

**Eine Methode zur
Vibrationsanregung und -regelung
in Fahrsimulatorfahrzeugen**

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung**

Vorgelegt von

**Christian Holzapfel
aus Karlsruhe**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. H.-C. Reuss

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. A. Trächtler

Tag der mündlichen Prüfung: 10.01.2024

Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart
an der Universität Stuttgart

2024

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Fahrzeugkonzepte Stuttgart (vormals Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen) der Universität Stuttgart und am Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart, im Bereich Fahrzeugmechatronik unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-C. Reuss.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-C. Reuss für die Unterstützung und Betreuung dieser Arbeit sowie für die Schaffung eines hervorragenden Arbeitsklimas.

Ebenso bedanke ich mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Trächtler vom Heinz Nixdorf Institut der Universität Paderborn für die Übernahme des Mitberichts.

Außerdem gilt mein Dank Herrn Dr.-Ing. Gerd Baumann für die Motivation und die Unterstützung dieser sowie der täglichen Arbeit.

Den Kolleginnen und Kollegen am IFS und FKFS und insbesondere den aktuellen und ehemaligen Kollegen des Fahrsimulatorteams gilt mein Dank für das angenehme Arbeitsklima, die ausgezeichnete Zusammenarbeit sowie manch gesellige Runde abseits der Arbeitswelt.

Zuletzt möchte ich mich bei meiner Familie und besonders meiner Frau Andrea für den steten Rückhalt und die Inspiration bedanken.

Gäufelden

Christian Holzapfel

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	V
Tabellenverzeichnis.....	IX
Abkürzungsverzeichnis.....	XI
Symbolverzeichnis	XIII
Kurzfassung	XV
Abstract	XVII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Ziel.....	2
1.2 Aufbau der Arbeit	4
2 Grundlagen.....	7
2.1 Fahrzeugschwingungen	7
2.2 Menschliche Wahrnehmung	9
2.3 Relevanz von Vibrationen in Fahrzeugen und Fahrsimulatoren	12
2.4 Schwingerreger	18
2.5 Regelung von Schwingerregern.....	20
2.6 Wavelet-Transformation	27
3 Methode zur Schwingungserzeugung und -regelung.....	33
3.1 Systemaufbau.....	33
3.2 Wavelet-basierter Regelungsalgorithmus	34
3.3 Schwingungssynthese	45
3.4 Validierung der Methode	49
4 Experiment	59
4.1 Studienaufbau und -durchführung.....	59
4.2 Ergebnisse der Fahrsimulatorstudie.....	64
4.2.1 Probandenbefragung	64
4.2.2 Fahrdynamikdaten	77
5 Zusammenfassung und Ausblick	99

Literaturverzeichnis	103
Glossar	117
Anhang	119
A. Wahrnehmungsschwellwerte	119
B. Fahrstudie	120
B.1 Instruktionen	120
B.2 Fragebogen	121
B.3 Ergebnisse Befragung Landstraßenabschnitte	123
B.4 Ergebnisse Befragung Autobahnabschnitte	125
B.5 Ergebnisse Messdatenauswertung Landstraßenabschnitte	129
B.6 Ergebnisse Messdatenauswertung Autobahnabschnitte ..	130

Abbildungsverzeichnis

2.1	Resonanzbereiche und Schwingungsphänomene in Pkw mit Verbrennungsmotor, nach [111, 129].....	8
2.2	W_k -gewichtete Effektivwerte a_{wl} der Beschleunigungen, gemessen an der Fahrersitzschiene eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor.	15
2.3	Qualitative Darstellung der Übertragungsfunktion eines elektrodynamischen Schwingerregers, Strom- und Spannungsansteuerung, nach [114].	20
2.4	Implementierung der DWT als dyadische Filterbank.	32
3.1	Skizze des Schwingerregersystems integriert im Fahr Simulator.	34
3.2	Filterbank der DTCWT für einzelnen Skalenbereich, nach [63].	36
3.3	Analysefilterbank der DTCWT bis Level 3, nach [64].	39
3.4	Synthesefilterbank der DTCWT bis Level 3, nach [64].	40
3.5	Regelkreis der Offlinesimulation.....	42
3.6	Regelkreis des Schwingerregersystems.	43
3.7	Sprungantwort des Adaptionalgorithmus bei Gleichsetzen der Gewichtungsfaktoren und Koeffizienten.....	45
3.8	Schematischer Aufbau des Simulationsmodells.	47
3.9	PSD der Beschleunigungen an der Sitzschiene bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten; Fahrzeug mit Verbrennungsmotor.	49
3.10	PSD der Beschleunigungen an der Sitzschiene bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten; Fahrzeug mit Elektromotor.....	50
3.11	PSD der Beschleunigungen an der Sitzschiene, Vergleich Messung–Simulation; Fahrzeug mit Verbrennungsmotor.	50
3.12	PSD der Simulationsmodelle Fahrzeug mit Verbrennungsmotor (Fzg. 1/V) und mit Elektromotor (Fzg. 1/E).	51
3.13	STFT von a Sollsignal und den adaptierten Signalen durch b zeitbasierte LMS-Regelung, c Regelungsalgorithmus mit Daubechies-Wavelets, d Regelungsalgorithmus mit DTCWT.	52
3.14	STFT des transformierten und rücktransformierten Sollsignals mit der DTCWT.....	53

3.15	STFT der adaptierten Signale durch a zeitbasierte LMS-Regelung, b Regelungsalgorithmus mit DTCWT im Frequenzbereich unterhalb 50 Hz.	53
3.16	Standardabweichungen der Fehler der adaptierten Signale zum Sollsignal, gemittelt.	54
3.17	Standardabweichungen der Fehler der adaptierten Signale zum Sollsignal, gemittelt.	54
3.18	STFT von a Sollsignal, b gemessenem Beschleunigungssignal an der Schiene des Fahrersitzes, c geregelttem Signalausgang zur Ansteuerung des Schwingerregers, d gemessenem Beschleunigungssignal am Fahrersitz; Anregung durch Simulationsmodell Fahrzeug mit Verbrennungsmotor.	56
3.19	STFT von a Sollsignal, b gemessenem Beschleunigungssignal an der Schiene des Fahrersitzes, c geregelttem Signalausgang zur Ansteuerung des Schwingerregers, d gemessenem Beschleunigungssignal am Fahrersitz; Anregung durch Simulationsmodell Fahrzeug mit Elektromotor.	57
3.20	PSD der gemessenen Beschleunigungsanregung am Fahrersitz; Anregung durch Modelle Fzg. 1/V und Fzg. 1/E.	58
3.21	PSD der Stellgrößen für die Schwingungsanregung durch die Simulationsmodelle Fzg. 1/V, Fzg. 1/E.	58
4.1	Draufsicht auf den Streckenverlauf in x-y-Koordinaten.	62
4.2	Studienablauf.	63
4.3	Bewertung des Merkmals unrealistisch/realistisch für Strecken L1 und L2 und Fahrzeugvarianten Fzg. 1/V und Fzg. 3/N; Fehlerbalken mit Mittelwerten (\oplus) und Standardfehlern (-).	65
4.4	Deltas der Bewertungen für Strecke L2 mit Fzg. 1/V und Fzg. 3/N gegenüber Strecken L1 (L2VL und L2NL) und A3 (L2VA und L2NA); Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (\oplus) und Standardfehlern (-).	67
4.5	Deltas der Bewertungen für Strecke L2 mit Fzg. 1/V und Fzg. 3/N gegenüber Strecken L1 (L2VL und L2NL) und A3 (L2VA und L2NA); Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (\oplus) und Standardfehlern (-).	68

4.6	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, gruppiert nach Fahrzeugvarianten; Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (\oplus) und Standardfehlern (-).....	69
4.7	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, gruppiert nach Fahrzeugvarianten; Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (\oplus) und Standardfehlern (-).....	70
4.8	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (\oplus) und Standardfehlern (-).	71
4.9	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (\oplus) und Standardfehlern (-).	72
4.10	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (\oplus) und Standardfehlern (-).	73
4.11	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (\oplus) und Standardfehlern (-).	76
4.12	Deltas der MISC-Bewertungen zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt; Mittelwerte M_a (\oplus), Minima und Maxima (-).....	79
4.13	Deltas der MISC-Bewertungen zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Landstraßenabschnitte, selektiert Probanden mit Änderung der MISC-Bewertung zwischen den Abschnitten; Mittelwerte M_a (\oplus), Minima und Maxima (-).	80
4.14	Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (\oplus), Minima und Maxima (-).....	81
4.15	Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; L1V \circ , L2V \times , L1N \diamond , L2N \square	82
4.16	Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (\oplus), Minima und Maxima (-).....	83
4.17	FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Landstraßenabschnitte....	84
4.18	FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Landstraßenabschnitte....	86
4.19	Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (\oplus), Minima und Maxima (-).....	88
4.20	Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (\oplus), Minima und Maxima (-).....	89

4.21	FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Autobahnabschnitte.	90
4.22	FFT der Spurbabweichungen für Autobahnabschnitte.	91
4.23	FFT der Spurbabweichungen für Autobahnabschnitte.	93
4.24	FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Autobahnabschnitte.	94
4.25	FFT der Spurbabweichungen für Autobahnabschnitte.	96
4.26	FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Autobahnabschnitte.	97
B.1	Fragebogen der Fahrsimulatorstudie, Teil a.	121
B.2	Fragebogen der Fahrsimulatorstudie, Teil b.	122
B.3	Deltas der Bewertungen für Strecke L2 gegenüber Strecken L1 (L2VL und L2NL) und A3 (L2VA und L2NA); Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (⊕) und Standardfehlern (-).....	123
B.4	Deltas der Bewertungen für Strecke L2 mit Fzg. 1/V und Fzg. 2/N gegenüber Strecken L1 (L2VL und L2NL) und A3 (L2VA und L2NA); Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (⊕) und Standardfehlern (-).	124
B.5	Bewertung des Merkmals unrealistisch/realistisch für Strecken A1–3 und Fahrzeugvarianten Fzg. 1/V, Fzg. 2/E, Fzg. 3/N; Fehlerbalken mit Mittelwerten (⊕) und Standardfehlern (-).....	125
B.6	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, gruppiert nach Fahrzeugvarianten; Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (⊕) und Standardfehlern (-).....	126
B.7	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, gruppiert nach Fahrzeugvarianten; Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (⊕) und Standardfehlern (-).....	127
B.8	Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (⊕) und Standardfehlern (-).	128
B.9	Standardabweichung Lenkwinkel, gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (⊕), Minima und Maxima (-).	129
B.10	Standardabweichung Lenkwinkel, gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (⊕), Minima und Maxima (-).	130
B.11	Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (⊕), Minima und Maxima (-).....	131
B.12	Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; A1V ◦, A2V ×, A3V □, A1E *, A2E +, A3E ★, A1N △, A2N ▽, A3N ▷.....	132

Tabellenverzeichnis

4.1	Beispielhafte Reihenfolgen der Fahrzeugvarianten in den Fahrtabschnitten.	63
A.1	Zusammenhang zwischen dem frequenzbewerteten Effektivert a_{wl} und der subjektiven Wahrnehmung bei sinusförmiger Schwingung, Anhaltswerte, nach [117].	119

Abkürzungsverzeichnis

AD-Wandler	Analog-digital-Wandler
DA-Wandler	Digital-analog-Wandler
DFT	diskrete Fourier-Transformation
DTCWT	komplexe Dual-Tree-Wavelet-Transformation (engl. <i>dual-tree complex Wavelet transform</i>)
FDAF	frequenzbereichsadaptives Filter (engl. <i>frequency-domain adaptive filter</i>)
FFT	schnelle Fourier-Transformation (engl. <i>fast Fourier transform</i>)
IEPE	„Integrated Electronics Piezo Electric“ (Industriestandard für piezoelektrische Sensoren mit eingebauter Impedanzwandlerelektronik)
LMS	kleinste mittlere Quadrate (engl. <i>least mean squares</i>)
MADI	„Multichannel Audio Digital Interface“ (Datenformatspezifikation)
NVH	Lärm, Vibration, Rauigkeit (engl. <i>noise, vibration, harshness</i>)
PSD	Leistungsdichtespektrum (engl. <i>power spectral density</i>)
STFT	Kurzzeit-Fourier-Transformation (engl. <i>short-time Fourier transform</i>)

WT Wavelet-Transformation

Symbolverzeichnis

β	Glättungsfaktor	-
γ	Gewichtungsfaktor	-
δ	Verzögerung	-
η	Parameter zur Adaptionrate	-
σ	gemittelte Signalleistung	-
τ	Zeit	s
φ	Skalierungsfunktion	-
φ	Skalierungsfunktion, zeitdiskret	-
ψ	Wavelet-Funktion	-
ψ	Wavelet-Funktion, zeitdiskret	-
λ_i	Lagrange-Multiplikator	-
ω	Kreisfrequenz	$\frac{1}{s}$

$A(z)$	Analysefilter, zeitdiskret	-
a	Skale	-
i	imaginäre Einheit	-
$B(z)$	Analysefilter, zeitdiskret	-
$C(z)$	Synthesefilter, zeitdiskret	-
$D(z)$	Synthesefilter, zeitdiskret	-
d	Führungsgröße	-
e	Fehlersignal, zeitdiskret	-
g_0	Filterfunktion, Tiefpass, Syntheseseite	-
g_1	Filterfunktion, Hochpass, Syntheseseite	-
h_0	Filterfunktion, Tiefpass, Analyseseite	-
h_1	Filterfunktion, Hochpass, Analyseseite	-
$H_L(z)$	Tiefpassfilter	-
M_a	arithmetischer Mittelwert	-
\mathbb{N}	Menge der natürlichen Zahlen mit Null	-

$P(z)$	komplexwertiges Analysefilter, zeitdiskret	-
$Q(z)$	komplexwertiges Synthesefilter, zeitdiskret	-
\mathbf{s}	Skalierungskoeffizienten	-
$\hat{\mathbf{s}}$	adaptierte Skalierungskoeffizienten	-
t	Zeit	S
t_T	Prüfwert des t-Tests	-
\underline{V}	Skalierungsfunktion-transformiertes Signal	-
n	diskreter Zeitwert	S
w	Filterkoeffizienten	-
\mathbf{w}	Wavelet-Koeffizienten	-
$\hat{\mathbf{w}}$	adaptierte Wavelet-Koeffizienten	-
x	Stellgröße	-
\mathbf{x}	zeitdiskretes Signal	-
\underline{X}	Wavelet-Funktion-transformiertes Signal	-
y	Regelgröße	-
h_i	Filterkoeffizienten der Wavelet-Transformation	-
z_{h_i}	Wavelet-Koeffizienten	-

Kurzfassung

Die Fahrsimulation stellt ein spannendes Entwicklungswerkzeug bereit, um in frühen Phasen des Fahrzeugentwicklungsprozesses bereits auf Basis von Simulationsmodellen Tests unter Einbeziehung des realen Fahrers durchführen zu können. Sowohl Gestaltungsfreiraum als auch Reproduzierbarkeit der Untersuchungen sowie mögliche Kosteneinsparungen zählen zu den Vorteilen der Fahrsimulation, weswegen diese zunehmend an Bedeutung gewinnt. Damit geht auch der Wunsch einher, die Fahrsimulatortechnologie weiterzuentwickeln und das reale Fahrzeugverhalten valide abbilden zu können. Ein wichtiges Element dabei ist die Darstellung der in Fahrzeugen auftretenden Schwingungen, zum einen um daraufhin ausgerichtete Versuche durchführen zu können, zum anderen um bei den Fahrzeuginsassen ein ganzheitliches Fahrerlebnis zu erzeugen.

In dieser Arbeit liegt der Schwerpunkt auf den Vibrationen, welche von Fahrzeuginsassen taktil wahrgenommen werden. Die Vibrationen werden mittels eines Schwingerreger angeregt, welcher technisch die Brücke zwischen den Frequenzspektren des Fahrsimulatorbewegungssystems und des durch Lautsprecher dargestellten Soundsystems schlägt und direkt an der mechanischen Fahrzeugstruktur Schwingungen induziert.

Um das gewünschte Frequenzspektrum der Schwingungsanregung an einer Referenzposition wie der Fahrersitzschiene zu erhalten, wird eine Regelungsmethode erarbeitet, mit dem Ziel die Übertragungsfunktion von dem Anregungssignal zur Messstelle zu kompensieren und auch auf instationäres Systemverhalten zu reagieren. Die Regelungsmethode nutzt die Wavelet-Transformation um die Adaption des Signals in den Skalenbereich zu verschieben und eine recheneffiziente Implementierung zu erreichen. Zur Anregung von fahrzeugähnlichen Schwingungen im Fahrsimulator wird außerdem ein Simulationsmodell abgeleitet, welches Grundcharakteristiken der Vibrationen verbrennungs- und elektromotorisch betriebener Fahrzeuge abbildet.

Die Simulations- und Regelungsmethoden werden validiert und im Fahrsimulator zur Durchführung einer Probandenstudie genutzt, in der die Auswirkungen

der Vibrationsanregung auf das Fahrempfinden und -verhalten untersucht werden. Die Validierung zeigt, dass durch die Regelung eine höhere Güte der Abbildung des Frequenzspektrums in das Fahrsimulatorfahrzeug erreicht wird, wobei das Übertragungsverhalten des mechanischen Systems nicht vollständig kompensiert werden kann. Gegenüber anderen Regelungsmethoden zeigt sich die hier präsentierte Methode außerdem als vorteilhaft bezüglich der Vermeidung von Aliasing. Die erhobenen Studiendaten zeigen einen Einfluss der Vibrationen sowohl auf die subjektiven als auch die objektiven Messgrößen des Fahrverhaltens. Die Ergebnisse zeigen, dass Vibrationsanregung in Fahrsimulatoren nicht nur eingesetzt werden sollte, um die Fahrzeugschwingungen betreffende Untersuchungen zu unterstützen, sondern auch, da sie allgemeine positive Effekte auf die Fahrer im Hinblick auf das Wohlbefinden und die Kontrollierbarkeit des Fahrzeugs haben kann.

Abstract

Driving Simulation is an exciting tool to enable vehicle tests with the driver in the loop in early stages of the vehicle development process. Variability and reproducibility of the tests as well as possible cost savings are some of the advantages of driving simulation. Therefore, interest in driving simulation increases and also the wish to transfer more tasks of vehicle development into simulation. To enable these tasks, the driving-simulator technology has to be advanced, so valid results can be gained. One important aspect is the excitation of vehicle vibrations, on the one hand to enable experiments directed at the vibration behavior of vehicles and the perception of those by the drivers or passengers, on the other hand to present the vehicle occupants a holistic and overall realistic experience of the vehicle. Driving simulation faces the challenges to accurately simulate the vibration behavior of a vehicle, due to the many influencing factors of vehicle vibrations and partially non-real-time able or inaccurate simulation models, and to reproduce the vibrations of a targeted vehicle in a mechanically different system.

Motivation and Relevance of Vibrations In vehicles a variety of sources adds to the vibrations. One of the main contributing factors is the internal combustion engine, whose vibration modes excited by gas forces and oscillating masses cover a wide range of tactilely and aurally perceivable vibrations. In the low-frequency domain resonances of the engine body occur, especially in combination with vibrations of the suspension and the chassis, which are two more of the main contributing factors and which are excited by road unevenness.

The interest in vibrations in vehicle development is motivated by customers evaluation of the quality and comfort of a car based on its vibration behavior, as well as safety and health aspects and furthermore branding of a vehicle by evoking for example the feeling of sportiness through vibrations. Nowadays, new vibration related challenges in vehicle development arise through downsizing of internal combustion engines or alternative drivetrains, and the increase of

driving automation steers the observation from the active to the passive driver and his differing perception.

Additional implications of vibrations have been found for the vehicle occupants in driving simulators, which need to be considered in simulator test drives. For example, noises can be judged differently in the absence of vibrations in certain frequency spectra. The validity of the evaluation therefore depends on accurately generating a holistic frequency spectrum of the vehicle under test. Furthermore, different studies indicate that vibrations could improve the estimation of vehicle velocity, which is a prerequisite for a variety of tests, for example, when time to collision needs to be estimated by the driver or when controllability of the vehicle is impaired. Also, studies show that vibrations can reduce the risk of simulator induced kinetosis.

The focus of this thesis is on the vibrations, which are tactilely perceivable by the vehicle occupants. The examinations target a frequency range of 15 to 150 Hz, where vibrations are generated by use of a shaker. From a technical point of view, this limitation is chosen because lower frequencies are covered by the motion system of the simulator and higher frequencies are covered by loudspeakers. From a perception point of view, the frequency range covers the vibrations, that are mainly tactilely perceivable, opposed to the vestibular perception of low frequency movements and the aural perception of higher frequencies. The described system is therefore used in a study to find the effect of tactilely perceivable vibrations on the drivers' feeling and driving behavior.

System Design and Validation For the excitation of the vibrations an electrodynamic shaker is fixed to the underbody of the mock-up vehicle near the driver seat. The seat rail is used as a reference point for the target vibrations, which are measured by means of an acceleration sensor. Due to the nonlinear transfer behavior of the shaker and the transfer function of the mechanical system, a control algorithm needs to be implemented to achieve a defined excitation at the reference point. Furthermore, the mock-up vehicle is moved by the simulator motion system, whose harmonics can interfere with the observed frequency spectrum and pose a non-stationary system to the shaker control.

Different approaches to shaker control, which are found in the literature, are compared. Most of these are used in test-bench setups and partially a mechanical model of the system is required to create a state-space model. Also commonly used are algorithms based on the estimation of the power spectral density to control the signal in the frequency domain. For some approaches, like the least-mean-squares algorithm, implementations can be found in the time domain as well as in the frequency domain.

The aim of the system described in this thesis is to reproduce a target frequency spectrum and respective amplitudes. The control of an exact trajectory of the input signal is not required, because it is assumed that the trajectory of a vibration signal can not be dissolved by human perception in the applied frequency range and that time delays are negligible. Therefore, the control algorithm is based on the transformation of the set point and the process variable into the scale domain by usage of the wavelet transform. The advantage of using the wavelet transform is to achieve a higher frequency resolution while admitting a lower time resolution for low-frequency signals and getting a lower frequency resolution but higher time resolution for high-frequency signals.

First, the basics of wavelet transform are introduced briefly, and second, a more detailed explanation is given for the dual-tree complex wavelet transform, which can be found in the literature and is used as the wavelet-transform method in this thesis. The benefit of this type of wavelet transform is an efficient implementation, while conserving the property of near shift invariance.

In the control loop the wavelet and scaling coefficients of the set point are compared to the coefficients of the transformed process variable and the controller output is adapted to minimise the error between the two signals and thereby compensate the system transfer function. The adaptation rate of the parameters is weighted by the difference of the estimated power of the set point and the process variable. Implementing the wavelet transform in the form of a dyadic filter tree results in an efficient algorithm and the adaptation rate is defined separately for each level of wavelet and scaling coefficients corresponding to different frequency bands.

To reproduce realistic vehicle vibrations in the simulator, measurements taken from roads vehicles are analysed and semi-empirical models are derived to simulate characteristic frequencies. One simulation model is based on a vehicle with a four-cylinder internal combustion engine, another simulation model is based on an electric car. The simulation models feature bandpass-filtered colored noise to account for vibration excitation by the road, the harmonics of the wheels, selected resonances of the vehicle body, and in the case of the vehicle with internal combustion engine additionally the harmonics of the engine speed.

The control algorithm is compared on one side to the same algorithm based on differently chosen wavelets and on the other side to a basic least-mean-squares algorithm. It is shown that other algorithms induce aliasing or tend to instability.

The algorithm is then applied to the shaker system in the simulator environment and the input signal is generated by the vehicle-simulation models. The evaluation of the measured acceleration at the seat rail shows, that the measured signal spectrum converges to the spectrum of the set point, although, due to the properties of the mechanical system the transfer function cannot be compensated completely and still leaves a trough at a frequency of about 24 Hz.

Survey The described system is used to conduct a survey with a group of 28 drivers in the driving simulator. Each of the drivers experiences different settings of vibration excitation while driving on a simulated country road and highway. Throughout, the vehicle-dynamics model stays the same and three different settings of the vibration model are varied: simulation of a vehicle with internal combustion engine, simulation of an electric vehicle, and no vibration simulation. The vehicle-dynamics model generates only low-frequency vibrations with low amplitude, that are reproduced by the simulator motion system. With respect to higher frequencies above 150 Hz, only wind noises are simulated, so the drivers are not presented with engine noise. The subjects are interviewed about the vehicle behavior and vehicle-dynamics data is collected.

The country-road scenario is more challenging in regard to controllability due to a more indirect motion feedback. Here the subjects tend to show a better lateral control of the vehicle and also give better ratings in the interview for the variant with vibration excitation compared to the variant without vibration

excitation. Even ratings for comfort are higher for the variant with vibration. Assumably it leads to a generally better controllability and well-being, so a presumed feeling of less comfort due to more vibrations is overcome. Also, adding vibration excitation leads to a lower risk of kinetosis.

The highway scenario is less difficult to control, because drivers experience a more direct motion feedback to steering. The highway scenario generally yields a low risk of kinetosis, so no differences are found for different vibration models regarding that aspect. In this scenario different variations of vibration spectra also show no effect on vehicle controllability, but have an influence on the evaluation of vehicle comfort. The evaluation of the vehicle with vibrations assimilating an electric vehicle shows the lowest rating, assumably because it has a relatively high amplitude at frequencies of about 40 Hz, which could be experienced as uncomfortable, while in comparison, the low-frequency vibrations of the vehicle model with internal combustion engine lie at lower frequencies, where damping is higher due to the mechanical system, and therefore might be experienced as more comfortable. The variant without vibrations is judged with the highest comfort ratings. It can be assumed, that opposed to the country-road scenarios the vibrations have no beneficial effect in the highway scenarios and also show higher amplitudes, and therefore they are perceived as nuisance.

In the highway scenario the ratings mainly correlate with the steering velocity and its frequencies. Mostly, high frequencies/amplitudes of the steering velocity correlate with a low rating, but in some cases also with a high rating. For the latter it can be assumed that the high steering velocities occur under controlled circumstances, because in these cases the standard deviation of the lane position is not higher than in other cases and the occurrences are at a later section of the scenarios, so a training effect in regard to the scenarios can be assumed.

In each section the subjects are asked, what type of vehicle they think they are driving. In the absence of engine noises, most of the drivers rely on the acceleration behavior of the vehicle to judge its type.

Outlook The system is tested in a frequency band between 15 and 150 Hz, but can easily be expanded to other frequencies. To improve the performance of the system a more powerful shaker could be used for lower frequencies. In

the here presented system this was restricted by the available space for a shaker. Another improvement would be to decouple the driver seat from the vehicle body to facilitate a defined excitation of the seat. To achieve a defined vibration spectrum at more than one reference point it would be sensible to use multiple shakers.

The control algorithm could be optimized by further analyzing the convergence behavior under different excitations and conditions, and the simulation of overlapping vibrations from other sources like the motion and the sound system could be included as known values, which in this system are treated as disturbances. The state of the vehicle dynamics could further be used to predict disturbances to the system.

The wavelet transform in the control loop induces a relatively high delay. This could be minimized by designing the wavelet-transform filter bank with less levels or by designing shorter filters. This has to be done in accordance with the target frequency resolution and sharpness of the frequency bands. Also, different block lengths of the wavelet transform can be chosen.

The results found in the survey could be refined by undertaking surveys with a higher number of subjects or with a more selective examination of certain aspects of the influence of vibrations.

In driving simulation accelerations are commonly scaled and studies show, that scaling factors of about 0.7 to 0.8 yield comparable results to similar conditions in road vehicles. It should be examined, if the same rules also apply to or on the other hand are biased by additional vibration excitation.

1 Einleitung

Der Fahrsimulation kommt eine wachsende Bedeutung im Fahrzeugentwicklungsprozess zu. Die Gründe hierfür sind, dass Fahrsimulatoren die Vorverlagerung von Tests im Entwicklungsprozess ermöglichen [99], wodurch höhere Reifegrade erreicht [85] und Kosten eingespart werden können [101]. Zudem kann eine hohe Reproduzierbarkeit der Untersuchungen erreicht werden, indem alle Umgebungsbedingungen und Fahrzustände kontrolliert sowie fahrzeug- oder umgebungsinduzierte Einflüsse, welche für einen bestimmten Untersuchungszweck Störgrößen darstellen würden, gezielt ausgeschlossen werden. Des Weiteren bieten Fahrsimulatoren ein deutlich reduziertes Sicherheitsrisiko gegenüber Fahrten mit realen Fahrzeugen, was den Einsatz von Laien als Probanden und Tests von Assistenzsystemen bzw. automatisiertem Fahren ermöglicht [102]. Zwar lässt sich in Fahrsimulatoren keine hundertprozentige Abbildung der Realität erreichen, dies ist aber nicht notwendig um valide Untersuchungen durchführen zu können [67, 130].

Einige Unzulänglichkeiten der Fahrsimulation verhindern jedoch, dass bestimmte Untersuchungsmethoden bisher auf Fahrsimulatoren übertragen werden. Diese Unzulänglichkeiten liegen z. B. in der grundlegenden Bewegungsdarstellung, welche in Fahrsimulatoren räumlich beschränkt ist, der visuellen Darstellungsgüte der virtuellen Umgebung, aber auch der Güte der Simulationsmodelle zur Berechnung des Fahrzeugverhaltens. Dementsprechend ist auch der Bedarf vorhanden, die Technologie der Fahrsimulation weiterzuentwickeln. Da in Fahrzeugen viele Sinneseindrücke auf die Fahrer/Passagiere wirken, erschließen sich mit verbesserter Qualität der Simulation interdisziplinäre Felder, die von den Gesamtfahrzeugeigenschaften abhängen und daher einer bereits fortgeschrittenen Phase des Entwicklungsprozesses entsprechen [105].

Ein wichtiges Themengebiet ist die Vibroakustik, gängig auch als „NVH“ (engl. *noise, vibration, harshness* – Lärm, Vibration, Rauigkeit) bezeichnet. Dieser kommt in der Fahrzeugentwicklung eine bedeutende Rolle zu, da zum einen hohe Qualitätsanforderungen an die schwingungstechnischen Eigenschaften von Fahrzeugen gestellt werden, zum anderen wird die schwingungstechnische

Gestaltung auch gezielt eingesetzt um den Insassen Eigenschaften wie Komfort und Dynamik des Fahrzeugs zu vermitteln und dem Fahrzeug ein markenspezifisches Branding zu verleihen [43, 128]. Auch im Zuge der zunehmenden Automatisierung von Fahrzeugen rückt die Frage des Insassenempfindens mehr in den Fokus und stellt durch die Betrachtung des passiven Fahrers andere Anforderungen an die Fahrzeugauslegung als bei der Betrachtung des aktiven Fahrers [10, 47]. Schwingungen werden als passiver Insasse anders aufgenommen als in der Rolle des aktiven Fahrers, da die Kontakte zum Lenkrad und der Pedalerie fehlen und eine andere Sitzhaltung eingenommen wird, aber auch ein anderes Situationsbewusstsein besteht [56].

Für die Fahrsimulation stellen sich daher die Anforderungen, dass durch die Abbildung der Fahrzeugschwingungen im gesamten Frequenzbereich den Insassen ein ganzheitliches Fahrerlebnis präsentiert wird, dass aber auch fahrzeugspezifische Charakteristiken im vibroakustischen Bereich möglichst realitätstreu dargestellt werden um NVH-Untersuchungen zu ermöglichen.

Die ganzheitliche Darstellung der Fahrzeugschwingungen ist auch insofern wichtig, da die Abwesenheit bestimmter Frequenzspektren auch die Beurteilung anderer Frequenzspektren oder der Fahrdynamik beeinflussen kann. Darüber hinaus deuten Untersuchungen auf weitere vorteilhafte Effekte der Schwingungsanregung in Fahrsimulatoren hin, wie Steigerung der Kontrollierbarkeit und Senkung des Risikos für Simulatorkrankheit.

1.1 Motivation und Ziel

Bewegungssysteme von Fahrsimulatoren ermöglichen niederfrequente Schwingungen anzuregen, die nach Herstellerangaben meist im Bereich von 10–50 Hz liegen [2, 25, 80, 118]. Die Akustik des Fahrzeugs und der Umgebung wird über Lautsprecher oder Kopfhörer ausgegeben. Im Übergangsbereich, welcher die vor allem haptisch wahrnehmbaren Vibrationen betrifft, werden Schwingerreger eingesetzt. Der Einsatz von Schwingerregern ist umso vorteilhafter in „Low-Cost-“ oder statischen Fahrsimulatoren, um mit relativ geringen Kosten

und Aufwand ein besseres Feedback für den Fahrer und eine höhere Immersion bei gleichzeitig geringerem Kinetoserisiko zu erzeugen.

Um mittels Schwingerregern das gewünschte Frequenzspektrum im Bereich des Fahrers bzw. der Testperson anzuregen, stellen sich einige Herausforderungen. Die Kraftereinleitungsstellen werden meist nahe der Fahrerschnittstellen positioniert, dennoch muss eine Übertragungsfunktion des physischen Fahrzeug-Mockups vom Schwingerreger zur Fahrerschnittstelle berücksichtigt werden. Häufig entspricht die physische Fahrzeugkabine des Mockups im Simulator nicht dem Fahrzeug, welches in der Simulation nachgebildet werden soll. Daher wird dieses auch andere Resonanzfrequenzen und Dämpfungscharakteristiken aufweisen. Zudem weisen Schwingerreger selbst ein charakteristisches Übertragungsverhalten auf, und zusätzliche Einflüsse ergeben sich gegebenenfalls durch die Art der Anbringung. Die meist getroffene idealisierte Annahme eines zeitinvarianten Systems ist nur temporär gültig, da Modifikationen am Fahrzeug, z. B. Lenkrad- und Sitzpositionen, geändert oder die Fahrer gewechselt werden können. Nicht zuletzt müssen der Bewegungseinfluss des Fahrsimulators sowie die akustische Anregung durch Lautsprecher berücksichtigt werden, mit denen sich Frequenzbereiche überlagern können.

Bisherige Anwendungen von Schwingerregern in Fahrsimulatoren nutzen häufig eine Steuerung, ggf. mit manueller Nachsteuerung, oder wenden eine Regelung nur im sehr niederfrequenten Bereich an. Regelungsmethoden von Schwingerregern sind vor allem aus der Prüf- und Messtechnik bekannt, haben aber meist eine andere Zielsetzung oder andere mechanische Gegebenheiten.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Methode entwickelt um mittels eines Schwingerregers Vibrationen in Fahrsimulatorfahrzeugen anzuregen und durch Regelung des Systems eine möglichst hohe Darstellungsgüte des gewünschten Frequenzspektrums zu erzeugen. Die Methode wird validiert und im Experiment eingesetzt um den Einfluss von haptisch wahrnehmbaren Schwingungen im Frequenzbereich zwischen 15 und 150 Hz auf das Fahrempfinden und -verhalten in Fahrsimulatoren zu untersuchen.

1.2 Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 behandelt die theoretischen Grundlagen. In Abschn. 2.1 wird ein Überblick über in Pkw auftretende Schwingungsphänomene gegeben, wobei der Fokus auf den niederfrequenten Bereich der „fühlbaren“ Schwingungen gelegt wird. In Abschn. 2.2 wird auf Mechanismen des menschlichen Körpers zur Schwingungswahrnehmung eingegangen. Die daraus entstehenden Implikationen für die Wahrnehmung von Schwingungen in Fahrzeugen und die Relevanz der Anwendbarkeit in Fahrsimulatoren werden in Abschn. 2.3 anhand veröffentlichter Studien dargelegt. Die grundlegende Funktionsweise eines elektrodynamischen Schwingerregers wird in Abschn. 2.4 erläutert und in Abschn. 2.5 wird ein Überblick über unterschiedliche bekannte Methoden zur Regelung von Schwingerregern und deren Vor- und Nachteile gegeben. Da die Wavelet-Transformation Grundlage des in dieser Arbeit angewendeten Regelalgorithmus ist, werden die Grundsätze dieser in Abschn. 2.6 zusammengefasst. Dabei wird insbesondere auf die diskrete Form der Wavelet-Transformation und die Implementierung als Filterbank eingegangen.

In Kap. 3 werden die angewendeten Methoden zur Regelung eines Schwingerregers und dessen Anwendung im Fahrsimulator beschrieben. Abschnitt 3.1 gibt einen Überblick über das Gesamtsystem des Schwingerregers im Verbund mit dem Fahrsimulator. In Abschn. 3.2 werden die Grundlagen der komplexen Dual-Tree-Wavelet-Transformation ergänzt, und der darauf aufbauende Regelalgorithmus wird beschrieben. In Abschn. 3.3 ist eine Methode zur Simulation von Vibrationen in Fahrzeugen beschrieben, die zum Ziel hat Grundcharakteristiken der Schwingungsspektren realer Fahrzeuge abzubilden und als Eingangssignal für die Anregung des Schwingerregers dient. Das Simulationsmodell wird daher als semiempirischer Ansatz aus Messungen realer Fahrzeuge abgeleitet. Die Validierung des Regelalgorithmus erfolgt in Abschn. 3.4, zunächst offline anhand von einfachen Testsignalen und anschließend in der Fahrsimulatorumgebung unter Anwendung des in Abschn. 3.3 beschriebenen Modells zur Simulation von Fahrzeugschwingungen.

Auf Basis der beschriebenen Methoden wird das System zur Durchführung einer Probandenstudie im Fahrsimulator eingesetzt, deren Durchführung und Auswertung in Kap. 4 beschrieben sind. Hierin werden in Abschn. 4.1 das

Szenario und der Ablauf der Probandenstudie beschrieben. In Abschn. 4.2 werden die Ergebnisse der Studie präsentiert, die sich aus der Befragung und der Auswertung objektiver Messdaten ergeben, und diskutiert.

2 Grundlagen

2.1 Fahrzeugschwingungen

In Fahrzeugen tritt eine Vielzahl an Schwingungsphänomenen auf, die auf die Insassen wirken. Diese Schwingungsphänomene beeinflussen die Bewertung eines Fahrzeugs hinsichtlich Komfort, Dynamik und Wertigkeit [111]. Diskomfort kann darüber hinaus zu schnellerer Ermüdung und Abnahme der Konzentrationsfähigkeit führen, und im Extremfall können Schwingungen auch die Gesundheit beeinträchtigen [129]. Schwingungen haben damit auch einen Einfluss auf die Fahrsicherheit, wobei man andererseits die Fahrer nicht komplett von Schwingungen entkoppeln möchte, da ansonsten Rückmeldungen über den Fahrzustand fehlen [22].

Abbildung 2.1 gibt einen Überblick über verschiedene Schwingungsphänomene, die in einem Pkw mit Verbrennungsmotor auftreten. Die Darstellung ist auf den niederen Frequenzbereich, in dem Schwingungen kinästhetisch und noch stark taktil wahrgenommen werden, beschränkt und bildet nur einige der Schwingungsquellen ab. Die Lagen der Resonanzbereiche sind zudem stark von der mechanischen Auslegung abhängig. Insbesondere sind die im oberen Frequenzbereich eingezeichneten Phänomene wie Reifen-/Windgeräusche oder Motorordnungen nicht auf den dargestellten Frequenzbereich beschränkt, sondern breiten sich auch zu höheren Frequenzen aus.

Im niedrigsten Frequenzbereich bis ca. 2 Hz finden sich die Aufbaueigenfrequenzen, die so ausgelegt werden, dass sie sich möglichst nicht mit dem Resonanzbereich Sitz-Mensch im Frequenzbereich 2–8 Hz überdecken, in dem Eigenfrequenzen einiger Organe und Partien des menschlichen Körpers liegen. Schwingungsanregung in diesem Frequenzbereich kann zu hohem Diskomfort und Unwohlsein führen [103].

Die Resonanzfrequenzen des Aggregats ergeben sich durch die mechanische Aufhängung in der Karosserie und sind daher stark von der Lagerung abhängig.

