

Patrick Maier

**Entwicklung einer Methode zur Objektivierung
der subjektiven Wahrnehmung von
antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen**

Development of a method to predict discomfort by
powertrain-induced vehicle vibrations

Band 51

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Hrsg.: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Forschungsberichte

Patrick Maier

**Entwicklung einer Methode zur Objektivierung
der subjektiven Wahrnehmung von
antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen**

Development of a method to predict discomfort by
powertrain-induced vehicle vibrations

Band 51

Herausgeber: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2011
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Universität des Landes Baden-Württemberg und
nationales Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen
06224-7697915

ISSN 1615-8113

Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation

von

Dipl.-Ing. Patrick Maier
aus Karlsruhe

Tag der mündlichen Prüfung: 19. Oktober 2011

Hauptreferent: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Korreferent: Prof. Dr. rer. nat. F. Gauterin

Vorwort des Herausgebers

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird in der Zukunft mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK Institut für Produktentwicklung Karlsruhe (ehemals: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau) verfügbar.

Die Forschungsfelder des Institutes sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von hochbelasteten Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebsstrang-Engineering und Tribologie von Lager- und Funktionsreißsystemen, die Mikrosystemtechnik mit dem Focus auf die zugehörigen Entwicklungsprozesse sowie die Mechatronik. Die Forschungsberichte werden aus allen diesen Gebieten Beiträge zur wissenschaftlichen Fortentwicklung des Wissens und der zugehörigen Anwendung – sowohl den auf diesen Gebieten tätigen Forschern als auch ganz besonders der anwendenden Industrie – zur Verfügung stellen. Ziel ist es, qualifizierte Beiträge zum Produktentwicklungsprozess zu leisten.

Albert Albers

Vorwort zu Band 51

Die Märkte für Fahrzeuge des Individualverkehrs erfordern Produkte, die nicht nur die reine Grundfunktion des Transportes von Menschen und Zuladungen ermöglichen, sondern diese Transportaufgaben müssen insbesondere unter den Kriterien: hoher Komfort, große Zuverlässigkeit, starke Emotionalität und dabei gleichzeitig auch niedrige Kraftstoffverbräuche erfüllt werden. Der Kauf eines Fahrzeuges ist nur in Teilen als rational zu bezeichnen. Aspekte wie Marke, Anmutung, Komfort aber auch Prestige spielen bei der Kaufentscheidung eine große Rolle. Zusätzlich hat sich auf den Märkten für Fahrzeuge der Individualmobilität ein extremer Wettbewerb eingestellt. Viele Hersteller konkurrieren mit einer großen Anzahl von Modellen um die Gunst der Käufer. Dies ist bei den Entwicklungsprozessen für neue Fahrzeugmodelle zwingend zu berücksichtigen. Hierbei geht es dann nicht mehr nur um die reine technische Erfüllung der Aufgabenstellung des Transportes, sondern es müssen die Aspekte Komfort, Zuverlässigkeit, aber auch Anmutung und Emotionalität bei der Entwicklung von Anfang an berücksichtigt werden. Einen großen Einfluss auf den Komforteindruck haben die sog. NVH-Phänomene. Unter diesem Begriff fasst man Geräusche und Schwingungserscheinungen im Fahrzeug zusammen, die vom Nutzer wahrgenommen werden und bei ihm einen entsprechenden Komfort- bzw. Diskomforteindruck erwecken. Die Erfassung dieser Kriterien bereits in den frühen Entwicklungsphasen erfordert eine möglichst physikalische und objektive Beschreibung dieser Effekte. Gleichzeitig ist zu bedenken, dass der Komforteindruck letztendlich immer ein subjektives, individuell empfundenes Kriterium ist. Unter dem Begriff Objektivierung fasst man wissenschaftliche Anstrengungen zusammen, die die subjektiv empfundenen Komforteindrücke zu objektiv messbaren und damit auch simulierbaren physikalischen Kenngrößen korreliert. So wird es möglich, bereits in der Entwicklungsphase auf der Basis von Simulationen Aussagen über einen späteren subjektiv empfundenen Geräusch- und Schwingungskomforteindruck zu ermitteln. Auf dem Gebiet der Objektivierung sind in den letzten Jahren etliche neue Ansätze und Untersuchungen durchgeführt worden. Die Schwierigkeit liegt in der eindeutigen Korrelation. Hier sind zwingend statistische Methoden und Ansätze notwendig. Ein weiterer wichtiger Punkt ist die frühe Integration dieser Fragestellungen in den systematisch strukturierten Entwicklungsprozess. Nur dadurch kann eine hohe Effizienz und Effektivität erreicht werden. Insbesondere die Untersuchungen in Realfahrzeugen und unter realen Umweltbedingungen sind sehr aufwändige Aktivitäten im Entwicklungsprozess. Hier mit neuen Ansätzen und methodischen Vorgehensweisen Verbesserungen zu erreichen, ist seit vielen Jahren einer der Forschungsschwerpunkte des IPEK – Institut für Produktentwicklung – am

KIT. Hier wurde unter Leitung von Herrn Prof. Albers der sog. „X-in-the-Loop“-Ansatz entwickelt, der eine wesentliche Verbesserung des Entwicklungsprozesses ermöglichen soll, indem ganzheitlich die Kopplung von Simulation und Experiment auf unterschiedlichen Detaillierungsebenen durchgängig für den Entwicklungsprozess erforscht, beschrieben und nutzbar gemacht wird. Im Rahmen dieser wissenschaftlichen Arbeiten ist auch die Dissertation von Herrn Dr.-Ing. Patrick Maier angeordnet. Er hat sich zum Ziel gesetzt, mit einer Methode zur effektbasierten Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen und der Integration in den Entwicklungsprozess, beschrieben durch das „iPeM-Modell“, eine systematische Vorgehensweise für die Berücksichtigung der Objektivierung bei der Entwicklung von Fahrzeugen zu erforschen und als Methode zu beschreiben. Dabei werden im Rahmen seiner Untersuchungen die Wechselwirkungen zwischen Fahrer und Fahrzeug im Vehicle-in-the-Loop-Konzept mit Hilfe der Methode „c&c²A“ – dem sog. Wirkflächenpaarkonzept – analysiert und beschrieben. Daraus werden auf der Basis des c&c²-Ansatzes skalare Kennwerte für die entsprechenden Wirkflächenpaare erarbeitet. Anschließend werden die gefundenen Ansätze in entsprechenden Probandenversuchen verifiziert. In einem weiteren Schritt werden die skalaren Kennwerte hinsichtlich ihrer Korrelation mit dem Subjektivurteil unter Berücksichtigung akustischer Kennwerte bewertet und in ihrer statistischen Relevanz eingeordnet. Letztendlich wird die Gesamtmethode dann im Rahmen des Entwicklungsprozessmodells iPeM eingeordnet und als Verallgemeinerung vorgeschlagen. Herr Dr.-Ing. Patrick Maier hat mit seiner Arbeit einen wichtigen Beitrag zur weiteren Verbesserung der Objektivierung komfortrelevanter Phänomene im Entwicklungsprozess moderner Fahrzeuge geleistet.

November, 2011

Albert Albers

Kurzfassung

Fahrzeuge müssen im Produktentstehungsprozess hinsichtlich Schwingungen in den Mensch-Maschine-Schnittstellen abgesichert werden. Eine Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Fahrzeugschwingungen ist zur Validierung der Anforderungen des Kunden an ein Fahrzeug erforderlich.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird eine Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen entwickelt. Als Phänomene werden Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp, Leerlauf-Vibrationen sowie Vibrationen im Fahrbetrieb in den Wirkflächenpaaren Körper / Sitz, Hand / Lenkrad und Fuß / Fußraum behandelt. Messdaten und Subjektivurteile werden durch Probandenversuche im Fahrzeug und auf einem Schwingungssimulator eingefahren.

Auf Basis der Korrelation mit dem Subjektivurteil werden verschiedene Auswertepunkte, Schwingungsrichtungen und Auswerte-Algorithmen analysiert und die Methode abgeleitet. Es erfolgt eine Verifizierung der zentralen Hypothese der Arbeit, dass eine Objektivierung auf Basis von skalaren Kennwerten möglich ist. Abschließend wird die Anwendbarkeit im Handlungssystem eines Fahrzeugherstellers beschrieben und diskutiert. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Fahrzeugsegmente.

Abstract

During the product development process vehicles have to be tested regarding vibrations in the human-machine interfaces. Validation of customer demands requires the measurement of objective values specifying vehicle vibrations.

A method to predict discomfort by powertrain-induced vibrations is developed. In detail, the phenomena engine start and stop, idle vibration and vibrations during drive operation are investigated. As contact area between driver and vehicle the focus is set on seat, steering wheel and floor. In order to analyse the correlation between subjective ratings and objective values, several vehicles were evaluated by subjects. Additionally, some tests were performed on a seat vibration simulator.

The method is derived from analysis of correlation. Therefore several measurement points, vibration directions and algorithms are investigated. The main hypothesis, which says that objective values are allowed as base for the prediction of discomfort, is verified. Finally the use of the method within the operation system of a vehicle manufacturer is described and discussed. Discussion focuses on the transferability to other vehicle segments.

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit. Durch seine wertvollen Anregungen nahm er großen Einfluss auf die vorliegende Forschungsarbeit. Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin danke ich sehr für sein Interesse an meiner wissenschaftlichen Arbeit und für die Übernahme des Koreferats.

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand im Team Schwingungen Gesamtfahrzeug-Versuch bei der Daimler AG in Sindelfingen. An dieser Stelle möchte ich Herrn Dr.-Ing. Christian Olfens ganz herzlich danken. Durch ihn wurde das Projekt ins Leben gerufen und durchgängig begleitet. Auf seine Unterstützung konnte ich jederzeit zählen. Außerdem möchte ich allen ehemaligen Kollegen danken, welche durch intensive fachliche Diskussionen die Arbeit bereichert haben. Eine namentliche Liste würde an dieser Stelle den Umfang überschreiten, stellvertretend seien die Herren Dipl.-Ing. Maarten Hillewaere, Dr.-Ing. Jan Hupfeld, Karlheinz Grimm, Dipl.-Ing. Günther Mayer und Dipl.-Ing. Wolfram Just genannt.

Ein ganz herzlicher Dank gilt meinem Doktorandenkollegen Herrn Dipl.-Ing. Daniel Pies für den fachlichen und nichtfachlichen Austausch. An die zahlreichen Abende in diversen Steakhäusern werde ich mich gerne zurückerinnern. Ein Dank gilt ebenfalls allen beteiligten Mitarbeitern des IPEK – Institut für Produktentwicklung, besonders Herrn Dipl.-Ing. Sascha Ott für die Diskussion und Reflexion des wissenschaftlichen Gehalts der vorliegenden Arbeit.

Danken möchte ich auch meiner lieben Jasmin für ihre verständnisvolle Unterstützung und den Rückhalt, den sie mir in den vergangenen Jahren gegeben hat.

Und nicht zuletzt danke ich meinen Eltern, die in jeglicher Hinsicht die Grundsteine für meinen Weg gelegt haben.

