wahl geometrisch nichtlinearer Berechnungsmethoden an. So werden beispielsweise für Rotationen Winkel  $> 4^\circ$  bis  $5^\circ$  als Grenze definiert, ab welcher nichtlinear zu berechnen ist, was auf die hier betrachtete Problemstellung zutrifft [25].

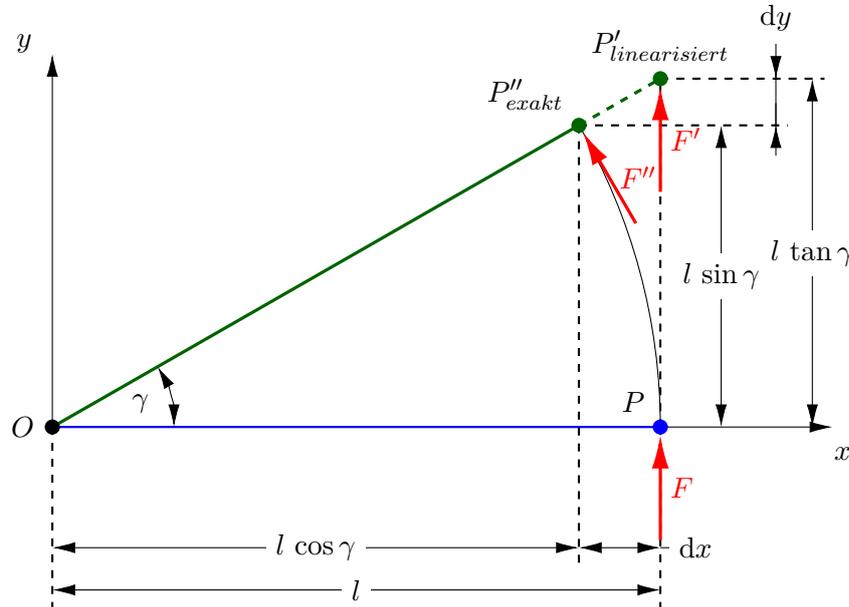
<b>geometrisch lineare Berechnung</b>	<b>geometrisch nichtlineare Berechnung</b>
Gleichgewicht am unverformten System	Gleichgewicht am verformten System
kleine Rotationen (folglich: linearisierte Kinematik)	große Rotationen
kleine Dehnungen (Dehnung als Längenänderung bezogen auf Ausgangslänge)	große Dehnungen

**Tabelle 5.7.:** Voraussetzungen für geometrisch lineare und nichtlineare Berechnungen nach [109].

Große bzw. plastische Dehnungen sind an Strukturelementen bei fahrdynamischer Belastung zwar nicht zu erwarten, allerdings treten an den Fahrzeugfedern, -dämpfern und Elastomeren Längenänderungen auf, welche unter den numerischen Gesichtspunkten der FEM-Methode als zu groß für eine lineare Berechnung zu beurteilen sind [25].

Ein zusätzlicher wichtiger Aspekt ist die Berechnung des Gleichgewichtszustands aus inneren und äußeren Kräften auf Basis des verformten Systems. Zwar ist bei der hier betrachteten Fragestellung nicht davon auszugehen, dass sich die Struktur plastisch und damit relevant groß für geometrische Nichtlinearität verformt. Allerdings sind die Bewegungsamplituden der Fahrzeugstruktur gegenüber dem Fahrwerk als derart groß zu erwarten, dass es erforderlich wird, die Rotationen der Schnittkräften (insbesondere an den Elementen der Fahrwerksmodellierung) zu berücksichtigen. In jedem einzelnen Berechnungsschritt werden die Kräfte gemäß der

Rotation des beaufschlagten Knoten aus der Auslenkung bzw. Verformung des vorangegangenen Berechnungsschritt aufgebracht [25].



**Abbildung 5.18.:** Geometrisch exakte und linearisierte Lösung inkl. mitrotierender äußerer Kräfte [25, 109].

Diesen Zusammenhang verdeutlicht Abb. 5.18. In einer geometrisch linearisierten Berechnung wird der Punkt  $P$  des undeformierten Systems auf  $P'$  verschoben. Die Kraft  $F$  verbleibt hierbei in einem möglichen nachfolgenden Berechnungsschritt in der ursprünglichen Orientierung (s.  $F'$ ).

In der geometrisch nichtlinearen Lösung kann die Orientierung der Kraft analog der Rotation des beaufschlagten Knotens angepasst werden, sodass  $F$  auf  $F''$  abgebildet wird.

Abb. 5.18 zeigt ebenso den Einfluss der Berücksichtigung großer Rotationen. Die lineare Betrachtung verschiebt Punkt  $P$  gemäß des Vektors von  $F$  auf  $P'$  mit der Konsequenz, dass  $\overline{OP'} > \overline{OP}$  ist. Diese lineare Betrachtung ist zulässig, solange  $\gamma$  klein ist, was dann auch für die Auslenkung bzw. Verschiebung gilt [25].

Mathematische Begründung: mit kleinem Winkel  $\gamma$  ergibt sich in guter Näherung

$$\cos(\gamma) \approx 1 \quad | \text{ für kleine Winkel } \gamma; \quad (5.2)$$

$$\sin(\gamma) \approx \tan(\gamma) \approx \gamma \quad | \text{ für kleine Winkel } \gamma. \quad (5.3)$$

Mit  $dx$  und  $dy$  als Fehler zwischen linearisierter und exakter bzw. geometrisch nichtlinearer Lösung ergibt sich unter Berücksichtigung von Gl. (5.2) und Gl. (5.3) [109]:

$$dx = l(1 - \cos(\gamma)) \approx 0; \quad (5.4)$$

$$dy = l(\sin(\gamma) - \tan(\gamma)) \approx 0. \quad (5.5)$$

Wie oben bereits beschrieben, wird nach [109] ab einem Winkel  $\gamma > 4^\circ$  bis  $5^\circ$  der Fehler bei linearisierter Berechnung in jedem Fall unzulässig groß. Allerdings kann auch bereits bei kleineren Winkeln in manchen Problemstellungen die Berücksichtigung geometrischer Nichtlinearität notwendig werden [109].

Zum tieferen Studium der modifizierten mathematischen Lösungsverfahren für geometrisch nichtlineare Eigenschaften und die Implementierung im hier verwendeten FEM-Solver ABAQUS sei auf [42, 48, 72, 73, 109] verwiesen.

### **Nichtlineare Element- bzw. Materialparameter**

Das hier zu betrachtende Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur tritt im normalen Fahrzeugbetrieb auf. Daher ist, wie bereits erwähnt, eine plastische Deformation der Fahrzeugstruktur nicht zu erwarten bzw. nicht zulässig. Für die Werkstoffe der Fahrzeugstrukturkomponenten und zusätzlich des Hinterachsträgers kann deswegen auf rein elastisches Materialverhalten zurückgegriffen werden.

Die in Abschnitt 5.4.1 beschriebenen und in der Fahrwerksmodellierung zum Einsatz kommenden Verbindungselemente hingegen müssen mit den relevanten Eigenschaften der abzubildenden Komponenten bedatet werden. Für die Verbindungselemente, welche die Elastomere, Federn, Dämpfer und Kugelgelenke des Fahrwerks darstellen, sind im Allgemeinen deren Steifigkeits- als auch Dämpfungseigenschaften notwendig. Diese Eigenschaften werden in Form von Kennlinien an Komponentenprüfständen ermittelt und können nichtlinearer Gestalt sein [25].

Deren Nichtlinearität verdeutlicht exemplarisch an Kennlinien der Fahrzeugdämpfer und der Stützlager der Vorderachse Abb. 5.19. Am Beispiel der Fahrzeugdämpfer ist die Nichtlinearität in der Dämpfung im komplexen Aufbau des Bauteils begründet, welcher es ermöglicht, im Rahmen der Fahrwerksabstimmung gezielt das Dämpfungsverhalten abstimmen zu können. Am Beispiel des Stützlagers resultiert das nichtlineare Verhalten aus den Materialeigenschaften des Elastomers, welches eine Versteifung bei größerer Auslenkung bereitstellen soll [25].

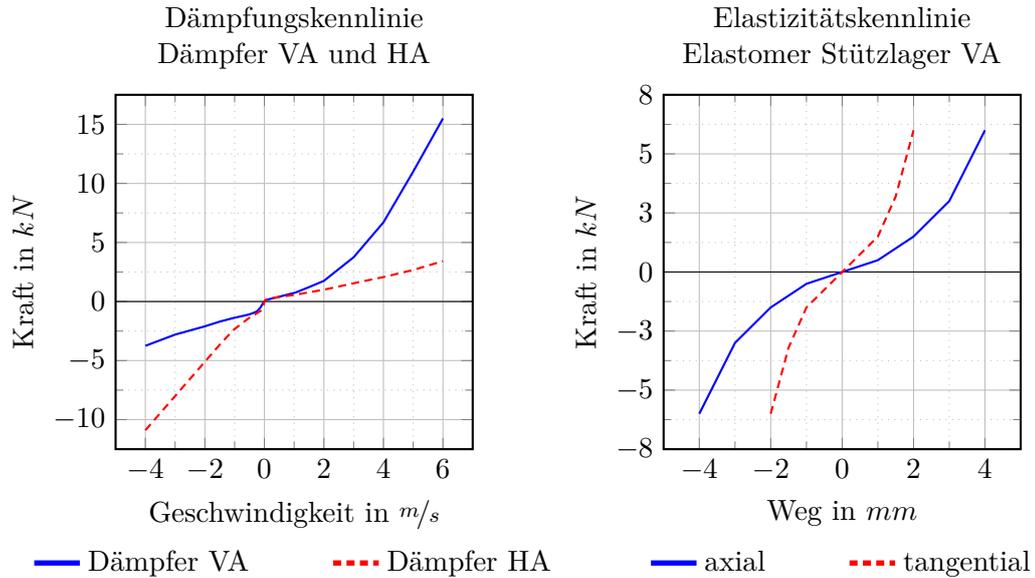
Wie eingangs dieses Abschnittes beschrieben, zeigen Vergleichsrechnungen mit linearisierten Parametern in einem Arbeitspunkt für diese Verbindungselemente derart große Abweichungen im Berechnungsergebnis, dass eine solche Linearisierung für deutlich nichtlineare Kennlinien im Rahmen dieser Methodik nicht zulässig ist.

Zeigen die am Prüfstand ermittelten Kennlinien jedoch für einzelne Komponenten und/oder Eigenschaften in einem breiten Bereich um die Ausgangslage ein lineares Verhalten (z. B. für die Steifigkeit der Kugellager), so ist die Linearisierung zulässig und wird im Berechnungsmodell angewandt.

Die Verbindungselemente werden gemäß der Richtungen ihrer eigenen lokalen Koordinatensysteme in oben beschriebener Weise bedatet. Für Elementzustände, welche nicht durch die verwendete Kennlinie abgedeckt sind, kann diese linear extrapoliert werden, was allerdings im Rahmen der in dieser Arbeit verwendeten Ergebnisse nicht auftritt.

### **5.4.3. Berechnungsverfahren**

Nach Kap. 3 gilt es, die vom Insassen empfundenen Beschleunigungen durch das Schwingen der Fahrzeugstruktur infolge von Fahrmanövern zu bewerten. Zwar erfolgt im Frequenzbereich eine unterschiedlich starke Sensierung und Gewichtung, das menschliche Beschleunigungsempfinden erfolgt allerdings primär im Zeitbereich. Deswegen ist simulativ für die Bewertungsmethodik



**Abbildung 5.19.:** Nichtlineare Eigenschaften von Fahrwerkskomponenten des Versuchsfahrzeugs, abgebildet in Form von Kennlinien zur Verwendung im FEM-Berechnungsmodell. Hier exemplarisch dargestellt an den Dämpfungskennlinien der Fahrwerksdämpfer und der Elastizitätskennlinien der Stützlager der Vorderachse [25].

ein transienter Ansatz zu wählen.

Durch die in Abschnitt 5.4.2 vorgestellten und zu berücksichtigenden nichtlinearen Eigenschaften wird die Verwendung eines iterativen Algorithmus vorgegeben. Prinzipiell stehen dafür explizite und implizite Methoden zur Verfügung. Da es sich bei den hier diskutierten Berechnungen jedoch nicht um hochdynamische Vorgänge (wie beispielsweise bei einem Crash) handelt, kann ein impliziter Algorithmus mit dem Vorteil höherer Genauigkeit durch die Anwendung von Konvergenzkontrollmechanismen gewählt werden [25, 27].

Für die implizite Berechnung im Zeitbereich wird im Rahmen dieser Arbeit der kommerzielle FEM-Solver ABAQUS/STANDARD des Entwicklers SIMULIA, DASSAULT SYSTÈMES verwendet. Abschnitt 2.2.4 beschreibt die einer transienten Betrachtung zugrundeliegenden mathematischen Zusammenhänge. Ziel ist es, die Bewegungsgleichung (2.17) im Zeitbereich zum Zeitpunkt  $t$  und allen weiteren Zeitpunkten  $t + \Delta t$  innerhalb des gesamten Betrachtungszeitraums  $T$  zu lösen, welcher durch das Zeitinkrement  $\Delta t$  diskretisiert wird [25].

$\Delta t$  wird, samt einer unteren und oberen Grenze, dem Solver als empfohlener Zeitschritt vorgegeben. Die Verwendung des impliziten Algorithmus erlaubt es dem Solver jedoch in Abhängigkeit der Konvergenzkontrollmechanismen, den Zeitschritt im Rahmen der definieren Grenzen automatisch zu variieren [48]. Werden die Kontrollkriterien in einem Inkrement verletzt, so wird der Zeitschritt vom Solver im Allgemeinen verkleinert, um die auftretenden Änderungen im System zwischen  $t$  und  $t + \Delta t$  zu verringern und damit die Einhaltung der Gütekriterien der errechneten Lösung für  $t + \Delta t$  zu erleichtern. Erreicht der reduzierte Zeitschritt die minimale Grenze, so wird die Berechnung mit der Fehlermeldung nicht erzielter Konvergenz gestoppt [48]. Häufig treten solche Zeitschrittreduktionen beispielsweise bei plötzlich eintretenden Ereignissen wie spontaner Änderung der Randbedingungen oder Schließen/Öffnen von Kontakten auf.

Aber auch Fehler in der Modellierung können derartige Zeitschrittreduktionen auslösen. Im Allgemeinen ist es ein Gütekriterium für das Modell und die gesamte Berechnung, wenn der Solver in der Lage ist, innerhalb des gesamten Zeitraums  $T$  ohne oder mit nur geringen und wenigen Zeitschrittreduktionen die Berechnung durchführen zu können.

Die Vorgaben für die Berechnungen lauten:

Parameter	Vorgabe
$\Delta t$	$2,60 \cdot 10^{-4} s$
$\Delta t_{minimal}$	$2,60 \cdot 10^{-7} s$
$\Delta t_{maximal}$	$2,60 \cdot 10^{-4} s$

**Tabelle 5.8.:** Vorgaben Zeitinkrement für implizit transiente Berechnung

Die vorgegebene Empfehlung für  $\Delta t$  ergibt sich aus dem Ziel, im Berechnungsergebnis Frequenzinhalte bis 160 Hz zu inkludieren, wobei die Erkenntnis umgesetzt wird, dass 24 Abtastpunkte pro Schwingung benötigt werden, um diese zuverlässig aufzulösen (demnach:  $1/(160 \text{ Hz} \cdot 24) = 2,60 \cdot 10^{-4} s$ ) [25].

Aus Vergleichsrechnungen mit unterschiedlichen  $\Delta t$  zeigt sich, dass sich ab einer oberen Grenze für  $\Delta t$  von ca.  $2,78 \cdot 10^{-4} s$ , was nach obiger Vorgabe 150 Hz entspricht, das Berechnungsergebnis nicht weiter wesentlich ändert. Mit dem Ziel einer gewissen Robustheit auch bei Veränderung des Berechnungsmodells infolge Strukturvariation, ergibt sich daher die Vorgabe des empfohlenen Zeitschritts von 160 Hz.

Um diese Frequenzinhalte im Berechnungsergebnis zu gewährleisten, wird derselbe Zeitschritt für  $\Delta t_{maximal}$  definiert. Für  $\Delta t_{minimal}$  wird eine um den Faktor 1000 geringere Grenze vorgegeben. Allerdings muss der Solver für die in den folgenden Abschnitten vorgestellten Berechnungsergebnisse nicht oder nur selten auf die automatische Zeitschrittreduktion zurückgreifen um die Konvergenzkriterien zu erfüllen. Daher kommt diese untere Zeitschrittgrenze im Rahmen der Ergebnisse dieser Arbeit nicht zum Einsatz.

#### 5.4.4. Eingangsgrößen und Randbedingungen

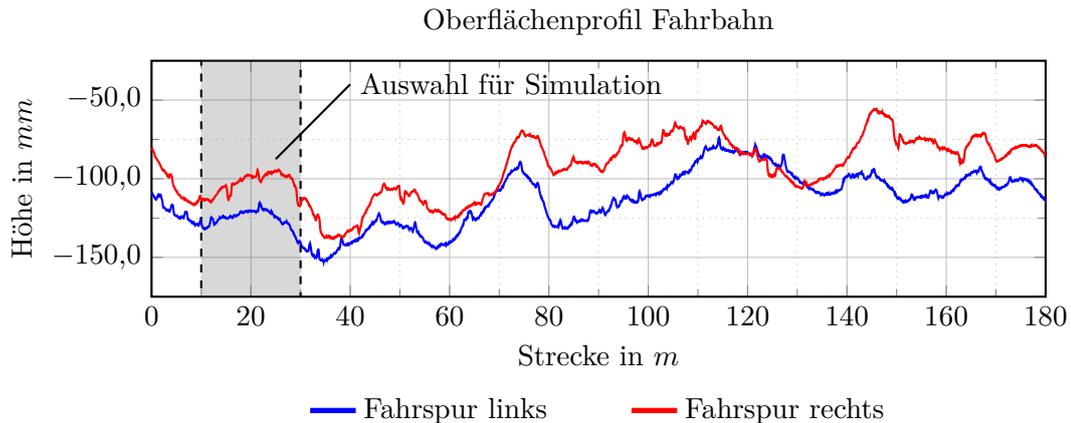
Fühlbare Schwingungen der Fahrzeugstruktur infolge der fahrdynamischen Quer- und Vertikaldynamik treten in relevantem Maß beim Befahren unebener Fahrbahn, bei einer Kurvenfahrt oder bei der Kombination beider Situationen auf (s. Abschnitt 2.3).

Im Rahmen dieser Arbeit werden Ergebnisse vorgestellt, welche auf dem Geradeausbefahren einer unebenen Fahrbahn beruhen. Die Einflüsse der Fahrzeugstruktur auf das Strukturschwingverhalten können jedoch qualitativ auch auf eine Kurvenfahrt adaptiert werden [25].

Abbildung 5.20 zeigt das gemessene Oberflächenprofil für die linke und rechte Fahrspur einer unebenen Fahrbahn auf einem BMW-Testgelände. Die Strecke dient insbesondere zur Bewertung des Fahrkomforts und eignet sich für die hier vorgestellten simulativen Untersuchungen, da die Fahrbahnumebenheit zu deutlichen Fahrzeugstrukturbewegungen führt, wie sie auch im Rahmen der Subjektivbewertung gemäß Abschnitt 4.2 auftreten [25].

Der in Abb. 5.20 hervorgehobene Bereich stellt den für die Simulation verwendeten Streckenabschnitt dar, welcher anhand folgender Gesichtspunkte gewählt wird [25]:

- Innerhalb dieses Bereiches ist die sehr langwellige Unebenheit für beide Fahrspuren



**Abbildung 5.20.:** Oberflächenprofil einer unebenen Fahrbahn eines BMW-Testgeländes für die rechte und linke Fahrspur mit Darstellung des für die Simulation gewählten Bereichs [25].

sehr ähnlich. Das bedeutet, dass es innerhalb dieser Strecke nicht zu einer wesentlichen globalen Fahrzeugschrägstellung kommt, welche womöglich Einfluss auf die Struktur- bewegung hätte. Betrachtet man die restlichen Streckenabschnitte, so zeigen sich im langwelligen, niederfrequenten Bereich häufig deutliche Höhenunterschiede zwischen den beiden Fahrspuren.

- Der gewählte Bereich stellt nach Aussagen der beteiligten Fahrversuchsexperten (s. Abschnitt 4.2) einen charakteristischen, separat herausgreifbaren und exemplarischen Teilabschnitt zur Bewertung des fahrdynamischen Schwingverhaltens dar.
- Die Länge des Abschnitts ist ein guter Kompromiss aus Betrachtungsdauer in der Simulation, erforderlicher Rechenzeit als auch der Ergebnisdatenmenge. Bereits für einen Streckenabschnitt dieser Länge sind Rechenzeit und Datenmenge mit den im Abschnitt 5.4.3 genannten Solvereinstellungen für eine effektive Anwendung im Fahrzeugentwicklungsprozess grenzwertig groß (s. Abschnitt 5.4.5). Die Wahl eines wesentlich größeren Teilbereichs ist deswegen einerseits durch die Praktikabilität, andererseits durch die aktuell<sup>1</sup> zur Verfügung stehende Berechnungshardware limitiert.

Der gewählte Teilbereich des Oberflächenprofils wird dem Berechnungsmodell an den vier Radaufstandspunkten als translatorische Randbedingung in  $z$ -Richtung vorgegeben. Um der transienten Betrachtung entsprechende Anregungsamplituden vorgeben zu können, wird das über die Strecke definierte Oberflächenprofil nach Abb. 5.20 in den Zeitbereich umgewandelt. Dies erfolgt über die Berücksichtigung der gewünschten und für diese Erprobungsstrecke typischen Fahrgeschwindigkeit von  $100 \text{ km/h}$  [27].

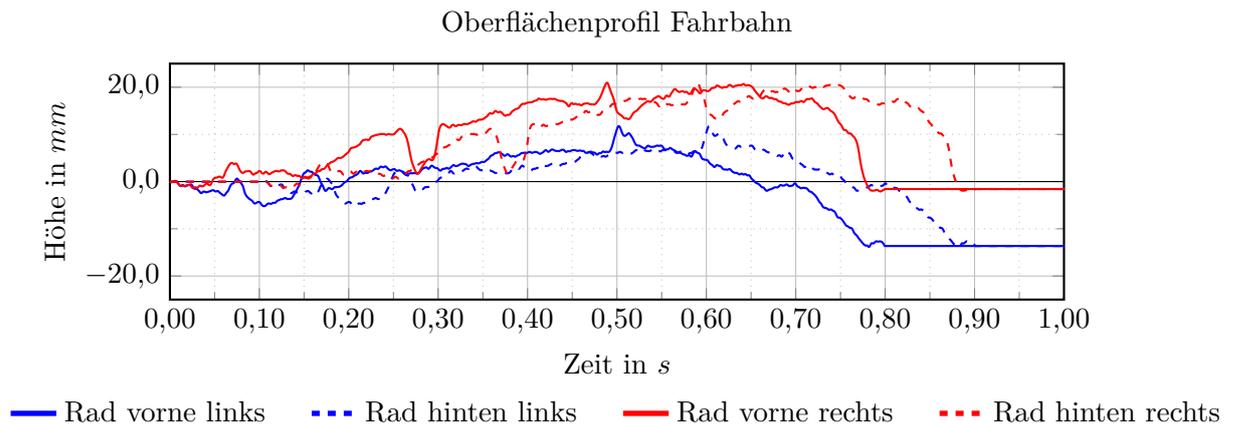
Zusätzlich wird zu Beginn des betrachteten Streckenabschnitts der aus dem Oberflächenprofil vorhandene Höhenunterschied zwischen linker und rechter Fahrbahn nivelliert und der Startwert für beide Fahrspuren zu Null gesetzt. Dadurch wird einerseits eine initiale Fahrzeugschrägstellung, andererseits eine sprunghafte Anregung in  $z$ -Richtung zu Simulationsbeginn vermieden. Für die beiden hinteren Räder werden, anhand der Fahrspur der jeweiligen Vorderräder, identische Anregungen erzeugt. Diese sind um die, dem Radstand des Versuchsfahrzeugs und der

<sup>1</sup>in den Jahren 2016 bis 2022

Fahrgeschwindigkeit von  $100 \text{ km/h}$  entsprechende Dauer, zeitlich versetzt [25].

Um den gewählten Streckenabschnitt in der Simulation als Einzelereignis zu charakterisieren und nicht mit Streckenanteilen, welche zwar die Vorderachse, nicht jedoch die Hinterachse erreicht haben, anzuregen, werden an den Enden der Randbedingungsamplituden anregungsfreie Zeitbereiche von mindestens  $0,1 \text{ s}$  Dauer angefügt [25, 27].

Die schlussendlich in der Simulation verwendeten translatorischen Randbedingungen an den vier Radaufstandspunkten sind in Abb. 5.21 ersichtlich.



**Abbildung 5.21.:** Für die Methodik des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur, aus dem gewählten Bereich des Oberflächenprofils nach Abb. 5.20, erzeugten translatorischen Randbedingungen in z-Richtung an den vier Radaufstandspunkten [27].

In Realität wird das Fahrzeug durch die zwischen Reifenlatsch und Fahrbahn entstehenden Reibungskräfte in Längs- und Querrichtung geführt [19]. Diese physikalischen Eigenschaften werden im Berechnungsmodell nicht abgebildet, um nicht zwingend erforderliche aber komplexitätssteigernde Aspekte zu vermeiden. Ohne diese Führungskräfte könnte das Berechnungsmodell jedoch aufgrund ungleicher Anregung der vier Radaufstandspunkte im Raum „verdriften“. Aus diesem Grund werden an den beiden vorderen Radaufstandspunkten die y-Richtung und an den hinteren Radaufstandspunkten neben der y-Richtung zusätzlich die x-Richtung über translatorische Randbedingungen fixiert. Hierbei wird darauf geachtet, möglichst wenige solcher Randbedingungen zu definieren, um in Kombination mit den verhältnismäßig geringen Elastizitäten der Reifen als auch der Elastomere der Fahrwerkskomponenten das Gesamtmodell nicht unzulässig stark zu fixieren. Dadurch werden unzulässige Zwangskräfte, resultierend aus diesen Randbedingungen, vermieden [25].

#### 5.4.5. Ausgangsgrößen und Signalverarbeitung

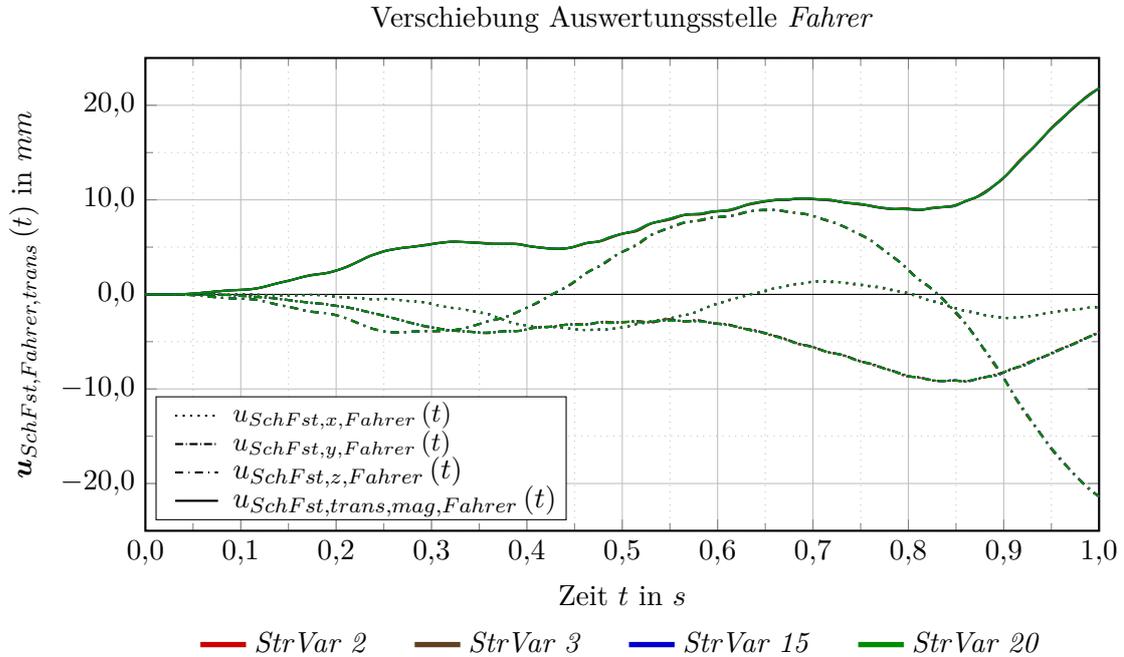
Anhand der in Abb. 4.2 definierten charakteristischen Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs werden die relevanten Ausgangsgrößen samt ihrer Weiterverarbeitung für die Bewertungsmethodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ vorgestellt.

Den Erörterungen aus Kapitel 3 folgend, gilt für die hier vorgestellten Untersuchungen das Hauptinteresse dem transienten Verhalten der Auswertungsstelle *Fahrer* (s. Abschnitt 5.4.1), welche exemplarisch für alle Insassen steht.

Neben den dargestellten Ausgangsgrößen können für spezielle Fragestellungen in der Fahrzeugentwicklung oder zur Bewertung von Details einzelner Strukturmaßnahmen weitere Größen

und Kennwerte von Interesse sein. Dies ist jedoch nicht Zielsetzung dieser Arbeit und würde deren Rahmen übersteigen.

Den zeitlichen Verlauf der Verschiebung bzw. der Rotation der Auswertungsstelle *Fahrer* für die vier charakteristischen Strukturvarianten zeigen die Abbildungen 5.22 und 5.23.



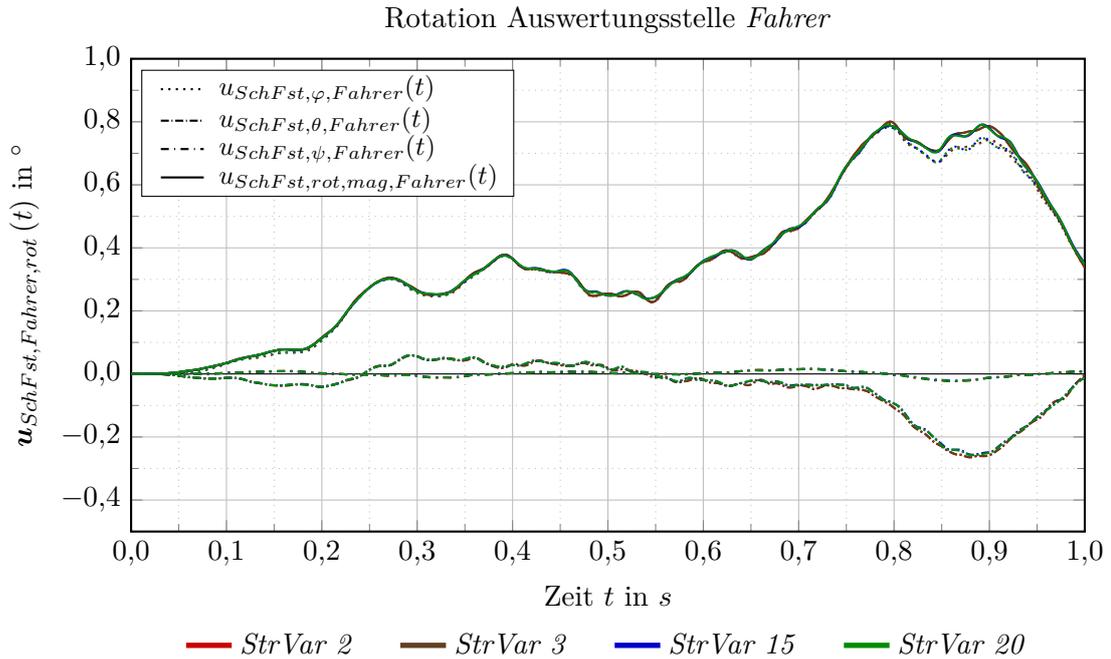
**Abbildung 5.22.:** Zeitlicher Verlauf der Verschiebung der Auswertungsstelle *Fahrer* infolge des Fahrbahnanregungsprofils aus Abb. 5.21 mit  $u_{SchFst,rot,trans,Fahrer}(t)$  als Beitrag des resultierenden Vektors der drei Raumrichtungen (nach [25]).

Wie bei einer Geradeausfahrt einer unebenen Fahrbahn zu vermuten ist, tritt die größte Verschiebung in z-Richtung auf ( $u_{SchFst,z,Fahrer}(t)$ ). Obwohl die Fahrbahn im Bereich der Anregungszeit weitestgehend eine Erhebung in positiver z-Richtung aufweist (s. Abb. 5.21), zeigen sich in der z-Translation am *Fahrer* auch größere Anteile mit einer Bewegung in negativer vertikaler Richtung. Das ist in der verhältnismäßig starken Dämpfung in der Zugstufe der VA-Fahrwerksdämpfer begründet [25].

Die größte Rotation am *Fahrer* ist mit  $u_{SchFst,\varphi,Fahrer}(t)$  jene um die x-Achse, was einem Wanken der Fahrzeugstruktur entspricht. Dieses ist begründet in der Asymmetrie der Fahrbahnoberfläche zwischen linker und rechter Fahrspur. Durch dieses Wanken wird eine y-Bewegung am *Fahrer* initiiert, welche bei einer Geradeausfahrt auf ebener Fahrbahn nicht zu erwarten wäre. Gleichermäßen verhält es sich mit der Rotation um die y-Achse  $u_{SchFst,\theta,Fahrer}(t)$ , welche zu der, wenn auch verhältnismäßig geringen, x-Bewegung  $u_{SchFst,x,Fahrer}(t)$  führt.

Wesentliche Erkenntnis bei Betrachtung der zeitlichen Bewegungsverläufe in den einzelnen Freiheitsgraden ist jedoch die praktische Gleichheit zwischen den untersuchten Strukturvarianten. Auf Basis der Verschiebungen bzw. Rotationen lässt sich die Teilwirkkette zur Beeinflussung des Strukturschwingverhaltens durch Veränderungen der Fahrzeugstruktur demnach nicht bestätigen [25].

Aus der Literaturrecherche zur Humanphysiologie sowie den darauf basierenden Erörterungen in



**Abbildung 5.23.:** Zeitlicher Verlauf der Rotation der Auswertungsstelle *Fahrer* infolge des Fahr-  
 bahnanregungsprofils aus Abb. 5.21 mit  $u_{SchFst,rot,mag,Fahrer}(t)$  als Betrag  
 des resultierenden Vektors der drei Raumrichtungen (nach [25]).

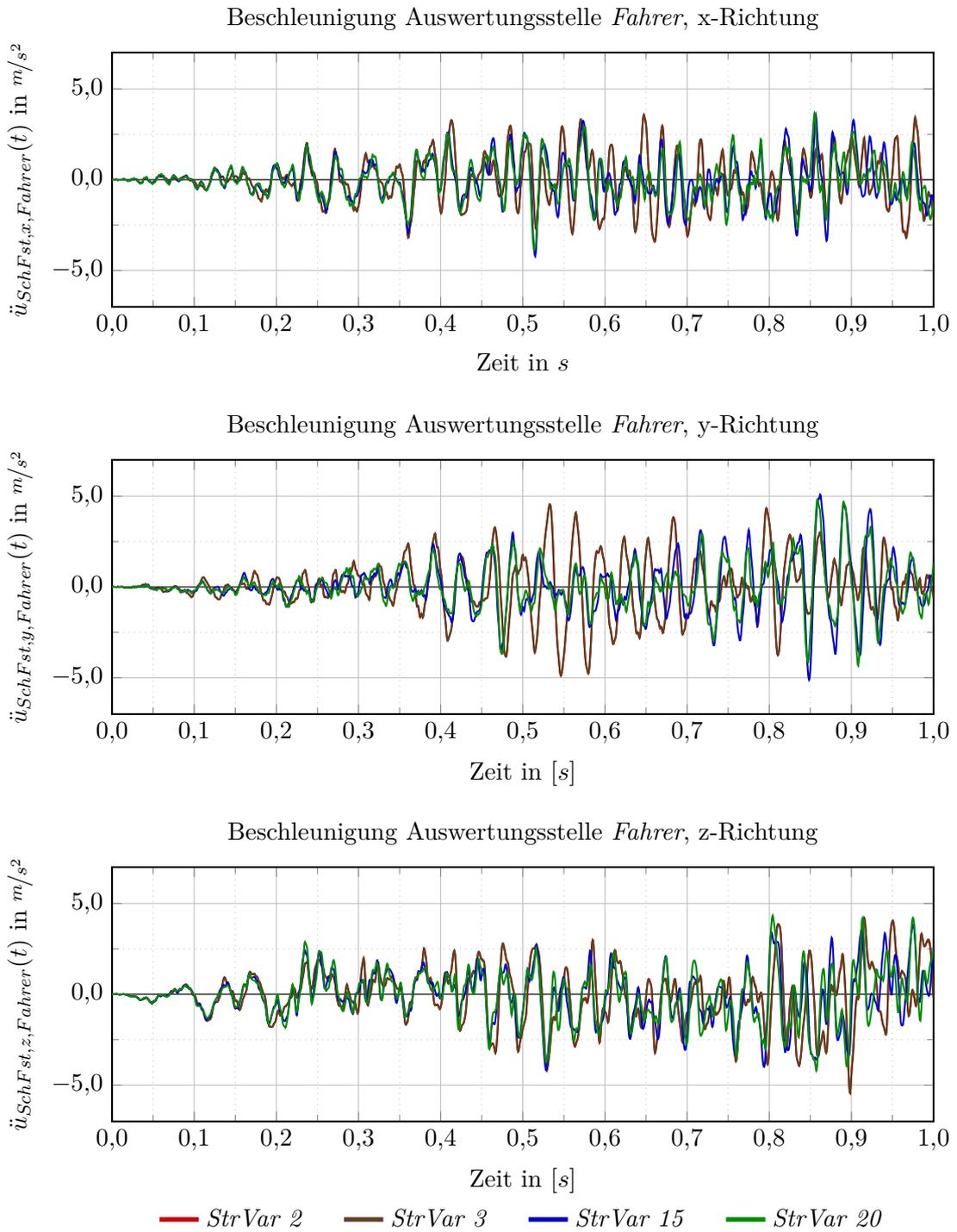
Kapitel 3 geht jedoch hervor, dass insbesondere die sensierten translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen maßgebende Sinneseindrücke für das menschliche Empfinden der Fahrdynamik sind. [110] befasst sich eingehend mit Wahrnehmungsdimensionen zur Objektivierung des Schwingungskomfort in PKW. Auch wenn die erarbeiteten Kennwerte aus [110] sich nicht direkt für diese Arbeit eignen (Fokussierung auf den Fahr(dis-)komfort, insbesondere in höheren Frequenzbereichen), so können die Ausführungen zur Signalverarbeitung von Beschleunigungen infolge von Aufbauschwingungen auch für diese Arbeit als Grundlage dienen.

Für die vier charakteristischen Strukturvarianten sind in Abb. 5.24 die translatorischen und in Abb. A.13 im Anhang die rotatorischen Beschleunigungen dargestellt. In allen translatorischen Freiheitsgraden kommt es infolge der Fahrbahnanregung zu deutlichen Beschleunigungen am *Fahrer*, welche in y- und z-Richtung in einigen Strukturvarianten vereinzelt bis zu  $5 \text{ m/s}^2$  erreichen. In den rotatorischen Beschleunigungen sind hauptsächlich in der Wank- und Nickbeschleunigung relevant große Amplituden ersichtlich, während in der Gierbeschleunigung, sinnvollerweise entsprechend einer Geradeausfahrt, nur ein Rauschen auftritt.

Wichtigste Erkenntnis aus den Abb. 5.24 und A.13 ist, dass sich die gezeigten Strukturvarianten in den Beschleunigungsverläufen deutlich voneinander unterscheiden, was im Gegensatz zu deren Verschiebungen und Rotationen steht.

Da die Beschleunigungen die relevante physikalische Größe für das menschliche Empfinden (s. Abschnitt 3.1 und 3.2) sind, kann auf Basis dieser Erkenntnisse die Teilwirkkette 2 (s. Abschnitt 3.4) zumindest teilweise bestätigt werden: Änderungen der Fahrzeugstruktur wirken sich auf das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur selbst aus [25].

Allerdings ist die Interpretation der Beschleunigungsverläufe auf Basis der in den Abb. 5.24 und A.13 gezeigten Kurven aufgrund ihres „chaotischen“ Verhaltens schwierig. Deshalb ist auch



**Abbildung 5.24.:** Zeitlicher Verlauf der translatorischen Beschleunigungen der Auswertungsstelle *Fahrer* infolge des Fahrbananregungsprofils aus Abb. 5.21 (nach [25]).

die erforderliche Überprüfung der in der Teilwirkkette 2 formulierten Bedingungen nach der Fühlbarkeit (also Frequenz- und korrespondierende Amplitudenlage) auf Basis dieser Beschleunigungsverläufe nicht möglich [25].

Eine Option wäre die Betrachtung der zeitlichen Verläufe im Frequenzbereich<sup>1</sup>. Eine solche Bewertung wäre allerdings nur bedingt weiterführend in der Interpretation des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur, da die menschliche Empfindung, obwohl sie frequenzabhängig ist, im Zeitbereich erfolgt. Zudem ist bei der Betrachtung im Frequenzbereich keine direkte Aussage über die Größe der Beschleunigung zu einem bestimmten Zeitpunkt möglich.

Eine andere Möglichkeit der Interpretation der ermittelten Beschleunigungsverläufe ist in der Norm ISO 2631-1 [1] und der VDI-Richtlinie VDI 2057-1 [2] beschrieben [16, 25, 27].

### Signalverarbeitung nach ISO 2631-1 [1] und VDI 2057-1 [2]

Beide genannten Vorschriften beschreiben die Bewertung der Einwirkung mechanischer Ganzkörperschwingungen auf den Menschen, ebenso wie es in der hier betrachteten Form der Schwingungen der Fahrzeugstruktur der Fall ist. Nach [16] sind dies die heute gültigen Bewertungsverfahren für mechanische Schwingungen. [110] analysiert mehrere Verfahren zur Bewertung niederfrequenten Schwingungsverhaltens und kommt ebenfalls zu dem Ergebnis, das die genannten Normen die am geeignetsten sind.

Zwar zielen ISO 2631-1 bzw. VDI 2057-1 eher auf die Beurteilung der körperlichen Belastung und resultierender gesundheitlicher Risiken infolge von Schwingungseinwirkungen (z. B. bei Arbeitsmaschinen) ab und sind nicht hinsichtlich der fahrdynamischen Gefallensbewertung verfasst. Interessante Teilaspekte können, in Übereinstimmung mit [110], jedoch für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit herausgegriffen werden [25, 27].

Das beschriebene Verfahren ist auf Translations- und Rotationsschwingungen jeglicher Art, also periodische, stochastische und stoßhaltige Schwingungen zur Bewertung von Gesundheit, Komfort und Wahrnehmung anwendbar. Für große Amplituden bzw. sehr stoßartigen Vorgängen wie z. B. bei Fahrzeugunfällen ist es jedoch ungeeignet [2].