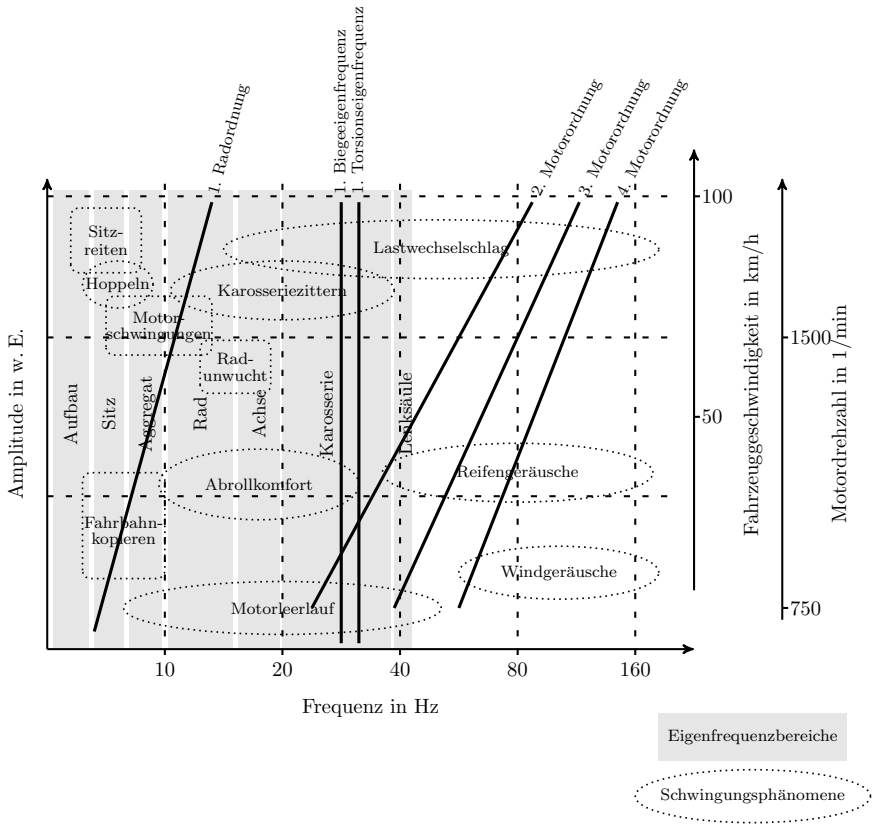


Abbildung 2.1: Resonanzbereiche und Schwingungsphänomene in Pkw mit Verbrennungsmotor, nach [111, 129].

Stuckern tritt beispielsweise als Koppelschwingung von Aggregat und Aufbau auf.

Im Bereich 12–18 Hz treten Schwingungen, die durch die vertikale Radbewegung angeregt werden, auf, insbesondere, wenn sie mit Karosserieeigenfrequenzen zusammenfallen. Zum Abrollkomfort tragen neben der Radanregung außerdem auch Achsschwingungen oder Eigenschaften der Stoßdämpfer bei [129].

Das Phänomen Karosseriezittern bezeichnet abklingende Karosserieschwingungen, die durch Unebenheiten der Fahrbahn stoßartig angeregt werden, bei rauen Fahrbahnen aber auch permanent angeregt werden können. Um 30 Hz herum finden sich meist die 1. Biegeeigenfrequenz und die 1. Torsionseigenfrequenz der Karosserie. Hier wird bei der Auslegung darauf geachtet, dass sie nicht mit den Frequenzen der dominierenden Motorordnungen im Leerlauf zusammenfallen.

Beim 4-Takt-4-Zylinder-Motor ist typischerweise die 2. Motorordnung die dominierende Schwingung, die durch Gaskräfte angeregt wird und daher bei zwei Zündungen pro Motorumdrehung mit der doppelten Frequenz der Motordrehzahl auftritt. Dementsprechend ist bei einem 6-Zylinder-Motor die 3. Motorordnung die dominierende. Neben Gaskräften wirken auch Massenkkräfte, mechanische Geräusche und Ladungswechselgeräusche in der Ansaug- und Abgasanlage sowie Verbrennungsgeräusche [128]. Typischerweise treten Vielfache der Motorordnungen in Erscheinung. Dies können auch die 1., entsprechend der Kurbelwellendrehzahl, oder 0,5. Motorordnung sein, die z. B. durch ungleiche Anregung der einzelnen Zylinder auftreten kann [79]. Die Amplitude der Motorschwingungen steigt deutlich mit zunehmender Motorlast [79].

Die Radordnungen treten als Vielfache der Raddrehzahl auf und nehmen sowohl in ihrer Frequenz als auch Amplitude mit der Geschwindigkeit zu. Die 1. Radordnung wird durch Radungleichförmigkeiten und damit Unwucht angeregt. Zudem ergeben sich durch die Verformung des Reifens durch Radial- und Tangentialkräfte angeregte Eigenschwingungen, abhängig von Flankensteifigkeit und Reifenmasse im Frequenzbereich um typischerweise 35–45 sowie 75–85 Hz [128].

2.2 Menschliche Wahrnehmung

An der Wahrnehmung von Schwingungen durch den Menschen sind verschiedene Sinne beteiligt, und darunter können wiederum unterschiedliche Rezeptoren zur Reizwahrnehmung beteiligt sein. Vibrationen werden durch den Tastsinn fühlbar, welcher die Erfassung von Reizen durch in der Haut liegende Mecha-

norezeptoren bezeichnet. Er ist Teil der Oberflächensensibilität und wird damit zum einen von der Tiefensensibilität unterschieden, welche die Wahrnehmung von Reizen im Körperinneren bezeichnet und die Empfindung von Bewegung sowie Bewegungsrichtung und Lage des Körpers ermöglicht. Zum anderen unterscheidet man die vestibuläre Wahrnehmung, mittels derer durch Organe im Innenohr lineare und Drehbeschleunigungen wahrgenommen werden und die verantwortlich für den Gleichgewichtssinn ist.

Der Tastsinn wird in die haptische und die taktile Wahrnehmung unterteilt. In der Literatur finden sich unterschiedliche Begriffsbestimmungen zur haptischen und taktilen Wahrnehmung. Hier wird dem Verständnis von Grunwald et al. [40] gefolgt, demnach die haptische Wahrnehmung sowohl das somatosensorische System als auch das sensomotorische System umfasst und bei der Verwendung dieses Begriffs der Person eine aktive, „tastende“ Rolle zugesprochen wird,¹ während die taktile Wahrnehmung nur das somatosensorische System umfasst, womit eine passive Rolle der Person bei der Reizwahrnehmung impliziert wird. Im Rahmen dieser Arbeit ist dementsprechend im engeren Sinne vor allem die taktile Wahrnehmung von Interesse. Unter die haptische Wahrnehmung fallen zwar auch Rückstellkräfte am Lenkrad oder an den Pedalen, die z. B. wichtig für das Situationsbewusstsein sind [41, 72], in dieser Arbeit aber nicht gesondert betrachtet werden.

Die Begriffe Vibrationen und Schwingungen werden häufig synonym verwendet. In dieser Arbeit wird der Begriff Schwingungen frequenz- und wahrnehmungsunabhängig verwendet, während unter Vibrationen taktil wahrnehmbare Schwingungen verstanden werden. Diese Trennung der Begriffe ist ähnlich der häufig verwendeten phänomenologischen Verwendung des Begriffs Vibrationen, wobei eine Fühl- oder Hörbarkeit der Schwingungen impliziert wird [111], allerdings wird in dieser Arbeit der Begriff enger eingegrenzt, indem Fühlbarkeit vorausgesetzt wird, wobei selbstverständlich Fühl- und Hörbarkeit gleichzeitig auftreten können. Für rein hörbare Schwingungen werden die Begriffe akustische oder aural wahrnehmbare Schwingungen oder Schall verwendet.

¹Der Begriff der haptischen Wahrnehmung beschränkt sich dabei nicht, wie man vielleicht annehmen könnte, auf Hände und Füße, sondern wird für alle Körperpartien verwendet.

In Normen und Richtlinien werden Schwingungen häufig in Bezug auf die Einwirkung auf Menschen gegliedert. So definieren die *Technischen Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung (TRLV Vibrationen)* z. B. Hand-Arm-Vibrationen im Frequenzbereich 8–1000 Hz und Ganzkörpervibrationen im Frequenzbereich 0,1–80 Hz, die ab einer gewissen Höhe bzw. einer gewissen Einwirkungsdauer gesundheitsbeeinträchtigend wirken können [23].

Für die hier durchgeführten Untersuchungen ist schwerpunktmäßig der Frequenzbereich von 15 bis 150 Hz von Interesse, in dem eine hohe Sensitivität der taktilen Wahrnehmung vorliegt. Allgemein reicht die taktile Wahrnehmungsfähigkeit von 0,4 bis ca. 1000 Hz [3]. Relevant für die taktile Wahrnehmung sind vier verschiedene Arten von Sinneszellen, wodurch sich verschiedene Empfindlichkeitsbereiche ergeben, abhängig von den Bereichen der höchsten Sensitivität der Sinneszellen: Im niederen Frequenzbereich sind dies Ruffini-Körperchen (Frequenz höchster Sensitivität bei 0,5 Hz) und Merkel-Zellen (Sensitivität bei 5 Hz), die als *slow adapting* bezeichnet werden, also mit langsamer Adaption auf mechanische Reize reagieren, und daher konstante Kräfte erfassen können, dafür aber insensitiv gegenüber schnell wechselnden Reizen wie im Fall von Vibrationen sind. Demgegenüber werden als *rapid adapting*, also mit schnellem Adaptionsvermögen Meissner-Körperchen und Vater-Pacini-Körperchen bezeichnet, die Geschwindigkeiten bzw. Beschleunigungen wahrnehmen [40]. Für Meissner-Körperchen liegt der Frequenzbereich höchster Sensitivität bei 50 Hz und für Vater-Pacini-Körperchen sogar erst bei 300 Hz [72]. Die Empfindsamkeit hängt darüber hinaus von den Dichten der Rezeptorzellen ab, die sich in verschiedenen Körperpartien unterscheidet. So kommen Meissner-Körperchen z. B. nur in unbehaarter Haut vor und besonders dicht im Bereich der Fingerkuppen [40].

Mit der Anregung der Schwingungen kann eine akustische Emission nicht verhindert werden. Daher spielt oberhalb von 150 Hz die auditive Wahrnehmung eine gewichtige Rolle beim Gesamttempfinden. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen wird versucht, keinen allzu großen Einfluss durch die Akustik zuzulassen. Die auditiv wahrnehmbaren Schwingungen beginnen bereits bei ca. 20 Hz, und im Bereich zwischen 50 und 100 Hz findet eine deutliche Verschie-

bung der taktilen zu der auditiven Wahrnehmung statt, weswegen sich taktil und auditiv wahrnehmbare Schwingungen nicht vollständig trennen lassen.

Die hier gewählte Untergrenze hat zum einen den technischen Hintergrund, dass niederfrequente Schwingungen bis ca. 15 Hz durch den Hexapoden der vorhandenen Fahrsimulatoranlage wiedergegeben werden können, zum anderen ist die Grenze der kinästhetischen Wahrnehmung bei ca. 10 Hz [60], d. h., dass die Wahrnehmbarkeit der Schwingungsrichtung abnimmt und daher die Anregung von höherfrequenten Schwingungen in einer Achse ausreichend ist.

Allgemein können technische Grenzen auch durch die eingesetzten Simulationsmethoden bestimmt sein, z. B. werden echtzeitfähige MKS-Modelle für niederfrequente Schwingungen eingesetzt. FEM-Modelle können höherfrequente Schwingungen simulieren, sind aber nicht echtzeitfähig [105]. Für akustische Darstellungen wird häufig Sampling eingesetzt.

2.3 Relevanz von Vibrationen in Fahrzeugen und Fahrsimulatoren

Die Vielzahl der Komponenten, die zur Anregung von Vibroakustik beitragen, zeigt die Komplexität des Themengebiets. Die hohen Ansprüche daran erklären den Aufwand, der zur Verfeinerung der vibroakustischen Eigenschaften von Fahrzeugen betrieben wird. In diesem Kapitel soll mit dem Schwerpunkt auf Vibrationen die Relevanz der Darstellung von Schwingungen in Fahrsimulatoren beleuchtet werden und es wird ein Überblick über verschiedene Auswirkungen von Schwingungen auf das Empfinden oder Fahrverhalten von Personen gegeben.

Vibrationen können die Leistungsfähigkeit beeinträchtigen, entweder durch momentan auftretende mechanische Störungen, die die sensorische Informationsaufnahme oder die sensomotorische Tätigkeit beeinflussen, oder durch Beeinträchtigung des physiologischen und psychologischen Zustands [117]. Im ersten Fall gibt es eine direkte Abhängigkeit der Wirkung zu Frequenz und Amplitude und die Dauer der Auswirkung deckt sich mit der Einwirkungsdauer. Im zweiten Fall sind die Zusammenhänge schwerer zu erfassen. Meist besteht

ebenfalls eine Abhängigkeit zu Frequenz und Amplitude. Überdies spielen aber auch Schwellwerte eine Rolle; die Auswirkungen manifestieren sich mit einer Zeitdifferenz zur Einwirkung; durch eine längere Dauer der Einwirkung kann die Stärke der Auswirkungen ansteigen; und nach Ende der Einwirkung können immer noch Auswirkungen fortbestehen.

Der Grad der Wahrnehmung von Schwingungen hängt von der Intensität und der Frequenz der Schwingungen ab sowie von der Einwirkungsstelle und der Schwingungsrichtung [78]. Auf Personen in Fahrzeugen wirken Schwingungen hauptsächlich über den Sitz auf das Gesäß und in geringem Maße über die Sitzlehne auf den Rücken sowie über den Fahrzeugboden auf die Füße und über das Lenkrad auf die Arme. Die Sitze haben eine stark dämpfende Wirkung für höhere Frequenzen. Des Weiteren dämpfen Fußmatten und Schuhe. Daher sind höhere Frequenzen taktil vor allem am Lenkrad bzw. Handbedienelementen oder Anlageflächen zu spüren.

Untersuchungen zum Komfort beschränken sich häufig auf den niederen Frequenzbereich. Mitschke et al. [78] untersuchen das Schwingungsempfinden in Pkw im Frequenzbereich unterhalb 8 Hz. Für höherfrequente Schwingungen wird angenommen, dass diese durch den Sitz stark gedämpft werden und daher nur zu einem geringen Anteil durch die Übertragung über Hände und Füße Einfluss auf das Empfinden der Gesamtschwingungen haben. Fokus der Untersuchungen ist die Erträglichkeit der bzw. die Belastung durch die Schwingungen. Sie postulieren auch, dass vertikale Schwingungen als störender empfunden werden als horizontale (im niederen Frequenzbereich), da der menschliche Körper Letztere ausgleichen kann. Sie finden auch, dass mit abnehmender Beschleunigung der niederfrequenten Schwingungen Geräusche als zunehmend störend empfunden werden.

Heiderich et al. [46] untersuchen im Fahrsimulator den Einfluss verschiedener Frequenzbereiche von 0–2 Hz, 2–8 Hz und 8–15 Hz auf das Komfortempfinden bei Wank-, Nick- und Vertikalbewegungen. Als Anregung wird ein übliches Straßenprofil von deutschen Autobahnen verwendet und zur Bewertung der einzelnen Frequenzbereiche werden jeweils die beiden anderen Frequenzbereiche mit einem Passbandfilter um 10 dB abgeschwächt. Sie fanden in einer

Studie, dass Fahrzeuge mit höherer Wankgeschwindigkeit im Bereich 0–2 Hz und niedriger im Bereich 8–15 Hz besser bewertet werden.

In der VDI 2057 sind Richtwerte angegeben, wann Schwingungen wahrgenommen werden und sich gesundheitsbeeinträchtigend auswirken können [117]. Für Ganzkörperschwingungen wird der Frequenzbereich zwischen 0,5 und 80 Hz als relevant für Gesundheit, Wohlbefinden/Komfort und Leistungsfähigkeit definiert. Zur Bewertung werden neben der Einwirkungsdauer und Amplitude der Schwingung die Schwingungsrichtung sowie die Position und Haltung der Person miteinbezogen, indem Gewichtungsfaktoren definiert werden. Das Spektrum wird dabei in Terzbänder unterteilt. Abbildung 2.2 zeigt die W_k -gewichteten² Effektivwerte a_{wl} der Beschleunigungen, gemessen an der Sitzschiene eines Pkw mit Verbrennungsmotor, für verschiedene Fahrzeuggeschwindigkeiten. Es ist deutlich zu sehen, dass im Bereich um 10 Hz stark spürbare und auch im Bereich über 100 Hz gut spürbare Schwingungen (vgl. Tab. A.1 im Anhang) auftreten.

Gegenüber der VDI-Richtlinie werden im Fahrzeugbereich teils andere Gewichtungen zur Bewertung von Schwingungen verwendet, um abhängig von der Art der Schwingungsursache einer eher regellosen impulsartigen oder stochastischen Anregung Rechnung zu tragen [22].

Im Bereich der Fahrsimulatoren wurde erkannt, dass Schwingungen nicht nur relevant für die realistische Darstellung der NVH von Fahrzeugen sind, sondern Untersuchungen zeigen auch Nebeneffekte, die mit der Schwingungsanregung einhergehen.

Ein untersuchter Effekt betrifft die Wahrnehmung von Geschwindigkeiten. Personen in Fahrsimulatoren tendieren dazu, die Geschwindigkeit zu unterschätzen [113]. Bei Zöllner [130] findet sich ein Überblick über mehrere Studien zur Wahl der Längsgeschwindigkeit durch Probanden in Simulatorfahrten. Die Studien wurden unter unterschiedlichen Bedingungen und mit sehr unterschiedlichen Fahrsimulatoren durchgeführt und zeigen keine einheitlichen Ergebnisse.

²Gewichtungsfaktor für die vertikale Richtung im Sitzen und Stehen.

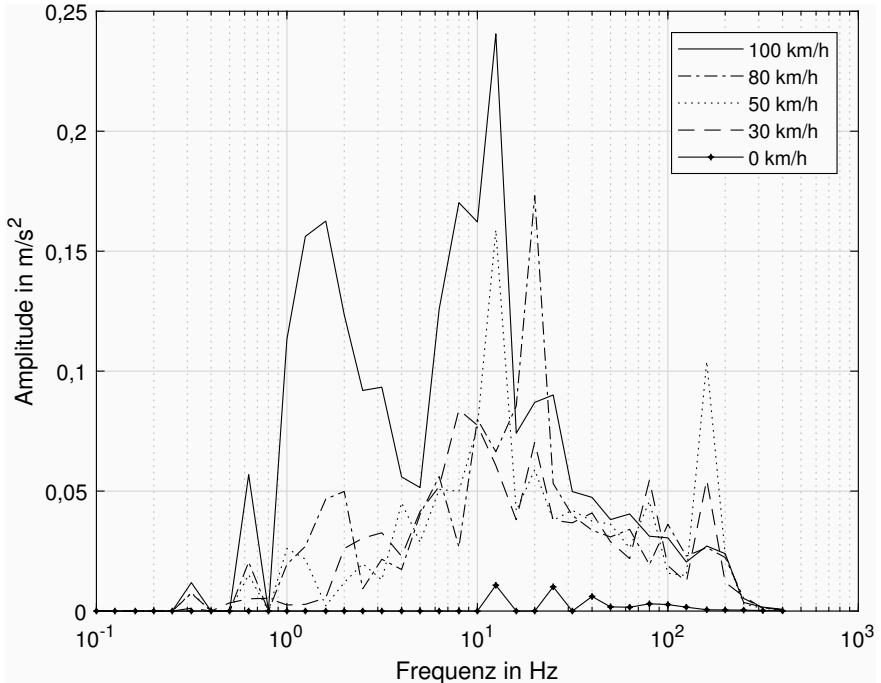


Abbildung 2.2: W_k -gewichtete Effektivwerte a_{wl} der Beschleunigungen, gemessen an der Fahrersitzschiene eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor.

Die überwiegende Mehrheit der Studien zeigt jedoch, dass in Fahrsimulatoren die Längsgeschwindigkeit unterschätzt wird.

Die Einschätzbarkeit der Geschwindigkeit ist jedoch wichtig, da sie in Fahrversuchen andere Performance-Indikatoren wie die Time-to-Collision oder das Halten von Abständen zu anderen Fahrzeugen beeinflusst [34]. Untersuchungen von Horswill et al. zeigen, dass geringere Geräusche im Fahrzeuginneren die Fahrer zu höheren Geschwindigkeiten und engeren Abständen zu vorausfahrenden Fahrzeugen verleiten [52, 53].

Im Gegensatz zur Beschleunigung und Lage gibt es keine vestibulären Rezeptoren zur Wahrnehmung der Geschwindigkeit (wobei indirekt die Stärke der vestibulären Anregung eine Indikation über die Fahrzeuggeschwindigkeit geben kann). Die Geschwindigkeit wird nur visuell und akustisch bzw. haptisch wahrgenommen [115]. Dabei ist die visuelle Information der dominierende Einfluss zur Einschätzung der absoluten Geschwindigkeit [34, 95]. Demgegenüber geben akustische und haptische Informationen eine starke Indikation auch über geringe Änderungen in der Geschwindigkeit [34].

Die visuelle Darstellung unterliegt üblicherweise einer Vielzahl anderer Rahmenbedingungen (z. B. Größe des zur Verfügung stehenden Raumes und Grenzen des Leinwandabstands aufgrund des *field of view*; Mitbewegung der Visualisierungsanlage; Vermeidung von Stereoskopie zugunsten verminderter Kinetose; maximale Framerate), denen die Auslegung zugunsten der Geschwindigkeitswahrnehmung nachrangig ist. Daher kann visuell nur durch Gestaltung der Umgebung Einfluss auf die Geschwindigkeitswahrnehmung genommen werden, z. B. durch eine variantenreichere Umgebung mit diversen stehenden sowie bewegten Objekten [70]. Hierbei muss aber auch beachtet werden, dass damit Einfluss auf das Experiment genommen werden kann, z. B. durch visuelle Ablenkung des Fahrers.

Von den Schwingungen scheinen in erster Linie die akustischen die Wahrnehmung der Geschwindigkeit zu beeinflussen [72], darin [21]. Die Einschätzung der Geschwindigkeit anhand akustischer und haptischer Einflüsse ist ein Erfahrungswert und daher abhängig von der Fahrerfahrung und dem Fahrzeugtyp bzw. der Erwartung, die Personen an einen Fahrzeugtyp haben [34].

Zu berücksichtigen ist bei Fahr Simulatoruntersuchungen, dass auch in realen Fahrzeugen die Geschwindigkeit häufig nicht richtig eingeschätzt wird [50, 95].

Durch Vibrationen im Lenkrad oder der Karosserie erhalten Fahrzeuginsassen situative Informationen über die Fahrsicherheit oder den Fahrkomfort [40]. Zum einen ermöglicht die Darstellung der Vibrationen in Fahr Simulatoren erst die Bewertung eines Fahrzeugs unter Komfortaspekten, zum anderen ist es für den

Fahrer zur Erfassung des Fahrzustands im Simulator nicht minder wichtig als in einem Straßenfahrzeug.

Hinsichtlich der Qualitätsbewertung von Fahrzeugen sind Vertikalschwingungen ein starkes Kriterium für Kunden, da sie das Sicherheits- und Komfortgefühl beeinflussen [46]. Geringerer Lärm lässt Fahrzeuge bei sonst unveränderten Eigenschaften höherwertiger erscheinen [119], darin [8, 18]. Andererseits ändert das Vorhandensein von Vibrationen die Wahrnehmung von Geräuschen [36]. Beispielsweise zeigen Untersuchungen, dass Änderungen des Schalldrucks von Schwingungen der 2. Motorordnung nicht wahrgenommen werden, wenn die entsprechenden Vibrationen gleich bleiben [36], darin [1].

Zunehmend werden Tests der Triebstrangkomponenten in frühen Entwicklungsphasen oder auch die Applikation in die Fahrsimulation verlagert, wobei die relativ hochfrequenten Schaltrücke oder Lastwechsel realistisch wiedergegeben werden müssen [7, 97, 100].

Im Bereich der User-Experience ist die ganzheitliche Darstellung des Fahrzeugverhaltens wichtig [44], und insbesondere unterbewusst wahrgenommene Faktoren können Bewertungen stark beeinflussen. So muss zuerst eine negative Wirkung von „Elementarfaktoren“, zu denen Schwingungen neben Geruch, Licht und Klima zählen, ausgeschlossen sein, bevor durch anthropometrische Maßnahmen überhaupt eine Steigerung des Komfortlevels erreicht werden kann [33].

Unter dem Aspekt der haptischen Bedienung finden Petroni et al., dass die Stimulation durch Vibrationen im Frequenzbereich 60–100 Hz die Selbsteinschätzung der Motorik (z. B. bei der Bedienung eines Tablets) beeinflussen kann [90].

Durch die Schwingungen werden insgesamt die Immersion und das Situationsbewusstsein erhöht. Walker et al. finden, dass gegenüber rein visuellem Feedback auditorisches Feedback das Situationsbewusstsein deutlich verbessert und die besten Ergebnisse mit zusätzlichem Vibrationsfeedback unter dem Fah-

ersitz erzielt werden, wobei nur die Ergänzung von Vibrationen zum visuellen Feedback keinen gesteigerten Effekt zeigt [119].

Bolling et al. erreichen in einer Studie zum Vergleich dreier simulierter Straßentypen (eben, rau, sehr rau) mit realen Straßenabschnitten und sowohl visueller als auch aural/taktiler Darstellung hohe Bewertungen der Realitätstreue im Vergleich mit Straßenfahrzeugen [15].

Darüber hinaus zeigen Untersuchungen in Fahrsimulatoren einen positiven Einfluss von Schwingungen auf die Querstabilisierungsleistung [89].

Mehrere Studien zeigen außerdem einen positiven Einfluss auf die Simulatorkrankheit [58, 89]. Lucas et al. zeigen ebenfalls einen positiven Effekt von Vibrationen (im Frequenzbereich 0–100 Hz, über den Sitz induziert) hinsichtlich Simulatorkrankheit, wobei die Vibrationen generell positiv zur Kinetosevermeidung wirken, aber kein Unterschied zwischen zwei unterschiedlichen Schwingungsprofilen gefunden wird [73]. Nakajima et al. zeigen, dass eine Kombination von Sound zu niederfrequenten Bewegungen (0,2–2 Hz) die Stabilität der Körperhaltung verbessert [82], welche ein Einflussfaktor von Simulatorkrankheit ist [58].

2.4 Schwingerreger

Als Schwingerreger wird in dieser Arbeit ein elektrodynamischer Aktor verwendet. Das Prinzip der elektrodynamischen Aktoren basiert auf der Lorentz-Kraft, die auf einen elektrisch durchflossenen Leiter in einem Magnetfeld ausgeübt wird. Der Leiter ist in dem Fall eine Spule – auch als Tauchspule bezeichnet – und das Magnetfeld kann durch einen Permanentmagneten oder eine zweite Spule erzeugt werden. Durch Änderung des durch die Tauchspule fließenden Stroms kann die wirkende Kraft umgekehrt bzw. die Spule zu Schwingungen angeregt werden. Die Höhe der erzeugten Kraft ist abhängig von der Stärke des Magnetfelds, der Länge der Spule innerhalb des Magnetfelds und der Höhe des Stroms, der durch die Spule fließt [69]. Die Spule wird mechanisch mit dem anzuregenden Objekt verbunden. Die Komponenten des Schwingerregers

werden folglich gegeneinander bewegt und bilden ein Feder-Masse-System, dessen Eigenfrequenzen von den mechanischen Eigenschaften der gegeneinander bewegten Elemente abhängen [81]. Zudem beeinflussen folgende Faktoren das elektrisch bestimmte Übertragungsverhalten des Schwingerreger [69]:

- Der elektrische Widerstand ist abhängig von der Temperatur und steigt leicht mit der Frequenz,
- die elektrische Impedanz erhöht sich mit der Frequenz,
- durch Selbstinduktion [120] entsteht eine Kraft, die abhängig von der Schwinggeschwindigkeit ist und der auslenkenden Kraft entgegenwirkt (wirkt sich ebenfalls wie eine Erhöhung der Spulenimpedanz aus).

In dieser Arbeit wird der Schwingerreger mit einem Spannungssignal angesteuert. Gegenüber der Ansteuerung mit einem Stromsignal wird die niedere Resonanzfrequenz automatisch begrenzt, da mit höherer Spannung auch die der Auslenkung entgegenwirkende Kraft ansteigt (vgl. Abb. 2.3). Die Ansteuerung mit einem Stromsignal ist vorteilhaft im mittleren bis hohen Frequenzbereich, um ein lineares Übertragungsverhalten zu erhalten, da bei stromgesteuerter Anregung die induktive Impedanz das Übertragungsverhalten nicht beeinflusst. Dieser Bereich wird für die hier gezeigte Anwendung allerdings weniger genutzt. Ein Nachteil der elektrodynamischen Aktoren ist ihre relativ starke Erwärmung [65]. Bei der hier gezeigten Verwendung wird allerdings auch ohne aktive Kühlung ausreichende Leistung erreicht, weswegen dies keine Einschränkung bedeutet.

Alternativen, die in der Schwingprüftechnik eingesetzt werden, sind Hydraulikaktoren, elektromagnetische und piezo-elektrische Aktoren. Hydraulikaktoren sind aufgrund ihrer dynamischen Eigenschaften nur für niederfrequente Anregung geeignet. Elektromagnetische Aktoren bieten gegenüber elektrodynamischen die Vorteile einer höheren Kraftdichte und, dass sie ohne spezielle Kühlvorrichtung auskommen. Sie bieten sich daher für eng begrenzte Bauräume an. Der Einsatz von piezo-elektrischen Aktoren bietet sich dort an, wo keine großen Hubwege erzeugt werden müssen, und generell in kleinen Bauformen, da relativ hohe Spannungen notwendig sind [49]. Dafür können sie ebenfalls relativ hohe Kräfte erzeugen und haben eine fast konstante Übertragungsfunktion [81].

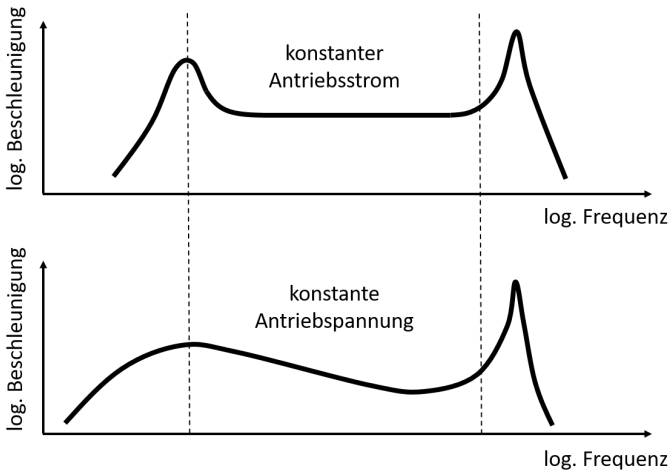


Abbildung 2.3: Qualitative Darstellung der Übertragungsfunktion eines elektrodynamischen Schwingerregers, Strom- und Spannungsansteuerung, nach [114].

2.5 Regelung von Schwingerregern

Die Regelung von Schwingerregern ist nicht nur notwendig aufgrund der Eigenfrequenzen und bei spannungsgesteuerten Aktoren aufgrund der induktiven Impedanz [68]. Das Übertragungsverhalten ist auch abhängig von der anzuregenden mechanischen Struktur und deren Eigenfrequenzen. Idealerweise hätte man einen sehr steifen Kräfteinleitungspunkt, was aus technischen Gründen aber nicht immer umsetzbar ist. Das Übertragungsverhalten der mechanischen Struktur ändert sich bei der hier gezeigten Anwendung zudem durch die Fahrer, die durch unterschiedliches Gewicht und Sitzpositionen Einfluss auf das Übertragungsverhalten ausüben können.

In Abb. 2.3 ist auch zu sehen, dass der Frequenzgang des Schwingerregers zu sehr niedrigen Frequenzen hin stark abfällt, was aber durchaus noch im genutzten Bereich des Frequenzspektrums liegen kann.

Auch Elemente im Signalpfad wie AD/DA-Wandler oder Leistungsverstärker können ein nichtlineares Übertragungsverhalten aufweisen, insbesondere im Frequenzbereich nahe 0 Hz.

Des Weiteren wird das Gesamtsystem durch den Fahrsimulator bewegt und durch niederfrequente Schwingungen angeregt, deren Oberschwingungen im zu regelnden Frequenzbereich erscheinen können.

Überblick über verschiedene Regelungsmethoden In der Literatur zu findende Regelungskonzepte für Schwingerreger können unterschiedliche Zielsetzung haben – z. B. ist ein häufiges Einsatzgebiet von Schwingerregern die Bauteilprüfung. Welches Regelungskonzept geeignet ist, ist außerdem davon abhängig, in welchem Frequenzbereich der Schwingerreger genutzt werden soll und ob die Regelung in Echtzeit laufen soll oder auch eine Steuerung mit manueller Nachsteuerung infrage kommt.

Es werden einige Methoden der zeitbasierten Regelung von Schwingerregern vorgeschlagen. Gegen klassische PI-Regler spricht allerdings, dass Änderungen im mechanischen System eine Rekonfiguration der Regelungsparameter notwendig machen [30]. Ein Überblick über verschiedene Methoden findet sich z. B. bei Herrmann [49] und Koch [65]. Diese untersuchen elektromagnetische Schwingerreger für den Einsatz an Fahrzeug-NVH-Prüfständen, wobei der Anwendungsbereich bei Frequenzen unterhalb 100 Hz liegt und die Methoden für diesen Bereich validiert werden. Das Ziel ist hier auch eine hohe Nachfahrgüte der Trajektorien des Anregungssignals zu erreichen. In [49] werden insbesondere beobachtergestützte Zustandsregelungen untersucht, die aber eine Modellierung des Systems voraussetzen und wobei die Reglerfrequenz auf ≤ 30 Hz begrenzt ist. Von den vorgeschlagenen Methoden wird ein flachheits-basierter Regler bevorzugt. In [65] werden darüber hinausgehend Systeme mit adaptiver inverser Regelung und der Least-Mean-Squares (LMS)-Regelung betrachtet. Das LMS-Verfahren zeigt sich dort vor allem vorteilhaft für Anwendungen mit möglichst konstant bleibendem Energieinhalt des Signals. Es wird auch das LMS-Verfahren im Frequenzbereich betrachtet und für Anwendungen empfohlen, bei denen das Sollsignal als Leistungsdichtespektrum (engl. *power spectral density*, PSD) betrachtet wird und keine Trajektorienregelung notwen-

dig ist. Sowohl in [49] als auch [65] werden zudem Verfahren der manuellen Nachsteuerung betrachtet.

Goud et al. untersuchen die Regelung eines elektrodynamischen Schwingerregers bei stochastischer Anregung und nutzen mehrere Rückführgrößen, indem die Systemantworten am Schwingerregger, Prüftisch und dem Testobjekt gemessen werden, zur Regelung des Systems [39].

Gomes et al. schlagen eine Regelung durch Vergleich der Leistungsdichtespektren und Gewichtung der Frequenzbänder vor [38]. Das Ziel ist einen Schwingerregger mit festgelegter PSD anzusteuern und das Übertragungsverhalten zu kompensieren. Nachdem durch Regelung die Gewichtungsfaktoren für einen festgelegten Systemaufbau bestimmt sind, wird das System mit Ansteuerung durch die gewichtete PSD betrieben. Der Vorteil der Methode ist, dass mechanische Parameter des Systems nicht bestimmt werden müssen und daher die Methode auch leicht auf andere Systeme übertragen werden kann [37].

Flora et al. verwenden ein frequenzbasiertes Regelungsverfahren um die Übertragungsfunktion auszugleichen [35]. Nachteilig an der vorgeschlagenen Methode ist, dass sie sich in der Stabilität anfällig gegenüber Resonanzen zeigt.

Yang et al. übertragen die Methode des „*filtered-X LMS algorithm*“ (FXLMS-Algorithmus) in den Frequenzbereich [126]. Bei der Methode wird eine Systemidentifikation durchgeführt, und das Fehlersignal zwischen Systemausgang und einem Referenzsignal geht in einen LMS-Algorithmus ein, in dem das Fehlersignal mit dem Signalausgang des identifizierten Systemmodells verglichen wird. Durch den LMS-Algorithmus wird das Ansteuerungssignal für den Systemeingang gewichtet. Bei der frequenzbasierten Methode werden eine blockweise Verarbeitung der Signale und ein Vergleich der Spektren angewendet. Die Methode zeigt ein besseres Konvergenzverhalten als der Algorithmus im Zeitbereich. Die Anwendung ist im Frequenzbereich ≤ 60 Hz.

Von Karshenas et al. wird eine Optimierung des FXLMS-Algorithmus mit frequenzbereichadaptiver Filterung (engl. *frequency domain adaptive filtering*, FDAF) beschrieben [57]. Allgemein ist bei der LMS-Regelung im Zeitbereich die Wahl des Konvergenzfaktors stark vom Eingangssignal abhängig. Bei den

frequenzbasierten Methoden ist diese Abhängigkeit nicht bedeutend. Karshenas et al. setzen die Regelung im Frequenzbereich ein um eine Dekorrelation und damit höhere Konvergenzraten und durch die FFT eine effiziente Implementierung zu erreichen. Sie finden ebenfalls eine deutlich schnellere Konvergenz als bei der LMS-Regelung im Zeitbereich. Für die Anwendung für pulsartige Anregung finden sie, dass abhängig von der Pulsbreite die Regelungsparameter angepasst werden sollten, sodass die Pulse innerhalb eines Signalblocks sind.

Die Nutzung des FXLMS-Algorithmus für die Schwingungsregelung wird z. B. auch bei Mayer [75] behandelt – hier in der Anwendung zur Ansteuerung aktiver Strukturen. Eine Erweiterung des FXLMS-Algorithmus ist der Leaky-FXLMS-Algorithmus, bei dem eine Leistungsbegrenzung des Steuerungssignals durch eine Gewichtung eingeführt wird, um den Anstieg der Koeffizienten zu begrenzen, wenn Stör- und Referenzsignal fehlen.

Die meisten der untersuchten Methoden basieren auf der LMS-Regelung, wobei insbesondere für die zeitbasierten Implementierungen eine Abwägung der Schrittweite hinsichtlich Konvergenzrate und Stabilität des Regelalgorithmus stattfinden muss und gegenüber den frequenzbasierten Methoden zu einer schlechteren Konvergenzrate führt. Generell wenig Beachtung findet das Recursive-Least-Squares (RLS)-Verfahren, da es ungeeignet für den *Filtered-X*-Algorithmus ist [57], darin [124]. Von Guan et al. wird aber auch ein Kalman-Filter zur Regelung mittels Systemidentifikation in Kombination mit PSD-Schätzern vorgeschlagen [42]. Die dargestellte Anwendung ist für einen Frequenzbereich von ≤ 20 Hz.

Des Weiteren werden auch Methoden basierend auf Fuzzy-Reglern vorgeschlagen. Der Nachteil dieser Methoden liegt allerdings darin, dass der Regler zuvor mit einer großen Datenmenge trainiert werden muss [30].

Wavelet-basierte LMS-Regelung Unabhängig von der Anwendung sind Methoden der adaptiven Filterung im Frequenzbereich z. B. bei Shynk [108] beschrieben. In der Literatur sind mehrere Methoden zu finden, bei denen der LMS-Algorithmus im Skalenbereich durch die Wavelet-Transformation (WT)

angewendet wird. Da diese einen nennenswerten Anteil haben, wird auf deren Theorie im Folgenden näher eingegangen.

Bei der Anwendung des Least-Mean-Square (LMS)-Algorithmus werden die Filterkoeffizienten schrittweise angepasst um die optimale Wiener-Hopf-Lösung zu erfüllen [5, 107], welche die optimalen Filterkoeffizienten in Abhängigkeit der Autokorrelationsfunktion der Eingangsgröße und der Kreuzkorrelationsfunktion zwischen Eingangs- und Sollgröße formuliert [45]. Klassische LMS-Algorithmen können sehr robust sein, aber abhängig von der Art des Eingangssignals auch ein träges Konvergenzverhalten besitzen [55], weswegen verschiedene Erweiterungen zum LMS-Algorithmus sowie Methoden zur Berechnung im Frequenz- und Skalenbereich entwickelt wurden. Die Berechnung im Frequenzbereich ist effizienter und die Konvergenz wird verbessert gegenüber dem Zeitbereich [83]. In [86] werden verschiedene adaptive Filter mit LMS-Algorithmen hinsichtlich ihrer Performance auch in unterschiedlichen Transformationsbereichen (Wavelet-Transformation, diskrete Kosinustransformation, diskrete Fourier-Transformation und weitere) verglichen. Die WT zeigt dort keine bessere Konvergenz bei der Systemidentifikation als die Berechnungen in anderen Bildbereichen, wird aber nur anhand von farbigem Rauschen als Eingangssignal getestet. Für instationäre Signale zeigt die WT ein deutlich besseres Konvergenzverhalten als die Berechnung im Zeitbereich.