Patrick Maier

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
2. Grundlagen und Stand der Forschung	3
2.1 Grundlagen zum Produktentstehungsprozess nach Albers	3
2.1.1 Ziel-, Handlungs- und Objektsystem.....	3
2.1.2 Integriertes Produktentstehungsmodell (iPeM).....	5
2.1.3 X-in-the-Loop-Framework.....	7
2.1.4 Contact&Channel-Ansatz (c&c ² A)	9
2.2 Ausgewählte antriebsstrangerregte Fahrzeugschwingungen	10
2.2.1 Ursachen und Phänomene.....	11
2.2.2 Effekte in den Wirkflächenpaaren zwischen Fahrer und Fahrzeug	19
2.2.3 Wirkung auf den Fahrer	22
2.3 Werkzeuge bei der Objektivierung	26
2.3.1 Abbildung der subjektiven Wahrnehmung	27
2.3.2 Messtechnische Erfassung von Schwingungen	30
2.3.3 Signalanalytische Grundlagen	32
2.3.4 Statistische Versuchsauswertung.....	37
2.4 Objektivierung der Schwingungswahrnehmung	45
2.4.1 Grundlagen zur Wahrnehmung von Schwingungen	45
2.4.2 Bewertung des Schwingungskomforts.....	48
2.4.3 Arbeiten zu antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen	55
3. Motivation und Zielsetzung	60
3.1 Motivation	60
3.2 Zielsetzung	61
4. Systemanalyse und Modellbildung	64
4.1 Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt.....	64
4.1.1 Energieströme	65
4.1.2 Informationsströme	68
4.2 Modellbildung zur Kennwertbestimmung	76
4.2.1 Bewertungssystem nach Griffin	79
4.2.2 Abhängigkeit vom Wirkflächenpaar	82
4.2.3 Abhängigkeit vom Phänomen.....	85
4.3 Modellbildung beim Schritt von Fahrzeug auf Schwingungssimulator	92
5. Beschreibung der Versuchsumgebung.....	96
5.1 Untersuchungen in der Vehicle-in-the-Loop-Ebene	96

5.1.1	Block A: Leerlauf und Hochfahrt	101
5.1.2	Block B: Anfahren, Motorstart und Motorstopp	103
5.1.3	Block C: Leerlauf	105
5.2	Untersuchungen in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene	106
5.3	Analyse der Verteilung und Streuungen der Subjektivurteile	112
5.4	Analyse der Streuungen aus dem Messobjekt.....	122
6.	Korrelationsanalyse	127
6.1	Einfluss des Bewertungssystems nach Griffin	127
6.2	Selektion der Probanden	131
6.3	Subjektivurteil – potentielle Schwingungskennwerte.....	137
6.3.1	Schwingungen beim Motorstart/-stopp	137
6.3.2	Leerlauf-Vibrationen	145
6.3.3	Vibrationen im Fahrbetrieb	152
6.4	Phänomenübergreifende Bewertung	158
6.5	Subjektivurteil – Schwingungskennwert – Akustikkennwert.....	168
7.	Anwendbarkeit im Handlungssystem	173
7.1	Mess-System-Analyse	173
7.2	Beschreibung der Methode	175
7.2.1	Motorstart und Motorstopp.....	176
7.2.2	Leerlauf.....	180
7.2.3	Fahrbetrieb (Anfahren und Hochfahrt).....	182
7.3	Übertragbarkeit auf andere Fahrzeugsegmente	185
8.	Zusammenfassung und Ausblick.....	190
8.1	Zusammenfassung	190
8.2	Ausblick	192
9.	Literaturverzeichnis.....	194
Anhang	211

Formelzeichen und Abkürzungen

a	[m/s ²]	Beschleunigungsamplitude einer Sinusschwingung in Zeitsignal oder Spektrum
$a(t)$	[m/s ²]	Beschleunigungs-Zeit-Verlauf, z. B. $a^{FR}(t)$
$a_i(t)$	[m/s ²]	Max-Zeitverlauf mit $i = 1, 2, 3, 4, 12, 123, 1234, 1...w$
$\alpha_i(t)$	[1/s ²]	Max-Zeitverlauf mit $i = 1, 2, 3, 4, 12, 123, 1234, 1...w$
a^{FR}, FR	[m/s ²]	Fußraum**
a^{HL}, HL	[m/s ²]	Fahrersitzkonsole hinten links**
a^{HR}, HR	[m/s ²]	Fahrersitzkonsole hinten rechts**
AK	dB(A)	Akustikkennwert
a_{Kolben}	[m/s ²]	Kolbenbeschleunigung
a^{LI}, LI	[m/s ²]	Lenkradkranz links (9 Uhr Position)**
a^{LK}, LK	[m/s ²]	Lehnenkissen (Sitzmessmatte Version 1)**
a^{LKi}, LKi	[m/s ²]	Lehnenkissen-Punkt mit $i = 1...8$ (Sitzmessmatte Vers. 2)**
$a^{LK-T}, LK-T$	[m/s ²]	Lehnenkissen Translation (Sitzmessmatte Version 2)**
$\alpha^{LK-R}, LK-R$	[1/s ²]	Lehnenkissen Rotation (Sitzmessmatte Version 2)**
a^{LR}, LR	[m/s ²]	Lenkrad**
$a^{LR-T}, LR-T$	[m/s ²]	Lenkrad Translation berechnet aus 6 Kanälen**
a^{LR4-T}	[m/s ²]	Lenkrad Translation berechnet aus 4 Kanälen**
$\alpha^{LR-R}, LR-R$	[1/s ²]	Lenkrad Rotation berechnet aus 6 Kanälen**
a_m	[m/s ²]	Mittlere Beschleunigung eines Beschleunigungsmanövers
$a^{MM-T}, MM-T$	[m/s ²]	Fahrersitzkonsole Mitte Translation berechnet aus 12 Kanälen**
$\alpha^{MM-R}, MM-R$	[1/s ²]	Fahrersitzkonsole Mitte Rotation berechnet aus 12 Kanälen**
a^{MM7-T}	[m/s ²]	Fahrersitzkonsole Mitte Translation berechnet aus 7 Kanälen**
α^{MM7-R}	[1/s ²]	Fahrersitzkonsole Mitte Rotation berechnet aus 7 Kanälen**
$a_{\text{Modulation}}$	*	Amplitude einer modulierten Schwingung

a^{RE} , RE	[m/s ²]	Lenkradkranz rechts (3 Uhr Position)**
a^{RP} , RP	[m/s ²]	Fahrersitzkonsolen-Referenzpunkt**
a^{SI} , SI	[m/s ²]	Sitz**
a^{SK} , SK	[m/s ²]	Sitzkissen (Sitzmessmatte Version 1)**
a^{SKi} , SKi	[m/s ²]	Sitzkissen-Punkt mit $i = 1 \dots 8$ (Sitzmessmatte Version 2)**
a^{SK-T} , SK-T	[m/s ²]	Sitzkissen Translation (Sitzmessmatte Version 2)**
α^{SK-R} , SK-R	[1/s ²]	Sitzkissen Rotation (Sitzmessmatte Version 2)**
$a^{Torsion}$	[m/s ²]	Torsionsäquivalente Beschleunigung der Fahrersitzkonsole Mitte**
$a_{Träger}$	*	Amplitude der Trägerfrequenz bei der Modulation
a^{VL} , VL	[m/s ²]	Fahrersitzkonsole vorne links**
a^{VR} , VR	[m/s ²]	Fahrersitzkonsole vorne rechts**
a_x	[m/s ²]	Translation in Längsrichtung**
a_y	[m/s ²]	Translation in Querrichtung**
a_z	[m/s ²]	Translation in Hochrichtung**
α_x	[1/s ²]	Rotation um Längsachse**
α_y	[1/s ²]	Rotation um Querachse**
α_z	[1/s ²]	Rotation um Hochachse**
b_i	*	Koeffizient in Regressionsmodell mit $i = 0 \dots k$
β_i	[-]	β -Gewicht in Regressionsmodell mit $i = 1 \dots k$
c	[-]	Konstante im Weber-Fechner-Gesetz
d_{L-R}	[m]	Abstand zwischen a^{VL} , a^{HL} und a^{VR} , a^{HR} (hier: 0,42 m)
d_{LI-RE}	[m]	Abstand zwischen a^{LI} und a^{RE} (hier: 0,36 m)
$d_{LK1-LK2}$	[m]	Abstand zwischen a^{LK1} und a^{LK2} (hier: 0,09 m)
$d_{LK3-LK5}$	[m]	Abstand zwischen a^{LK3} und a^{LK5} (hier: 0,335 m)
$d_{LK7-LK8}$	[m]	Abstand zwischen a^{LK7} und a^{LK8} (hier: 0,18 m)
$d_{LK12-LK78}$	[m]	Abstand zwischen a^{LK1} , a^{LK2} und a^{LK7} , a^{LK8} (hier: 0,33 m)
$d_{SK1-SK2}$	[m]	Abstand zwischen a^{SK1} und a^{SK2} (hier: 0,285 m)

$d_{SK3-SK4}$	[m]	Abstand zwischen a^{SK3} und a^{SK4} (hier: 0,225 m)
$d_{SK5-SK6}$	[m]	Abstand zwischen a^{SK5} und a^{SK6} (hier: 0,135 m)
$d_{SK12-SK56}$	[m]	Abstand zwischen a^{SK1} , a^{SK2} und a^{SK5} , a^{SK6} (hier: 0,305 m)
d_{V-H}	[m]	Abstand zwischen a^{VL} , a^{VR} und a^{HL} , a^{HR} (hier: 0,42 m)
E	[-]	Empfindungsgröße in der Psychophysik
ε	[-]	Korrekturfaktor einer Fensterfunktion (Signalverarbeitung)
f	[Hz]	Frequenz
Fasiko		Fahrersitzkonsole
φ_{KW}	[°KW]	Kurbelwinkel
f_{min}	[Hz]	Untere Frequenzgrenze
f_{max}	[Hz]	Obere Frequenzgrenze
$f_{NV}(x)$	*	Normalverteilungsfunktion von x
F_{osz}	[N]	Oszillierende Massenkraft eines Verbrennungsmotors
φ_Z	[°KW]	Zündabstand
G	*	Genauigkeit
i	[-]	Laufindex
iPeM		Integriertes Produktentstehungsmodell
k	[-]	Anzahl unabhängiger Variablen im Regressionsmodell
k	*	Proportionalkonstante für Skalierung im Stevens-Gesetz
KW		Kennwert
l_{Pleuel}	[m]	Pleuellänge
λ_{Pleuel}	[-]	Pleuelstangenverhältnis
LSS		Leitstützstruktur
m	[-]	Modulationsgrad
M_i	***	Maximum aus $a_i(t)$ oder $\alpha_i(t)$ mit $i = 1, 2, 3, 4, 12, 123, 1234, 1\dots w$
MATLAB		The Mathworks™ MATLAB® Version 7.7.0.471 (R2008b)
m_a	[Note]	Mittelwert aller abgegebenen Subjektivrteile