Die aus [1, 2] herausgegriffenen Teilaspekte sind (s. auch [25, 27, 110]):

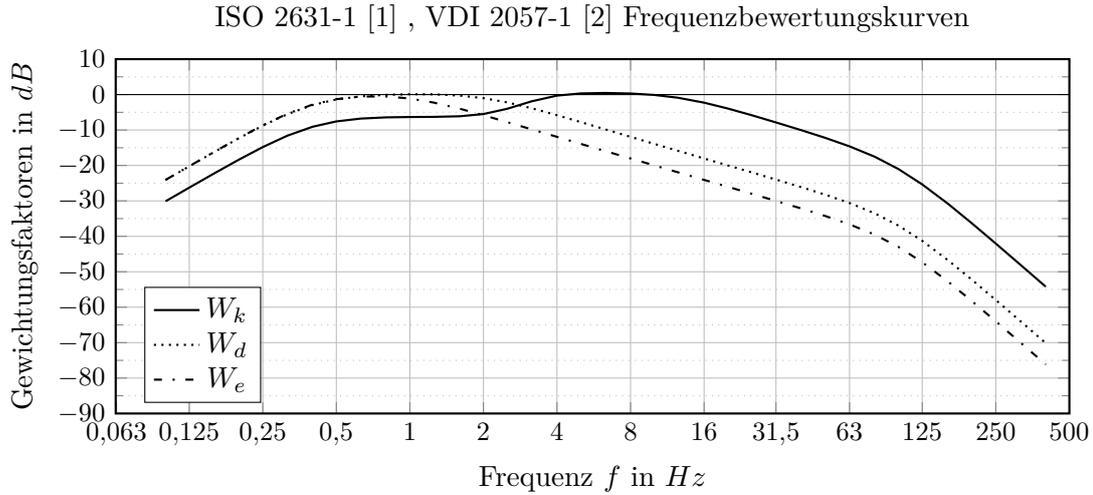
- Frequenzbewertung der transienten Beschleunigungsverläufe;
- Berechnung skalarer Effektivwerte;
- Schwingungsgesamtwertbildung aus den einzelnen Raumrichtungen;
- Wahrnehmungsgrenzen zur Einordnung der Effektivwerte.

Die in [1, 2] ermittelten Frequenzbewertungskurven  $W_k$ ,  $W_d$  und  $W_e$ , welche richtungsabhängig zu verwenden sind, zeigt Abb. 5.25. Für die sitzende Körperhaltung ist in translatorischer x- und y-Richtung die Frequenzbewertungskurve  $W_d$ , für die translatorische z-Richtung  $W_k$  heranzuziehen. Für alle rotatorischen Richtungen gilt  $W_e$  [1, 2, 25].

Auf Basis dieser Frequenzbewertungskurven sind die transienten Beschleunigungsverläufe  $\ddot{\mathbf{i}}(t)$  mit Hilfe einer geeigneten Frequenzbandbewertungsfunktion (z. B. Bandpassfilter) in die frequenzbewerteten Beschleunigungsverläufe  $\ddot{\mathbf{i}}_w(t)$  zu überführen [1, 2]. Aus der logarithmischen Skalierung der Ordinate sowie dem Wertebereich der Abszisse lässt sich grob schlussfolgern, dass das vestibuläre Empfinden sehr sensibel gegenüber Schwingungen im Bereich von ca. 0,25 Hz bis ca. 30 Hz ist. Im Frequenzbereich darüber ist das Empfinden jedoch stark unempfindlicher [25].

---

<sup>1</sup>Umwandlung Zeitbereich in Frequenzbereich durch Fouriertransformation: s. z.B. [42, 46, 111].



**Abbildung 5.25.:** Frequenzbewertungskurven für die Einwirkung mechanischer Schwingungen (Ganzkörperschwingungen) auf den Menschen nach [1, 2, 25].

Die frequenzbewerteten translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* sind in den Abb. A.14 und A.15 im Anhang dargestellt.

Des Weiteren sehen [1, 2] es vor, aus den drei translatorischen bzw. den drei rotatorischen frequenzbewerteten Beschleunigungen in den einzelnen Raumrichtungen jeweils einen Schwingungsgesamtwert  $\ddot{u}_{w,ges}(t)$  zu bilden [25]:

$$\ddot{u}_{w,ges}(t) = \sqrt{k_x^2 \cdot \ddot{u}_{w,x}^2(t) + k_y^2 \cdot \ddot{u}_{w,y}^2(t) + k_z^2 \cdot \ddot{u}_{w,z}^2(t)}. \quad (5.6)$$

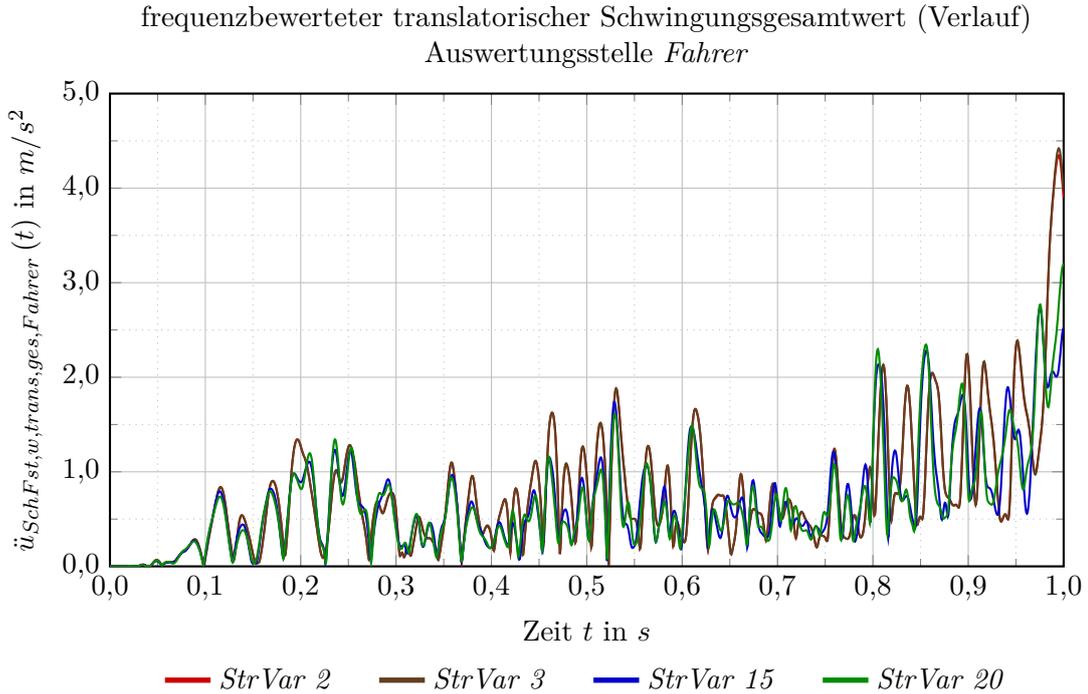
Für die Bewertung des Wohlbefindens, welches der hier gestellten Frage nach dem Subjektiveindruck der Fahrdynamik am besten entspricht, sind die Faktoren  $k_x$ ,  $k_y$  und  $k_z$  zu Eins zu setzen [1, 2, 25].

Abb. 5.26 zeigt exemplarisch die translatorischen frequenzbewerteten Schwingungsgesamtwerte im Zeitbereich der charakteristischen Strukturvarianten an der Auswertungsstelle *Fahrer*, welche sich nach (5.6) aus den frequenzbewerteten Einzelbeschleunigungen (s. Abb. A.14 im Anhang) ergeben.

Ersichtlich ist die Reduktion höherfrequenter Beschleunigungsanteile durch die Frequenzbewertung, was in der zuvor beschriebenen Charakteristik deutlich geringerer Sensibilität bei Frequenzen größer ca. 30 Hz begründet ist [25].

Die quantitative Gegenüberstellung des Schwingungsverhaltens verschiedener Strukturvarianten auf Basis der zeitlichen Beschleunigungsverläufe ist jedoch weiterhin schwierig, da die sich abzeichnenden Unterschiede (exemplarisch dargestellt an den vier charakteristischen Strukturvarianten in Abb. 5.26) über den Betrachtungszeitraum hinweg sehr unregelmäßig sind. Qualitativ mögen zwar Tendenzen zu identifizieren sein, für die Bewertung und Entscheidung von Strukturmaßnahmen im Fahrzeugentwicklungsprozess, welche mit monetären Aufwänden oder anderen Nachteilen verbunden sind, sind diese als Entscheidungsgrundlage jedoch nicht ausreichend [25].

Um zu einer verwendbaren Kenngröße zu gelangen, bieten [1, 2] zusätzlich die Berechnung des



**Abbildung 5.26.:** Zeitlicher Verlauf des Schwingungsgesamtwerts nach Gl. (5.6) der translatorischen frequenzbewerteten Einzelbeschleunigungen aus Abb. A.14 im Anhang in den drei Raumrichtungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* für die charakteristischen Strukturvarianten [27].

skalaren Effektivwerts  $\tilde{\mathbf{u}}_{wT}$  nach Gl. (5.7) [25, 27]:

$$\tilde{\mathbf{u}}_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \mathbf{\ddot{u}}_w(t) dt}. \quad (5.7)$$

Der Effektivwert ist der quadratische Mittelwert des frequenzbewerteten zeitlichen Beschleunigungsverlaufs  $\mathbf{\ddot{u}}_w(t)$  mit  $T$  als Dauer der Messung bzw. Simulation.

Auch für den Effektivwert ist es nach Gl. (5.8) vorgesehen, den Effektivgesamtwert der einzelnen Raumrichtungen zu ermitteln:

$$\tilde{u}_{wT,ges} = \sqrt{k_x^2 \cdot \tilde{u}_{wT,x}^2 + k_y^2 \cdot \tilde{u}_{wT,y}^2 + k_z^2 \cdot \tilde{u}_{wT,z}^2}. \quad (5.8)$$

Um die Effektivwerte nach Gl. (5.7) bzw. Gl. (5.8) hinsichtlich der subjektiven Wahrnehmung interpretieren zu können, stellt [2] die in Tab. 5.9 zusammengefassten empirisch ermittelten Grenzwerte bereit.

Zu solchen Grenzwerten ist anzumerken, dass sie aufgrund von Randbedingungen wie Alter, Geschlecht oder Gesundheitszustand individuell für jeden Mensch sind. Ebenso sind sie situativ abhängig von Faktoren wie der Aufmerksamkeit, den Umgebungsbedingungen sowie auch der

Effektivwert $\tilde{u}_{wT}$ der frequenzbewerteten Beschleunigung $\ddot{u}_w(t)$ in $m/s^2$	Beschreibung der Wahrnehmung
< 0,01	nicht spürbar
0,015	Wahrnehmungsschwelle
0,015 – 0,02	gerade spürbar
0,02 – 0,08	gut spürbar
0,08 – 0,315	stark spürbar
> 0,315	sehr stark spürbar

**Tabelle 5.9.:** Zusammenhang zwischen frequenzbewerteter Beschleunigung  $\ddot{u}_w(t)$  und subjektiver Wahrnehmung nach [2, 25].

Art der Tätigkeit selbst [2]. Als Anhaltswerte mit dem Anspruch, das Mittel menschlicher Wahrnehmung abzubilden, können diese Grenzen jedoch zur Interpretation der Effektivwerte im Rahmen dieser Arbeit herangezogen werden.

Die Ergebnisse dieser Signalverarbeitung nach [1, 2] der berechneten Beschleunigungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* für alle Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs sind im nachfolgenden Abschnitt 5.4.7 dargestellt.

#### 5.4.6. Berechnungsdauer, Verwendung reduzierter Modelle, MKS

Die Berechnungsdauer für eine Strukturvariante mit den beschriebenen Einstellungen beträgt ca. drei Wochen auf einem Großrechner<sup>1</sup>, was für eine tägliche Anwendung im Fahrzeugentwicklungsprozess zur Bewertung einer Vielzahl von Strukturänderungen zu lang ist. Für die Bewertung umfassender Modellupdates zu den den Fahrzeugentwicklungsprozess untergliedernden Meilensteinen ist eine solche Simulationszeit grenzwertig akzeptabel. Allerdings ist damit ein proaktives Auslegen der Fahrzeugstruktur nur bedingt realisierbar, sondern eher ein nachträgliches Überprüfen des aktuellen Entwicklungsstandes.

Die hohe Berechnungsdauer ist im Wesentlichen das Resultat aus dem verhältnismäßig klein gewählten Zeitinkrement (s. Tab. 5.8) und der Verwendung des Feinmodells der Fahrzeugstruktur gemäß Abschnitt 5.1.

Zur Reduktion der Berechnungsdauer könnte demnach einerseits das Zeitinkrement vergrößert werden, was jedoch laut Abschnitt 5.4.3 mit einer Genauigkeitsreduktion einhergeht.

Die andere Möglichkeit wäre die Verwendung eines reduzierten Modells<sup>2</sup> der Fahrzeugstruktur, welches als Submodell in das FEM-Gesamtmodell eingebunden wird. Ziel der Reduktion ist es, alle Freiheitsgrade des Feinmodells bis auf diejenigen zu eliminieren, welche benötigt werden, um das Submodell mit dem restlichen Modell zu verbinden (was im hier beschriebenen Fall die Koppelstellen zwischen Fahrwerk und Fahrzeugstruktur sind) [72]. Ebenso können Freiheitsgrade im reduzierten Modell verbleiben, welche zur Definition von Randbedingungen oder

<sup>1</sup>hier verwendeter Großrechner: Prozessor: Intel® Xeon® Gold 6126 (2,60 GHz), insg. 28 Kerne; Arbeitsspeicher: 512 GB; Betriebssystem: Linux, Version 3.0.

<sup>2</sup>weitere Bezeichnungen: „kondensiertes Modell“, „Kondensat“, „Superelement“.

für Auswertungen erforderlich sind. Die normalerweise wenigen verbleibenden Freiheitsgrade im reduzierten Modell stellen eine lineare Abbildung der Steifigkeits-, Massen- und Dämpfungseigenschaften des Feinmodells im Zustand der Reduktion dar. Als Reduktionsverfahren stehen die statische Methode nach GUYAN [55] oder dynamische Methoden (z. B. nach CRAIG, BAMPTON [54]) zur Verfügung, wobei letztere ebenfalls auf [55] basieren. Dynamisch reduzierte Submodelle haben den Vorteil der besseren Abbildung des dynamischen Modellverhaltens [72] und sind für die transienten Analysen im Rahmen des Schwingverhaltens zu bevorzugen.

Bei der Integration reduzierter Modelle in das Gesamtmodell im Rahmen dieser Arbeit und der Methodik zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur treten allerdings Konvergenzprobleme im impliziten Berechnungsalgorithmus auf, welche zum Abbruch der Simulation führen. Die Analyse zeigt, dass die Verwendung reduzierter Modelle bei gleichzeitiger Definition geometrischer Nichtlinearität und dem Auftreten großer Rotationen problembehaftet ist. Darauf wird auch in [72] eingegangen und im Folgenden wiedergegeben:

Kommt es im Berechnungsprozess zu, nach den in Abschnitt 5.4.2 beschriebenen Maßstäben, großen Rotationen, welchen auch das reduzierte Modell unterliegt, so muss in jedem einzelnen Berechnungsschritt eine entsprechende Starrkörperrotationsmatrix  $\mathbf{R}$  für das Submodell ermittelt werden [72]. Im verwendeten FEM-Solver ABAQUS [72] wird  $\mathbf{R}$  anhand der Rotation eines lokalen Koordinatensystems von der Ausgangslage zur aktuellen Lage ermittelt. Dieses lokale orthogonale Koordinatensystem wird im dreidimensionalen Fall von drei automatisch gewählten Knoten des reduzierten Modells gebildet. Einer der Knoten ist der steifste des reduzierten Modells. Die zwei weiteren Knoten müssen einerseits ebenfalls hohe Steifigkeitsanforderungen erfüllen, andererseits werden sie so gewählt, dass die sich ergebende Basis zur Definition des lokalen Koordinatensystems geometrisch möglichst groß ist. Mit der Starrkörperrotationsmatrix  $\mathbf{R}$  werden daraufhin die Matrizen  $\mathbf{K}$ ,  $\mathbf{M}$  und  $\mathbf{D}$  rotiert. Ebenso werden mit  $\mathbf{R}$  die dehnungsinduzierenden Verschiebungen und Rotationen der Punkte des reduzierten Modells berechnet, aus welchen sich die internen Kräfte des Submodells ergeben [72]. Aufgrund der Kräftegleichgewichtsforderung prüfen daraufhin Konvergenzkriterien in jedem Schritt des impliziten Vorgehens, ob an allen Knoten des reduzierten Modells diese internen Kräfte ausreichend gut mit den Schnittkräften des restlichen Gesamtmodells an den entsprechenden Koppelknoten übereinstimmen.

Für die oben genannten Simulationsabbrüche aufgrund Verletzung der Konvergenzkriterien ergibt sich folgender Zusammenhang:

Sofern die Starrkörperrotationsmatrix  $\mathbf{R}$  auf Basis der drei gewählten steif(st)en Knoten die Rotation aller Knoten des reduzierten Modells ausreichend gut beschreibt, werden die Konvergenzkriterien erfüllt. Die ausreichend gute Beschreibung der Rotation aller Knoten ist dann gegeben, wenn das zu reduzierende Ausgangsmodell eine verhältnismäßig homogene Steifigkeitsverteilung besitzt und gleichzeitig die geometrische Ausdehnung des Modells in Bezug auf das Steifigkeitsniveau nicht zu groß ist.

Bei der hier betrachteten Fahrzeugstruktur (in allen Strukturvarianten) ist diese ausreichend gute Beschreibung der Rotation aller Knoten durch  $\mathbf{R}$  nicht gegeben. Die Steifigkeiten zwischen den Koppelstellen von Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur sind stark inhomogen und zudem ist die räumliche Ausdehnung der Fahrzeugstruktur relativ groß. Die Kombination dieser beiden Aspekte führt dazu, dass die mit  $\mathbf{R}$  verrechneten internen Kräfte an den einzelnen Knoten (v. a. den weichen Knoten) häufig große Abweichungen zu den aufgeprägten Schnittkräften aufweisen. Diese Differenz ist größer als die in den Konvergenzkriterien zulässige. Ein weiterer Effekt der inhomogenen Steifigkeitsverteilung ist, dass es zwischen weit auseinanderliegenden

Knoten des reduzierten Modells trotz dessen Linearität zu Deformationsunterschieden kommt, welche als geometrisch nichtlinear zu bewerten sind. Dadurch erklärt sich die nicht ausreichend gute Übereinstimmung der Rotation aller Knoten mit der vorgegebenen Rotation durch die Starrkörperrotationsmatrix  $\mathbf{R}$ .

Eine Berücksichtigung nichtlinearen Verhaltens in reduzierten Modellen ist physikalisch nicht möglich, da der Basisgedanke einer Modellreduktion eben gerade die lineare Approximation des Feinmodells im geometrischen Zustand der Reduktion ist.

Eine Möglichkeit zur Verwendung reduzierter Modelle wäre die Stückelung des zu reduzierenden Feinmodells in mehrere Bereiche und Darstellung durch entsprechend viele kleinere reduzierte Modelle, für welche dann die Konvergenzkriterien erfüllt werden könnten. Der Aufwand zur Modellanpassung, Modellreduktion und Wiedereingliederung der Submodelle in das Gesamtmodell wäre jedoch derart groß, dass die eigentlich beabsichtigte Reduktion der Berechnungsdauer den Aufwand im Modellerstellungsprozess nicht rechtfertigt.

Aus diesen Gründen wird für die methodischen Untersuchungen zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur im Rahmen dieser Arbeit entschieden, das Feinmodell der Fahrzeugstruktur zu verwenden und die daraus resultierenden langen Rechenzeiten in Kauf zu nehmen.

Neben der Bewertung des Schwingverhaltens mit Hilfe des reinen FEM-Modells bestehend aus der Fahrzeugstruktur und den relevanten Fahrwerksumfängen ist grundsätzlich auch die Verwendung eines Mehrkörpersimulationsmodells möglich. Solche Modelle werden häufig in der Entwicklung von Fahrwerken und derer fahrdynamischer Eigenschaften verwendet. Sie reichen von Komponenten- und Teilachsmoellen über Achsmoelle bis hin zu Gesamtfahrzeugmodellen [93]. Ein wesentlicher Vorteil in der Verwendung solcher MKS-Modelle läge in den normalerweise bereits vorhandenen Abbildungen der Fahrwerkskomponenten aufgrund der genannten Entwicklungsaufgaben.

Die Fahrzeugstruktur kann über zwei Techniken in MKS-Modellen dargestellt werden<sup>1</sup>

Eine Möglichkeit ist auch hier die Verwendung reduzierter Modelle nach obiger Beschreibung, welche aufgrund ihrer geringen Anzahl an Freiheitsgraden direkt in das MKS-Modell integriert werden können. Dabei treten jedoch dieselben Schwierigkeiten wie bei der Verwendung reduzierter Modelle in reinen FEM-Gesamtmodellen auf. Zwar führt die Rechnung im MKS-System ggf. aufgrund anders gearteter Gütekriterien nicht zwingend zum Abbruch, das Berechnungsergebnis wäre jedoch nicht valide. Aus diesem Grund ist diese Methode als Alternative nicht weiterzuverfolgen.

Die andere Möglichkeit ist die Anwendung einer gekoppelten Berechnung zwischen dem MKS-Fahrwerksmodell und dem FEM-Strukturmodell (Co-Simulation, s. z. B. [112]). Hierbei laufen MKS- und FEM-Simulation parallel und simultan, um zu jedem Iterationsschritt gegenseitig die Daten auszutauschen, welche in den jeweiligen Teilmodellen benötigt werden. Vorteil dieses Vorgehens wäre ebenfalls die Verwendung vorhandener MKS-Abbildungen der Fahrwerkskomponenten und gleichzeitig die Abbildung der Fahrzeugstruktur als FEM-Feinmodell. Die beschriebenen Probleme reduzierter Modelle könnten demnach umgangen werden. Auf dem Markt stehen, Stand 2020, diverse Software-Lösungen zur Verfügung, welche laut der anbietenden Unternehmen solche Co-Simulation ermöglichen. Deren Anwendung auf das Gesamtmodell, bestehend aus Fahrzeugstruktur-Feinmodell, vollständigem Fahrwerk und komplexen Lastfall ist jedoch nicht erfolgreich. Auch aus der Literatur oder dem Wettbewerbsumfeld sind keine Beispiele von Co-Simulationen mit solchem Umfang bzw. Komplexitätsniveau bekannt.

---

<sup>1</sup>Eine direkte Berechnung des FEM-Feinmodells komplexer Fahrzeugstrukturen durch den MKS-Solver ist bisher nicht möglich.

Die MKS wird daher im Rahmen dieser Arbeit nicht verwendet. Jedoch werden die genannten Vorteile einer Co-Simulation in Form effizienter Nutzung vorhandener Modelle als sinnvoll und notwendig erachtet, sodass die Ertüchtigung solcher gekoppelten Simulationsmethoden empfohlen wird.

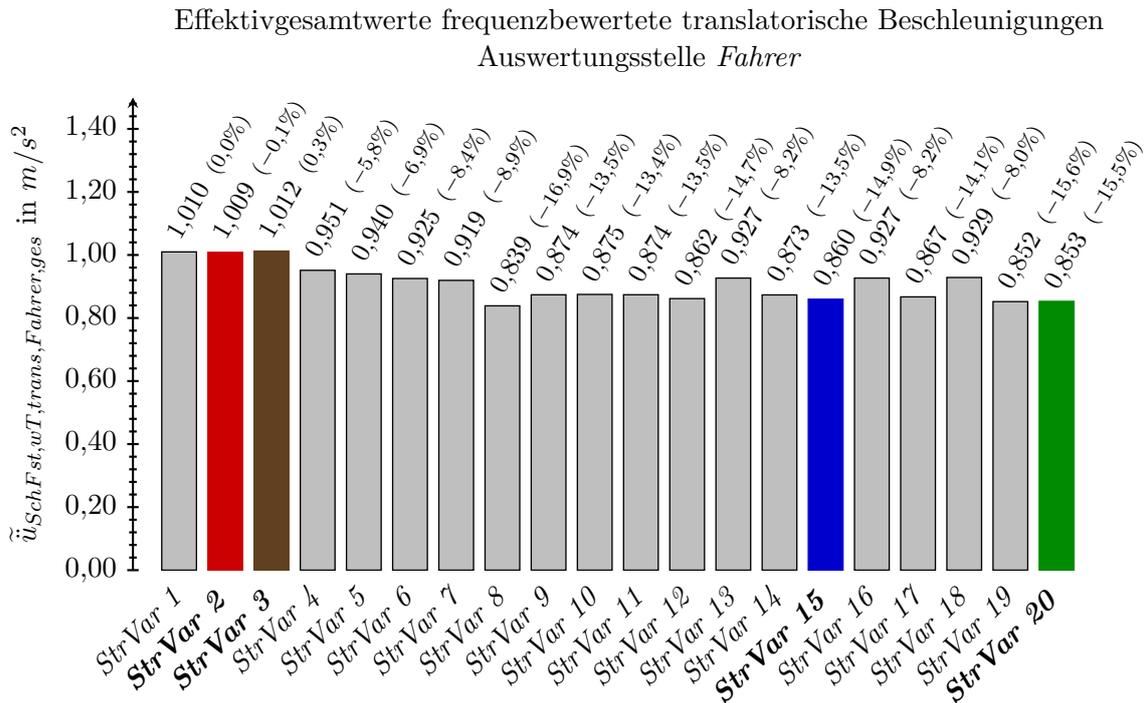
### 5.4.7. Bewertung der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs

In Abschnitt 5.4.5 werden die Berechnungsergebnisse der transienten Beschleunigungsverläufe an der Auswertungsstelle *Fahrer* exemplarisch an den charakteristischen Strukturvarianten gezeigt. Erkenntnis ist, dass diese bezüglich der subjektiven Wahrnehmung nicht direkt interpretiert werden können und eine Weiterverarbeitung erforderlich ist, für welche Teile der Vorschriften [1, 2] verwendet werden. Die Darstellung und Diskussion der Ergebnisse aller Strukturvarianten ist Inhalt dieses Abschnitts.

Die zur Bewertung des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur relevanten Größen sind die Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen  $\ddot{u}_{SchFst,wT}$  nach Gl. (5.7) und Gl. (5.8).

#### Translatorische Effektivwerte $\ddot{u}_{SchFst,wT,trans,Fahrer}$

Die Effektivwerte der frequenzbewerteten translatorischen Beschleunigungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* in den einzelnen Raumrichtungen, welche zu den translatorischen Effektivgesamtwerten in Abb. 5.27 führen, zeigen die Abb. A.17, A.18 und A.19 im Anhang.



**Abbildung 5.27.:** Effektivwerte der frequenzbewerteten translatorischen Gesamtbeschleunigungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.4.5, basierend auf den Vorschriften [1, 2] (nach [25]).

Aus den Effektivwerten  $\ddot{u}_{SchFst,wT,trans,Fahrer}$  der einzelnen Raumrichtungen ist ersichtlich,

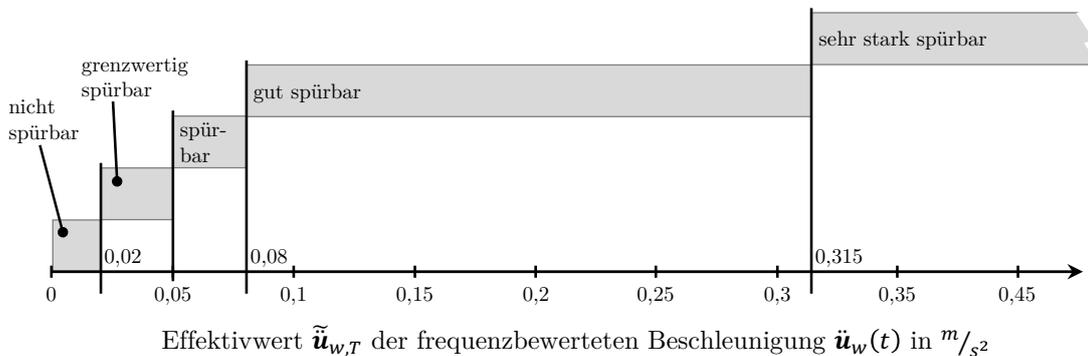
dass das allgemeine Niveau in der x- und y-Richtung im Vergleich zur z-Richtung niedriger ist. Zum Großteil ist das im Unterschied zwischen den Frequenzbewertungskurven  $W_d$  (für die x- und y-Richtung) und  $W_k$  (für die z-Richtung) nach Abb. 5.25 begründet. Während  $W_k$  im Frequenzbereich zwischen ca. 3 Hz und ca. 16 Hz die höchste Gewichtung aufweist, ist diese im gleichen Bereich bei  $W_d$  mit ca.  $-10$  dB bereits deutlich geringer<sup>1</sup> [25].

Aus den Effektivgesamtwerten  $\tilde{u}_{SchFst,wT,trans,Fahrer,ges}$  in Abb. 5.27 geht hervor, dass das effektive Beschleunigungsniveau aller Strukturvarianten gemäß Tab. 5.9 im sehr stark spürbaren Bereich liegt. Das ist plausibel und sinnvoll, da bei tatsächlichem Befahren des zugrundeliegenden Abschnittes der Teststrecke (s. Abb. 5.21) das Schwingen der Fahrzeugstruktur deutlich wahrzunehmen ist [25].

Die Beträge der Unterschiede in den translatorischen Effektivgesamtwerten zwischen den Strukturvarianten sind in Tab. A.10 im Anhang aufgeführt. Die Einfärbung beruht prinzipiell auf den Grenzen nach Tab. 5.9, allerdings wird die Einstufung für die Bewertung im Rahmen dieser Arbeit leicht modifiziert:

In Übereinstimmung mit Tab. 5.9 werden Unterschiede von weniger als  $0,02 \text{ m/s}^2$  als nicht spürbar angesehen. Die Grenze der Auflösbarkeit unterschiedlicher Beschleunigungen im subjektiven Empfinden zwischen verschiedenen Strukturvarianten liegt wahrscheinlich etwas höher als der Wert gerader Spürbarkeit nach Tab. 5.9, da im Fahrzeug während des Fahrmanövers gleichzeitig viele verschiedene Sinneseindrücke zu verarbeiten sind und das Delta zudem erst durch Fahrzeugwechsel oder -umbau erlebbar ist [25].

Deswegen werden Effektivwertunterschiede im Bereich von  $0,02 \text{ m/s}^2$  bis  $0,05 \text{ m/s}^2$  als nur grenzwertig spürbar und nur für erfahrende Versuchingenieure als auflösbar bewertet. Zwischen  $0,05 \text{ m/s}^2$  und  $0,08 \text{ m/s}^2$  ist die Bewertung „spürbar“ und für Werte größer  $0,08 \text{ m/s}^2$  gilt wieder die Einstufung nach Tab. 5.9 als gute Spürbarkeit [25]. Abb. 5.28 stellt diese angepassten Grenzen graphisch dar.



**Abbildung 5.28.:** Angepasste Wahrnehmungsgrenzen für den Effektivwert  $\tilde{u}_{w,T}$  der frequenzbewerteten Beschleunigung  $\dot{\mathbf{u}}_w(t)$  in  $\text{m/s}^2$  [25]

Mit dieser Klassifizierung werden ca. 63 % der Unterschiede zwischen den Strukturvarianten als spürbar bzw. gut spürbar eingestuft. Nimmt man die grenzwertig spürbaren Unterschiede hinzu, erhöht sich der Prozentsatz auf ca. 76 % [25].

<sup>1</sup>„Fehlbewertungen“ der x- und y-Beschleunigungsverläufe mit  $W_k$  würden zu ähnlich hohen Effektivwerten wie in der z-Richtung führen.

Für die zwanzig hier betrachteten Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs werden diese Anteile spürbarer Unterschiede als umfangreich angesehen.

Vergleicht man die in Abb. 5.27 gezeigten Ergebnisse mit den in Abschnitt A.3.2 im Anhang dargestellten Konfigurationen der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs, so lässt sich im Allgemeinen sagen, dass mit zusätzlich verbauten Skalierungsmaßnahmen eine Reduktion in den translatorischen Effektivgesamtwerte einhergeht.

Unter den vier charakteristischen Strukturvarianten *StrVar 2*, *StrVar 3*, *StrVar 15* und *StrVar 20* nach Abb. 4.2 führt die Wandstärkenerhöhung der Oberteile Federstütze zwischen *StrVar 2* und *StrVar 3* nicht zu einer Veränderung in dem Kennwert. Durch die hinzukommenden Skalierungsoptionen von *StrVar 3* zu *StrVar 15* bzw. *StrVar 20* zeigt sich hingegen eine Reduktion in den translatorischen Effektivgesamtwerten von  $0,15 \text{ m/s}^2$  ( $-14,9\%$ ) bzw.  $0,16 \text{ m/s}^2$  ( $-15,5\%$ ), welche gemäß obiger Erläuterung als stark spürbar zu bewerten sind.

In den Ergebnissen der Strukturvarianten sind zudem zwei erwähnenswerte Aspekte enthalten [25]:

- Den geringsten trans. Effektivgesamtwert weist nicht die Strukturvariante mit den meisten Skalierungsoptionen *StrVar 15* (und damit die vermeintlich steifste Strukturvariante) auf, sondern *StrVar 8*, welche über nur verhältnismäßig wenige Maßnahmen verfügt.
- Die in Summe fahrdynamisch subjektiv am besten bewertete *StrVar 20* hat zugleich einen der niedrigsten translatorischen Effektivgesamtwerte.

Weitere Erkenntnisse ergeben sich bei tieferer Analyse, allerdings sind diese eher relevant für Entscheidungen im Fahrzeugentwicklungsprozess und würden den Rahmen dieser Arbeit überschreiten.

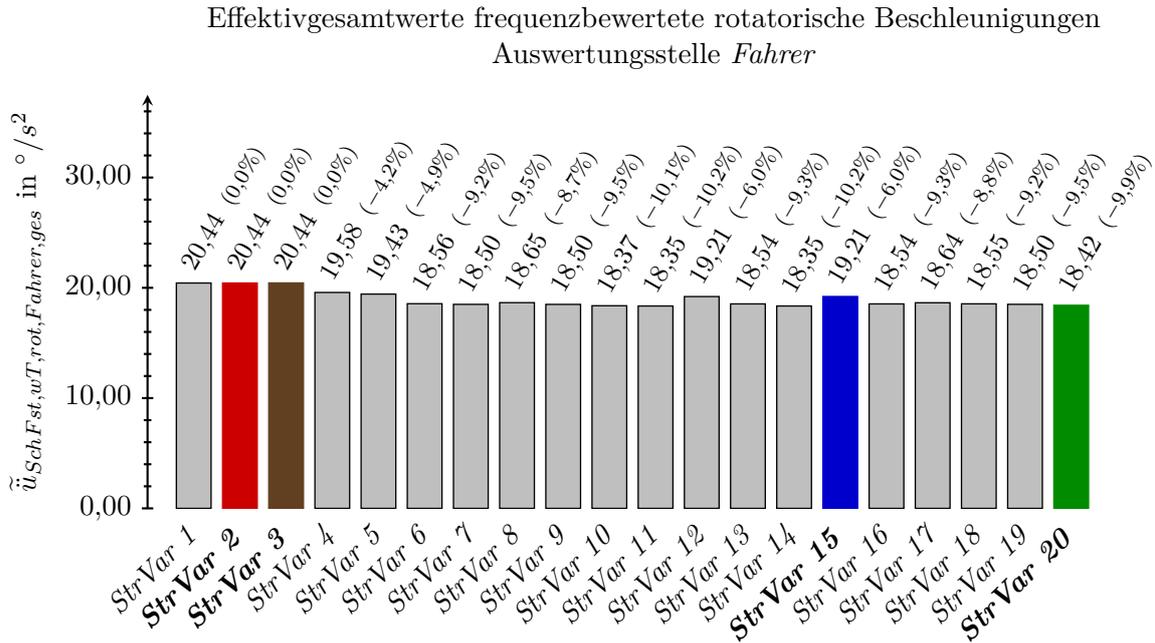
### Rotatorische Effektivwerte $\tilde{u}_{SchFst,wT,rot,Fahrer}$

Die rotatorischen Effektivwerte der Wankbeschleunigung  $\tilde{u}_{SchFst,wT,\varphi,Fahrer}$ , der Nickbeschleunigung  $\tilde{u}_{SchFst,wT,\theta,Fahrer}$  sowie der Gierbeschleunigung  $\tilde{u}_{SchFst,wT,\psi,Fahrer}$  zeigen die Abb. A.20, A.21 und A.22 im Anhang. Alle rotatorischen Beschleunigungen werden gemäß [1, 2] mit derselben Frequenzbewertungskurve  $W_e$  (s. Abb. 5.25) gewichtet.

Aus den Effektivwerten geht hervor, dass in der Gierbeschleunigung ein deutlich geringeres Niveau zu erfassen ist als in der Wank- und Nickbeschleunigung. Das ist plausibel, da es sich bei dem betrachteten Fahrmanöver um eine Geradeausfahrt ohne fahrzeugglobale Gierbewegung handelt. Die vorhandene Gierbeschleunigung resultiert aus einem ungleichmäßigen Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur zwischen Vorder- und Hinterachse sowie zwischen linker und rechter Fahrzeugsseite infolge der unebenen Fahrbahn.

Dass die Effektivwerte in der Wankbeschleunigung im Allgemeinen höher sind als in der Nickbeschleunigung kann zwei Gründe haben. Einerseits kann durch die Asymmetrie der Bodenunebenheit links zu rechts (s. Abb. 5.21) die Wankbewegung stärker angeregt werden als die Anregung der Nickbewegung durch das zeitlich versetzte Überfahren der Längsunebenheit zwischen Vorder- und Hinterachse. Das würde mit den in Abb. 5.23 dargestellten Rotationen übereinstimmen. Andererseits kann eine verstärkte Wankbeschleunigung auch durch die geometrischen Verhältnisse des Fahrwerks mit der deutlich geringeren Spurweite gegenüber dem Radstand begünstigt werden.

Nach Gl. (5.8) werden die rotatorischen Effektivwerte der einzelnen Raumrichtungen in die rotatorischen Effektivgesamtwerte  $\tilde{u}_{SchFst,wT,rot,Fahrer,ges}$  überführt, welche Abb. 5.29 zeigt.



**Abbildung 5.29.:** Effektivwerte der frequenzbewerteten rotatorischen Gesamtbeschleunigungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.4.5, basierend auf den Vorschriften [1, 2].

Analog den translatorischen Effektivgesamtwerten lässt sich allgemein entnehmen, dass der Verbau zusätzlicher Skalierungsoptionen zu einer Verringerung in den Kennwerten führt. Zudem weist *StrVar 20* als subjektiv gesamthaft beste Variante auch hier ebenfalls einen der niedrigsten Effektivgesamtwerte auf. Der maximale Unterschied zwischen den Strukturvarianten, bezogen auf *StrVar 1*, beträgt 10,2% und ist damit geringer als bei den translatorischen Effektivgesamtwerten, wo der äquivalente Wert 16,9% beträgt.

Die Interpretation der frequenzbewerteten rotatorischen Effektivwerte bezüglich des menschlichen Empfindens fällt schwer, da für diese, im Gegensatz zu den translatorischen Größen, von [1, 2] keine Grenzwerte analog Tab. 5.9 bereitgestellt werden. Zwar ist davon auszugehen, dass zumindest das Absolutniveau der Wank- und Nickbeschleunigung spürbar sein sollte, da die translatorischen Beschleunigungen an derselben Messstelle und demselben Fahrmanöver sehr stark spürbar sind, eine wissenschaftlich belegte Aussage ist jedoch nicht zu treffen. Ebenso verhält es sich mit den Unterschieden zwischen den Strukturvarianten, wobei hier eine Überleitung auf Basis der translatorischen Effektivwerte noch schwieriger fällt.

Aus diesem Grund wird auf eine weitere Interpretation der rotatorischen Effektivwerte im Rahmen dieser Arbeit verzichtet, die Untersuchung des Zusammenhangs mit der subjektiven Wahrnehmung jedoch für weitere Forschungsarbeiten empfohlen.

#### 5.4.8. Zusammenfassung Abschnitt 5.4

Die in Abschnitt 3.4 formulierte Teilwirkkette zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur schreibt vor, dass das Schwingverhalten fühlbar, demnach im entsprechend niederfrequenten Bereich und mit ausreichend großen Amplituden, sein soll. Daraus ergibt sich, dass es sich nicht

um strukturmechanische, sondern um globale Ganzkörperschwingungen der Fahrzeugstruktur handelt.

Zur Bewertung solcher Schwingungen muss sowohl die Systemgrenze als auch der Umfang abgebildeter physikalischer Effekte erweitert werden. Die Erweiterung der Systemgrenze geschieht durch die Hinzunahme wesentlicher Komponenten des Fahrwerks in das FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur. Im Zuge dessen wird die Berücksichtigung der geometrischen Nichtlinearität als auch nichtlineare Elementbedatungen erforderlich.

Daraus und aus der Vorgabe der Betrachtung im Zeitbereich resultiert die Verwendung eines impliziten transienten FEM-Berechnungsalgorithmus.

Das Modell wird an den Radaufstandspunkten in z-Richtung durch das Oberflächenprofil beim Geradeausfahren einer unebenen Fahrbahn mit  $100 \text{ km/h}$  angeregt, was einem Manöver im linearen Fahrdynamikbereich entspricht. Aufgrund der Unebenheit, welche zudem asymmetrisch zwischen linker und rechter Fahrzeugseite ist, kommt es zu einem Schwingen der Fahrzeugstruktur gegenüber dem Fahrwerk.

Gemäß der Herleitung der Teilwirkkette und den Diskussionen zum menschlichen Fahrdynamikempfinden aus Kapitel 3 werden die Beschleunigungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* aus dem Berechnungsergebnis als Ausgangsgrößen extrahiert.

Eine direkte Analyse dieser Größen erweist sich als nicht zielführend. Deswegen wird die Verarbeitung der Beschleunigungen gemäß der Vorschriften [1, 2] verwendet, welche die Einwirkung mechanischer Ganzkörperschwingungen auf den Menschen thematisieren. Der in ihnen beschriebene Signalverarbeitungsprozess mit den Bausteinen der Frequenzbewertung, der Effektivwert- und der Schwingungsgesamtwertbildung wird auf die extrahierten Beschleunigungen angewandt und die resultierenden Kennwerte mit empirisch ermittelten Wahrnehmungsgrenzen verglichen. Die beschriebene FEM-Berechnung mitsamt des Signalverarbeitungsprozesses stellt die Bewertungsmethodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ dar.