Die Berechnungseffizienz des Adaptionalgorithmus unterscheidet sich grundsätzlich nicht wesentlich, ob Wavelet-Filter oder FDAF verwendet werden [24], wobei bei der in Abschn. 3.2 erläuterten Methode der komplexen Dual-Tree-Wavelet-Transformation (DTCWT) ein etwas höherer Berechnungsaufwand durch die doppelte Filterbank entsteht.

In mehreren Literaturquellen wird gezeigt, dass die Berechnung eines adaptiven Filters auf Basis des LMS-Algorithmus im Frequenz- und insbesondere im Skalenbereich zu einer schnelleren Konvergenz führt [5], darin [29, 54, 71, 123]; [107], darin [4, 5, 31, 71, 83, 96]. Attallah et al. zeigen auch, dass die Verwendung der vollständigen Wavelet-Substruktur zu besseren Ergebnissen führt als die dezimierte dyadische Struktur [5]. Allerdings steigt der Berech-

nungsaufwand um ein Vielfaches gegenüber dem einfachen dyadischen Baum, wogegen er bei der DTCWT nur verdoppelt wird.

Der Least-Mean-Square-Algorithmus kann gleichermaßen auf die Fourier- oder Wavelet-transformierten Signale angewendet werden. Die Adaption der Filterkoeffizienten wird im Standard-LMS-Algorithmus im Zeitbereich zum Zeitpunkt n wie folgt beschrieben [127]:

$$w(n+1) = w(n) + 2 \cdot \eta e(n)x(n) \quad \text{Gl. 2.1}$$

wobei

w	Filterkoeffizienten
x	Eingangssignal
η	Parameter zur Festlegung der Adaptionrate

$e(n)$ ist der Fehler, der sich aus der Differenz des Sollsignals $d(n)$ und dem Filterausgang $y(n) = x^T(n) * w(n)$ ergibt.

Im Fall des FDAF erfolgt die Berechnung blockweise, und mit der Blocklänge L und der Zeitfolge der angepassten Schrittweite k lässt sich Gl. 2.1 schreiben als:

$$w(k+1) = w(k) + 2\eta \cdot \sum_{m=0}^{L-1} e(kL+m)x(kL+m) \quad \text{Gl. 2.2}$$

Aufgrund der blockweisen Verarbeitung ist die Adaptionrate η um den Faktor L geringer als beim Standard-LMS-Algorithmus. Höhere Werte können zur Instabilität führen, daher ist die Konvergenzrate bei der blockweisen Berechnung geringer [127]. Die blockweise Verarbeitung ergibt sich beim FDAF aus der Notwendigkeit, von dem Eingangssignal abschnittsweise die diskrete Fourier-Transformation

(DFT) bzw. die schnelle Fourier-Transformation (engl. *fast Fourier transform*, FFT) zu berechnen.

In [107] werden Lagrange-Multiplikatoren verwendet,

$$\lambda_i = 2 \cdot \frac{e(n)}{\|(z_{h_i}(n))^2\|} \quad \text{Gl. 2.3}$$

mit

λ_i	Lagrange-Multiplikator
z_{h_i}	Wavelet-Koeffizienten
h_i	Filterkoeffizienten der Wavelet-Transformation

die zur Adaptionsgleichung

$$w_{h_i}(n+1) = w_{h_i}(n) + \eta e(n) \frac{z_{h_i}(n)}{\|(z_{h_i}(n))^2\|} \quad \text{Gl. 2.4}$$

führen.

Wie auch bei [32, 55, 96] werden ein Glättungsfaktor β ($0 \ll \beta < 1$) eingeführt und $\|(z_{h_i}(n))^2\|^2$ durch $\sigma_{h_i}(n)^2$ ersetzt, mit

$$\sigma_{h_i}(n)^2 = \beta \cdot \sigma_{h_i}(n-1)^2 + (1-\beta) \cdot \|(z_{h_i}(n))^2\|^2 \quad \text{Gl. 2.5}$$

Bei Feng et al. [32] wird empfohlen den Faktor β im Intervall [0,99; 0,999] zu wählen.

Laut Ogunfunmi et al. zeigen LMS-Algorithmen mit exponentiellen Adaptionsraten bessere Performance gegenüber konstanten oder zeitvariablen [86], darin [29, 71].

Methoden zur Steigerung der Konvergenzrate sind z. B. von Feng et al. [32] beschrieben. Diese schlagen eine nichtlineare Adaptionsrate η vor, die sich in Abhängigkeit des Fehlers $e(n)$ anpasst. Diese zeigte bei eigenen Versuchen jedoch eine starke Neigung zur Instabilität, wenn eine Latenz zwischen Soll- und Istsignal auftritt. Bei entsprechender Auslegung, dass das System stabil bleibt, wurde keine bessere Konvergenzrate als bei linearen Systemen erreicht.

Bei der hier gezeigten Anwendung und insbesondere bei höherfrequenten Schwingungen ist es nicht notwendig, eine Trajektorie des Anregungssignals nachzuverfolgen, sondern der Fokus liegt auf dem Vorhandensein bestimmter Frequenzen und deren Amplituden im Spektrum. Insbesondere soll die Methode für instationäres Systemverhalten anwendbar sein. Die in dieser Arbeit angewendete Methode vergleicht jeweils die Skalenwerte in verschiedenen

Frequenzbändern von Soll- und Istsignal und gewichtet diese. Die Unterteilung in die verschiedenen Frequenzbänder geschieht durch diskrete Wavelet-Transformation in Filterbankimplementierung. Der Vorteil der Methode ist, dass zu niedrigen Frequenzen hin das Spektrum mit höherer Frequenzauflösung geregelt wird und dass die Berechnung effizient ist. Zudem ist die Methode sehr robust gegenüber Verzögerungen im Signalübertragungspfad.

2.6 Wavelet-Transformation

In Kap. 3.2 wird eine Methode zur Regelung des Schwingerregersystems auf Basis der Wavelet-Transformation entworfen. Die Wavelet-Transformation bildet ein Zeitsignal in den Skalenbereich ab. Ähnlich wie bei der Fourier-Transformation erhält man dadurch eine Ansicht der Frequenzanteile des Signals. Bei der Fourier-Transformation wird eine zeitliche Lokalisierung erst durch Fensterung und abschnittsweise Transformation erreicht. Dies hat zur Entwicklung der Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT, engl. *short-time Fourier transform*) geführt, bei welcher ein endliches Signal in ein bestimmtes Zeitraster eingeteilt wird und über jeden Zeitabschnitt die diskrete Fourier-Transformation (DFT) bzw. die schnelle Fourier-Transformation (FFT) durchgeführt wird. Die Zeitrasterung entspricht einer Fensterung des Signals mit einem Rechteckfenster [121]. Dies führt zum „Leckeffekt“, also dem Auftreten von Nebenkeulen im Frequenzspektrum aufgrund der nicht differenzierbaren Fortsetzung des Signals an den Fensterrändern. Üblicherweise wird daher eine andere Fensterform gewählt wie z. B. das von Hann-Fenster, wodurch das Zeitfenster an den Rändern auf null abfällt und damit der Leckeffekt vermindert wird [14].

Demgegenüber erhält man bei der Wavelet-Transformation durch die Wahl der Aufbaufunktion eine Zeit-Frequenz-Lokalisierung, da das Wavelet ein endliches Signal darstellt, während die Fourier-Transformation mittels des periodischen Signals $e^{i\omega t}$ durchgeführt wird [12].

Eine Wavelet-Funktion ist von den Parametern Zeit t und Skala a abhängig. Eine Vergrößerung von a entspricht einer Verbreiterung des Wavelets, wodurch der überdeckte Frequenzbereich einer niederfrequenten Schwingung

entspricht und der Zeitbereich verlängert wird. Durch unterschiedliche Skalen wird das Signal also in verschiedene Frequenzbereiche separiert, die unterschiedliche Frequenzauflösung haben. Üblicherweise werden die Skalen als Zweierpotenzen gewählt,

$$a_m = 2^m \quad \text{Gl. 2.6}$$

mit $m \in \mathbb{N}$, was bei zeitdiskreten Signalen einer Halbierung oder Verdopplung der Abtastwerte entspricht und in einer Unterteilung in Oktaven resultiert [51].

Aufgrund des Zeit-Bandbreite-Produkts muss folgen, dass mit zunehmender zeitlicher Auflösung die Frequenzauflösung abnimmt. Die Wavelet-Transformation kann diesen Umstand gegenüber der Fourier-Transformation nicht lösen. Der Vorteil der Wavelet-Transformation ist, dass niederfrequente Signalanteile mit einer höheren Frequenzauflösung und niedrigeren zeitlichen Auflösung sowie höherfrequente Signalanteile mit einer geringeren Frequenzauflösung und höheren zeitlichen Auflösung analysiert werden. Dies macht zum einen aus technischer Sicht Sinn, da niederfrequente Signale meist länger andauern – z. B. bei stoßartiger Anregung eine längere Abklingzeit haben – und höherfrequente Signale schnellere zeitliche Änderungen erfahren. Zum anderen entspricht es dem menschlichen Differenzierungsvermögen in der Wahrnehmung von Frequenzen. Hörbare Schwingungen werden zu höheren Frequenzen hin in größeren Frequenzgruppenbreiten ausgewertet. Eine Frequenzgruppe ist ein Bereich von Frequenzen, die vom menschlichen Gehör gemeinsam ausgewertet werden. Oberhalb von 500 Hz steigt die Frequenzgruppenbreite logarithmisch an [51]. Eine weitere Eigenschaft der Wavelet-Transformation ist, dass es nicht nur eine, sondern eine Vielzahl an unterschiedlichen Wavelet-Funktionen gibt, wodurch es je nach Anwendungsfall verschiedene Auswahlmöglichkeiten einer geeigneten Funktion gibt.

In Bezug auf einen momentanen Wert im Zeitbereich wird die Aufbaufunktion der Wavelet-Transformation wie folgt formuliert:

$$\psi_{a,t}(\tau) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{\tau - t}{a}\right) \quad \text{Gl. 2.7}$$

mit

τ unabhängige Zeitvariable

t	momentaner Zeitwert
ψ	Mutter-Wavelet

Durch den Faktor \sqrt{a} bleibt die Energie bei unterschiedlichen Skalen gleich [51].

Die Wavelet-Transformierte des Signals x lässt sich als Skalarprodukt von x und der Aufbaufunktion schreiben:

$$\underline{X}(a, t) = \langle x, \psi_{a,t} \rangle \quad \text{Gl. 2.8}$$

und somit ist

$$\underline{X}(a, t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \psi^* \left(\frac{\tau - t}{a} \right) d\tau \quad \text{Gl. 2.9}$$

mit

\underline{X}	Wavelet-Transformierte (komplexwertig)
ψ^*	komplex Konjugierte der Wavelet-Funktion

Für den zeitdiskreten Fall formuliert sich die Aufbaufunktion mit Gl. 2.6 analog zu Gl. 2.7,

$$\psi_{m,n}(\tau) = 2^{-m/2} \psi(2^{-m}\tau - n) \quad \text{Gl. 2.10}$$

und die Wavelet-Transformation wird dann zu:

$$\underline{X}(m, n) = 2^{-m/2} \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \psi^*(2^{-m}\tau - n) d\tau \quad \text{Gl. 2.11}$$

mit

n	diskreter Zeitwert
-----	--------------------

Da die Wavelet-Funktion einen verschwindenden Mittelwert hat, entspricht die Transformation einer Hochpass- bzw. Bandpassfilterung. Das Passband wird durch die Skale a bestimmt. Auch bei größeren Skalen verbleibt also nach Transformation mit der Wavelet-Funktion ein Tiefpassanteil, der nicht im transformierten Signal enthalten ist. Dieser Signalanteil wird durch die Skalierungsfunktion φ repräsentiert, welche komplementär zur Wavelet-Funktion definiert wird [74]. Äquivalent zur Wavelet-Funktion Gl. 2.10 wird die Skalierungsfunktion als Stauchungen und Streckungen einer Prototypfunktion definiert:

$$\varphi_{m,n}(\tau) = 2^{-m/2} \varphi(2^{-m}\tau - n) \quad \text{Gl. 2.12}$$

Und die Transformationsgleichung gilt ebenso analog zu Gl. 2.11:

$$\underline{V}(m, n) = 2^{-m/2} \int_{-\infty}^{\infty} \mathbf{x}(\tau) \boldsymbol{\varphi}^*(2^{-m}\tau - n) d\tau \quad \text{Gl. 2.13}$$

Die Rücktransformationsgleichung der Wavelet-Transformation lautet [51]:

$$\mathbf{x}(\tau) = 2^{-m/2} \sum_m \sum_n \underline{X}(m, n) \boldsymbol{\psi}(2^{-m}\tau - n) \quad \text{Gl. 2.14}$$

Soll ein Signal vollständig durch die Koeffizienten der Wavelet- und Skalierungstransformation der nächstgrößeren Skala dargestellt werden, so lässt sich schreiben:

$$\mathbf{x}_{m-1}(\tau) = \sum_n \mathbf{s}_m(n) \boldsymbol{\varphi}_{m,n}(\tau) + \sum_n \mathbf{w}_m(n) \boldsymbol{\psi}_{m,n}(\tau) \quad \text{Gl. 2.15}$$

mit

$\mathbf{w}_m(n)$ Wavelet-Koeffizienten von $\underline{X}(m, n)$ für Level m

$\mathbf{s}_m(n)$ Skalierungskoeffizienten von $\underline{V}(m, n)$ für Level m

Bei entsprechendem Detaillierungsgrad und Wahl der Skalierungsfunktion lässt sich eine Funktion vollständig durch die Skalierungsfunktion approximieren [106], darin [27]. Die Skalierungsfunktion kann auch so formuliert werden, dass sie ein aus der Wavelet-Transformation rücktransformiertes Signal \mathbf{x} , in dem die Wavelet-Koeffizienten der Level $l = 0, \dots, m$ fehlen,

$$\mathbf{x}_m(\tau) = \sum_{l=m+1}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \underline{X}(l, n) \boldsymbol{\psi}_{l,n}(\tau) \quad \text{Gl. 2.16}$$

durch die Skalierungsfunktion und -koeffizienten abbildet:

$$\mathbf{x}_m(\tau) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \underline{V}(m, n) \boldsymbol{\varphi}_{m,n}(\tau) \quad \text{Gl. 2.17}$$

Es lässt sich dann fordern und zeigen, dass sich die Wavelet- und Skalierungsfunktion einer Ebene als Linearkombination von Translationen der Skalierungsfunktion der nächstfeineren Skala darstellen lassen [51]:

$$\boldsymbol{\varphi}(\tau) = \sqrt{2} \sum_n \mathbf{h}_0(n) \boldsymbol{\varphi}(2\tau - n) \quad \text{Gl. 2.18a}$$

$$\boldsymbol{\psi}(\tau) = \sqrt{2} \sum_n \mathbf{h}_1(n) \boldsymbol{\varphi}(2\tau - n) \quad \text{Gl. 2.18b}$$

Die Funktionen \mathbf{h}_0 und \mathbf{h}_1 haben hier wieder die Bedeutung von einem Tiefpass- und einem Hochpassfilter. Dies ist eine wichtige Forderung für die Umsetzung der DWT als Filterbank.

Mit der Annahme, dass die Skalierungskoeffizienten auf der Ebene $m - 1$ bekannt sind, lässt sich Gl. 2.15 dann schreiben als:

$$\sum_n \mathbf{s}_{m-1}(n) \boldsymbol{\varphi}_{m-1,n}(\tau) = \sum_n \mathbf{s}_m(n) \boldsymbol{\varphi}_{m,n}(\tau) + \sum_n \mathbf{w}_m(n) \boldsymbol{\psi}_{m,n}(\tau) \quad \text{Gl. 2.19}$$

Unter Berücksichtigung von Gl. 2.18a und Gl. 2.18b und durch Umformung (vgl. [12] und [51]) lässt sich zeigen, dass folgt:

$$\mathbf{s}_{m-1}(n) = \sum_m \mathbf{h}_0(l - 2n) \mathbf{s}_{m-1}(l) \quad \text{Gl. 2.20a}$$

$$\mathbf{w}_{m-1}(n) = \sum_m \mathbf{h}_1(l - 2n) \mathbf{s}_{m-1}(l) \quad \text{Gl. 2.20b}$$

Die diskrete Form der Wavelet-Transformation wird häufig in Form von Filterbänken implementiert, was eine effiziente Berechnung der Koeffizienten erlaubt. Ausgehend vom höchsten Detaillierungsgrad der Skalierungskoeffizienten \mathbf{s}_{k_0} (in der Praxis die Abtastwerte des Zeitsignals) werden durch Tiefpassfilterung die Skalierungs- und durch Hochpassfilterung die Wavelet-Koeffizienten der nächstgrößeren Skala berechnet, vgl. Abb. 2.4.

Dies wird fortgesetzt, indem in der dyadischen Filterbankstruktur die Tief- und Hochpassfilterung wiederum auf die Skalierungskoeffizienten \mathbf{s}_{k_0+1} der größeren Skala angewendet werden. Bei Fortsetzung bis Level m erhält man folglich die Skalierungskoeffizienten \mathbf{s}_m und die Wavelet-Koeffizienten \mathbf{w}_k , für $k = k_0+1, \dots, m$. Entsprechend der bei jedem Schritt durchgeführten Downsampling-Operation (Gl. 2.6) beträgt die Länge der Vektoren der Skalierungs- und Wavelet-Koeffizienten \mathbf{s}_m und \mathbf{w}_m auf Level m nur noch $\frac{1}{M}$ der Länge des Eingangsvektors \mathbf{x} . Daher bietet es sich an, die Länge des Vektors des Eingangssignals als Zweierpotenz zu wählen und gegebenenfalls die Länge des Signals und die Länge der Filterbank aufeinander abzustimmen.

Die Synthese eines Signals aus den Skalierungs- und Wavelet-Koeffizienten findet umgekehrt durch Synthesefilter \mathbf{g}_0 und \mathbf{g}_1 statt, wobei hier dann gegenüber der Downsampling- eine Upsampling-Operation durchgeführt werden

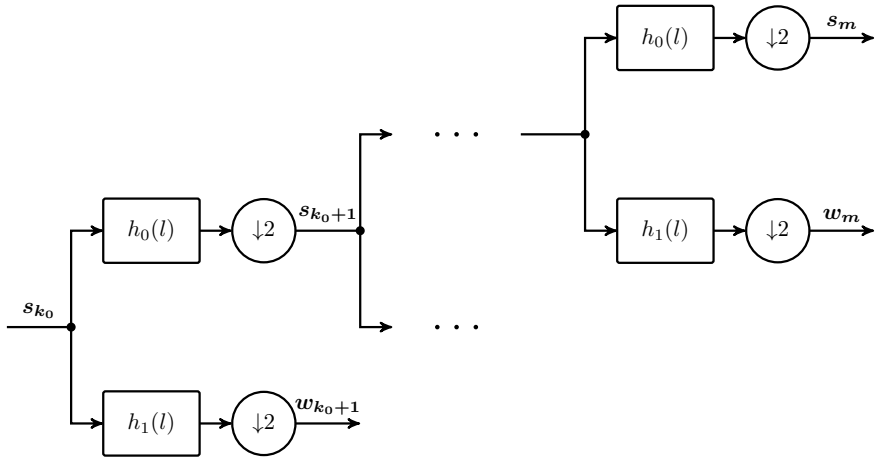


Abbildung 2.4: Implementierung der DWT als dyadische Filterbank.

muss. Down- und Upsampling führen zu Aliasing. Tief- und Hochpassfilter vermindern den Aliasing-Effekt, verhindern ihn aber nur im Fall idealer Tief- und Hochpassfilter [12].

3 Methode zur Schwingungserzeugung und -regelung

3.1 Systemaufbau

Das System ist im Stuttgarter Fahr Simulator implementiert. Dieser besteht aus einem Hexapoden auf einem zweiachsigen Schlittensystem. Der Hexapode trägt eine Kuppel, in der ein Fahrzeug-Mockup mit vollständiger Fahrzeugkarosserie und -innenraum eingebracht ist. Die virtuelle Umgebung wird mittels Projektoren auf die Kuppelinnenwand projiziert.

Ein Schwingerreger vom Typ S-51120 der Fa. TIRA GmbH, Schalkau ist an der Unterseite des Fahrzeugbodens unterhalb des Fahrersitzes montiert. Ein IEPE („Integrated Electronics Piezo Electric“)-Beschleunigungsaufnehmer ist an der Sitzschiene des Fahrersitzes zur Messung der Schwingungsanregung angebracht. Der Rechner zur Simulation der Schwingungsanregung und Regelung des Schwingerregers ist aus Platz- und Gewichtsgründen außerhalb des Fahr Simulators untergebracht. Um eine geringe Latenz der Signalübertragung zwischen dem Simulationsrechner und den Geräten im Simulator sicherzustellen wird das Ansteuerungssignal für den Schwingerreger gemeinsam mit den Soundsignalen für die Lautsprecher im MADI („Multichannel Audio Digital Interface“)-Format über Lichtwellenleiter übertragen. Das Ansteuerungssignal wird vom Simulationsrechner als Analogsignal ausgegeben und gemessene Beschleunigungen werden als Analogsignal eingelesen. Über Analog-digital-Wandler (AD-Wandler) und Digital-analog-Wandler (DA-Wandler) werden beidseits der Lichtwellenleiter die Signale zwischen analog und digital gewandelt. Im Fahrzeug-Mockup wird das analoge Ansteuerungssignal über einen Verstärker an den Schwingerreger ausgegeben. Mittels des Beschleunigungssensors gemessene Signale gehen in einen Messverstärker ein und werden anschließend zu Digitalsignalen gewandelt. Das Gesamtsystem ist in Abb. 3.1 skizziert.

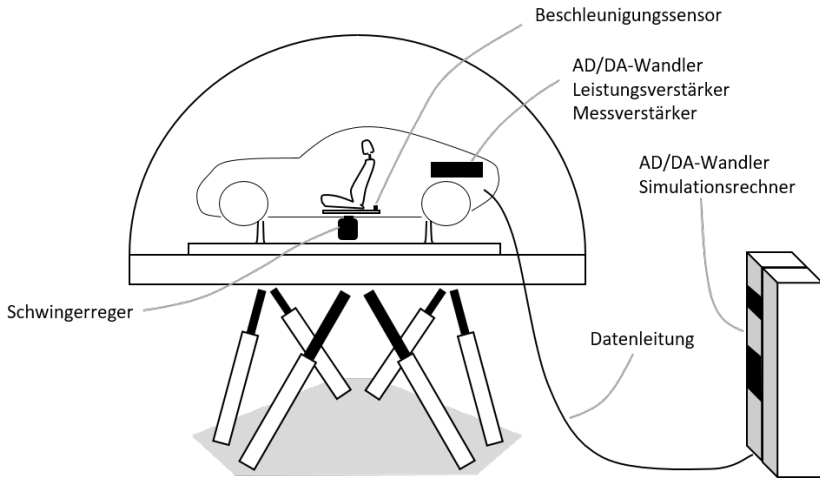


Abbildung 3.1: Skizze des Schwingerreger-Systems integriert im Fahrsimulator.

3.2 Wavelet-basierter Regelungsalgorithmus

Fourier-Transformation-basierte Methoden zur Kompensation des Übertragungsverhaltens der Regelstrecke liefern gute Ergebnisse mit hoher Frequenzauflösung für ein quasistationäres Übertragungsverhalten. In Realität handelt es sich jedoch um ein zeitvariantes System. Zum Beispiel treten durch Bewegungen des Fahrsimulators Oberschwingungen der niederfrequenten Anregungen auf, die sich im für das Schwingerreger-System zu regelnden Frequenzbereich wiederfinden und aus dessen Sicht ein zeitvariantes Systemverhalten darstellen. Die FFT-basierte Methode zeigt nur ein relativ langsames Konvergenzverhalten [55] bei Änderung des Systemverhaltens. Hier muss ein Kompromiss gefunden werden zwischen Zeit- und Frequenzlokalisierung, welcher für den gesamten Frequenzbereich gleich ist. Zudem werden transiente Signalvorgänge nur schlecht erfasst.

Hier wird daher ein Ansatz gewählt, welcher auf Methoden der Wavelet-Transformation basiert. Für niederfrequente Signalanteile können daher eine geringe zeitliche Lokalisierung, welche aufgrund der zeitlichen Dauer dieser Signal-

anteile ausreichend ist, und eine hohe Frequenzauflösung erreicht werden, während für höherfrequente Signalanteile eine geringere Frequenzlokalisierung, die der abnehmenden Frequenzauflösung der menschlichen Wahrnehmung zu hohen Frequenzen hin entspricht, und eine bessere Zeitlokalisierung (wichtig zur Lokalisierung transients Signalvorgänge) gewählt werden können [12].

Die dadurch mögliche Selektion von Frequenzanteilen bietet Vorteile z. B. bei der Signalkompression oder der Rauschunterdrückung. Ein Nachteil der berechnungseffizienten Implementierung der diskreten Wavelet-Transformation (DWT) ist jedoch die fehlende Verschiebungsinvarianz [62]. Da das Signal abschnittsweise analysiert wird („Rechteckfensterung“), ist das transformierte Signal abhängig von der relativen Position des aktuellen Fensterausschnitts, und als Folge kann Aliasing auftreten. Die Verschiebungsinvarianz ist insbesondere bedeutsam, um Aliasing zu vermeiden, wenn Signalanteile im Skalenbereich geändert oder ausgelöscht werden sollen [63], wie es im Folgenden dieser Arbeit zur Anwendung kommt. Durch die Downsampling-Operation tritt bei der Wavelet-Analyse Aliasing auf, das durch die Wavelet-Synthese wieder negiert wird, im Normalfall aber nur, wenn die Wavelet- und Skalierungskoeffizienten nicht geändert werden [106]. Von Kingsbury wurde die Methode der komplexen Dual-Tree-Wavelet-Transformation (DTCWT) vorgeschlagen [62], mit welcher annähernd Verschiebungsinvarianz und perfekte Rekonstruktion bei geringerem Berechnungsaufwand als bei der undezimierten oder kontinuierlichen Wavelet-Transformation erreicht werden sollen.

Die Grundidee der DTCWT ist, dass durch Verdopplung der Abtastrate auf jedem Level der Wavelet-Transformation annähernd Verschiebungsinvarianz erreicht wird. Es wird daher die DWT in zwei parallelen Filterbäumen a und b berechnet, wobei Voraussetzung ist, dass die Level-1-Filter von Baum b ein Verzögerungs-Offset von 1 Sample gegenüber den Level-1-Filtern von Baum a aufweisen und die Filter der höheren Level jeweils entsprechend $\frac{1}{2}$ Sample. Um Linearphasigkeit (bedeutet, dass unterschiedliche Frequenzkomponenten durch das Filter um den gleichen Betrag verschoben werden [12]) zu erreichen, müssen die Filter in einem Baum gerade Länge und in dem anderen Baum ungerade Länge aufweisen. Die Bäume a und b verhalten sich dann wie der reale und imaginäre Teil komplexer Wavelets. Die Wavelet-Synthese findet

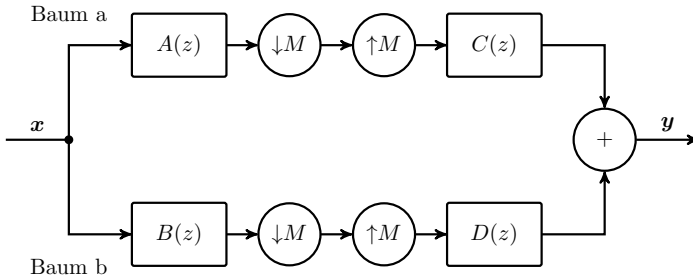


Abbildung 3.2: Filterbank der DTCWT für einzelnen Skalenbereich, nach [63].

durch perfekte Rekonstruktionsfilter in beiden Bäumen separat statt, und der Ausgang der beiden Bäume wird gemittelt [63].

Werden beispielhaft nur die Koeffizienten eines einzelnen Skalenbereichs (jedoch jeweils für Baum a und b) auf einem Level der Wavelet-Analyse beibehalten und die übrigen Koeffizienten zu null gesetzt, können Wavelet-Analyse und -Synthese wie in Abb. 3.2 dargestellt werden, wobei $A(z)$ und $B(z)$ jeweils für Baum a und b die Analysefilter des gewählten Skalenbereichs bis Level m darstellen und $C(z)$ und $D(z)$ die entsprechenden Synthesefilter. $M = 2^m$ ist der Down- bzw. Upsampling-Faktor auf Level m . Der Signalausgang ergibt sich dann zu:

$$Y(z) = \frac{1}{M} \cdot \sum_{k=0}^{M-1} X(W^k z) (A(W^k z)C(z) + B(W^k z)D(z)) \quad \text{Gl. 3.1}$$

wobei $W = e^{(j \cdot 2 \cdot \pi / M)}$.

Um Aliasing zu vermeiden müssen in dem Ausdruck die Terme für $k \neq 0$ verschwinden. $A(W^k z) \cdot C(z)$ und $B(W^k z) \cdot D(z)$ müssen daher so gewählt werden, dass sie sich für $k \neq 0$ gegenseitig auslöschen [63]. Die Herangehensweise ist unterschiedlich für die Tiefpass- und Bandpassfilter.

Die Tiefpassfilter haben Durchlassbereiche von $f/2M$, und die Terme W^k verschieben die Durchlassbereiche in Vielfachen von f/M . Da $A(z)$ und $C(z)$

ähnliche Frequenzgänge haben, ist es nicht möglich $A(Wz)C(z)$ in allen Frequenzbereichen klein zu halten, wohingegen $A(W^2z)C(z)$ problemlos klein gemacht werden kann. Die Tiefpassfilter können also so gewählt werden, dass sie sich für den Fall k ungerade gegenseitig auslöschen:

$$B(z) = z^{\pm M/2}A(z) \text{ und } D(z) = z^{\mp M/2}C(z) \quad \text{Gl. 3.2}$$

und somit

$$B(W^k z)D(z) = (-1)^k A(W^k z)C(z) \quad \text{Gl. 3.3}$$

Im Fall der Bandpassfilter überlappen die Durchlassbereiche im positiven Frequenzbereich von C und D mit den Durchlassbereichen im negativen Frequenzbereich der Filter A und B . Das Aliasing wird durch die Überlappung gegensätzlicher Frequenzpassbänder bestimmt. B und D werden daher so gewählt, dass sie gegensätzliche positive und negative Passbänder besitzen, während A und C gleiche Passbänder haben. Um die positiven und negativen Frequenzanteile separat bestimmen zu können, werden komplexe Filter $P(z)$ und $Q(z)$, deren Amplitude bei allen negativen Frequenzen null beträgt, definiert:

$$A(z) = \text{Re}[2P(z)] = P(z) + P^*(z) \quad \text{Gl. 3.4a}$$

$$B(z) = \text{Im}[2P(z)] = -j(P(z) - P^*(z)) \quad \text{Gl. 3.4b}$$

$$C(z) = \text{Re}[2Q(z)] = Q(z) + Q^*(z) \quad \text{Gl. 3.4c}$$

$$D(z) = \text{Im}[-2Q(z)] = j(Q(z) - Q^*(z)) \quad \text{Gl. 3.4d}$$

wobei $P^*(z) = \sum_r p_r^* z^{-r}$ die Konjugierte mit negativem Frequenzpassband beschreibt.

Die überlappenden Terme sind $Q(z)P^*(W^k z)$ für $k = 1, 2$ und $Q^*(z)P(W^k z)$ für $k = -1, -2$. In Gl. 3.1 wird damit der Term

$$A(W^k z)C(z) + B(W^k z)D(z) = 2 \cdot P(W^k z)Q(z) + P^*(W^k z)Q^*(z) \quad \text{Gl. 3.5}$$

und die überlappenden Terme löschen sich aus.

Eine ergänzende Bedingung ist, dass die Filter $Q(z)$ nicht mit den Filtern $P(z)$ überlappen, was jedoch kein Problem darstellt, da diese jeweils nur die Hälfte eines Frequenzpassbandes des jeweiligen Levels einnehmen.

Von Kingsbury selbst wird eine Alternative zu den Filtern mit wechselnd geraden/ungeraden Längen vorgeschlagen [64]. Bei der vorgeschlagenen Q-Shift-Methode weisen die Filter keine strikte Linearphasigkeit auf. Die Filter oberhalb von Level 1 werden so gewählt, dass sie eine Gruppenlaufzeit von ungefähr $\frac{1}{4}$ Sample (entsprechend $1q$ – „quarter shift“) aufweisen. Die Verzögerungsdifferenz von $\frac{1}{2}$ Sample wird erreicht, indem für Baum b die zeitinversen Filter von Baum a verwendet werden. Die Filterkoeffizienten müssen daher nicht mehr symmetrisch sein, und es können orthonormierte Filter gewählt werden. Die Rekonstruktionsfilter können daher als die zeitumgekehrten Analysefilter gewählt werden.

Bezogen auf ein Tiefpassfilter $H_L(z)$ stellen sich die Analysefilter oberhalb Level 1 dann wie folgt dar:

$$H_{00a}(z) = z^{-1}H_L(z^{-1}) \quad \text{Gl. 3.6a}$$

$$H_{01a}(z) = H_L(-z) \quad \text{Gl. 3.6b}$$

$$H_{00b}(z) = H_L(z) \quad \text{Gl. 3.6c}$$

$$H_{01b}(z) = z^{-1}H_L(-z^{-1}) \quad \text{Gl. 3.6d}$$

Die Rekonstruktionsfilter sind die zeitumgekehrten der oben stehenden Filter, d. h., die Filter von Baum a und b werden getauscht (also $G_{00a} = H_{00b}$, $G_{01b} = H_{01a}$ etc.).

Da keine idealen Filter zur Auslöschung unerwünschter Signalanteile gefunden werden können, ist die DTCWT nur näherungsweise verschiebungsinvariant. Die Länge der Filter spielt daher ebenfalls eine Rolle bei der Güte der Transformation (bei längeren Filtern können Nebenpeaks im Stoppbandbereich besser unterdrückt und die Durchlassbereiche schärfer abgegrenzt werden). Um eine geringe Verzögerung zu erzeugen und den Berechnungsaufwand zu minimieren sind kurze Filterlängen wünschenswert. Im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Versuche erzielten jedoch bessere Ergebnisse bei relativ großen Filterlängen von 24 Filterkoeffizienten für die Ebenen oberhalb von 1 und Filterlängen von 14 bzw. 20 Filterkoeffizienten (näherungsweise orthogonale Filter) in Ebene 1. Die größeren Filterlängen führen dazu, dass durch die verminderte Überlappung der Frequenzbänder Aliasing minimiert wird [24]. Der Hintergrund ist, dass ansonsten Komponenten in einem Subband auftreten, die in einem anderen

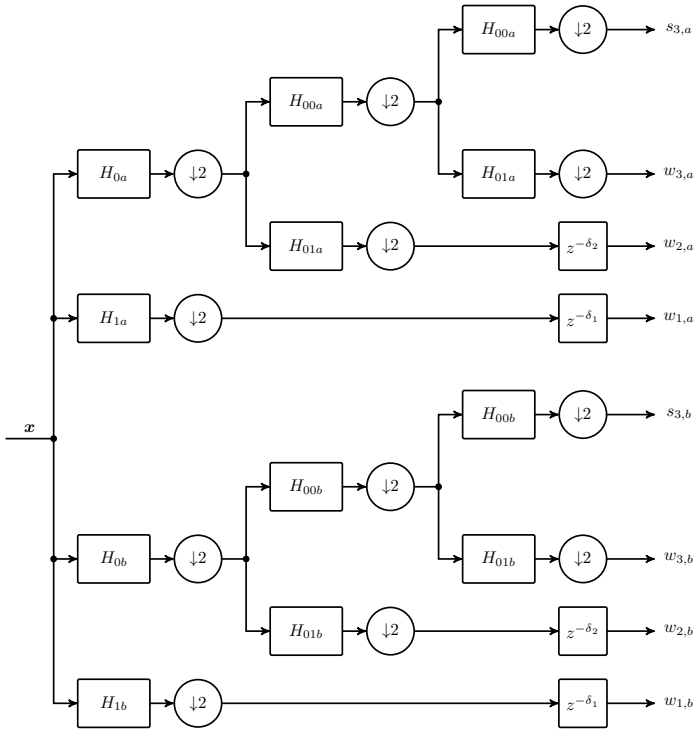


Abbildung 3.3: Analysefilterbank der DTCWT bis Level 3, nach [64].

Subband lokalisiert sein sollten und für die dann das Abtasttheorem verletzt wird [125]. Der entstehende Analysebaum ist in Abb. 3.3 dargestellt. Die Syntheseseite stellt sich entsprechend wie in Abb. 3.4 dar.

In der vorliegenden Arbeit wird eine dyadische Filterbankstruktur gewählt, in der eine Zerlegung des Signals bis Level 6 stattfindet. Die Filterung wird auf Signalblöcke von 128 Samples angewendet und auf jedem Level der Analyseseite werden jeweils nur die Tiefpassanteile weiter zerlegt. In der Anwendung hier sollen Frequenzen unterhalb von 150 Hz angeregt werden; daher werden die Wavelet-Koeffizienten w_m für $m = 1, 2, 3$ im Sinne einer effizienten Implemen-

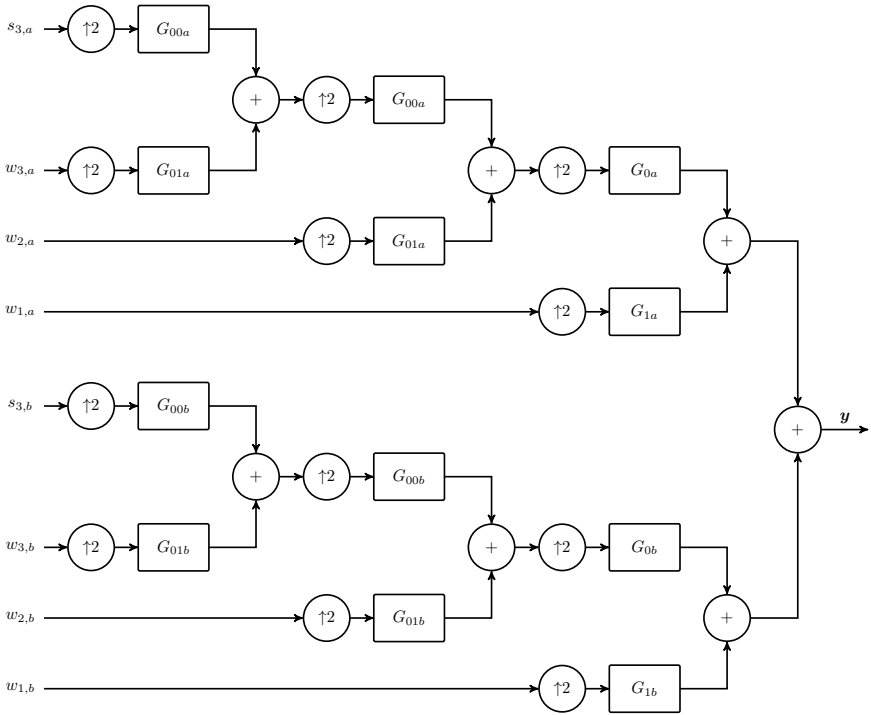


Abbildung 3.4: Synthesefilterbank der DTCWT bis Level 3, nach [64].

tierung zu null gesetzt, was einer Begrenzung des Signals auf Frequenzanteile bis 312,5 Hz entspricht, und bei der Regelung vernachlässigt.

Jedes Level der Wavelet-Transformation bedeutet eine Verzögerung des Signals, abhängig von der Filterlänge der Analyse- und Rekonstruktionsfilter. Die Ausgangssignale der Analysefilter auf den Leveln unter 6 müssen entsprechend mit einer Verzögerung δ verzögert werden, die den zusätzlichen Filtern und Down-/Upsampling-Operationen der höheren Level entspricht.