MaxSp		Maximum aus Maximalwert-Spektrum
MgSp		Maximum aus gemitteltem Spektrum
m_{osz}	[kg]	Oszillierende Masse aus Kolben und Pleuel (anteilig)
m_p	[Note]	Mittelwert der Subjektivurteile eines Probanden
m_{rot}	[kg]	Rotierende Masse aus Kurbelwelle und Pleuel (anteilig)
m_x, m_y	*	Mittelwert von x bzw. y
n, n_1, n_2	[.]	Anzahl der Einzelwerte
n	[-]	Anzahl der Probanden
n	[-]	Rezeptorabhängiger Exponent des Stevens-Gesetz
n_M	[-]	Anzahl der notwendigen Messungen pro Variante
n_{Motor}	[U/min]	Motordrehzahl
n_{Var}	[-]	Anzahl der Varianten bei Probandenversuchen
NVH		Noise Vibration Harshness
n_z	[-]	Zylinderzahl eines Verbrennungsmotors
O	[-]	Ordnung
ω_{KW}	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle
p	[-]	Irrtumswahrscheinlichkeit
$p_1(t), p_2(t)$	[km/h]	Polynome zur Beschreibung Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf
Per	[-]	Periodenanzahl
r	[-]	Korrelationskoeffizient
R	[-]	Multipler Korrelationskoeffizient
r^2, R^2	[-]	Bestimmtheitsmaß; Determinationskoeffizient
R	*	Reizintensität in der Psychophysik
R_0	*	Reizschwellenintensität in der Psychophysik; Föhlschwelle
R_i	***	Effektivwert aus $a_i(t)$ oder $\alpha_i(t)$ mit $i = 1, 2, 3, 4, 12, 123, 1234, 1\dots w$
r_{Kurbel}	[m]	Kurbelradius
RMS	*	Effektivwert

s	[m]	Wegamplitude einer Sinusschwingung
S _i	***	Standardabweichung aus a _i (t) oder α _i (t) mit i = 1, 2, 3, 4, 12, 123, 1234, 1...w
s _a	[Note]	Standardabweichung aller abgegebenen Subjektivurteile
SEAT	[-]	Seat Effective Amplitude Transmissibility
s _p	[Note]	Standardabweichung der Subjektivurteile eines Probanden
SU	[Note]	Subjektivurteil
SU _z	[-]	Subjektivurteil z-transformiert
SU _{zR}	[Note]	Rücktransformation eines z-transformierten Subjektivurteils
SSW	*	Spitze-Spitze-Wert
s _x , s _y	*	Standardabweichung von x bzw. y
t	[s]	Messzeit
t	[-]	t-Tabellenwert, abhängig von Irrtumswahrscheinlichkeit
T	[s]	Schwingungsdauer
t ₀	[s]	Startzeitpunkt eines Beschleunigungsmanövers
t ₁	[s]	Mittlerer Zeitpunkt eines Beschleunigungsmanövers
t ₂	[s]	Endzeitpunkt eines Beschleunigungsmanövers
t _m	[s]	Mittlere Dauer eines Beschleunigungsmanövers
v	[m]	Geschwindigkeitsamplitude einer Sinusschwingung
V	[-]	Vektorbetrag, blockweise ermittelt
v ₀	[km/h]	Anfangsgeschwindigkeit (vor Beschleunigungsmanöver)
v ₂	[km/h]	Zielgeschwindigkeit (nach Beschleunigungsmanöver)
VDV	[m/s ^{1,75}]	Vibration Dose Value eines Beschleunigungs-Zeit-Verlaufs
w	[-]	Anzahl der Einzelwerte eines Spektrums innerhalb der Frequenzgrenzen f _{min} und f _{max}
WF		Wirkfläche
WFP		Wirkflächenpaar
WHS		Wahlhebelstellung bei Fahrzeugen mit Automatikgetriebe

x	[-]	x-Richtung, im Fahrzeugkoordinatensystem: nach hinten
x	*	Datenmenge x bestehend aus n Werten
x_i	*	Wert der Datenmenge x
xyz	[-]	Maximalrichtung, größte Einzelrichtung eines betrachteten Kennwerts
y	[-]	y-Richtung, im Fahrzeugkoordinatensystem: nach rechts
y	*	Datenmenge y bestehend aus n Werten
y_i	*	Wert der Datenmenge y
z	[-]	z-Richtung, im Fahrzeugkoordinatensystem: nach oben
z	[-]	z-Tabellenwert, abhängig von Irrtumswahrscheinlichkeit
Z, Z_1 , Z_2	[-]	Z-Transformierte nach Fisher
z_{x_i} , z_{y_i} , z_y	*	z-Transformierte von x_i , y_i bzw. y

* Einheit beliebiger physikalischer Größen, hier z. B. Beschleunigung

** Auswertepunkt, eingesetzt für Zeitsignale, Spektren und Kennwerte

*** $[m/s^2]$ bei $a_i(t)$, $[1/s^2]$ bei $\alpha_i(t)$

1. Einleitung

Das Gebiet der Schwingungen und Geräusche im Kraftfahrzeug und deren subjektive Wahrnehmung durch den Menschen werden mit dem Begriff Noise Vibration Harshness (NVH) bezeichnet. In Abhängigkeit der Frequenz sind die Schwingungen fühlbar, hörbar oder gleichzeitig fühlbar und hörbar. Klare Grenzen gibt es dabei aber keine, die Übergänge sind fließend. In der vorliegenden Arbeit werden unter dem Begriff Schwingungen ausschließlich fühlbare Schwingungen verstanden. Hörbare Schwingungen werden in der vorliegenden Arbeit dementsprechend als Geräusche bezeichnet. Im Kraftfahrzeug treten Schwingungen und Geräusche oft überlagert auf und gehen auf dieselbe Ursache zurück. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit das Geräusch ebenfalls betrachtet, auch wenn der Fokus auf der Objektivierung der Wahrnehmung von Schwingungen liegt.

Fahrzeugschwingungen sind auf verschiedene Erreger zurückzuführen. Mitschke¹ unterteilt beispielsweise in die drei wichtigen Anregungsarten Unebenheiten, Verbrennungsmotor und Rad/Reifen. In der vorliegenden Arbeit wird mit der Anregung durch Fahrbahn, Antriebsstrang und Reifenungleichförmigkeiten eine ähnliche Einteilung und Terminologie verwendet. Hinsichtlich einer Objektivierung der Schwingungswahrnehmung ist insbesondere die Fahrbahn Anregung oft Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen. Fahrbahnerregte Schwingungen können gemäß dem Vorschlag aus DIN 1311-1² in deterministische und stochastische Schwingungen unterteilt werden. Transient sind die Schwingungen beim Überfahren von Einzelhindernissen, stochastisch die Schwingungen beim Befahren einer Schlechtwegstrecke. Bei Anregung durch Antriebsstrang oder Ungleichförmigkeiten von Rad oder Reifen ist der Charakter der Schwingungen deterministisch. Oft handelt es sich dabei um periodische Schwingungen.

¹ Mitschke / Wallentowitz 2004

² Norm DIN 1311-1

Antriebsstrangerregte Fahrzeugschwingungen werden in Verbraucherstudien thematisiert. Ein Beispiel hierfür ist die Frage „Fahrzeug vibriert übermäßig im Leerlauf“ aus der J.D. Power Initial Quality Study³. Dabei werden Fahrzeuge bezüglich Leerlauf-Vibrationen beanstandet, wie die Aussage eines Kunden belegt⁴.

Fahrzeuge müssen also bezüglich Schwingungen in den Mensch-Maschine-Schnittstellen abgesichert werden. Dies geschieht im Produktentstehungsprozess in der Makroaktivität⁵ der Validierung. Das Objektsystem wird dabei mit dem Zielsystem abgeglichen. Eine verbindliche Beschreibung der Ziele wird durch den Einsatz objektiver Kennwerte ermöglicht⁶. Zur Validierung der Anforderungen des Kunden an ein Fahrzeug ist daher die Objektivierung dessen subjektiver Schwingungswahrnehmung erforderlich. Die Auswahl der objektiven Kennwerte wird mittels der Korrelation zu den Subjektivurteilen durchgeführt. Objektive Kennwerte ermöglichen nicht nur die Beschreibung des Zielsystems, sondern erleichtern auch den Abgleich vom Objektsystem zum Zielsystem. Da die Kennwerte in Form eines objektiven Modells vorliegen, ist eine Anwendung auch in der digitalen Phase der Validierung möglich.

In Kapitel 2 werden die Begriffe Ziel-, Handlungs- und Objektsystem erklärt und auf die Grundlagen eingegangen, auf welchen die vorliegende Arbeit basiert. Außerdem wird der Stand der Forschung beschrieben, auf dem die Zielsetzung in Kapitel 3 aufsetzt. Das Ziel ist es, eine Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung antriebsstrangerregter Fahrzeugschwingungen zu entwickeln. In Kapitel 3 werden der Aufbau der Arbeit und damit der Weg zur Erfüllung der Ziele festgelegt. Außerdem erfolgt eine Beschreibung der eingesetzten Methoden.

³ Initial Quality Study (IQS); J.D. Power and Associates, Westlake Village, Kalifornien, USA

⁴ “Vehicle vibrates more than expected at idle for a vehicle of this price/class”

⁵ vgl. Albers 2010

⁶ z. B. Kauke et al. 2009; Maier et al. 2009

2. Grundlagen und Stand der Forschung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen. Die resultierende Methode steht im Produktentstehungsprozess von Personenkraftwagen zur Verfügung. Es gibt verschiedene Ansätze und Modelle zur Beschreibung von Produktentstehungsprozessen. Beispiele hierfür sind bei Gausemeier⁷, Lindemann⁸ oder Albers⁹ zu finden. Die vorliegende Arbeit wird in den iPeM nach Albers eingeordnet, da nur dieser Ansatz über die Aktivität der Validierung verfügt. Details hierzu werden in Abschnitt 2.1 beschrieben. In Abschnitt 2.2 werden Ursachen, Phänomene, Effekte und Wirkung von antriebsstrangerregten Schwingungen zusammengefasst. In Abschnitt 2.3 wird auf die Werkzeuge eingegangen, welche bei der Objektivierung zum Einsatz kommen. Grundlagen zur Objektivierung der Schwingungswahrnehmung werden in Abschnitt 2.4 beschrieben.

2.1 Grundlagen zum Produktentstehungsprozess nach Albers

Am IPEK – Institut für Produktentwicklung Karlsruhe – wurden und werden zahlreiche Arbeiten zum Produktentstehungsprozess durchgeführt¹⁰. Auf einige dieser Arbeiten wird in den nachfolgenden Abschnitten eingegangen.

2.1.1 Ziel-, Handlungs- und Objektsystem

Die Beschreibung von Systemen spielt in vielen Gebieten der Wissenschaft eine wichtige Rolle. Die nachfolgende Definition geht auf Ropohl¹¹ zurück. Ein System setzt sich aus einzelnen Elementen zusammen und ist eine von der Umwelt abgegrenzte Einheit. Die Beziehungen zwischen den Elementen innerhalb des Systems sind stärker ausgeprägt als Beziehungen zu Elementen außerhalb des

⁷ z. B. Gausemeier 2002; Gausemeier et al. 2008

⁸ vgl. Münchner Vorgehensmodell (MVM), z. B. Lindemann 2009a, 2009b

⁹ z. B. Albers 2009, 2010

¹⁰ z. B. Albers 2009, 2010; Albers et al. 2004, 2005, 2007; Albers / Meboldt 2007; Alink 2010

¹¹ Ropohl 1979, 2009

Systems. Die einfachste Erscheinungsform eines Systems ist die Black Box. Die Schnittstelle zur Umgebung wird über die Größen Stoff, Energie und Information beschrieben. In Bezug auf die Entwicklung von technischen Produkten schlägt Ropohl die drei Teilsysteme Handlungssystem, Objektsystem und Zielsystem vor.

Ein Zielsystem wird mit Hilfe eines Handlungssystems in ein Objektsystem überführt. Gemäß Abbildung 2.1 findet beim Angleichen des Objektsystems als Ist-Zustand an ein Zielsystem als Soll-Zustand ein Problemlösungsprozess statt¹². Das Zielsystem wird im Laufe der Zeit immer konkreter. Das Zielsystem Kraftfahrzeug besteht beispielsweise seit seiner Erfindung und ist immer noch an vielen Stellen unkonkret. Aus dem Zielsystem werden kontinuierlich Objekte generiert. Diese Objekte sind miteinander vernetzt und bilden daher ein Objektsystem eines individuellen Produktentstehungsprozesses. Beispiele für Elemente eines Objektsystems sind sowohl erste Ideen als auch das marktreife Produkt.