Diese wird auf die Strukturvarianten der Versuchsfahrzeugs angewandt und führt zu folgenden Erkenntnissen [25]:

- Die ermittelten Effektivgesamtwerte sind ausreichend groß für das fühlbare menschliche Empfinden;
- Die Änderungen der Fahrzeugstruktur in Form der betrachteten Strukturvarianten führen zu Änderungen des Schwingverhaltens;
- Die ermittelten Unterschiede in den Kennwerten zwischen den Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs sind im Allgemeinen ausreichend groß für Unterschiede im fühlbaren menschlichen Empfinden;
- Allgemein betrachtet geht eine Verringerung in den Effektivgesamtwerten mit einer Verbesserung des Subjektivurteils einher.

Durch diese Erkenntnisse, in Kombination mit der in Abschnitt 3.4 analytischen Herleitung, kann die hier untersuchte Teilwirkkette 2 zur Beeinflussung des fühlbaren Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur infolge von Änderungen der Fahrzeugstruktur bestätigt werden. [25]

Damit werden aus den Vorgehensschritten dieser Arbeit gemäß Tab. 1.1 der *Schritt 2* vollumfänglich sowie der *Schritt 3* teilweise für die Teilwirkkette 2 durchgeführt.

Das hier untersuchte Gedankenmodell ist neu in der Beeinflussung der subjektiv bewerteten Fahrdynamik durch die Fahrzeugstruktur.

Simuliert wird das Geradeausfahren einer unebenen Fahrbahn, die Einflüsse auf das Schwingverhalten gelten gemäß der analytischen Betrachtung in Abschnitt 3.3 jedoch ebenso für das fühlbare Schwingen der Fahrzeugstruktur infolge der Anregung durch eine Kurvenfahrt. Nichtsdestotrotz sollte es ein Ziel weiterführender Arbeiten sein, die Betrachtung auf eine Kurvenfahrt mit ebener und unebener Fahrbahn zu adaptieren.

Die Erarbeitung charakteristischer Manöver samt Zielvorgaben für einzelne Subjektivkriterien auf Basis eines Objektivierungsprozesses ist eine weitere Empfehlung für zukünftige Untersuchungen. Daraus können auch neue Kennwerte hervorgehen. Denkbar wäre hier z. B. der zeitliche Verzug zwischen Strukturvarianten bis zum Erreichen einer empfindungsrelevanten Grenze in den Effektivwerten.

Die lange Berechnungsdauer ist hinderlich für einen vorwärtsgerichteten täglichen Einsatz im Auslegungsprozess der Fahrzeugstruktur, weswegen deren Reduktion ein weiteres Ziel sein sollte. Eine Alternative wäre die Erarbeitung von Ersatzmethodiken mit kürzeren Rechenzeiten, welche auf dem gewonnenen Wissen der hier hinterlegten Wirkkette aufbauen.

## 5.5. Zusammenfassung Kapitel 5

Im Rahmen dieses Kapitels werden die Bewertungsmethoden für strukturinduzierte Radstellungsänderungen sowie dem fühlbaren Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur erarbeitet, welche auf den gleichnamigen Teilwirkketten gemäß Abschnitt 3.4 beruhen. Diese Teilwirkketten beschreiben auf kausaler physikalischer Basis die subjektiv erlebbaren Auswirkungen von Fahrzeugstrukturänderungen auf die Fahrdynamik im linearen Bereich.

Die Methodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ stellt für jedes Rad Kennwerte in den sechs räumlichen Freiheitsgraden bereit, welche die Änderung der Radstellung in Konstruktionslage durch die elastische Deformation der Fahrzeugstruktur bei stationären Fahrmanövern beschreiben. Infolge der Bewertung unterschiedlicher Fahrzeugstrukturen treten im Vorderwagenbereich im Lastfall einer stationären Kreisfahrt besonders die Kennwerte der strukturinduzierten Änderung des Sturz- und Spurwinkels sowie der Quer- und Vertikalnachgiebigkeit hervor.

Für die Methodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ wird das FEM-Modell der Fahrzeugstruktur um erforderliche Komponenten und Eigenschaften des Fahrwerks umfassend erweitert und die Berechnung erfolgt implizit im Zeitbereich unter Berücksichtigung nichtlinearen Verhaltens. Das betrachtete Manöver ist die Geradeausfahrt eines Abschnitts einer unebenen Fahrbahn, durch welche das Gesamtsystem zu Schwingungen im fühlbaren Frequenzbereich angeregt wird. Aus der Signalverarbeitung nach Teilschritten der Vorschriften [1, 2] ergeben sich Effektivwerte frequenzbewerteter Beschleunigungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* als Kennwerte der Methodik.

Die Bewertung der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs führt in Kennwerten beider Methodiken zu Größenordnungen, die sowohl im Absolutniveau als auch in den Unterschieden zwischen den Strukturvarianten als relevant groß bewertet werden. Die Beeinflussung der subjektiv wahrgenommenen Fahrdynamik, fokussiert auf vier charakteristische Strukturvarianten, ist durch die Methoden und Ergebnisse zu beiden Teilwirkketten belegbar.

Zur groben Einordnung der globalen Steifigkeiten der Strukturvarianten werden zusätzlich die in der Literatur bekannten statischen und dynamischen Torsionssteifigkeiten ermittelt.

*Schritt 2* dieser Arbeit gemäß Abschnitt 1.3 wird mit der Ermittlung der Kennwerte auf physikalischer Basis und deren Begründung durch die dazugehörigen Teilwirkketten abgeschlossen. Die Strukturvarianten werden mit diesen Kennwerten bewertet und darauf aufbauend erfolgt der Nachweis des Zusammenhangs mit der subjektiv wahrgenommenen Fahrdynamik. Damit ist *Schritt 3* dieser Arbeit nach Tab. 1.1 teilweise erreicht.

Für die vollumfängliche Durchführung von *Schritt 3* werden im folgenden Kapitel 6 die Bewertungsmethoden bzw. deren Kennwerte anhand der Erprobungsergebnisse aller Strukturvarianten überprüft.

## 6. Überprüfung der Bewertungsmethoden

*Schritt 3* dieser Arbeit gemäß Abschnitt 1.3 ist einerseits die Bewertung von Strukturvarianten mittels der in Kapitel 5 erarbeiteten Methoden, andererseits der Nachweis des Zusammenhangs zwischen den gewonnenen Kennwerten und der subjektiv wahrgenommenen Fahrdynamik. Es gilt also, die Methodiken „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ und „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ anhand der Subjektivbewertungsergebnisse des Versuchsfahrzeugs zu überprüfen.

Die kausale Begründung dieses Zusammenhangs erfolgt in den Kapiteln 3 und 5 durch die Herleitung der Teilwirkketten, welche die Grundlagen der Methoden darstellen. Ebenso werden in Kapitel 5 im Zuge der Bewertung der vier charakteristischen Strukturvarianten (s. Abschnitt 4.1.3) Verknüpfungen mit den dazugehörigen Subjektivbewertungsergebnissen dieser Varianten diskutiert.

Um *Schritt 3* vollumfänglich durchzuführen ist es jedoch sinnvoll und erforderlich, die Aussagekraft der Bewertungsmethoden nicht nur anhand dieser vier Strukturvarianten zu analysieren, sondern die Überprüfung auf Basis aller erprobten Varianten durchzuführen.

Die Analyse jedes einzelnen Kennwerts in jeder Strukturvariante würde den Rahmen dieser Arbeit deutlich überschreiten, weswegen auf den aus der Statistik stammenden Korrelationskoeffizienten zurückgegriffen wird. Dieser untersucht auf mathematischer Basis den Zusammenhang der Kennwerte mit den Subjektivbewertungsergebnissen.

Für die Bewertungsmethode zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur erfolgt zusätzlich eine Gegenüberstellung von Simulations- und Messergebnissen, da deren Kennwerte auch im Fahrbetrieb oder in Prüfstandsversuchen messbar sind.

Es ist zu erwarten, dass eine detaillierte Datenanalyse mit Anwendung weiterführender statistischer Methoden bis hin zum Einsatz maschinellen Lernens für das Forschungsfeld „Fahrzeugstruktureigenschaften und Fahrdynamik“ zu wissenserweiternden und, für den Fahrzeugentwicklungsprozess, zu gewinnbringenden Ergebnissen führen würde.

Die Erarbeitung einer ausreichend breiten Datenbasis sowie der fundierte Einsatz passender Methoden ist jedoch so umfangreich, dass es eine eigenständige Arbeit rechtfertigt. Grundlage eines solchen Vorhabens ist die Existenz geeigneter strukturmechanischer Bewertungsmethoden, was wiederum der Fokus dieser Arbeit ist.

Die Untersuchung des Zusammenhangs zwischen subjektiven und objektiven Bewertungen mittels Korrelation ist ein wissenschaftlich etabliertes Vorgehen. Zum Erhalt verwendbarer Ergebnisse und insbesondere zur Vermeidung von Fehlinterpretationen müssen Anforderungen und Grenzen bei der Ermittlung von Korrelationskoeffizienten berücksichtigt werden. Im Anwendungsgebiet der Fahrdynamikbewertung bieten sich als Literaturquellen z.B. [98, 113] an. Das in [98] thematisierte Problem der Fahrerheterogenität und die Lösung durch eine hohe Probandenanzahl, wie beispielsweise in medizinischen Studien, ist in der Beurteilung fahrdynamischer Eigenschaften ökonomisch nicht darstellbar. Die Alternative, sich auf wenige professionelle Bewerter (hier: erfahrene Versuchingenieure, s. Abschnitt 2.3.3.1) gepaart mit Bestätigungsbeurteilungen zu fokussieren, wird im Rahmen dieser Arbeit verfolgt.

Die Vorgehensweise der korrelativen Überprüfung wird bereits in [27] gezeigt. Die dort aufgeführten Korrelationskoeffizienten unterscheiden sich jedoch zu denen in den Abschnitten 6.2 und 6.3, was im Wesentlichen in der Verwendung eines anderen Zusammenhangsmaßes (s. Abschnitt 6.1) begründet ist.

## 6.1. Korrelation: Berechnung, Eigenschaften und Voraussetzungen

Korrelationskoeffizienten stellen ein quantitatives Maß für den linearen und ungerichteten Zusammenhang zweier Variablen bzw. Merkmale dar [114, 115, 116, 117, 118].

Der am häufigsten verwendete ist der Korrelationskoeffizient  $r_{BP}$  nach BRAVAIS-PEARSON. Dieser ist nach [114, 115, 116] für die Wertepaare  $(x_i, y_i)$  der Zufallsvariablen  $X$  und  $Y$ , mit  $i = 1 \dots n$  und  $n$  gleich der Anzahl der Wertepaare bzw. Stichproben, definiert als

$$r_{PB} = \frac{\text{Cov}(X, Y)}{\sigma_X \cdot \sigma_Y} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu_X)(y_i - \mu_Y)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu_X)^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \mu_Y)^2}}. \quad (6.1)$$

Hierbei ist  $\mu$  das arithmetische Mittel,  $\sigma$  die Standardabweichung aus den einzelnen Werten der jeweiligen Zufallsvariable und  $\text{Cov}(X, Y)$  die Kovarianz der beiden Zufallsvariablen [114, 115, 116, 117, 118]. Der Wertebereich von  $r_{BP}$  ist  $-1 \leq r_{BP} \leq 1$ , wobei negative Werte einen gegensinnigen und positive Werte einen gleichsinnigen linearen Zusammenhang ausweisen, während für  $r_{BP} = 0$  kein linearer Zusammenhang vorliegt.

Die Anwendung des Korrelationskoeffizienten nach BRAVAIS-PEARSON unterliegt mehreren Voraussetzungen [114, 115]:

- Intervallskalierung als Mindest-Skalenniveau der Zufallsvariablen;
- bivariate Normalverteilung der Grundgesamtheit der Zufallsvariablen;
- Prämisse eines linearen Zusammenhangs zwischen den Zufallsvariablen.

Für einen guten Überblick über die unterschiedlichen Skalenniveaus sei auf [114, 115, 116] verwiesen. Die Intervallskalierung ist für die Kennzahlen der Bewertungsmethoden zur strukturinduzierten Radstellungsänderung als auch des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur aufgrund ihrer Klassifizierung als metrische Variablen gegeben.

Die Klassifizierung des Skalenniveaus der BI-Skala nach Tab. 2.3 als Ordinal- oder einer Ausprägung einer Kardinalskala (zu welchen die Intervallskalierung gehört) ist aus wissenschaftlicher Betrachtung diskussionswürdig. Im Rahmen dieser Arbeit wird die BI-Skala in Form quantitativer Bewertungen angewandt, mit gleichen numerischen Unterschieden zwischen den einzelnen Niveaus. Zugleich stimmen diese Verhältnisse mit den Verhältnissen der Merkmalsunterschiede überein. Daraus ergibt sich für den hier betrachteten Anwendungsfall der BI-Skala deren Einordnung nach [114, 115, 116] als Intervallskala.

Voraussetzung für eine bivariate Normalverteilung der Grundgesamtheiten beider Zufallsvariablen ist die Normalverteilung der Grundgesamtheit jeder einzelnen Zufallsvariable. Für

die Überprüfung dieser Voraussetzung auf Basis der vorhandenen Stichproben gibt es nach [115, 116, 117] sowohl visuelle als auch mathematische Methoden bzw. Testverfahren.

Zum visuellen Test bietet sich das Auftragen der Häufigkeitsverteilung der Stichprobenergebnisse und anschließender qualitativer Abschätzung der Übereinstimmung mit einer Normalverteilung mittels eines Histogramms an. Diese Histogramme sind für die Ergebnisse der Subjektivbewertung sowie der Methodiken „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ und „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ im Anhang in den Abb. A.23, A.24 und A.25 zu finden.

Als mathematische Testverfahren der Normalverteilungsannahme der Grundgesamtheit einer Zufallsvariable auf Basis der Stichprobenergebnisse haben sich nach [115, 116, 117] mehrere Verfahren etabliert, wovon folgende als prinzipiell geeignet für diese Arbeit angesehen werden:

- $\chi^2$ -Anpassungstest [115, 116, 117];
- KOLMOGOROV-SMIRNOV-Test [115, 116];
- LILLIEFORS-Test [115, 116];
- SHAPIRO-WILK-Test [115, 116];
- ANDERSON-DARLING-Test [116].

Auf eine detaillierte Begründung verzichtend und verweisend auf die Fachliteratur wie [115, 116, 117], werden die Tests nach LILLIEFORS, SHAPIRO-WILK und ANDERSON-DARLING als den anderen Testverfahren überlegen beurteilt und daher hier verwendet. Die Ergebnisse dieser Tests zeigt für die Subjektivbewertung Tab. 6.1, für die strukturinduzierte Radstellungsänderung Tab. 6.2 und für das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur Tab. 6.3.

Den Tabellen ist zu entnehmen, dass die drei Testverfahren nicht in allen Fällen zum gleichen Ergebnis führen (daher auch die Verwendung mehrerer Verfahren). Die Ergebnisse der Subjektivbewertung und des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur weisen in nur wenigen Fällen eine Normalverteilung auf. Damit ist eine der Voraussetzungen zur Anwendung des Korrelationskoeffizienten nach BRAVAIS-PEARSON gemäß (6.1) flächendeckend für alle zu betrachtenden Kennwerte nicht erfüllt.

In solchen Fällen nicht zugrundeliegender Normalverteilung der Zufallsvariablen empfiehlt die Literatur den Rangkorrelationskoeffizienten  $r_{SP}$  nach SPEARMAN heranzuziehen [114, 115, 116]:

$$r_{SP} = \frac{\text{Cov}(rg_X, rg_Y)}{\sigma_{rg_X} \cdot \sigma_{rg_Y}} = \frac{\sum_{i=1}^n (rg_{x_i} - \mu_{rg_X})(rg_{y_i} - \mu_{rg_Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (rg_{x_i} - \mu_{rg_X})^2 \sum_{i=1}^n (rg_{y_i} - \mu_{rg_Y})^2}} \quad (6.2)$$

mit

$$\mu_{rg_X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n rg_{x_i} \quad \text{und} \quad \mu_{rg_Y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n rg_{y_i} \quad (6.3)$$

Es ist ersichtlich, dass der SPEARMAN-Rangkorrelationskoeffizient dem Korrelationskoeffizienten nach BRAVAIS-PEARSON ähnlich ist, wobei für eine detaillierte Beschreibung auch hier auf die Literatur [114, 115, 116] verwiesen sei.  $r_{SP}$  bewertet den monotonen Zusammenhang zwischen

6. Überprüfung der Bewertungsmethoden

		K 1.1	K 1.2	K 1.3	K 1.4	K 2.1	K 2.2	K 2.3	K 2.4	K 2.7
normal-verteilt nach	arithmetisches Mittel $\mu$	7,78	7,60	7,72	7,83	8,10	7,67	7,80	8,03	7,78
	Standardabweichung $\sigma$	0,50	0,55	0,41	0,44	0,80	0,78	0,83	0,53	0,82
	LILLIEFORS	×	×	×	×	✓	✓	✓	×	✓
	ANDERSON-DARLING	×	×	×	×	×	✓	✓	×	✓
	SHAPIRO-WILK	×	✓	×	×	×	✓	✓	×	✓

		K 3.1	K 3.2	K 3.3	K 3.4	K 3.5	K 3.6	K 3.7	K 3.8	K 3.9
normal-verteilt nach	arithmetisches Mittel $\mu$	7,97	7,72	8,15	7,67	8,03	8,05	7,78	7,50	7,20
	Standardabweichung $\sigma$	0,88	0,94	0,76	1,04	0,64	0,48	0,73	0,78	1,06
	LILLIEFORS	×	×	×	×	×	×	×	×	×
	ANDERSON-DARLING	✓	✓	×	×	×	×	✓	✓	×
	SHAPIRO-WILK	✓	✓	×	×	×	×	✓	✓	×

		K 4.1	K 4.2	K 4.3	K 4.4	K 4.5	K 4.6	K 4.7	K 4.8	K 4.9
normal-verteilt nach	arithmetisches Mittel $\mu$	7,38	6,65	6,75	7,35	7,95	7,92	7,58	7,88	7,85
	Standardabweichung $\sigma$	0,36	0,54	0,64	0,52	0,79	0,80	0,49	0,96	0,63
	LILLIEFORS	×	×	×	×	×	×	×	✓	×
	ANDERSON-DARLING	×	×	×	×	×	×	×	✓	×
	SHAPIRO-WILK	×	×	×	×	×	×	×	×	×

Tabelle 6.1.: Subjektivbewertungsergebnisse: statistische Größen sowie Test gegenüber einer Normalverteilung in den Subjektivbewertungskriterien nach Tab. 2.2 auf Basis der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (s. Abschnitt 4.1.3).

		$\delta_{StrRae,z,V L}$	$\delta_{StrRae,z,V R}$	$\delta_{StrRae,z,V L}$	$\delta_{StrRae,z,V R}$	$\delta_{StrRae,z,V A}$	$u_{StrRae,z,V L}$	$u_{StrRae,z,V R}$	$u_{StrRae,z,V L}$	$u_{StrRae,z,V R}$
normal-verteilt nach	arithmetisches Mittel $\mu$	0,63	2,47	1,39	-0,39	-1,78	0,21	0,13	0,71	0,39
	Standardabweichung $\sigma$	0,80	0,37	0,16	0,21	0,34	0,04	0,01	0,15	0,03
	LILLIEFORS	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	✓	✓
	ANDERSON-DARLING	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	✓	✓
	SHAPIRO-WILK	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	✓	✓

Tabelle 6.2.: Ergebnisse strukturinduzierte Radstellungsänderung: statistische Größen sowie Test gegenüber einer Normalverteilung in den Kennwerten (s. Abschnitt 5.3.5 bzw. Tab. A.7, A.8 und A.9) auf Basis der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (s. Abschnitt 4.1.3).

## 6. Überprüfung der Bewertungsmethoden

		$\tilde{\mu}_{Sch.Fst.wT,\alpha, Fahrer}$	$\tilde{\mu}_{Sch.Fst.wT,\psi, Fahrer}$	$\tilde{\mu}_{Sch.Fst.wT,z, Fahrer}$	$\tilde{\mu}_{Sch.Fst,wT,trans, Fahrer, ges}$	$\tilde{\mu}_{Sch.Fst.wT,\varphi, Fahrer}$	$\tilde{\mu}_{Sch.Fst,wT,\theta, Fahrer}$	$\tilde{\mu}_{Sch.Fst,wT,\psi, Fahrer}$	$\tilde{\mu}_{Sch.Fst,wT,rot, Fahrer, ges}$
<b>arithmetisches Mittel <math>\mu</math></b>		200,92	221,25	858,15	908,84	0,28	0,17	0,03	0,33
<b>Standardabweichung <math>\sigma</math></b>		1,32	6,75	57,07	55,06	0,01	0,01	0,00	0,01
<b>normal-verteilt nach</b>	LILLIEFORS	✓	✓	×	×	×	×	✓	×
	ANDERSON-DARLING	✓	×	×	×	×	×	×	×
	SHAPIRO-WILK	✓	×	×	×	×	×	×	×

**Tabelle 6.3.:** Ergebnisse Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: statistische Größen sowie Test gegenüber einer Normalverteilung in den Kennwerten (s. Abschnitt 5.4.7 bzw. Tab. A.17, A.18, A.19, A.20, A.21 und A.22) auf Basis der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (s. Abschnitt 4.1.3).

den Zufallsvariablen und schreibt als Voraussetzung mindestens das Ordinalskalenniveau vor. Dieses ist infolge der bereits erfolgten Klassifizierung als Intervallskalierung ebenfalls für alle Kennwerte gegeben. Die in diesem Kapitel aufgeführten Korrelationsanalysen beruhen demnach auf der nach SPEARMAN  $r_{SP}$ .

Die Korrelationskoeffizienten  $r_{BP}$  und  $r_{SP}$  stellen für sich selbst ein Maß für die ermittelte Effektstärke dar [114, 115]. In der Literatur sind zur Klassifizierung dieser Stärke unterschiedliche Grenzen zu finden (s. Tab. 6.4). Häufig wird auf die Einteilung nach COHEN [119] referenziert, welche allerdings für die in den folgenden Abschnitten vorgestellten Ergebnisse relativ „schwach“ erscheint. In [114] sind ebenfalls Grenzen definiert, welche jedoch strenger sind. Zugleich wird dort darauf hingewiesen, dass diese Grenzen auch von der Art der bewerteten Größen bzw. vom Anwendungsfall abhängig sind. Bei „genau gemessenen“ Merkmalen sind höhere Korrelationskoeffizienten zu erwarten als bei „weich gemessenen“ [114].

<b>Stärke der Korrelation</b>	<b>Klassifizierung nach</b>	
	<b>[114]</b>	<b>[119]</b>
schwach	$ r  < 0,5$	$0,1 \leq  r  < 0,3$
mittel	$0,5 \leq  r  < 0,8$	$0,3 \leq  r  < 0,5$
stark	$0,8 \leq  r $	$0,5 \leq  r $

**Tabelle 6.4.:** Klassifizierung der Stärke der BRAVAIS-PEARSON- oder SPEARMAN-Korrelation nach [114, 119].

## 6.2. Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“

Die Subjektivbewertungsergebnisse der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs werden im Abschnitt 4.2.2 diskutiert und sind in den Tab. A.1 und A.2 im Anhang aufgeführt. Für die Ergebnisse der strukturinduzierten Radstellungsänderung sind dies Abschnitt 5.3.5 sowie die Tab. A.7, A.8 und A.9 im Anhang.

Auf Basis dieser Ergebnisse wird die Matrix der SPEARMAN-Rangkorrelationskoeffizienten  $r_{SP}$  gemäß Gl. (6.2) ermittelt und in Tab. 6.5 dargestellt. Als erforderliches minimales Signifikanzniveau soll für diese Arbeit 1 % gelten. Werte, welche dieses Signifikanzniveau nicht erfüllen, werden als „*n. sig.*“ gekennzeichnet.

Zu betonen ist, dass die gezeigten Korrelationsergebnisse auf dem Lastfall einer stationären Kreisfahrt rechts für die Radstellungsänderungen beruhen und sich die Variationen des Versuchsfahrzeugs im Vorderwagen befinden. Andere Lastfälle oder andere Fahrzeugmodifikationen können daher zu unterschiedlichen Aussagen führen. Allerdings eignen sich die verwendeten Ergebnisse, um die Bewertungsmethodik bzgl. ihrer Aussagekraft grundsätzlich zu überprüfen.

Die nach der Filterung gegenüber des angelegten Signifikanzniveaus verbleibenden Korrelationskoeffizienten sind nach Tab. 6.4 als mittlere bis starke Korrelationen zu bewerten.

Für den betrachteten Lastfall als nicht aussagefähig ergeben sich die Kennwerte  $u_{StrRae,y,VR}$  und  $u_{StrRae,z,VR}$ . Besonders in den Subjektivkategorien der Übergangs- und Lenkeigenschaften ist in den signifikanten Kennwerten ein hohes Niveau der Korrelationskoeffizienten ersichtlich. Mit den Geradeauseigenschaften korrelieren weniger der Kennwerte signifikant. Die verbleibenden Korrelationen sind mittel bis stark und daher als relevant anzusehen.

In den Korrelationskoeffizienten zu den Komforteigenschaften zeigt sich eine Besonderheit, welche in den Subjektivbewertungen zu dieser Kategorie begründet ist und bereits in den Abschnitten 4.2.1 und 4.2.2 thematisiert wird:

Um einen kundentaugliches Gesamt-Fahrverhalten zu erzielen, wäre für viele der Strukturvarianten eine spezifische Abstimmung der Fahrzeugfedern und -dämpfer erforderlich, welche allerdings für die Subjektivbewertungen im Rahmen dieser Arbeit bewusst nicht durchgeführt wird. Das hat zu Folge, dass es mit Verbau zusätzlicher Skalierungsoptionen, welche sich im Allgemeinen positiv in den anderen Subjektivkriterien auswirken, zu Verschlechterungen in der Aufbauanbindung (K 4.1 bis K 4.4) kommt. Das drückt sich einerseits in dem geringeren Korrelationsniveau, andererseits auch im Vorzeichenwechsel innerhalb der signifikanten Korrelationen in diesen Kriterien aus.

Als zusammenhangslos mit den Strukturkennwerten im bewerteten Lastfall zeigen sich die Kriterien K 4.1 („Aufbauanbindung“ → „Ansprechverhalten“), K 4.7 („Abrollkomfort“) und weitestgehend K 4.9 („Akustik“).

Kombiniert man die Wertebereiche der einzelnen Kennwerte (s. Tab. A.7, A.8 und A.9 im Anhang) mit den Vorzeichen der Korrelationskoeffizienten (mit Ausnahme der Kriterien K 4.1 bis K 4.4) so ist ersichtlich, dass eine steigende BI-Bewertung im Allgemeinen mit einer Annäherung des Radstellungsänderungskennwerts gegen Null einhergeht. Dies stützt die Interpretation dieser Kennwerte gemäß Abschnitt 5.3.4 als „Störung“ des beabsichtigten elastokinematischen Radstellungsverhaltens. Diese „Störung“ wird durch zusätzliche Strukturmaßnahmen reduziert, was wiederum zu einer Verbesserung des Subjektivurteils führen kann.

Als besonders stark und in vielen der Subjektivkriterien korrelierend ergeben sich im Lastfall

## 6. Überprüfung der Bewertungsmethoden

		$\delta_{Str,Roe,x,V L}$	$\delta_{Str,Roe,x,V R}$	$\delta_{Str,Roe,z,V L}$	$\delta_{Str,Roe,z,V R}$	$\delta_{Str,Roe,z,V A}$	$u_{Str,Roe,y,V L}$	$u_{Str,Roe,y,V R}$	$u_{Str,Roe,z,V L}$	$u_{Str,Roe,z,V R}$
Geradeaus- eigenschaften	K 1.1	<i>n. sig.</i>	-0,67	<i>n. sig.</i>	0,69	0,57	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,69	<i>n. sig.</i>
	K 1.2	<i>n. sig.</i>	-0,68	<i>n. sig.</i>	0,69	0,57	-0,58	<i>n. sig.</i>	-0,62	<i>n. sig.</i>
	K 1.3	<i>n. sig.</i>	-0,66	<i>n. sig.</i>	0,67	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,64	<i>n. sig.</i>
	K 1.4	<i>n. sig.</i>	-0,71	<i>n. sig.</i>	0,71	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,59	<i>n. sig.</i>
Übergangs- eigenschaften	K 2.1	0,71	-0,78	<i>n. sig.</i>	0,83	0,75	-0,69	<i>n. sig.</i>	-0,89	<i>n. sig.</i>
	K 2.2	0,66	-0,79	<i>n. sig.</i>	0,82	0,71	-0,67	<i>n. sig.</i>	-0,84	<i>n. sig.</i>
	K 2.3	0,76	-0,80	-0,56	0,85	0,80	-0,74	<i>n. sig.</i>	-0,91	<i>n. sig.</i>
	K 2.4	0,71	-0,78	<i>n. sig.</i>	0,86	0,76	-0,71	<i>n. sig.</i>	-0,88	<i>n. sig.</i>
	K 2.7	0,74	-0,79	<i>n. sig.</i>	0,84	0,77	-0,72	<i>n. sig.</i>	-0,91	<i>n. sig.</i>
Lenk- eigenschaften	K 3.1	0,75	-0,74	-0,60	0,78	0,78	-0,69	<i>n. sig.</i>	-0,90	<i>n. sig.</i>
	K 3.2	0,74	-0,75	-0,58	0,79	0,76	-0,68	<i>n. sig.</i>	-0,91	-0,58
	K 3.3	0,80	-0,73	-0,70	0,78	0,82	-0,74	<i>n. sig.</i>	-0,90	<i>n. sig.</i>
	K 3.4	0,73	-0,77	<i>n. sig.</i>	0,82	0,76	-0,70	<i>n. sig.</i>	-0,91	<i>n. sig.</i>
	K 3.5	0,66	-0,79	<i>n. sig.</i>	0,83	0,70	-0,64	<i>n. sig.</i>	-0,84	<i>n. sig.</i>
	K 3.6	0,63	-0,78	<i>n. sig.</i>	0,82	0,68	-0,62	<i>n. sig.</i>	-0,83	<i>n. sig.</i>
	K 3.7	0,61	-0,67	<i>n. sig.</i>	0,72	0,65	-0,57	<i>n. sig.</i>	-0,85	<i>n. sig.</i>
	K 3.8	0,63	-0,81	<i>n. sig.</i>	0,84	0,67	-0,61	<i>n. sig.</i>	-0,84	<i>n. sig.</i>
	K 3.9	0,93	-0,82	-0,77	0,88	0,95	-0,94	<i>n. sig.</i>	-0,93	<i>n. sig.</i>
Komfort- eigenschaften	K 4.1	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>				
	K 4.2	-0,63	<i>n. sig.</i>	0,61	<i>n. sig.</i>	-0,65	0,73	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>
	K 4.3	-0,70	<i>n. sig.</i>	0,67	-0,58	-0,72	0,77	<i>n. sig.</i>	0,56	<i>n. sig.</i>
	K 4.4	-0,57	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,59	0,57	<i>n. sig.</i>	0,58	<i>n. sig.</i>
	K 4.5	0,80	-0,74	-0,64	0,79	0,82	-0,74	<i>n. sig.</i>	-0,90	<i>n. sig.</i>
	K 4.6	0,76	-0,70	-0,68	0,73	0,76	-0,68	<i>n. sig.</i>	-0,85	-0,63
	K 4.7	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>				
	K 4.8	0,79	-0,86	-0,59	0,90	0,83	-0,77	<i>n. sig.</i>	-0,90	<i>n. sig.</i>
	K 4.9	<i>n. sig.</i>	-0,67	<i>n. sig.</i>	0,63	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>

**Tabelle 6.5.:** Rangkorrelationskoeffizient  $r_{SP}$  nach SPEARMAN mit Signifikanzniveau 1% zur Bewertung des Zusammenhangs der Ergebnisse der Methodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ im Lastfall stationäre Kreisfahrt rechts und der Subjektivbewertung auf Basis der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Kennzeichnung von Korrelationskoeffizienten mit Verletzung der Signifikanzanforderung als „*n. sig.*“.

der stationären Kreisfahrt rechts die Kennwerte  $\delta_{StrRae,x,VR}$ ,  $\delta_{StrRae,z,VR}$  und  $u_{StrRae,z,VL}$ , also die strukturinduzierte Änderung des Sturz- und Spurwinkels am kurveninneren Rad sowie am kurvenäußeren Rad die Vertikalnachgiebigkeit (s. Tab. 5.3). Als annähernd gleichwertig ist die strukturinduzierte Änderung des Gesamspurwinkels der Vorderachse  $\delta_{StrRae,z,VA}$  anzusehen.

Bei einer qualitativen Bewertung der Korrelationsmatrix Tab. 6.5 im Ganzen zeigt sich das hohe Korrelationsniveau vieler Radstellungsänderungskennwerte mit vielen der Subjektivkriterien bei geforderter Signifikanz von 99 %.

Damit ist neben der kausalen Begründung in den Kapiteln 3 und 5 der Zusammenhang der Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ mit der subjektiv wahrgenommenen Fahrdynamik auch mathematisch bestätigt.

### 6.3. Bewertungsmethodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“

Die Methodik zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur wird auf zwei Arten überprüft. Einerseits über die Ermittlung des Zusammenhangs mit der fahrdynamischen Subjektivbewertung mittels des korrelativen Ansatzes analog den strukturinduzierten Radstellungsänderungen (Abschnitt 6.2). Andererseits über den Vergleich der Kennwerte mit vorhandenen Messdaten aus Fahr- und Prüfstandsversuchen.

#### 6.3.1. Korrelationskoeffizienten

Wie für die strukturinduzierten Radstellungsänderungen in Abschnitt 6.2 wird auch für die Methodik zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur zur Ermittlung der Korrelationskoeffizienten mit der Subjektivbewertung auf die zwanzig Strukturvarianten der Versuchsfahrzeuge zurückgegriffen (s. Abschnitt 4.1.3).

Die Ergebnisse zum Schwingverhalten werden in Abschnitt 5.4.7 vorgestellt und diskutiert sowie zusätzlich in den Abb. A.17 bis A.22 im Anhang aufgeführt.

Vorab werden diejenigen Subjektivkriterien herausgefiltert, für welche kein kausal begründbarer Zusammenhang mit den an der Auswertungsstelle *Fahrer* ermittelten Beschleunigungseffektivwerten formulierbar ist. Dies gilt für die Kriterien der Lenkeigenschaften K 3.1 bis K 3.3 („Lenkkraftniveau“ und „Lenkmomentverlauf“) sowie K 3.7 („Lenkungsrückstellung“). Ebenso betroffen ist in den Komforteigenschaften das Kriterium zur Akustik K 4.9.

Der Diskussion in Abschnitt 5.4.7 folgend, werden zudem die rotatorischen Effektivkennwerte in der Korrelationsmatrix nicht berücksichtigt.

Aufgrund der nicht für alle Subjektivkriterien und Beschleunigungseffektivkennwerte bestätigten Normalverteilung (s. Abschnitt 6.1) wird auch hier der Rangkorrelationskoeffizienten nach SPEARMAN  $r_{SP}$  gemäß Gl. (6.2) angewandt. Als Signifikanzniveau wird 1 % gefordert und Korrelationen als „*n. sig.*“ gekennzeichnet, welche diese Anforderung nicht erfüllen.

Das Ergebnis der Korrelationsanalyse zwischen den Subjektivbewertungen (s. Abschnitt 4.2.2 sowie die Tab. A.1 und A.2 im Anhang) und den Ergebnissen zum frequenzbewerteten Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur an der Auswertungsstelle *Fahrer* (s. Abschnitt 5.4.7 bzw. Abb. A.17, A.18 und A.19 im Anhang) zeigt die Korrelationsmatrix Tab. 6.6.

Wie auch bei den Korrelationen zur strukturinduzierten Radstellungsänderung in Abschnitt 6.2 spiegelt sich in den Komforteigenschaften K 4.1 bis K 4.4 die nicht erfolgte Abstimmung der

## 6. Überprüfung der Bewertungsmethoden

		$\tilde{u}SchFst.wT.z.Fahrer$ $\tilde{u}SchFst.wT.y.Fahrer$ $\tilde{u}SchFst.wT.z.Fahrer$ $\tilde{u}SchFst.wT.trans.Fahrer.ges$			
<b>Geradeaus- eigenschaften</b>	<b>K 1.1</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,58	-0,58
	<b>K 1.2</b>	<i>n. sig.</i>	-0,57	-0,66	-0,65
	<b>K 1.3</b>	<i>n. sig.</i>	-0,63	-0,63	-0,63
	<b>K 1.4</b>	<i>n. sig.</i>	-0,67	-0,79	-0,78
<b>Übergangs- eigenschaften</b>	<b>K 2.1</b>	<i>n. sig.</i>	-0,61	-0,69	-0,70
	<b>K 2.2</b>	<i>n. sig.</i>	-0,70	-0,75	-0,76
	<b>K 2.3</b>	<i>n. sig.</i>	-0,61	-0,71	-0,72
	<b>K 2.4</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,67	-0,68
	<b>K 2.7</b>	<i>n. sig.</i>	-0,63	-0,71	-0,72
<b>Lenk- eigenschaften</b>	<b>K 3.4</b>	<i>n. sig.</i>	-0,66	-0,69	-0,71
	<b>K 3.5</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,77	-0,78
	<b>K 3.6</b>	<i>n. sig.</i>	-0,58	-0,77	-0,78
	<b>K 3.8</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,77	-0,78
	<b>K 3.9</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,76	-0,79
<b>Komfort- eigenschaften</b>	<b>K 4.1</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>
	<b>K 4.2</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>
	<b>K 4.3</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>
	<b>K 4.4</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>
	<b>K 4.5</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,59	-0,61
	<b>K 4.6</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,58	-0,60
	<b>K 4.7</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>
	<b>K 4.8</b>	<i>n. sig.</i>	<i>n. sig.</i>	-0,71	-0,72

**Tabelle 6.6.:** Rangkorrelationskoeffizient  $r_{SP}$  nach SPEARMAN mit Signifikanzniveau 1% zur Bewertung des Zusammenhangs der Ergebnisse der Methodik Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur und der Subjektivbewertung auf Basis der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Kennzeichnung von Korrelationskoeffizienten mit Verletzung der Signifikanzanforderung als „*n. sig.*“.

Federn und Dämpfer auf die jeweilige Fahrzeugstruktur der einzelnen bewerteten Varianten wider (s. Abschnitt 4.2.1 und 4.2.2). Mit derselben Begründung wie für die Radstellungsänderungen treten geringe Korrelationsniveaus auf, welche im Fall des Schwingverhaltens in diesen Kriterien zudem nicht signifikant sind.<sup>1</sup>

Ebenso ohne signifikante Korrelationen mit den Subjektivkriterien ist der Effektivwert der x-Beschleunigung  $\tilde{u}_{SchFst,wT,x,Fahrer}$ . Das ist nachvollziehbar, da das zugrundeliegende Fahrmanöver eine Geradeausfahrt ist. Betrachtet man im Anhang Abb. A.17, so erkennt man die nur sehr geringen Unterschiede in der x-Beschleunigung zwischen den Strukturvarianten. Zwar sind diese Unterschiede Resultat der Strukturmodifikationen, allerdings sind sie zu gering, um zu signifikanten Korrelationen zu führen.

Mit Ausnahme des „Abrollkomforts“ (K 4.7) zeigen sich für die Kennwerte des frequenzbewerteten Beschleunigungseffektivwerts in z-Richtung  $\tilde{u}_{SchFst,wT,z,Fahrer}$  als auch des frequenzbewerteten Effektivgesamtwerts  $\tilde{u}_{SchFst,wT,trans,Fahrer,ges}$  signifikante Korrelationen mit den einzelnen Subjektivkriterien, welche gemäß Tab. 6.4 als stark [119] bzw. als mittel bis annähernd stark [114] zu klassifizieren sind.

Die Korrelationskoeffizienten dieser beiden Kennwerte sind sehr ähnlich, was in der Gewichtung relevanter Frequenzinhalte durch die Frequenzbewertungskurven nach Abb. 5.25 begründet ist und in Abschnitt 5.4.7 diskutiert wird: im fühlbaren Frequenzbereich wird durch die Frequenzbewertung der Gesamteffektivwert maßgeblich durch den Effektivwert der z-Richtung bestimmt.

Daneben weist der Effektivwert der frequenzbewerteten Querbeschleunigung  $\tilde{u}_{SchFst,wT,y,Fahrer}$  mit den Geradeaus-, einigen Lenk- und insbesondere den Übergangseigenschaften ebenfalls signifikante Korrelationen auf.

Alle Korrelationskoeffizienten befinden sich im negativen Bereich, was bedeutet, dass eine Verbesserung der Subjektivbewertung in allen signifikant korrelierenden Kriterien mit einer Verringerung der Beschleunigungseffektivwerte einhergeht.

Ebenso ist anzumerken, dass auch in den „klassischen“ Kurvenfahrerkategorien der Übergangs- und Lenkeigenschaften signifikante und hohe Korrelationen auftreten, obwohl das im Schwingverhalten simulierte Manöver die Geradeausbefahrt einer unebenen Fahrbahn ist. Die analytische Herleitung der grundlegenden Teilwirkkette 2 zum Schwingverhalten in Kapitel 3 prognostiziert, dass eine asymmetrische Radanregung neben Vertikalbeschleunigungen auch bei Geradeausfahrt zu Querbeschleunigungen am Fahrer bzw. den Insassen führt. Das bestätigen die Ergebnisse der simulativen Bewertung (s. z. B. Abb. 5.24), welche zugleich zeigen, dass diese Querbeschleunigung durch die Strukturmodifikationen beeinflusst wird. Das wiederum führt zu den Korrelationen mit den genannten Subjektivkriterien.

Deshalb weisen die gezeigten Effektivkennwerte neben des Zusammenhangs mit subjektiven Vertikaldynamikkriterien auch einen plausiblen Zusammenhang mit querdynamischen Kurvenfahrerkriterien auf. Trotzdem wären in diesen Kriterien bei simulativer Bewertung einer Kurvenfahrt, anstatt einer Geradeausfahrt, noch höhere Übereinstimmungen zu erwarten.

Die Intention hinter der Ermittlung der Korrelationskoeffizienten zwischen denen des Schwingver-

<sup>1</sup>Würde man ein Signifikanzniveau von 95% anlegen, so gäbe es in den Kennwerten der z- und Gesamtbeschleunigung  $\tilde{u}_{SchFst,wT,z,Fahrer}$  bzw.  $\tilde{u}_{SchFst,wT,trans,Fahrer,ges}$  signifikante Korrelationen in diesen Kriterien. Allerdings weisen sie, entgegen aller anderen in Tab. 6.6 gezeigten Korrelationen, einen positiven Koeffizienten auf, was bedeutet, dass ein höherer Beschleunigungseffektivwert eine Verbesserung der Subjektivbewertung aufzeigt. Diese Tatsache, welche einzig in den Kriterien K 4.1 bis K 4.4 und dem Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur auftritt, unterstreicht die Besonderheiten der diesbezüglichen Subjektivbewertung.

haltens der Fahrzeugstruktur und den Kriterien der subjektiv wahrgenommenen Fahrdynamik ist die mathematische Analyse des Zusammenhangs gemäß *Schritt 3* dieser Arbeit (s. Tab.1.1). Dieser Zusammenhang kann durch das allgemein hohe Niveau der Korrelationskoeffizienten und die große Anzahl signifikanter Korrelationen bestätigt werden. Das gilt folglich ebenso für die Eignung der Bewertungsmethode.