In dieser Arbeit wird ein robusterer Ansatz gegenüber den zuvor beschriebenen LMS-Methoden zur Regelung des Systems gewählt. Mittels der LMS-Methoden ist der Algorithmus bestrebt auch Frequenzanteile aus anderen Quellen auszu-

gleichem und wirkt dabei wie eine aktive Geräuschunterdrückung [122]. Dies kann allerdings zu Instabilität führen, wenn die als Störung wirkenden Schwingungen sich nicht ausregeln lassen. Die Geräuschunterdrückung ist in dieser Anwendung auch nicht gewünscht, da es nicht das Ziel ist andere Schwingungen zu unterdrücken, sondern nur die vom Schwingerreger selbst erzeugten zu vermindern, wenn die resultierende gemessene Schwingung den Sollwert übersteigt.

Zur Regelung des Systems werden die Signale der Führungsgröße d sowie der Regelgröße y mittels der DTCWT in Skalierungs- und Wavelet-Koeffizienten transformiert. Im Skalenbereich werden die Koeffizienten der Führungs- und der Regelgröße verglichen, und die Skalierungs- und Wavelet-Koeffizienten der Führungsgröße werden in Abhängigkeit des Fehlers schrittweise adaptiert. Aus den mittels Wavelet-Synthese rücktransformierten Koeffizienten wird die Stellgröße x gebildet, welche zur Ansteuerung der Regelstrecke verwendet wird.

Abbildung 3.5 zeigt den offenen Regelkreis für den Offlinetest des Regelalgorithmus. In Abb. 3.6 ist der Regelkreis in der Onlineanwendung auf die Regelstrecke dargestellt. Für die Offlinesimulation werden einfache Testsignale mit aufgeschalteten Störgrößen als Regelstrecke verwendet oder es werden zuvor aufgezeichnete ungerichtete Ausgangssignale des Schwingerregersystems als Sollsignal vorgegeben, auf das das Eingangssignal eingeregelt und das System adaptiert werden sollen. Diese Konfiguration wird zur Evaluation des Adaptionalgorithmus und den Vergleich mit anderen Regelungsalgorithmen oder dem gleichen Adaptionalgorithmus unter Verwendung anderer Wavelet-Transformation (vgl. Abschn. 3.4) eingesetzt. Die Onlineanwendung stellt die Zielanwendung zum Einsatz im Fahrsimulator dar. Die Regelstrecke wird hierbei durch das in Abb. 3.1 dargestellte System des Schwingerregers im Fahrsimulator und die dazugehörige Peripherie, samt Beschleunigungssensor, Verstärker und AD-Wandler gebildet. Hierbei ist die Wavelet-Filterbank der Regelstrecke vorgeschaltet und durch Adaption der Skalierungs- und Wavelet-Koeffizienten wird ein inverses Modell der Regelstrecke gebildet. Anwendungsbeispiele werden in Abschn. 3.4 gegeben.

In der Zielanwendung wird die Führungsgröße d durch das Sollsignal der Schwingungsanregung gebildet. Dieses wird zur Laufzeit in einem Simulations-

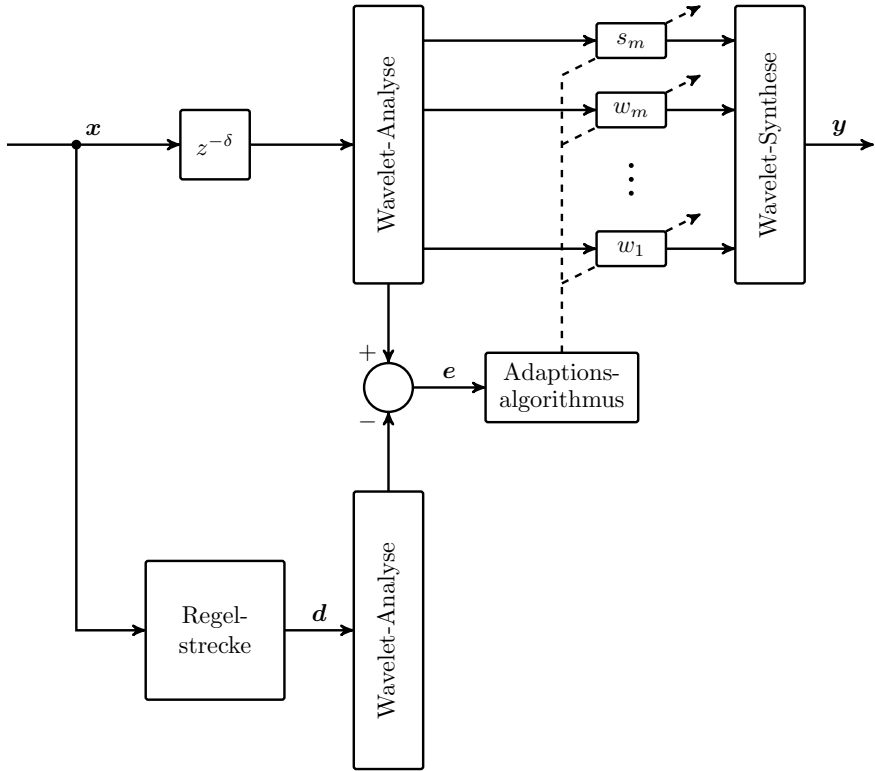


Abbildung 3.5: Regelkreis der Offlinesimulation.

modell auf Basis der Fahrzustandsdaten berechnet (s. Abschn. 3.3) und bildet das am Fahrersitz anzuregende Schwingungsspektrum ab. Die bei Anregung durch den Schwingerreger am realen Fahrersitz im Fahrsimulator gemessenen Beschleunigungen bilden die Regelgröße y , wodurch die Abweichung zwischen Soll- (d) und Istsignal (y) bestimmt wird. Aus der Abweichung zwischen Soll- und Istsignal werden durch unten stehenden Adaptionalgorithmus Gewichtungsfaktoren für die Skalierungs- und Wavelet-Koeffizienten berechnet, um das inverse Systemverhalten der Regelstrecke schrittweise anzunähern und in der daraus gebildeten Stellgröße x , die zur Ansteuerung des Schwingerregers eingesetzt wird, zu berücksichtigen.

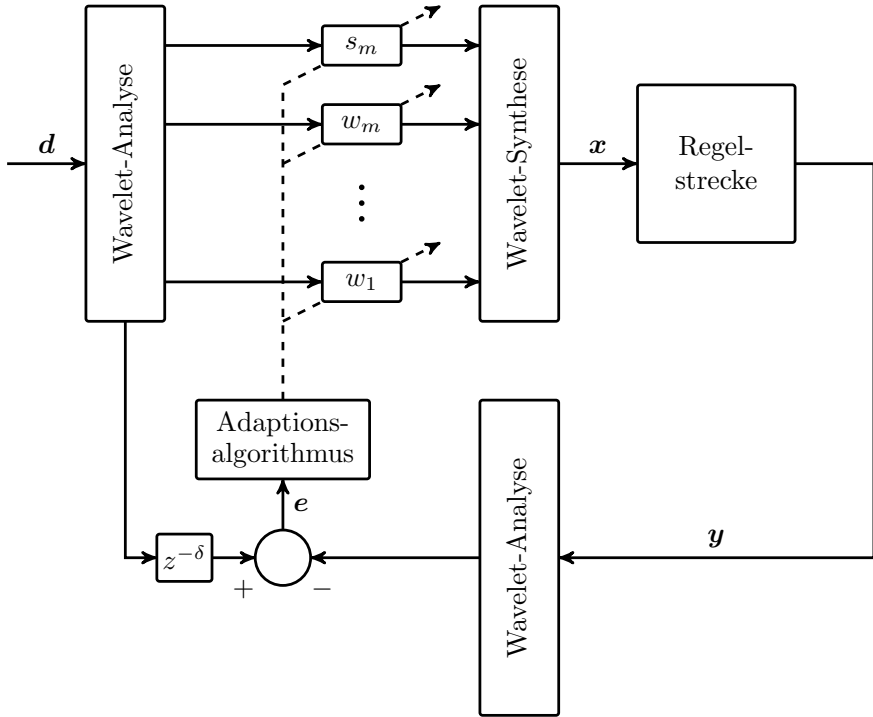


Abbildung 3.6: Regelkreis des Schwingerregersystems.

Die adaptierten Koeffizienten werden mit \hat{s}_m und \hat{w}_k bezeichnet. Die Indizes m und k , $k = k_0, \dots, m$ verdeutlichen, dass es auf Level m einen Vektor von Skalierungskoeffizienten und $m - k_0 + 1$ Vektoren von Wavelet-Koeffizienten gibt, wobei k_0 das niedrigste Level der im Regelalgorithmus berücksichtigten Wavelet-Koeffizienten angibt ($k_0 \geq 1$). Da bei der DTCWT zwei parallele Filterbänke die Wavelet-Transformation durchführen, muss jede der beschriebenen Berechnungen jeweils für Baum a und b durchgeführt werden. Da dies redundant ist, werden die Schritte nur anhand eines Baumes beschrieben und auf die Mitführung von Indizes für Baum a oder b wird verzichtet.

$$\hat{s}_m(n) = s_m(n) \cdot \gamma_{s_m}(n) \tag{Gl. 3.7a}$$

$$\hat{w}_k(n) = w_k(n) \cdot \gamma_{w_k}(n) \tag{Gl. 3.7b}$$

In Anlehnung an den LMS-Algorithmus werden Gewichtungsfaktoren γ definiert, die bei jedem Zeitschritt bzw. bei blockweiser Ausführung einmal pro Aktualisierung der Blocksamples aktualisiert werden. Die Gewichtungsfaktoren werden dabei für jeden Vektor von Skalierungs- \mathbf{s}_m und Wavelet-Koeffizienten \mathbf{w}_k , mit $k = k_0, \dots, m$ formuliert. Ohne Vorkonditionierung werden die Startgrößen der Gewichtungsfaktoren als Vektoren von Einsen mit der Länge der Koeffizienten angegeben. Im Systembetrieb werden die adaptierten Gewichtungsfaktoren gespeichert und bei erneutem Start der Regelung als Initialparameter geladen.

$$\boldsymbol{\gamma}_{s_m}(n) = \boldsymbol{\gamma}_{s_m}(n-1) + 2\eta \mathbf{e}_{s_m}(n) \Delta \boldsymbol{\sigma}_{s_m}(n) \quad \text{Gl. 3.8a}$$

$$\boldsymbol{\gamma}_{w_k}(n) = \boldsymbol{\gamma}_{w_k}(n-1) + 2\eta \mathbf{e}_{w_k}(n) \Delta \boldsymbol{\sigma}_{w_k}(n) \quad \text{Gl. 3.8b}$$

η ist die Adaptionrate, welche zur Steuerung des Konvergenzverhaltens eingesetzt wird. $\Delta \boldsymbol{\sigma}$ ist die Differenz der $\boldsymbol{\sigma}$, welche aus den Normen der Soll- und Istsignale mit einem Glättungsfaktor β ($0 \ll \beta < 1$) berechnet werden:

$$\Delta \boldsymbol{\sigma}_{s_m}(n) = |\boldsymbol{\sigma}_{s_m, \text{soll}}(n) - \boldsymbol{\sigma}_{s_m, \text{ist}}(n)| \quad \text{Gl. 3.9a}$$

$$\Delta \boldsymbol{\sigma}_{w_k}(n) = |\boldsymbol{\sigma}_{w_k, \text{soll}}(n) - \boldsymbol{\sigma}_{w_k, \text{ist}}(n)| \quad \text{Gl. 3.9b}$$

$$\boldsymbol{\sigma}_{s_m}(n) = \beta \cdot \boldsymbol{\sigma}_{s_m}(n-1) + (1-\beta) \cdot \|\mathbf{s}_m(n)\| \quad \text{Gl. 3.10a}$$

$$\boldsymbol{\sigma}_{w_k}(n) = \beta \cdot \boldsymbol{\sigma}_{w_k}(n-1) + (1-\beta) \cdot \|\mathbf{w}_k(n)\| \quad \text{Gl. 3.10b}$$

Das Fehlersignal \mathbf{e} wird aus der Subtraktion der Skalierungs- und Wavelet-Koeffizienten der Regelgröße von den Skalierungs- und Wavelet-Koeffizienten der Führungsgröße, verschoben um eine der Regelstrecke und Wavelet-Transformation entsprechende Verzögerung δ_{sys} , gebildet:

$$\mathbf{e}_{s_m}(n) = |\mathbf{s}_{m, \text{soll}}(n - \delta_{\text{sys}})| - |\mathbf{s}_{m, \text{ist}}(n)| \quad \text{Gl. 3.11a}$$

$$\mathbf{e}_{w_k}(n) = |\mathbf{w}_{k, \text{soll}}(n - \delta_{\text{sys}})| - |\mathbf{w}_{k, \text{ist}}(n)| \quad \text{Gl. 3.11b}$$

Die Verwendung von Beträgen hat hier den Sinn, dass die Amplituden der Signale ungeachtet des Vorzeichens verglichen werden bzw. dass es z. B. keine Rolle spielt, wenn zwei gleiche Signale um 180° phasenverschoben sind. Für $k = k_0, \dots, m-1$ muss zudem die Verzögerung δ_k eingefügt werden, welche die kürzere Signallaufzeit auf den unteren Ebenen der Filterbank ausgleicht. Die Verzögerung der Regelstrecke wird in dieser Arbeit mittels eines

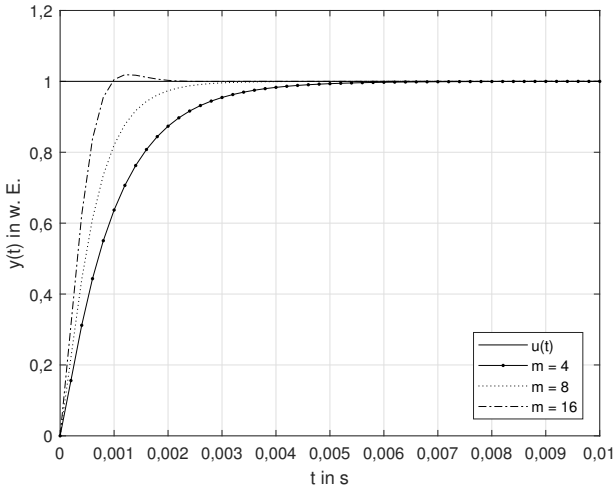


Abbildung 3.7: Sprungantwort des Adaptionalgorithmus bei Gleichsetzen der Gewichtungsfaktoren und Koeffizienten.

Matched-Filters bestimmt [77], bei dem eine Kreuzkorrelation zwischen einem Signalblock des zeitinversen Sollsignals und einem Signalblock des Istsignals durchgeführt und so die Signallaufzeit durch Ermittlung der Differenz der Abtastwerte zum Punkt der maximalen Korrelation berechnet werden.

In Abb. 3.7 ist die Sprungantwort des Adaptionalgorithmus gezeigt, wenn die Skalierungs- s_m oder Wavelet-Koeffizienten w_k gleich den Gewichtungsfaktoren γ gesetzt und mit null initialisiert werden. Zu sehen ist, dass durch Berücksichtigung der Norm der Koeffizientenvektoren die Adaptionsrate abhängig von der Länge m der Vektoren ist.

3.3 Schwingungssynthese

Zur Anregung von Schwingungen wird ein einfaches Simulationsmodell entwickelt, mittels dessen charakteristische Fahrzeugschwingungen in Echtzeit

simuliert werden können. Anhand von Fahrzeugmessdaten werden semiempirische Modelle eines Fahrzeugs mit 4-Zylinder-Verbrennungsmotor und eines Fahrzeugs mit Elektromotor in MATLAB[®]/Simulink[®] (Fa. The Mathworks, Inc., Natick, Massachusetts, USA) erstellt und in Simulink Real-Time implementiert. Zur Darstellung der Fahrzeugschwingungen im NVH-Bereich werden aus Schwingungsmessungen während Straßenfahrten von einem verbrennungsmotorisch sowie einem elektrisch betriebenen Fahrzeug Charakteristiken des Schwingungsverhaltens abgeleitet. Dabei werden einige Vereinfachungen getroffen, da nur grundsätzliche Charakteristiken der beiden Fahrzeugtypen abgebildet werden sollen und keine exakte Reproduktion im Vordergrund steht. Die Messdaten wurden in den Versuchsfahrzeugen an der Sitzschiene des Fahrersitzes aufgenommen, welche auch im Fahrsimulator als Referenz für das angeregte Schwingungsspektrum dient.

Die Simulationsmodelle sind in Submodelle verschiedener Anregungsquellen unterteilt. Diese sind Submodelle zur Darstellung der allgemeinen Fahrbahnanregung, der Radeigenfrequenzen, der Karosserieeigenfrequenzen und der Motoreigenfrequenzen. Im Fall des E-Fahrzeugs werden die Motorfrequenzen vernachlässigt, da die wahrnehmbaren Frequenzen im Bereich der 20. Motorordnung und damit außerhalb des in dieser Arbeit untersuchten Frequenzbereichs liegen. Abbildung 3.8 zeigt den schematischen Aufbau des Simulationsmodells. Bei der Erstellung des Modells werden die vier Submodelle anhand der Fahrzeugmessdaten parametrisiert. Aus diesen werden die auftretenden Eigenfrequenzen analysiert und ihrer Quelle – entsprechend einem der Submodelle – zugeordnet. Über verschiedene Fahrzustände werden die Geschwindigkeits- und Lastabhängigkeit der Frequenzen und Amplituden bestimmt. Zur Laufzeit der Simulation werden aus der Fahrdynamik- und der Umgebungssimulation die Größen der Motorlast und der Fahrzeuggeschwindigkeit sowie der Fahrbahntyp als Eingangswerte erhalten. Davon abhängig werden die Frequenzen und Amplituden der Schwingungen in den Submodellen berechnet, und die Summe der Modellausgangsdaten bildet das Sollsignal der Schwingungsanregung, welches als Zeitsignal dem Schwingerregersystem als Führungsgröße d (vgl. Abb. 3.6) vorgegeben wird. Im Folgenden sind die einzelnen Submodelle genauer beschrieben und die resultierenden Frequenzspektren der Simulationsmodelle dargestellt.

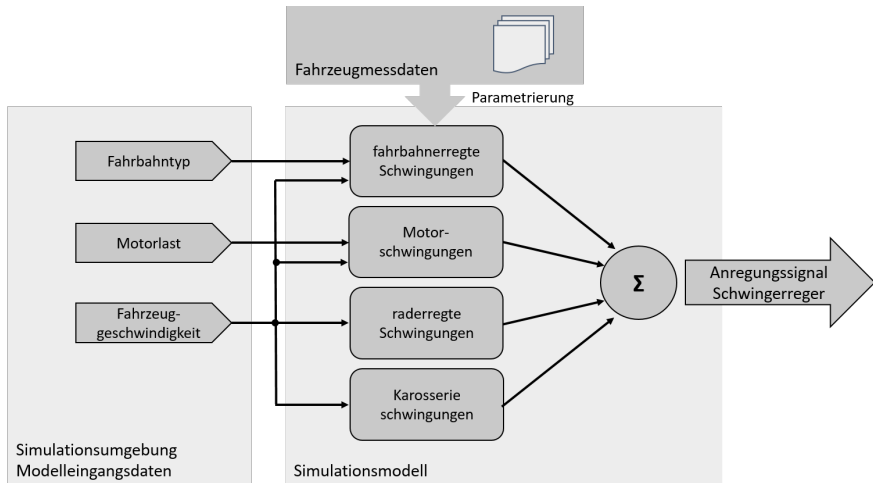


Abbildung 3.8: Schematischer Aufbau des Simulationsmodells.

Die Fahrbahn stellt eine stochastische Anregungsart dar, wegen unterschiedlichen Wellenlängen und Amplituden. Zur Abbildung der Fahrbahnanregung wird ein rosa Rauschen gewählt [19], wobei für rauere Fahrbahnen eine etwas höhere Verstärkung im niedrigen Frequenzbereich (zwischen rosa und braunem Rauschen) gewählt wird. Die Amplitude wird mit einem geschwindigkeitsabhängigen Faktor multipliziert, wobei hier nichtlineare Verstärkungen gewählt und für Autobahn, Landstraße und Schlechtwegestrecke die Verstärkung mit der Geschwindigkeit etwas differenziert bestimmt werden um den verschiedenen Straßentypen gerecht zu werden. Typischerweise haben Landstraßen ein höheres Unebenheitsmaß als Bundesstraßen [129]. Die Fahrbahn stellt bis ca. 30 Hz die intensivste Anregungsquelle dar.

Die Radeigenfrequenzen treten als Vielfache der Raddrehzahl auf. In den analysierten Messdaten wird die Regelmäßigkeit der auftretenden Radordnungen kaum unterbrochen. Daher sind in den Simulationsmodellen alle Radordnungen bis zur 11. für das Fahrzeug mit Verbrennungsmotor und bis zur 15. (da es bei diesem nur wenige höherfrequente Anregungsquellen gibt) für das Fahrzeug mit Elektromotor dargestellt. Für höhere Radordnungen wird die Annahme getroffen, dass diese außerhalb des interessierenden Frequenzbereichs liegen,

sobald eine Fahrzeuggeschwindigkeit erreicht ist, in der sich die Amplituden der Radeigenschwingungen bemerkbar machen.

Das untersuchte verbrennungsmotorisch betriebene Fahrzeug hat einen Vierzylindermotor. Charakteristisch für diesen treten insbesondere die 2. Motorordnung und deren Vielfache dominant auf. Nebenordnungen werden ebenfalls dargestellt, aber mit deutlich geringerer Amplitude. Der Verbrennungsmotor mit Getriebe sowie Ansaug- und Abgasanlage stellt die vibroakustische Hauptanregungsquelle dar [129] und ist daher auch das wesentliche Unterscheidungsmerkmal zwischen den zwei erstellten Fahrzeugmodellen. Abbildung 3.9 und 3.10 zeigen zum Vergleich die Leistungsdichtespektren PSD der Beschleunigungen an der Sitzschiene der Referenzfahrzeuge im Frequenzbereich bis ca. 600 Hz, bei verschiedenen konstanten Fahrgeschwindigkeiten. Es ist deutlich zu sehen, dass beim verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeug die Amplituden deutlich höher liegen und die Peaks der Motorordnungen hervortreten. Die höchsten Amplituden werden dabei bei der niedrigsten Fahrgeschwindigkeit erreicht, da hier die Motordrehzahl am höchsten ist.

Die Karosserieeigenfrequenzen werden als Sinusschwingungen mit fester Frequenz gewählt, und nur deren Amplitude wird durch einen geschwindigkeitsabhängigen Faktor variiert.

Abbildung 3.11 zeigt beispielhaft das Leistungsdichtespektrum der Beschleunigung an der Sitzschiene des simulierten Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor im Vergleich zu einer Messfahrt des Referenzfahrzeugs für eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 100 km/h.

In Abb. 3.12 sind die Leistungsdichtespektren der zwei simulierten Fahrzeugvarianten gegenübergestellt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit beträgt ebenfalls ca. 100 km/h. Die Motordrehzahl beträgt ca. 2600 U/min. Das Frequenzspektrum von Fahrzeug 2 (Elektromotor) hat generell ein niedrigeres Niveau als das von Fahrzeug 1 (Verbrennungsmotor), allerdings treten im Frequenzbereich ≤ 40 Hz einige deutliche Peaks, die aus Rad-Aufbau-Schwingungen und Karosserieresonanzen resultieren, auf.

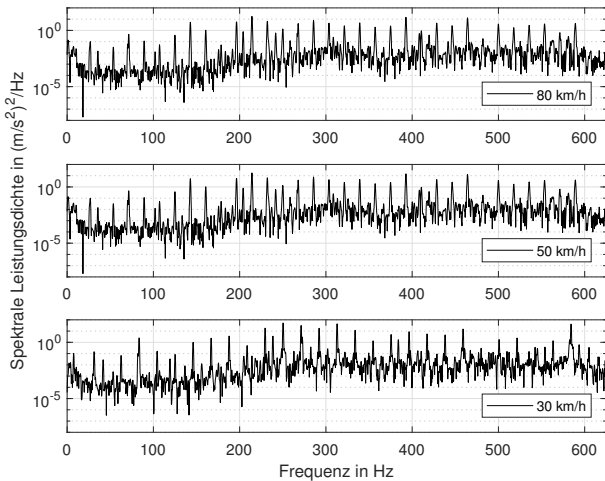


Abbildung 3.9: PSD der Beschleunigungen an der Sitzschiene bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten; Fahrzeug mit Verbrennungsmotor.

3.4 Validierung der Methode

In diesem Abschnitt erfolgt eine Validierung des Regelungsalgorithmus. Die in Abschn. 3.2 erarbeitete Methode wird anhand einfacher Testsignale mit dem gleichen Regelungsalgorithmus unter Verwendung anderer Wavelet-Transformationen sowie mit einem klassischen LMS-Regelungsalgorithmus verglichen. Soweit möglich, werden für die verschiedenen Regelalgorithmen vergleichbare Regelparameter eingestellt. Nachfolgend werden Ergebnisse der Anwendung im realen System mit Anregung der in Abschn. 3.3 gezeigten simulierten Fahrzeugschwingungen präsentiert.

Als einfaches Testsignal wird ein von der Fahrzeugschwingungssimulation abstrahiertes Signal verwendet, welches durch ein bandpassgefiltertes weißes Rauschen mit dem Frequenzbereich 10–200 Hz und konstante Sinusschwingungen mit den Frequenzen 16, 30 und 37 Hz zusammengesetzt ist. Das Testsignal wird den Regelalgorithmen als Eingangssignal x vorgegeben. Das Sollsignal

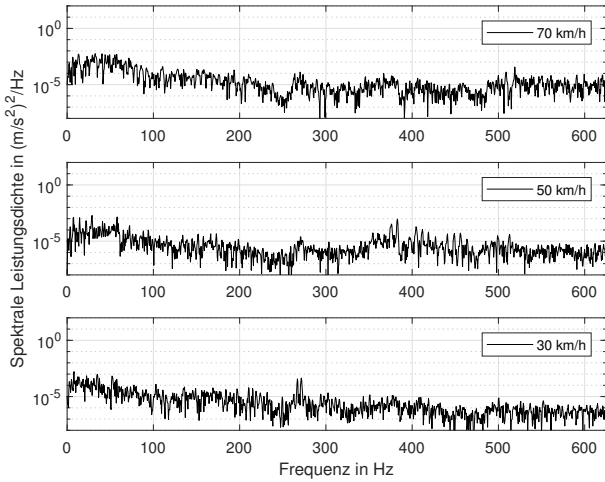


Abbildung 3.10: PSD der Beschleunigungen an der Sitzschiene bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten; Fahrzeug mit Elektromotor.

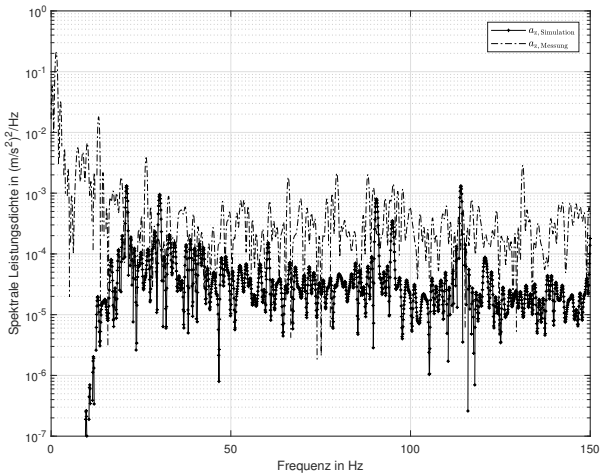


Abbildung 3.11: PSD der Beschleunigungen an der Sitzschiene, Vergleich Messung–Simulation; Fahrzeug mit Verbrennungsmotor.

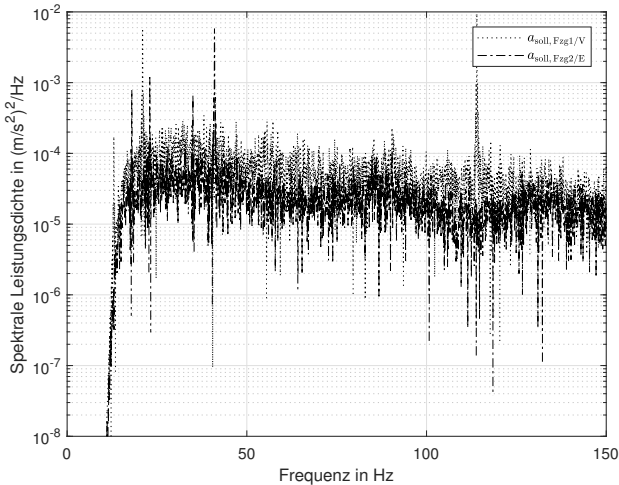


Abbildung 3.12: PSD der Simulationsmodelle Fahrzeug mit Verbrennungsmotor (Fzg. 1/V) und mit Elektromotor (Fzg. 1/E).

d, auf das die Regelalgorithmen adaptieren sollen, ist zu Beginn gleich dem Eingangssignal. Bei $t = 5$ s wird dem Sollsignal ein Verstärkungsfaktor von 2 als Sprungsignal aufgegeben.

In Abb. 3.13 ist die Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT) der Ausgangssignale dargestellt. Die Darstellung des Frequenzspektrums zeigt, dass durch die LMS-Regelung (Abb. 3.13b) das Sollsignal gut nachverfolgt wird, allerdings tritt Aliasing im unteren Frequenzbereich nahe 0 (vgl. auch Abb. 3.15) und oberhalb von 200 Hz auf. Die Gewichtungsfaktoren der Wavelet-basierten Regelungen werden für diesen Test bei jedem Zeitschritt aktualisiert. Bei Verwendung von Daubechies-Wavelets wird der Regelungsalgorithmus ab Einsetzen des Sprungs instabil (Abb. 3.13c). Die DTCWT-Regelung verfolgt das Sollsignal gut, wobei die höherfrequenten Signalanteile des Sprungs ausgelöscht werden. Dies ist kein Artefakt der Wavelet-Transformation; Abb. 3.14 zeigt zum Vergleich die DTCWT des Sollsignals ohne Regelung.

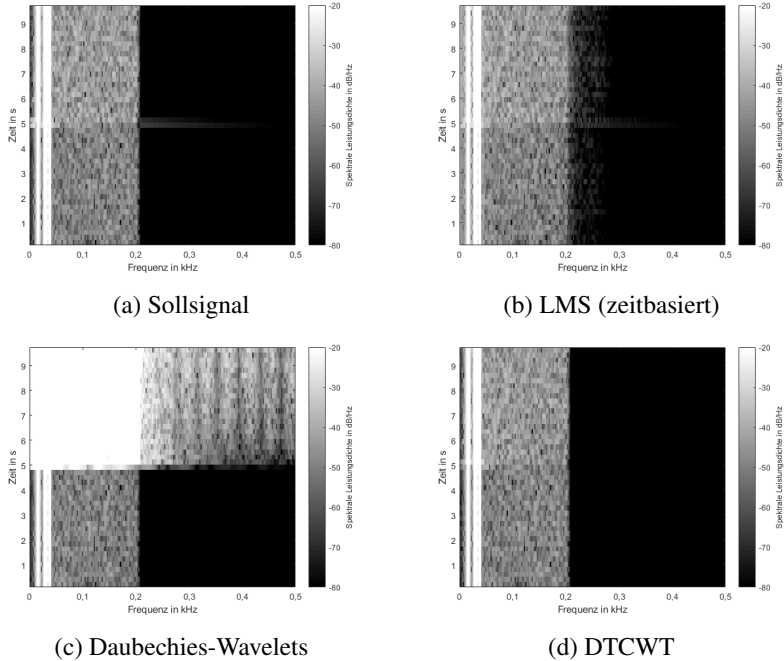


Abbildung 3.13: STFT von **a** Sollsignal und den adaptierten Signalen durch **b** zeitbasierte LMS-Regelung, **c** Regelungsalgorithmus mit Daubechies-Wavelets, **d** Regelungsalgorithmus mit DTCWT.

In Abb. 3.16 sind die Standardabweichungen der Fehler der LMS- und DTCWT-geregelten Signale zum Sollsignal, gemittelt über Zehntelsekunden dargestellt. Es zeigt sich, dass bei der LMS-Regelung im Mittel ein etwas höherer Fehler verbleibt als bei der DTCWT-Regelung. Der Fehler der DTCWT-Regelung ist wie von der Darstellung der STFT zu erwarten groß beim Eintreten des Sprungsignals. Durch die DTCWT entsteht allerdings eine Verzögerung von 42 Samples, die in der gezeigten Darstellung ausgeglichen wurde.

Die Abb. 3.17 zeigt den Vergleich der LMS-Regelung mit der DTCWT-Regelung, wenn die Gewichtungsfaktoren der DTCWT nur einmal pro Signalblock (bei

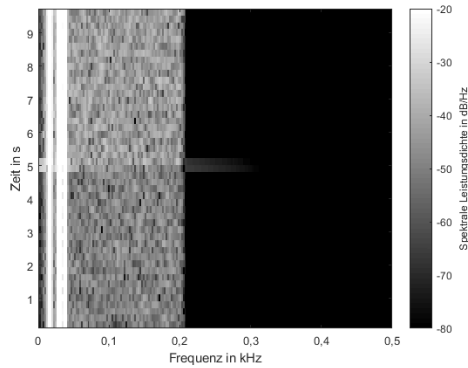


Abbildung 3.14: STFT des transformierten und rücktransformierten Sollsignals mit der DTCWT.

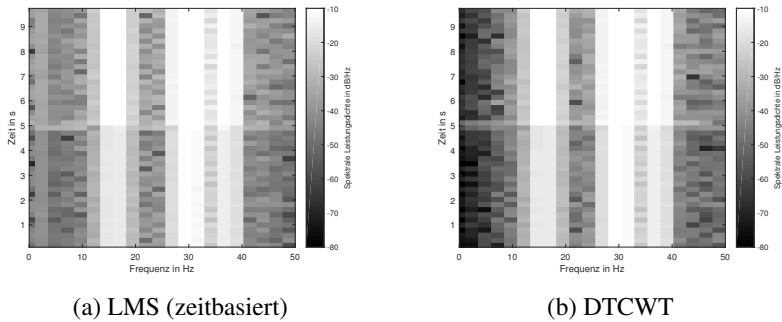


Abbildung 3.15: STFT der adaptierten Signale durch **a** zeitbasierte LMS-Regelung, **b** Regelungsalgorithmus mit DTCWT im Frequenzbereich unterhalb 50 Hz.

128 Samples pro Block) aktualisiert werden. Da die Konvergenzrate der DTCWT-Regelung geringer ist (bei ansonsten unveränderten Regelungsparametern), ist ein etwas längerer Signalausschnitt von 20 s dargestellt. Neben der deutlich langsameren Konvergenzrate ist zu erkennen, dass der verbleibende Fehler bei der DTCWT-Regelung geringer als bei der LMS-Regelung wird.

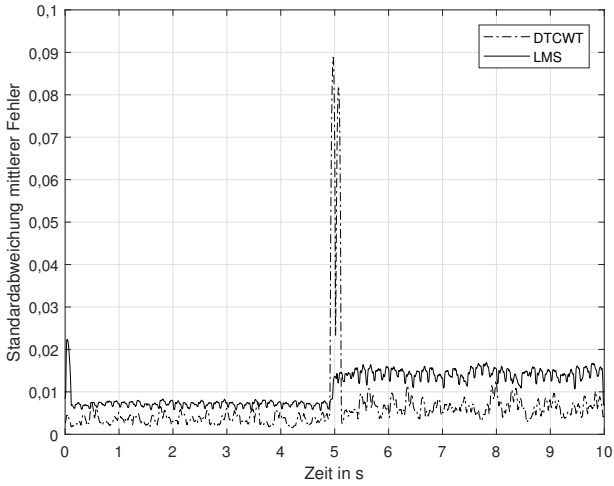


Abbildung 3.16: Standardabweichungen der Fehler der adaptierten Signale zum Sollsignal, gemittelt.

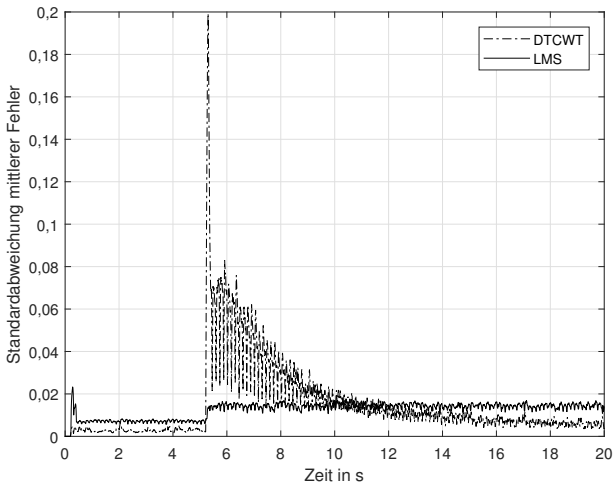


Abbildung 3.17: Standardabweichungen der Fehler der adaptierten Signale zum Sollsignal, gemittelt.

Die Abb. 3.18 zeigt die Ergebnisse der Gesamtsystemanwendung im Fahrsimulator. In Abb. 3.18a ist die STFT des Sollsignals aus dem Schwingungssimulationsmodell für das unter Abschn. 3.3 beschriebene Fahrzeug mit Verbrennungsmotor, bei relativ konstanter Fahrgeschwindigkeit um ca. 100 km/h gezeigt. Die Motorlast ist niedrig, daher sind nur wenige hervortretende Frequenzen über dem Grundrauschen erkennbar. Die gemessenen Amplituden des höheren Frequenzbereichs sind zu Beginn etwas überhöht und werden heruntergeregelt, wobei sich ein Artefakt durch Überkompensation im Zeitbereich von ca. 30–80 s des Spektrums vom gemessenen Beschleunigungssignal an der Fahrersitzschiene (Abb. 3.18b) zeigt, auf das die Stellgröße (Abb. 3.18c) geregelt wird. Die Regelung wird hier ohne Vorkonditionierung angewendet. Im Normalfall werden die Gewichtungsfaktoren der Regelung abgespeichert und bei erneutem Betrieb als Startparameter geladen. In Abb. 3.18d ist zusätzlich das Spektrum der Beschleunigungsmessung am Fahrersitz in der Nähe des Scharniers zwischen Sitzfläche und Rückenlehne dargestellt. Dieses geht nicht in die Regelung ein.

Gegenüber dem Sollsignal sind in den Messsignalen auch Frequenzen unter 10 Hz zu sehen, die durch das Fahrsimulatorbewegungssystem angeregt werden. Die Signale der Beschleunigungssensoren sind allerdings hochpassgefiltert, sodass diese Frequenzen nur schwach sichtbar sind und zu 0 Hz hin ganz verschwinden.

Abbildung 3.19 zeigt die gleichen Darstellungen für das simulierte Fahrzeug mit Elektromotor. Das Spektrum zeigt eine etwas geringere Amplitude des Rauschens gegenüber dem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor. Definierte Frequenzen treten nur im Frequenzbereich unterhalb 40 Hz auf, die die Rad-Aufbau- und Karosserieresonanzen abbilden. In der Abbildung ist deutlicher zu sehen, dass die höheren Frequenzen im adaptierten Stellsignal gegenüber dem Sollsignal abgeschwächt und die niedrigeren Frequenzen verstärkt werden, um das Übertragungsverhalten auszugleichen.