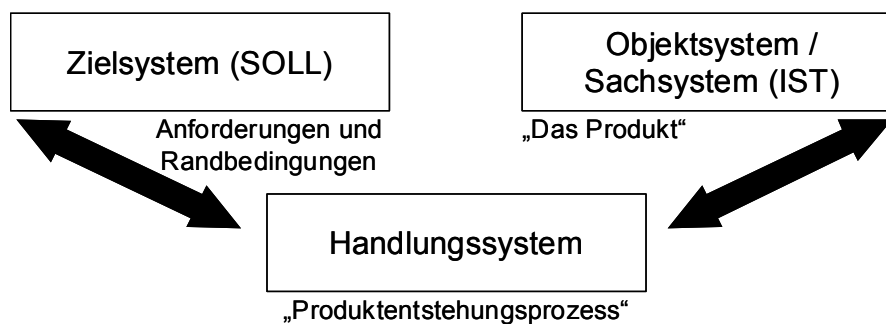


Abbildung 2.1: Problemlösungsprozess¹³

Zum Handlungssystem gehören alle zur Verfügung stehenden Ressourcen im jeweiligen Unternehmen, bei Lieferanten und weiteren Partnern. Zu den Ressourcen zählen hier beispielsweise Mitarbeiter, Methoden und Kapital. Zielsystem und Objektsystem stehen nicht direkt in Kontakt, sondern werden über das Handlungssystem abgeglichen. Albers beschreibt die Produktentwicklung als ZHO-System¹⁴, da ein Zielsystem durch ein Handlungssystem in ein Objektsystem

¹² vgl. Albers 2009

¹³ Albers et al. 2007a

¹⁴ vgl. Albers 2009

überführt wird. Dabei beeinflussen sich Ziel-, Handlungs- und Objektsystem gegenseitig.

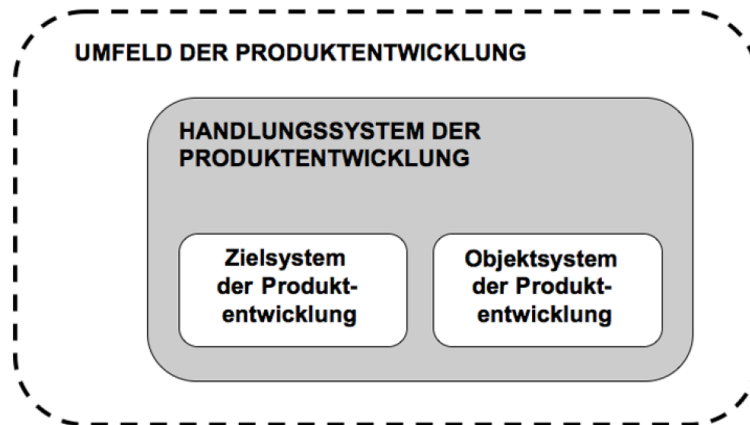


Abbildung 2.2: Hierarchisches Konzept des Systems der Produktentstehung¹⁵

Die Beschreibung erfolgt gemäß Abbildung 2.2 auf Basis eines hierarchischen Konzepts.

2.1.2 Integriertes Produktentstehungsmodell (iPeM)

In der Produktentwicklung wird immer anhand von Modellen gearbeitet¹⁶. Daher spielt der Begriff der Modellbildung eine wichtige Rolle. Ein Modell muss nach Stachowiak¹⁷ die folgenden Merkmale besitzen:

- **Abbildung:** Modelle sind stets Modelle von etwas, nämlich Abbildungen, Repräsentationen natürlicher oder künstlicher Originale, die selbst wieder Modelle sein können.
- **Verkürzung:** Modelle erfassen im Allgemeinen nicht alle Attribute des durch sie repräsentierten Originals, sondern nur solche, die den jeweiligen Modellerschaffern und/oder Modellbenutzern relevant scheinen.
- **Pragmatismus:** Modelle sind ihren Originalen nicht per se eindeutig zugeordnet. Sie erfüllen ihre Ersetzungsfunktion a) für bestimmte – erkennende und/oder handelnde, modellbenutzende – Subjekte, b) innerhalb

¹⁵ Oerding 2009

¹⁶ vgl. Albers 2009

¹⁷ Stachowiak 1973

bestimmter Zeitintervalle und c) unter Einschränkung auf bestimmte gedankliche oder tatsächliche Operationen.

Ein wichtiges Modell für den Produktentstehungsprozess stellt das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) dar, welches in Abbildung 2.3 dargestellt ist.

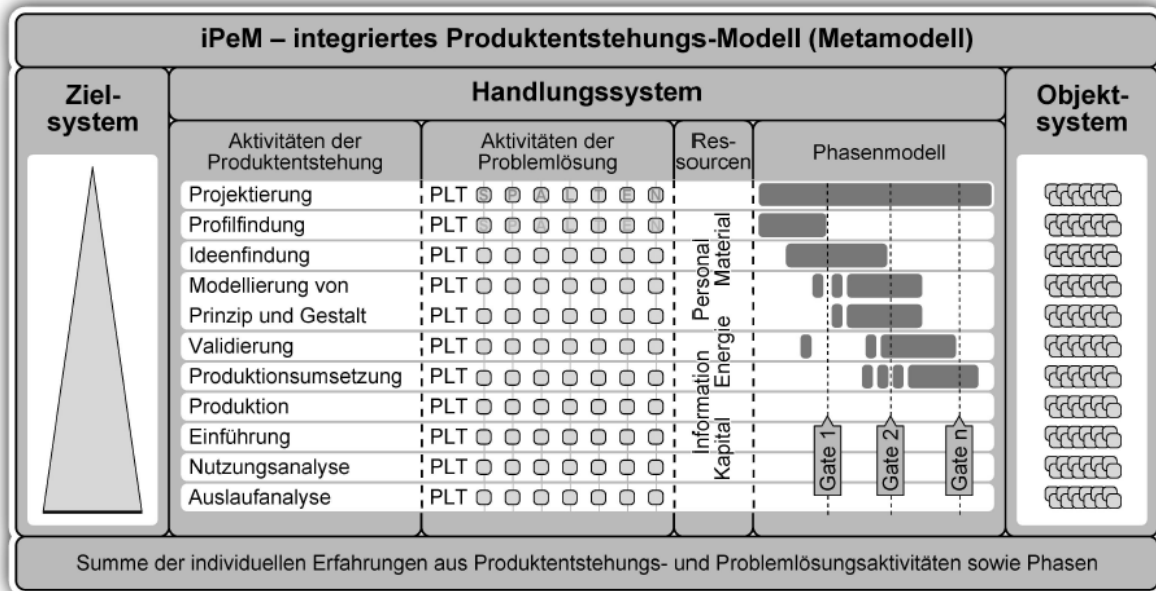


Abbildung 2.3: Integriertes Produktentstehungsmodell mit Ziel-, Handlungs- und Objektsystem und der SPALTEN-Aktivitätenmatrix¹⁸

Das iPeM ist ein Metamodell zur Generierung und Abbildung von Produktentstehungsprozessen aus verschiedenen Sichtweisen¹⁹. Eine zentrale Bedeutung haben die sogenannten Aktivitäten, welche nach Meboldt²⁰ wie folgt definiert sind:

- Eine Aktivität setzt sich aus einer Tätigkeit, einer ausführenden Ressource, einer zu benutzenden Ressource und einer zeitlichen Abhängigkeit zusammen.
- Die Aktivität ist das kleinste Element eines Prozesses.

Die Aktivitäten innerhalb der Produktentstehung lassen sich hierarchisch mit ZHO-Systemen beschreiben²¹.

¹⁸ In Anlehnung an Albers 2010

¹⁹ vgl. Albers 2010; Albers / Meboldt 2007

²⁰ Meboldt 2008

Ein wichtiger Bestandteil des iPeM ist die SPALTEN-Aktivitätenmatrix. Sie besteht aus den Schritten

- **Situationsanalyse,**
- **Problemeingrenzung,**
- **Alternative Lösungen,**
- **Lösungsauswahl,**
- **Tragweitenanalyse,**
- **Einführen und Umsetzen sowie**
- **Nacharbeiten und Lernen.**

SPALTEN ist eine systematische Methode zur Lösung von Problemen und ist allgemein anwendbar²².

Die Validierung von Systemen ist gemäß VDI 2206²³ ein Prozess, welcher ein System bezüglich der Entsprechung der Kundenerwartungen überprüft. Gemäß der dritten zentralen Hypothese nach Albers²⁴ ist die Validierung die zentrale Aktivität im Produktentstehungsprozess. Hier wird das Objektsystem hin zum Zielsystem kontinuierlich abgeglichen. Durch die Validierung entsteht Wissen, welches dem Produktentstehungsprozess beispielsweise in Form eines konkreter definierten Zielsystems wieder zur Verfügung steht. Schyr²⁵ beschreibt beispielsweise Methoden für die Validierung in der Antriebsstrangentwicklung.

2.1.3 X-in-the-Loop-Framework

Es gibt mehrere Ansätze, die Validierung im Produktentstehungsprozess darzustellen. Beispiele sind hier das V-Modell²⁶, der 3F-Parameterraum²⁷ und das X-in-

²¹ vgl. Abschnitt 2.1.1

²² vgl. Albers 2009

²³ Technische Regel VDI 2206

²⁴ Albers 2010

²⁵ Schyr 2006

²⁶ vgl. Technische Regel VDI 2206

²⁷ z. B. Küçükay / Kassel 2007; Weiler et al. 2010

the-Loop-Framework²⁸. Die vorliegende Arbeit nutzt das X-in-the-Loop-Framework. Dieses ist – als Handlungssystem für die zentrale Aktivität der Validierung – in das iPeM integrierbar²⁹. Hierbei erfolgt eine konsequente Integration von Simulation und Versuch über den gesamten Produktentstehungsprozess. Das X-in-the-Loop-Framework ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