### 6.3.2. Abgleich mit Fahr- und Prüfstandsversuch

Neben der Bestätigung über die Korrelationskoeffizienten im vorstehenden Abschnitt kann die Tatsache, dass die Beschleunigungseffektivwerte messbar sind, zu einem weiteren Vergleich genutzt werden. Dieser soll qualitativ mit Messdaten aus objektiven Fahr- und Prüfstandsversuchen geführt werden.

Die nachfolgend verwendeten Messdaten entstammen aus Fahrversuchen, deren Fokus die objektive Fahrdynamikbewertung mit bekannten Auswertungsmethoden ist. Diese Ergebnisse werden in Teilen bereits in Abschnitt 4.3 vorgestellt und mit dem Fazit bewertet, dass eine Identifikation von Unterschieden mit diesen „klassischen“ Methoden in nur begrenztem Maß gelingt. Nun werden dieselben Daten mit der Signalverarbeitung nach Logik des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur erneut analysiert.

Neben diesen Messdaten sind separate Versuchsreihen sinnvoll, deren Fokus von vornherein die Objektivierung des Fahrzeugstrukturschwingverhaltens sein sollte. Diese Objektivierungsaufgabe und der damit verbundene Versuchsaufwand übersteigt jedoch den Rahmen dieser Arbeit und empfiehlt sich daher für eigenständige Forschungsvorhaben.

#### Messdaten aus Fahr- und Prüfstandsversuch

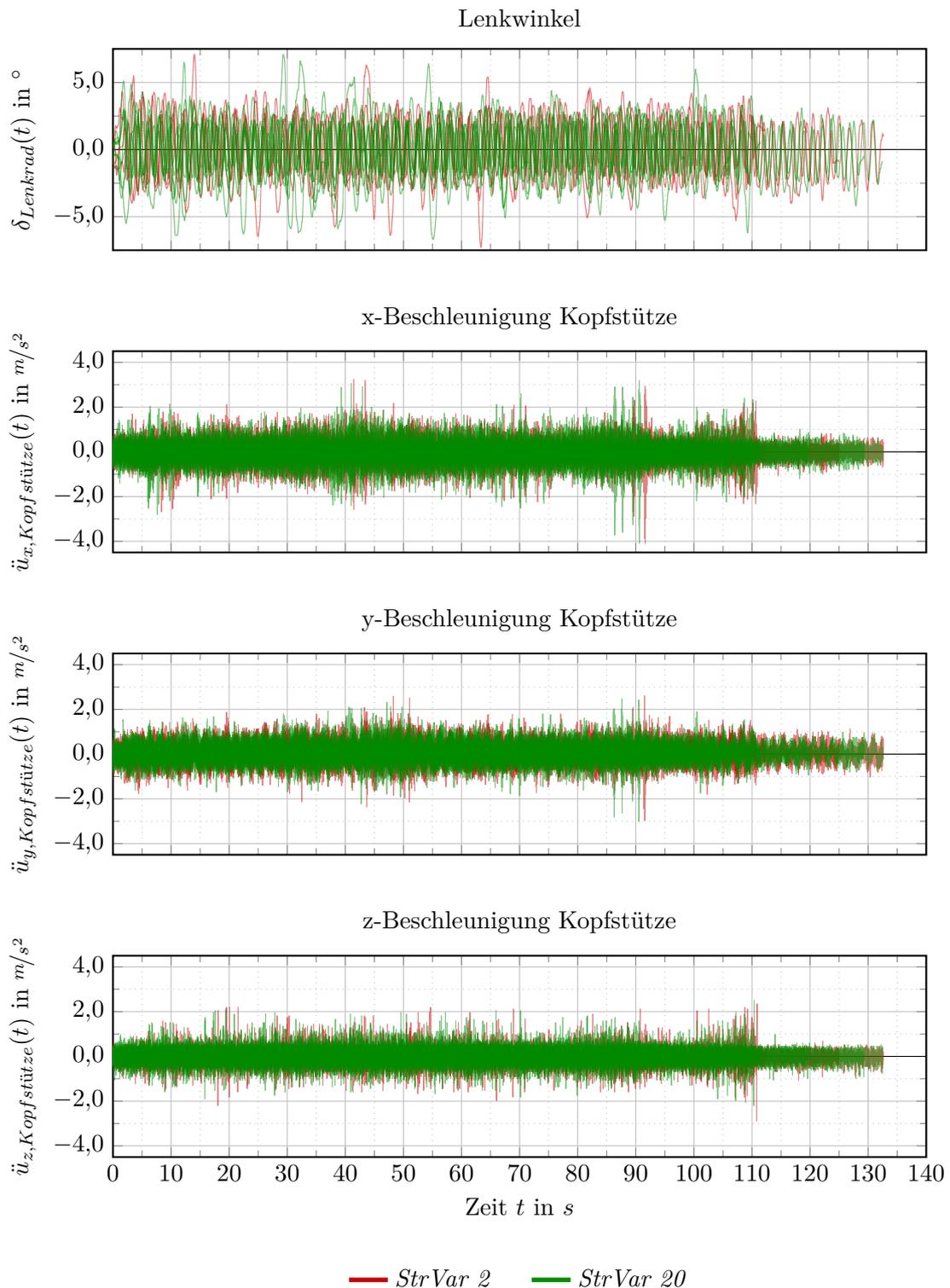
Aus dem Fahrversuch werden die Messdaten eines Beschleunigungssensors verwendet, welcher an der Anbindung der Kopfstütze am Fahrersitz montiert ist. Das Fahrmanöver ist ein Sinuslenken im linearen Fahrdynamikbereich mit Ziellenkwinkel  $\pm 2^\circ$  bei einer Geschwindigkeit von  $100 \text{ km/h}$ . Erprobt werden die zwei charakteristischen Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20* (s. Abschnitt 4.1.3). Durch die mehreren Messreihen pro Strukturvariante ergeben sich in Summe ca. 3100 Einzellenkmanöver, welche sich grob zu gleichen Teilen auf die beiden Varianten aufteilen. Die Messdaten zur Eingangsgröße Lenkwinkel  $\delta_{\text{Lenkrad}}(t)$  sowie den Ausgangsgrößen der Beschleunigungen in den einzelnen Raumrichtungen  $\ddot{u}_{x/y/z, \text{Kopfstütze}}(t)$  zeigt Abb. 6.1.

Die Prüfstandsergebnisse, ebenfalls der Varianten *StrVar 2* und *StrVar 20*, entstammen einer Vertikalanregung an den vier Radaufstandspunkten über Hydraulikzylinder. Die Anregung erfolgt als Stoß am Rad vorne links mit einer Ziel-Amplitude von  $12 \text{ mm}$ , während die restlichen Räder nicht angeregt werden. Pro Strukturvariante ergeben sich infolge von je drei Messreihen in Summe 57 Einzelstöße. Analog der Fahrversuchserprobung werden die Beschleunigungen an der Kopfstütze des Fahrersitzes gemessen, welche zusammen mit der Anregung in Abb. 6.2 dargestellt sind.

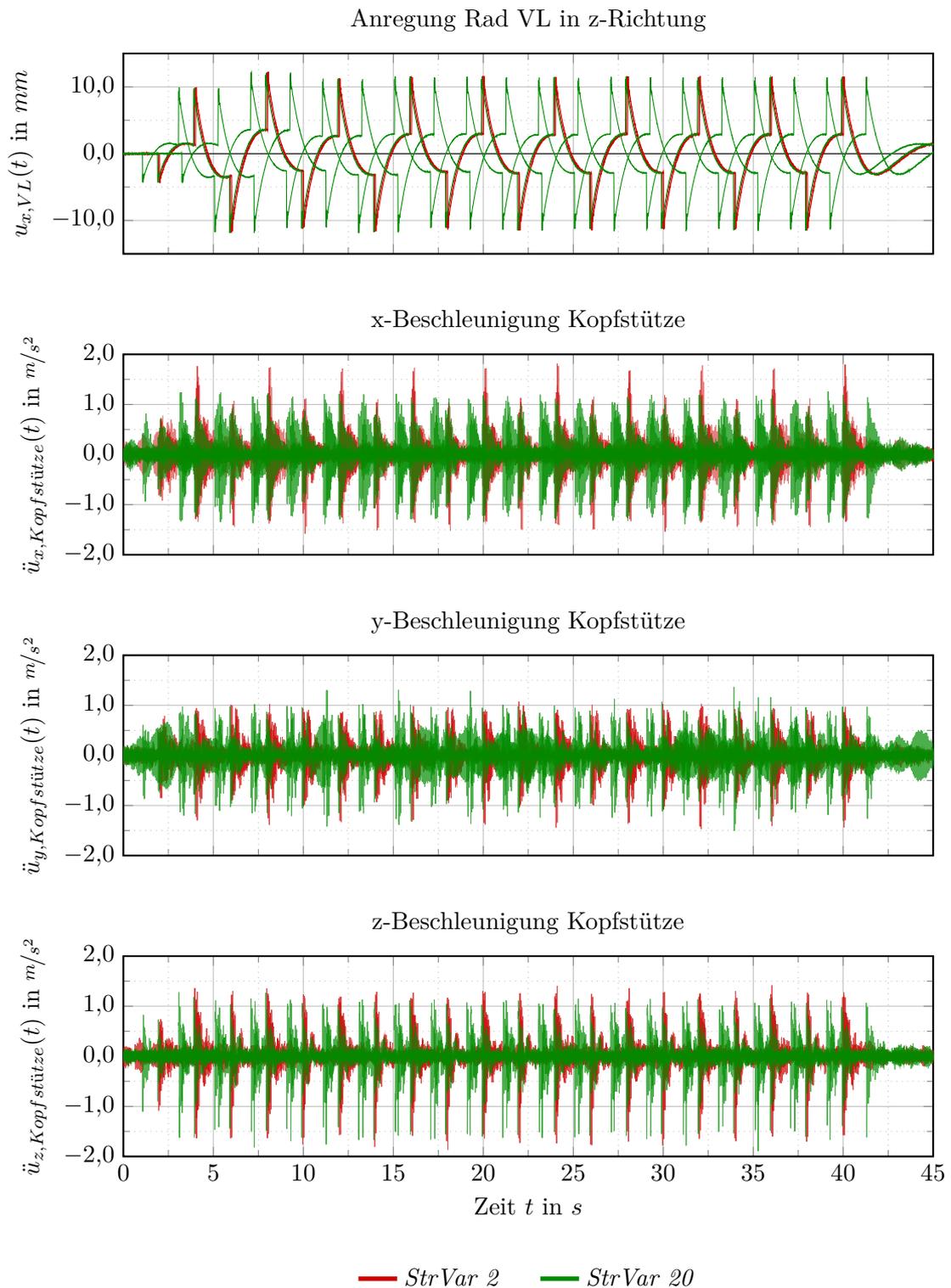
#### Signalverarbeitung

Die Signalverarbeitung der Messdaten erfolgt nach ISO 2631-1 [1] und VDI 2057-1 [2] analog der des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur gemäß Abschnitt 5.4.5.

Pro Messreihe wird für deren Gesamtdauer ein frequenzbewerteter Beschleunigungsgesamteffektivwert errechnet. Um zu einem einzelnen skalaren Ergebnis pro Strukturvariante zu gelangen,



**Abbildung 6.1.:** Fahrversuch: Sinuslenken (Weavetest) mit konstanter Frequenz im linearen Fahrdynamikbereich der Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20*. Ziellenkwinkel  $\pm 2^\circ$ , Geschwindigkeit  $100 \text{ km/h}$ . Mehrere Messreihen pro Strukturvariante resultierend in ca. 1550 Einzelmanövern pro Variante. Messstelle der Beschleunigungen: Anbindung Kopfstütze Fahrersitz. [25]



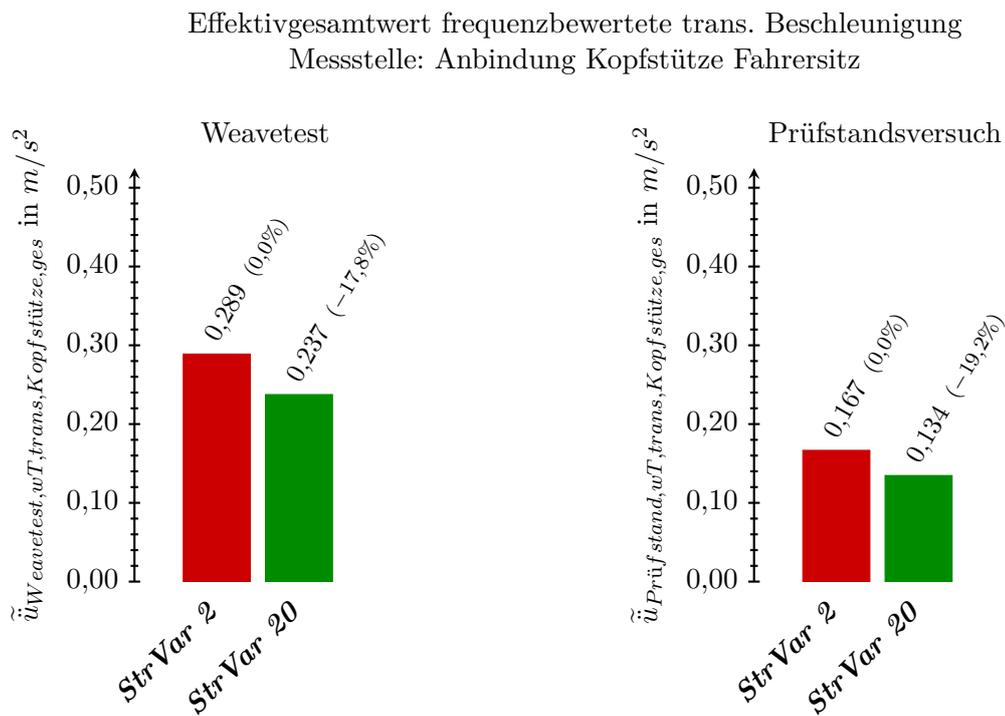
**Abbildung 6.2.:** Prüfstandsversuch: Vier-Stempel-Anlage mit Stoßanregung am Rad vorne links für die Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20*. 3 Messreihen, resultierend in 57 Einzelstößen pro Strukturvariante. Messstelle der Beschleunigungen: Anbindung Kopfstütze Fahrersitz. [25]

werden die Beschleunigungsgesamteffektivwerte aller Messreihen einer Strukturvariante gemittelt.

### Ergebnisse

Die Effektivgesamtwerte zu den Messreihen der Fahr- (Weavetest) und Prüfstandsversuche (s. Abb. 6.1 bzw. 6.2) zeigt Abb. 6.3.

Das Absolutniveau der Effektivgesamtwerte ist geringer als das der simulativen Bewertung des Fahrzeugstrukturschwingverhaltens bei Geradeausbefahrt der unebenen Fahrbahn aus Abschnitt 5.4.7, was plausibel ist. Wesentlicher Grund ist die deutlich schwächere Schwingungsanregung in den Fahrmanövern als auch im Prüfstandsversuch im Vergleich zu dem unebenen Oberflächenprofil in Abb. 5.21. Als zusätzlicher kleinerer Einfluss ist zu nennen, dass im Simulationsmodell dissipierende Effekte wie der mikroskopischen Reibung zwischen Bauteilen nicht enthalten sind, deren Berücksichtigung die Amplituden etwas reduzieren würde. Trotz dessen sind die Absolutgrößen der Effektivgesamtwerte aus den Versuchen gemäß der Klassifizierung der Spürbarkeit in Abschnitt 5.4.7 im gut bis annähernd stark spürbaren Bereich, was sich mit dem subjektiven Eindruck der beteiligten Versuchsingenieure deckt.



**Abbildung 6.3.:** Effektivgesamtwerte der frequenzbewerteten translatorischen Beschleunigungen der Weavetest- (s. Abb. 6.1) und Prüfstandsversuche (s. Abb. 6.2) an der Messstelle „Anbindung Kopfstütze Fahrersitz“ der charakteristischen Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20*. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 6.3.2, basierend auf den Vorschriften [1, 2].

Die Unterschiede zwischen den Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20* sind, wie auch das Absolutniveau, geringer als die Unterschiede in den Ergebnissen aus Abschnitt 5.4.7 und als grenzwertig spürbar bzw. spürbar anzusehen.

Zwei Aspekte stimmen mit den Ergebnissen zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur überein: einerseits ist der Effektivwert von *StrVar 20* kleiner als der der *StrVar 2*, andererseits ist der prozentuale Unterschied zwischen den beiden Strukturvarianten mit  $-17,8\%$  (Weavetest) bzw.  $-19,2\%$  (Prüfstandsversuch) dem der Simulation mit  $-15,4\%$  verhältnismäßig ähnlich.

Durch eine Signalverarbeitung analog des Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur ist, im Gegensatz zu „klassischen“ Auswertungsmethoden aus der objektiven Fahrdynamikbewertung (s. Abschnitt 4.3), messtechnisch daher ein deutlicher Unterschied zwischen den Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20* auflösbar.

### Vergleich mit Subjektivbewertung

Für die beiden ausgewählten Strukturvarianten *StrVar 2* und *StrVar 20* wird eine separate Subjektivbewertung auf der Teststrecke der Simulationsmethodik zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur (s. Abb. 5.20), bei dem Manöver Weavetest als auch während des Prüfstandsversuchs auf der Vier-Stempel-Anlage durchgeführt.

Anders als bei den Subjektivbewertungen in Kapitel 4 können, aufgrund des geringeren Aufwands bei zwei Strukturvarianten, an die jeweilige Strebenkonfiguration angepasste Feder-, Dämpfer- und Stabilisatorapplikationen erarbeitet und für die Bewertung verwendet werden. Im Gegensatz zu den Ergebnissen in Abschnitt 4.2.2 ergeben sich durch die vermiedene Unstimmigkeit der Fahrwerksapplikation auch in den Komforteigenschaften verbesserte Subjektivbewertungen für die *StrVar 20* im Vergleich zur *StrVar 2*.

Die Subjektivbewertung erfolgt nach folgendem Schema (s. Tab.2.2):

- Strukturbewegung „Huben“: Aggregation der Subjektiveigenschaften Ansprechverhalten (K 4.1) und Anbindung (K 4.2);
- Strukturbewegung „Nicken“: Subjektiveigenschaft Parallelität (K 4.3);
- Strukturbewegung „Wanken“: Aggregation der Subjektiveigenschaften Kopieren (K 4.4) und Wankbeschleunigung aus Geradeausfahrt (K 4.5).

Gründe für dieses Vorgehen sind einerseits die begrenzten Bewertungsmöglichkeiten auf den genannten Strecken. Andererseits hat der Versuch das Ziel, das Fahrzeugstrukturschwingverhalten zu bewerten, weswegen sich die Subjektivbewertung auf solche Kriterien fokussiert.

Ein direkter Vergleich gemessener und simulierter Beschleunigungen im gleichen Manöver bzw. unter gleichen Prüfstandsbedingungen ist aufgrund der getroffenen Vereinfachungen im Simulationsmodell (s. Abschnitt 5.4) nicht möglich. Stattdessen werden die Unterschiede zwischen den beiden Strukturvarianten in den Subjektivbewertungen und in den Effektivgesamtwerten der frequenzbewerteten Beschleunigungen gegenübergestellt. Um den Effektivgesamtwerten am besten zu entsprechen, erfolgt in den Subjektivergebnissen eine Mittelung der Unterschiede in den Kriterien „Wanken“, „Nicken“ und „Huben“ [25]. Den Vergleich zeigt Tab. 6.7.

Aus Tab. 6.7 geht hervor, dass sich die Bewertungen subjektiver und objektiver Natur in den drei Testverfahren qualitativ gleichen und auch quantitativ sehr ähnlich sind. So weist die Subjektivbewertung der *StrVar 20* eine Verbesserung gegenüber der *StrVar 2* aus, welche im Bereich von 1,2 BI bis 1,5 BI liegt. Für die sehr unterschiedlichen Bewertungsumgebungen und -randbedingungen wird diese Abweichung voneinander als gering angesehen. Dieselbe Analyse trifft auf die Unterschiede in den gemessenen bzw. simulierten Effektivgesamtwerten der frequenzbewerteten Beschleunigungen  $\tilde{u}_{wT,trans,Kopfstütze,ges}$  zu. Hier liegt in den Testverfahren

	Unterschiede <i>StrVar 20</i> zu <i>StrVar 2</i>	Weavetest	Prüfstands- versuch	Teststrecke aus Simulation
Subjektiv- bewertung	$\emptyset \Delta$ BI aus „Wanken“, „Nicken“, „Huben“	+1,5 BI	+1,2 BI	+1,3 BI
Messung, Simulation	$\Delta \tilde{u}_{wT,trans,Kopfstütze,ges}$	-19,2 % (Messung)	-17,8 % (Messung)	-15,6 % (Simulation)

**Tabelle 6.7.:** Vergleich der Unterschiede von *StrVar 20* zu *StrVar 2* in der Subjektivbewertung und den gemessenen bzw. simulierten Gesamteffektivwerten der frequenzbewerteten Beschleunigung [25].

der prozentuale Unterschied zwischen den Strukturvarianten zwischen 15,6 % und 19,2 %. In allen Testverfahren ist ebenso identisch, dass mit besserer Subjektivbewertung der *StrVar 20* eine Reduktion des Effektivgesamtwerts einhergeht.

### Fazit

Die Unterschiede im Absolutniveau der Effektivgesamtwerte zwischen der simulativ bewerteten Teststrecke und den Versuchen (Weavetest, Vier-Stempel-Anlage) sind nachvollziehbar und hauptsächlich in den unterschiedlichen Anregungen begründet. Trotz der verschiedenen Anregungen sind die prozentualen Unterschiede in diesen Kennwerten zwischen den gewählten Strukturvarianten in Größe und Richtung sehr ähnlich. Der Vergleich mit der Subjektivbewertung des fahrdynamisch relevanten Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur stützt die Aussage der korrespondierenden Effektivgesamtwerte.

Daher bestätigen die vorangegangenen Untersuchungen dieses Abschnitts die Methodik zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur zusätzlich zur Analyse der Korrelationskoeffizienten in Abschnitt 6.3.1.

Für Folgearbeiten ergibt sich die Empfehlung, den Abgleich zwischen Simulation und Versuch zu forcieren. Hierbei sollten zudem Effektivwerte einzelnen fahrdynamischen Subjektivkriterien zugeordnet und gleichzeitig Zielwerte erarbeitet werden, welche die Entwicklung einer spezifischen fahrdynamischen Fahrzeugcharakteristik ermöglichen.

## 6.4. Zusammenfassung Kapitel 6

*Schritt 3* dieser Arbeit nach Abschnitt 1.3 gibt die Überprüfung des Zusammenhangs erarbeiteter Kennwerte aus simulativen Bewertungsmethoden mit der subjektiv wahrgenommenen Fahrdynamik vor.

Neben der kausalen Begründung über die Teilwirkketten aus Abschnitt 3.4 erfolgt in diesem Kapitel die Überprüfung mit mathematischem Ansatz und teilweise über den Vergleich mit Versuchsergebnissen. Auf Basis der zwanzig bewerteten Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs werden die Rangkorrelationskoeffizienten nach SPEARMAN  $r_{SP}$  zwischen den Kennwerten der Simulationsmethodiken aus Kapitel 5 und den Kriterien der fahrdynamischen Subjektivbewertung nach Tab. 2.3 ermittelt.

Sowohl für die „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ als auch für das „Schwingverhalten

der Fahrzeugstruktur“ ergeben sich bei geforderter Signifikanz von 1 % für den Großteil der bewerteten Kennwert-Subjektivkriteriumspaaren signifikante Korrelationen. Im Allgemeinen ist deren Niveau, abhängig von der herangezogenen Literaturquelle, als mittel, jedoch weitestgehend als stark korrelierend zu bewerten.

Damit bestätigt sich die Eignung dieser Bewertungsmethoden zur Auslegung der Fahrzeugstruktur hinsichtlich fahrdynamischer Anforderungen im Rahmen der Untersuchungen dieser Arbeit.

Für die Teilwirkkette zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur wird zusätzlich die Möglichkeit der messtechnischen Erfassung der Kennwerte genutzt, um einen Vergleich der simulativen Ergebnisse mit vorhandenen Ergebnissen aus objektiver Fahrerprobung und aus Prüfstandsversuchen durchzuführen.

Durch Anwendung der Signalauswertung nach Vorlage der simulativen Bewertungsmethode werden Unterschiede zwischen den Strukturvarianten messtechnisch deutlich auflösbar. Der Vergleich dieser Ergebnisse zeigt einerseits ein abweichendes Absolutniveau zwischen den simulativ ermittelten und gemessenen Kennwerten, was jedoch maßgeblich auf die sich deutlich unterscheidende Anregung zurückzuführen ist. Andererseits hat der Unterschied zwischen den Strukturvarianten sowohl in den Messungen als auch in der Simulation dieselbe Richtung und ist prozentual sehr ähnlich.

Daher wird hier vorgenommene Überprüfung der Bewertungsmethoden ebenfalls als erfolgreich angesehen.

# 7. Zusammenfassung der Arbeit und Ausblick

## 7.1. Zusammenfassung der Arbeit

Die Fahrdynamik ist aktuell und zukünftig ein wesentliches Gütekriterium von Personenkraftwagen (PKW). Dabei sind die Eigenschaften der Fahrzeugstruktur relevante Parameter für die fahrdynamische Ausprägung. Der Erfahrung und Literatur nach muss ein bestimmtes Steifigkeitsniveau erfüllt werden, um das volle Potential der Fahrwerkskomponenten nutzen und die fahrdynamischen Entwicklungszielvorgaben erreichen zu können.

Vorhandene strukturmechanische Kennwerte für die Fahrzeugstruktur basieren im Wesentlichen auf der Empirie und nur bedingt auf kausaler Herleitung. Daher ist mit ihnen eine hinreichende Zielerfüllung bzgl. fahrdynamischer Anforderungen sowie hoher Kosten- und Gewichtseffizienz der Fahrzeugstruktur nicht gewährleistet.

Kernfragen dieser Arbeit sind daher, *warum* und *wie* die Auswirkungen der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik geartet sind. Ausgehend davon sind neue Kennwerte zur virtuellen Auslegung der Fahrzeugstruktur bezüglich fahrdynamischer Anforderungen zu erarbeiten.

Die Fahrdynamik wird in den linearen und nichtlinearen Bereich untergliedert, wobei sich diese Arbeit auf ersteren fokussiert. Der lineare Fahrdynamikbereich wird charakterisiert durch ein für Normalfahrer alltägliches Fahrprofil im niedrigen bis mittleren Querbeschleunigungsbereich, bei welchem das subjektive Gefallensempfinden ausschlaggebend ist.

Insbesondere im linearen Bereich ist es bisher nicht in hinreichender Güte gelungen, objektive Bewertungskriterien zu erarbeiten, weswegen die quantitative Subjektivbewertung durch erfahrene Versuchingenieure für diese Arbeit die relevante Bewertungsform darstellt.

Ausgehend vom physiologischen Beschleunigungsempfinden wird analytisch betrachtet, in welcher Form sich Änderungen in der Fahrzeugstruktur fahrdynamisch für die Insassen bemerkbar machen. Dabei werden Beeinflussungsmöglichkeiten auf die Querdynamik des Gesamtfahrzeugs und auf das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur identifiziert, welche in Form von Teilwirkketten formuliert werden.

Für diese Arbeit wird ein Versuchsfahrzeug mit variabler Vorderwagenstruktur mit dem Ziel aufgebaut, verschiedene Strukturvarianten sowohl fahrdynamisch subjektiv als auch strukturmechanisch virtuell bewerten zu können.

Die fahrdynamische Subjektivbewertung bestätigt den Einfluss der Fahrzeugstruktur auf die zu bewertende lineare Fahrdynamik mit deutlichen Änderungen in allen bewerteten Kriterien. Die in begrenztem Umfang parallel durchgeführte objektive Fahrdynamikbewertung anhand „klassischer“ Manöver und Kennwerte kann die subjektiven Unterschiede kaum auflösen und zeigt dadurch die bekannten Schwierigkeiten in der Objektivierung fahrdynamischen Verhaltens bei niedrigen Querbeschleunigungen auf.

Für eine grobe Einschätzung der Fahrzeugvarianten startet die virtuelle strukturmechanische

Bewertung mit der Ermittlung bekannter Steifigkeitskennwerte. Der Literaturrecherche und der analytischen Betrachtung folgend, werden diese Ergebnisse aufgrund der fehlenden Kausalität bewusst nicht mit der fahrdynamischen Ausprägung in Zusammenhang gesetzt. Stattdessen werden auf Basis der identifizierten Teilwirkketten zwei Bewertungsmethoden erarbeitet.

### Bewertungsmethode „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ (*StrRae*)

Diese Bewertungsmethode beschreibt die Auswirkung der Fahrzeugstruktur auf die Fahrdynamik des Gesamtfahrzeugs über die Beeinflussung der Radstellung durch die elastische Struktur nachgiebigkeit.

Kurzbeschreibung „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“	
Modell	<ul style="list-style-type: none"> <li>• FEM-Modell der Fahrzeugstruktur</li> <li>• Massenpackage</li> <li>• elastokinematische Starrkörpermodelle von VA und HA</li> <li>• Referenzstruktur</li> </ul>
Berechnungsmethodik	Inertia-Relief-Methode
Eingangsgroßen	Kräfte und Momente an Fahrwerkskoppelstellen aus stationären Fahrmanövern
Ausgangsgroßen	Kennwerte für strukturinduzierte Radstellungsänderungen an den Radmittelpunkten

**Tabelle 7.1.:** Kurzbeschreibung der Bewertungsmethode „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“

Prinzipiell spiegelt diese Methode, bzw. die dahinterstehende Teilwirkkette, die bisher in der Literatur vorzufindende Steifigkeitsverzielung wider, stellt allerdings einen kausalen Zusammenhang zur Fahrdynamik bereit. Dadurch können in Form der strukturinduzierten Radstellungsänderungen prägnantere Kennwerte definiert werden.

Die Analyse der Änderungen in der Vorderwagenstruktur des Versuchsfahrzeugs zeigt, dass die Strukturvariationen deutlichen Einfluss auf die meisten Kennwerte dieser Methode haben. So liegen die Absolutniveaus, als auch die sich ergebenden Unterschiede zwischen den Varianten, in fahrdynamisch relevanten Größenordnungen.

Eine gezielte Nutzung der strukturabhängigen Auswirkungen auf die Radstellung ist bisher noch nicht möglich, sodass diese als eine Störung der beabsichtigten Elastokinematik interpretiert werden müssen. Das Ziel ist deren Minimierung, was im Allgemeinen über additive Strukturmaßnahmen erreicht werden kann.

### Bewertungsmethode „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“ (*SchFst*)

Die Beeinflussung des fahrdynamisch fühlbaren Schwingverhaltens der Fahrzeugstruktur durch Änderungen an ihr selbst ist, verglichen mit der strukturinduzierten Radstellungsänderung, ein neuer Gedankengang in den betrachteten Auswirkungen.

Diese Bewertungsmethode stellt in Form frequenzbewerteter Beschleunigungseffektivwerte Kennwerte bereit, welche direkt das vestibuläre Empfinden der Insassen beschreiben. Durch

Kurzbeschreibung „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“	
Modell	<ul style="list-style-type: none"> <li>• FEM-Modell der Fahrzeugstruktur</li> <li>• Massenpackage</li> <li>• FEM-Modell von VA und HA</li> <li>• Eigenschaften der Elastomere, Federn, Dämpfer und Reifen</li> </ul>
Berechnungs- methodik	<ul style="list-style-type: none"> <li>• implizit transienter Berechnungsalgorithmus</li> <li>• Abbildung nichtlinearer Komponenteneigenschaften</li> <li>• Berücksichtigung geometrischer Nichtlinearität</li> </ul>
Eingangsgrößen	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Oberflächenprofil einer unebenen Fahrbahn</li> <li>• Anregung an den Radaufstandspunkten</li> </ul>
Ausgangsgrößen	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Beschleunigungen an der Auswertungsstelle <i>Fahrer</i></li> <li>• Verarbeitung zu Beschleunigungseffektivwerten nach [1, 2]</li> </ul>

**Tabelle 7.2.:** Kurzbeschreibung der Bewertungsmethode „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“

die Frequenzbewertung erfolgt eine Begrenzung auf das fühlbare Ganzkörperschwingverhalten der Fahrzeugstruktur gegenüber dem Fahrwerk. Die Effektivwertbildung beschreibt das vom Menschen sensierte Beschleunigungsniveau innerhalb eines Betrachtungszeitraums. Hierfür stehen empirisch ermittelte Grenzwerte bzgl. der subjektiven Wahrnehmung zur Verfügung. Auch hier sind sowohl das Absolutniveau als auch die Unterschiede zwischen den Strukturvarianten als relevant groß zu klassifizieren. Das zeigt, dass eine Beeinflussung des fahrdynamischen Empfindens durch die Fahrzeugstruktur stattfindet, obwohl es keine Änderungen innerhalb des Fahrwerks oder in den fahrzeugglobalen fahrdynamischen Größen gibt. Auffällig ist hier, dass die subjektiv im Gesamten am besten bewerteten Strukturvarianten auch die geringsten Beschleunigungseffektivwerte aufweisen. Gleichzeitig sind die gut beurteilten Varianten im Allgemeinen jedoch nicht diejenigen mit den meisten verbauten Skalierungsoptionen. Nachteile dieser Methode sind der hohe Aufwand in der Modellerstellung sowie die lange Berechnungsdauer.

Die Fähigkeit der Methoden zur Bewertung des Einflusses struktureller Änderungen auf die Fahrdynamik wird abschließend mittels einer korrelativen Betrachtung anhand der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs überprüft. Die Voraussetzung der Kausalität dieses Zusammenhangs ist über die dahinterstehenden Teilwirkketten gegeben. Sowohl für viele der strukturinduzierten Radstellungsänderungskennwerte als auch der Effektivwerte zur Beschreibung des Schwingverhaltens ergibt sich mit den einzelnen Subjektivkriterien im Allgemeinen ein hohes Korrelationsniveau. Dadurch wird auf mathematischer Basis die Güte der Bewertungsmethoden bestätigt. Für die Radstellungsbeeinflussung zeigt sich, dass eine Annäherung der Kennwerte gegen Null mit einer Verbesserung der Subjektivbewertung korreliert. Bei den Beschleunigungseffektivwerten geht im Allgemeinen eine Reduktion in den Kennwerten mit einer Verbesserung der Subjektivbewertung einher.

Eine Adaption der Signalverarbeitung zur Bewertung des Schwingverhaltens auf vorhandene Messergebnisse aus der objektiven Fahrdynamikerprobung und aus Prüfstandsversuchen wird nachträglich durchgeführt. Der Vergleich der Simulations- und Versuchsergebnisse führt zu einer qualitativ gleichen Aussage und zudem sind die prozentualen Unterschiede in den Kennwerten

zwischen den betrachteten Strukturvarianten ähnlich. Im Gegensatz zu den oben genannten „klassischen“ Objektivbewertungsmethoden lassen sich die zwei untersuchten Varianten mit diesem Vorgehen messtechnisch somit plausibel voneinander differenzieren.

Für diese Arbeit ergibt sich gegenüber den in Tab. 1.1 formulierten Vorgehensschritten schlussendlich folgender Abschluss:

<b>Vorgehensschritte dieser Arbeit</b>		
<b>Schritt 1</b>	Nachweis der Auswirkungen von Fahrzeugstruktureigenschaften auf die subjektiv wahrgenommene Fahrdynamik mit Fokus auf den Bereich linearer Fahrdynamik.	durchgeführt (s. Abschnitt 4.2)
<b>Schritt 2</b>	Bei bestätigten Auswirkungen, Analyse der zugrundeliegenden Wirkkette mit eventueller Identifikation von Teilwirkketten und Ermittlung von aussagekräftigen physikalischen Kennwerten.	durchgeführt (s. Abschnitte 3.4, 5.3, 5.4)
<b>Schritt 3</b>	Bewertung von Strukturvariationen mittels der erarbeiteten Kennwerte und Nachweis des Zusammenhangs zwischen den Kennwerten und der subjektiv wahrgenommenen Fahrdynamik.	durchgeführt (s. Abschnitte 5.3, 5.4 s. Kapitel 6)

**Tabelle 7.3.:** Vorgehensschritte dieser Arbeit

## 7.2. Ausblick

Aus den Erkenntnissen dieser Arbeit folgen Empfehlungen für weitere Untersuchungen, welche nach ihrem Schwerpunkt grob in die Disziplinen der Fahrdynamik und der Strukturmechanik gegliedert werden. Gleichzeitig ist diese Arbeit Beleg dafür, dass auch in zukünftigen Herangehensweisen die enge Verknüpfung beider Fachgebiete wesentlich ist, um die Beeinflussung der Fahrdynamik durch Fahrzeugstruktureigenschaften weiter zu erforschen.

### Schwerpunkt (lineare) Fahrdynamik

Wesentliche Aufgabe ist die Objektivierung fahrdynamisch linearer Eigenschaften in ihrer Interaktion mit Änderungen der Fahrzeugstruktur. Die Beschreibung des subjektiven Empfindens durch physikalische Kennwerte ist essentiell für die Vision einer vollumfänglich virtuellen Fahrzeugentwicklung. Dabei müssen neben der Beschreibung des rein physiologischen Empfindens der Fahrdynamik im Gesamten und in den einzelnen Subjektivkriterien auch Zielwerte für das subjektive Gefallen erarbeitet werden.

Hierbei wird es eine Herausforderung sein, nach der Identifizierung einzelner Teilwirkketten diese zu einer Gesamtwirkkette zu kombinieren, welche die menschliche Wahrnehmung der Fahrdynamik im Ganzen beschreiben kann. Diese Gesamtwahrnehmung ist höchstwahrscheinlich unter anderem abhängig von der jeweiligen Fahrsituation, der Fahraufgabe, des Fahrzeugs, den Umweltrandbedingungen sowie der Konditionierung des Fahrers/der Insassen. Ziel ist die Erarbeitung eines „virtuellen Bewerter“, für welchen auch die Verknüpfung aller relevanten menschlichen Sinnesinformationen mit Zielwerten für das subjektive Gefallen erforderlich sein wird.

Übertragen auf die identifizierten Teilwirkketten dieser Arbeit ist eine naheliegende Aufgabe, eine Gewichtung dieser beiden zueinander zu erarbeiten. Das kann in einem Objektivierungsprozess auf Basis der vorgestellten Effektivwerte und/ oder weiteren Kennwerten geschehen. Ein Ergebnis können Frequenzbewertungskurven für einzelne Subjektivkriterien und einzelne Fahrmanöver sein, welche explizit das subjektive Gefallen beschreiben.

Münden sollte dies in Zielwerten mit absolutem Charakter (und nicht wie bisher in Form von Differenz-Verzielungen im Vergleich zu bekannten Fahrzeugen) für das Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur als auch den strukturinduzierten Radstellungsänderungen.

### **Schwerpunkt Strukturmechanik (bzgl. fahrdynamischer Anforderungen)**

Analog der Fahrdynamik, mit dem Ziel der Erarbeitung einer ganzheitlichen Wirkkette, sollte es auch in der Auslegung der Fahrzeugstruktur die Intention sein, die vorhandenen unterschiedlichen Bewertungsmethoden mittelfristig in einer gesamthaften Methode zu kombinieren.

Das Berechnungsmodell muss zur Bewertung der fahrdynamischen Anforderungen mindestens das Fahrwerk, die Reifen, die Fahrzeugstruktur und alle weiteren dynamisch relevanten Fahrzeugeigenschaften umfassen. Im Fall der Fahrzeugstruktur ist es nach den Erkenntnissen dieser Arbeit erforderlich, deren Eigenschaften in derselben Güte wie in einem FEM-Feinmodell zu inkludieren.

Konkrete Vorarbeiten für anstehende Forschungsvorhaben wäre z. B. der Übertrag der strukturinduzierten Radstellungsänderungen auf ein Gesamtfahrzeug-Fahrmanöver. Daraus sollten zulässige Grenzwerte hervorgehen, welche in Abhängigkeit des jeweiligen Manövers, der fahrdynamischen Eigenschaft, der verwendeten Achsbauart oder der fahrdynamischen Zielsetzung die zulässige Fahrzeugstrukturdeformation eingrenzen.

Eine Erweiterung dieser Aufgabe wäre die Erarbeitung eines elasto-kinematischen Wirkprinzips für das Fahrwerk, welches die strukturinduzierten Radstellungsänderungen gezielt vorgeben und nutzen kann, um ein strukturmechanisches und fahrdynamisches Gesamtoptimum zu ermöglichen.

Für weiterführende Arbeiten zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur empfehlen sich folgende Aufgaben:

Die Erweiterung der Bewertungsmethodik auf eine Kurvenfahrt auf ebener oder unebener Fahrbahn ist wichtig, um das fahrdynamisch sehr relevante Verhalten im Übergangsbereich zwischen Geradeaus- zu Kurvenfahrt im Detail bewerten zu können. Zusätzlich ist zu prüfen, ob weitere Kennwerte (z. B. Zeitverzögerungen zwischen Strukturmodifikationen bis zu einem empfindungsrelevanten Grenzwert) einzelne Kriterien der Fahrdynamik gezielt beschreiben können. Diese könnten womöglich auch als Empfehlung für die erforderlichen Objektivierungstätigkeiten vorgegeben werden.

Zudem sind grundsätzlich Wege zu erarbeiten, die bisher zu langen Rechenzeiten zu reduzieren, um eine proaktive Auslegung im Fahrzeugentwicklungsprozess zu ermöglichen.

# A. Anhang

## A.1. Erläuterungen zum Diagramm „Sportlichkeit vs. Fahrkomfort“

Für die Diagramme aus Abb. 1.2 werden die quantitativen Fahrzeugbewertungen der Automobilzeitschriften AUTO, MOTOR UND SPORT [17] bzw. AUTO ZEITUNG [18] im Zeitraum von Januar 2015 bis Dezember 2018 herangezogen. Die relevanten Ausgaben sind unter [17, 18] vermerkt.

Die Bewertungskriterien *Sportlichkeit* und *Fahrkomfort* existieren in diesen Zeitschriften nicht. Für die Zeitschrift AUTO, MOTOR UND SPORT wird die *Sportlichkeit* aus den punktebewerteten Kategorien *Fahrdynamik*, *Handling/Fahrspaß* und *Lenkung*, der *Fahrkomfort* aus den Kategorien *Geradeauslauf/Windempfindlichkeit* und *Federungskomfort* kumuliert. Für die AUTO ZEITUNG sind dies *Slalom*, *Handling* und *Lenkung* für die *Sportlichkeit*, bzw. *Geradeauslauf* und *Federung leer* für den *Fahrkomfort*.