In Abb. 3.20 sind die Leistungsdichtespektren der Beschleunigungsmessung an der Schiene des Fahrersitzes für die zwei Fahrzeugvarianten (Fahrzeug mit Verbrennungsmotor, „Fzg. 1/V“ und Fahrzeug mit Elektromotor, „Fzg. 1/E“) dargestellt, entsprechend den Führungsgrößen aus Abb. 3.12. Es ist deutlich zu

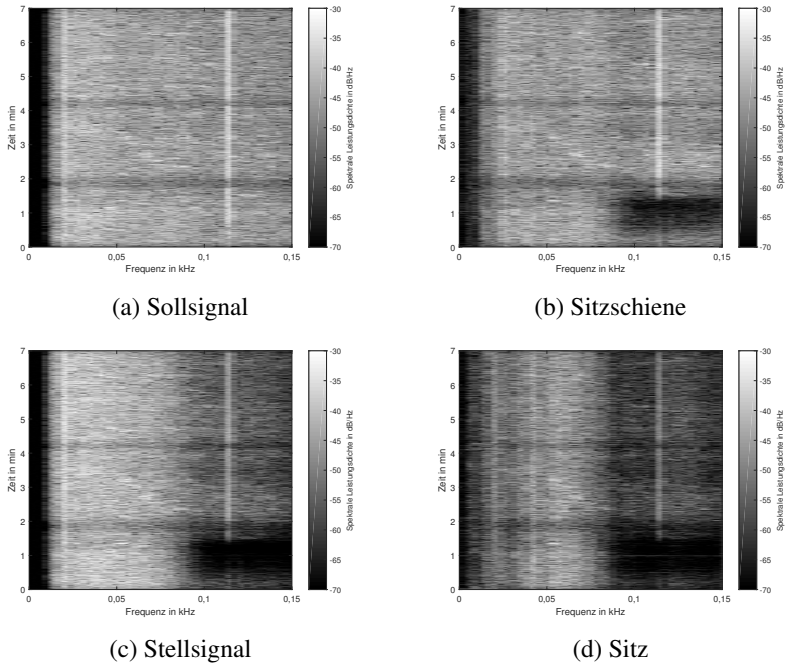


Abbildung 3.18: STFT von **a** Sollsinal, **b** gemessenem Beschleunigungssignal an der Schiene des Fahrersitzes, **c** geregelter Signalantrieb zur Ansteuerung des Schwingerregers, **d** gemessenem Beschleunigungssignal am Fahrersitz; Anregung durch Simulationsmodell Fahrzeug mit Verbrennungsmotor.

erkennen, dass gegenüber dem Sollsinal eine Senke bei 24 Hz auftritt und die Frequenzen zwischen 15 und 25 Hz geringere Amplituden haben. Dies wird auch durch Anheben der Stellgröße (s. Abb. 3.21) nicht vollständig kompensiert.

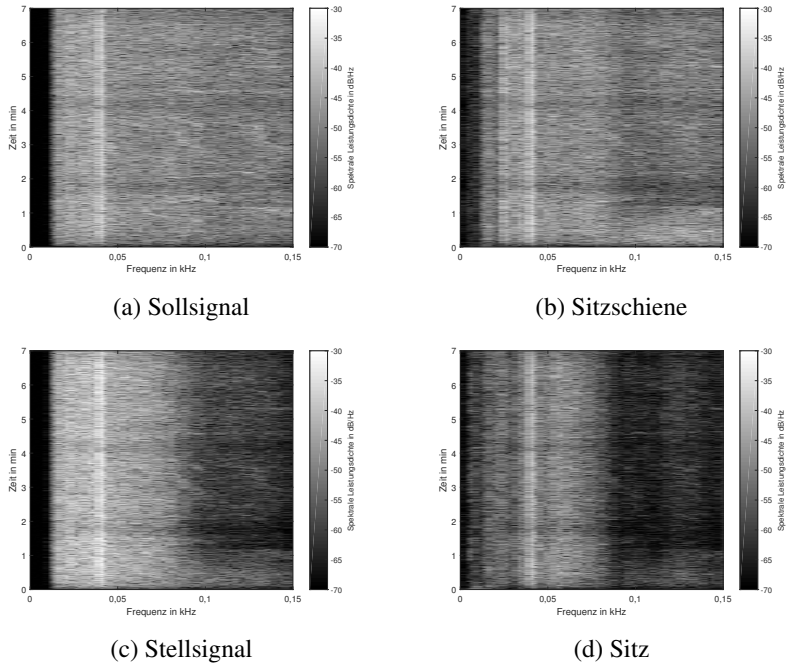


Abbildung 3.19: STFT von **a** Sollsinal, **b** gemessenem Beschleunigungssignal an der Schiene des Fahrersitzes, **c** geregelmtem Signalan-
gang zur Ansteuerung des Schwingerregers, **d** gemessenem Beschleunigungssignal am Fahrersitz; Anregung durch
Simulationsmodell Fahrzeug mit Elektromotor.

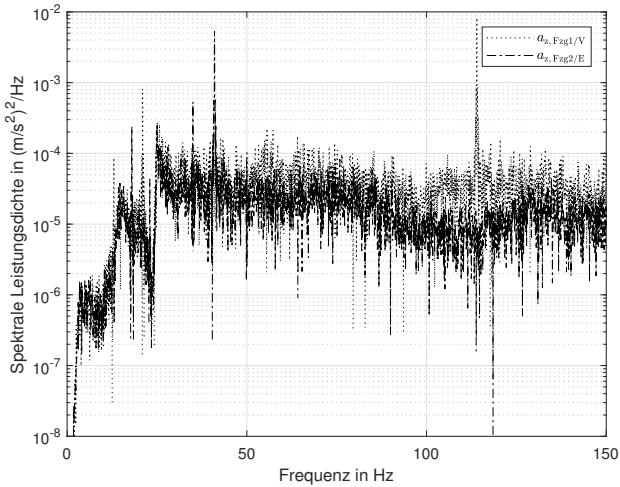


Abbildung 3.20: PSD der gemessenen Beschleunigungsanregung am Fahrersitz; Anregung durch Modelle Fzg. 1/V und Fzg. 1/E.

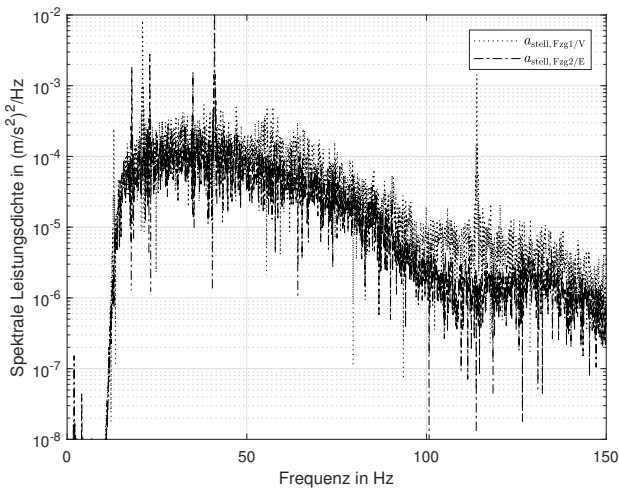


Abbildung 3.21: PSD der Stellgrößen für die Schwingungsanregung durch die Simulationsmodelle Fzg. 1/V, Fzg. 1/E.

4 Experiment

4.1 Studienaufbau und -durchführung

In diesem Abschnitt ist die Durchführung einer Probandenstudie im Fahr Simulator beschrieben, in welcher die Probanden bei Fahrten über Landstraßen- und Autobahnstrecken verschiedene Varianten der Fahrzeugmodelle bezüglich der Vibrationsanregung erleben und das Fahrverhalten bewerten.

Zur Simulation der Fahrzeugdynamik wird ein bestehendes erweitertes Einspurmodell verwendet, das angepasst wurde, um Querdynamik korrekt abzubilden, und an ein Mittelklassefahrzeug angeglichen bzw. anhand dessen validiert wurde [66]. Dieses bietet den Vorteil, dass es ein einfaches Modell ist und dass das Fahrzeugverhalten von grundsätzlichen Auslegungseigenschaften wie z. B. des Fahrwerks abhängt und nicht von Details der Subkomponenten [6]. Die Lenkrückstellkräfte im physischen Fahrzeug-Mockup werden unter Verwendung der elektrischen Servolenkung, die als physische Komponente im Fahrzeug erhalten geblieben ist, mit Simulation der Zahnstangenkräfte realisiert [6]. Aus dem Fahrzeugdynamikmodell werden fahrbahnerregte Fahrzeugschwingungen im niederen Frequenzbereich unter 10 Hz angeregt, die aufgrund der recht ebenen Fahrbahn zu keinen großen Amplituden führen. Die aus dem Fahrzeugdynamikmodell resultierenden Schwingungen werden über den Hexapoden ausgegeben.

Es werden drei Fahrzeugvarianten bezüglich der höherfrequenten, durch den Schwingerreger wiedergegebenen Schwingungsanregung unterschieden. Fahrzeug 1 (im Weiteren als „Fzg. 1/V“ bezeichnet) entspricht dem in Kap. 3.3 beschriebenen Modell des verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugs. Fahrzeug 2 („Fzg. 2/E“) entspricht dem beschriebenen Modell des Fahrzeugs mit Elektromotor. Bei Fahrzeug 3 („Fzg. 3/N“) werden keinerlei Schwingungen zusätzlich zu denen des grundlegenden Fahrzeugdynamikmodells über den Schwingerreger erzeugt. Die Schwingungsanregung unterscheidet sich zudem auf den Strecken Landstraße und Autobahn, indem auf der Landstraße größere

Unebenheiten, entsprechend einer höheren Amplitude der Fahrbahnanregungen vor allem zu niedrigen Frequenzen hin auftreten.

An sonstigen Geräuschen werden nur Wind- und Rollgeräusche und Geräusche anderer Verkehrsteilnehmer dargestellt. Motorsound des Egofahrzeugs wird ausgeblendet, um diesen akustischen Einfluss auszunehmen, da angenommen wird, dass es einen hohen Einfluss auf das subjektive Empfinden der Probanden hat und Effekte durch geänderte Vibrationsanregung möglicherweise überdeckt. Die Wind- und Rollgeräusche entsprechen einem bandpassgefilterten weißen Rauschen mit zur Fahrzeuggeschwindigkeit proportionaler Amplitude.

Die Fahrstrecken sind eine kurvenreiche Landstraße mit Kurvenradien von 135 und 193 m und eine zweispurige Autobahn mit sehr großen Kurvenradien um ca. 1000 m, aber mehreren Baustellen, die so aufgebaut sind, dass zuerst die Fahrbahn auf die rechte Fahrspur verengt und der Spurverlauf dann mit engen Radien auf die linke Spur und kurz darauf wieder auf die rechte Spur geführt werden, sodass beim Durchfahren dynamische Doppelspurwechsel durchgeführt werden müssen. Der Umgebungsverkehr fährt auf der Autobahn auf der rechten Fahrspur mit Geschwindigkeiten unter 100 km/h, sodass dies häufig zum Überholen verleitet.

Das Fahrerlebnis unterscheidet sich für die Probanden zudem dadurch, dass für die Landstraßenstrecke ein anderer Motion-Cueing-Algorithmus als für die Autobahnstrecke zur Anwendung kommt. Dies ist in erster Linie durch die Darstellbarkeit der Fahrzeugbewegungen in den unterschiedlichen Fahrbahnkurven durch das Fahr Simulatorbewegungssystem begründet. Durch die Kurven der Landstraße induzierte Querbeschleunigung und Gierwinkel des Fahrzeugs werden durch Washout-Algorithmen gefiltert. Die Querbeschleunigungen sind als Kombination von Tilt-Bewegung des Hexapoden für niederfrequente und Querbewegungen des Simulatorschlittens für höherfrequente Beschleunigungsanteile dargestellt, da eine reine Darstellung der Querbeschleunigung durch Tilt zu hohen Drehraten führen würde, die für die Probanden als solche wahrnehmbar wären. Fahrzeugbewegungen lateral zur Fahrspurmitte werden ohne Washout, aber mit niedriger Skalierung (da dieselben Freiheitsgrade des Simulators für die aus dem Streckenverlauf resultierenden Bewegungen beansprucht werden) an die Simulatorbewegung durchgegeben. Auf der Autobahn werden

aus Kurvenradien der Strecke resultierende Querschleunigungen ausschließlich über Tilt des Hexapoden wiedergegeben, da hierbei bei der Drehbewegung keine Wahrnehmungsschwellen überschritten werden. Zudem ist die durch die Kurvenkrümmung entstehende Gierbewegung des Fahrzeugs nicht wahrnehmbar, sodass diese bei der Darstellung vernachlässigt werden kann [92]. Die Querbewegung des Simulatorschlittens und die Gierbewegung des Hexapoden werden daher nur durch die Bewegung des Fahrzeugs lateral zu den Fahrspuren verwendet, was deutlich höhere Skalierungen als auf der Landstraße zulässt und Washout-Algorithmen überflüssig macht. Bezüglich der Skalierung werden nicht die größtmöglichen Werte gewählt, sondern die Festlegung der Skalierung erfolgt so, dass die Unterschiede im Fahrzeugverhalten, insbesondere der Reaktion auf Lenkeingaben zwischen Landstraße und Autobahn, nicht zu groß sind. Dennoch wird für die Autobahn ein deutlich direkteres und besser kontrollierbares Fahrgefühl erwartet, vor allem, da kein Washout-Algorithmus verwendet wird, welcher zu „Miscues“ führen kann. Das Motion-Cueing der Längsdynamik ist für beide Strecken gleich.

Grafisch werden die Fahrbahnen eben dargestellt, um zu vermeiden, dass die Beurteilung der Fahrzeuganregung durch die visuelle Beobachtung beeinflusst wird.

Abbildung 4.1 zeigt den Streckenverlauf einer Probandenfahrt. Die Fahrt beginnt auf der Landstraße, führt über die Autobahn und anschließend wieder über die gleiche Landstraße. Die erste Landstraßendurchführung bildet einen Abschnitt („L1“), auf dem entweder mit Fzg. 1/V oder Fzg. 3/N gefahren wird (Varianten permutiert). Auf dem zweiten Landstraßenabschnitt („L2“) wird mit der jeweils anderen Fahrzeugvariante gefahren.

Die Autobahn ist in drei gleiche Abschnitte („A1“, „A2“, „A3“) unterteilt, in denen mit den Fahrzeugvarianten 1/V, 2/E und 3/N gefahren wird. Die Reihenfolge wird über das Probandenkollektiv permutiert. Tabelle 4.1 zeigt beispielhaft 3 der insgesamt 12 verschiedenen Ablaufvarianten.

Es findet keine vorherige Eingewöhnungsfahrt statt, um zu überprüfen, ob sich die Schwingungsanregung positiv auf die Kontrollierbarkeit bei ungewohntem Fahrverhalten auswirkt und/oder zu einer schnelleren Eingewöhnung beiträgt.

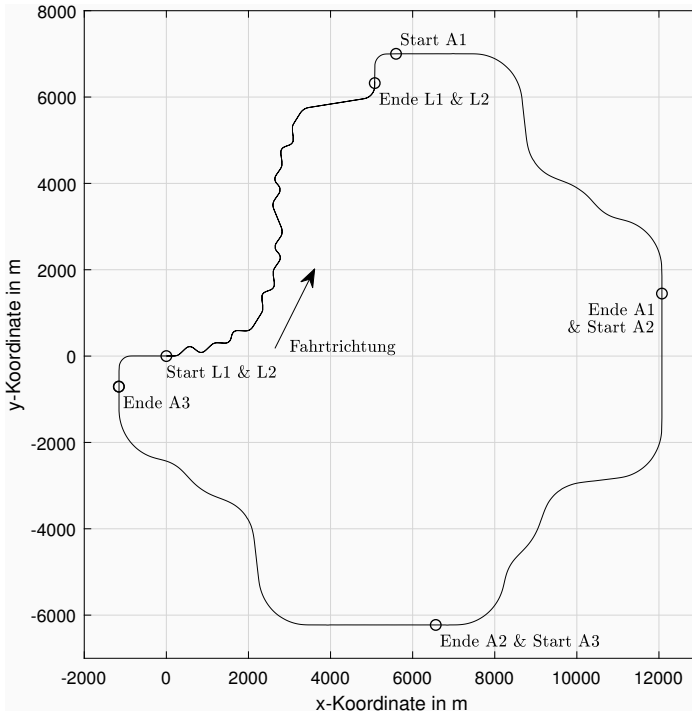


Abbildung 4.1: Draufsicht auf den Streckenverlauf in x-y-Koordinaten.

Zum Zwecke der besseren Vergleichbarkeit der Daten und der Auswirkung auf das Fahrgefühl bekommen die Probanden die Instruktion, auf der Landstraße möglichst konstant mit 70 und auf der Autobahn mit 100 km/h zu fahren, wobei hinzugefügt wird, dass kleine Abweichungen in Ordnung seien und die Aufgabe nicht dazu führen sollte, dass die Probanden permanent die Geschwindigkeitsanzeige beobachten. Ausgenommen davon sind außerdem Baustellen auf der Autobahn, in denen eine Geschwindigkeit von 100 km/h zu hoch wäre.

Tabelle 4.1: Beispielhafte Reihenfolgen der Fahrzeugvarianten in den Fahrtabschnitten.

Streckenabschnitt	Ablaufvariante 1	Ablaufvariante 2	Ablaufvariante 3
Landstraße 1 (L1)	Fzg. 1/V	Fzg. 3/N	Fzg. 1/V
Autobahn 1 (A1)	Fzg. 1/V	Fzg. 2/E	Fzg. 3/N
Autobahn 2 (A2)	Fzg. 2/E	Fzg. 1/V	Fzg. 2/E
Autobahn 3 (A3)	Fzg. 3/N	Fzg. 3/N	Fzg. 1/V
Landstraße 2 (L2)	Fzg. 3/N	Fzg. 1/V	Fzg. 3/N

Nach jedem Fahrtabschnitt werden die Probanden gebeten anzuhalten, und es wird eine Befragung durchgeführt. In Abb. 4.2 ist der gesamte Studienablauf für einen Probanden dargestellt.

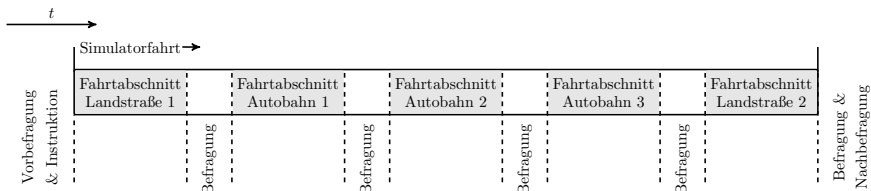


Abbildung 4.2: Studienablauf.

Vor der Versuchsfahrt werden die Probanden zu ihrem gewöhnlichen Fahrverhalten und ihrer Erfahrung mit Fahrsimulatoren befragt und bekommen die Instruktionen zur Simulatorfahrt. Sie füllen jeweils einen Fragebogen zur Bewertung der Kinetose (*simulator sickness questionnaire* (SSQ), vgl. Kennedy et al. [59]) vor und nach der Fahrt aus. Die Befragungen nach den Fahrtabschnitten beinhalten allgemeine Fragen zum Fahrverhalten, die jeweils auf einer Skala von 1–7 zu bewerten sind, sowie eine Zusatzfrage, welche Antriebsart die Probanden dem Fahrzeug zuordnen würden. Außerdem wird das momentane Kinetoseempfinden mit einer Bewertung auf der *misery scale* (MISC) nach Bos et al. [17] abgefragt. Der vollständige Fragebogen findet sich in Anhang B.2.

4.2 Ergebnisse der Fahrstudie

4.2.1 Probandenbefragung

Vergleich der Bewertungen der Landstraßenfahrten Aufgrund des Ablaufs der Versuchsfahrt, in dem die Probanden als Erstes den Landstraßenabschnitt durchfahren und danach erst wieder, nachdem Sie die Autobahnabschnitte durchfahren haben, könnten mehrere Effekte einen Einfluss auf die Bewertungen der Landstraßenfahrten haben:

- Bei der Bewertung der ersten Landstraßenfahrt haben die Probanden noch keine direkte Vergleichsfahrt als Referenz,
- eine zunehmende Eingewöhnung in die Fahrsimulation könnte einen positiven Effekt auf die Bewertung der nachfolgenden Fahrten haben,
- zunehmende Ermüdung und/oder Kinetose könnten sich negativ auf die Bewertung der nachfolgenden Fahrten auswirken oder bei Unkonzentriertheit zu Streuung der Bewertungen führen,
- der relative Vergleich der zweiten Landstraßenfahrt zu dem direkt davor gefahrenen Autobahnabschnitt könnte zu einer starken Abwertung führen.

Aus diesen Gründen werden als Erstes Vergleiche der Stichproben über alle Probanden von der ersten mit denen der zweiten Landstraßenfahrt gezogen, ohne Berücksichtigung der Reihenfolge der Fahrzeugvarianten. Hierzu wird das von den Probanden bewertete Merkmal „unrealistisch/realistisch“ herangezogen (vgl. Abb. 4.3). Für den Korrelationskoeffizienten zwischen diesen zwei Stichproben errechnet sich ein Wert von $r = 0,5863$. Dies zeigt deutlich eine positive Korrelation; demnach ist diese Voraussetzung für einen aussagekräftigen t-Test für abhängige Stichproben erfüllt [16]. Der t-Test für abhängige Stichproben ergibt einen t_T -Wert von $-2,11$. Dieser ist betragsmäßig größer als der kritische Vergleichswert für 25 Freiheitsgrade (26 Probanden) und ein Signifikanzniveau von 5 %, $t_{(25;5\%)} = 1,708$. Daher kann nicht ausgeschlossen werden, dass ein Einfluss besteht, welcher die Bewertungen im zweiten Landstraßenabschnitt gegenüber dem ersten im Mittel verschiebt. Aus diesem Grund werden für die weiteren Vergleiche vor allem die Differenzen zwischen den Bewertungen betrachtet und weniger die Absolutwerte.

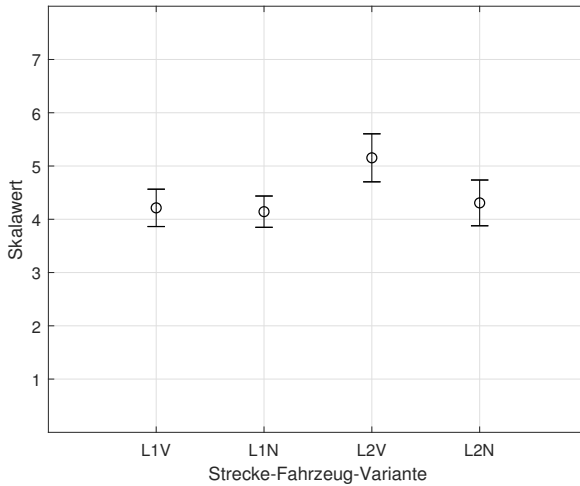


Abbildung 4.3: Bewertung des Merkmals unrealistisch/realistisch für Strecken L1 und L2 und Fahrzeugvarianten Fzg. 1/V und Fzg. 3/N; Fehlerbalken mit Mittelwerten (⊙) und Standardfehlern (–).

Es werden die zwei Probandengruppen L2V (Fahrt auf Landstraße 2 mit Fzg. 1/V) und L2N (Fahrt auf Landstraße 2 mit Fzg. 3/N) unterschieden. Die Differenzen werden jeweils zu den Bewertungen derselben Probandengruppe in den Abschnitten L1 (bezeichnet mit L2VL und L2NL) und A3 (bezeichnet mit L2VA und L2NA) gebildet. Für die Landstraße ist das gleichbedeutend mit einer Differenz zur Bewertung der jeweils anderen Fahrzeugvariante; beim Vergleich mit der Autobahn ist es unabhängig von der auf dem Abschnitt A3 gefahrenen Fahrzeugvariante.

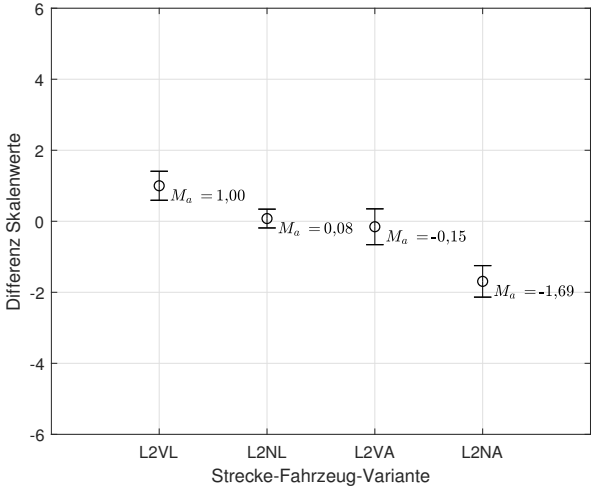
Bei den Vergleichen der zweiten Landstraßenfahrt zeigt sich für fast alle Merkmale ein ähnliches Bild (vgl. Abb. 4.4 und 4.5; Darstellungen der übrigen Merkmale in Abb. B.3 und B.4 im Anhang): Im Vergleich zur ersten Landstraßenfahrt werden die Fahrt mit Fzg. 1/V tendenziell besser und die Fahrt mit Fzg. 3/N tendenziell schlechter bewertet, s. Abb. 4.4a–b und 4.5a. Gegenüber der vorherigen Fahrt auf der Autobahn werden beide Fahrzeuge tendenziell

schlechter bewertet, wobei die Differenzen bei Fahrten mit Fzg. 3/N deutlich größer sind. Auch bei den Merkmalen „unkomfortabel/komfortabel“ sowie „unruhig/ruhig“ (s. Abb. 4.5b) zeigen sich die gleiche Tendenz, allerdings keine signifikanten Unterschiede.

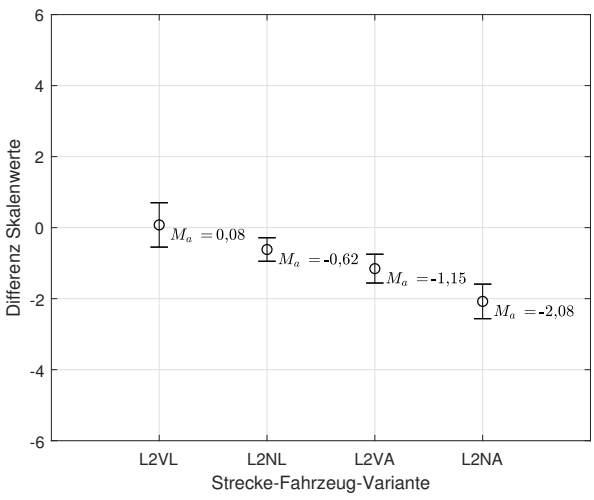
Vergleich der Bewertungen der Autobahnfahrten Werden alle Bewertungen eines Merkmals für jeweils einen Fahrzeugtyp zusammengenommen, unabhängig von der Reihenfolge der Fahrten, so zeigen sich für die Fahrten auf den Autobahnabschnitten geringfügige Unterschiede zwischen den Fahrzeugvarianten. In Abb. 4.6 und 4.7 sind für jeden Wert die Differenz zu der Bewertung der vorhergehenden Fahrt durch denselben Probanden genommen worden, und anschließend wurden die Fahrzeugvarianten gruppiert. Dabei zeigt sich für die Merkmale unrealistisch/realistisch (Abb. 4.6a), unkomfortabel/komfortabel (Abb. 4.6b), unsportlich/sportlich sowie unruhig/ruhig eine leicht aufsteigende Tendenz von Fzg. 1/V zu Fzg. 2/E zu Fzg. 3/N. Bei den Merkmalen anstrengend/unanstrengend (Abb. 4.7a), unsicher/sicher (Abb. 4.7b), indirekt/direkt zeigen Fzg. 1/V und Fzg. 3/N sehr ähnliche Werte und Fzg. 2/E etwas niedrigere. Am deutlichsten sind die Unterschiede bei Sportlichkeit, Komfort und Ruhe (s. auch Anhang Abb. B.6 und B.7).

In Abb. 4.8 und 4.9 sind die Autobahnabschnitte und die Probanden in drei Gruppen (AxV, AxE, AxN) durch die auf dem jeweiligen Abschnitt gefahrene Fahrzeugvariante separiert.

Beim Merkmal Ruhe findet eine Abwertung der Varianten mit Fzg. 1/V und Fzg. 2/E auf A2 gegenüber A1 statt (Abb. 4.8a). Wird im Abschnitt A1 mit Fzg. 3/N gefahren, ist die Abwertung in Abschnitt A2 für Fzg. 1/V und Fzg. 2/E sehr ähnlich. Bei anderen Reihenfolgen ist die Abwertung etwas stärker, wenn Fzg. 2/E auf Fzg. 1/V folgt, gegenüber dem umgekehrten Fall, s. Abb. 4.10a. Eine eindeutige Korrelation der Bewertung mit den fahrdynamischen Größen ist nicht erkennbar (vgl. Abschn. 4.2.2). Daher wird davon ausgegangen, dass die Vibrationen maßgeblichen Einfluss haben. Für Fahrt A3 ist zudem für Fzg. 3/N wieder ein Anstieg der Bewertungen zu verzeichnen, während die Bewertungen für Fzg. 1/V und Fzg. 2/E auf diesem Abschnitt relativ neutral bleiben (Abb. 4.8a).

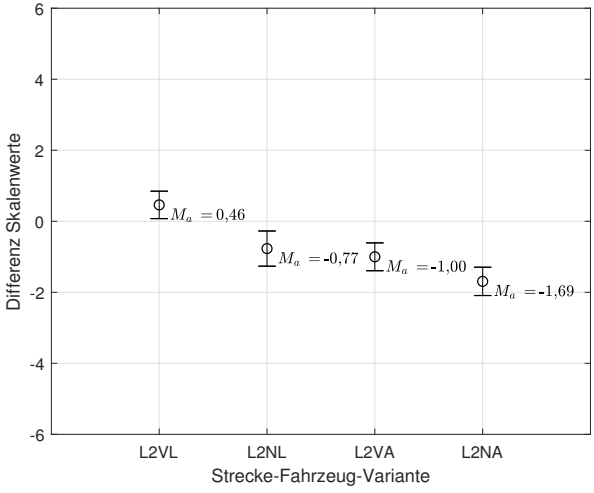


(a) unrealistisch/realistisch

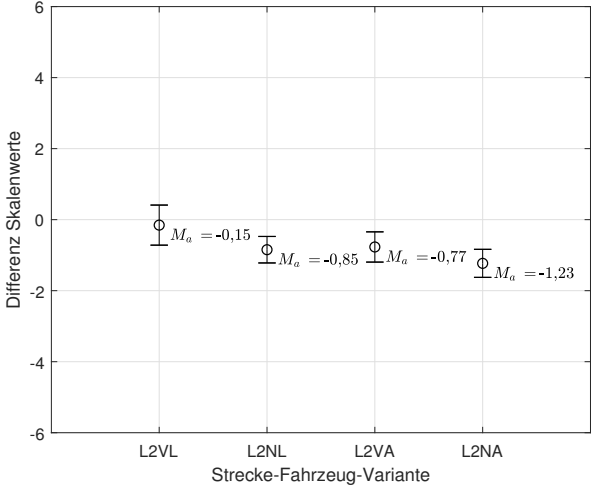


(b) anstrengend/unanstrengend

Abbildung 4.4: Deltas der Bewertungen für Strecke L2 mit Fzg. 1/V und Fzg. 3/N gegenüber Strecken L1 (L2VL und L2NL) und A3 (L2VA und L2NA); Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (\odot) und Standardfehlern (-).

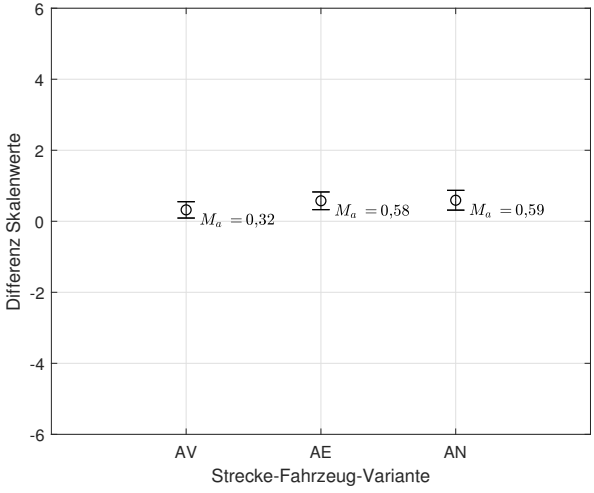


(a) indirekt/direkt

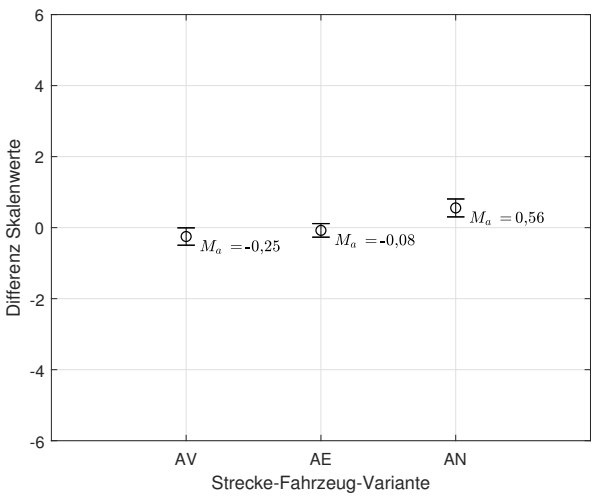


(b) unruhig/ruhig

Abbildung 4.5: Deltas der Bewertungen für Strecke L2 mit Fzg. 1/V und Fzg. 3/N gegenüber Strecken L1 (L2VL und L2NL) und A3 (L2VA und L2NA); Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (\odot) und Standardfehlern (-).

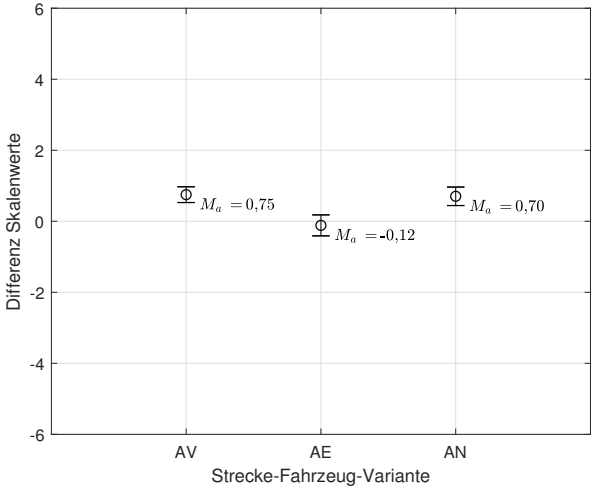


(a) unrealistisch/realistisch

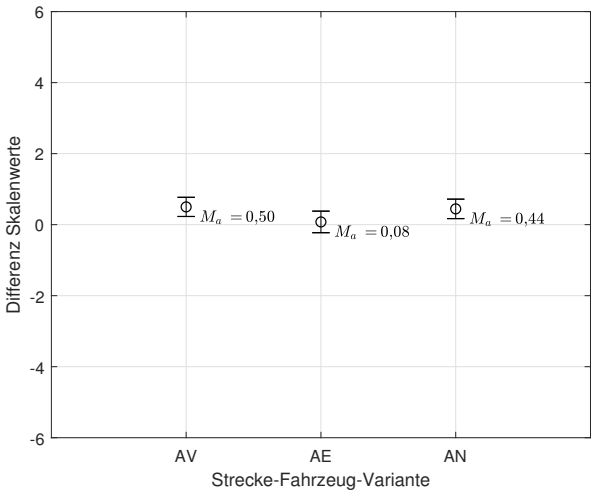


(b) unkomfortabel/komfortabel

Abbildung 4.6: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, gruppiert nach Fahrzeugvarianten; Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (Φ) und Standardfehlern (-).

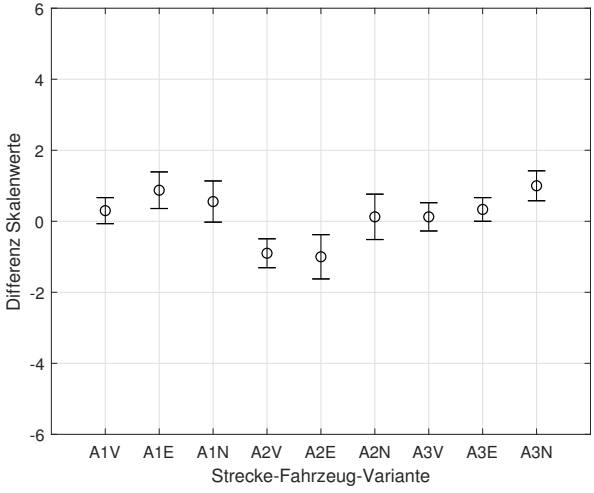


(a) anstrengend/unanstrengend

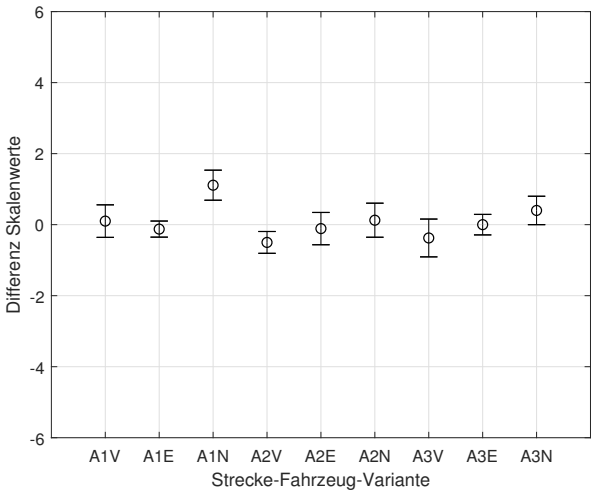


(b) unsicher/sicher (Fahrverhalten)

Abbildung 4.7: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, gruppiert nach Fahrzeugvarianten; Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (Φ) und Standardfehlern (-).

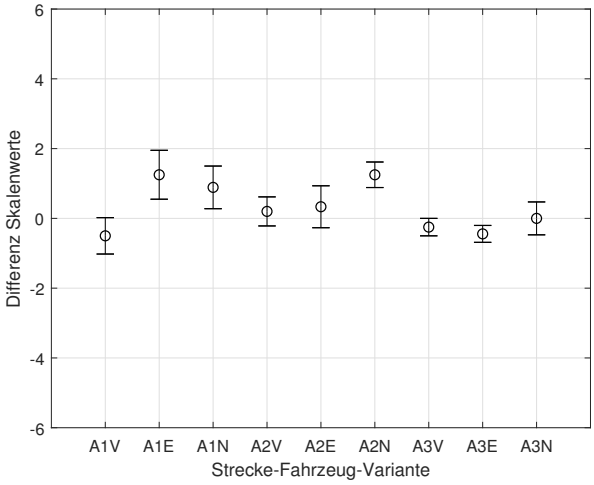


(a) unruhig/ruhig

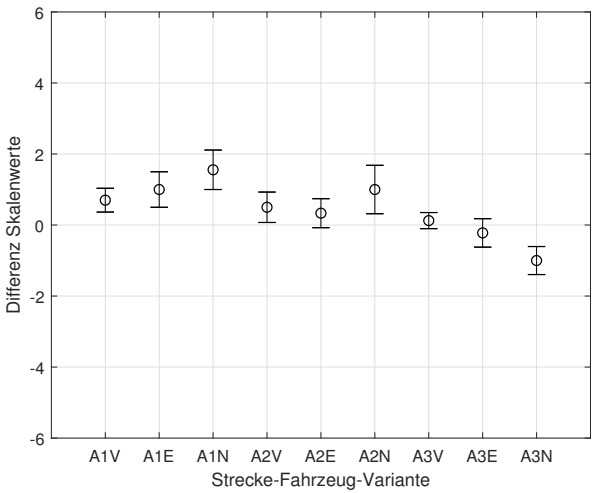


(b) unkomfortabel/komfortabel

Abbildung 4.8: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (⊙) und Standardfehlern (-).

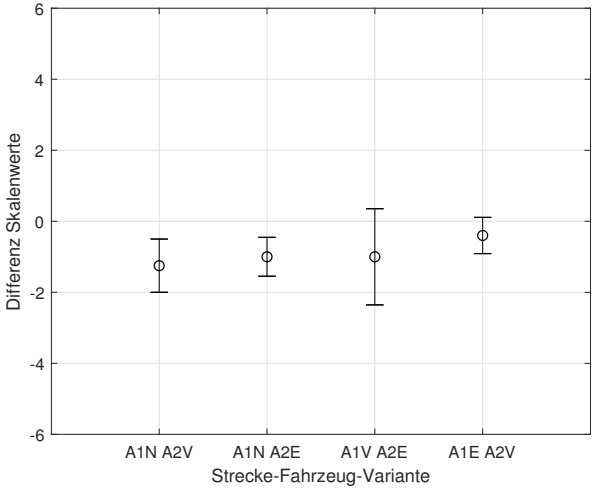


(a) unsportlich/sportlich

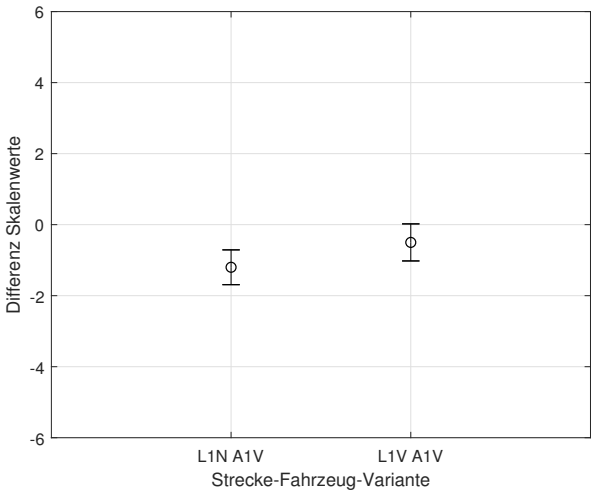


(b) indirekt/direkt

Abbildung 4.9: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (⊙) und Standardfehlern (–).