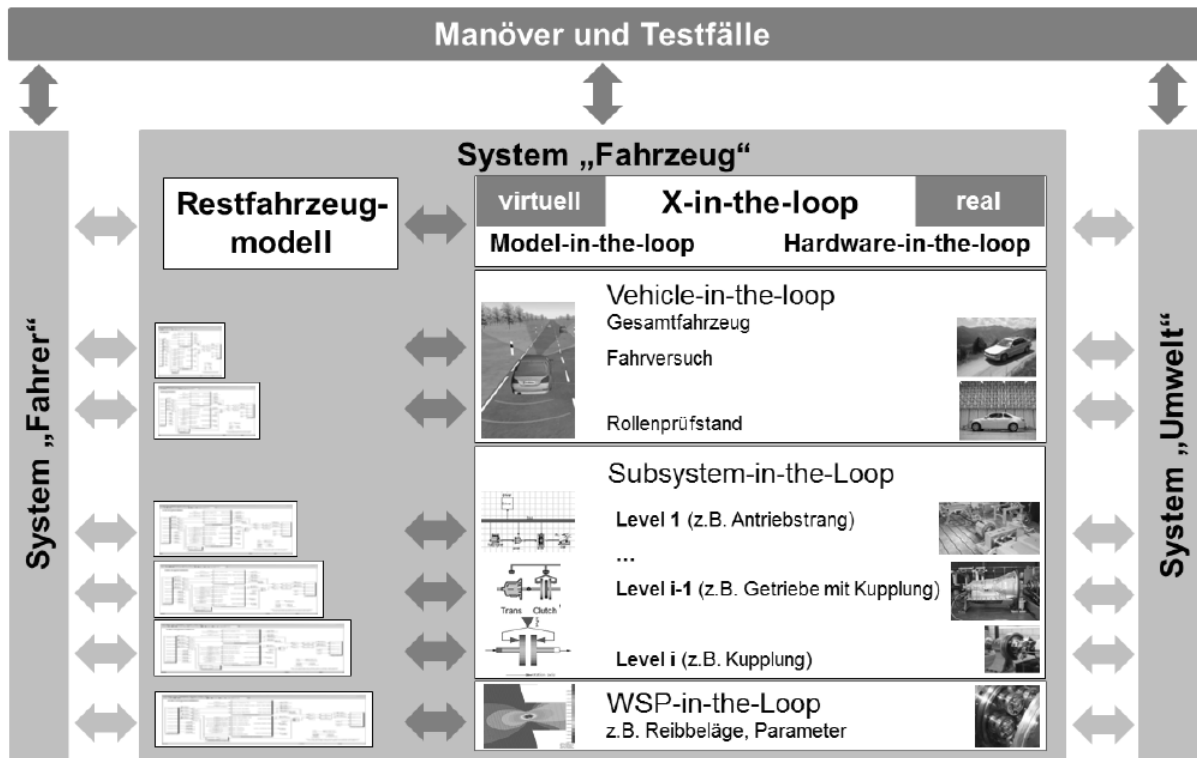


Abbildung 2.4: X-in-the-Loop-Framework³⁰

Es verfügt über eine offene, flexible und erweiterbare Architektur und ermöglicht dadurch das Zurückgreifen auf etablierte Werkzeuge und Methoden. Neben dem Einsatz als Analysemethode ermöglicht das X-in-the-Loop-Framework die Erforschung anwendungs- und anwenderspezifischer Fragestellungen, welche im Verlauf der Entwicklung und Validierung neuer Systemlösungen auftreten. In der vorliegenden Arbeit werden durch Aktivitäten der Validierung und der Problemlösung

²⁸ z. B. Albers et al. 2008, 2009; Düser 2010

²⁹ vgl. Düser 2010

³⁰ Düser 2010

neue Erkenntnisse für die Validierung im Handlungssystem der Fahrzeugentwicklung gewonnen.

2.1.4 Contact&Channel-Ansatz (c&c²A)

Der c&c²-Ansatz dient zur Abbildung des Zusammenhangs von Funktion und Gestalt auf einer abstrakten Ebene³¹. Es besteht aus den zentralen Elementen Wirkfläche, Wirkflächenpaar, Leitstützstruktur und Connector. Diese sind wie folgt definiert³²:

- Wirkflächen (WF) sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise im Kontakt zu einer weiteren WF stehen und am Energie-, Stoff- und Informationsaustausch des technischen Systems beteiligt sind.
- Wirkflächenpaare (WFP) werden aus genau zwei Wirkflächen gebildet, die zeitweise, ganz oder teilweise, in Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen wird. Der Funktionskontakt ist der Teil des Wirkflächenpaars, in dem aktuell die Wechselwirkung stattfindet.
- Leitstützstrukturen (LSS) sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzte Räume, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und dauernd oder zeitweise eine Leitung von Energie, Stoff oder Information zwischen den Wirkflächen eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen.
- Connectoren beschreiben und beinhalten alle Einflussgrößen, Parameter, Randbedingungen und deren Vernetzung für die an der Grenze des Systems vorhandenen Wirkflächen.

Ein technisches System muss zur Funktionserfüllung aus mindestens zwei WFP und einer sie verbindenden LSS sowie zwei Connectoren bestehen³³. In Abbildung 2.5 ist die Beschreibung der funktionalen Eigenschaften eines technischen Systems dargestellt.

³¹ vgl. Albers / Matthiesen 2002; Albers et al. 2004, 2005, 2011; Alink 2010; Matthiesen 2002

³² vgl. Albers et al. 2011; Alink 2010; Matthiesen 2002

³³ Bei einem Feld ist die Wechselwirkung mit mindestens zwei LSS zur Funktionserfüllung notwendig. Die Connectoren kanalisieren die relevanten Informationen aus der Umgebung des Systems.

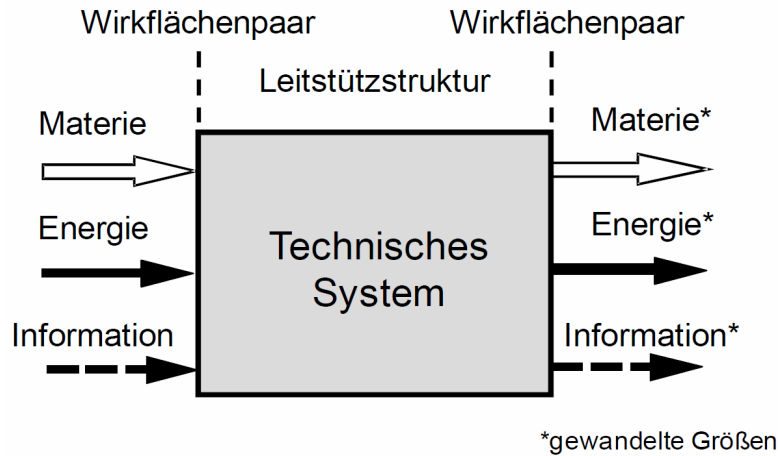


Abbildung 2.5: Beschreibung funktionaler Eigenschaften³⁴

In der vorliegenden Arbeit wird c&c²A zur Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrer und Fahrzeug im Kontext von Fahrzeugschwingungen eingesetzt.

2.2 Ausgewählte antriebsstrangerregte Fahrzeugschwingungen

Zum Antriebsstrang gehören im Kontext der vorliegenden Arbeit Motor und Triebstrang (u. a. Kupplung, Getriebe, Wellen) mit Ausnahme von Rad und Reifen.

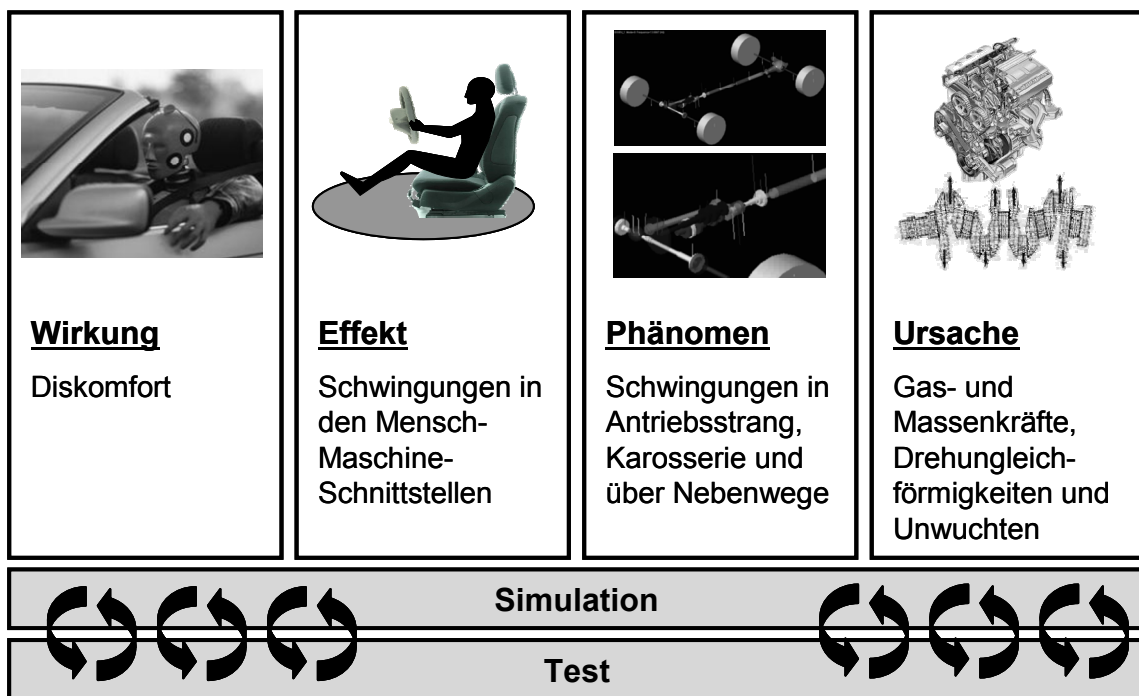


Abbildung 2.6: Komfortanalyse am Beispiel antriebsstrangerregter Schwingungen³⁵

³⁴ Schyr 2006

³⁵

Die Aufteilung der nachfolgenden Abschnitte erfolgt analog der am IPEK – Institut für Produktentwicklung – etablierten Komfortanalyse³⁶. Hierbei wird eine Unterteilung in Ursache, Phänomen, Effekt und Wirkung vorgenommen. In Abbildung 2.6 ist die Komfortanalyse am Beispiel antriebsstrangerregter Schwingungen dargestellt.

Nach einer Shell Studie³⁷ stellen Verbrennungsmotoren mindestens in den nächsten 20 Jahren den dominierenden Fahrzeugantrieb dar. Daher werden im Folgenden ausschließlich Personenkraftwagen mit Verbrennungsmotoren behandelt.

2.2.1 Ursachen und Phänomene

In der vorliegenden Arbeit werden die manöverspezifisch festgelegten Phänomene

- Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp,
- Leerlauf-Vibrationen und
- Vibrationen im Fahrbetrieb

behandelt. Vibrationen im Fahrbetrieb beinhalten antriebsstrangerregte Schwingungen, die im eingekuppelten Zustand auftreten. Weitere antriebsstrangerregte Phänomene wie beispielsweise Kupplungsrupfen³⁸ oder Lastwechselvorgänge³⁹ werden nicht betrachtet. Im Folgenden werden die oben genannten Phänomene und deren Ursachen beschrieben.

Schwingungen beim Motorstart entstehen beim Starten des Verbrennungsmotors. Der Motor durchläuft den Drehzahlbereich aus dem Stillstand bis Leerlaufdrehzahl. Dabei werden die Starrkörperresonanz des Motor-Getriebe-Verbandes und Resonanzen des Triebstrangs durchfahren. Die Stärke der Anregung wird bedingt durch die Wechselmomente an der Kurbelwelle und durch den Drehzahlgradienten beim Starten. Wichtige Einflussparameter sind Starterkonzept, Motorbauart (Otto,

³⁵ In Anlehnung an IPEK 2007

³⁶ vgl. IPEK 2007

³⁷ Shell 2009

³⁸ z. B. Albers / Herbst 1998; Fidlin / Seebacher 2006; Steinel 2009

³⁹ z. B. Albers 1994; Hagerodt 2001; Mitschke / Wallentowitz 2004; weitere Bezeichnungen: Ruckeln, Motorruckeln, Lastwechselschlag, Fahrzeugruckeln oder Bonanzaeffekt

Diesel), Zylinderzahl, Zündzeitpunkt, Durchfahren des Resonanzbereichs (gezündet, ungezündet, langsam, schnell) und Anzahl der Verdichtungen in der Resonanz. Eine Beschreibung und Analyse verschiedener Starterkonzepte ist bei Fesefeldt⁴⁰ zu finden. Bei Einsatz eines Ritzelstarters werden die Resonanzen langsamer durchfahren als beim Elektromotor oder riemengetriebenen Startergenerator. Die Zylinderzahl bestimmt die Intensität und Frequenzlage der Anregung. Je größer die Zylinderzahl, desto geringer wird die Drehungleichförmigkeit des Motors. Die Anzahl der Verdichtungen in der Resonanz ist ebenfalls eine Funktion der Zylinderzahl. Ein späterer Zündzeitpunkt führt im Allgemeinen zu einem besseren Verhalten bezüglich Schwingungen und Akustik. Es ergibt sich allerdings ein Zielkonflikt mit der Zuverlässigkeit des Starts und mit Abgasgrenzwerten⁴¹. In Abhängigkeit vom Starterkonzept erreicht die Motordrehzahl während des Startvorgangs Drehzahlbereiche oberhalb der Leerlaufdrehzahl. Dies ist zurückzuführen auf Vollastzündungen während des Startens⁴². Die Schwingungen beim Motorstart können große Streuungen aufweisen. Ein Einflussparameter hierbei ist die Kurbelwellenposition⁴³ beim Starten des Motors, welche die Verbrennung in den ersten Zyklen beeinflusst. Außerdem können unter anderem ein ungenauer Zündzeitpunkt und Fehlzündungen zu Streuungen in der Ausprägung der Schwingungen führen.