Um eine Gleichgewichtung in den einzelnen Kategorien sicherzustellen, erfolgt aufgrund der unterschiedlichen Maximalpunktzahl zuerst eine Normierung. Anschließend wird für jedes einzelne Fahrzeug in jedem Test ein quantitativer Wert für die *Sportlichkeit* und den *Fahrkomfort* über Kumulation der oben genannten Kriterien gebildet. Abschließend werden für jedes Fahrzeug alle Ergebnisse aus dem angegebenen Zeitraum gemittelt, was die in Abb. 1.2 dargestellte Einordnung ergibt.

Die quantitative Bewertung der Automobilzeitschriften unterliegt, wie auch die BI-Bewertung nach Abschnitt 2.3.3.1, Einflussfaktoren wie der Fahrzeugklasse oder der Fahrzeuggeneration (s. auch Tab. 2.4). Aus diesem Grund werden für die Diagramme in Abb. 1.2 nur vergleichbare Fahrzeuge herangezogen (in diesem Fall die der Mittelklasse bzw. der oberen Mittelklasse). Des Weiteren wird der Betrachtungszeitraum so definiert, dass die gewählten Fahrzeuge grob derselben Fahrzeuggeneration entsprechen. Zudem erfolgt eine Begrenzung auf Motorisierungen bis zu einer Leistungsgrenze von 250 kW mit dem Ziel, hochmotorisierte spezielle Sportwagen-Ausführungen, welche für manche der Fahrzeuge angeboten werden, herauszufiltern. Diese würden die Vergleichbarkeit der Fahrzeuge verschlechtern.

Mit diesen Abhängigkeiten in der Bewertung und auch aufgrund der erfolgten Normierung ist es deshalb nicht sinnvoll, die Diagrammachsen quantitativ zu untergliedern. Die dargestellten Wertebereiche für die Sportlichkeit und den Fahrkomfort sind jedoch identisch. Aufgrund dessen sind die abzulesenden Verhältnisse zwischen den einzelnen Fahrzeugen aussagekräftig.

## A.2. Finite-Element-Methode: Ergänzende Grundlagen

### A.2.1. Verzerrungstensor $\epsilon$ , Spannungstensor $\sigma$

Der dreidimensionale Raum wird durch das stationäre kartesische Koordinatensystem  $XYZ$  beschrieben, in welchem sich der dreidimensional ausgedehnte elastische Körper beliebiger

Gestalt befindet. Die Gestalt des Körpers ist durch den Koordinatenvektor  $\mathbf{x}$  und den Verschiebungsvektor  $\mathbf{u}$  für jeden Punkt des Körpers beschrieben [14, 40, 41, 42, 44].

$$\mathbf{x}^T = [x \quad y \quad z]; \quad (\text{A.1})$$

$$\mathbf{u}^T = [u_x \quad u_y \quad u_z]. \quad (\text{A.2})$$

Wird der Körper belastet und unterscheiden sich die ergebenden Verschiebungen  $\mathbf{u}$  für jeden Punkt des Körpers, tritt neben einer möglichen Starrkörperverschiebung eine Deformation des Körpers auf. Die Deformation ergibt sich aus der Summe der Volumenkräfte  $\mathbf{f}^V$ , der Oberflächenkräfte  $\mathbf{f}^S$  und der äußeren Einzelkräfte  $\mathbf{f}_i^P$  (mit  $i$  als Kennzeichnung für den Kraftangriffspunkt), jeweils aufgetragen in den Richtungen des Koordinatensystems XYZ [14, 40, 41, 42, 44, 120]

$$\mathbf{f}^V = \begin{bmatrix} f_x^V \\ f_y^V \\ f_z^V \end{bmatrix}; \quad \mathbf{f}^S = \begin{bmatrix} f_x^S \\ f_y^S \\ f_z^S \end{bmatrix}; \quad \mathbf{f}_i^P = \begin{bmatrix} f_{i,x}^P \\ f_{i,y}^P \\ f_{i,z}^P \end{bmatrix}. \quad (\text{A.3})$$

Die Verzerrungen des Körpers ergeben sich aus den Relativverschiebungen innerhalb des Körpers. Die Verzerrungen werden unterteilt in Dehnungen [14, 40, 41, 42, 43, 44]

$$\epsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}; \quad \epsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}; \quad \epsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (\text{A.4})$$

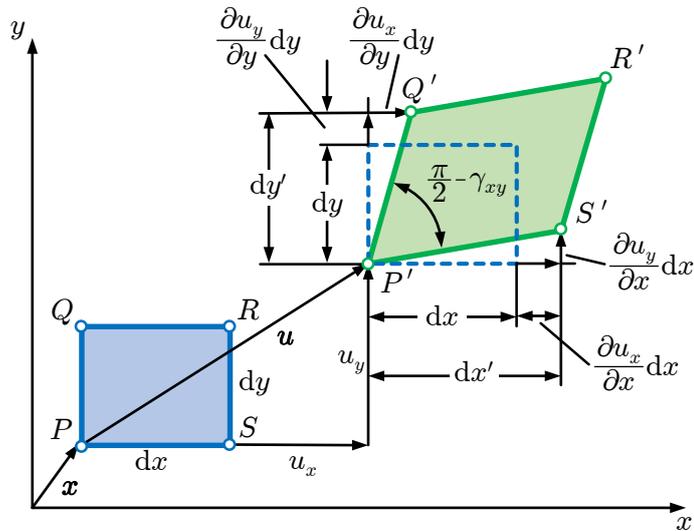
und Gleitungen [14, 40, 41, 42, 43]

$$\gamma_{xy} = 2\epsilon_{xy} = \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y}; \quad \gamma_{xz} = 2\epsilon_{xz} = \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z}; \quad \gamma_{yz} = 2\epsilon_{yz} = \frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z}. \quad (\text{A.5})$$

Zusammengefasst ergeben Dehnungen und Gleitungen den Verzerrungstensor  $\boldsymbol{\epsilon}$  [14, 40, 41, 42, 43, 44]

$$\boldsymbol{\epsilon} = \begin{bmatrix} \epsilon_{xx} & \epsilon_{xy} & \epsilon_{xz} \\ \epsilon_{yx} & \epsilon_{yy} & \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{xz} & \epsilon_{zy} & \epsilon_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_x & \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \frac{1}{2}\gamma_{xz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \epsilon_y & \frac{1}{2}\gamma_{yz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{xz} & \frac{1}{2}\gamma_{yz} & \epsilon_z \end{bmatrix}. \quad (\text{A.6})$$

Mit  $i, j = x, y, z$  gilt für die Komponenten des Verzerrungstensors  $\epsilon_{ii} = \epsilon_i$  und  $\epsilon_{ij} = \epsilon_{ji} = \frac{1}{2}\gamma_{ij}$ . Abbildung A.1 zeigt beispielhaft den Verzerrungszustand für die zweidimensionale Betrachtung. Die Ausgangslage des Körpers mit den Eckpunkten  $PQRS$  wird durch  $\mathbf{x}$  beschrieben, der deformierte Zustand  $P'Q'R'S'$  über die Verschiebung  $\mathbf{u}$  (hier dargestellt für Punkt  $P$ ).



**Abbildung A.1.:** Verzerrungszustand (hier zweidimensional in der  $xy$ -Ebene dargestellt) [14, 40, 42, 44]

Durch einen Körper (s. Abb. A.2 a)) lassen sich beliebige ebene Schnittflächen  $dA$  mit Richtungsvektor  $n$  legen. Aus dem Spannungsvektor  $\mathbf{s}$  infolge der Belastung  $\mathbf{F}$  mit

$$\mathbf{s} = \frac{d\mathbf{F}}{dA} \quad (\text{A.7})$$

lassen sich, bezüglich der Fläche  $dA$  und in kartesischen Koordinaten, eine Normalspannung  $\sigma$  senkrecht zu  $dA$  sowie zwei Schubspannungen  $\tau_x$  bzw.  $\tau_y$  orthogonal zueinander und tangential zu  $dA$  ableiten [14]. Abb. A.2 b) zeigt den Spannungstensor  $\boldsymbol{\sigma}$  nach Gl. A.8 am herausgeschnittenen infinitesimalen Quaderelement [14, 40, 41, 42, 43, 44]. Hierbei ist  $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ , mit  $i, j = x, y, z$ .

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}. \quad (\text{A.8})$$

### A.2.2. Prinzip der virtuellen Verschiebungen, Steifigkeitsmatrix $\mathbf{K}$

Die finiten Elemente sind über die gemeinsamen Knoten und den dortigen Verschiebungen miteinander verknüpft. Für jedes einzelne der  $m$  Elemente wird das Prinzip der virtuellen Verschiebungen (PVV) aufgestellt, woraus sich für das Gesamtsystem unter Berücksichtigung

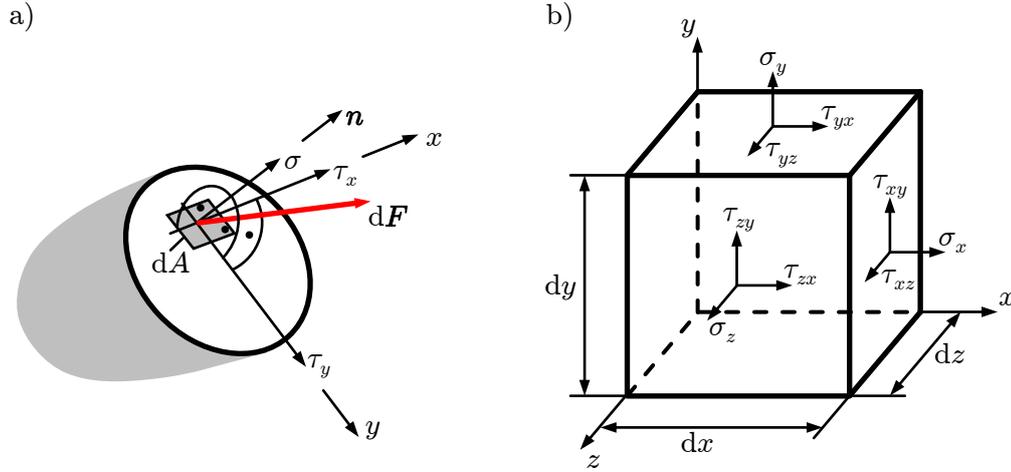


Abbildung A.2.: a) Spannungen in der Schnittfläche; b) Spannungstensor am Quaderelement [14, 40, 42, 43, 44]

von (2.4) Gl. (A.9) ergibt:

$$\begin{aligned} \sum_m \int_{V^{(m)}} \bar{\epsilon}^{(m)T} \sigma^{(m)} dV^{(m)} &= \\ &= \sum_m \int_{V^{(m)}} \bar{\mathbf{u}}^{(m)T} \mathbf{f}^{V(m)} dV^{(m)} + \sum_m \int_{S^{(m)}} \bar{\mathbf{u}}^{(m)T} \mathbf{f}^{S(m)} dS^{(m)} + \sum_i \bar{\mathbf{u}}^i{}^T \mathbf{f}_i^P. \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

Mittels der Umformulierungen [41]

$$\mathbf{u}^{(m)} = \mathbf{H}^{(m)} \mathbf{u} \quad \text{bzw.} \quad \bar{\mathbf{u}}^{(m)} = \mathbf{H}^{(m)} \bar{\mathbf{u}}; \quad (\text{A.10})$$

$$\epsilon^{(m)} = \mathbf{B}^{(m)} \mathbf{u} \quad \text{bzw.} \quad \bar{\epsilon}^{(m)} = \mathbf{B}^{(m)} \bar{\mathbf{u}}; \quad (\text{A.11})$$

$$\sigma^{(m)} = \mathbf{C}^{(m)} \epsilon^{(m)} \quad (\text{A.12})$$

lassen sich die Verschiebungen und Verzerrungen im Element-Koordinatensystem  $\mathbf{u}^{(m)}$ ,  $\bar{\mathbf{u}}^{(m)}$ ,  $\epsilon^{(m)}$  und  $\bar{\epsilon}^{(m)}$  durch die globalen Verschiebungen  $\mathbf{u}$  bzw.  $\bar{\mathbf{u}}$  ausdrücken.  $\mathbf{H}^{(m)}$  ist hierfür die entsprechende Interpolationsmatrix für jedes einzelne Element  $m$ .  $\mathbf{B}^{(m)}$  erfüllt denselben Zweck mit den zusätzlichen Informationen des Zusammenhangs zwischen Verzerrungen und Verschiebungen. Mit (A.10), (A.11) und (A.12) und sinnvollem Umstellen lassen sich in (A.9) die elementbezogenen Verschiebungen durch die globalen Verschiebungen ausdrücken und zugleich aus den einzelnen Summen extrahieren. Die linke Gleichungsseite von (A.9) wird dadurch

zu [41]

$$\sum_m \int_{V^{(m)}} \bar{\boldsymbol{\epsilon}}^{(m)T} \boldsymbol{\sigma}^{(m)} dV^{(m)} = \bar{\mathbf{u}}^T \left[ \sum_m \int_{V^{(m)}} \mathbf{B}^{(m)T} \mathbf{C}^{(m)} \mathbf{B}^{(m)} dV^{(m)} \right] \mathbf{u}. \quad (\text{A.13})$$

Aus (A.13) geht die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  des Gesamtsystems hervor, welche sich aus der Summe der einzelnen Elementsteifigkeiten  $\mathbf{K}^{(m)}$  zusammensetzt [41]

$$\mathbf{K} = \sum_m \underbrace{\int_{V^{(m)}} \mathbf{B}^{(m)T} \mathbf{C}^{(m)} \mathbf{B}^{(m)} dV^{(m)}}_{\mathbf{K}^{(m)}}. \quad (\text{A.14})$$

Alle Komponenten von  $\bar{\mathbf{u}}$  werden nun nacheinander durch Einheitsverschiebungen ausgedrückt [41], wodurch aus der, mittels (A.10), (A.11) und (A.12) umgeschriebenen Form von (A.9), das Gleichungssystem (2.5) (s. Abschnitt 2.2.1) für die einzelnen Knotenpunktverschiebungen entsteht [14, 40, 41, 42, 43, 46, 47].

### A.2.3. Transiente Bewegungsgleichung: Lösung mittels Modenüberlagerung

Durch die Modaltransformation (A.15) werden die Knotenpunktverschiebungen  $\mathbf{u}(t)$  der finiten Elemente als Linearkombination der  $i = 1 \dots n$  Eigenvektoren  $\boldsymbol{\varphi}_i$  samt der zugehörigen generalisierten Koordinaten  $\boldsymbol{\xi}_i(t)$  dargestellt

$$\mathbf{u}(t) = \boldsymbol{\varphi}_1 \boldsymbol{\xi}_1(t) + \boldsymbol{\varphi}_2 \boldsymbol{\xi}_2(t) + \dots + \boldsymbol{\varphi}_n \boldsymbol{\xi}_n(t) = \boldsymbol{\Phi} \boldsymbol{\xi}(t). \quad (\text{A.15})$$

Die Kombination aus (2.13) und (A.15) führt zu

$$\mathbf{M} \boldsymbol{\Phi} \ddot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \mathbf{D} \boldsymbol{\Phi} \dot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \mathbf{K} \boldsymbol{\Phi} \boldsymbol{\xi}(t) = \mathbf{f}(t). \quad (\text{A.16})$$

Die in der Modalmatrix  $\boldsymbol{\Phi}$  zusammengefassten Eigenvektoren  $\boldsymbol{\varphi}_i$  stellen die nicht triviale Lösung<sup>1</sup> der homogenen Differentialgleichung für freie und ungedämpfte Schwingungen dar

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{u}(t) = \mathbf{0}. \quad (\text{A.17})$$

Mit  $\omega$  als Kreisfrequenz der freien Schwingung und Einsetzen von

$$\begin{aligned} \mathbf{u}(t) &= \boldsymbol{\varphi}_i \sin(\omega_i t); \\ \dot{\mathbf{u}}(t) &= \boldsymbol{\varphi}_i \omega_i \cos(\omega_i t); \\ \ddot{\mathbf{u}}(t) &= -\boldsymbol{\varphi}_i \omega_i^2 \sin(\omega_i t) \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

---

<sup>1</sup>Die triviale Lösung mit  $\mathbf{u}(t) = \mathbf{0}$  definiert den ruhenden Zustand.

in (A.17), gefolgt von passendem Umformen, erhält man das verallgemeinerte Eigenproblem

$$\mathbf{K}\boldsymbol{\varphi}_i = \omega_i^2 \mathbf{M}\boldsymbol{\varphi}_i. \quad (\text{A.19})$$

Aus (A.19) und mit  $\boldsymbol{\Omega}^2 = \text{diag}(\omega_i^2)$  erhält man

$$\mathbf{K}\boldsymbol{\Phi} = \mathbf{M}\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{\Omega}^2. \quad (\text{A.20})$$

Die Eigenvektoren  $\boldsymbol{\varphi}_i$  sind orthonormal, was sowohl für  $\mathbf{M}$ , als auch für  $\mathbf{K}$  gemäß (A.21) zu deren Orthogonalität führt (mit  $\delta_{ij}$  als KRONECKER-Delta und linksseitigem Multiplizieren von (A.19) mit der transponierten Form von  $\boldsymbol{\varphi}_j$ ):

$$\boldsymbol{\varphi}_i^T \mathbf{M}\boldsymbol{\varphi}_j = \delta_{ij}; \quad \boldsymbol{\varphi}_i^T \mathbf{K}\boldsymbol{\varphi}_j = \omega_i^2 \delta_{ij}. \quad (\text{A.21})$$

Daraus ergibt sich

$$\boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{M}\boldsymbol{\Phi} = \mathbf{I}; \quad \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{K}\boldsymbol{\Phi} = \boldsymbol{\Omega}^2 \quad (\text{A.22})$$

mit  $\mathbf{I}$  als Einheitsmatrix  $\mathbf{I} = \text{diag}(1)$ . Die Bewegungsgleichung (A.16) lässt sich mit diesen Definitionen und durch die generalisierten Koordinaten schreiben als

$$\ddot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{D}\boldsymbol{\Phi}\dot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \boldsymbol{\Omega}^2 \boldsymbol{\xi}(t) = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{f}(t). \quad (\text{A.23})$$

Mit der Annahme einer proportionalen Dämpfung<sup>1</sup> ergibt sich in Analogie zu (A.21) und mit  $\varepsilon_i$  als modalen Dämpfungsparameter

$$\boldsymbol{\varphi}_i^T \mathbf{D}\boldsymbol{\varphi}_j = 2\omega_i \varepsilon_i \delta_{ij}. \quad (\text{A.24})$$

Mit speziellen Dämpfungselementen kann die Dämpfung zwischen ausgewählten Knoten über elementgebundene Formulierungen zudem direkt angegeben werden, um beispielsweise das Verhalten eines viskosen Fahrzeugdämpfers abzubilden. Hier können die erforderlichen Parameter über Komponentenversuche ermittelt werden. Die normalerweise frequenzabhängige Strukturdämpfung, welche physikalisch der Energiedissipation aufgrund von Materialreibung entspricht, kann dagegen im Allgemeinen nicht direkt und für jedes einzelne finite Element bestimmt werden.

Für einen Großteil der strukturmechanischen Untersuchungen ist es mit ausreichender Genauigkeit zulässig und daher in der Praxis üblich, die in der Realität auf nichtlinearen physikalischen Wirkprinzipien beruhende Dämpfung durch lineare Dämpfungsmodelle zu beschreiben. Mit dem Ansatz der modalen Dämpfung nach (A.24) wird für jede Mode ein Dämpfungsparameter

---

<sup>1</sup>Proportionale Dämpfung ist im Allgemeinen in Strukturen mit ähnlichen Materialeigenschaften gegeben [41].

bestimmt, welcher einem Anteil der kritischen Dämpfung entspricht und im Versuch kalibriert werden muss [49]. Wird nicht für jede ermittelte Eigenform eine spezifische Dämpfung angegeben, so kann diese über Inter- und Extrapolation gegebener Dämpfungsparameter bestimmt werden [49].

Aus (A.24) lässt sich mit  $\varepsilon_i$  und  $i = 1, 2$  der Ansatz der RAYLEIGH-Dämpfung (A.25) ableiten, mit welchem die Dämpfungsmatrix aus  $\mathbf{M}$  und  $\mathbf{K}$  aufgestellt wird.

$$\mathbf{D} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K}. \quad (\text{A.25})$$

Die Parameter  $\alpha$  und  $\beta$  ergeben sich über zwei bekannte, im Versuch ermittelte, Dämpfungsmaße bei unterschiedlichen Frequenzen. Im Falle mehrerer bekannter Dämpfungsmaße werden  $\alpha$  und  $\beta$  über Mittelung bestimmt.

Eine zu beachtende Eigenschaft der RAYLEIGH-Dämpfung ist die Tatsache, dass der resultierende Dämpfungsgrad nicht für alle Frequenzen konstant ist und höhere Moden deutlich stärker bedämpft werden [41, 49]. In der Definition einer Finite-Element-Methode (FEM)-Berechnung bzgl. der zu inkludierenden Moden und der Ergebnisinterpretation ist dies zu berücksichtigen.

Durch eine derart ermittelte Dämpfungsmatrix  $\mathbf{D}$  nimmt  $\mathbf{\Phi}^T \mathbf{D} \mathbf{\Phi}$  die Form einer Diagonalmatrix an, wodurch sich die zu lösende Bewegungsgleichung (2.13) bzw. (A.16) zu einem Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung mit  $n$  entkoppelten Gleichungen wandelt und dadurch numerische Vorteile bietet.

Die physikalische Verschiebung eines Strukturknotenpunktes in Abhängigkeit der Zeit  $\mathbf{u}(t)$  ergibt sich somit aus der Summe aller (berechneten) Moden  $q$  zu

$$\mathbf{u}(t) = \sum_{i=1}^q \xi_i(t) \varphi_i = \mathbf{\Phi} \boldsymbol{\xi}(t) \quad (\text{A.26})$$

mit den Eigenvektoren  $\mathbf{\Phi}$  des ungedämpften Systems ohne Anregung und den generalisierten Koordinaten  $\boldsymbol{\xi}(t)$  aus der Modaltransformation.

#### A.2.4. Lanczos-Verfahren

In [65] liefert LANCZOS eine Methode zur Tridiagonalisierung von Matrizen, welche zu dem nach ihm benannten Verfahren zur Approximation von Eigenwerten weiterentwickelt wird [41, 59]. [63] zeigt die Implementierung des Verfahrens in dem FEM-Solver MSC NASTRAN<sup>1</sup>.

Nach [41] wird das Verfahren in seinen wesentlichen Schritten und Eigenschaften nachfolgend beschrieben:

1. Mit einem Startvektor  $\mathbf{x}$  wird  $\mathbf{x}_1$  ermittelt

$$\mathbf{x}_1 = \frac{\mathbf{x}}{\gamma} \quad \text{mit } \gamma = \left( \mathbf{x}^T \mathbf{M} \mathbf{x} \right)^{1/2}. \quad (\text{A.27})$$

---

<sup>1</sup>MSC NASTRAN: Insbesondere in der Strukturanalyse häufig verwendeter FEM-Solver des Unternehmens MSC SOFTWARE (s. [www.mscsoftware.com](http://www.mscsoftware.com)). In dieser Arbeit werden die Version 2014.1 und 2017.1 verwendet.

2. Für alle  $i = 1 \dots n$ , mit  $n$  als Ordnung von  $\mathbf{M}$  bzw.  $\mathbf{K}$  ist zu berechnen:

$$\begin{aligned} \mathbf{K}\bar{\mathbf{x}}_i &= \mathbf{M}\mathbf{x}_i \\ \alpha_i &= \bar{\mathbf{x}}_i^T \mathbf{M}\mathbf{x}_i. \end{aligned} \tag{A.28}$$

3. Falls  $i \neq n$  und  $\beta_0 = 0$ , dann ist

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{x}}_i &= \bar{\mathbf{x}}_i - \alpha_i \mathbf{x}_i - \beta_{i-1} \mathbf{x}_{i-1} \\ \beta_i &= \left( \tilde{\mathbf{x}}_i^T \mathbf{M}\tilde{\mathbf{x}}_i \right)^{1/2}. \end{aligned} \tag{A.29}$$

4. Ermittlung des nächsten Vektors  $\mathbf{x}_{i+1}$  anhand

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{i+1} &= \frac{\tilde{\mathbf{x}}_i}{\beta_i} \\ \mathbf{X}_n &= [\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_n]; \end{aligned} \tag{A.30}$$

wobei

$$\mathbf{X}_n^T (\mathbf{M}\mathbf{K}^{-1}\mathbf{M}) \mathbf{X}_n = \mathbf{T}_n, \quad \text{mit} \quad \mathbf{T}_n = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_1 & & & & \\ \beta_1 & \alpha_2 & \beta_2 & & & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & & \\ & & & & \alpha_{n-1} & \beta_{n-1} \\ & & & & \beta_{n-1} & \alpha_n \end{bmatrix} \tag{A.31}$$

und den  $\mathbf{M}$ -orthogonalen Vektoren  $\mathbf{x}_i$ .

5. Verknüpfung der Eigenpaare von  $\mathbf{T}_n$  mit dem Eigenproblem (A.19):

- Umformung von (A.19) in

$$\mathbf{M}\mathbf{K}^{-1}\mathbf{M}\boldsymbol{\varphi}_i = \frac{1}{\omega_i^2} \mathbf{M}\boldsymbol{\varphi}_i; \tag{A.32}$$

- Beschreibung der Eigenvektoren  $\boldsymbol{\varphi}_i$  über die ermittelten Vektoren  $\mathbf{x}_i$

$$\boldsymbol{\varphi}_i = \mathbf{X}_n \tilde{\boldsymbol{\varphi}}_i; \tag{A.33}$$

- Zusammenführen von (A.31), (A.32) und (A.33)

$$\mathbf{T}_n \tilde{\boldsymbol{\varphi}}_i = \frac{1}{\omega_i^2} \tilde{\boldsymbol{\varphi}}_i. \quad (\text{A.34})$$

Gleichung (A.34) zeigt, dass die Eigenwerte von  $\mathbf{T}_n$  den Kehrwerten der Eigenwerte des allgemeinen Eigenproblems (A.19) entsprechen. Über (A.33) können die gesuchten Eigenvektoren zu (A.19) gebildet werden.

Das LANZCOS-Verfahren leidet unter der Tatsache, dass die, zueinander theoretisch orthogonalen, ermittelten Vektoren  $\mathbf{x}_i$  in der Praxis aufgrund von Rundungsfehlern nicht orthogonal sind. Zur Kompensation dieses Problems gäbe es Orthogonalisierungsmethoden (s. [41]), welche jedoch zu einem sehr ineffizienten und damit zeitaufwändigen Rechenprozess führen würden, falls die Matrizen mit Ordnung  $n$  vollumfänglich zu tridiagonalisieren wären. Aus diesem Grund ist das LANZCOS-Verfahren nur dann effizient einzusetzen, falls nur wenige Eigenpaare  $(\omega_i, \boldsymbol{\varphi}_i)$ , mit  $i = 1 \dots p$  und  $p \ll n$ , ermittelt werden sollen (gekürzte LANZCOS-Transformation) [41].

Bei Iterationsverfahren mit gekürzten LANZCOS-Transformationen ist zu beachten, dass die Genauigkeit der ermittelten Eigenvektoren und -werte ausreichend ist, was aufgrund der erwähnten Rundungsfehler fraglich ist.

Iterationsverfahren, welche zu Eigenvektoren mit ausreichender Genauigkeit führen sollen, basieren auf den Prinzipien der Prüfung nach  $\mathbf{M}$ -Orthogonalität und Bestimmung der bereits, mit ausreichender Genauigkeit, ermittelten orthogonalen LANZCOS-Vektoren  $\mathbf{x}_q$  mit  $q < p$ . Solange  $q < p$  wird ein neuer Iterationsschritt zur Bestimmung weiterer orthogonaler LANZCOS-Vektoren gestartet, indem man für die LANZCOS-Transformation einen neuen Startvektor  $\mathbf{x}$  wählt [41].

In der Praxis, zumindest für strukturmechanische Problemstellungen ähnlich denjenigen dieser Arbeit, ist die Einschränkung der Suche auf die niedrigsten Eigenpaare des Systems gemäß dem gekürzten LANZCOS-Verfahren anwendbar und sinnvoll. Die maßgeblich charakterisierenden Struktureigenschaften für die Untersuchungen dieser Arbeit sind im niederfrequenten Bereich verortet. Zusätzlich ist allerdings zu beachten, dass neben den charakterisierenden Struktureigenschaften beispielsweise in transienten Untersuchungen mit Modenüberlagerung auch der gewünschte auflösende Zeitschritt Einfluss auf die Anzahl der zu bestimmenden Eigenformen hat.

## A.3. Fahrdynamik des Versuchsfahrzeuges

### A.3.1. Versuchsfahrzeug



Abbildung A.3.: Versuchsfahrzeug abgerüstet: Originale Fahrzeugstruktur (rot), Grundstruktur (weiß), optionale Skalierungsmaßnahmen (grün)

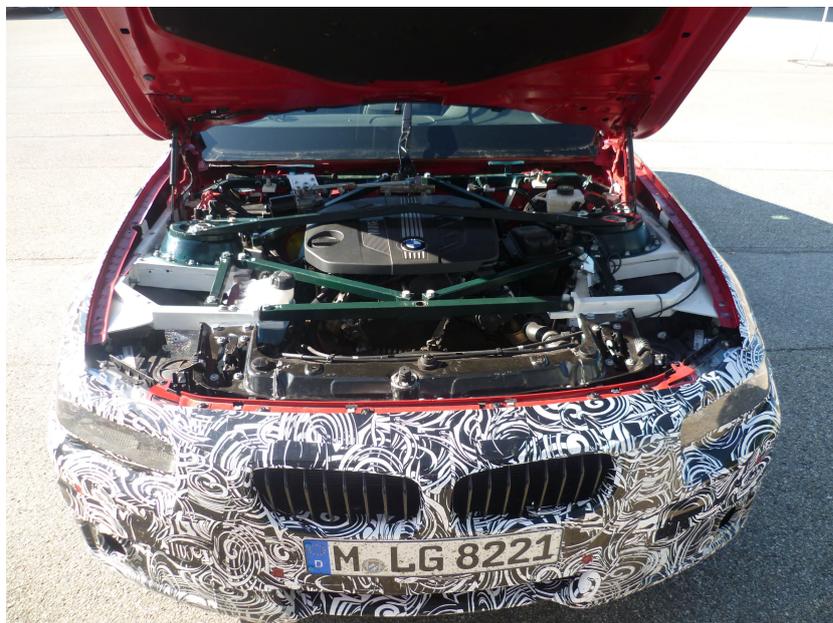
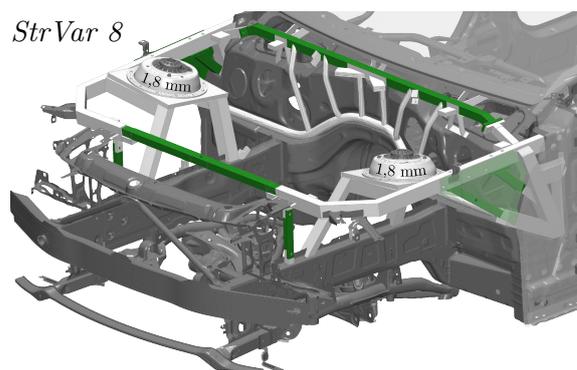
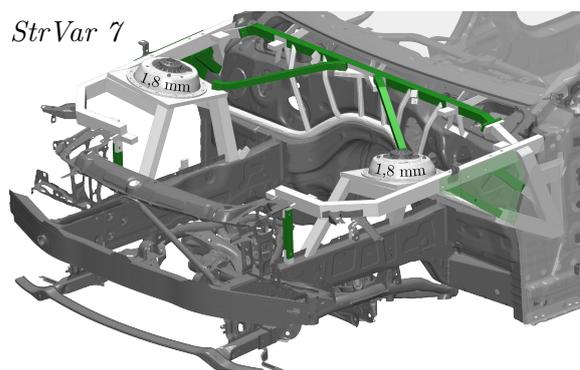
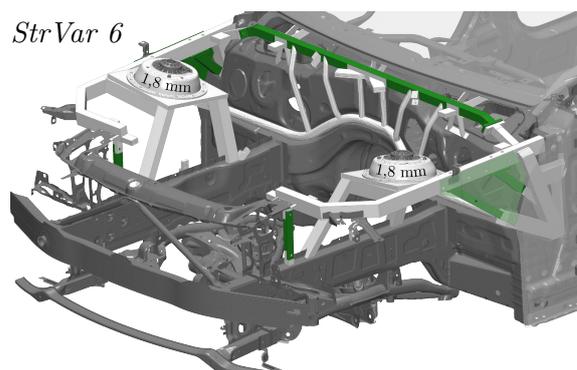
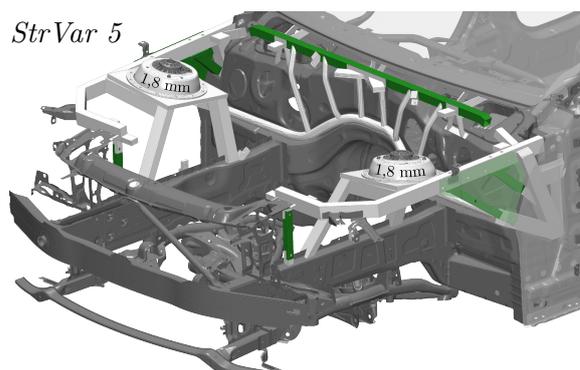
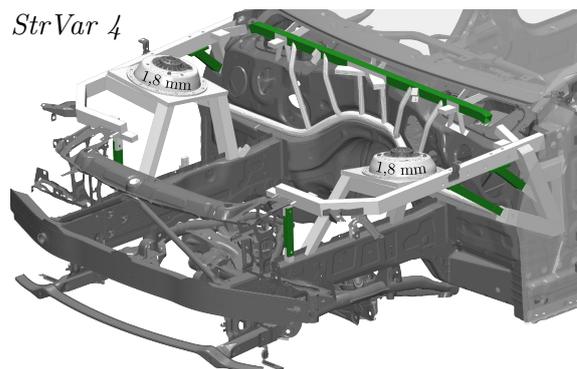
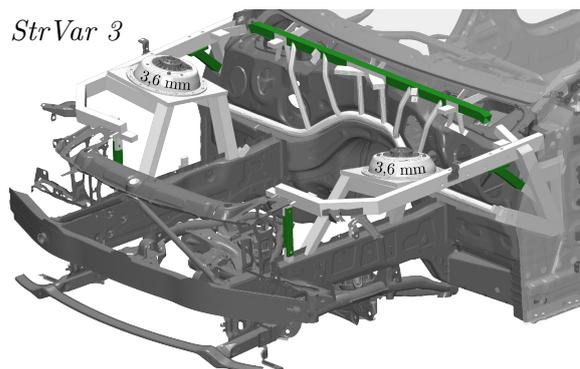
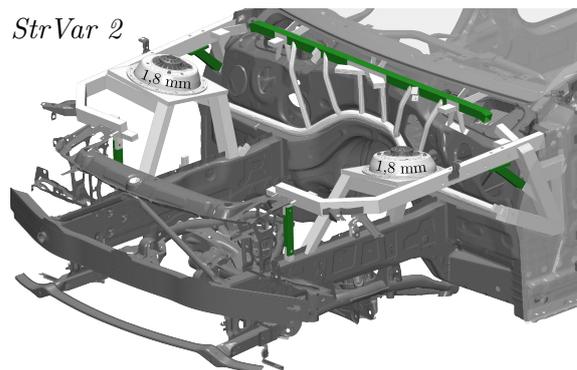
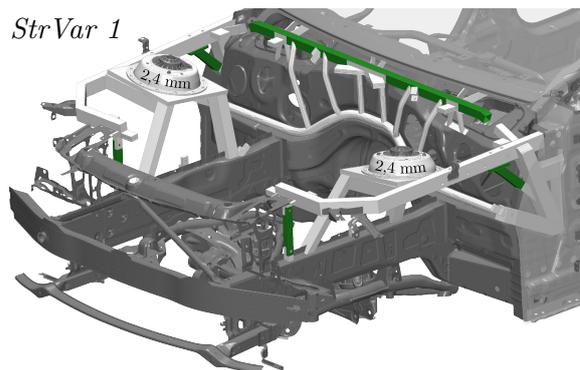
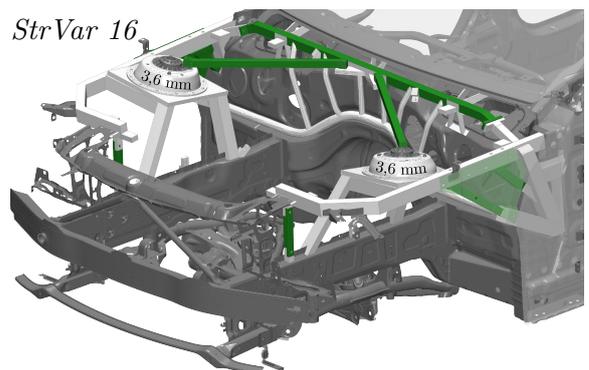
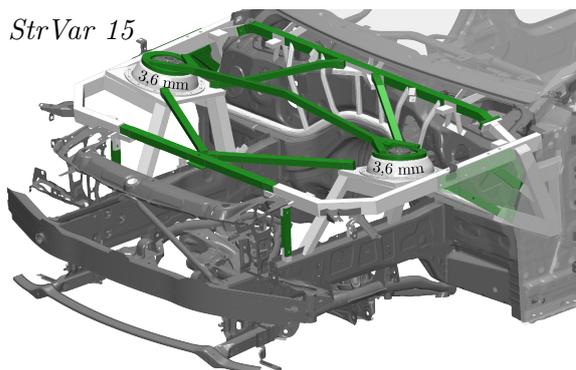
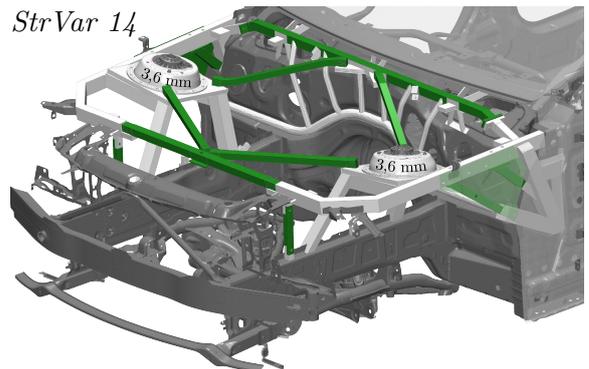
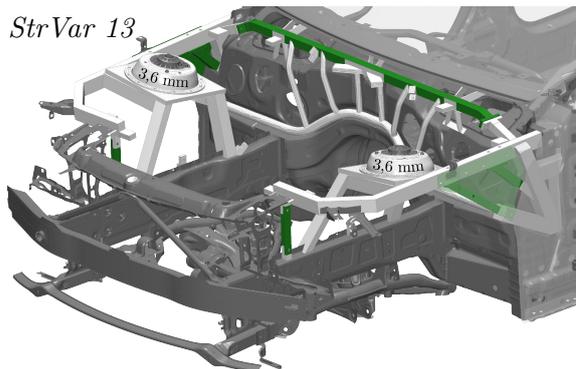
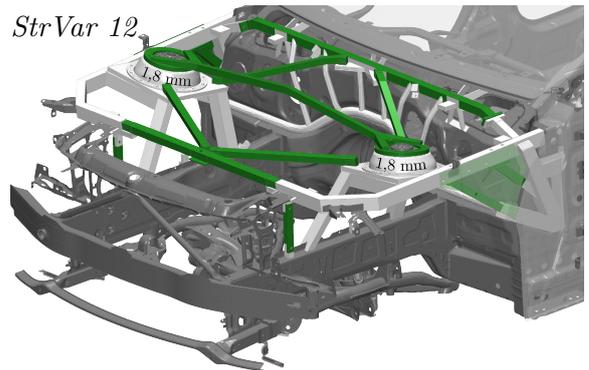
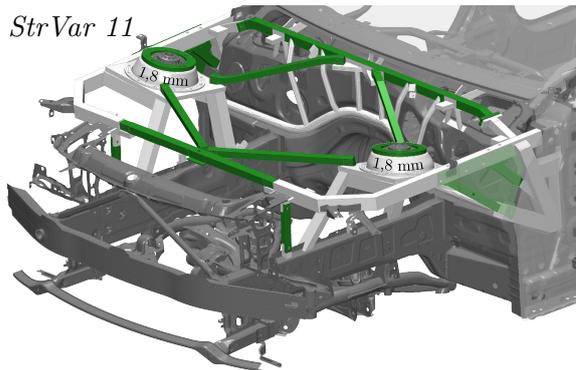
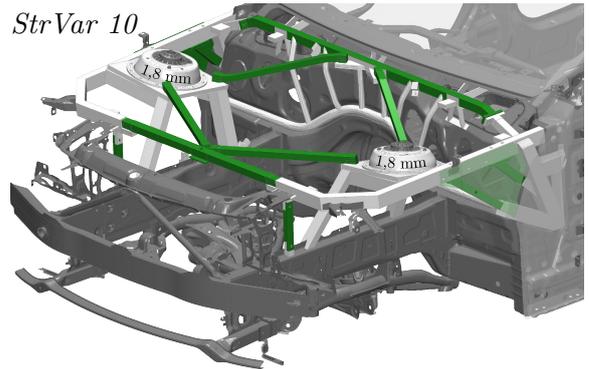
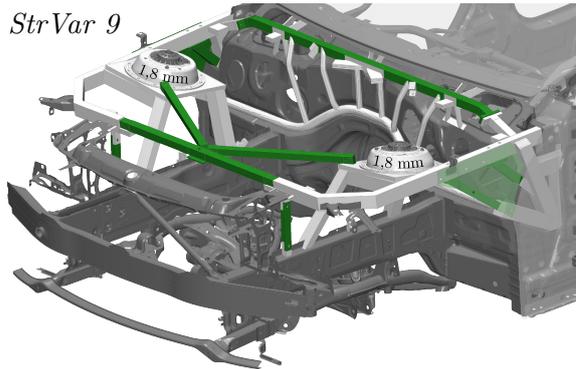


Abbildung A.4.: Versuchsfahrzeug während des Erprobungsbetriebs (nach [25])