(a) unruhig/ruhig



(b) unsportlich/sportlich

Abbildung 4.10: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (⊕) und Standardfehlern (-).

Für die unterschiedlichen Bewertungen des Komforts (Abb. 4.8b) lassen sich für den Abschnitt A1 Zusammenhänge mit den Standardabweichungen der Lenkwinkel/Lenkwinkelgeschwindigkeiten und Querbeschleunigungen erkennen (vgl. Abschn. 4.2.2 und Anhang B.6), die für die Variante A1N vergleichsweise niedrige Werte aufweisen. Die Stärke dieser Zusammenhänge nimmt für die weiteren Autobahnabschnitte ab, sodass hier wiederum angenommen werden kann, dass Vibrationen Einfluss auf die Bewertung haben, da sich sowohl für Fahrabschnitt A2 als auch A3 eine aufsteigende Tendenz von der Fahrzeugvariante mit stärkster zu der mit niedrigster Vibrationsanregung zeigt.

Die Bewertungen der Sportlichkeit korrelieren am meisten mit den Standardabweichungen der Querbeschleunigung, sodass angenommen wird, dass dies den größten Einfluss hat (vgl. Abb. B.11a im Anhang). Die Sportlichkeit wird für Fzg. 1/V für den Abschnitt A1 verhältnismäßig stark abgewertet (Abb. 4.9a), und zwar stärker, wenn auf L1 mit Fzg. 3/N gefahren wird und nicht mit Fzg. 1/V, s. Abb. 4.10b. Die Direktheit wird für Fzg. 1/V auf A1 dabei tendenziell besser bewertet (Abb. 4.9b). Für dieses Merkmal ist anzunehmen, dass das Bewegungsfeedback durch das Motion-Cueing maßgeblichen Einfluss hat.

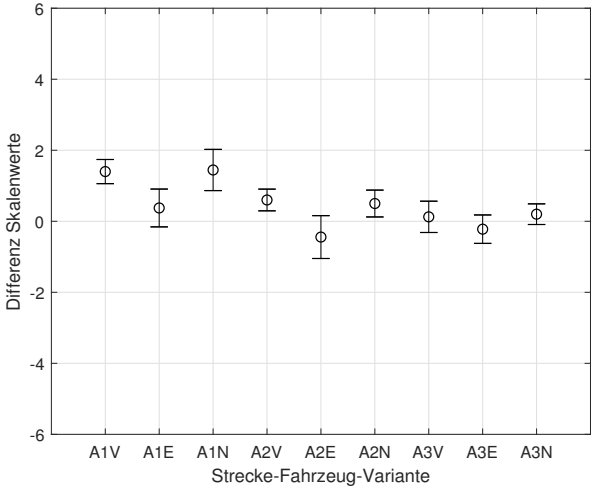
Beim Merkmal Anstrengung wird Fzg. 2/E im Mittel schlechter bewertet (Abb. 4.7a). Dies zeigt sich auch bei separater Betrachtung der Autobahnabschnitte (Abb. 4.11a). Auf A1 werden Fzg. 1/V und Fzg. 3/N deutlich besser als der vorhergehende Abschnitt L1 bewertet, während Fzg. 2/E nur eine leicht positive Tendenz zeigt. Auf den folgenden Autobahnabschnitten werden Fzg. 1/V und Fzg. 3/N tendenziell leicht positiv gegenüber den vorhergehenden Abschnitten bewertet, während Fzg. 2/E tendenziell abgewertet wird. Die Standardabweichungen der Lenkwinkel/Lenkwinkelgeschwindigkeiten und Querbeschleunigungen für Fzg. 2/E sind bei A1 relativ hoch, und insbesondere resultieren relativ hohe Standardabweichungen der Querbeschleunigung im Verhältnis zur mittleren Geschwindigkeit (vgl. Abb. B.12 im Anhang). Bei A2 und A3 sind die fahrdynamischen Werte allerdings niedriger als bei den anderen Fahrzeugvarianten (vgl. Abschn. 4.2.2 und Abb. B.11a, B.10 im Anhang). Dies würde daher nur die Abwertung auf Abschnitt A1 erklären. Da Fzg. 2/E auch beim Merkmal Ruhe etwas schlechter bewertet wird, könnten hier ebenfalls die Vibrationen einen Einfluss haben und durch ein unruhigeres Fahrgefühl zu mehr Anstrengung führen. Ähnliche Bewertungen zeigen sich auch für die Merkmale

Sicherheit der Fahrsimulation und Sicherheit des Fahrverhaltens (vgl. Abb. B.8 im Anhang).

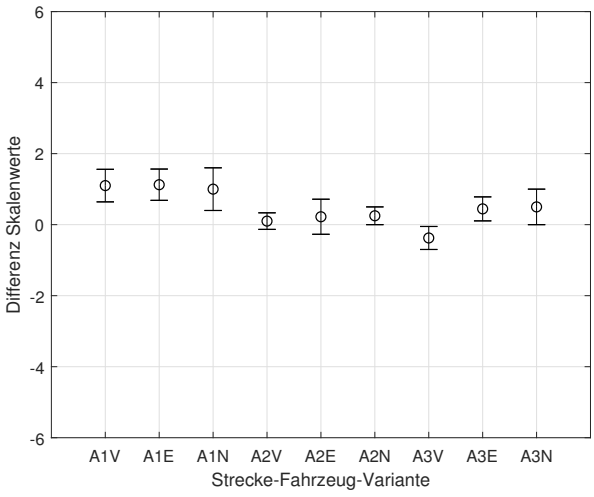
Das Merkmal Realität zeigt keine deutlichen Unterschiede zwischen den Fahrzeugvarianten (Abb. 4.11b). Gegenüber der Landstraßenfahrt ist ein genereller Anstieg im Abschnitt A1 erkennbar, welcher dem Motion-Cueing zugeschrieben werden kann.

Individuell werden die Autobahnabschnitte leicht differenziert durch die Probanden bewertet. Freie Kommentare der Probanden dazu sind unterschiedlich. Einige scheinen bei den Varianten mit Schwingungsanregung das Gefühl eines leistungsfähigeren Fahrzeugs zu haben. Anderen erscheinen bei Schwingungsanregung Schaltrücke stärker und es werden ein verzögertes Ansprech- und schlechteres Beschleunigungsverhalten bewertet, ebenso fühle sich das Anlenkverhalten bei dynamischen Spurwechseln zäher an. Einige Probanden bemerken auch keine fahrdynamischen Unterschiede zwischen den Varianten. Änderungen der Schwingungsanregung werden meist wahrgenommen, zumindest zwischen Fahrzeug 3 und einer der beiden anderen Fahrzeugvarianten. Diese werden aber meist nicht als die primäre Änderung zwischen den Varianten erkannt.

Gegenüberstellung der Befragungsergebnisse Landstraße–Autobahn Gegenüber den Autobahnabschnitten zeigen sich auf den Landstraßenabschnitten deutlichere Unterschiede zwischen den Fahrzeugvarianten. Dabei wird Fzg. 1/V tendenziell besser bewertet als Fzg. 3/N. Dass Fzg. 3/N auf den Landstraßenabschnitten auch keine bessere Bewertung in den Merkmalen Ruhe und Komfort zeigt, könnte darin begründet sein, dass die Schwingungsanregung bei Fzg. 1/V sich vorteilhaft auf die Kontrollierbarkeit und das Fahrverhalten auswirkt und dadurch zu einem allgemein besseren Fahrgefühl führt. Bei den Autobahnfahrten wird das Fahrverhalten dagegen insgesamt als sehr gut befunden (vgl. Darstellungen der absoluten Bewertungen in Abb. B.5 im Anhang), sodass die Fahrzeugvarianten geringeren Einfluss auf die Kontrollierbarkeit haben und das momentane Erleben von Events wie schnellen Spurwechseln der maßgebliche Einfluss ist und gleichzeitig das Bewegungsfeedback von Längs- und Querdynamik den Komfort weniger beeinflussen. Die besseren Bewertungen der Merkmale Komfort und Ruhe für Fzg. 3/N auf den Autobahnabschnitten könnten hier auf die Abwesenheit der Vibrationen zurückgeführt werden.



(a) anstrengend/unanstrengend



(b) unrealistisch/realistisch

Abbildung 4.11: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (\oplus) und Standardfehlern (-).

Einschätzung der Antriebsart Die meisten Probanden schätzen die Antriebsart an dem Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs ab. Wenn Schaltrücke oder ein träges Beschleunigungsverhalten empfunden werden, wird ein Verbrennungsmotor als Antriebsart angenommen, wenn ein ruckloses Beschleunigen empfunden wird, wird ein Elektromotor angenommen. Einige Probanden verlassen sich dabei auch auf die Drehzahlanzeige und nehmen an, dass ein Elektromotor nicht so viel schalten würde. Einige Probanden sagen aus, dass sie aufgrund der fehlenden Geräusche keine Zuordnung machen können, während ein paar aufgrund der geringen Geräusche auf einen Elektromotor tippen. Vereinzelt werden stärkere Vibrationen als Kriterium für Verbrennungsmotoren genannt.

Bewertung der Kinetose Zur Bewertung der Kinetose werden die Differenzen der Angaben auf der MISC zum jeweils vorherigen Wert gebildet und über alle Probanden der entsprechenden Fahrzeugvariante und des jeweiligen Abschnitts gemittelt. Auf den Autobahnabschnitten zeigen sich dabei im Mittel nur geringfügige Änderungen von Anstiegen in Höhe von 0,14 Punkten für Fzg. 1/V und 0,15 Punkten für Fzg. 3/N sowie einen Abfall in Höhe von -0,08 Punkten für Fzg. 2/E, s. Abb 4.12a. Auf den Landstraßenabschnitten wird für Fzg. 1/V ein etwas erhöhter Anstieg von 0,37 Punkten verzeichnet und für Fzg. 3/N ein stärkerer Anstieg in Höhe von 0,96 Punkten, s. Abb 4.12b.

Da das größere Kinetosepotenzial bei den Landstraßenfahrten festgestellt wurde, werden für die folgende Betrachtung diejenigen Probanden ausgewählt, die überhaupt eine Änderung der MISC-Bewertung für L1 oder L2 angeben. Hierbei zeigen sich für Fzg. 1/V (LVS) ein mittlerer Anstieg von 1,1 Punkten je Proband und ein maximaler Anstieg von 3 Punkten. Für Fzg. 3/N (LVN) zeigen sich ein mittlerer Anstieg von 2,4 Punkten je Proband und ein maximaler Anstieg von 5, s. Abb 4.13.

4.2.2 Fahrdynamikdaten

Landstraßenfahrten Übergeordnet ist auffällig, dass bei den Landstraßenfahrten mit Fzg. 1/V in L2 geringe Standardabweichungen der Fahrzeuggeschwindigkeiten (Abb. 4.14a) sowie eine geringe Streuung auftreten, wobei die Mittelwerte der absoluten Fahrzeuggeschwindigkeit (Abb. 4.14b) in der

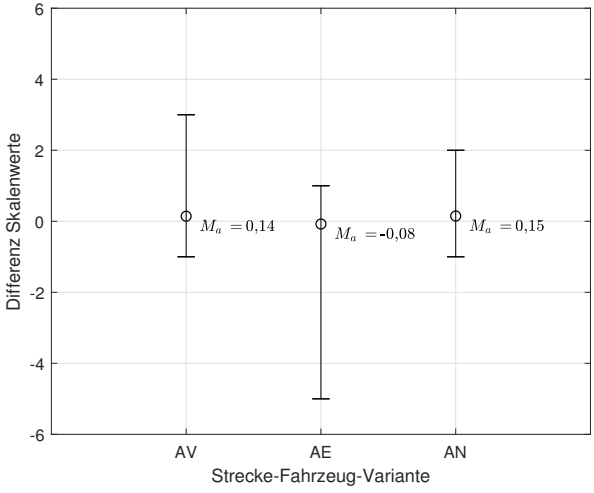
Mitte aller Varianten liegen. Daher treten im Mittel auch etwas höhere Querbeschleunigungen als bei den Fahrten von L1 auf. In Abb. 4.15a ist zu sehen, dass die Standardabweichungen der Querbeschleunigungen nahezu linear mit der mittleren Fahrzeuggeschwindigkeit korrelieren und es wenige Ausreißer gibt. Höhere mittlere Fahrzeuggeschwindigkeiten gehen also mit höheren Standardabweichungen der Querbeschleunigung einher. Trotz der relativ hohen mittleren Fahrzeuggeschwindigkeiten, treten für Fzg. 1/V in L2 im Mittel die niedrigsten Spurabweichungen (Abb. 4.16a) und Lenkwinkelgeschwindigkeiten (Abb. 4.16b) auf.

Die Verteilung der Standardabweichungen der Lenkwinkelgeschwindigkeiten über den Standardabweichungen der Lenkwinkel in Abb. 4.15b zeigt, dass für L1, Fzg. 3/N höhere Standardabweichungen der Lenkwinkelgeschwindigkeiten auftreten (vgl. auch Abb. 4.16b), während für L2, Fzg. 3/N höhere Standardabweichungen der Lenkwinkel auftreten (vgl. auch Abb. B.9 im Anhang). Die Werte für L1, Fzg. 1/V sind insgesamt relativ verstreut, während bei L2, Fzg. 1/V die Werte konzentrierter im Bereich der niedrigen Standardabweichungen sind.

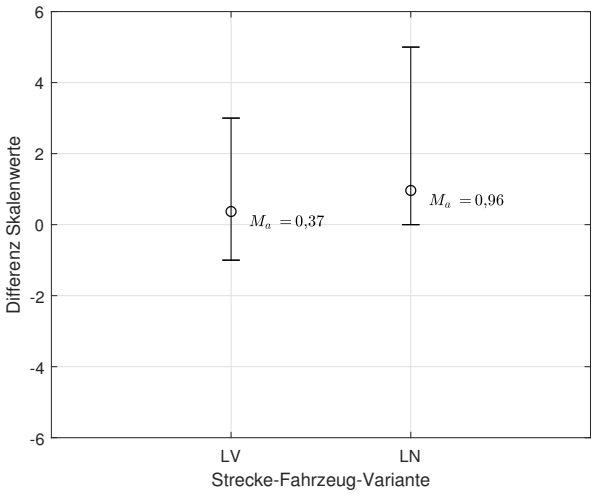
Im Folgenden werden einige Daten einzelner Probanden betrachtet und die Zusammenhänge zwischen den fahrdynamischen Daten und den jeweiligen subjektiven Bewertungen gesucht. Die Einzelwerte der Probanden sind in den vorstehenden Abb. 4.14 und 4.16 mit dem daneben stehenden Kürzel „P“ und der Probandennummer auf Höhe des jeweiligen Werts markiert. Zusätzlich werden für diese Probanden die Frequenzspektren der Lenkwinkelgeschwindigkeiten mittels FFT ausgewertet.

Bei Proband 16 zeigt das Frequenzspektrum der Lenkwinkelgeschwindigkeit (Abb. 4.17a) höhere Frequenzen und Amplituden für Fahrt L1 (Fzg. 3/N) als bei Fahrt L2 (Fzg. 1/V). Auch die Standardabweichungen der Daten (insbesondere der Lenkwinkelgeschwindigkeit) sind bei L1 höher als bei L2, bei niedrigerer mittlerer Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Bewertungen bezüglich des Fahrverhaltens fallen bei L1 deutlich schlechter aus.

Als Gegenbeispiel zeigt bei Proband 13 die FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeit (Abb. 4.17b) für Fahrt L2 (Fzg. 1/V) höhere Amplituden als für Fahrt L1 (Fzg. 3/N). Die Fahrt L2 wird im Mittel schlechter bewertet als L1. Die



(a) Autobahnabschnitte



(b) Landstraßenabschnitte

Abbildung 4.12: Deltas der MISC-Bewertungen zum jeweils vorausgehenden Fahrabschnitt; Mittelwerte M_a (\odot), Minima und Maxima (-).

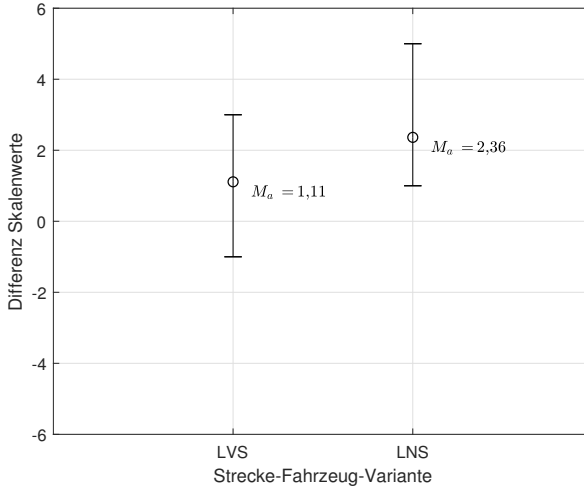
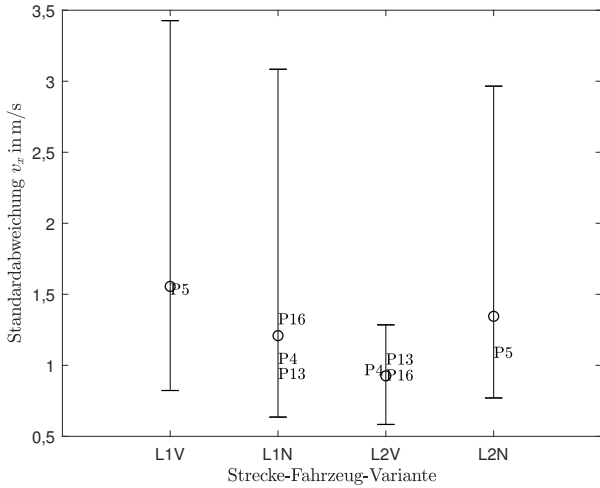


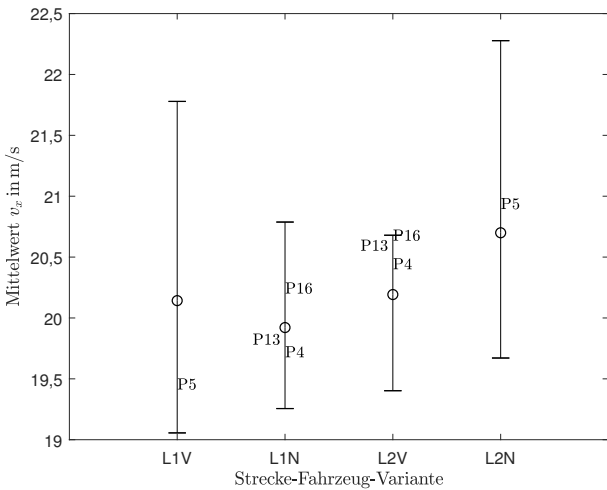
Abbildung 4.13: Deltas der MISC-Bewertungen zum jeweils vorausgehenden Fahrabschnitt, Landstraßenabschnitte, selektiert Probanden mit Änderung der MISC-Bewertung zwischen den Abschnitten; Mittelwerte M_a (\odot), Minima und Maxima ($-$).

mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit (Abb. 4.14b) ist bei Fahrt L2 höher als bei L1. Sowohl in der Spurabweichung (Abb. 4.16a) als auch in Lenkwinkel und Lenkwinkelgeschwindigkeit (Abb. 4.16b) zeigen sich höhere Werte der Standardabweichungen für L2 als für L1.

Bei Proband 5 zeigen sich leicht höhere Werte im Frequenzspektrum der Lenkwinkelgeschwindigkeit (Abb. 4.18a) bei L1 (Fzg. 1/V) gegenüber L2 (Fzg. 3/N), aber die Fahrt L2 wird deutlich schlechter bewertet. Die mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit ist bei L2 etwas höher, deren Standardabweichung aber geringer als bei L1. Die Standardabweichung der Spurabweichung ist höher, die der Lenkwinkelgeschwindigkeit geringer als bei L1. Gegenüber Fahrt L1 wird Fahrt L2 vor allem in den Merkmalen Sportlichkeit, Sicherheit des Fahrverhaltens und Ruhe abgewertet, daher ist es wahrscheinlich, dass gegenüber der zuvor

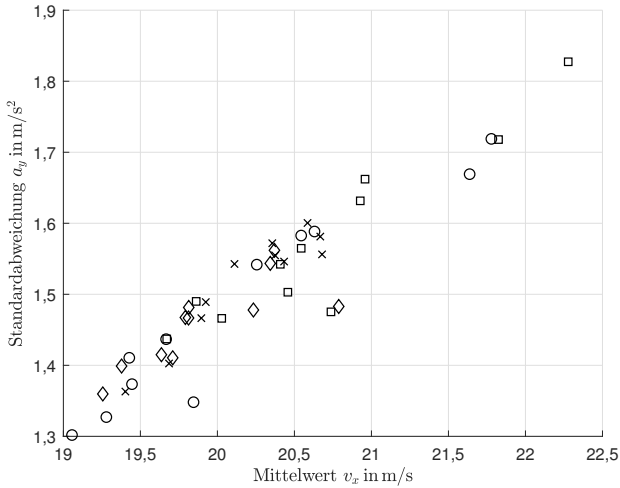


(a) Standardabweichung Fahrzeuggeschwindigkeit

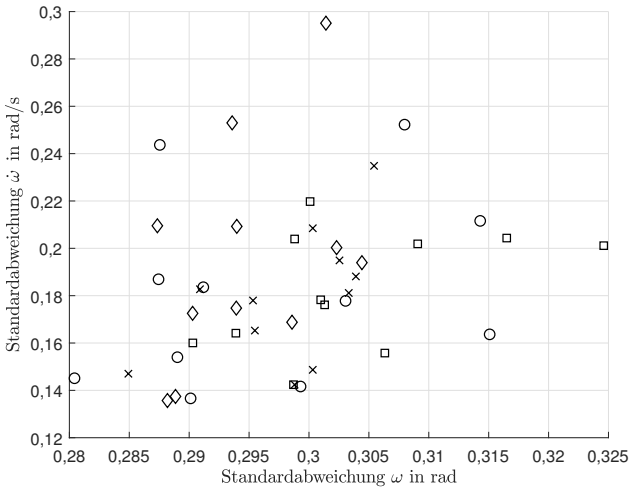


(b) Mittelwerte Fahrzeuggeschwindigkeit

Abbildung 4.14: Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (\odot), Minima und Maxima (-).

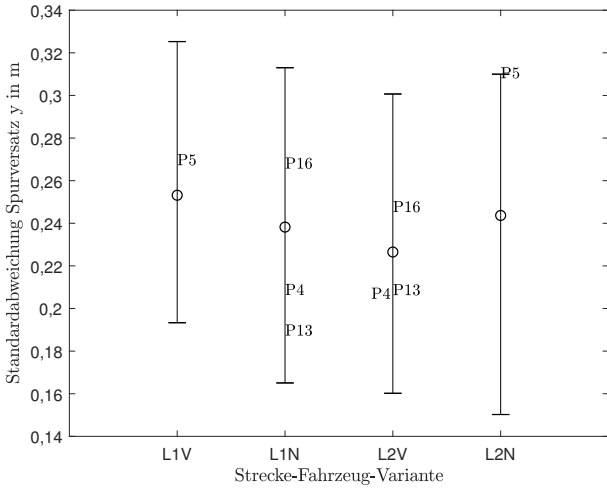


(a) Fahrzeuggeschwindigkeit/Querbeschleunigung

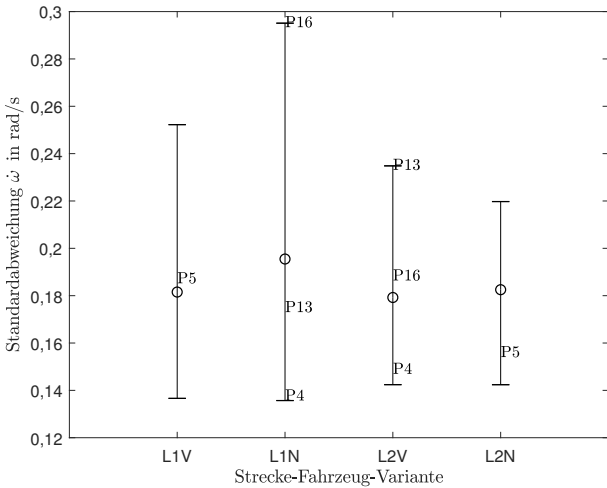


(b) Lenkwinkel/Lenkwinkelgeschwindigkeit

Abbildung 4.15: Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; L1V ○, L2V ×, L1N ◇, L2N □.

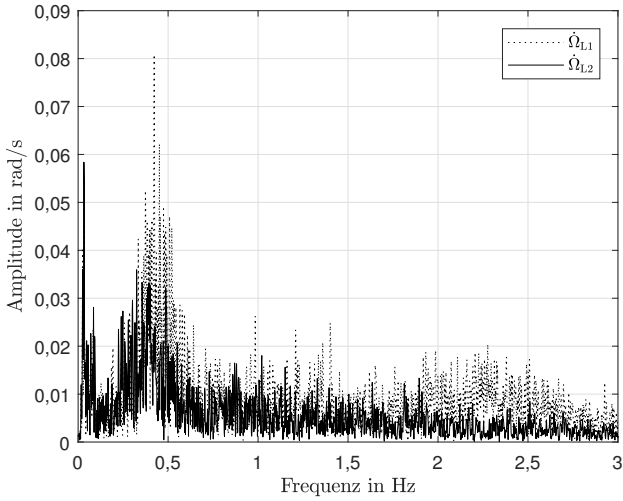


(a) Standardabweichung Spurbabweichung

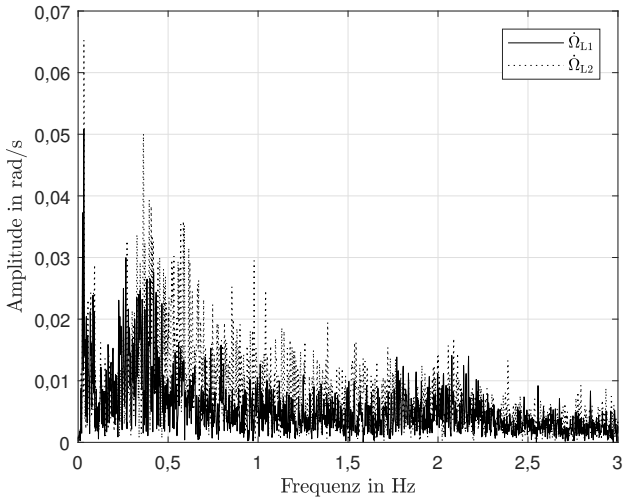


(b) Standardabweichung Lenkwinkelgeschwindigkeit

Abbildung 4.16: Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (⊕), Minima und Maxima (-).



(a) Proband 16



(b) Proband 13

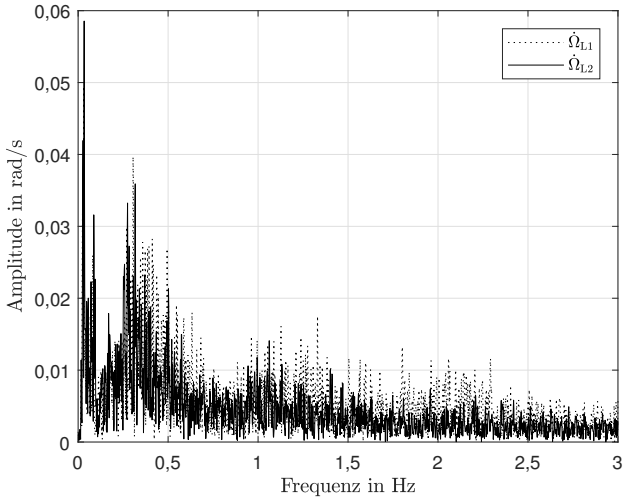
Abbildung 4.17: FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Landstraßenabschnitte.

erlebten Autobahnfahrt das indirektere Bewegungsfeedback zu einem deutlich schlechteren subjektiven Eindruck führt.

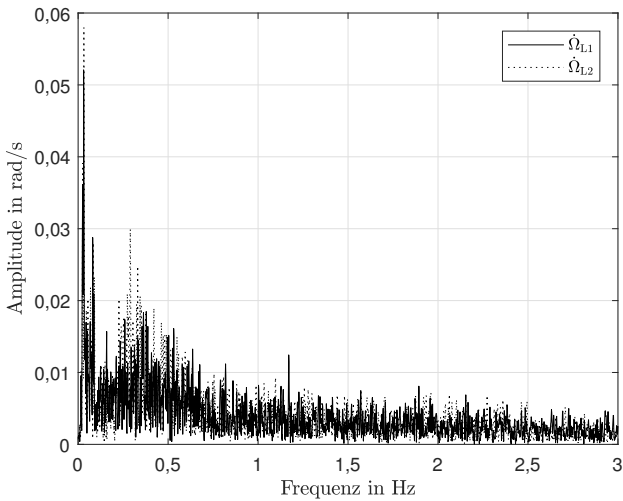
Proband 4 bewertet die Fahrt L2 deutlich besser als L1. Im Frequenzspektrum der Lenkwinkelgeschwindigkeit (Abb. 4.18b) treten geringfügig höhere Werte bei L2 (Fzg. 1/V) gegenüber L1 (Fzg. 3/N) auf, allerdings nur niederfrequente Werte mit insgesamt relativ niedriger Amplitude, sodass angenommen werden kann, dass dies keinem unruhigeren Lenkverhalten entspricht. Die Standardabweichungen der fahrdynamischen Daten sind fast gleich für beide Fahrten, bei etwas höherer mittlerer Fahrgeschwindigkeit in L2. Proband 4 hat insgesamt keine Probleme mit der Kontrolle des Fahrverhaltens und gibt in den Bewertungen des subjektiven Eindrucks das Fahrzeug mit Vibrationsanregung als sehr realistisch an.

Autobahnfahrten Bei den Autobahnfahrten sind keine Korrelationen der Fahrzeugvarianten mit Unterschieden in den Mittelwerten der fahrdynamischen Kenngrößen wie Standardabweichungen von Spurabweichung, Lenkwinkel, Lenkwinkelgeschwindigkeit, Quer- und Längsbeschleunigung erkennbar. Im Folgenden werden daher die Daten einzelner Probanden untersucht, um die individuellen Zusammenhänge zwischen den Fahrtabschnitten und den jeweiligen Bewertungen zu deuten. In den folgenden Diagrammen der gemittelten Standardabweichungen und Mittelwerte sind wiederum die Einzelwerte der genauer betrachteten Probanden mit dem daneben stehenden Kürzel „P“ und der Probandennummer auf Höhe des jeweiligen Werts markiert.

Proband 25 bewertet A1 (Fzg. 3/N) im Mittel sehr gut, A2 (Fzg. 2/E) bei Realismus, Anstrengung und Sicherheit etwas schlechter, aber Direktheit und Sportlichkeit etwas besser, bei A3 (Fzg. 1/V) Anstrengung, Sicherheit, Direktheit und Komfort wieder etwas besser. Das Frequenzspektrum der Lenkwinkelgeschwindigkeit zeigt für A2 relativ hohe auftretende Frequenzen um ca. 0,53 Hz (Abb. 4.21a), was für ein hektischeres Lenkverhalten spricht und zu Unsicherheit oder Unbehagen bzw. erhöhter Anstrengung bei schnellen Spurwechseln führen könnte. Die entsprechende Situation könnte gleichzeitig ein direkteres und sportlicheres Fahrgefühl erzeugen. Bei Fahrt A3 ist ein Peak bei 0,4 Hz zu sehen, was auf etwas mehr Anstrengung im Vergleich zu A1 hindeuten könnte. Die Bewertungen zwischen A1 und A3 unterscheiden sich insgesamt allerdings



(a) Proband 5



(b) Proband 4

Abbildung 4.18: FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Landstraßenabschnitte.

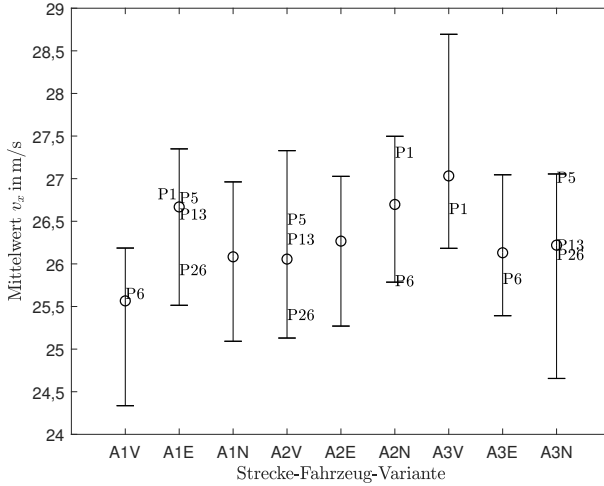
nicht allzu sehr; der größte Unterschied ist bei der Bewertung des Realismus (um 2 Punkte höher bewertet bei A1).

Bei Proband 26 tritt in der Lenkwinkelgeschwindigkeit der höchste Peak bei relativ hohen Frequenzen bei 0,37 Hz für Fahrt A2 auf, s. Abb. 4.21b. Hier werden in Summe auch die schlechtesten Bewertungen für die Autobahnabschnitte abgegeben. Für Fahrt A1 treten Peaks bei höheren Frequenzen um 0,6 Hz hervor, allerdings mit geringerer Amplitude, die keinen großen Lenkbewegungen entsprechen. Ein schmaler Peak tritt auch bei ca. 0,3 Hz auf. Bei Fahrt A2 werden Sicherheit des Fahrverhaltens, Ruhe und vor allem Komfort schlechter als bei A1 bewertet. Einfluss auf den Komfort könnte auch eine stärkere Schwingungsanregung haben (Fahrt A1 ist mit Fzg. 2/E, Fahrt A2 mit Fzg. 1/V), bei Fahrt A3 mit Fzg. 3/N (ohne Vibrationen) wird der Komfort allerdings nicht viel besser bewertet.

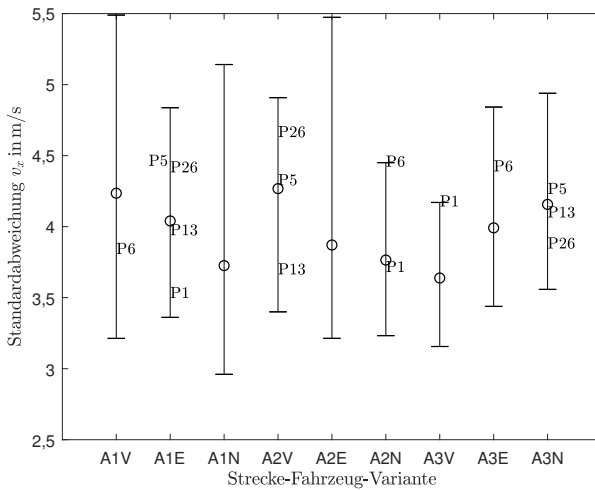
Die mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit (Abb. 4.19a) liegt bei Fahrt A2 am niedrigsten und bei A3 am höchsten, die Standardabweichungen der Fahrzeuggeschwindigkeit (Abb. 4.19b) zeigen für A2 die höchsten und für A3 die niedrigsten Werte. Die Standardabweichungen der Längsbeschleunigung (Abb. B.11 im Anhang) sind für alle Autobahnfahrten relativ niedrig, am niedrigsten allerdings für A1 und am höchsten für A2, daher könnte auch dies einen Einfluss auf die Bewertung haben. Die Standardabweichungen der Größen Spurabweichung (Abb. 4.20a), Querschleunigung und Lenkwinkel (Abb. B.11 und B.10 im Anhang) zeigen für Fahrt A2 und A3 tendenziell geringere Werte als bei Fahrt A1. Im Frequenzspektrum der Spurposition zeigen sich für A2 und A3 allerdings leicht erhöhte Frequenzen, was auf ein unruhigeres Lateralverhalten hindeutet, s. Abb. 4.22a. Der relativ hohe Peak für A1 bei niedrigster Frequenz entspricht einem gut kontrollierten Spurwechsel.

Bei Proband 19 wird A1 (Fzg. 3/N) relativ schlecht bewertet. In den Messdaten lassen sich hier vergleichsweise hohe Abweichungen von der Spurmitte erkennen, s. Abb. 4.22b, Abb. 4.20a.

Proband 18 bewertet Fahrt A3 (Fzg. 2/E) am besten. Die FFT der Spurabweichung sowie die Standardabweichung zeigen für diese Fahrt die geringsten Amplituden, s. Abb. 4.23a, Abb. 4.20a. Die größten Werte bei höheren Fre-

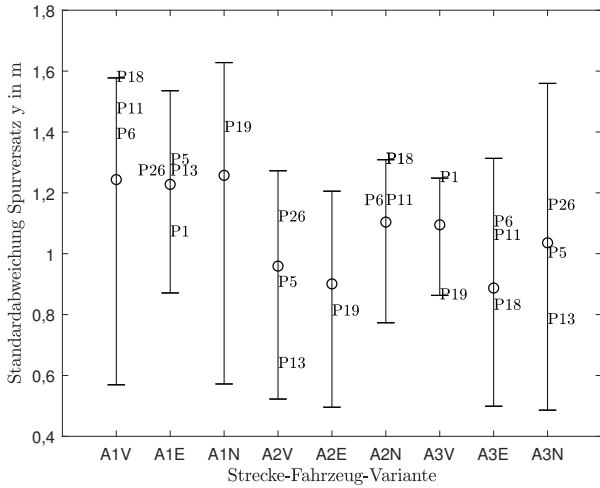


(a) Mittelwerte Fahrzeuggeschwindigkeit

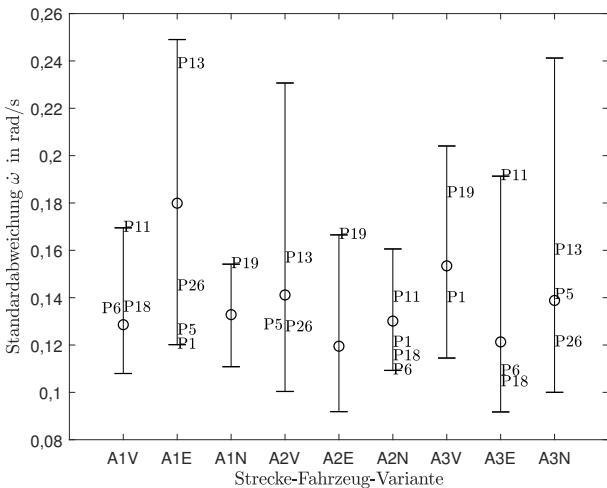


(b) Standardabweichung Fahrzeuggeschwindigkeit

Abbildung 4.19: Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (\odot), Minima und Maxima (—).