Als Phänomene resultieren Schwingungen der Karosserie. Die Schwingungsrichtung hängt von Triebstrangkonzzept und Einbaulage des Motors ab. Der Verbrennungsmotor stützt sich um die Kurbelwellenachse ab. Bei einem längs eingebauten Motor hat dies ein „Schütteln“ der Karosserie um die Fahrzeug-Längsachse zur Folge. Entsprechend sind Schwingungen hauptsächlich in Quer- und Hochrichtung messbar. Bei einem quer eingebauten Motor resultiert in der Regel eine Ausprägung der Schwingung in Längs- und Hochrichtung, welche als Rotation um die Fahrzeug-Querachse wahrzunehmen ist. Zusätzlich kann insbesondere bei Fahrzeugen mit Hybridantrieb unabhängig von der Einbaulage des Motors eine Längsschwingung

⁴⁰ Fesefeldt 2010

⁴¹ vgl. Daimler 2010; Fesefeldt 2010; Quiring / Stoffels 2005

⁴² vgl. Müller 2010

⁴³ Bezug üblicherweise auf den oberen Totpunkt

auftreten. Diese ist zurückzuführen auf ein plötzlich angreifendes Antriebsmoment auf einen angekoppelten Triebstrang. Die Längsschwingung prägt sich hauptsächlich transient aus⁴⁴. In Abhängigkeit vom Starterkonzept kann das Einspuren des Starters oder Vorpositionieren des Motors ebenfalls zu Schwingungen führen⁴⁵.

Schwingungen beim Motorstopp unterscheiden sich nur in wenigen Aspekten von Schwingungen beim Motorstart. Der Motor steht wegen seiner Massenträgheit nicht sofort still. Daher werden die oben beschriebenen Resonanzen von Leerlaufdrehzahl bis zum Stillstand durchfahren. Die Anregung ist beim Motorstopp üblicherweise schwächer, da nicht gezündet durchfahren wird. Eine dichte Drosselklappe führt weitestgehend zu einer Elimination der Schwingungen beim Motorstopp. Bei offener oder undichter Drosselklappe gelangt eine größere Luftmenge in den Zylinder. Dies führt zu einem höheren Kompressionsdruck und damit zu einer größeren Anregung⁴⁶.

Als Phänomen tritt auch beim Motorstopp in Abhängigkeit der Motoreinbaulage ein Starrkörperschütteln der Karosserie um die Quer- oder Längsachse des Fahrzeugs auf. Außerdem kann ein Auspendeln der Kurbelwelle zu Schwingungen führen⁴⁷. Ursache ist dabei, dass die komprimierte Luft in den Zylindern als Feder der Massenträgheit des Motors entgegenwirkt.

Neben den Schwingungen können beim Motorstart und Motorstopp unter anderem folgende Geräusche auftreten⁴⁸:

- Einspurschlag
- Verzahnungsheulen
- „Jaulen“ (durch Verzahnung)
- Verbrennungsgeräusch beim Durchfahren der Resonanz

⁴⁴ Zur Begrifflichkeit „transient“ vgl. Norm DIN 1311-1

⁴⁵ vgl. Daimler 2010

⁴⁶ vgl. Daimler 2010; Quiring / Stoffels 2005

⁴⁷ vgl. Kramer 2005

⁴⁸ z. B. Daimler 2010; Bezeichnungen können in Abhängigkeit vom Verfasser variieren

Leerlauf-Vibrationen und Vibrationen im Fahrbetrieb gehen auf Ungleichförmigkeiten des Antriebsstrangs zurück, welche im Folgenden beschrieben werden⁴⁹. Die Ordnung

$$O = \frac{f[\text{in Hz}] \cdot 60}{n_{\text{Motor}}[\text{in U/min}]} \quad (2.1)$$

ist dabei die Häufigkeit, mit welcher ein Ereignis im Verhältnis zur Kurbelwellenumdrehung auftritt⁵⁰. Die Kurbelwelle wird aufgrund der zeitabhängigen Gasdruckanregung und der oszillierenden Massenwirkung von Pleuel und Kolben ständig beschleunigt und verzögert. Hieraus resultiert eine Kraft- und Momentenanregung, welche sich am Gehäuse abstützt. Als Drehungleichförmigkeit wird die Starrkörperbewegung bezeichnet, welche der Kurbelwellenrotation überlagert ist. Das Schwungrad dient deshalb bei niedrigen Drehzahlen als Energiespeicher, um einen gleichmäßigen Rundlauf sicherzustellen. Gaskräfte entstehen durch die Verbrennung im Zylinder. Da bei Viertaktmotoren der einzelne Zylinder nur jede zweite Umdrehung zündet, treten die Gaskräfte mit der halben Motorordnung auf. Gaskräfte treten als Drehungleichförmigkeit nur über das Wechseldrehmoment nach außen. Beim Viertaktmotor tritt die Drehungleichförmigkeit üblicherweise mit der halben Zylinderzahl als Hauptordnung auf. Sie ist unter anderem abhängig von Zylinderzahl, Drehzahl und Massenträgheitsmoment des Kurbeltriebes. Je höher der Verbrennungsdruck im Motor, desto größer sind die Impulse und damit die Ungleichförmigkeit. Da der Trend zu kleineren Motoren mit höherer Verdichtung geht⁵¹, haben neuere Motoren größere Ungleichförmigkeiten. Bei hohem Zünddruck ist die Biegung der Kurbelwelle nicht vernachlässigbar. Massenkräfte werden durch Bewegungen der Triebwerksteile verursacht. Sie führen zwar zu einer Beanspruchung der Struktur, kompensieren aber je nach Motordrehzahl Kräfte aus Gasdruckspitzen. Dadurch sorgen Massenkräfte für eine gleichmäßigere

⁴⁹ vgl. Albers 2008; Basshuysen / Schäfer 2010a, 2010b; Daimler 2010; Mitschke / Wallentowitz 2004; Urlaub 1995

⁵⁰ vgl. Basshuysen / Schäfer 2010b

⁵¹ vgl. Basshuysen / Schäfer 2010b

Kraftabgabe. Zur vereinfachten Beschreibung der bewegten Massen ist gemäß Abbildung 2.7 folgende Aufteilung üblich⁵²:

- Oszillierende Masse m_{osz} bestehend aus Kolbenmasse und anteiliger Pleuelmasse (ca. 1/3)
- Rotierende Masse m_{rot} bestehend aus Massenträgheit der Pleuelwelle und anteiliger Massenträgheit des Pleuels (ca. 2/3)

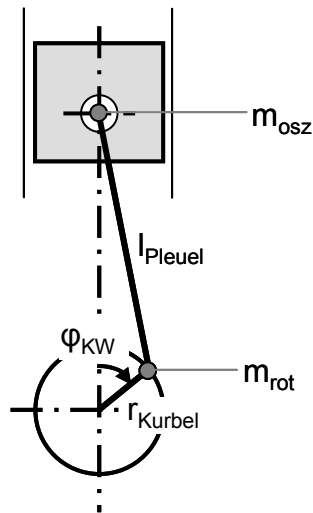


Abbildung 2.7: Geometrische Verhältnisse des Pleueltriebwerks⁵³

Durch die Massenkräfte werden freie Kräfte und Momente hervorgerufen, welche über das Pleuelgehäuse nach außen auf die Motorlagerung⁵⁴ wirken. Die Folge sind translatorische Schwingungen sowie Kippbewegungen um die Motorachsen. Die freien Massen und Momente können teilweise durch Gegenmassen ausgeglichen werden.

Die oszillierende Massenkraft für einen einzelnen Zylinder

$$F_{\text{osz}} = m_{\text{osz}} \cdot a_{\text{Kolben}} = m_{\text{osz}} \cdot r_{\text{Kurbel}} \cdot \omega_{\text{KW}}^2 \cdot (\cos \varphi_{\text{KW}} + \lambda_{\text{Pleuel}} \cdot \cos 2\varphi_{\text{KW}}) \quad (2.2)$$

⁵² vgl. Basshuysen / Schäfer 2010a

⁵³ In Anlehnung an Urlaub 1995

⁵⁴ Äußere Lagerung von Motor und Getriebe bestehend aus Motor- und Getriebe lagern

ergibt sich durch Multiplikation von oszillierender Masse und Kolbenbeschleunigung⁵⁵. Prinzipiell können beliebig viele Harmonische der Motorordnung auftreten. In (2.2) wird die oszillierende Massenkraft durch Abbruch der Reihe nach der zweiten Ordnung vereinfacht dargestellt. Der Radius r_{Kurbel} sowie das Pleuelstangenverhältnis

$$\lambda_{\text{Pleuel}} = \frac{r_{\text{Kurbel}}}{l_{\text{Pleuel}}} \quad (2.3)$$

ist in Abbildung 2.7 dargestellt. φ_{KW} wird als Kurbelwinkel bezeichnet, ω_{KW} ist die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle.

Bei Motoren mit mehreren Zylindern hängen die erzeugten Motorordnungen von der Bauweise ab. Zur Einhaltung gleicher Zündabstände sind die Kurbelkröpfungen bei Viertaktmotoren um den Zündabstand

$$\varphi_z = \frac{720}{n_z} \text{°KW} \quad (2.4)$$

zu versetzen⁵⁶. Zur Veranschaulichung der Kröpfungsanordnung ist der Kurbelstern als Stirnansicht der Kurbelwelle hilfreich. In Abbildung 2.8 sind exemplarisch die Kurbelsterne der 1. bis 4. Ordnung eines Reihen-4-Zylindermotors dargestellt. Die Zahlen stellen eine Nummerierung der Zylinder dar.