### A.3.2. Strukturvarianten des Versuchsfahrzeuges





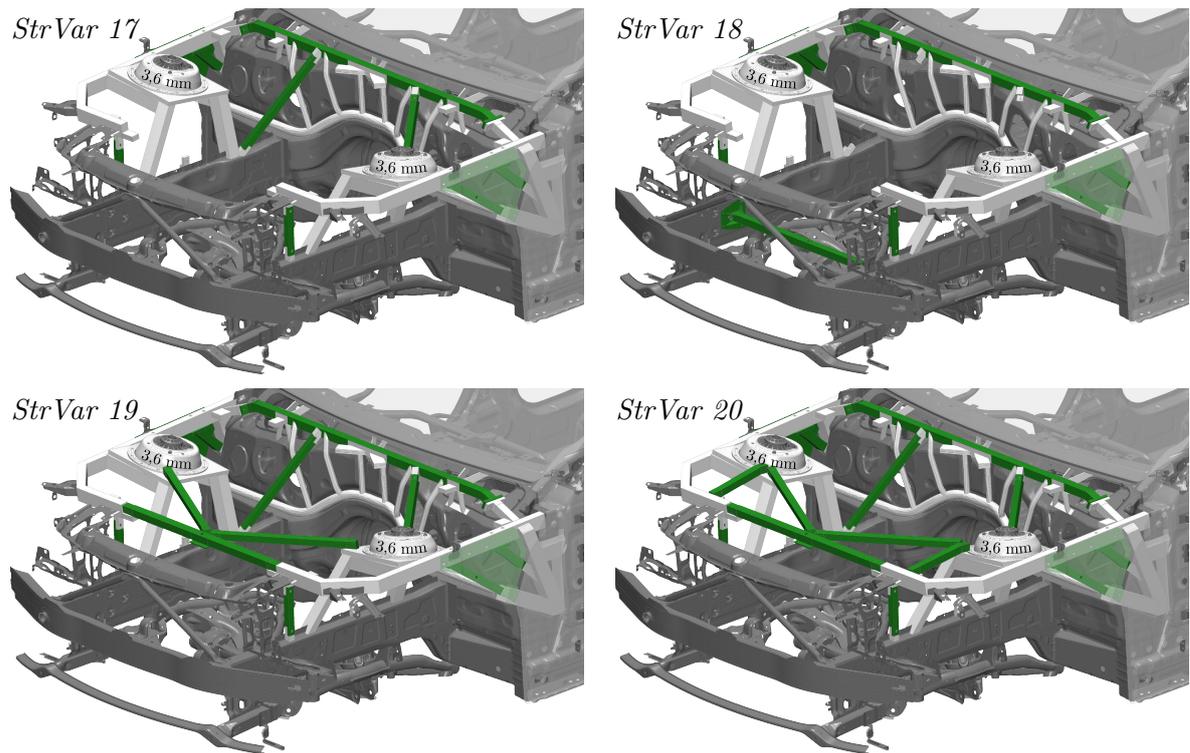


Abbildung A.5.: Erprobte Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (nach [25])



**Fahrzeugkonfiguration**

Streben-Nr.	Verbaustatus / Ausprägung
1	
2	
1	
2	
3A4	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
8A	
9	
9A	
10	
11	
12	
12A	
13	
14	
15	
16	
17	
18	

Streben-Nr.	Verbaustatus / Ausprägung
19	
20	
21	
22	
23	
24	
25	
26	
27	
28	
29	
30	
31	

Streben-Nr.	Verbaustatus / Ausprägung
19	
20	
21	
22	
23	
24	
25	
26	
27	
28	
29	
30	
31	

Abbildung A.7.: Fragebogen für die Subjektivbewertung – Seiten 2 und 3: Fahrzeugkonfiguration

A.3.4. Ergebnisse Subjektivbewertung

Bewertungs- kriterium nach Tabelle 2.2	Subjektivbewertungsergebnisse der Strukturvarianten [BI]									
	<i>StrVar 1</i>	<i>StrVar 2</i>	<i>StrVar 3</i>	<i>StrVar 4</i>	<i>StrVar 5</i>	<i>StrVar 6</i>	<i>StrVar 7</i>	<i>StrVar 8</i>	<i>StrVar 9</i>	<i>StrVar 10</i>
K 1.1	7,5	7	7,5	7	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 1.2	7	6,5	7	7	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 1.3	7,5	7	7	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
K 1.4	7	7	7,5	7	7,5	8	8	8	8	8
K 2.1	7	6,5	7,5	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8	8
K 2.2	6,5	6	7	6,5	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 2.3	6,5	6	7,5	6,5	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 2.4	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	8	8
K 2.7	6,5	6	7,5	6,5	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 3.1	6,5	6	8	7	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 3.2	6	5,5	7,5	6,5	7	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
K 3.3	6,5	6,5	8	7	7,5	8	8,5	8	8	8
K 3.4	5,5	5	7,5	6,5	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 3.5	6,5	6,5	8	7,5	8	8	8	8	8	8
K 3.6	7	7	8	7,5	8	8	8	8	8	8
K 3.7	6,5	6	8	7	7	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 3.8	6,5	6	7,5	6,5	6,5	7	7	7,5	7,5	7,5
K 3.9	5	5	5,5	6	6,5	7,5	7,5	7,5	7,5	8
K 4.1	7,5	7	7	7,5	7	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
K 4.2	7	6,5	7,5	7,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6
K 4.3	7,5	8	7	7	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6
K 4.4	8	8	7	7,5	7	7,5	7,5	7,5	8	7
K 4.5	7	6,5	7,5	7	7	7	7,5	7,5	7,5	8
K 4.6	6,5	6	7,5	7	7	7,5	8	8	8	8
K 4.7	7	7,5	7	7	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7
K 4.8	6,5	6	7	6	7,5	7,5	7,5	7,5	8	8
K 4.9	7	7,5	7	8	7,5	7,5	7	7,5	7,5	7,5

**Tabelle A.1.:** Subjektivbewertungsergebnisse in [BI] (nach Tab. 2.3) der erprobten Strukturvarianten *StrVar 1* bis *StrVar 10* (s. Abb. A.5) anhand der Bewertungskriterien nach Tab. 2.2

A. Anhang

Bewertungs- kriterium nach Tabelle 2.2	Subjektivbewertungsergebnisse der Strukturvarianten [BI]									
	<i>StrVar 11</i>	<i>StrVar 12</i>	<i>StrVar 13</i>	<i>StrVar 14</i>	<i>StrVar 15</i>	<i>StrVar 16</i>	<i>StrVar 17</i>	<i>StrVar 18</i>	<i>StrVar 19</i>	<i>StrVar 20</i>
K 1.1	8	8	8	8	8,5	7,5	8,5	8,5	8,5	8
K 1.2	8	8	8	8	8	7	8,5	8	8,5	7,5
K 1.3	8	8	8	8	8	7,5	8,5	8	8,5	8
K 1.4	8	8	8	8	8	7,5	8,5	8	8,5	8
K 2.1	8,5	9	8,5	9	9	8,5	9	8,5	9	9
K 2.2	8	8	8	8,5	8,5	7,5	8,5	8	8,5	9
K 2.3	8,5	8,5	8	8,5	9	8	8,5	8	8,5	9
K 2.4	8,5	8,5	8	8,5	9	8	8,5	8	8,5	9
K 2.7	8	8,5	8	8,5	9	8	8,5	8	8,5	9
K 3.1	8,5	9	8,5	9	9	8,5	8,5	8,5	8,5	9
K 3.2	8	8,5	8	8,5	9	8,5	8,5	8	8,5	9
K 3.3	8,5	9	8,5	9	9	8,5	8,5	8,5	8,5	9
K 3.4	8	8,5	8	9	8,5	8	8,5	8	8,5	9
K 3.5	8	8,5	8	8,5	9	8	8,5	8	8,5	9
K 3.6	8	8,5	8	8,5	8,5	8	8,5	8	8,5	9
K 3.7	8	8	8	8,5	8,5	8	8,5	8	8,5	9
K 3.8	7,5	8	7,5	8	8,5	7,5	8,5	7,5	8,5	9
K 3.9	8	8	7	8	8,5	8	7,5	7	8	8
K 4.1	8	7	8	7,5	7	7	7	8	7,5	7
K 4.2	6	6	7	6,5	6	6,5	6,5	7	8	6,5
K 4.3	6	6	7,5	6,5	6	6,5	6,5	7,5	8	6,5
K 4.4	7	6,5	8	7	6,5	7	7	8	8	7
K 4.5	8,5	9	8,5	9	9	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
K 4.6	8	8,5	8,5	9	9	8,5	8,5	8,5	8	8,5
K 4.7	8	7,5	8,5	7,5	7,5	8,5	7	8,5	7,5	8
K 4.8	8,5	9	8	9	9	8	8	8,5	9	9
K 4.9	8,5	8,5	8,5	8,5	9	7	8	8,5	8	8,5

**Tabelle A.2.:** Subjektivbewertungsergebnisse in [BI] (nach Tab. 2.3) der erprobten Strukturvarianten *StrVar 11* bis *StrVar 20* (s. Abb. A.5) anhand der Bewertungskriterien nach Tab. 2.2

A. Anhang

Bewertungs- kriterium nach Tabelle 2.2	Subjektivbewertungsergebnisse der Strukturvarianten [BI], referenziert auf BI 8									
	<i>StrVar 1</i>	<i>StrVar 2</i>	<i>StrVar 3</i>	<i>StrVar 4</i>	<i>StrVar 5</i>	<i>StrVar 6</i>	<i>StrVar 7</i>	<i>StrVar 8</i>	<i>StrVar 9</i>	<i>StrVar 10</i>
K 1.1	-0,5	-1	-0,5	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 1.2	-1	-1,5	-1	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 1.3	-0,5	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
K 1.4	-1	-1	-0,5	-1	-0,5	0	0	0	0	0
K 2.1	-1	-1,5	-0,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0	0
K 2.2	-1,5	-2	-1	-1,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 2.3	-1,5	-2	-0,5	-1,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 2.4	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0	0
K 2.7	-1,5	-2	-0,5	-1,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 3.1	-1,5	-2	0	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 3.2	-2	-2,5	-0,5	-1,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
K 3.3	-1,5	-1,5	0	-1	-0,5	0	0,5	0	0	0
K 3.4	-2,5	-3	-0,5	-1,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 3.5	-1,5	-1,5	0	-0,5	0	0	0	0	0	0
K 3.6	-1	-1	0	-0,5	0	0	0	0	0	0
K 3.7	-1,5	-2	0	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 3.8	-1,5	-2	-0,5	-1,5	-1,5	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5
K 3.9	-3	-3	-2,5	-2	-1,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 4.1	-0,5	-1	-1	-0,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
K 4.2	-1	-1,5	-0,5	-0,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-2
K 4.3	-0,5	0	-1	-1	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-2
K 4.4	0	0	-1	-0,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5	0	-1
K 4.5	-1	-1,5	-0,5	-1	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5	0
K 4.6	-1,5	-2	-0,5	-1	-1	-0,5	0	0	0	0
K 4.7	-1	-0,5	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-1
K 4.8	-1,5	-2	-1	-2	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	0	0
K 4.9	-1	-0,5	-1	0	-0,5	-0,5	-1	-0,5	-0,5	-0,5

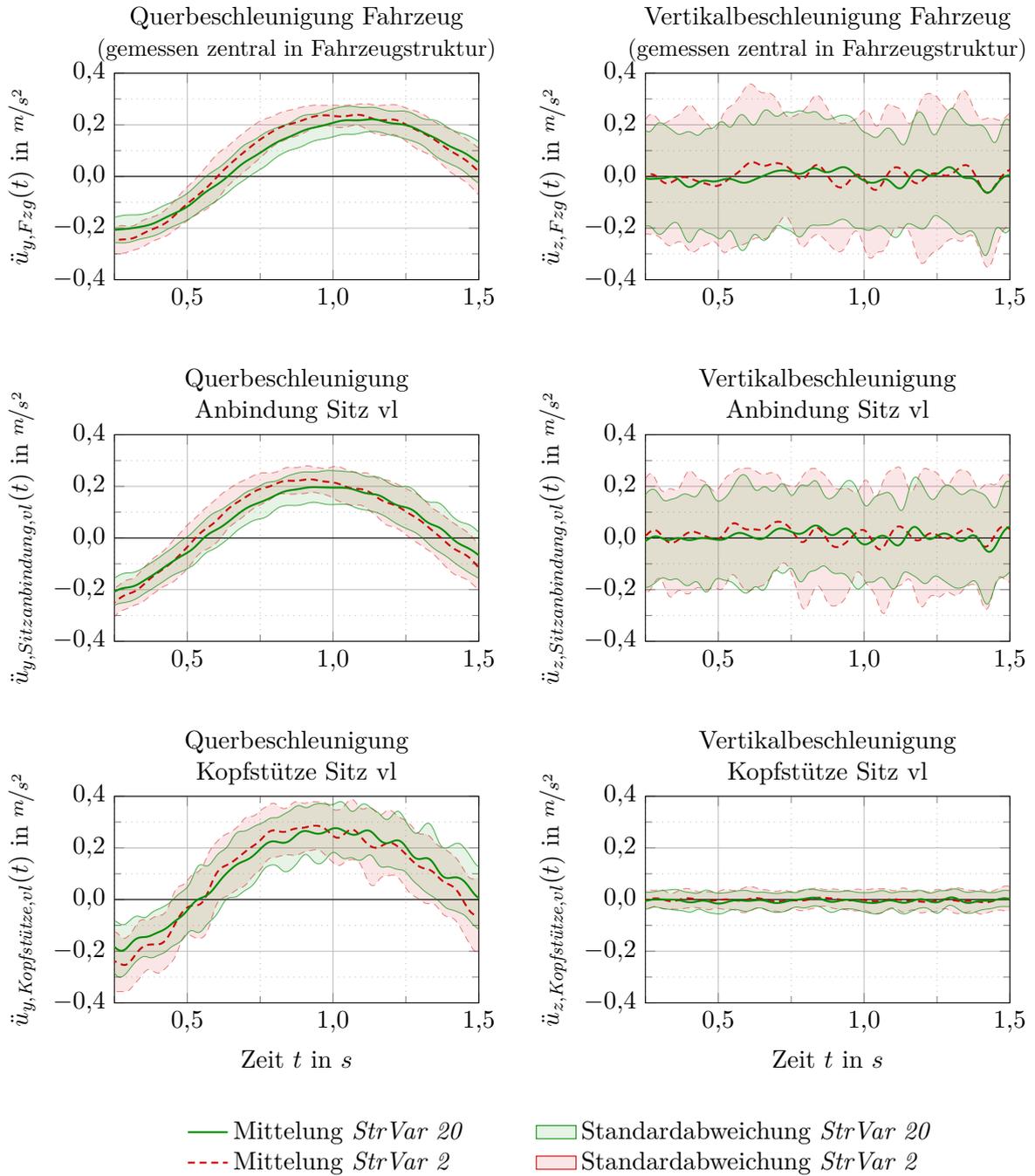
**Tabelle A.3.:** Auf BI 8 referenzierte Subjektivbewertungsergebnisse in [BI] (nach Tab. 2.3) der erprobten Strukturvarianten *StrVar 1* bis *StrVar 10* (s. Abb. A.5) anhand der Bewertungskriterien nach Tab. 2.2

A. Anhang

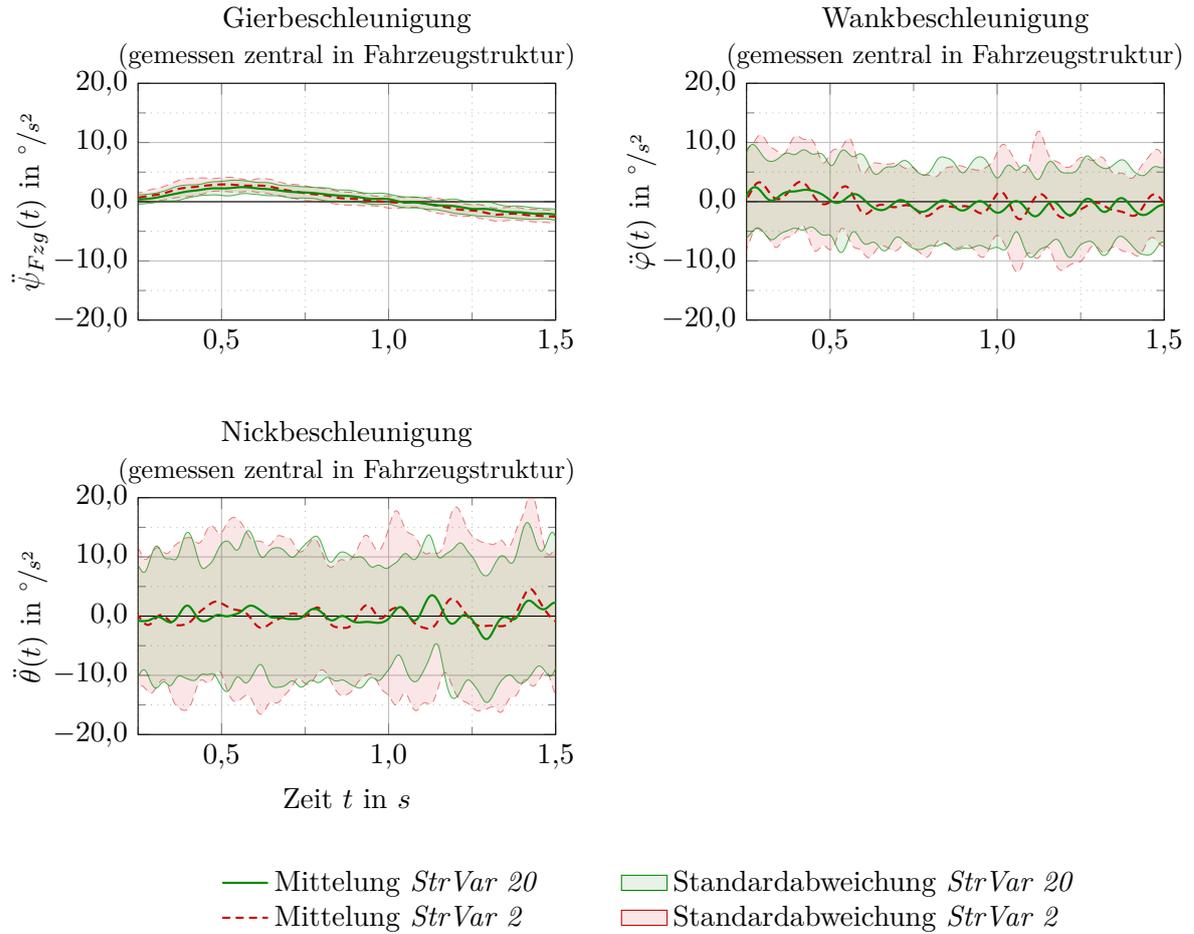
Bewertungs- kriterium nach Tabelle 2.2	Subjektivbewertungsergebnisse der Strukturvarianten [BI], referenziert auf BI 8									
	<i>StrVar 11</i>	<i>StrVar 12</i>	<i>StrVar 13</i>	<i>StrVar 14</i>	<i>StrVar 15</i>	<i>StrVar 16</i>	<i>StrVar 17</i>	<i>StrVar 18</i>	<i>StrVar 19</i>	<i>StrVar 20</i>
K 1.1	0	0	0	0	0,5	-0,5	0,5	0,5	0,5	0
K 1.2	0	0	0	0	0	-1	0,5	0	0,5	-0,5
K 1.3	0	0	0	0	0	-0,5	0,5	0	0,5	0
K 1.4	0	0	0	0	0	-0,5	0,5	0	0,5	0
K 2.1	0,5	1	0,5	1	1	0,5	1	0,5	1	1
K 2.2	0	0	0	0,5	0,5	-0,5	0,5	0	0,5	1
K 2.3	0,5	0,5	0	0,5	1	0	0,5	0	0,5	1
K 2.4	0,5	0,5	0	0,5	1	0	0,5	0	0,5	1
K 2.7	0	0,5	0	0,5	1	0	0,5	0	0,5	1
K 3.1	0,5	1	0,5	1	1	0,5	0,5	0,5	0,5	1
K 3.2	0	0,5	0	0,5	1	0,5	0,5	0	0,5	1
K 3.3	0,5	1	0,5	1	1	0,5	0,5	0,5	0,5	1
K 3.4	0	0,5	0	1	0,5	0	0,5	0	0,5	1
K 3.5	0	0,5	0	0,5	1	0	0,5	0	0,5	1
K 3.6	0	0,5	0	0,5	0,5	0	0,5	0	0,5	1
K 3.7	0	0	0	0,5	0,5	0	0,5	0	0,5	1
K 3.8	-0,5	0	-0,5	0	0,5	-0,5	0,5	-0,5	0,5	1
K 3.9	0	0	-1	0	0,5	0	-0,5	-1	0	0
K 4.1	0	-1	0	-0,5	-1	-1	-1	0	-0,5	-1
K 4.2	-2	-2	-1	-1,5	-2	-1,5	-1,5	-1	0	-1,5
K 4.3	-2	-2	-0,5	-1,5	-2	-1,5	-1,5	-0,5	0	-1,5
K 4.4	-1	-1,5	0	-1	-1,5	-1	-1	0	0	-1
K 4.5	0,5	1	0,5	1	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
K 4.6	0	0,5	0,5	1	1	0,5	0,5	0,5	0	0,5
K 4.7	0	-0,5	0,5	-0,5	-0,5	0,5	-1	0,5	-0,5	0
K 4.8	0,5	1	0	1	1	0	0	0,5	1	1
K 4.9	0,5	0,5	0,5	0,5	1	-1	0	0,5	0	0,5

**Tabelle A.4.:** Auf BI 8 referenzierte Subjektivbewertungsergebnisse in [BI] (nach Tabelle 2.3) der erprobten Strukturvarianten *StrVar 11* bis *StrVar 20* (siehe Abbildung A.5) anhand der Bewertungskriterien nach Tabelle 2.2

A.3.5. Messergebnisse objektiver Fahrversuch



**Abbildung A.8.:** Fahrversuch: Sinuslenken (Weavetest) mit konstanter Frequenz im linearen Fahrdynamikbereich. Lenkwinkel:  $\pm 2^\circ$ , Geschwindigkeit:  $100 \text{ km/h}$ . Mittelung über 68 (*StrVar 2*) bzw. 58 (*StrVar 20*) Einzelsignale, Darstellung der gemittelten Signale und deren Standardabweichung.



**Abbildung A.9.:** Fahrversuch: Sinuslenken (Weavetest) mit konstanter Frequenz im linearen Fahrdynamikbereich. Lenkwinkel:  $\pm 2^{\circ}$ , Geschwindigkeit:  $100 \text{ km/h}$ . Mittelung über 68 (*StrVar 2*) bzw. 58 (*StrVar 20*) Einzelsignale, Darstellung der gemittelten Signale und deren Standardabweichung.

## A.4. Struktureigenschaften des Versuchsfahrzeuges

### A.4.1. Vergleich gemessener und simulierter dynamischer Steifigkeiten an ausgewählten Fahrwerkskoppelstellen

Die Abb. A.10, A.11 und A.12 zeigen die Ergebnisse der gemessenen und simulierten dynamischen Steifigkeiten an den in den Abbildungen genannten Fahrwerkskoppelstellen.

Eine quantitative Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen ist nicht zu erwarten. [70] zeigt, dass sich aufgrund der Abstraktion in der Abbildung der Massen von Komponenten, welche fest mit der Struktur verbunden sind, Unterschiede in dem Vergleich Messung zu Simulation ergeben. Die Abbildung der Massen in Form des Massenpackages ist in Abschnitt 5.1 beschrieben. V. a. im niederfrequenten Bereich bis ca. 80 Hz sind die darin begründeten Unterschiede deutlich ausgeprägt.

Zur Bewertung der Güte des Berechnungsmodells bzgl. der Abbildung der dynamischen Eigenschaften haben sich für solche Vergleiche und Anforderungen wie denen dieser Arbeit daher folgende Kriterien etabliert:

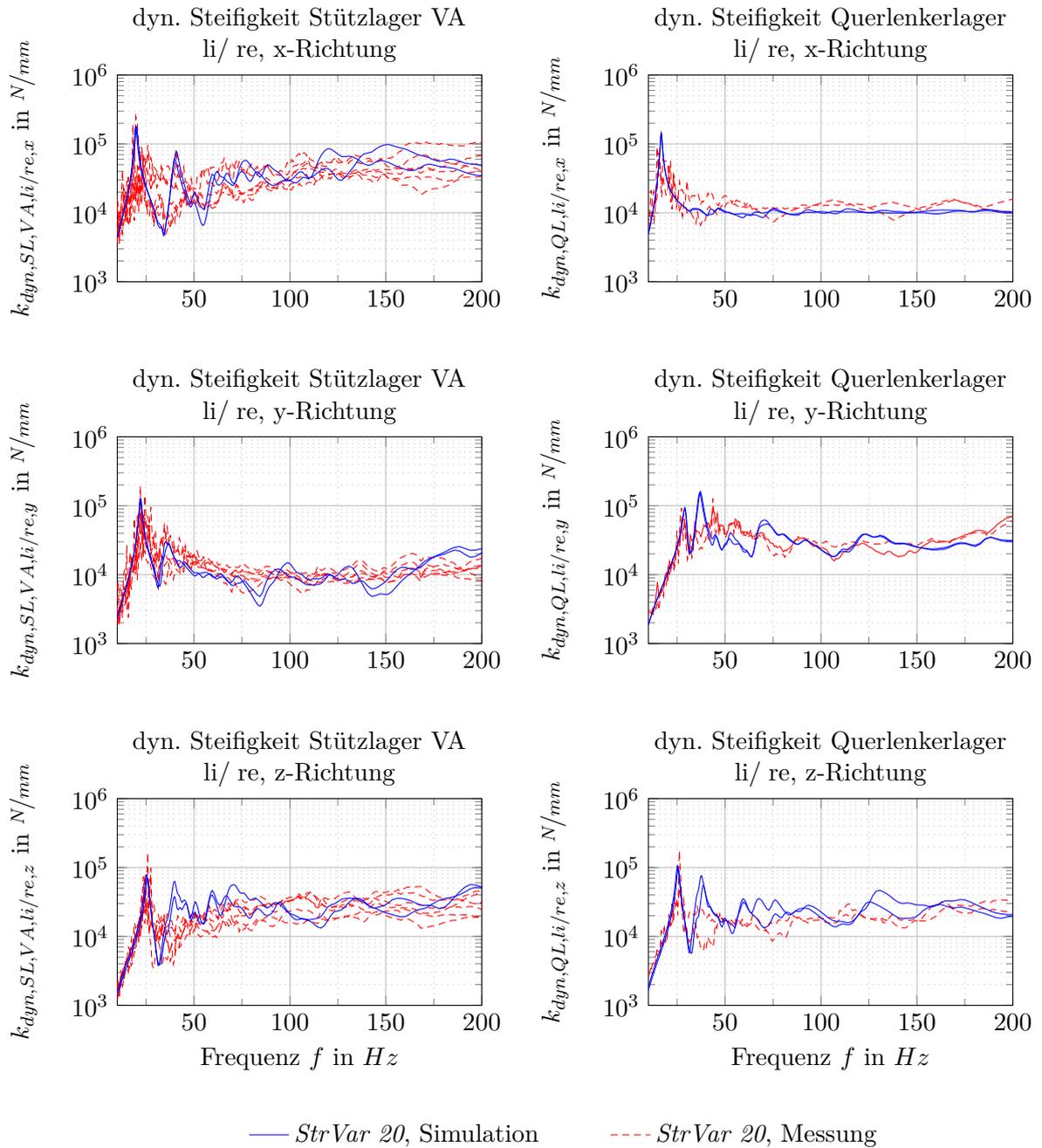
- Der Anstieg der Steifigkeit bis zum Maximum vor der ersten angeregten globalen Eigenform (zwischen ca. 20 bis ca. 40 Hz) ist charakteristisch für eine frei-frei-Schwingung wie bei den lokalen dynamischen Steifigkeiten. In diesem Bereich wird eine gute qualitative Übereinstimmung gefordert. Die Frequenz der Maxima sollte quantitativ weitestgehend einander entsprechen.
- Im Frequenzbereich darüber ist eine Übereinstimmung des allgemeinen Niveaus gefordert. Eine genaue simulative Abbildung aller einzelnen Maxima und Minima der Messung ist nicht zu erwarten.
- Für Frequenzen kleiner 10 Hz ist bei den in der Messung verwendeten Beschleunigungssensoren ein valides Ergebnis nicht sichergestellt, weswegen diese exkludiert werden.

Die gezeigten Vergleiche ergeben, mit drei Ausnahmen, für alle gezeigten Fahrwerkskoppelstellen und Richtungen eine ausreichend gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation gemäß den genannten Kriterien [25].

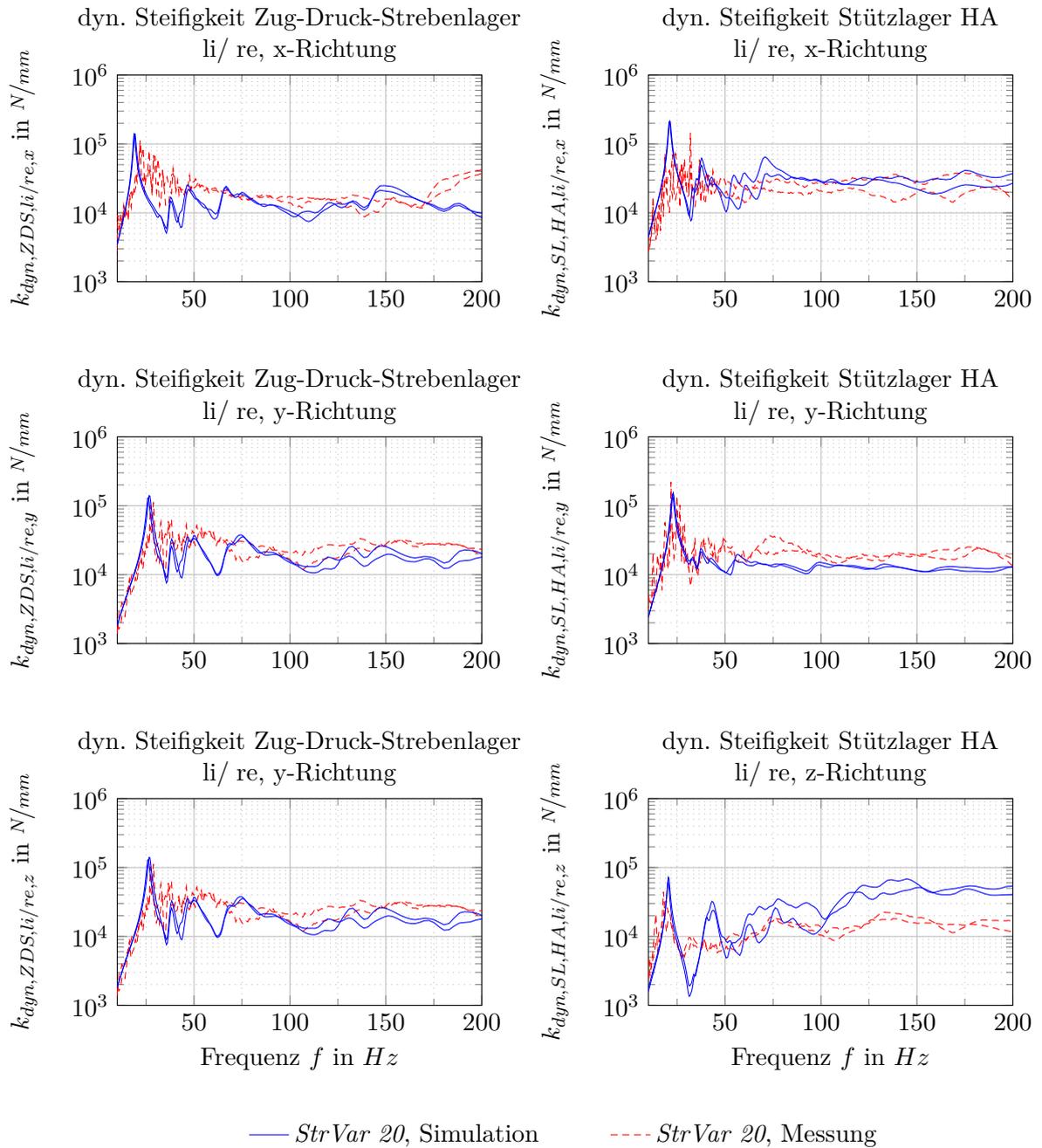
Ausnahme 1: Stützlager HA, z-Richtung. Die Kontaktfläche des Stützlagers zur Karosserie ist in Richtung der Karosserie gewölbt (bombiert). Durch die Verschraubung des Stützlagers an die Karosserie ergibt sich durch die Wölbung eine vorgespannte flächige Verbindung. Zusätzlich ist die vordere Verschraubung im Versuchsfahrzeug karosserieseitig mit mehreren darüber liegenden Blechflächen geklemmt, was den Vorspannungseffekt in die Fahrzeugstruktur erweitert. Die deutlicheren Abweichungen in diesem Vergleich resultieren aus dieser vorgespannten Verbindung, deren Effekt in der linearen Rechnung der dynamischen Steifigkeiten nicht hinreichend abgebildet werden kann.

Ausnahmen 2 und 3: hintere Hinterachsträgerlager, x- und y-Richtung. Zum Zeitpunkt der Messung war im Versuchsfahrzeug eine zusätzlich versteifende Maßnahme zur Bewertung einer Entwicklungsfrage außerhalb dieser Arbeit verbaut. Die Messung der dynamischen Steifigkeiten in diesen beiden Richtungen zeigt den bekannten breitbandigen versteifenden Effekt dieser Maßnahme. Ohne dieser Maßnahme entsprächen die Messwerte in guter Näherung den Simulationsergebnissen.

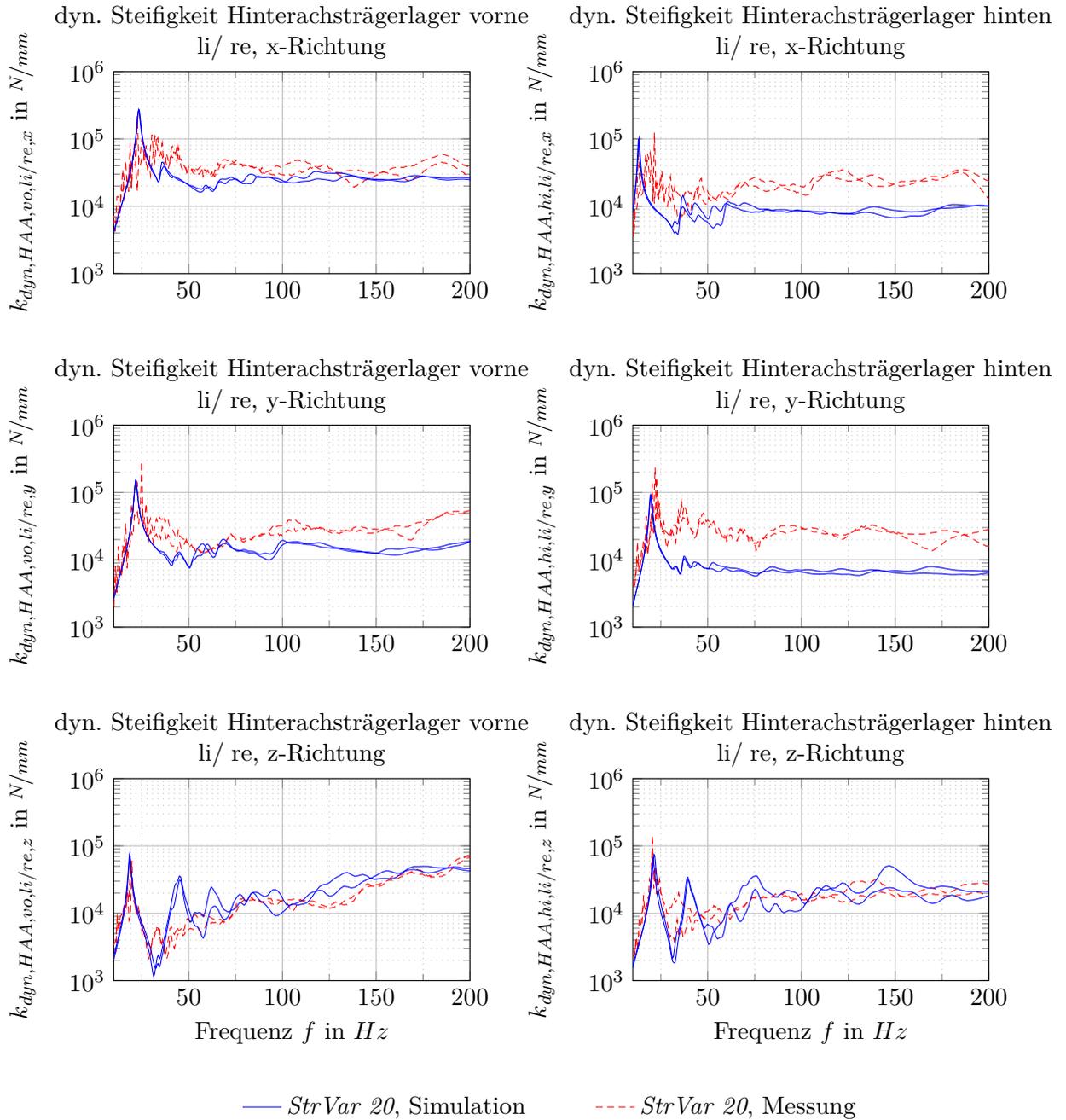
Mit den Informationen zu den Ausnahmen wird auch für diese Stellen das Berechnungsmodell als verwendbar für die Anforderungen dieser Arbeit bewertet [25].



**Abbildung A.10.:** Vergleich der dynamischen Steifigkeiten der *StrVar 20* zwischen Messung und Simulation an den Fahrwerkskoppelstellen Stützlager  $SL_{VA,li/re}$  und Querlenkerlager  $QL_{li/re}$  der Vorderachse. In der Messung am Stützlager VA ergeben sich die sechs Kurven pro Richtung aus der Messung an jeweils drei Verschraubungen (vorne, hinten, innen) des Stützlagers zur Karosserie. In der Simulation ergibt sich die dyn. Steifigkeit gemittelt aus diesen Verschraubungen [25].



**Abbildung A.11.:** Vergleich der dynamischen Steifigkeiten der *StrVar 20* zwischen Messung und Simulation an den Fahrwerkskoppelstellen Zug-Druck-Strebenlager  $ZDS_{li/re}$  der Vorderachse und Stützlager  $SL_{HA,li/re}$  der Hinterachse.



**Abbildung A.12.:** Vergleich der dynamischen Steifigkeiten der *StrVar 20* zwischen Messung und Simulation an den Fahrwerkskoppelstellen vorderes und hinteres Hinterachsträgerlager  $HAA_{vo,li/re}$  bzw.  $HAA_{hi,li/re}$ .

**A.4.2. Schnittkräfte und Momente für die Bewertungsmethodik  
„strukturinduzierte Radstellungsänderung“**

Koppelstelle (s. Tab. 1.2)	x-Richtung in $N$	y-Richtung in $N$	z-Richtung in $N$
ZDS <sub>li</sub>	-2 004	2 296	-282
ZDS <sub>re</sub>	89	92	-31
QL <sub>li</sub>	879	5 172	-304
QL <sub>re</sub>	-300	2 282	-447
SL <sub>VA,li</sub>	1 077	330	5 517
SL <sub>VA,re</sub>	416	-650	3 106
Stabi <sub>li</sub>	234	-77	2 626
Stabi <sub>re</sub>	-291	-117	-2 647
LG <sub>li</sub>	-208	-1 131	79
LG <sub>re</sub>	28	-182	26
SL <sub>HA,li</sub>	43	71	505
SL <sub>HA,re</sub>	-23	-8	55
FA <sub>li</sub>	545	1 128	8 364
FA <sub>re</sub>	446	-442	5 083
HAA <sub>vo,li</sub>	-233	1 356	-689
HAA <sub>vo,re</sub>	-85	1 372	-157
HAA <sub>hi,li</sub>	-457	1 374	-3 236
HAA <sub>hi,re</sub>	-197	1 346	-2 613

**Tabelle A.5.:** Schnittkräfte an den Koppelstellen Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur im Lastfall stationäre Kreisfahrt rechts bei  $7,8 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung.

Koppelstelle (s. Tab. 1.2)	x-Richtung in $Nm$	y-Richtung in $Nm$	z-Richtung in $Nm$
ZDS <sub>li</sub>	-3,6	-3,2	-1,4
ZDS <sub>re</sub>	-2,6	2,3	-1,8
QL <sub>li</sub>	-17,2	2,6	-4,9
QL <sub>re</sub>	-12,7	-2	-1,7
SL <sub>VA,li</sub>	0,9	3,1	-0,4
SL <sub>VA,re</sub>	-0,7	-1,1	0
Stabi <sub>li</sub>	-0,2	-11,9	0
Stabi <sub>re</sub>	0,3	8,3	0
SL <sub>HA,li</sub>	-4,5	-6,3	0,9
SL <sub>HA,re</sub>	-9,9	8	1,3
HAA <sub>vo,li</sub>	2,4	0,4	0,2
HAA <sub>vo,re</sub>	-0,2	0,1	0,9
HAA <sub>hi,li</sub>	2,5	1,1	-0,1
HAA <sub>hi,re</sub>	0,4	1,6	0,5

**Tabelle A.6.:** Schnittmomente an den Koppelstellen Fahrwerk zu Fahrzeugstruktur im Lastfall stationäre Kreisfahrt rechts bei  $7,8 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung.

A.4.3. Ergebnisse der Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“

Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Kennwerte nach Tab. 5.3	StrVar 1	StrVar 2	StrVar 3	StrVar 4	StrVar 5	StrVar 6	StrVar 7
$u_{StrRae,x,VL}$ in mm	-0,14	-0,14	-0,14	-0,15	-0,15	-0,16	-0,16
$u_{StrRae,y,VL}$ in mm	0,27	0,27	0,27	0,24	0,24	0,23	0,18
$u_{StrRae,z,VL}$ in mm	0,97	1,07	0,81	0,86	0,84	0,82	0,67
$\delta_{StrRae,x,VL}$ in ′	-1,01	-1,01	-0,90	-0,10	0,00	0,32	1,32
$\delta_{StrRae,y,VL}$ in ′	5,65	5,65	5,57	5,33	5,30	5,34	4,69
$\delta_{StrRae,z,VL}$ in ′	1,64	1,64	1,61	1,51	1,50	1,43	1,16
$u_{StrRae,x,VR}$ in mm	0,28	0,28	0,28	0,27	0,27	0,26	0,24
$u_{StrRae,y,VR}$ in mm	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,15	0,13
$u_{StrRae,z,VR}$ in mm	0,43	0,45	0,40	0,41	0,41	0,38	0,42
$\delta_{StrRae,x,VR}$ in ′	3,11	3,11	3,04	2,96	2,90	2,51	2,55
$\delta_{StrRae,y,VR}$ in ′	-1,13	-1,13	-1,17	-1,10	-1,06	-1,03	-0,56
$\delta_{StrRae,z,VR}$ in ′	-0,73	-0,73	-0,72	-0,63	-0,60	-0,49	-0,44
$\delta_{StrRae,z,VA}$ in ′	-2,37	-2,37	-2,33	-2,15	-2,11	-1,91	-1,60

**Tabelle A.7.:** Ergebnisse zur Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ im Lastfall stationäre Kurvenfahrt rechts für die Strukturvarianten *StrVar 1* bis *StrVar 7*.

Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Kennwerte nach Tab. 5.3	Strukturvarianten						
	StrVar 8	StrVar 9	StrVar 10	StrVar 11	StrVar 12	StrVar 13	StrVar 14
$u_{StrRae,x,VL}$ in $mm$	-0,15	-0,13	-0,14	-0,14	-0,14	-0,16	-0,14
$u_{StrRae,y,VL}$ in $mm$	0,21	0,19	0,16	0,16	0,15	0,23	0,16
$u_{StrRae,z,VL}$ in $mm$	0,77	0,70	0,63	0,59	0,57	0,74	0,55
$\delta_{StrRae,x,VL}$ in $'$	0,61	0,83	1,37	1,42	1,76	0,40	1,44
$\delta_{StrRae,y,VL}$ in $'$	5,02	4,37	4,16	4,11	4,14	5,26	4,07
$\delta_{StrRae,z,VL}$ in $'$	1,40	1,44	1,28	1,27	1,20	1,41	1,27
$u_{StrRae,x,VR}$ in $mm$	0,24	0,22	0,21	0,21	0,21	0,26	0,21
$u_{StrRae,y,VR}$ in $mm$	0,15	0,14	0,13	0,12	0,14	0,15	0,12
$u_{StrRae,z,VR}$ in $mm$	0,36	0,41	0,43	0,41	0,40	0,33	0,39
$\delta_{StrRae,x,VR}$ in $'$	2,19	2,21	2,29	2,28	1,93	2,45	2,25
$\delta_{StrRae,y,VR}$ in $'$	-1,02	-0,40	-0,19	-0,22	-0,17	-1,08	-0,24
$\delta_{StrRae,z,VR}$ in $'$	-0,31	-0,21	-0,22	-0,22	-0,12	-0,48	-0,21
$\delta_{StrRae,z,VA}$ in $'$	-1,71	-1,65	-1,51	-1,49	-1,32	-1,89	-1,49

**Tabelle A.8.:** Ergebnisse zur Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ im Lastfall stationäre Kurvenfahrt rechts für die Strukturvarianten *StrVar 8* bis *StrVar 14*.

Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Kennwerte nach Tab. 5.3	Strukturvarianten					
	StrVar 15	StrVar 16	StrVar 17	StrVar 18	StrVar 19	StrVar 20
$u_{StrRae,x,VL}$ in $mm$	-0,14	-0,17	-0,16	-0,15	-0,15	-0,15
$u_{StrRae,y,VL}$ in $mm$	0,15	0,17	0,22	0,23	0,19	0,18
$u_{StrRae,z,VL}$ in $mm$	0,52	0,57	0,66	0,73	0,58	0,55
$\delta_{StrRae,x,VL}$ in $'$	1,81	1,56	0,39	0,39	0,87	1,08
$\delta_{StrRae,y,VL}$ in $'$	4,09	4,40	4,92	5,18	4,23	3,99
$\delta_{StrRae,z,VL}$ in $'$	1,20	1,07	1,50	1,41	1,46	1,41
$u_{StrRae,x,VR}$ in $mm$	0,21	0,24	0,26	0,26	0,23	0,22
$u_{StrRae,y,VR}$ in $mm$	0,14	0,13	0,14	0,15	0,13	0,13
$u_{StrRae,z,VR}$ in $mm$	0,37	0,36	0,39	0,33	0,39	0,40
$\delta_{StrRae,x,VR}$ in $'$	1,90	2,51	2,48	2,40	2,17	2,13
$\delta_{StrRae,y,VR}$ in $'$	-0,20	-0,68	-0,76	-1,04	-0,40	-0,32
$\delta_{StrRae,z,VR}$ in $'$	-0,11	-0,43	-0,38	-0,43	-0,17	-0,13
$\delta_{StrRae,z,VA}$ in $'$	-1,31	-1,50	-1,89	-1,84	-1,63	-1,54

**Tabelle A.9.:** Ergebnisse zur Bewertungsmethodik „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ im Lastfall stationäre Kurvenfahrt rechts für die Strukturvarianten *StrVar 15* bis *StrVar 20*.

A.4.4. Ergebnisse der Bewertungsmethodik „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“

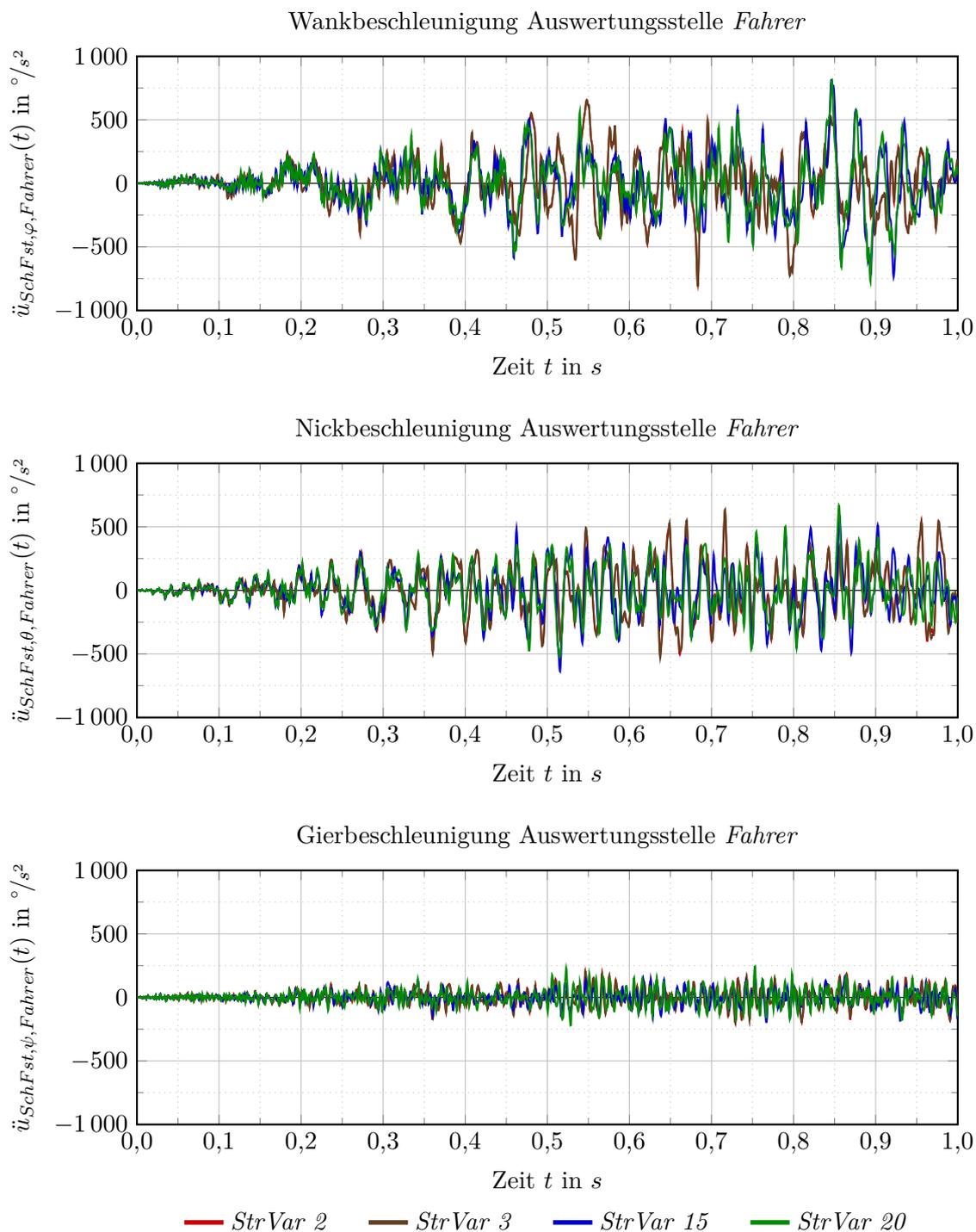
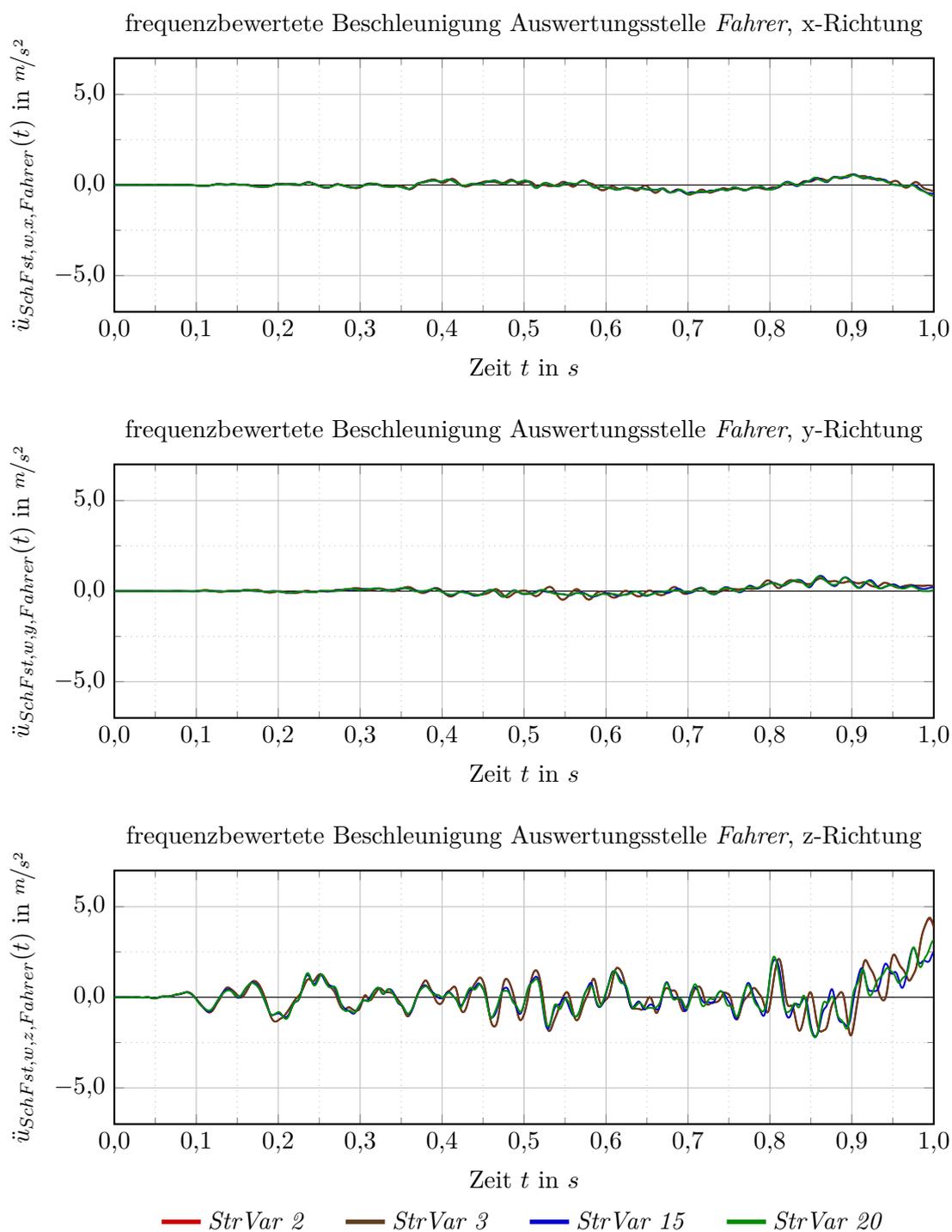
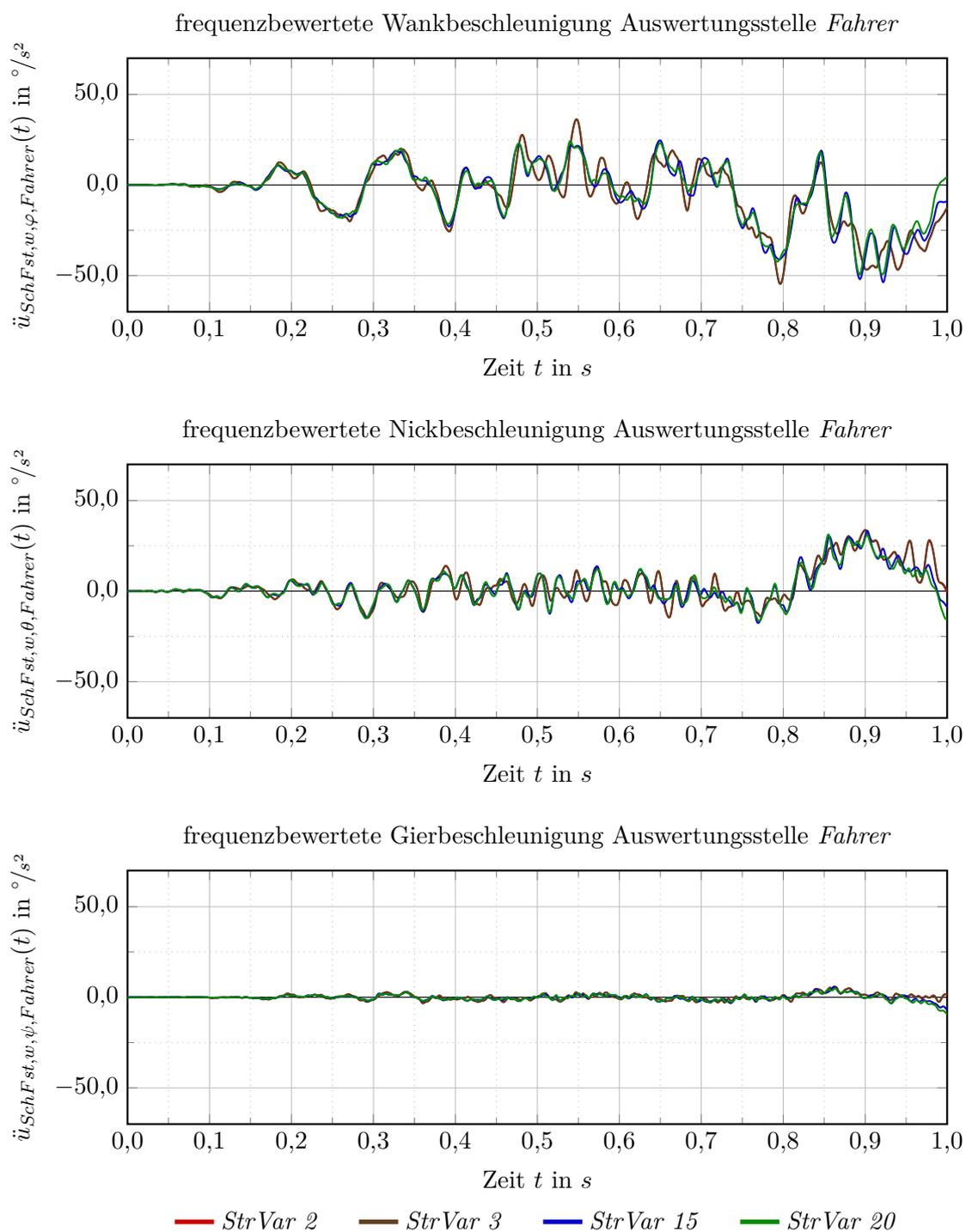


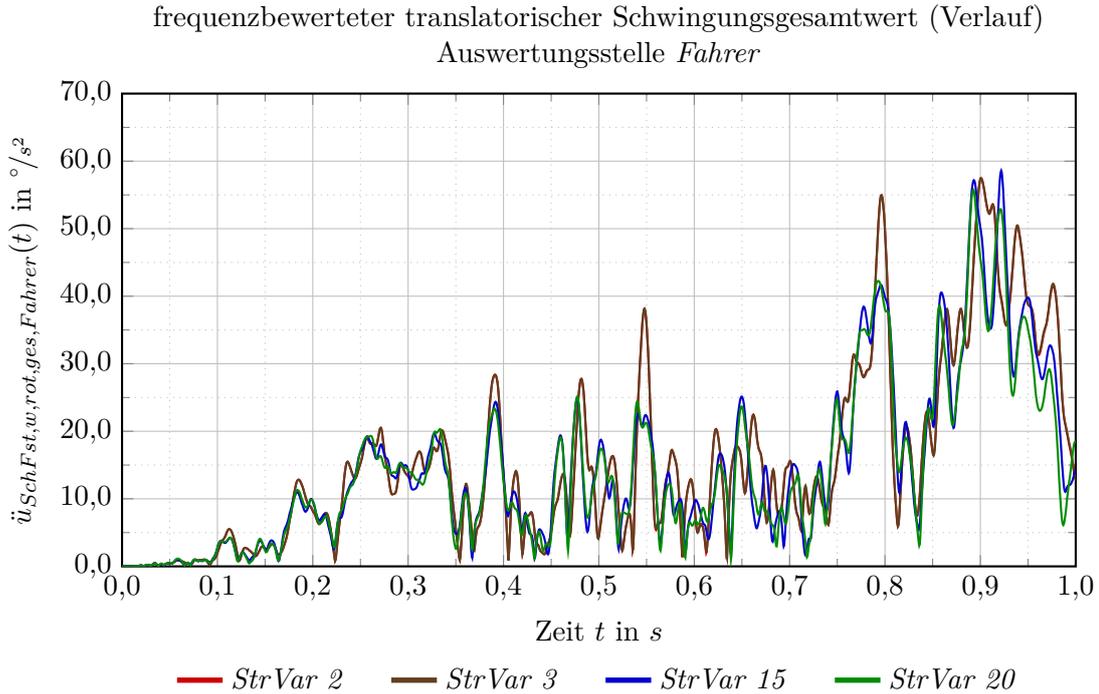
Abbildung A.13.: Zeitlicher Verlauf der rotatorischen Beschleunigungen der Auswertungsstelle *Fahrer* infolge des Fahrbahnanregungsprofils aus Abb. 5.21.



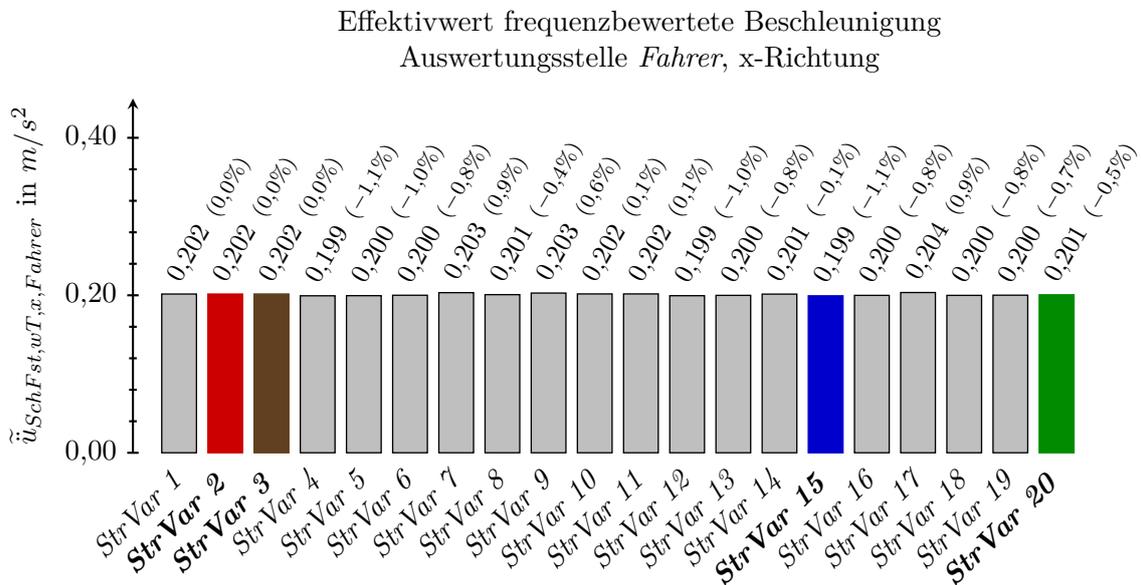
**Abbildung A.14.:** Zeitlicher Verlauf der, nach [1, 2] frequenzbewerteten, translatorischen Beschleunigungen der Auswertungsstelle *Fahrer* infolge des Fahrbahnanregungsprofils aus Abb. 5.21 (nach [25]).



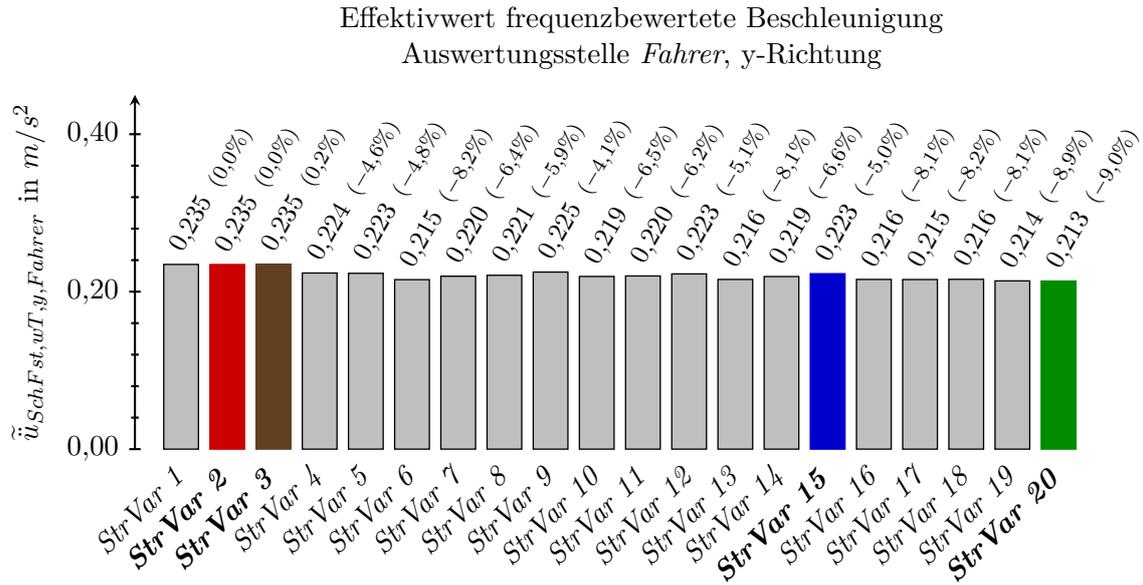
**Abbildung A.15.:** Zeitlicher Verlauf der, nach [1, 2] frequenzbewerteten, rotatorischen Beschleunigungen der Auswertungsstelle *Fahrer* infolge des Fahrbahnanregungsprofils aus Abb. 5.21.



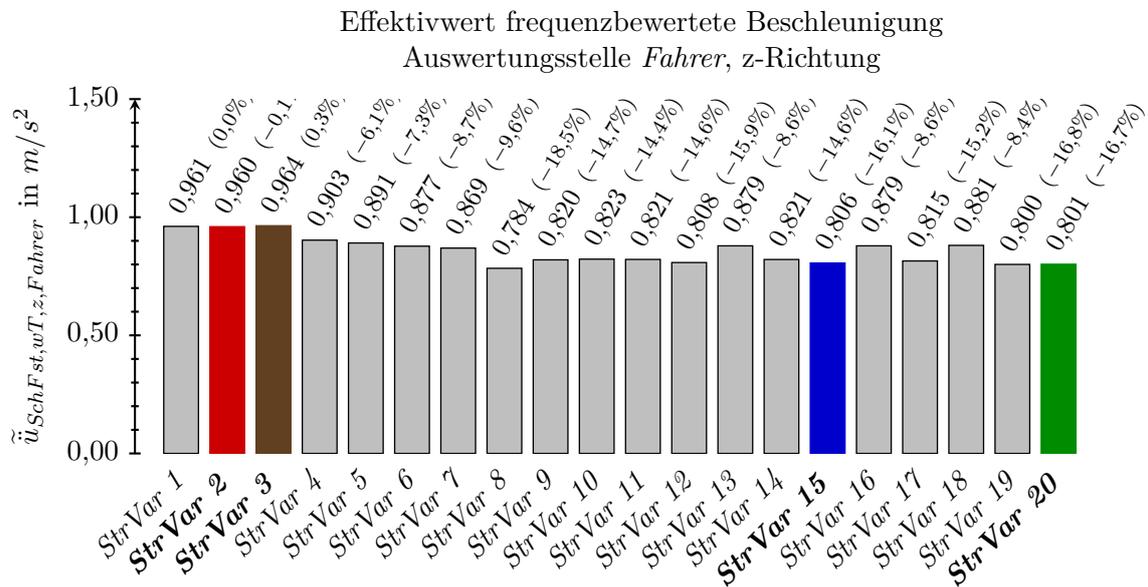
**Abbildung A.16.:** Zeitlicher Verlauf des Schwingungsgesamtwerts nach Gl. (5.6) der rotatorischen frequenzbewerteten Einzelbeschleunigungen aus Abb. A.14 in den drei Raumrichtungen an der Auswertungsstelle *Fahrer* für die charakteristischen Strukturvarianten [27].



**Abbildung A.17.:** Effektivwerte der frequenzbewerteten translatorischen Beschleunigungen in x-Richtung an der Auswertungsstelle *Fahrer* der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.4.5, basierend auf den Vorschriften [1, 2].



**Abbildung A.18.:** Effektivwerte der frequenzbewerteten translatorischen Beschleunigungen in y-Richtung an der Auswertungsstelle *Fahrer* der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.4.5, basierend auf den Vorschriften [1, 2].



**Abbildung A.19.:** Effektivwerte der frequenzbewerteten translatorischen Beschleunigungen in z-Richtung an der Auswertungsstelle *Fahrer* der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.4.5, basierend auf den Vorschriften [1, 2].

Effektivwert frequenzbewertete Wankbeschleunigung  
Auswertungsstelle *Fahrer*

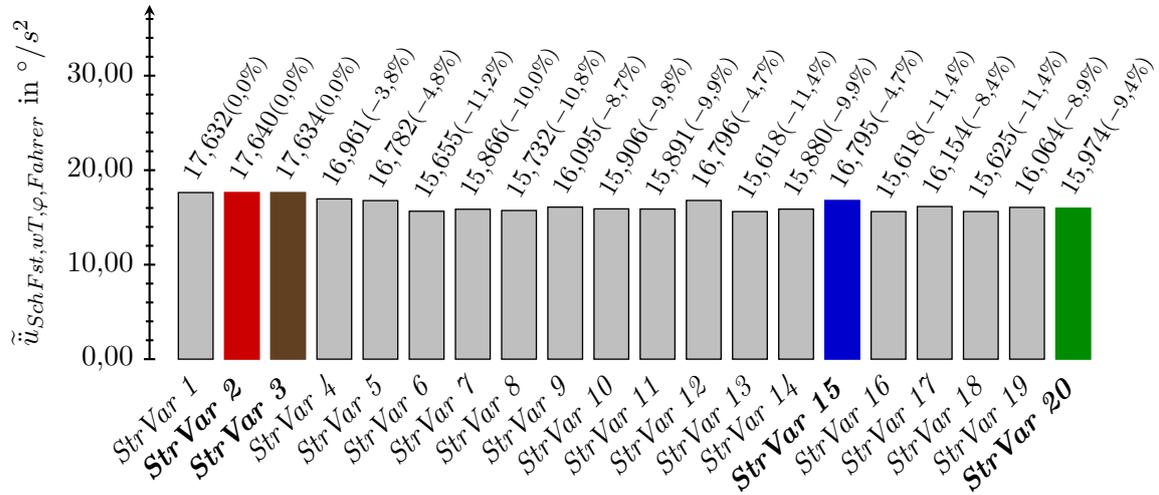


Abbildung A.20.: Effektivwerte der frequenzbewerteten Wankbeschleunigung an der Auswertungsstelle *Fahrer* der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.4.5, basierend auf den Vorschriften [1, 2].

Effektivwert frequenzbewertete Nickbeschleunigung  
Auswertungsstelle *Fahrer*

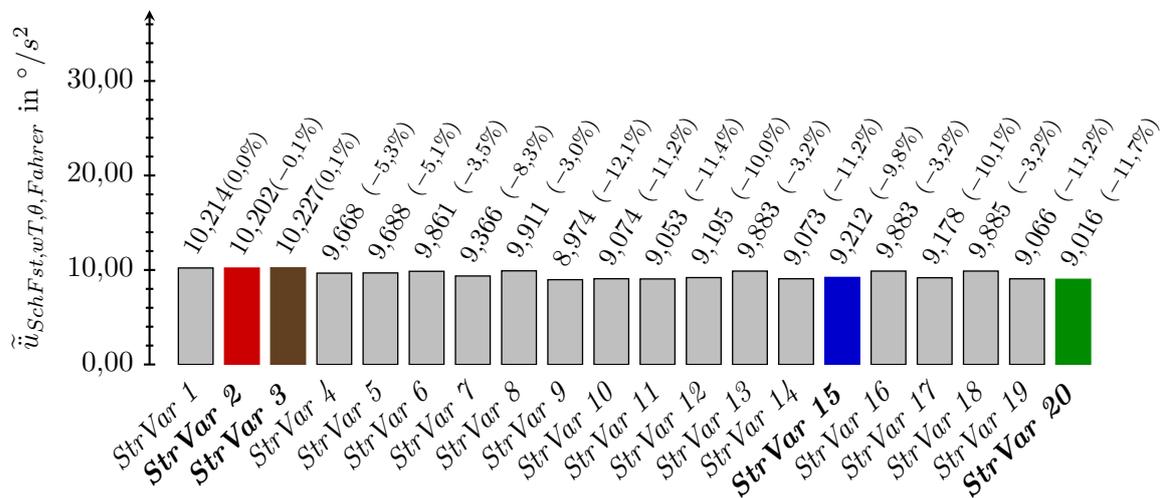
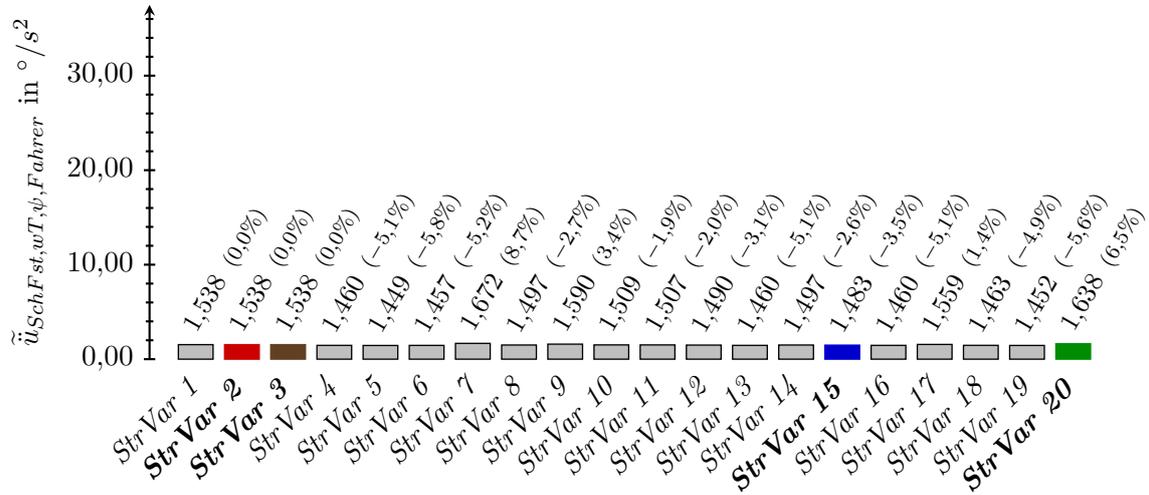


Abbildung A.21.: Effektivwerte der frequenzbewerteten Nickbeschleunigung an der Auswertungsstelle *Fahrer* der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.4.5, basierend auf den Vorschriften [1, 2].

Effektivwert frequenzbewertete Gierbeschleunigung  
Auswertungsstelle *Fahrer*



**Abbildung A.22.:** Effektivwerte der frequenzbewerteten Gierbeschleunigung an der Auswertungsstelle *Fahrer* der Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs. Verarbeitung der transienten Beschleunigungsverläufe gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.4.5, basierend auf den Vorschriften [1, 2].

	Str-Var 1	Str-Var 2	Str-Var 3	Str-Var 4	Str-Var 5	Str-Var 6	Str-Var 7	Str-Var 8	Str-Var 9	Str-Var 10	Str-Var 11	Str-Var 12	Str-Var 13	Str-Var 14	Str-Var 15	Str-Var 16	Str-Var 17	Str-Var 18	Str-Var 19	
Str-Var 2	0,00																			
Str-Var 3	0,00	0,00																		
Str-Var 4	0,06	0,06	0,06																	
Str-Var 5	0,07	0,07	0,07	0,01																
Str-Var 6	0,08	0,08	0,09	0,03	0,01															
Str-Var 7	0,09	0,09	0,09	0,03	0,02	0,01														
Str-Var 8	0,17	0,17	0,17	0,11	0,10	0,09	0,08													
Str-Var 9	0,14	0,13	0,14	0,08	0,07	0,05	0,05	0,04	0,04											
Str-Var 10	0,13	0,13	0,14	0,08	0,07	0,05	0,04	0,04	0,04	0,00										
Str-Var 11	0,14	0,13	0,14	0,08	0,07	0,05	0,05	0,04	0,00	0,00	0,00									
Str-Var 12	0,15	0,15	0,15	0,09	0,08	0,06	0,06	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01								
Str-Var 13	0,08	0,08	0,09	0,02	0,01	0,00	0,01	0,09	0,05	0,05	0,05	0,07	0,07							
Str-Var 14	0,14	0,14	0,14	0,08	0,07	0,05	0,05	0,03	0,00	0,00	0,00	0,01	0,05	0,05						
Str-Var 15	0,15	0,15	0,15	0,09	0,08	0,07	0,06	0,02	0,01	0,02	0,01	0,00	0,07	0,01	0,01					
Str-Var 16	0,08	0,08	0,09	0,02	0,01	0,00	0,01	0,09	0,05	0,05	0,05	0,07	0,00	0,05	0,07	0,07				
Str-Var 17	0,14	0,14	0,15	0,08	0,07	0,06	0,05	0,03	0,01	0,01	0,01	0,01	0,06	0,01	0,01	0,06	0,06			
Str-Var 18	0,08	0,08	0,08	0,02	0,01	0,00	0,01	0,09	0,05	0,05	0,05	0,07	0,00	0,06	0,07	0,00	0,06	0,06		
Str-Var 19	0,16	0,16	0,16	0,10	0,09	0,07	0,07	0,01	0,02	0,02	0,02	0,01	0,07	0,02	0,01	0,07	0,02	0,02	0,08	0,08
Str-Var 20	0,16	0,16	0,16	0,10	0,09	0,07	0,07	0,01	0,02	0,02	0,02	0,01	0,07	0,02	0,01	0,07	0,02	0,01	0,08	0,00

**Tabelle A.10.:** Betrag der Unterschiede in den translatorischen Effektivgesamtwerten  $\tilde{u}_{SchF_{st,wT,trans},Fahrer,ges}$  aus Abb. 5.27

der Strukturvarianten zueinander. Farbkodierung:

- :  $\Delta \tilde{u}_{SchF_{st,wT,trans},Fahrer,ges} < 0,02$  in  $m/s^2$  ■ :  $0,02 \leq \Delta \tilde{u}_{SchF_{st,wT,trans},Fahrer,ges} < 0,05$  in  $m/s^2$
- :  $0,05 \leq \Delta \tilde{u}_{SchF_{st,wT,trans},Fahrer,ges} < 0,08$  in  $m/s^2$  ■ :  $0,08 \leq \Delta \tilde{u}_{SchF_{st,wT,trans},Fahrer,ges}$  in  $m/s^2$ .

## A.5. Überprüfung der Bewertungsmethoden - Häufigkeitsverteilungen

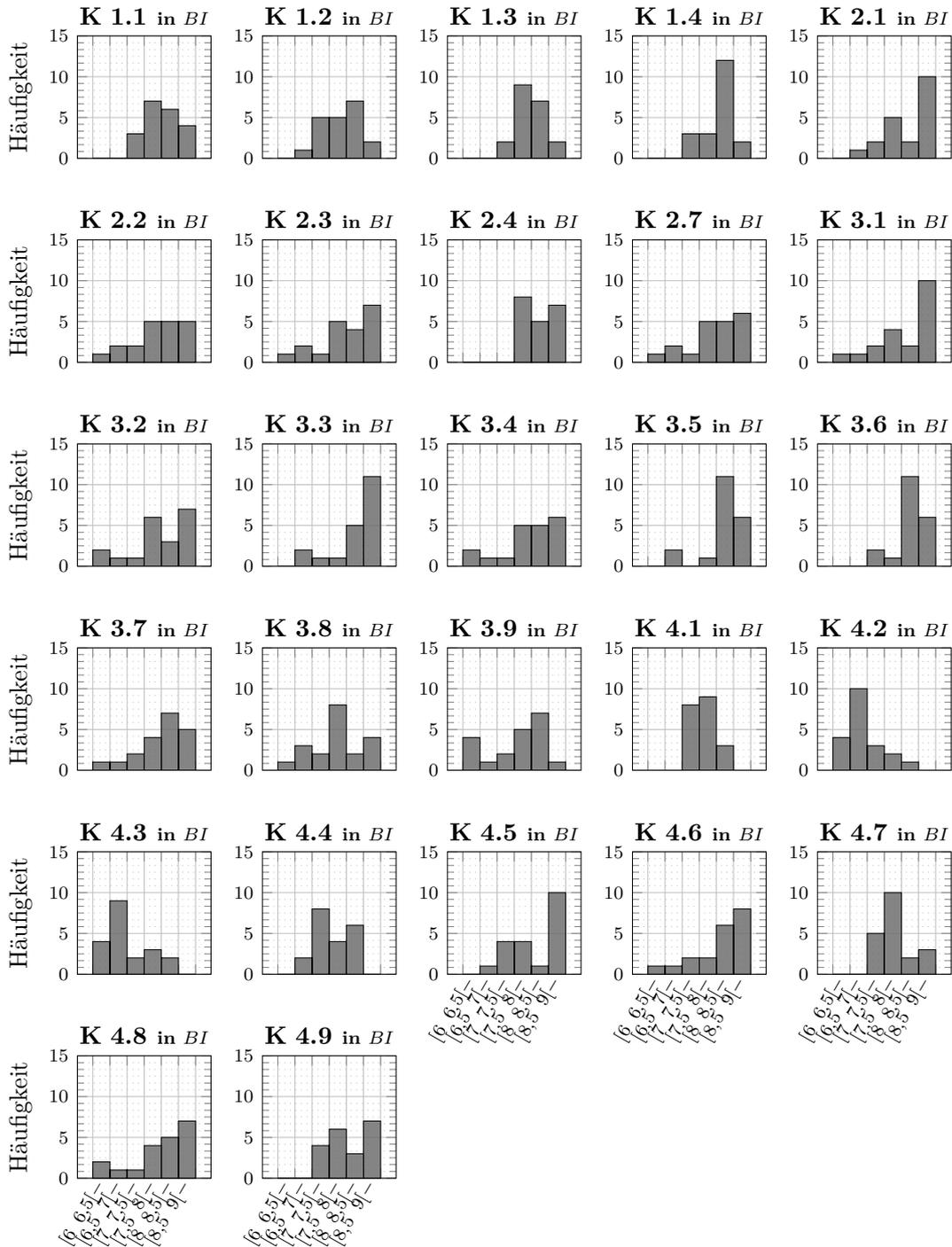


Abbildung A.23.: Häufigkeitsverteilung der Subjektivbewertungsergebnisse (s. Abb. 4.4 bzw. Tab. A.1 und A.2) der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (s. Abschnitt 4.1.3) in den Subjektivbewertungskriterien nach Tab. 2.2.

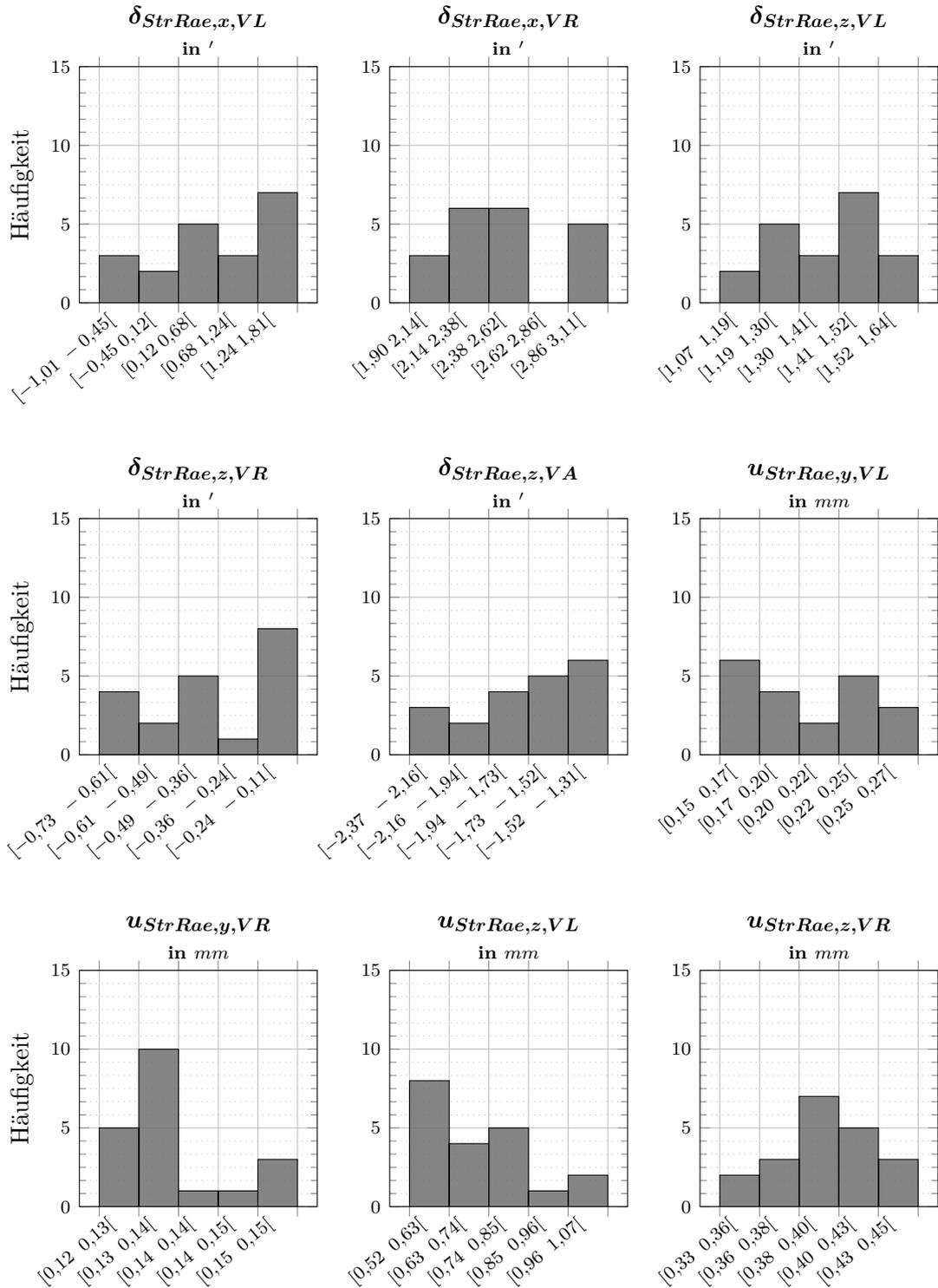


Abbildung A.24.: Häufigkeitsverteilung der Ergebnisse der Bewertungsmethodik Strukturinduzierte Radstellungsänderung (s. Abschnitt 5.3.5 bzw. Tab. A.7, A.8 und A.9) der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (s. Abschnitt 4.1.3).