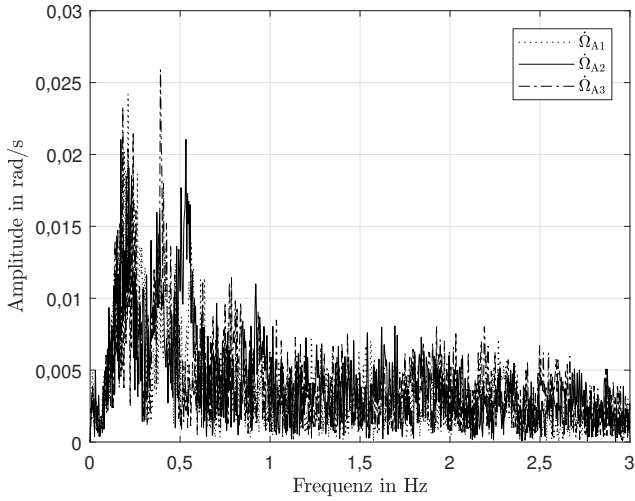


(a) Standardabweichung Spurabweichung

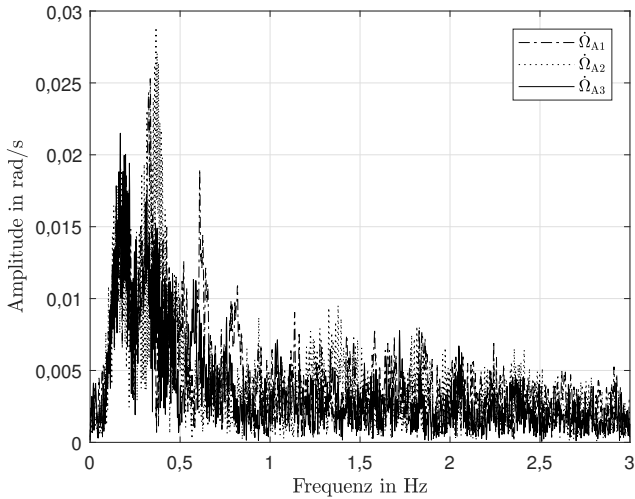


(b) Standardabweichung Lenkwinkelgeschwindigkeit

Abbildung 4.20: Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (⊕), Minima und Maxima (-).

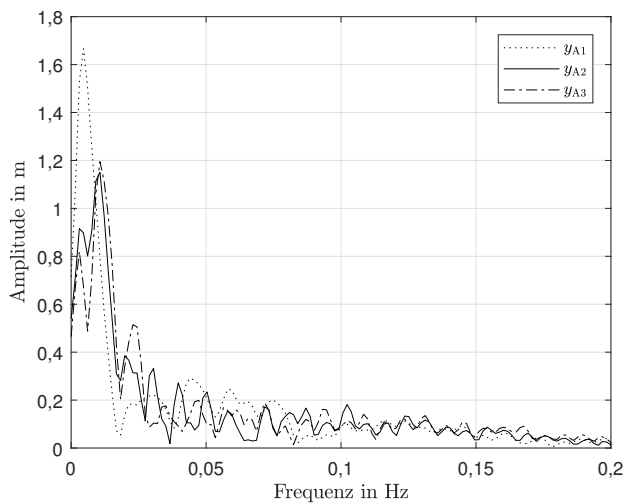


(a) Proband 25

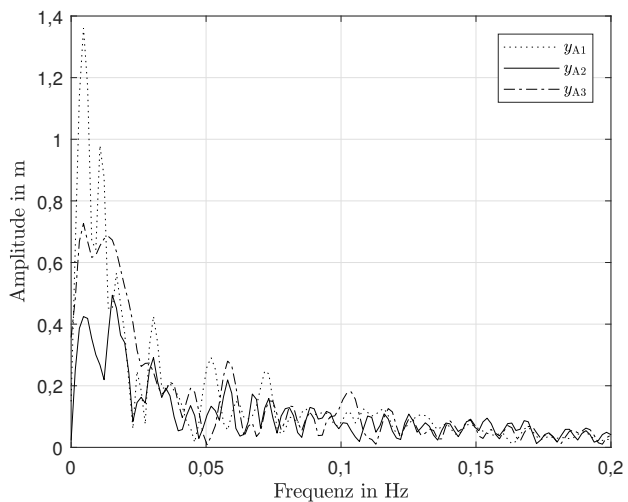


(b) Proband 26

Abbildung 4.21: FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Autobahnabschnitte.



(a) Proband 26



(b) Proband 19

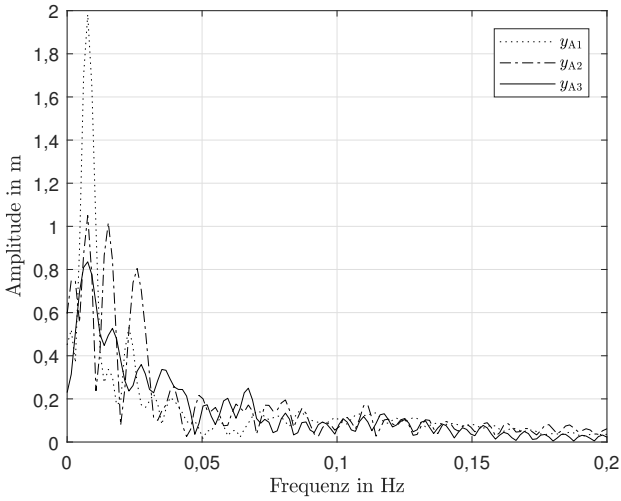
Abbildung 4.22: FFT der Spurbewegungen für Autobahnabschnitte.

quenzen treten bei Fahrt A2 (Fzg. 3/N) auf, was für eine etwas schlechtere Spurhaltung spricht.

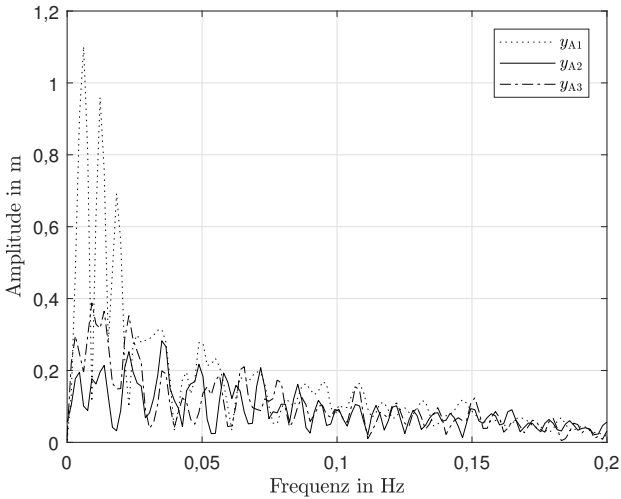
Proband 13 bewertet Fahrt A1 (Fzg. 2/E) im Mittel am besten, obwohl hier die höchsten Amplituden und Frequenzen für die Lenkwinkelgeschwindigkeit sowie große Amplituden im Frequenzspektrum der Spurabweichung auftreten, s. Abb. 4.24a und Abb. 4.23b. Proband 13 bewertet für diese Fahrt allerdings vor allem die Sicherheit des Fahrverhaltens schlecht, mit dem Hinweis, dass die Baustellensituationen maßgeblich für die negative Bewertung sind. Fahrt A3 (Fzg. 3/N) wird im Mittel am schlechtesten bewertet, trotz keiner Auffälligkeiten in den fahrdynamischen Messdaten. Hier könnte das Fehlen von Vibrationen subjektiv zu einem schlechteren Gesamteindruck beitragen haben, da insbesondere die Realitätsnähe abgewertet wird und laut Kommentar Nick- und Wankbewegungen stark wahrgenommen werden, trotz dass keine Unterschiede im Längsdynamik- sowie Nick- und Wankverhalten messbar sind. Die Standardabweichungen der Längs- und Querbewegungen liegen für A3 am niedrigsten (Anhang Abb. B.11).

Proband 6 gibt die schlechtesten Bewertungen bei A3 (Fzg. 2/E) ab, trotz dass hier die geringsten Amplituden und Frequenzen im Lateralverhalten zu erkennen sind, s. Abb. 4.25a und 4.20. Abgewertet werden vor allem die Merkmale Sicherheit, Komfort und Ruhe. Proband 6 bewertet für die Autobahnabschnitte Fzg. 3/N im Mittel am besten, daher werden möglicherweise die Vibrationen als störend empfunden. Ein Einfluss von Kinetose kann ausgeschlossen werden (MISC-Bewertung für alle Fahrten 0).

Proband 11 bewertet Fahrt A3 (Fzg. 2/E) etwas schlechter als die anderen Varianten. In den fahrdynamischen Messdaten ist hier auffällig, dass bei der Lenkwinkelgeschwindigkeit relativ hohe Amplituden im Frequenzbereich 0,4–0,5 Hz auftreten (Abb. 4.24b) und die Standardabweichung der Lenkwinkelgeschwindigkeit am höchsten der drei Autobahnabschnitte ist, s. Abb. 4.20b. Die Standardabweichung des Lenkwinkels (Abb. B.10 im Anhang) ist gleich zu Fahrt A1 und die Standardabweichung der Spurposition (Abb. 4.20a) ist geringer als bei A1 und A2.

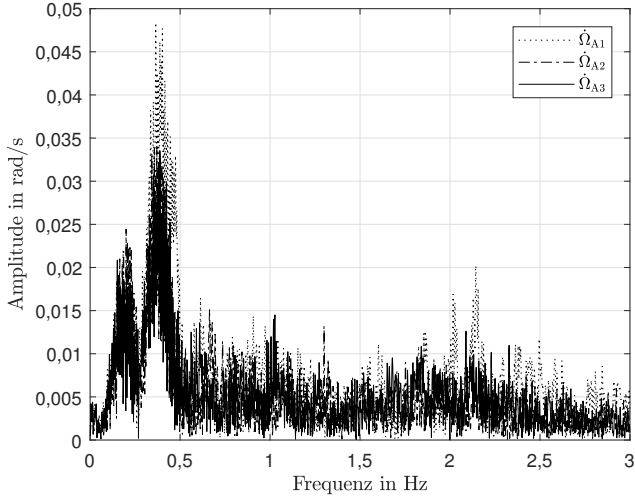


(a) Proband 18

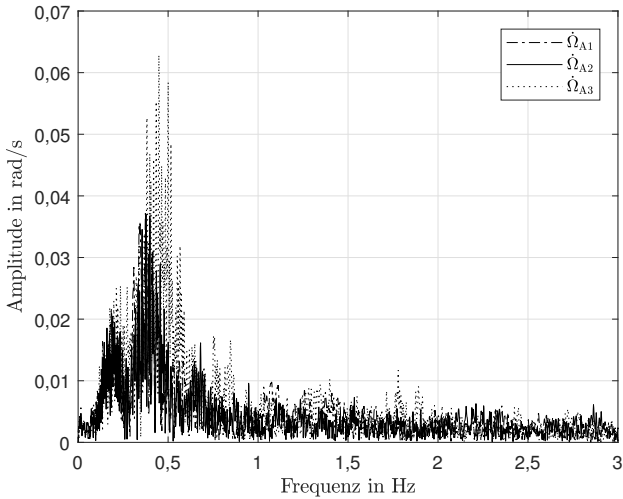


(b) Proband 13

Abbildung 4.23: FFT der Spurbweichungen für Autobahnabschnitte.



(a) Proband 13

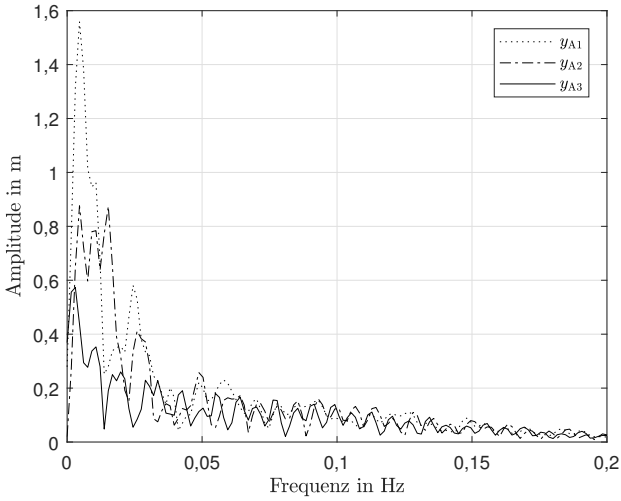


(b) Proband 11

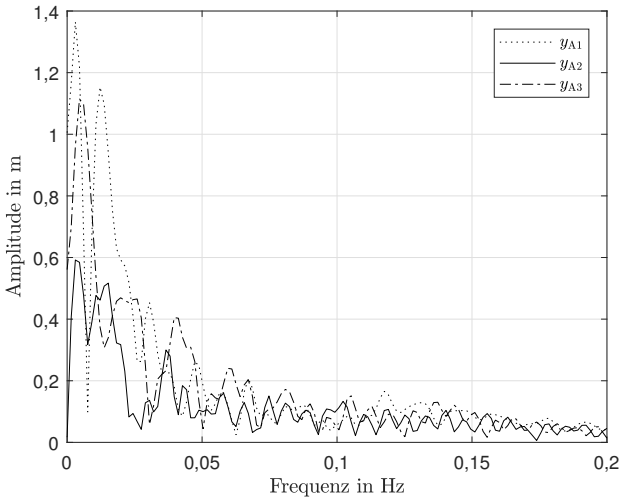
Abbildung 4.24: FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Autobahnabschnitte.

Proband 5 gibt die beste Bewertung bei A3 (Fzg. 3/N) ab, trotz der höchsten Frequenzen und Amplituden in der Lenkwinkelgeschwindigkeit, s. Abb. 4.26a; das Frequenzspektrum der Spurabweichung (Abb. 4.25b) liegt hier im Mittel. Für Fahrt A2 (Fzg. 1/V) sind ähnliche Werte zu sehen, und Fahrt A2 und A3 werden auch in der Befragung ähnlich bewertet. Für die Fahrt A1 (Fzg. 2/E) ist dagegen ein hoher Peak bei erhöhten Frequenzen der Spurabweichung zu sehen. Ansonsten sind die fahrdynamischen Daten der drei Autobahnfahrten insgesamt recht ähnlich. Sehr wahrscheinlich fand hier eine Gewöhnung an die Baustellendurchfahrten statt, was auch aus Kommentaren hervorgeht und zu einem besseren Fahrgefühl führen könnte. Auch bei Proband 1 zeigen sich ähnlich wie bei Proband 5 die höchsten Frequenzen und Amplituden der Lenkwinkelgeschwindigkeit bei A3 (Fzg. 1/V), s. Abb. 4.26b, und es wird ebenfalls Fahrt A3 am besten bewertet. Auch hier kann ein Gewöhnungseffekt angenommen werden.

Zusammenfassung der Auswertung der fahrdynamischen Daten Die Lenkwinkelgeschwindigkeit bzw. deren Frequenzen scheinen einen hohen Einfluss auf die Bewertung zu haben, ebenso höhere Frequenzen der Spurabweichung. Meist korrelieren hohe Werte/Frequenzen der Lenkwinkelgeschwindigkeit mit einer negativen Bewertung, bei einigen Probanden aber auch mit einer positiven. Bei Letzteren ist anzunehmen, dass die hohen Lenkgeschwindigkeiten kontrolliert auftreten, da in diesen Fällen auch keine höheren oder deutlich höheren Standardabweichungen der Spurposition mit einhergehen. Zudem tritt dies in den beobachteten Fällen auf dem dritten Autobahnabschnitt auf, sodass eine Gewöhnung an die Baustellendurchfahrten bzw. ein Trainingseffekt angenommen werden können. Für die Autobahnscenarien kann dabei kein Effekt der Vibrationsanregung auf das Lenkverhalten oder die Fahrzeuggeschwindigkeit festgestellt werden. Sind die fahrdynamischen Werte in unterschiedlichen Abschnitten sehr ähnlich oder kann kein Zusammenhang zwischen den fahrdynamischen Werten und den Bewertungen hergestellt werden, so scheint die Vibrationsanregung das subjektive Empfinden des Fahrverhaltens zu beeinflussen. Bei den Landstraßenfahrten deuten die fahrdynamischen Daten darauf hin, dass die Kontrollierbarkeit mit der Fahrzeugvariante 1/V im Mittel etwas besser ist, was auch mit den Bewertungen korreliert. Bei Gegenüberstellung der jeweils gleichen Probandengruppen auf den zwei Landstraßenabschnitten zeigt sich, dass in den Standardabweichungen der fahrdynamischen Werte ein

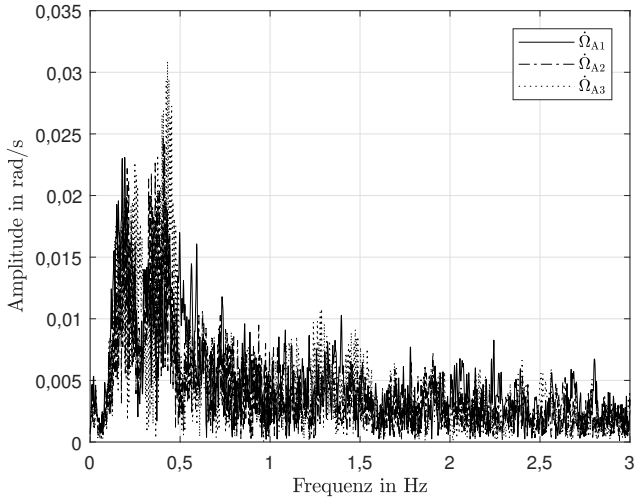


(a) Proband 6

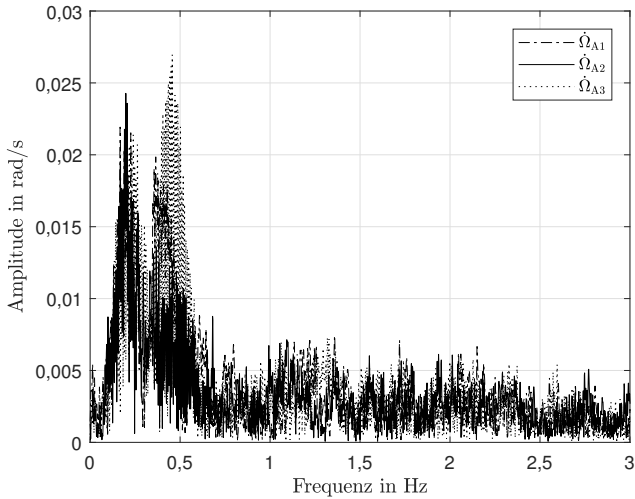


(b) Proband 5

Abbildung 4.25: FFT der Spurbewegungen für Autobahnabschnitte.



(a) Proband 5



(b) Proband 1

Abbildung 4.26: FFT der Lenkwinkelgeschwindigkeiten für Autobahnabschnitte.

stärkeres Gefälle bei der Ablaufvariante L1N zu L2V besteht, gegenüber der Ablaufvariante L1V zu L2N, bei welcher ein geringes oder kein Gefälle sichtbar ist.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die Fahrsimulation wird in den nächsten Jahren noch zunehmend an Bedeutung im Fahrzeugentwicklungsprozess gewinnen. Daher wird es auch weiterhin den Bedarf geben, die Technologie zu verbessern. Die Schwingungsanregung wird dabei nicht nur aufgrund ihrer wichtigen Rolle im NVH-Design im Fahrzeugentwicklungsprozess, sondern auch wegen ihrer vielfältigen Auswirkungen auf das Empfinden der Fahrzeuginsassen ein wichtiges Themengebiet für Fahrsimulatoren sein.

In dieser Arbeit wird eine Methode vorgestellt, um in Fahrsimulatoren ein ganzheitliches Spektrum der Fahrzeugschwingungen darstellen zu können. Der Fokus wird hier auf einen relativ schmalen Frequenzbereich zwischen 15 und 150 Hz gelegt und das System wird als Komplement zu einem bestehenden Fahrsimulatorsystem betrachtet, dessen Bewegungssystem den niederen Frequenzbereich und in dem ein Lautsprechersystem den akustischen Bereich abdecken. Die Methode lässt sich aber ebenso für andere Frequenzbereiche erweitern. Für die Anwendung in niedrigeren Frequenzbereichen muss aber die mechanische Konstruktion genauer betrachtet werden. Auch bei der hier gezeigten Anwendung wäre eine höhere Kraft des Schwingerregers im niedrigen Frequenzbereich hilfreich, um das gewünschte Frequenzspektrum korrekt abzubilden. In der hier gezeigten Anwendung würde sich dabei allerdings auch das Problem des begrenzten Bauraums auftun. Zudem sollte die Anwendung „minimalinvasiv“ in Bezug auf mechanische Umbauten des Fahrzeugmockups sein. Durch spezielle Konstruktion des Fahrzeugaufbaus oder z. B. Entkopplung des Fahrersitzes von der fahrzeuggegebenen mechanischen Anbindung und gezielte Anregung ließe sich die Methode ebenfalls verbessern. Des Weiteren können mehrere Schwingerreger eingesetzt werden, wie dies in einigen Fällen, z. B. bei speziellen NVH-Prüfständen, auch schon gemacht wird.

Die Regelung des Schwingerregersystems ist wichtig um das zu erzielende Frequenzspektrum präzise einstellen zu können. In dieser Arbeit wird eine Wavelet-basierte Methode angewendet, mittels derer eine Anpassung der Koeffizienten im Skalenbereich durchgeführt wird. Dazu wird die Methode der

komplexen Dual-Tree-Wavelet-Transformation angewendet, da andere Verfahren der Wavelet-Transformation das Signal durch Aliasing verfälschen oder aufgrund Redundanz einen hohen Rechenaufwand benötigen. Das Verfahren erzielt gute Werte hinsichtlich Konvergenz und bei einem antrainierten System niedrige Fehler zum Sollsignal. Dennoch ließe sich der Regelalgorithmus noch optimieren durch gezielte Analyse verschiedener Parametrierungen. Auch die Implementierung der Wavelet-Transformation bietet hierbei noch Spielraum. Hier wird eine blockweise Verarbeitung des Signals mit einer Blocklänge von 128 Samples angewendet, da dies mit der zur Verfügung stehenden Rechenleistung gerade noch erlaubt, statt der blockweisen Adaption der Parameter diese in jedem Zeitschritt anzupassen und diese zwei Implementierungen zu vergleichen. Je nach Anwendung kann auch eine andere Struktur der Filterbank infrage kommen, wenn manche Frequenzbereiche nicht oder detaillierter geregelt werden sollen. Auch durch eine andere Wahl der Filter können das Verhalten und der Rechenaufwand der Wavelet-Transformation angepasst werden. Die hier dargestellte Implementierung erzeugt eine relativ große Verzögerung des Signals durch die Wavelet-Transformation. Ebenso erzeugt die gesamte Regelstrecke eine relativ große Verzögerung. Dies wird in Kauf genommen, da angenommen wird, dass die dadurch entstehende Signalverzögerung sich nicht bei den Testpersonen bemerkbar macht. Bei gezielten NVH-Untersuchungen könnte das in Ausnahmefällen jedoch wahrnehmbar sein. Die Übertragung der Methode in eine kürzere Regelschleife ist aber denkbar. Des Weiteren kann sowohl in der Regelung als auch der Ansteuerung das umgebende System des Fahrmodulators durch die Kenntnis der Größen zur Bewegungs- und Soundansteuerung einbezogen werden, was in dieser Arbeit wie Störgrößen behandelt wird.

Ein weiterer Grund für die Eingrenzung des Frequenzspektrums liegt in der im weiteren Verlauf der Arbeit gezeigten Anwendung, in welcher insbesondere die Auswirkung der Vibrationsanregung in diesem Frequenzbereich auf das Fahrverhalten und das Fahrerempfinden im Simulator untersucht werden.

Die Auswertung der Studiendaten zeigt, dass sowohl für die Landstraßen- als auch die Autobahnabschnitte des Szenarios die Lenkwinkelgeschwindigkeit bzw. deren Frequenzen einen hohen Einfluss auf die Bewertung zu haben scheinen. In den Autobahnscenarien scheinen auch häufig höhere Frequenzen der

Spurabweichung die Bewertung negativ zu beeinflussen. Bei den Landstraßenabschnitten zeigt sich für die Varianten mit Vibrationsanregung tendenziell etwas bessere Kontrollierbarkeit der Lenkwinkelgeschwindigkeit. Insbesondere für die zweite Landstraßenfahrt werden mit Vibrationsanregung im Mittel geringere Werte der Standardabweichungen der fahrdynamischen Größen festgestellt. Für die erste Landstraßenfahrt ist das nur für die Größe Lenkwinkelgeschwindigkeit der Fall, allerdings zeigt sich von Landstraße 1 mit Vibrationsanregung zu Landstraße 2 ohne Vibrationsanregung (welches dieselbe Probandengruppe ist) ein geringeres Gefälle oder teilweise gleich bleibende Werte der Standardabweichungen gegenüber dem stärkeren Gefälle bei der umgekehrten Variantenreihenfolge. Dies würde für eine bessere Eingewöhnung durch die Vibrationsanregung auf dem ersten Fahrtabschnitt sprechen, sollte für eine eindeutige Aussage aber mit einer größeren Probandenzahl untersucht werden.

In den subjektiven Bewertungen aus der Befragung wird die Landstraßenfahrt mit Vibrationsanregung besser bewertet als die Fahrt ohne Vibrationsanregung. Bei den Autobahnfahrten scheinen die Vibrationen keinen Einfluss auf das Fahrverhalten, dafür aber mehr auf Komfortaspekte zu haben. Die Varianten mit Simulation des Fahrzeugs mit Elektroantrieb werden verhältnismäßig schlecht bewertet. Der Grund hierfür könnte darin zu finden sein, dass im Frequenzbereich zwischen 30 und 40 Hz relativ hohe Frequenzen auftreten, welche als unangenehm empfunden werden könnten, während beim Fahrzeug mit Verbrennungsmotor die tiefen Frequenzen etwas niedriger liegen, im Bereich, der durch das Übertragungsverhalten des Systems stärker gedämpft wird.

Aus den Ergebnissen lässt sich folgern, dass die Vibrationsanregung unterstützend bei der Kontrollierbarkeit des Fahrzeugs ist, wenn diese aufgrund des Bewegungsfeedbacks schwierig ist.

Bei der Einschätzung der Antriebsart der simulierten Fahrzeuge zeigt sich, dass ohne das akustische Feedback die Testpersonen häufig das Schalt- und Beschleunigungsverhalten als Anhaltswerte heranziehen und selten die Einschätzung anhand der Vibrationen festmachen. Dies könnte sich in ähnlichen Untersuchungen aber auch anders darstellen, so waren in der Studie die simulierten Schwingungen der Motorordnungen des Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor

relativ moderat, wenn die Drehzahlen und Fahrpedalwerte nicht sehr hoch waren.

Ein positiver Einfluss der Schwingungsanregung hinsichtlich Kinetose wurde auch in dieser Studie beobachtet.

Einige der hier beobachteten Auswirkungen der Vibrationsanregung auf das Fahrverhalten sollten in ausgedehnten und gegebenenfalls speziell darauf ausgerichteten Studien weiter vertieft werden. In dieser Studie werden recht allgemein gehaltene Fragestellungen zum Fahrverhalten untersucht, auf die sich die Vibrationsanregung wenn überhaupt nur indirekt auswirkt.

Darüber hinaus gehende Fragestellungen könnten z. B. sein, ob Vibrationsanregungen skaliert werden sollten, abhängig von den fahrdynamischen Größen, da Untersuchungen zeigen, dass unterschiedliche Freiheitsgrade in ähnlichem Maße skaliert werden sollten, um ein stimmiges Fahrgefühl zu erzeugen. In Fahrsimulatoren werden Beschleunigungen häufig skaliert, da die Absolutwerte nicht abgebildet werden können. Einige Studien zeigen dabei auch, dass Skalierungen von ca. 0,75–0,8 der Stärke der Wahrnehmung der unskalierten Bewegung in Straßenfahrzeugen am nächsten kommen; teilweise werden sogar niedrigere Skalierungen gefunden [9, 13, 93]. Dies könnte an fehlenden weiteren Informationen aus der Umgebung liegen – da die Wahrnehmungsschwellwerte bei kombinierten Bewegungen erhöht werden [84] – wie die dauerhafte Bewegung bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit oder aufgrund einer Unterschätzung der Geschwindigkeit im Fahrsimulator [9]. Daher wäre es umgekehrt auch interessant zu untersuchen, ob verstärkte Fahrbahnanregungen diese Einschätzung ändern.

Literaturverzeichnis

- [1] EU-Project OBELICS (Objective Evaluation of Interior Car Sound) / OBELICS. 2002 (BE-96-3727). – Forschungsbericht. BRITE/EURAM
- [2] AB DYNAMICS LTD: *aVDS advanced Vehicle Driving Simulator*. Im Internet. Juli 2023. – URL <http://abdynamics.com/esources/files/SP6115-i2-aVDS.pdf>
- [3] ALTINSOY, Ercan ; STAMM, Maik ; MERCHEL, Sebastian: Frequenzwahrnehmung von Ganzkörperschwingungen im Vergleich zur auditiven Wahrnehmung II. In: *Fortschritte der Akustik / DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik*. Berlin, 2010, S. 869–870
- [4] ATTALLAH, S.: The wavelet transform-domain LMS algorithm: a more practical approach. In: *IEEE Transactions on Circuits and Systems II: Analog and Digital Signal Processing* 47 (2000), März, Nr. 3, S. 209–213
- [5] ATTALLAH, S. ; NAJIM, M.: On the Convergence Enhancement of the Wavelet Transform Based LMS. In: *Proceedings of the Acoustics, Speech, and Signal Processing* Bd. 2. Detroit, USA : IEEE Computer Society, Mai 1995, S. 973–976
- [6] BAUMANN, Gerd: Evaluation of steering feel and vehicle handling in the Stuttgart Driving Simulator (Bewertung von Lenkgefühl und Fahrverhalten im Stuttgarter Fahrsimulator). In: PFEFFER, Peter E. (Hrsg.): *5th International Munich Chassis Symposium 2014*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2014, S. 201–215
- [7] BAUMGARTNER, Edwin ; RONELLENFITSCH, Andreas ; REUSS, Hans-Christian ; SCHRAMM, Dieter: Perception-Based Powertrain Design Using a Dynamic Driving Simulator. In: KEMENY, Andras (Hrsg.) ; COLOMBET, Florent (Hrsg.) ; MERIENNE, Frédéric (Hrsg.) ; ESPIÉ, Stéphane (Hrsg.): *Proceedings of the Driving Simulation Conference 2017 Europe VR*. Stuttgart, Germany, September 2017, S. 25–26

- [8] BECKER, Klaus ; CASTRO, Philippe ; BOYLE, Andy ; EICHHORN, Ulrich: Ford is excited as...a new baby is born. In: *Automotive Engineer* 21 (1996), 10
- [9] BELLEM, Hanna ; KLÜVER, Malte ; SCHRAUF, Michael ; SCHÖNER, Hans-Peter ; HECHT, Heiko ; KREMS, Josef F.: Can We Study Autonomous Driving Comfort in Moving-Base Driving Simulators? A Validation Study. In: *Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society* 59 (2016), Dezember, Nr. 3, S. 442–456
- [10] BELLEM, Hanna ; THIEL, Barbara ; SCHRAUF, Michael ; KREMS, Josef F.: Comfort in automated driving: An analysis of preferences for different automated driving styles and their dependence on personality traits. In: *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour* 55 (2018), Mai, S. 90–100
- [11] BENSON, Alan J.: Motion Sickness. In: BURR, Kent B. Pandolf; Robert E. (Hrsg.): *Medical Aspects of Harsh Environments* Bd. 2, Office of The Surgeon General, Department of the Army, United States of America, 2003
- [12] BERGH, Jöran ; EKSTEDT, Fredrik ; LINDBERG, Martin: *Wavelets mit Anwendungen in Signal- und Bildverarbeitung*. Springer, 2007
- [13] BERTHOZ, Alain ; BLES, Willem ; BÜLTHOFF, Heinrich ; CORREIA GRÁCIO, Bruno ; FEENSTRA, P. ; FILLIARD, Nicolas ; HUHNE, Ruben ; KEMENY, Andras ; MAYRHOFER, Michael ; MULDER, Max ; NUSSECK, Hans-Günther ; PRETTO, Paolo ; REYMOND, Gilles ; SCHLUSSELBERGER, R. ; SCHWANDTNER, Johann ; TEUFEL, H. ; VAILLEAU, Benjamin ; VAN PAASSEN, Marinus M. ; VIDAL, Manuel ; WENTINK, Mark: Motion Scaling for High-Performance Driving Simulators. In: *IEEE Transactions on Human-Machine Systems* 43 (2013), Mai, S. 265–276
- [14] BEUCHER, Ottmar: *Signale und Systeme: Theorie, Simulation, Anwendung*. 2. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2015
- [15] BOLLING, Anne ; JANSSON, Jonas ; GENELL, Anders: SHAKE – an approach for realistic simulation of rough roads in a moving base driving simulator. In: ANDRAS KEMENY, Stéphane E. (Hrsg.): *Trends in Driving Simulation*

Design and Experiments - Proceedings of the Driving Simulation Conference Europe 2010. Arts et Métiers ParisTech, Paris, France, September 2010

- [16] BORTZ, Jürgen ; WEBER, René: *Statistik*. 6. Springer Berlin, Heidelberg, 2005
- [17] BOS, Jelte E. ; VRIES, Sjoerd C. de ; EMMERIK, Martijn L. van ; GROEN, Eric L.: The effect of internal and external fields of view on visually induced motion sickness. In: *Applied Ergonomics* 41 (2010), Juli, Nr. 4, S. 516–521
- [18] BOSWORTH, R. ; TRINICK, J. ; SMITH, T. ; HORSWILL, S.: Rover's system approach to achieving first class ride comfort for the new Rover 400. In: *Automotive Refinement: Selected Papers from Autotech 95*. London : IMechE Seminar Publication, November 1995
- [19] BRANDSTÄTTER, Michael: *Tieffrequente Geräusche in einem Kraftfahrzeug bei Unebenheitsanregung*. Berlin, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2014
- [20] BROSIUS, Felix: *SPSS 8*. mitp, 2008
- [21] BUBB, Heiner: Analyse der Geschwindigkeitswahrnehmung im Kraftfahrzeug. In: *Zeitschrift für Arbeitswissenschaft* 31, 1977, S. 103–111
- [22] BUBB, Heiner ; BENGLER, Klaus ; GRÜNEN, Rainer E. ; VOLLRATH, Mark: *Automobilergonomie*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2015
- [23] BUNDESMINISTERIUM FÜR ARBEIT UND SOZIALES: *Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - TRLV Vibrationen - Allgemeines*. März 2015
- [24] CHEN, Z. ; ERDOL, N. ; BAO, F.: Adaptive filters based on the best matched wavelet tree. In: *Proceedings of 1995 Workshop on Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics*, Oktober 1995, S. 267–270
- [25] COLDITZ, Johannes ; DRAGON, Ludger ; FAUL, Rudiger ; MELJNIKOV, Darko ; SCHILL, Volkhard ; UNSELT, Thomas ; ZEEB, Eberhard: Use of Driving Simulators within Car Development. In: *Driving Simulation Conference, North America 2007*. Iowa City, Iowa, USA, September 2007

- [26] CUNDY, Chris ; STICKLER, Mark ; LUKEN, Richard: Utilizing a Source-Path-Contribution Approach with a Desktop NVH Simulator to Improve Powertrain NVH Development Efficiency. In: SIEBENPFEIFFER, Wolfgang (Hrsg.): *Automotive Acoustics Conference 2019*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2020, S. 170–184
- [27] DAUBECHIES, Ingrid: *Ten Lectures on Wavelets*. Philadelphia, Pennsylvania : Society for Industrial and Applied Mathematics, 1992
- [28] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN ISO 17287: Ergonomische Aspekte von Fahrerinformations- und -assistenzsystemen, Verfahren zur Bewertung der Gebrauchstauglichkeit beim Führen eines Kraftfahrzeuges*. Oktober 2003
- [29] ERDOL, N. ; BASBUG, F.: Performance of wavelet transform based adaptive filters. In: *1993 IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing* Bd. 3. Minneapolis, Minnesota, USA, April 1993, S. 500–503
- [30] EREMIN, Evgeniy L. ; SHELENOK, Evgeniy A.: Automatic control system of testing vibration shaker. In: *2013 International Siberian Conference on Control and Communications (SIBCON)*, 2013, S. 1–10
- [31] FARHANG-BOROJENY, B.: *Adaptive Filters: Theory and Applications*. Wiley, 1998
- [32] FENG, Cunqian ; ZHANG, Linrang ; HUI, Xiaoping: A new adaptive filtering algorithm based on discrete wavelet transforms. In: *2010 3rd International Congress on Image and Signal Processing* Bd. 7, 2010, S. 3284–3286
- [33] FESTNER, Michael: *Objektivierte Bewertung des Fahrstils auf Basis der Komfortwahrnehmung bei hochautomatisiertem Fahren in Abhängigkeit fahrfremder Tätigkeiten: Grundlegende Zusammenhänge zur komfortorientierten Auslegung eines hochautomatisierten Fahrstils*, Universität Duisburg-Essen, Dissertation, 2019
- [34] FISCHER, Martin ; ERIKSSON, Lars ; OELTZE, Katharina: Evaluation of methods for measuring speed perception in a driving simulator. In: *Driving Simulation Conference 2012*. Paris, France, September 2012

- [35] FLORA, L. D. ; GRÜNDLING, H.A.: Time domain sinusoidal acceleration controller for an electrodynamic shaker. In: *IET Control Theory and Applications* 2 (2008), Dezember, Nr. 12, S. 1044–1053
- [36] GENUIT, Klaus (Hrsg.): *Sound-Engineering im Automobilbereich*. Berlin Heidelberg : Springer, 2010
- [37] GOMES, H. M. ; SANTOS GASPARETO, D. dos ; SOUZA FERREIRA, F. de ; THOMAS, C. A. K.: A Simple Closed-Loop Active Control of Electrodynamic Shakers by Acceleration Power Spectral Density for Environmental Vibration Tests. In: *Experimental Mechanics* 48 (2008), April, Nr. 5, S. 683–692
- [38] GOMES, Herbert M. ; FERREIRA, Franklin S. ; THOMAS, Carlos A. K. ; GASPARETO, Douglas S.: An Automatic System for Electrodynamic Shaker Control by Acceleration Power Spectral Density. In: *Mecánica Computacional* Bd. 26. Córdoba, Argentina, Oktober 2007, S. 2959–2970
- [39] GOUD, D. R. ; GUPTA, H. O. ; AGARWAL, Pramod: Design of Random Vibration Controller Using Adaptive Filtering. In: *Int. J. of Recent Trends in Engineering and Technology* Bd. 2, ACEEE, November 2009
- [40] GRUNWALD, Martin (Hrsg.) ; BEYER, Lothar (Hrsg.): *Der bewegte Sinn*. Basel : Springer, 2001
- [41] GRUNWALD, Martin ; KRAUSE, Frank: *Haptik-Design im Fahrzeugbau*. S. 171–176. In: GRUNWALD, Martin (Hrsg.) ; BEYER, Lothar (Hrsg.): *Der bewegte Sinn – Grundlagen und Anwendungen zur haptischen Wahrnehmung*. Basel : Springer, 2001
- [42] GUAN, Guangfeng ; XIONG, Wei ; WANG, Haitao: Adaptive control of random vibration test system. In: *International Conference on Intelligent Control and Information Processing*, 2010, S. 149–153
- [43] HARRISON, Matthew: *Vehicle refinement*. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004

- [44] HARTFIEL, Bert: *Empirische Untersuchung eines hybriden Simulators zur ganzheitlichen Erlebbarkeit neuer Fahrzeuginterieur-Konzepte*. Berlin, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2022
- [45] HAYKIN, Simon O.: *Adaptive Filter Theory*. 5. Pearson, 2014
- [46] HEIDERICH, Martin ; LEONHARDT, Sven ; KRANTZ, Werner ; NEUBECK, Jens ; WIEDEMANN, Jochen: Method for analysing the feeling of safety at high speed using virtual test drives. In: *18. Internationales Stuttgarter Symposium*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2018, S. 875–886
- [47] HEIMSATH, Christoph ; KRANTZ, Werner ; NEUBECK, Jens ; HOLZAPFEL, Christian ; WAGNER, Andreas: Comfort Assessment for Highly Automated Driving Functions at the Stuttgart Driving Simulator. In: *Proceedings*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2021, S. 368–379
- [48] HEISSING, Bernd (Hrsg.) ; ERSOY, Metin (Hrsg.) ; GIES, Stefan (Hrsg.): *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2013
- [49] HERRMANN, Marcus: *Entwurf, Berechnung und Regelung magnetischer Reluktanzaktoren*. München, Technische Universität München, Dissertation, 2008
- [50] HILLS, Brian L.: Vision, Visibility, and Perception in Driving. In: *Perception* 9 (1980), April, Nr. 2, S. 183–216
- [51] HOFFMANN, Rüdiger ; WOLFF, Matthias: *Intelligente Signalverarbeitung I. 2*. Springer Vieweg, 2014
- [52] HORSWILL, Mark S. ; COSTER, Martin E.: The effect of vehicle characteristics on drivers' risk-taking behaviour. In: *Ergonomics* 45 (2002), Februar, Nr. 2, S. 85–104
- [53] HORSWILL, Mark S. ; MCKENNA, Frank P.: The development, validation, and application of a video-based technique for measuring an everyday risk-taking behavior: Drivers' speed choice. In: *Journal of Applied Psychology* 84 (1999), Dezember, Nr. 6, S. 977–985
- [54] HOSUR, S. ; TEWFIK, A.H.: Wavelet transform domain LMS algorithm. In: *1993 IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing* Bd. 3. Minneapolis, Minnesota, USA, April 1993, S. 508–510