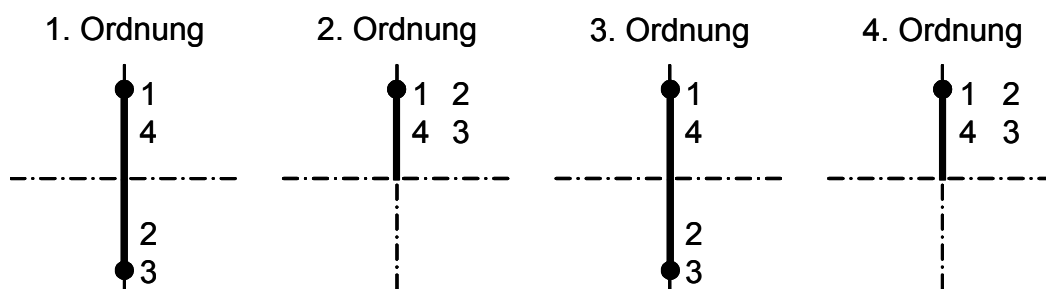


Abbildung 2.8: Kurbelsterne 1. bis 4. Ordnung eines Reihen-4-Zylindermotors⁵⁷

⁵⁵ z. B. Basshuysen / Schäfer 2010a

⁵⁶ vgl. Urlaub 1995

⁵⁷ In Anlehnung an Urlaub 1995

Aus Abbildung 2.8 geht hervor, dass beim 4-Zylindermotor freie Kräfte 2. und 4. Ordnung und höhere Harmonische der 4. Ordnung wirken. Diese freien Massenkräfte lassen den Motor in Hubrichtung schwingen. Beim Reihen-6-Zylindermotor wirken entsprechend die ganzzahligen Vielfachen der 3. Motorordnung. Kurbelwellen mit zentralsymmetrischem Kurbelstern erzeugen keine freien Massenkräfte. Vollsynchronisierte Kurbelwellen erzeugen keine Massenkräfte, zusätzlich ist ein Ausgleich der Massenmomente möglich⁵⁸.

Der Winkel zwischen den beiden Zylinderbänken eines V-Motors wird als V-Winkel bezeichnet. Bei einem 8-Zylindermotor entspricht ein V-Winkel von 90° genau dem gleichmäßigen Zündabstand. Die Auswahl des V-Winkels erfolgt in der Regel anhand der Kriterien Triebwerksmechanik, Einbauraum und Produktionsrandbedingungen. Die 6-Zylindermotoren M276⁵⁹ und M272⁶⁰ verfügen beispielsweise über einen V-Winkel von 60° bzw. 90°. 8-Zylindermotoren werden fast ausschließlich mit einem V-Winkel von 90° gebaut (z. B. M273⁶¹, M278⁶²).

Das Wechseldrehmoment wirkt sich auf den kompletten Antriebsstrang aus. Daher können in Abhängigkeit der Übersetzungen in Getriebe und Differential zusätzliche Ordnungen auftreten. Weitere Ordnungen werden durch Nebenaggregate und Unwuchten im Triebstrang verursacht. Im Leerlauf kann die Frequenz des Leerlauf-Reglers zu einer Schwingungsanregung führen. Diese liegt normalerweise unterhalb einer halben Motorordnung⁶³. Bei Pumpen bestimmt die Anzahl der Kolben die anregende Ordnung, üblich ist hier die 6. oder 7. Motorordnung. Die Anregungsfrequenz von Generatoren ergibt sich aus der sechsfachen Anzahl der Pole. Diese Oberwelligkeit geht zurück auf die Magnetkräfte der Nuten. Bei sechspoligen Generatoren resultiert beispielsweise die 36. Motorordnung, welche jedoch eher für

⁵⁸ vgl. Maass / Klier 1981

⁵⁹ Mercedes-Benz Ottomotor M276, V6, V-Winkel: 60°, Nachfolger des M272

⁶⁰ Mercedes-Benz Ottomotor M272, V6, V-Winkel: 90°

⁶¹ Mercedes-Benz Ottomotor M273, V8, V-Winkel: 90°

⁶² Mercedes-Benz Ottomotor M278, V8, V-Winkel: 90°, Nachfolger des M273

⁶³ vgl. Daimler 2010

Geräusche relevant ist als für Schwingungen. Bei Ansteuerung von Generatoren oder Pumpen über Ketten können sich auch nicht ganzzahlige Ordnungen ergeben. Ein schräg verzahnter Rädertrieb hat wiederum eine Rückwirkung auf die Kurbelwelle. Die Unwucht der Kurbelwelle tritt mit der 1. Motorordnung auf, während Unwuchten des nachfolgenden Triebstrangs unter anderem abhängig sind von den Übersetzungen in Getriebe und Differential. Beispiele sind Restunwuchten von Gelenkwellen, Motor und Getriebe⁶⁴.

Die Ursachen für Leerlauf-Vibrationen und Vibrationen im Fahrbetrieb unterscheiden sich darin, dass das Fahrzeug im Leerlauf steht und die Motordrehzahl kleiner ist als im Fahrbetrieb. Im Leerlauf dominiert die Rückwirkung der Gasmomente auf das Kurbelgehäuse. Mit zunehmender Motordrehzahl werden die Massenkräfte und Massenmomente dominanter. Die Vibrationen, welche durch Unwuchten angeregt werden, sind nur im Fahrbetrieb relevant.

Nach einer Beschreibung der Ursachen wird im Folgenden näher auf die Phänomene eingegangen. Die Schwingungen können über mehrere Übertragungswege in den Fahrzeuginnenraum gelangen. Ein Weg geht direkt über die Motorlagerung in die Karosserie. Die Schwingungen können sich aber auch zunächst als Torsions- und Biegeschwingungen des Antriebsstrangs auswirken und erst über dessen Lagerungen in die Karosserie eingeleitet werden. Hierzu muss der Triebstrang angekoppelt sein. Weitere Übertragungswege ergeben sich über Abgasanlage, Schläuche und andere Nebenwege in die Karosserie. Hierbei kann es zu Rückwirkungen mit Resonanzen von Anbauteilen, beispielsweise der Abgasanlage, kommen, was zu einer Verstärkung des Phänomens führen kann. Die Vielzahl der teilweise zeitgleich angeregten Resonanzen von Lenksystem, Abgasanlage, Antriebsstrang, Achsen und vor allem der Karosserie haben zur Folge, dass prinzipiell an jeder Stelle im Fahrzeug eine andere lokale Schwingform vorherrschen kann. Im Bereich der anregenden Frequenzen können die globalen aber auch lokalen Karosserieeigenformen Torsion und Biegung liegen, welche ebenfalls angeregt werden. In diesem Fall führt dies zu spürbaren Schwingungen in allen komfortrelevanten Schnittstellen im Fahrzeuginnenraum. Eine besondere

⁶⁴ vgl. Daimler 2010

Komplexität kommt dann ins Spiel, wenn verschiedene Übertragungswege in Wechselwirkung treten⁶⁵.

Ein Sonderfall der Leerlauf-Vibrationen stellt das Leerlaufschütteln⁶⁶ dar. Dieses wird unter anderem durch eine ungleichmäßige Verbrennung⁶⁷ verursacht. Die Anregung erfolgt durch ganzzahlige Vielfache der halben Motorordnung. Der Motor schwingt in seinen Starrkörpereigenformen aus⁶⁸.

Neben den Schwingungen können im Leerlauf und Fahrbetrieb unter anderem folgende Geräusche auftreten⁶⁹:

- Ohrendruck (eher im Leerlauf)
- Brummen
- Heulen (eher im Fahrbetrieb)
- Dröhnen (eher im Fahrbetrieb)

2.2.2 Effekte in den Wirkflächenpaaren zwischen Fahrer und Fahrzeug

Die in 2.1.1 beschriebenen Phänomene

- Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp,
- Leerlauf-Vibrationen und
- Vibrationen im Fahrbetrieb

haben als Effekt gemäß Abbildung 2.6 Schwingungen in den WFP zwischen Fahrer und Fahrzeug zur Folge. Die spektrale Zusammensetzung dieser Schwingungen ist wiederum anhängig von Ursache und Phänomen. Folgende WFP sind bezüglich Fahrer im Kraftfahrzeug im Kontext der vorliegenden Arbeit von Relevanz:

- Körper / Sitz
- Hand / Lenkrad

⁶⁵ vgl. Daimler 2010; Maier et al. 2009

⁶⁶ vgl. Daimler 2010; Mitschke / Wallentowitz 2004

⁶⁷ z. B. gute und schlechte Verbrennung durch unterschiedliche Restgasanteile

⁶⁸ Schwingungssystem: Motormasse in Motorlagerung

⁶⁹ z. B. Daimler 2010; Bezeichnungen können in Abhängigkeit vom Verfasser variieren

- Fuß / Fußraum
- Fuß / Pedale
- Arm / Türverkleidung
- Arm / Mittelkonsole
- Hand / Schalthebel

Bei Leerlauf-Vibrationen treten in den WFP zwischen Fahrer und Fahrzeug in der Regel periodische Schwingungen auf. Bei Schwankungen der Leerlaufdrehzahl verändern sich die Leerlauf-Vibrationen in Amplitude und Frequenz. Liegt die Anregungsfrequenz in der Nähe von Resonanzen der direkt angrenzenden LSS, kann eine leichte Änderung der Leerlaufdrehzahl einen großen Einfluss auf die Amplitude der Schwingung haben.

Giacomin⁷⁰ führt eine Befragung von 269 italienischen Autofahrern durch. Er untersucht dabei die Vibrationen, welche durch das Lenkrad bzw. Lenksystem in den Körper eingeleitet werden. Er unterteilt die Probanden dabei in eine Gruppe von Seltenfahrern und eine Gruppe von Vielfahrern, deren Beruf zu einem Hauptteil aus Autofahren besteht (z. B. Taxifahrer, Streifenpolizisten). Bei beiden Gruppen wird der Rücken am schlechtesten bewertet. Ein Messpunkt auf der Lehne muss in der vorliegenden Arbeit daher in die Betrachtung aufgenommen werden. In der Stichprobe bewerten Frauen die übertragenen Schwingungen in allen WFP tendenziell schlechter als Männer.

Bei Sitz-Schwingungen hat der Fahrer einen nicht zu unterschätzenden Einfluss auf die Ausprägung der Schwingungen. Dieser Einfluss ist insbesondere bei einer Messung der Schwingungen auf Sitz- und Lehnenkissen wichtig. Die Masse des Fahrers ist gegenüber der Fahrzeugmasse an der Sitzkonsole gering. Auf dem Sitz überwiegt jedoch die Masse des Fahrers. Eine Beschreibung des Schwingungsverhaltens eines Fahrers auf dem Fahrzeugsitz kann mittels Sitzübertragungsfunktion⁷¹ erfolgen. Amman⁷² berechnet eine Sitzübertragungsfunktion für Leerlauf-

⁷⁰ Giacomin / Screti 2005

⁷¹ z. B. Ammon et al. 2004; Griffin 1990

⁷² Amman et al. 2003

Vibrationen. Das Übertragungsverhalten des Sitzes hängt auch davon ab, ob der Fahrer das Lenkrad anfasst⁷³.

Für die hier betrachteten Schwingungsphänomene sind insbesondere die im Folgenden beschriebenen Resonanzen von Lenksystem und Lenkrad von Relevanz. Dominant ist in der Regel die sogenannte Mantelrohrresonanz zwischen 25 und 45 Hz. Relevant sind außerdem die Resonanzen des Lenkradkranzes, welche üblicherweise oberhalb von 60 Hz liegen. Wenn die Mantelrohrresonanz im Bereich der Hauptanregung liegt, wirkt dies verstärkend auf die Schwingungen. Die Resonanzen des Lenkradkranzes werden wegen des kribbeligen Charakters auch als Lenkradkribbeln⁷⁴ bezeichnet. Die Kranzfrequenzen sind dabei unter anderem abhängig von Form und Material des Lenkradskeletts, wobei die tragende Struktur maßgeblich ist. Außerdem hat die Anbindung der Airbageinheit einen Einfluss auf die Lage der Kranzfrequenzen. Es gibt zahlreiche Eigenformen. Typisch für die erste Eigenform ist ein Kippen des oberen Teilkranzes. Bei der Schwingung des Airbagmoduls gegenüber der Lenkradstruktur handelt es sich üblicherweise um eine schwach bedämpfte Schwingung. Für die Robustheit gegen Lenkradkribbeln ist ein steifer Lenkradkranz förderlich. Hierbei entsteht ein Zielkonflikt zu Crashanforderungen. Das Lenkrad darf nicht beliebig steif sein, um die passive Sicherheit für einen Aufprall ohne Gurt zu verbessern. Eine schwingungstechnische Entkopplung der Airbageinheit trennt Mantelrohrresonanz und Anregung⁷⁵. Die angegebenen Frequenzgrenzen sind grobe Schätzungen und beziehen sich auf heutige Personenkraftwagen. Lenkrad-Vibrationen und Lenkradkribbeln treten gerade im Fahrbetrieb häufig überlagert auf.