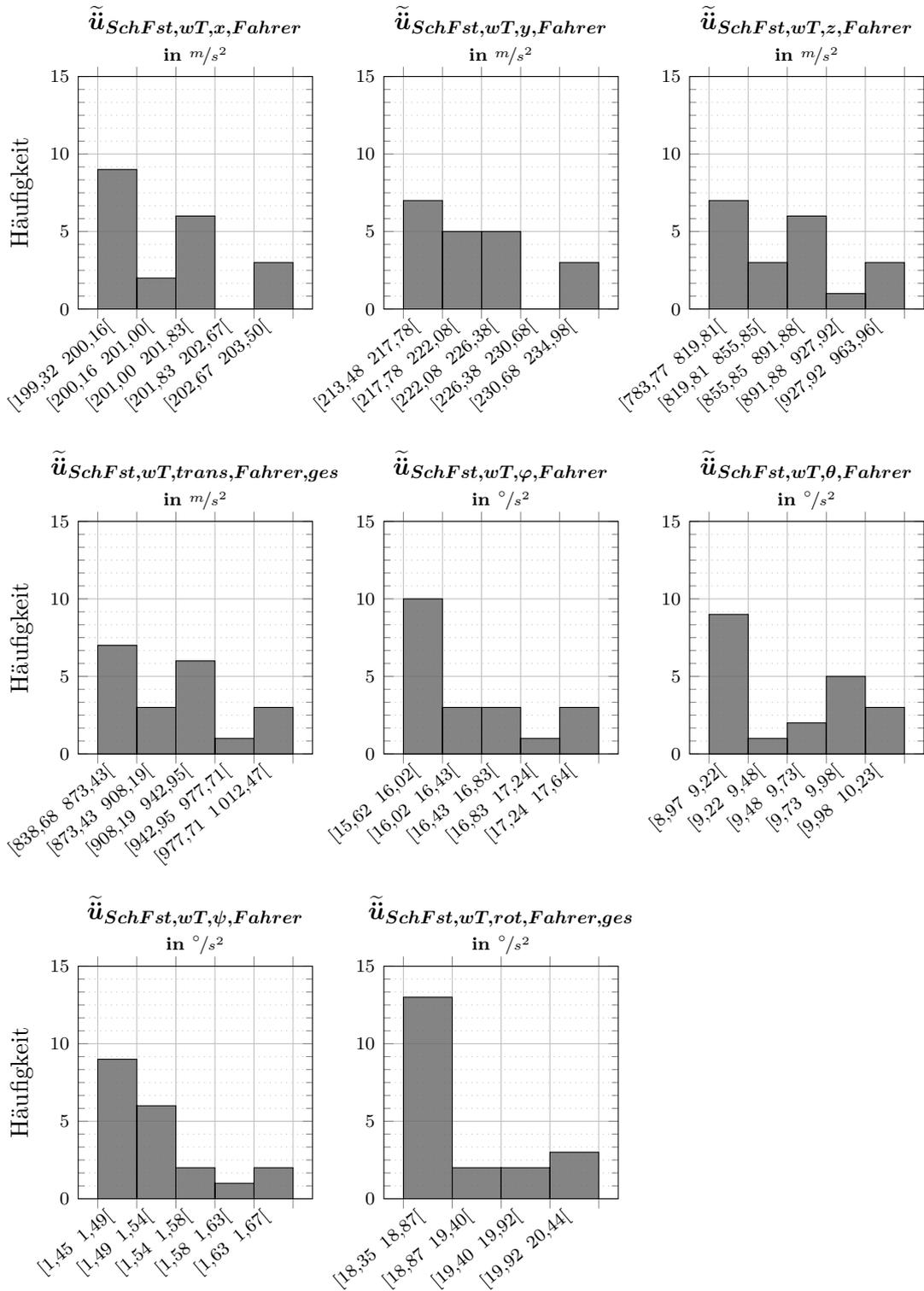


Abbildung A.25.: Häufigkeitsverteilung der Ergebnisse der Bewertungsmethodik Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur (s. Abschnitt 5.4.7 bzw. Abb. A.17, A.18, A.19, A.20, A.21 und A.22) der zwanzig Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (s. Abschnitt 4.1.3).

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Entwicklung des Personenverkehrs in der Europäischen Union . . . . .	2
1.2	AUTO, MOTOR UND SPORT, AUTO ZEITUNG: Sportlichkeit vs. Fahrkomfort (in Anlehnung an [80]) vergleichbarer Fahrzeugbaureihen verschiedener Automobilhersteller . . . . .	3
1.3	Aufbau der Arbeit . . . . .	7
1.4	Darstellung der Fahrzeugstruktur . . . . .	8
1.5	Darstellung der Vorderachse . . . . .	10
1.6	Darstellung der Hinterachse . . . . .	10
2.1	Historie statischer Torsionssteifigkeiten . . . . .	24
2.2	Historie dynamischer Torsionssteifigkeiten . . . . .	27
2.3	NEWMARKSches Schema mit konstanter mittlerer Beschleunigung [41] . . . . .	30
2.4	Darstellung globaler fahrdynamischer Größen . . . . .	34
2.5	Darstellung ausgewählter Radstellungskennwerte . . . . .	34
2.6	Beschleunigungspotentialausnutzung von Normalfahrern . . . . .	36
2.7	Geschlossener und offener Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt . . . . .	37
2.8	Querbeschleunigungsniveau bei kurviger Landstraßenfahrt . . . . .	40
3.1	Abbildungsverhältnisse in der Sinnesphysiologie . . . . .	48
3.2	Wahrnehmungsanteile für Vibrationen und Geräusche sowie Frequenzbewertungskurven . . . . .	50
3.3	Zweidimensionales Schwingungsmodell Kraftfahrzeug-Sitz-Mensch . . . . .	51
3.4	Modell zum Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur . . . . .	53
4.1	Versuchsfahrzeug: Originale Fahrzeugstruktur (grau), Grundstruktur (weiß), optionale Skalierungsmaßnahmen (grün) [26] . . . . .	60
4.2	Charakteristische Strukturvarianten <i>StrVar 2</i> , <i>StrVar 3</i> , <i>StrVar 15</i> , <i>StrVar 20</i> (nach [25]) . . . . .	62
4.3	Ausschnitte der Erprobungsstrecke . . . . .	63
4.4	Übersicht der Subjektivbewertungsergebnisse der Strukturvarianten . . . . .	65
4.5	Auf BI 8 referenzierte Subjektivbewertungsergebnisse der charakteristischen Strukturvarianten . . . . .	68
4.6	Fahrversuch Sinuslenken: Lenkwinkel und Querbeschleunigung . . . . .	73
5.1	FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur . . . . .	77
5.2	FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur: Verbindungstechniken . . . . .	78
5.3	Statische Torsionssteifigkeit der Strukturvarianten . . . . .	80
5.4	Dynamische Torsionssteifigkeit der Strukturvarianten . . . . .	81
5.5	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Übersicht belasteten Koppelstellen . . . . .	85
5.6	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Übersicht der Schnittkräfte an den Koppelstellen . . . . .	85

5.7	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Übersicht der Schnittmomente an den Koppelstellen . . . . .	86
5.8	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: elastokinematische Starrkörpermodelle für VA und HA . . . . .	87
5.9	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: elastokinematisches Starrkörpermodell der Vorderachse . . . . .	88
5.10	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: elastokinematisches Starrkörpermodell der Hinterachse . . . . .	88
5.11	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Referenzstruktur und Messelemente . .	90
5.12	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Spannungsverteilung . . . . .	91
5.13	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Deformation der Fahrzeugstruktur . . .	91
5.14	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Strukturdeformation mit Hervorhebung ausgewählter Kennwerte . . . . .	94
5.15	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Prinzipmodell . . . . .	106
5.16	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Erweiterung der Systemgrenze . . . . .	107
5.17	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Auswertungsstelle <i>Fahrer</i> . . . . .	109
5.18	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: geometrische Nichtlinearität . . . . .	111
5.19	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: nichtlineare Eigenschaften von Fahrwerkskomponenten . . . . .	113
5.20	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Oberflächenprofil einer unebenen Fahrbahn	115
5.21	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: gewählter Bereich der unebenen Fahrbahn	116
5.22	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: zeitlicher Verlauf der Verschiebungen . . .	117
5.23	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: zeitlicher Verlauf der Rotationen . . . . .	118
5.24	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: translatorische Beschleunigungen . . . . .	119
5.25	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Frequenzbewertungskurven . . . . .	121
5.26	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: frequenzbewerteter translatorischer Schwingungsgesamtwert . . . . .	122
5.27	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Effektivwerte der translatorischen Gesamtbeschleunigung . . . . .	126
5.28	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: angepasste Wahrnehmungsgrenzen . . . . .	127
5.29	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Effektivwerte der rotatorischen Gesamtbeschleunigung . . . . .	129
6.1	Fahrversuch Sinuslenken: Lenkwinkel und Beschleunigungen in den Raumrichtungen	144
6.2	Prüfstandsversuch: Vier-Stempel-Anlage, Stoßanregung Rad VL . . . . .	145
6.3	Fahr- und Prüfstandsversuch: Effektivgesamtwerte frequenzbewertete translatorische Beschleunigungen . . . . .	146
A.1	Zweidimensionaler Verzerrungszustand . . . . .	157
A.2	Spannungen in der Schnittfläche, Spannungstensor am Quaderelement . . . . .	158
A.3	Versuchsfahrzeug abgerüstet . . . . .	164
A.4	Versuchsfahrzeug während des Erprobungsbetriebs (nach [25]) . . . . .	164
A.5	Erprobte Strukturvarianten des Versuchsfahrzeugs (nach [25]) . . . . .	167
A.6	Subjektive Fahrdynamikbewertung: Fragebogen Seiten 1 und 4 . . . . .	168
A.7	Subjektive Fahrdynamikbewertung: Fragebogen Seiten 2 und 3 . . . . .	169
A.8	Fahrversuch Sinuslenken: translatorische Beschleunigungen . . . . .	174
A.9	Fahrversuch Sinuslenken: rotatorische Beschleunigungen . . . . .	175

A.10 Vergleich dyn. Steifigkeit Stützlager und Querlenkerlager VA . . . . .	177
A.11 Vergleich dyn. Steifigkeit Zug-Druck-Strebenlager VA und Stützlager HA . . . . .	178
A.12 Vergleich dyn. Steifigkeit vorderes und hinteres Hinterachsträgerlager . . . . .	179
A.13 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: rotatorische Beschleunigungen . . . . .	183
A.14 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: frequenzbewertete translatorische Beschleunigungen . . . . .	184
A.15 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: frequenzbewertete rotatorische Beschleunigungen . . . . .	185
A.16 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: zeitlicher Verlauf des Schwingungsgesamtwerts . . . . .	186
A.17 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Effektivwerte translatorische Beschleunigung in x-Richtung . . . . .	186
A.18 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Effektivwerte translatorische Beschleunigung in y-Richtung . . . . .	187
A.19 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Effektivwerte translatorische Beschleunigung in z-Richtung . . . . .	187
A.20 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Effektivwerte Wankbeschleunigung . . . . .	188
A.21 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Effektivwerte Nickbeschleunigung . . . . .	188
A.22 Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Effektivwerte Gierbeschleunigung . . . . .	189
A.23 Histogramm Ergebnisse subjektive Fahrdynamikbewertung . . . . .	191
A.24 Histogramm Ergebnisse strukturinduzierte Radstellungsänderung . . . . .	192
A.25 Histogramm Ergebnisse Schwingverhalten Fahrzeugstruktur . . . . .	193

# Tabellenverzeichnis

1.1	Vorgehensschritte dieser Arbeit . . . . .	6
1.2	Koppelstellen zwischen Fahrwerk und Fahrzeugstruktur . . . . .	9
1.3	Nomenklatur dieser Arbeit . . . . .	11
2.1	Standardisierte Fahrmanöver zur Bewertung nichtlinearer Fahrdynamik . . . . .	38
2.2	Kriterien zur Beurteilung des subjektiven Fahrdynamikeindrucks . . . . .	45
2.3	Bewertungsindex (BI) zur subjektiven Fahrdynamikbewertung . . . . .	46
2.4	Einflussfaktoren auf die subjektive Fahrdynamikbewertung . . . . .	47
3.1	In [83] betrachtete Fahrerinformationsgrößen . . . . .	49
3.2	Beteiligung der Fahrzeugfreiheitsgrade an Quer- und Vertikaldynamik [13] . . . . .	52
4.1	Gemittelte Subjektivbewertungsunterschiede aller Strukturvarianten . . . . .	66
4.2	Gemittelte Subjektivbewertungsunterschiede der charakteristischen Strukturvarianten . . . . .	67
5.1	Bewertungsverfahren für identifizierte Teilwirkketten . . . . .	76
5.2	FEM-Berechnungsmodell der Fahrzeugstruktur: Massenverteilung . . . . .	79
5.3	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Beschreibung der Kennwerte . . . . .	92
5.4	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: rotatorische Kennwerte $\delta_{StrRae}$ . . . . .	95
5.5	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: rotatorischer Kennwert $\delta_{StrRae,z,VA}$ . . . . .	96
5.6	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: translatorische Kennwerte $u_{StrRae}$ . . . . .	97
5.7	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: lineare und nichtlineare Berechnung . . . . .	110
5.8	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Vorgaben Zeitinkrement . . . . .	114
5.9	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: subjektive Wahrnehmungsgrenzen von Effektivwerten . . . . .	123
6.1	Subjektivbewertungsergebnisse: statistische Größen, Test gegenüber einer Normalverteilung . . . . .	136
6.2	Ergebnisse Strukturinduzierte Radstellungsänderung: statistische Größen, Test gegenüber einer Normalverteilung . . . . .	136
6.3	Ergebnisse Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: statistische Größen, Test gegenüber einer Normalverteilung . . . . .	137
6.4	Klassifizierung der Korrelationsstärke . . . . .	137
6.5	Korrelationskoeffizienten Ergebnisse strukturinduzierte Radstellungsänderung und Subjektivbewertung . . . . .	139
6.6	Korrelationskoeffizienten Ergebnisse Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur und Subjektivbewertung . . . . .	141
6.7	Vergleich der Unterschiede in Subjektivbewertung und Effektivgesamtwerten der frequenzbewerteten Beschleunigung . . . . .	148
7.1	Kurzbeschreibung der Bewertungsmethode „Strukturinduzierte Radstellungsänderung“ . . . . .	151

7.2	Kurzbeschreibung der Bewertungsmethode „Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur“	152
7.3	Vorgehensschritte dieser Arbeit . . . . .	153
A.1	Subjektive Fahrdynamikbewertung: Subjektivbewertungsergebnisse <i>StrVar 1</i> bis <i>StrVar 10</i> . . . . .	170
A.2	Subjektive Fahrdynamikbewertung: Subjektivbewertungsergebnisse <i>StrVar 11</i> bis <i>StrVar 20</i> . . . . .	171
A.3	Subjektive Fahrdynamikbewertung: auf BI 8 referenzierte Subjektivbewertungsergebnisse <i>StrVar 1</i> bis <i>StrVar 10</i> . . . . .	172
A.4	Subjektive Fahrdynamikbewertung: auf BI 8 referenzierte Subjektivbewertungsergebnisse <i>StrVar 11</i> bis <i>StrVar 20</i> . . . . .	173
A.5	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Schnittkräfte an den Koppelstellen . . .	180
A.6	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: Schnittmomente an den Koppelstellen .	180
A.7	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: <i>StrVar 1</i> bis <i>StrVar 7</i> . . . . .	181
A.8	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: <i>StrVar 8</i> bis <i>StrVar 14</i> . . . . .	182
A.9	Strukturinduzierte Radstellungsänderung: <i>StrVar 15</i> bis <i>StrVar 20</i> . . . . .	182
A.10	Schwingverhalten der Fahrzeugstruktur: Unterschiede in den translatorischen Effektivgesamtwerten . . . . .	190

# Literaturverzeichnis

- [1] *ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements*, International Organization for Standardization Genf, Schweiz, 1997.
- [2] *VDI 2057-1: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*, Verein Deutscher Ingenieure VDI-Verlag, Düsseldorf, 2017.
- [3] ZETSCHKE, D.: *Rede, Jahrespressekonferenz*, Daimler AG, Stuttgart, 2018 (Abgriffsdatum: 11.06.2019). URL: <https://www.daimler.com/dokumente/investoren/berichte/geschaeftsberichte/daimler/daimler-ir-redenjkpzetscheuebber-2018.pdf>
- [4] KRÜGER, H.: *Rede, 96. ordentliche Hauptversammlung der BMW AG*, Bayerische Motoren Werke AG, München, 2016 (Abgriffsdatum: 11.06.2019). URL: [https://www.bmwgroup.com/content/dam/bmw-group-websites/bmwgroup\\_com/ir/corporate\\_events\\_&\\_termine/hauptversammlung/2016/Rede\\_Krueger\\_HV\\_2016.pdf](https://www.bmwgroup.com/content/dam/bmw-group-websites/bmwgroup_com/ir/corporate_events_&_termine/hauptversammlung/2016/Rede_Krueger_HV_2016.pdf)
- [5] ZETSCHKE, D.: *Rede, Ordentliche Hauptversammlung*, Daimler AG, Berlin, 2018 (Abgriffsdatum: 11.06.2019). URL: <https://www.daimler.com/dokumente/investoren/hauptversammlung/daimler-ir-hv-redezetsche-2018.pdf>
- [6] KRÜGER, H.: *Rede, BMW Group Bilanzpressekonferenz für das Geschäftsjahr 2017*, Bayerische Motoren Werke AG, München, 2018 (Abgriffsdatum: 11.06.2019). URL: [https://www.bmwgroup.com/content/dam/bmw-group-websites/bmwgroup\\_com/ir/downloads/de/2018/Gesch%C3%A4ftsbericht/Reden\\_Krueger\\_Peter\\_BMW\\_Group\\_BPK\\_2018.pdf](https://www.bmwgroup.com/content/dam/bmw-group-websites/bmwgroup_com/ir/downloads/de/2018/Gesch%C3%A4ftsbericht/Reden_Krueger_Peter_BMW_Group_BPK_2018.pdf)
- [7] ZIPSE, O.: *Rede, BMW Group Jahreskonferenz 2023*, Bayerische Motoren Werke AG, München, 2023 (Abgriffsdatum: 10.12.2023). URL: [https://www.bmwgroup.com/content/dam/grpw/websites/bmwgroup\\_com/ir/downloads/de/2023/bericht/Rede\\_Zipse\\_Jahreskonferenz\\_2023.pdf](https://www.bmwgroup.com/content/dam/grpw/websites/bmwgroup_com/ir/downloads/de/2023/bericht/Rede_Zipse_Jahreskonferenz_2023.pdf)
- [8] KÄLLENIS, O.: *Rede, Mercedes-Benz Group Hauptversammlung 2023*, Mercedes-Benz Group AG, Stuttgart, 2023 (Abgriffsdatum: 10.12.2023). URL: <https://group.mercedes-benz.com/dokumente/investoren/hauptversammlung/mercedes-benz-ir-hv-2023-rede-vorstandsvorsitzender-ola-kaellenius.pdf>
- [9] BMW GROUP: *BMW Group Bericht 2021*, Bayerische Motoren Werke AG, München, 2022 (Abgriffsdatum: 29.09.2022). URL: [https://www.bmwgroup.com/content/dam/grpw/websites/bmwgroup\\_com/ir/downloads/de/2022/bericht/BMW-Group-Bericht-2021-de.pdf](https://www.bmwgroup.com/content/dam/grpw/websites/bmwgroup_com/ir/downloads/de/2022/bericht/BMW-Group-Bericht-2021-de.pdf)
- [10] EUROPÄISCHE KOMMISSION, GENERALDIREKTION KLIMAPOLITIK, GENERALDIREKTION ENERGIE, GENERALDIREKTION MOBILITÄT UND VERKEHR: *EU reference scenario 2020*:

*energy, transport and GHG emissions: trends to 2050* Publications Office, Luxembourg 2021. URL: <https://data.europa.eu/doi/10.2833/35750>

- [11] ADAC E.V.: *Die Evolution der Mobilität*, 2017 (Abgriffsdatum: 11.06.2019). URL: [https://www.zukunftsinstitut.de/fileadmin/user\\_upload/Publikationen/Auftragsstudien/ADAC\\_Mobilitaet2040\\_Zukunftsinstitut.pdf](https://www.zukunftsinstitut.de/fileadmin/user_upload/Publikationen/Auftragsstudien/ADAC_Mobilitaet2040_Zukunftsinstitut.pdf)
- [12] BMW GROUP: *BMW Group Jahreskonferenz 2021, Unternehmensmeldung*, Bayerische Motoren Werke AG, München, 2021 (Abgriffsdatum: 29.09.2022). URL: [https://www.bmwgroup.com/content/dam/grpw/websites/bmwgroup\\_com/ir/downloads/de/2021/bericht/BMW\\_Group\\_PM\\_Jahreskonferenz\\_2021.pdf](https://www.bmwgroup.com/content/dam/grpw/websites/bmwgroup_com/ir/downloads/de/2021/bericht/BMW_Group_PM_Jahreskonferenz_2021.pdf)
- [13] PISCHINGER, S. und SEIFFERT, U.: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 9. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2021. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-25557-2>
- [14] GROTE, K.-H., BENDER, B. und GÖLICH, D.: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*, 25. Aufl., Springer Vieweg, Berlin, 2018.
- [15] MITSCHKE, M. und WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 5. Aufl., Springer, Berlin, 2014.
- [16] BUBB, H., BENGLER, K., GRÜNEN, R. E. und VOLLRATH, M.: *Automobilergonomie*, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015.
- [17] AUTO MOTOR UND SPORT: *Ausgaben 2015: 1, 2, 3, 4, 5, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 16, 17, 18, 19, 22, 23, 25, 26; 2016: 1, 2, 3, 4, 7, 8, 9, 10, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 21, 23, 24, 25; 2017: 1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 25; 2018: 1, 2, 5, 6, 7, 9, 13, 16, 18, 19, 21, 26*, Motor Presse Stuttgart GmbH & Co. KG, Stuttgart, 2015-2018.
- [18] AUTO ZEITUNG: *Ausgaben 2015: 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 16, 18, 19, 20, 24, 25, 26; 2016: 1, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 19, 20, 21, 23; 2017: 3, 4, 8, 10, 15, 16, 17, 18, 21, 24, 25, 26; 2018: 3, 4, 7, 8, 11, 15, 16, 18, 19, 20, 24, 25*, Heinrich Bauer LAPIS KG, Hamburg, 2015-2018.
- [19] ERSOY, M. und GIES, S.: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Elektronische Systeme, Fahrerassistenz, Autonomes Fahren, Perspektiven*, 5. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017.
- [20] MATSCHINSKY, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*, 3. Aufl., Springer, Berlin, 2007.
- [21] BRAESS, H.-H.: *Die Karosserie - typisches Beispiel für Zielkonflikte und Zielkonfliktlösungen für Automobile in VDI Berichte*, Nr. 968 VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992.
- [22] HÄMMERLE, T. und HUSSMANN, D.: *The new Audi A8 in EuroCarBody 2017, 19th Global Car Body Benchmarking Conference*. Automotive Circle, Vincentz Network GmbH & Co. KG, Bad Nauheim, 2017.
- [23] AYABE, T., NAKASHIMA, A. und UEDA, T.: *Subaru Impreza in EuroCarBody 2017, 19th Global Car Body Benchmarking Conference*. Automotive Circle, Vincentz Network GmbH & Co. KG, Bad Nauheim, 2017.

- [24] SCIARRETTA, L.: *Alfa Romeo Giulia* in *EuroCarBody 2016, 18th Global Car Body Benchmarking Conference*. Automotive Circle, Vincentz Network GmbH & Co. KG, Bad Nauheim, 2016.
- [25] RÖSSLER, S. und BAIER, H.: *Car Body Influence on the Perceived Driving Dynamics due to Feelable Structure Vibrations* in *SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH* 6(3), 2022. URL: <https://doi.org/10.4271/10-06-03-0021>
- [26] RÖSSLER, S., MANDLMEIER, S., BAIER, H., SCHMIDT, M. und KÄFER, T.: *Interaktion Fahrzeugstruktur und subjektive Fahrdynamikbewertung: Diskussion und Weiterentwicklung der Simulations- und Erprobungsmethodiken* in *VDI Berichte*, Nr. 2224 VDI-Verlag, Düsseldorf, 2014.
- [27] RÖSSLER, S., SCHUSTER, D. und REICHMEIER, M.: *Interaktion Fahrzeugstruktur und subjektive Fahrdynamikbewertung im Bereich der Mikro-Fahrdynamik: Wirkkettenanalyse und Erarbeitung von Bewertungsmethoden* in *VDI Berichte*, Nr. 2333 VDI-Verlag, Düsseldorf, 2018. URL: <https://doi.org/10.51202/9783181023334-255>
- [28] KROHMER, A.: *Einfluss der globalen Karosserietorsionssteifigkeit auf die Fahrdynamik* in *VDI Berichte*, Nr. 1632 VDI-Verlag, Düsseldorf, 2001 S. 347–371.
- [29] STICKEL, T.: *Einfluss von Karosseriesteifigkeiten auf die Fahrdynamik eines PKW* in *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III*, BECKER, K., Hrsg. expert verlag, Renningen, 2006 S. 84–107.
- [30] DRECOLL, N. U.: *Der Einfluß der Karosseriedeformation auf die Fahrwerkskinematik*, Dissertation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2000.
- [31] KOLK, O.: *Reduziertes Berechnungsmodell für ein Kraftfahrzeug zur Auslegung der Karosserie hinsichtlich fahrdynamischer Zielgrößen*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005.
- [32] PFEFFER, P. und HARRER, M.: *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*, 2. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013.
- [33] DECKER, M.: *Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen*, Dissertation, Technische Universität München, 2009.
- [34] WEIR, H. D. und DIMARCO, R. J.: *Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data*, SAE-Paper Technical Paper, Detroit, 1978 Nr. SAE 780010.
- [35] DANIELSSON, O., GONZALEZ COCANA, A., EKSTROM, K. und KHAKNEJAD, M.: *Influence of body stiffness on vehicle dynamics characteristics* in *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, 2016. URL: <https://doi.org/10.1201/b21185-7>
- [36] SAMPÒ, E.: *Modelling Chassis Flexibility in Vehicle Dynamics Simulation*, Dissertation, University of Surrey, 2011.
- [37] COOX, L., VIVET, M., TAMAROZZI, T. und GELUK, T.: *Numerical Assessment of the Impact of Vehicle Body Stiffness on Handling Performance* in *Proceedings of the 25th Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2012)* 2012 S. 3711–3724.

- [38] KIM, Y. und LEE, J.: *Target Setting for the Stiffness of Local Mounting Area in the Vehicle Body for NVH and R&H* in *SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility* 1(2):466-473, 2019. URL: <https://doi.org/10.4271/2019-01-1418>
- [39] TOMPSON, L., SONI, P., RAJU, S. und LAW, E.: *The Effects of Chassis Flexibility on Roll Stiffness of a Winston Cup Race Car* in SAE International, Technical Paper 983051, 1998. URL: <https://doi.org/10.4271/983051>
- [40] ARGYRIS, J. und MLEJNEK, H.-P.: *Die Methode der finiten Elemente in der elementaren Strukturmechanik: Band 1 - Verschiebungsmethode in der Statik*, Vieweg, Braunschweig, 1986.
- [41] BATHE, K.-J. und ZIMMERMANN, P.: *Finite-Elemente-Methoden: Aus dem Englischen von Peter Zimmermann*, Springer, Berlin, 2002.
- [42] KLEIN, B.: *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*, 10. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015.
- [43] KOHLHUBER, M.: *Ausbreitung elastischer Wellen in komplexen dünnwandigen Strukturen*, Dissertation, Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2012.
- [44] GROSS, D., HAUGER, W., SCHRÖDER, J. und WALL, W. A.: *Technische Mechanik 2: Elastostatik*, 14. Aufl., Springer, Berlin, 2021. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-61862-2>
- [45] GROSS, D., HAUGER, W. und WRIGGERS, P.: *Technische Mechanik 4: Hydromechanik, Elemente der Höheren Mechanik, Numerische Methoden*, 10. Aufl., Springer Vieweg, Berlin, 2018.
- [46] BAIER, H.: *Leichtbau: Skriptum zur Vorlesung*, Technische Universität München, München, 2007.
- [47] LEE, Y.-L., BARKEY, M. und KANG, H.-T.: *Metal fatigue analysis handbook: Practical problem-solving techniques for computer-aided engineering*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2012. URL: <https://doi.org/10.1016/C2010-0-66376-0>
- [48] DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA CORP.: *Abaqus Software 2020: Abaqus Analysis User's Guide*, Providence, Vereinigte Staaten von Amerika, 2020.
- [49] MACNEAL-SCHWENDLER CORPORATION: *MSC Nastran 2021: Dynamic Analysis User's Guide*, Santa Ana, Vereinigte Staaten von Amerika, 2021.
- [50] MACNEAL-SCHWENDLER CORPORATION: *MSC Nastran 2021: Linear Static Analysis User's Guide*, Santa Ana, Vereinigte Staaten von Amerika, 2021.
- [51] BARNETT, A. R., WIDRICK, T. W. und LUDWICZAK, D. R.: *Closed-Form Static Analysis With Inertia Relief and Displacement-Dependent Loads Using a MSC/NASTRAN DMAP Alter* in *National Aeronautics and Space Administration: NASA Technical Memorandum*, Nr. 106836 Cleveland, Vereinigte Staaten von Amerika, 1995.
- [52] RÖSSLER, S.: *Berechnungsmethodik zur Ermittlung fahrdynamisch relevanter Struktursteifigkeiten*, Diplomarbeit, Technische Universität München, 2011.

- [53] MACNEAL, R. H.: *A hybrid method of component mode synthesis* in *Computers & Structures*, Nr. 1 1971 S. 581–601.
- [54] CRAIG, R. R. und BAMPON, M. C. C.: *Coupling of substructures for dynamic analysis* in *AAIA Journal*, Nr. 6 1968 S. 1313–1319.
- [55] GUYAN, R. J.: *Reduction of stiffness and mass matrices* in *AAIA Journal*, Nr. 6 1965 S. 380.
- [56] WEIBEL, K. und RIEL, M.: *Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften von Karosserien und ihre Erfassung im Labor* in *VDI Berichte*, Nr. 818 VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990 S. 77–101.
- [57] LÜDKE, B.: *Funktionaler Rohkarosserie-Leichtbau: Von den Anforderungen an die Rohkarosserie zu den Anforderungen an die Rohkarosseriewerkstoffe*. in *VDI Berichte*, Nr. 1543 VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000 S. 115–135.
- [58] KOLK, O.: *Bewertungskriterien zur Fahrdynamikqualifizierung der Karosseriestruktur* in *VDI Berichte*, Nr. 1701 VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002 S. 385–399.
- [59] ARGYRIS, J. und MLEJNEK, H.-P.: *Die Methode der finiten Elemente in der elementaren Strukturmechanik: Band 3 - Einführung in die Dynamik*, Vieweg, Braunschweig, 1988.
- [60] FREYMAN, R.: *Strukturmechanik: Ein anwendungsorientiertes Lösungsbuch*, Springer, Berlin, 2011.
- [61] WISSMANN, J. und SARNES, K.-D.: *Finite Elemente in der Strukturmechanik*, 1. Aufl., Springer, Berlin, 2006.
- [62] MAGNUS, K., POPP, K. und SEXTRO, W.: *Schwingungen: Grundlagen - Modelle - Beispiele*, 11. Aufl., Springer Vieweg Wiesbaden, 2021. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-31116-2>
- [63] MACNEAL-SCHWENDLER CORPORATION: *MSC Nastran 2021: Numerical Methods User's Guide*, Santa Ana, Vereinigte Staaten von Amerika, 2021.
- [64] GROSS, D., HAUGER, W., SCHRÖDER, J. und WALL, W. A.: *Technische Mechanik 3: Kinetik*, 15. Aufl., Springer Vieweg, Berlin, 2021. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-63065-5>
- [65] LANCZOS, C.: *An Iteration Method for the Solution of the Eigenvalue Problem of Linear Differential and Integral Operators* in *Journal of Research of the National Bureau of Standards* S. 255–282, 1950.
- [66] HÄNLE, U. und SIELAFF, J.: *Eine Berechnungsstrategie zur Auslegung des komfortrelevanten dynamischen Karosserie-Strukturverhaltens* in *VDI Berichte*, Nr. 1411 VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998 S. 733–750.
- [67] LÜDKE, B. und RICHTER, V.: *Entwicklungsvorsprung durch konsequente Integration von Konstruktion, Berechnung und Versuch* in *VDI Berichte*, Nr. 1134 VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994 S. 361–375.

- [68] WANG, Z., XIA, E., CHEN, Z. und XUE, Z.: *Study on the Quantitative Relationship between Static Stiffness and Modal Parameters of an Aluminium Space Frame* in *SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH* 4(2), 2020. URL: <https://doi.org/10.4271/10-04-02-0007>
- [69] MÖSER, M. und KROPP, W.: *Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*, 3. Aufl., Springer, Berlin, 2010.
- [70] KOHLHUBER, M. und LUEGMAIR, M.: *Concept of a virtual stochastic vibro-acoustic design development* in *Proceedings of the Aachen Acoustics Colloquium 2018*, Aachen, 2018 S. 201–207.
- [71] JUNG, C. und LEE, N.: *Analyzing Effects of Upperbody on Road Noise of Platform-Sharing Vehicles* in *SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH* 5(4):511-520, 2021. URL: <https://doi.org/10.4271/10-05-04-0034>
- [72] DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA CORP.: *Abaqus Software 2020: Abaqus Theory Guide*, Providence, Vereinigte Staaten von Amerika, 2020.
- [73] BELYTSCHKO, T., LIU, W. K., MORAN, B. und ELKHODARY, K. L.: *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures*, 2. Aufl., John Wiley & Sons Ltd., Chichester, England, 2014.
- [74] HILBER, H. M., HUGHES, T. J. R. und TAYLOR, R. L.: *Improved Numerical Dissipation for Time Integration Algorithms in Structural Dynamics* in *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Nr. 5 1977 S. 283–292.
- [75] AUTO MOTOR UND SPORT: *Ausgabe 12/2015*, Motor Presse Stuttgart GmbH & Co. KG, Stuttgart, 2015.
- [76] AUTO BILD: *Ausgabe 12/2017*, Axel Springer Auto Verlag GmbH, Hamburg, 2017.
- [77] SPORT AUTO: *Ausgabe 6/2017*, Motor Presse Stuttgart GmbH & Co. KG, Stuttgart, 2017.
- [78] *ISO 8855: Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe*, International Organization for Standardization Genf, Schweiz, 2013.
- [79] *ISO 612: Road vehicles – Dimensions of motor vehicles and towed vehicles – Terms and definitions*, International Organization for Standardization Genf, Schweiz, 1978.
- [80] HEISSING, B. und BANDL, H. J.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*, 1. Aufl., Vogel Buchverlag, Würzburg, 2002.
- [81] NEUKUM, A., KRÜGER, H.-P. und SCHULLER, J.: *Der Fahrer als Messinstrument für fahrdynamische Eigenschaften?* in *VDI Berichte*, Nr. 1613 VDI-Verlag, Düsseldorf, 2001 S. 13–32.
- [82] ALBRECHT, M.: *Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2005.
- [83] SCHIMMEL, C.: *Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke*, Dissertation, Technische Universität München, 2010.

- [84] KNAUER, P.: *Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung*, Dissertation, Technische Universität München, 2010.
- [85] NEGELE, H. J.: *Anwendungsgerechte Konzipierung von Fahr simulatoren für die Fahrzeugentwicklung*, Dissertation, Technische Universität München, 2007.
- [86] DETTKI, F.: *Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs von Personenkraftwagen*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2005.
- [87] ZOMOTOR, A.: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten: Kräfte am Fahrzeug, Bremsverhalten, Lenkverhalten, Testverfahren, Meßtechnik, Bewertungsmethoden, Versuchseinrichtungen, aktive Sicherheit, Unfallverhütung*, 2. Aufl., Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991.
- [88] *ISO 4138: Passenger cars – Steady-state circular driving behavior – Open-loop test methods*, International Organization for Standardization Genf, Schweiz, 2021.
- [89] *ISO 7401: Road vehicles – Lateral transient response test methods – Open-loop test methods*, International Organization for Standardization Genf, Schweiz, 2011.
- [90] *ISO 13674-1: Road vehicles – Test method for the quantification of on-centre handling – Weave test*, International Organization for Standardization Genf, Schweiz, 2010.
- [91] *ISO 3888-1: Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 1: Double lane-change*, International Organization for Standardization Genf, Schweiz, 2018.
- [92] *ISO 3888-2: Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 2: Obstacle avoidance*, International Organization for Standardization Genf, Schweiz, 2011.
- [93] SCHRAMM, D., HILLER, M. und BARDINI, R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*, 3. Aufl., Springer Vieweg, Berlin, 2018.
- [94] AUTO BILD: *Ausgabe 16/2014*, Axel Springer Auto Verlag GmbH, Hamburg, 2014.
- [95] HARRER, M.: *Characterisation of Steering Feel*, PhD Thesis, University of Bath, 2007.
- [96] HARNETT, P.: *Objective Methods for the Assessment of Passenger Car Steering Quality*, PhD Thesis, Cranfield University, 2002.
- [97] PIETSCH, R. S.: *Gesamtfahrzeugmodellbasierte Objektivierung von Querdynamik und Lenkgefühl*, Dissertation, Technische Universität München, 2012.
- [98] NEUKUM, A.: *Bewertung des Fahrverhaltens im Closed Loop - Zur Brauchbarkeit des korrelativen Ansatzes in Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II*, BECKER, K., Hrsg. expert verlag, Renningen, 2002 S. 1–20.
- [99] BERBERICH, T.: *Subjektive Schwingungskomfortbewertung in einem Simulator*, Dissertation, Technische Universität München, 2016.
- [100] MEYER-TUVE, H.: *Modellbasiertes Analysetool zur Bewertung der Fahrzeugquerdynamik anhand von objektiven Bewegungsgrößen*, Dissertation, Technische Universität München, 2008.

- [101] SCHMIDT, G., SCHOLZ, S., NEUKUM, A. und KRÜGER, H.-P.: *Fahrer-Fahrzeug-Wechselwirkung bei Fahrmanövern mit Querdynamikbeanspruchung und zusätzlichen Vertikaldynamikstörungen* in *FAT-Schriftenreihe*, Nr. 208 VDA-Verlag, Berlin, 2006.
- [102] BEHRENDTS, J. C., BISCHOFBERGER, J., DEUTZMANN, R., EHMKE, H. und FRINGS, S.: *Physiologie*, 4. Aufl., Thieme Verlag, Stuttgart, 2021.
- [103] BRANDES, R., LANG, F. und SCHMIDT, R. F.: *Physiologie des Menschen - mit Pathophysiologie*, 32. Aufl., Springer, Heidelberg, 2019.
- [104] SCHMIDT, R. F. und SCHAIBLE, H.-G.: *Neuro- und Sinnesphysiologie*, 5. Aufl., Springer, Heidelberg, 2006.
- [105] MEYER-TUVE, H., PIETSCH, R. und HEISSING, B.: *Experimental Handling Vehicle für Lehre und Forschung* in *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Nr. 109 Springer Vieweg, Wiesbaden, 2007 S. 560–565.
- [106] DERRIX, D., DEUBEL, C., KUBENZ, J. und PROKOP, G.: *Experimental Analysis of the Influence of Body Stiffness on Dynamic Suspension Kinematics and Compliance Characteristics and Dynamic Body Behavior* in *SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH* 5(4):475-487, 2021. URL: <https://doi.org/10.4271/10-05-04-0032>
- [107] HEISERER, D., SIELAFF, J. und CHARGIN, M.: *High performance process oriented weld spot approach* in *1st MSC Worldwide Automotive User Conference*, MSC.Software Corporation, München, 1999.
- [108] KEPPLER, V. und WANK, V.: *Biomechanisches PKW-Fahrermodell* in *VDI Berichte*, Nr. 2224 VDI-Verlag, Düsseldorf, 2014.
- [109] RUST, W.: *Nichtlineare Finite-Element-Berechnungen*, 3. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-13378-8>
- [110] LENNERT, S.: *Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen - Untersuchung der Wahrnehmungsdimensionen*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [111] ANGERMANN, A., BEUSCHEL, M., RAU, M. und WOHLFAHRT, U.: *Matlab - Simulink - Stateflow*, 10. Aufl., De Gruyter, Oldenburg, 2021. URL: <https://doi.org/10.1515/9783110636420>
- [112] MACNEAL-SCHWENDLER CORPORATION: *Adams Co-Simulation Interface (ACSI)*, Santa Ana, Vereinigte Staaten von Amerika, 2021.
- [113] SCHALZ, J.-P., DUHR, A. und MARUSIC, Z.: *Subjektiv-objektiv Korrelation fahrdynamischer Größen in der Praxis* in *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II*, BECKER, K., Hrsg. expert verlag, Renningen, 2002 S. 51–65.
- [114] FAHRMEIR, L., HEUMANN, C., KÜNSTLER, R., PIGEOT, I. und TUTZ, G.: *Statistik - Der Weg zur Datenanalyse*, 8. Aufl., Springer Spektrum, Heidelberg, 2016.
- [115] EID, M., GOLLWITZER, M. und SCHMITT, M.: *Statistik und Forschungsmethoden*, 5. Aufl., Beltz Verlag, Basel, Schweiz, 2017.

- [116] SACHS, J. und HEDDERICH, J.: *Angewandte Statistik - Methodensammlung mit R*, 17. Aufl., Springer Spektrum, Berlin, 2020. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-62294-0>
- [117] PRECHT, M., KRAFT, R. und BACHMAIER, M.: *Angewandte Statistik 1*, 7. Aufl., Oldenbourg Wissenschaftsverlag, München, 2005.
- [118] THE MATHWORKS INC.: *Matlab R2021b Documentation*, Natick, Vereinigte Staaten von Amerika, 2021.
- [119] COHEN, J.: *Statistical Power Analysis for the Behavioral Sciences*, Second Edition Aufl., Lawrence Erlbaum Associates, New York, Vereinigte Staaten von Amerika, 1988.
- [120] STEINKE, P.: *Finite-Elemente-Methode: Rechnergestützte Einführung*, 5. Aufl., Springer Vieweg, Berlin, 2015.
- [121] KUDRITZKI, D.: *Zum Einfluss querdynamischer Bewegungsgrößen auf die Beurteilung des Fahrverhaltens.*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989.
- [122] RIEDEL, A. und ARBINGER, R.: *Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw* in *FAT-Schriftenreihe*, Nr. 139 VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE, Hrsg. 1997.
- [123] WILLUMEIT, H.-P.: *Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik*, Vieweg + Teubner Verlag, Stuttgart, 1998.