- [55] HUI, Liu ; GUOHAI, Liu ; YUE, Shen: Lifting wavelet transform based adaptive filter for active power filters. In: *27th Chinese Control Conference*. Kunming, Yunnan, China, Juli 2008, S. 80–84
- [56] JURISCH, Matthias ; HOLZAPFEL, Christian ; BUCK, Claudia: The influence of active suspension systems on motion sickness of vehicle occupants. In: *23rd IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC 2020)*. Rhodes/Greece, September 2020
- [57] KARSHENAS, A.M. ; WILLIAMS, B.W. ; DUNNIGAN, M.W.: Adaptive inverse control algorithm for shock testing. In: *IEE Proceedings - Control Theory and Applications* 147 (2000), Mai, Nr. 3, S. 267–276
- [58] KEMENY, Andras ; CHARDONNET, Jean-Rémy ; COLOMBET, Florent: *Getting Rid of Cybersickness*. Springer International Publishing, 2020
- [59] KENNEDY, Robert S. ; LANE, Norman E. ; BERBAUM, Kevin S. ; LILIENTHAL, Michael G.: Simulator Sickness Questionnaire: An Enhanced Method for Quantifying Simulator Sickness. In: *The International Journal of Aviation Psychology* 3 (1993), Juli, Nr. 3, S. 203–220
- [60] KERN, Thorsten A. (Hrsg.): *Entwicklung Haptischer Geräte*. Berlin Heidelberg : Springer, 2009
- [61] KINGSBURY, N.: Design of Q-shift complex wavelets for image processing using frequency domain energy minimization. In: *Proceedings 2003 International Conference on Image Processing* Bd. 1. Barcelona, Spain, September 2003, S. I–1013
- [62] KINGSBURY, Nick: The dual-tree complex wavelet transform: a new technique for shift invariance and directional filters. In: *8th IEEE DSP Workshop*. Utah, USA, August 1998
- [63] KINGSBURY, Nick: Shift invariant properties of the dual-tree complex wavelet transform. In: *1999 IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing (ICASSP)* Bd. 3, März 1999, S. 1221–1224

- [64] KINGSBURY, Nick: Complex Wavelets for Shift Invariant Analysis and Filtering of Signals. In: *Applied and Computational Harmonic Analysis* 10 (2001), Mai, Nr. 3, S. 234–253
- [65] KOCH, Ulrich R.: *Modellbasierte Regelung elektromagnetischer Aktoren für Störgeräuschprüfstände*. München, Technische Universität München, Dissertation, 2011
- [66] KRANTZ, Werner: *An advanced approach for predicting and assessing the driver's response to natural crosswind*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012
- [67] KRANTZ, Werner ; PITZ, Jürgen-Oliver ; STOLL, Daniel ; NGUYEN, Minh-Tri: Simulation des Fahrens unter instationärem Seitenwind. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (2014), Februar, Nr. 2, S. 64–68
- [68] LANG, George F.: Electrodynamic Shaker Fundamentals. In: *Sound and Vibration*, April 1997
- [69] LANG, George F. ; SNYDER, Dave: Understanding the Physics of Electrodynamic Shaker Performance. In: *Sound and Vibration*, Oktober 2001
- [70] LAVOIE, Noelle ; LEE, Yi-Ching ; ALLISON, Anna ; PARKER, James: A new approach for assessing and training drivers' speed management. In: *Accident Analysis and Prevention* 111 (2018), S. 266–270
- [71] LEE, Jae ; UN, Chong: Performance of transform-domain LMS adaptive digital filters. In: *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing* 34 (1986), Nr. 3, S. 499–510
- [72] LIEDECKE, Christoph: *Haptische Signale am Fahrerfuß für Aufgaben der Fahrzeugsteuerung*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2016
- [73] LUCAS, Guillaume ; KEMENY, Andras ; PAILLOT, Damien ; COLOMBET, Florent: A simulation sickness study on a driving simulator equipped with a vibration platform. In: KEMENY, Andras (Hrsg.) ; COLOMBET, Florent (Hrsg.) ; MERIENNE, Frédéric (Hrsg.) ; ESPIÉ, Stéphane (Hrsg.): *Proceedings of the Driving Simulation Conference 2018 Europe VR*. Antibes, France, 2018, S. 19–21

- [74] MALLAT, S. G.: *A wavelet tour of signal processing*. Elsevier/Academic Press, 2009
- [75] MAYER, Dirk: *Regelung und Identifikation aktiver mechanischer Strukturen mit adaptiven digitalen Filtern*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2003
- [76] McLEAN, John R. ; HOFFMANN, Errol R.: Steering Reversals as a Measure of Driver Performance and Steering Task Difficulty. In: *Human Factors* 17 (1975), Nr. 3, S. 248–256
- [77] MERTINS, Alfred: *Signaltheorie*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2013
- [78] MITSCHKE, Manfred ; KIRSCHKE, Ludwig: Untersuchungen über das Schwingungsverhalten, das Schwingempfinden und die Schwingungsbeanspruchung des Menschen in fahrenden Personenkraftwagen. In: *Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1970 (202)
- [79] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2014
- [80] MIUNSKA, Tobias: *Ein szenarienadaptiver Bewegungsalgorithmus für die Längsbewegung eines vollbeweglichen Fahrsimulators*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020
- [81] MÖSER, Michael ; KROPP, Wolfgang: *Körperschall*. Berlin Heidelberg : Springer, 2009
- [82] NAKAJIMA, Sawako ; INO, Shuichi ; YAMASHITA, Kazuhiko ; SATO, Mitsuru ; KIMURA, Akio: Proposal of reduction method of Mixed Reality sickness using auditory stimuli for advanced driver assistance systems. In: *2009 IEEE International Conference on Industrial Technology*, 2009, S. 1–5
- [83] NARAYAN, S. S. ; PETERSON, A. M. ; NARASIMHA, M. J.: Transform Domain LMS Algorithm. In: *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing* Bd. 31, Juni 1983, S. 609–615

- [84] NESTI, Alessandro ; MASONE, Carlo ; BARNETT-COWAN, Michael ; GIORDANO, Paolo R. ; BÜLTHOFF, Heinrich H. ; PRETTO, Paolo: Roll rate thresholds and perceived realism in driving simulation. In: *Driving Simulation Conference 2012*. Paris, France, September 2012
- [85] NGUYEN, Minh-Tri ; PITZ, J. ; KRANTZ, W. ; NEUBECK, J. ; WIEDEMANN, J.: Subjective perception and evaluation in the virtual test drive. In: BARGENDE, Michael (Hrsg.) ; REUSS, Hans-Christian (Hrsg.) ; WIEDEMANN, Jochen (Hrsg.): *17. Internationales Stuttgarter Symposium*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2017, S. 1403–1416
- [86] OGUNFUNMI, T. ; DANG, L.: Performance analysis of wavelet transform-based adaptive filtering. In: *Proceedings of 1994 28th Asilomar Conference on Signals, Systems and Computers* Bd. 1, 1994, S. 288–292
- [87] O'REGAN, Deirdre ; KOKARAM, Anil: Multi-resolution sound texture synthesis using the Dual-Tree Complex Wavelet Transform. In: *2007 15th European Signal Processing Conference*. Poznan, Poland, 2007, S. 350–354
- [88] PAPANTONIOU, Panagiotis ; PAPADIMITRIOU, Eleonora ; YANNIS, George: Review of driving performance parameters critical for distracted driving research. In: *Transportation Research Procedia* 25 (2017), S. 1796–1805
- [89] PARDUZI, Arben: *Bewertung der Validität von Fahr simulatoren anhand vibro-akustischer Fahrzeugschwingungen*. Berlin, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2021
- [90] PETRONI, Agustin ; CARBAJAL, M. J. ; SIGMAN, Mariano: Proprioceptive Body Illusions Modulate the Visual Perception of Reaching Distance. In: *PLOS ONE* 10 (2015), Juni, Nr. 6, S. 1–12
- [91] PFLÜGER, Martin ; BRANDL, Franz ; BERNHARD, Ulrich ; FEITZELMAYER, Karl: *Fahrzeugakustik*. Vienna : Springer, 2010
- [92] PITZ, Jürgen ; NGUYEN, Minh-Tri ; BAUMANN, Gerd ; REUSS, Hans-Christian: Combined Motion of a Hexapod with a XY-Table System for Lateral Movements. In: *Driving Simulation Conference 2014*. Paris, France, September 2014

- [93] PRETTO, P. ; NUSSECK, H.-G. ; TEUFEL, H. ; BÜLTHOFF, H. H.: Effect of lateral motion on drivers' performance in the MPI motion simulator. In: *Proceedings of the Driving Simulation Conference – Europe 2009*, 2009, S. 121–131
- [94] RASI, Jafar ; TAZEHKAND, Behzad M.: A new efficient and fast adaptive filtering structure based on wavelet packet transform. In: *6th International Symposium on Telecommunications (IST)*. Tehran, Iran, 2012, S. 334–337
- [95] RECARTE, Miguel A. ; NUNES, Luis M.: Perception of speed in an automobile: Estimation and production. In: *Journal of Experimental Psychology: Applied* 2 (1996), Dezember, Nr. 4, S. 291–304
- [96] SAYED, Ali H.: *Adaptive Filters*. Wiley, 2008
- [97] SCHEFFMANN, Marco ; SCHLÜTER, Marco ; RIEMER, Thomas ; REUSS, Hans-Christian: Fahrbarkeitsapplikation virtueller Steuergeräte. In: *ATZelextronik* (2019), Nr. 12, S. 68–72
- [98] SCHLÜTER, Marco: *Objektivierung des subjektiven Insassenempfindens bei längsdynamischen Beschleunigungsmanövern*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2022
- [99] SCHLÜTER, Marco ; REUSS, Hans-Christian ; UPHAUS, Frank: Objectification Of User's Feeling Of Pedal-Induced Acceleration Changes Regarding Agility And Acceptance Of Discomfort. In: *26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2017* Bd. 2. Eurogress Aachen, Germany, Oktober 2017, S. 1485–1496
- [100] SCHLÜTER, Marco ; UPHAUS, Frank ; REUSS, Hans-Christian: Rahmenbedingungen für Fahrbarkeitsuntersuchungen an einem Fahrsimulator. In: *Simulation und Test 2018*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2019, S. 271–285
- [101] SCHÖGGL, Peter: Objektivierung und Optimierung des subjektiven Fahrempfindens in Serie und Motorsport. In: BRUDER, R. (Hrsg.) ; WINNER, H. (Hrsg.): *3. Darmstädter Kolloquium*. TU Darmstadt, Februar 2007

- [102] SCHRAMM, Dieter ; HILLER, Manfred ; BARDINI, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Berlin Heidelberg : Springer, 2018
- [103] SCHUBE, Falko: *Beitrag zur numerischen Simulation des Wirbelsäulenverhaltens eines Kraftfahrers infolge durch Straßenunebenheiten induzierter Ganzkörperschwingungen*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2002
- [104] SCHWENDICKE, Anna ; ALTINSOY, Ercan ; MERCHEL, Sebastian: Was fühlen wir noch? – Ganzkörperschwingungsfühschwellen für hohe Frequenzen. In: *DAGA 20105 41. Deutsche Jahrestagung für Akustik*, 2015
- [105] SEIFFERT, Ulrich ; RAINER, Gotthard: *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz*. Vieweg + Teubner, 2008
- [106] SELESNICK, I.W. ; BARANIUK, R.G. ; KINGSBURY, N.C.: The dual-tree complex wavelet transform. In: *IEEE Signal Processing Magazine* 22 (2005), Nr. 6, S. 123–151
- [107] SHAMS ESFAND ABADI, Mohammad ; MESGARANI, Hamid ; KHADEMIYAN, Seyed M.: The wavelet transform-domain LMS adaptive filter employing dynamic selection of subband-coefficients. In: *Digital Signal Processing* 69 (2017), Oktober, S. 94–105
- [108] SHYNK, John J.: Frequency-Domain and Multirate Adaptive Filtering. In: *IEEE Signal Processing Magazine* 9 (1992), Nr. 1, S. 14–37
- [109] SIEBENPFEIFFER, Wolfgang (Hrsg.): *Automotive Acoustics Conference 2017*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2019
- [110] SIEBENPFEIFFER, Wolfgang (Hrsg.): *Automotive Acoustics Conference 2019*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2020
- [111] SINAMBARI, Gh. R. ; SENTPALI, Stefan: *Ingenieurakustik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020
- [112] STRANG, G. ; NGUYEN, T.: *Wavelets and Filter Banks*. Wellesley-Cambridge Press, 1996

- [113] TERUMITSU, Hirata ; TETSUO, Yai ; TSUYOSHI, Takaqawa: Development of the driving simulation system MOVIC-T4 and its validation using field driving data. In: *Tsinghua Science and Technology* 12 (2007), Nr. 2, S. 141–150
- [114] TIRA GMBH: *Grundlagen der Schwingungsprüfung / Schwingprüftechnik*. Im Internet. Juli 2023. – URL <https://www.tira-gmbh.de/schwingprueftechnik/grundlagen/>
- [115] TOMASKE, W. ; FORTMÜLLER, T.: Der Einfluss von Wahrnehmungsschwellwerten auf die Auslegung von Bewegungssystemen in der Fahrsimulation. In: GÄRTNER, K.-P. (Hrsg.) ; GRANDT, M. (Hrsg.): *Human Factors bei der Entwicklung von Fahrzeugen: 43. Fachausschusssitzung Anthropotechnik der Deutschen Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt e.V.* Bonn, Oktober 2001
- [116] TREEDE, Rolf-Detlef: *Das somatosensorische System*. S. 296–323. In: SCHMIDT, Robert F. (Hrsg.) ; LANG, Florian (Hrsg.): *Physiologie des Menschen: mit Pathophysiologie*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2007
- [117] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V.: *VDI 2057 Blatt 1: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*. August 2017
- [118] VI-GRADE GMBH: *Accelerating roduct development with Driving Simulators Ride&Handling applications*. Im Internet. März 2021. – URL <http://youtube.com/watch?v=i1pKUON38S4>
- [119] WALKER, Guy H. ; STANTON, Neville A. ; YOUNG, Mark S.: The ironies of vehicle feedback in car design. In: *Ergonomics* Bd. 49, 2006, S. 161–179
- [120] WEISSGERBER, Wilfried: *Elektrotechnik für Ingenieure 1*. 10. Springer Vieweg, 2015
- [121] WERNER, Martin: *Digitale Signalverarbeitung mit MATLAB*. 5. Vieweg + Teubner, 2012
- [122] WIDROW, B. ; LEHR, M.A. ; BEAUFAYS, F. ; WAN, E. ; BILELLO, M.: Adaptive Signal Processing. In: *Proceedings of the World Conference on Neural Networks*. Portland, 1993

- [123] WIDROW, B. ; STEARNS, S.D.: *Adaptive Signal Processing*. Prentice Hall, 1985
- [124] WIDROW, Bernard ; WALACH, Eugene: *Adaptive Inverse Control*. Prentice-Hall, 1996
- [125] YANG, Jianguo ; PARK, S.-T.: An anti-aliasing algorithm for discrete wavelet transform. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 17 (2003), Nr. 5, S. 945–954
- [126] YANG, Zhidong ; HUANG, Qitao ; HAN, Junwei ; LI, Hongren: Adaptive inverse control of random vibration based on the filtered-X LMS algorithm. In: *Earthquake Engineering and Engineering Vibration* 9 (2010), März, Nr. 1, S. 141–146
- [127] ZAKNICH, Anthony ; GRIMBLE, Michael J. (Hrsg.) ; JOHNSON, Michael A. (Hrsg.): *Principles of Adaptive Filters and Self-learning Systems*. Springer, 2005
- [128] ZELLER, Peter (Hrsg.): *Handbuch Fahrzeugakustik*. 2. Vieweg+teubner, 2012
- [129] ZELLER, Peter (Hrsg.): *Handbuch Fahrzeugakustik*. 3. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2018
- [130] ZÖLLER, Ilka M.: *Analyse des Einflusses ausgewählter Gestaltungsparameter einer Fahrsimulation auf die Fahrerverhaltensvalidität*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2015

Glossar

Miscue	Sensorischer Konflikt in der Wahrnehmung durch Menschen, z. B. wenn visuelle und kinästhetische Wahrnehmung nicht übereinstimmen.
Motion-Cueing	Methode zur Ansteuerung eines Fahrsimulatorbewegungssystems, wobei von den Sollgrößen einer Fahrzeugdynamiksimulation die für die Bewegungswahrnehmung wichtigen Informationen an das Simulatorbewegungssystem durchgegeben werden.
Tilt	Bei Fahrsimulatoren Drehwinkel des Hexapoden gegenüber der horizontalen Lage, meist mit dem Zweck der Ausnutzung der Erdbeschleunigung um das Gefühl einer Längs- oder Querschleunigung zu erzeugen.
Time-to-Collision	„Zeit bis Kollision“: Wert zur Beschreibung der Zeitdauer t , die bis zur Kollision zweier Objekte verstreicht, wenn sich diese mit gleichbleibender Geschwindigkeit und Richtung fortbewegen.
Washout-Algorithmus	Algorithmus basierend auf der Hochpassfilterung der Eingangssignale um den aus einer Beschleunigung resultierenden Weg zu vermindern und auf null zurückzuführen.

Anhang

A. Wahrnehmungsschwellwerte

Tabelle A.1: Zusammenhang zwischen dem frequenzbewerteten Effektivwert a_{wl} und der subjektiven Wahrnehmung bei sinusförmiger Schwingung, Anhaltswerte, nach [117].

Effektivwerte a_{wl} der frequenzbewerteten Beschleunigung 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

B. Fahrsimulatorstudie

B.1 Instruktionen

Vor Beginn der Fahrt werden die Probanden informiert, dass es in der Studie um die Bewertung verschiedener Fahrzeuge gehe. Die Probanden werden daher eine Strecke mit Landstraßen- und Autobahnabschnitten fahren und zwischendurch zum Anhalten aufgefordert, wobei eine Zwischenbefragung zu dem Fahrzeugverhalten im vorherigen Streckenabschnitt durchgeführt wird. Zur besseren Vergleichbarkeit der Fahrten sollen die Probanden außerdem mit einer Geschwindigkeit von 70 km/h auf der Landstraße sowie 100 km/h auf der Autobahn fahren, ausgenommen in Baustellen. Es gäbe auch eine automatische Geschwindigkeitsbegrenzung, die aber erst bei höheren Geschwindigkeiten eingreift. Der Inhalt des Fragebogens für die Zwischenbefragung wird mit den Probanden einmal durchgesprochen, und die Skalen werden erklärt. Die Probanden erhalten ein Handout, auf dem sie während der Zwischenbefragung die Fragen mitlesen können. Ausgefüllt werden die Fragebögen durch den Versuchsleiter, welcher die Zwischenbefragung über die Sprechanlage zwischen Simulatorfahrzeug und Simulatorleitwarte durchführt.

B.2 Fragebogen

Fragen zum Fahrtabschnitt							
Fahrsimulator	Fragen zum Fahren im Fahrsimulator:						
	<i>Das Fahrverhalten war insgesamt ...</i>						
	Sehr unrealistisch						Sehr realistisch („normales Fahren“)
	1	2	3	4	5	6	7
	<i>Wie anstrengend war das Fahren im letzten Fahrtabschnitt im Vergleich zum „normalen Fahren“?</i>						
	Sehr anstrengend						Sehr wenig anstrengend („normales Fahren“)
1	2	3	4	5	6	7	
<i>Als wie sicher empfanden Sie das Fahren im letzten Fahrtabschnitt im Vergleich zum „normalen Fahren“?</i>							
Sehr unsicher						Sehr sicher („normales Fahren“)	
1	2	3	4	5	6	7	
Fahrzeug	Fragen zum Fahrverhalten und Fahrzeug:						
	<i>Das Fahrverhalten war ...</i>						
	Sehr indirekt						Sehr direkt
	1	2	3	4	5	6	7
	<i>Das Fahrzeug war ...</i>						
	Sehr unkomfortabel						Sehr komfortabel
1	2	3	4	5	6	7	
<i>Das Fahrzeug fühlte sich ... an</i>							
Sehr unsportlich						Sehr sportlich	
1	2	3	4	5	6	7	

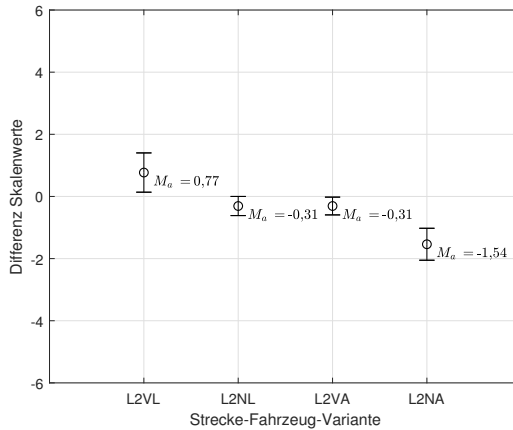
Abbildung B.1: Fragebogen der Fahrsimulatorstudie, Teil a.

Das Fahrverhalten war ...							
Sehr unsicher							Sehr sicher
1	2	3	4	5	6	7	
Das Fahrzeug war ...							
Sehr unruhig							Sehr ruhig
1	2	3	4	5	6	7	
Das Fahrzeug hat folgende Antriebsart:							
Verbrennungsmotor		Elektromotor		Nicht zuordenbar			
<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>			
Sonstige Auffälligkeiten:							
[freier Kommentar]							
Fragen zum Wohlbefinden:							
Wie stark sind in diesem Moment Ihre Symptome bezüglich Reisekrankheit?							

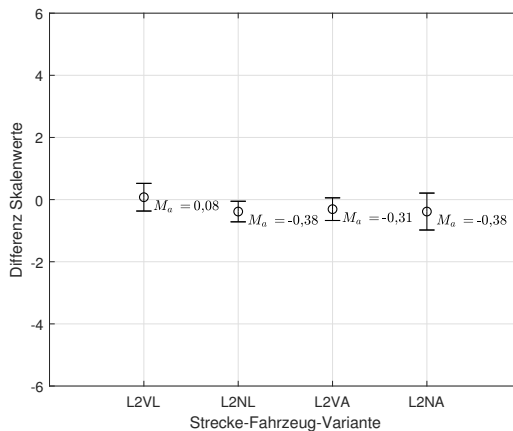
Symptome	Bewertungszahl	
Keine	0	
Leichtes Unbehagen (keine spezifischen Symptome)	1	
Schwindel, Schwitzen, Kopfschmerzen, Magenbeschwerden, ...	vage	2
	leicht	3
	ziemlich	4
	schwer	5
Übelkeit	leicht	6
	ziemlich	7
	schwer	8
	Würgen	9
Erbrechen	10	
Bewertung:		

Abbildung B.2: Fragebogen der Fahrsimulatorstudie, Teil b.

B.3 Ergebnisse Befragung Landstraßenabschnitte

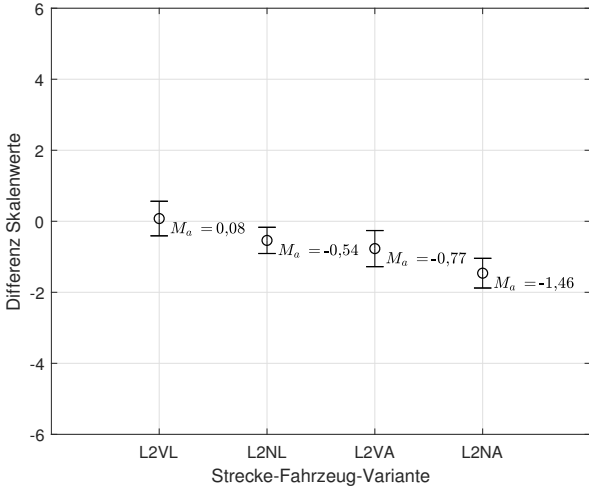


(a) unsicher/sicher (Fahrsimulation)

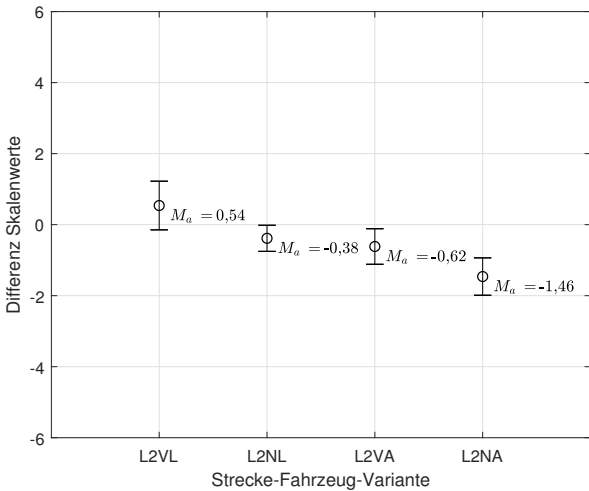


(b) unkomfortabel/komfortabel

Abbildung B.3: Deltas der Bewertungen für Strecke L2 gegenüber Strecken L1 (L2VL und L2NL) und A3 (L2VA und L2NA); Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (\odot) und Standardfehlern (-).



(a) unsportlich/sportlich



(b) unsicher/sicher (Fahrverhalten)

Abbildung B.4: Deltas der Bewertungen für Strecke L2 mit Fzg. 1/V und Fzg. 2/N gegenüber Strecken L1 (L2VL und L2NL) und A3 (L2VA und L2NA); Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (\odot) und Standardfehlern (-).

B.4 Ergebnisse Befragung Autobahnabschnitte

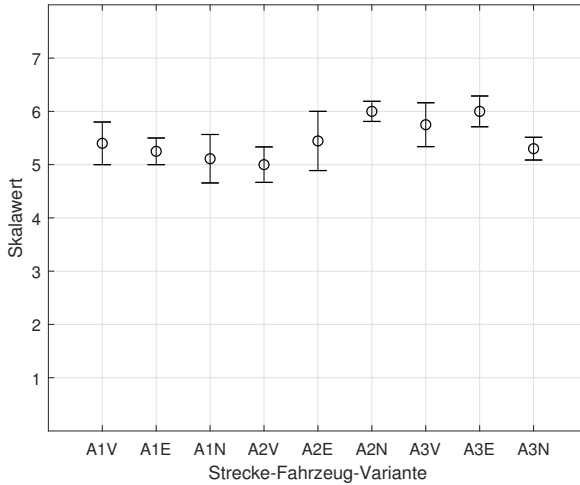
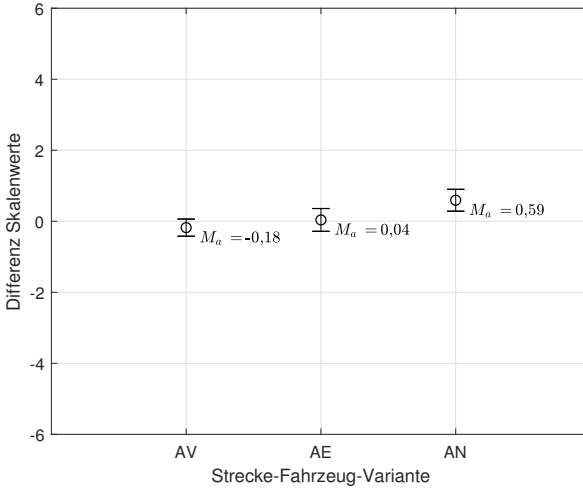
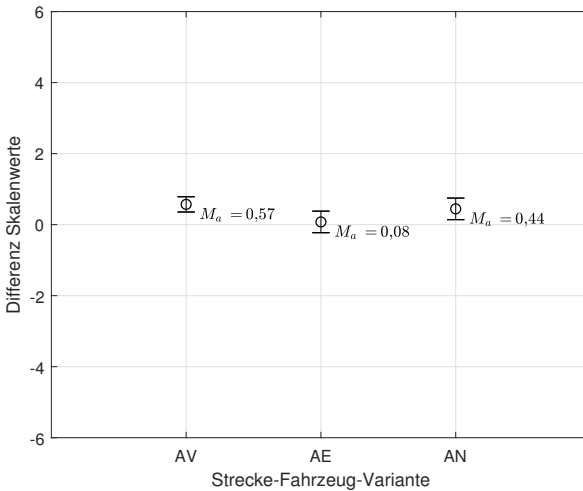


Abbildung B.5: Bewertung des Merkmals unrealistisch/realistisch für Strecken A1–3 und Fahrzeugvarianten Fzg. 1/V, Fzg. 2/E, Fzg. 3/N; Fehlerbalken mit Mittelwerten (⊙) und Standardfehlern (-).

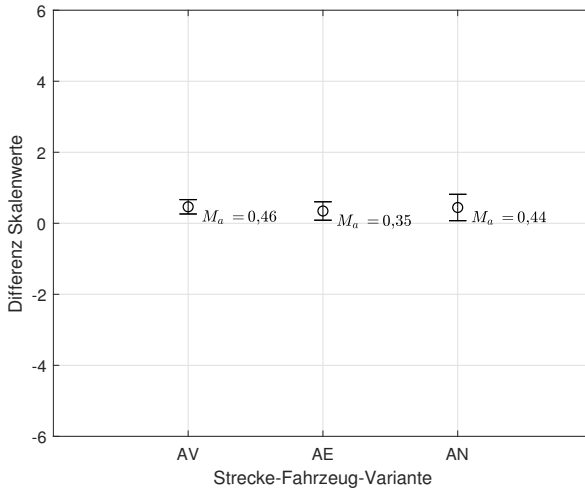


(a) unruhig/ruhig

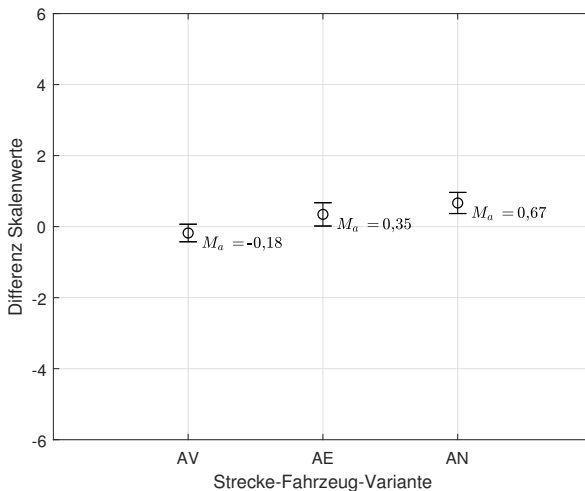


(b) unsicher/sicher (Fahrsimulation)

Abbildung B.6: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, gruppiert nach Fahrzeugvarianten; Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (Φ) und Standardfehlern (-).

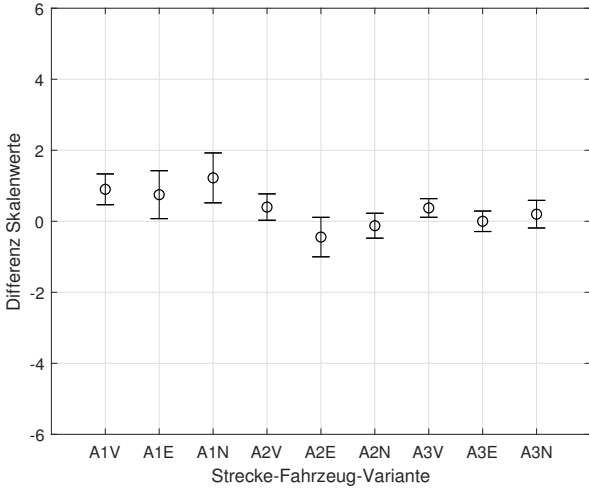


(a) indirekt/direkt

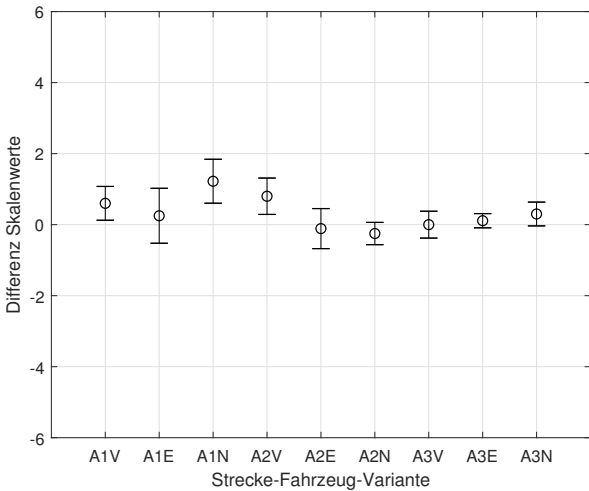


(b) unsportlich/sportlich

Abbildung B.7: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, gruppiert nach Fahrzeugvarianten; Fehlerbalken mit Mittelwerten M_a (Φ) und Standardfehlern (-).



(a) unsicher/sicher (Fahrsimulation)



(b) unsicher/sicher (Fahrverhalten)

Abbildung B.8: Deltas der Bewertungen für Autobahnstrecken zum jeweils vorausgehenden Fahrtabschnitt, Abschnitte separiert; Fehlerbalken mit Mittelwerten (⊙) und Standardfehlern (–).

B.5 Ergebnisse Messdatenauswertung Landstraßenabschnitte

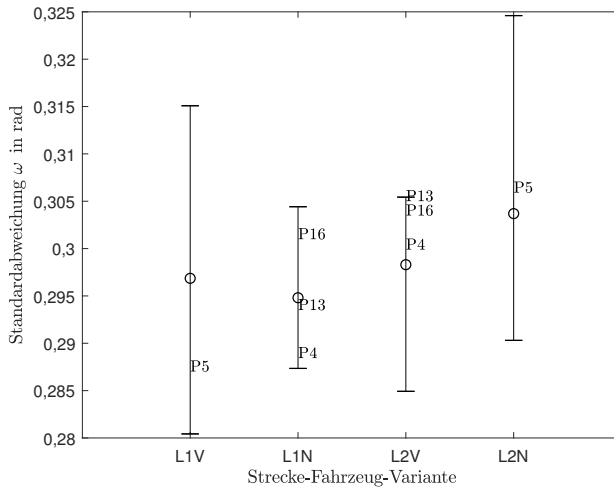


Abbildung B.9: Standardabweichung Lenkwinkel, gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (⊙), Minima und Maxima (-).

B.6 Ergebnisse Messdatenauswertung Autobahnabschnitte

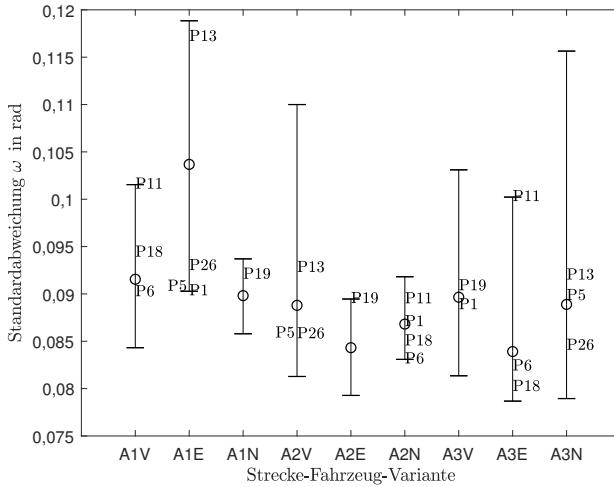
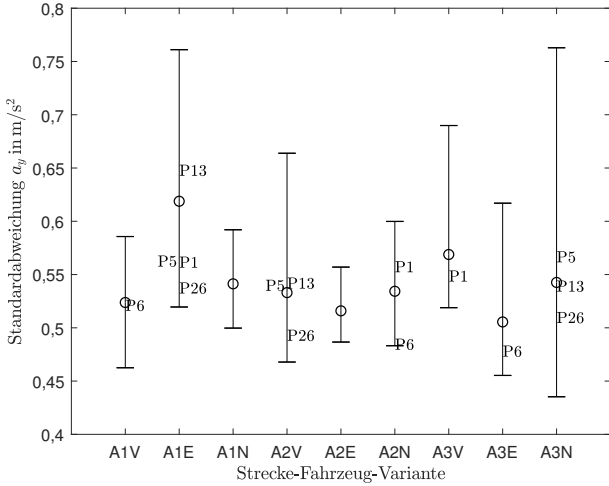
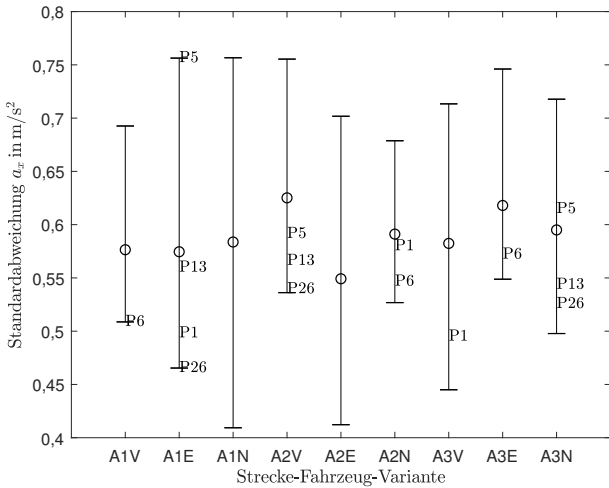


Abbildung B.10: Standardabweichung Lenkwinkel, gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (⊙), Minima und Maxima (-).

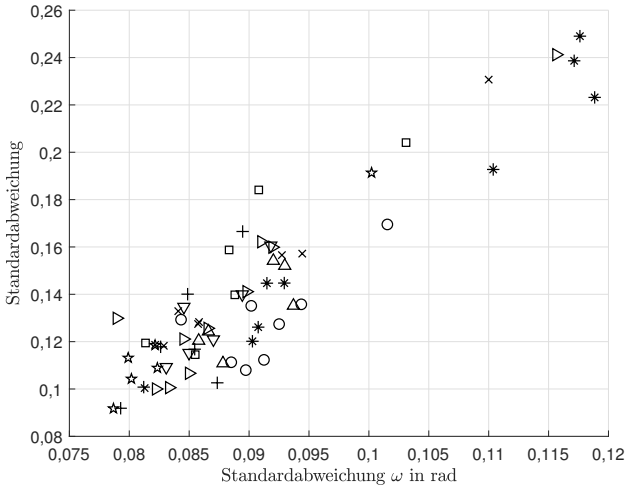


(a) Standardabweichung Querbeschleunigung

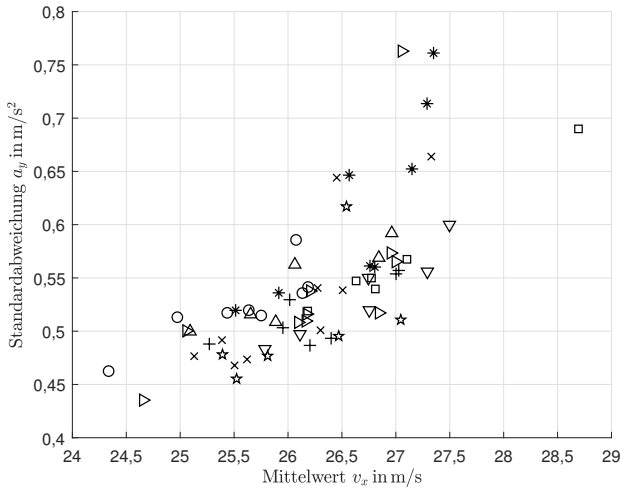


(b) Standardabweichung Längsbeschleunigung

Abbildung B.11: Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; Mittelwerte (⊕), Minima und Maxima (-).



(a) Lenkwinkel/Lenkwinkelgeschwindigkeit



(b) Fahrzeuggeschwindigkeit/Querbeschleunigung

Abbildung B.12: Fahrdynamische Daten gemittelt über Strecke-Fahrzeug-Varianten; A1V \circ , A2V \times , A3V \square , A1E $*$, A2E $+$, A3E \star , A1N \triangle , A2N ∇ , A3N \triangleright .