Bei der Wahrnehmung von Lenkrad-Vibrationen besteht ein Einflussfaktor darin, wie der Kunde das Lenkrad anfasst. Morioka⁷⁶ zeigt auf, wie das Subjektivurteil von Kontaktfläche und Beschleunigungsamplitude abhängt. So nimmt die Schwingungs-

⁷³ vgl. Mitschke / Wallentowitz 2004

⁷⁴ vgl. Daimler 2010

⁷⁵ Insbesondere im Leerlauf

⁷⁶ Morioka / Griffin 2001

empfindlichkeit mit zunehmender Kontaktfläche vom einzelnen Finger zur ganzen Hand hin zu. In DIN 45679⁷⁷ ist ein Ankopplungsfaktor festgelegt.

2.2.3 Wirkung auf den Fahrer

Komfort wird im Duden⁷⁸ als Behaglichkeit oder Bequemlichkeit beschrieben. Die Wortbedeutung geht ursprünglich auf Trost, Stärkung oder Zufriedenheit zurück. Im Sprachgebrauch wird Komfort auch mit Luxus oder Gefallen gleichgesetzt. Fahrzeugschwingungen führen zu einer Beeinträchtigung des Komforts. In diesem Zusammenhang wird in der Literatur der Begriff Diskomfort eingeführt. Nach Zhang⁷⁹ liegen Komfort und Diskomfort nicht auf einer Wahrnehmungsachse. Vielmehr zeigen die Untersuchungen von Zhang, dass Diskomfort in engem Zusammenhang mit biomechanischen Faktoren und dem Faktor Ermüdung steht. Diskomfort wird also mit dem Aspekt des Erleidens gleichgesetzt. Komfort wird dagegen hauptsächlich mit dem Aspekt des Gefallens in Zusammenhang gebracht. Basierend auf diesen Erkenntnissen entwickelt Zhang ein hypothetisches Modell zur Beschreibung der Wahrnehmung von Komfort und Diskomfort, welches in Abbildung 2.9 dargestellt ist.

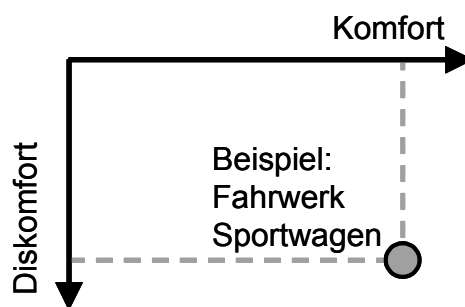


Abbildung 2.9: Hypothetisches Modell zu Komfort und Diskomfort⁸⁰

Hartung⁸¹ beschreibt in diesem Zusammenhang ein anschauliches Beispiel. Der Fahrer eines Sportwagens wird wegen der sportlicheren Auslegung des Fahrwerks

⁷⁷ Norm DIN 45679

⁷⁸ Duden 2006

⁷⁹ Zhang et al. 1996

⁸⁰ In Anlehnung an Zhang et al. 1996

⁸¹ Hartung 2006

mit höheren Kräften und Schwingungen konfrontiert, als ein Fahrer eines „normalen“ Personenkraftwagens. Diese stärkeren physikalischen Einflüsse rufen einen höheren Diskomfort hervor. Der Fahrer empfindet aber in der Regel einen hohen Komfort. Der Aspekt des Gefallens tritt so stark in den Vordergrund, dass er durch den in Kauf genommenen Diskomfort nicht zerstört wird. Der Aspekt des Gefallens wird durch individuelle Vorlieben geprägt und ist daher nur schwierig durch physikalische Messwerte objektivierbar. Diskomfort wird dagegen größtenteils durch physikalisch messbare Größen beeinflusst und ist daher wesentlich besser zur Objektivierung geeignet. Aufbauend auf den Arbeiten von Maslow⁸² und Krist⁸³ entwickelt Bubb⁸⁴ die Diskomfortpyramide, welche in Abbildung 2.10 dargestellt ist.

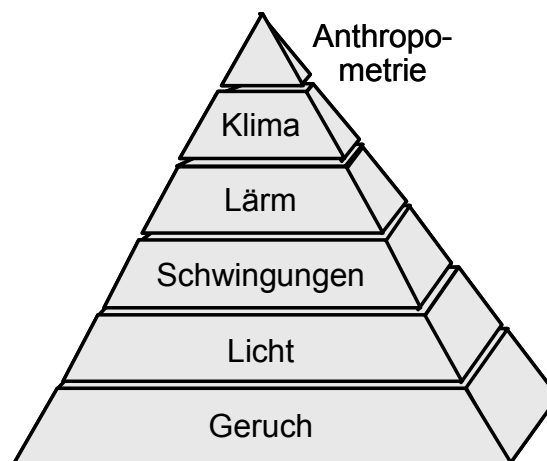


Abbildung 2.10: Diskomfortpyramide nach Bubb⁸⁵

Diskomfort kann nach Bubb in den Größen Geruch, Licht, Schwingungen, Lärm, Klima und Anthropometrie auftreten. Die grundlegende Aussage liegt darin, dass zuerst die Grundbedürfnisse zu einem gewissen Maß erfüllt sein müssen, bevor höher gelegene Bedürfnisse in den Vordergrund treten können. Die Reihenfolge in Abbildung 2.10 stellt dabei eine grobe Schätzung dar. Schwingungen stehen hiernach im mittleren Bereich der Pyramide. Untersuchungen zur Objektivierung sind

⁸² Maslow 1977

⁸³ Krist 1993

⁸⁴ Bubb 2003b

⁸⁵ Bubb 2003b

unter anderem zum Geruch⁸⁶ und zur Anthropometrie bekannt. Hartung⁸⁷ untersucht den statischen Sitzkomfort. Dieser ist abzugrenzen vom dynamischen Sitzkomfort, welcher in der vorliegenden Arbeit betrachtet wird. Ein Beispiel zur Objektivierung des subjektiv erlebten Schaltkomforts wird von Albers und Dylla vorgestellt⁸⁸. Wang untersucht den Komfort bei der Betätigung des Kupplungspedals. Er findet heraus, dass kurze Pedalwege und ein geringer Pedalwiderstand vom Kunden bevorzugt werden⁸⁹.

Schwingungen und Geräusche sind in der Diskomfortpyramide direkt benachbart. Da diese im Kraftfahrzeug oft überlagert auftreten, ist hier eine klare Trennung nicht zulässig. Im Folgenden sind die Ergebnisse einiger Autoren beschrieben, die den Zusammenhang zwischen Schwingungen und Geräuschen in Bezug auf die subjektive Beurteilung untersuchen.

Altinsoy⁹⁰ untersucht die Synchronität von Geräuschen und Schwingungen. Dabei stellt er fest, dass die Synchronisierung mindestens innerhalb einer Genauigkeit von 40 ms liegen muss. Altinsoy⁹¹ zeigt außerdem auf, dass die taktile Rauigkeit durch einen überlagerten akustischen Reiz massiv verändert wird. So verursacht beispielsweise eine niedrigere auditive Modulationsfrequenz eine rauere taktile Oberflächenwahrnehmung. In einer weiteren Untersuchung⁹² findet er heraus, dass bei der zeitgleichen Darbietung von Schwingungen und Akustik gleiche Frequenzen erkannt werden. Gauterin⁹³ stellt Schwingungen und Akustik dar und geht hierbei auch auf die sogenannte Motorrauigkeit ein.

⁸⁶ vgl. Hillebrandt 2009

⁸⁷ Hartung 2006

⁸⁸ vgl. Albers / Dylla 2006; Dylla 2009

⁸⁹ vgl. Wang et al. 2004

⁹⁰ Altinsoy et al. 2002

⁹¹ Altinsoy 2007

⁹² vgl. Altinsoy / Merchel 2010

⁹³ Gauterin 2006

Howarth⁹⁴ untersucht Schwingungen in Gebäuden, die durch vorbeifahrende Züge angeregt werden. Die Bewertung der Geräusche wird dabei durch Schwingungen nicht beeinflusst. Die Beurteilung von Schwingungen wird jedoch durch akustische Effekte in Abhängigkeit der Beträge beeinflusst. Amman⁹⁵ greift unter anderem die Untersuchung von Howarth auf und stellt auf Basis einer Literaturrecherche und eines eigenen Versuchs fest, dass die Ergebnisse aus der Literatur nicht schlüssig sind. Als Anregung setzt er Einzelhindernisse und eine Schlechtwegstrecke ein. Er unterscheidet in schwache und starke Schwingungen. Bei schwachen Schwingungen verursacht zusätzliches Geräusch eine Verringerung des Diskomforts (antagonistischer Effekt). Bei starken Vibrationen vergrößern Geräusche den Diskomfort durch Vibrationen (synergistischer Effekt). Im Umkehrfall, also der Beeinflussung der Geräuschwahrnehmung durch Schwingungen gibt es noch größere Unterschiede zwischen den einzelnen Quellen aus der Literatur. Einzelne Studien weisen eine gegenseitige Beeinflussung von Schwingungen und Akustik im Kontext NVH im Kraftfahrzeug nach. Die Signifikanz hängt von der Gestaltung und Auswertung des Versuchs und der zugrunde liegenden Datenmenge ab.

Ajovalasit⁹⁶ untersucht Zusammenhänge der Wirkung von Lenkrad-Vibrationen und Geräuschen auf das Subjektivurteil. Dabei werden unter anderem Leerlauf-Vibrationen behandelt. Alle Signale werden durch Skalierung in der Intensität variiert und mittels Paarvergleich subjektiv beurteilt. Zur Analyse berechnet Ajovalasit verschiedene Schwingungs- und Geräuschkennwerte. Dabei berücksichtigt er auch Bewertungskurven. Der Zusammenhang zwischen Schwingungen, Geräuschen und Subjektivurteilen ist dabei abhängig von Anregungssignal und Kennwert. Fülbi⁹⁷ untersucht den Abrollkomfort von Schwingungen und Geräuschen beim Überfahren von Einzelhindernissen. Die akustisch dominanteren Ereignisse werden dabei sicherer beurteilt als die Schwingungen.

⁹⁴ Howarth / Griffin 1990

⁹⁵ Amman et al. 2005a

⁹⁶ Ajovalasit / Giacomini 2007a

⁹⁷ Fülbi 2001

Der Einfluss von gleichzeitig auftretenden Geräuschen auf die subjektive Wahrnehmung von Schwingungen ist nicht eindeutig geklärt. Daher wird diese Wechselwirkung in der vorliegenden Arbeit berücksichtigt.

2.3 Werkzeuge bei der Objektivierung

Eine Objektivierung ist auf den verschiedenen Ebenen des X-in-the-Loop-Frameworks aus Abbildung 2.4 möglich. Versuche zur Objektivierung der Schwingungswahrnehmung werden üblicherweise in der Vehicle- oder Subsystem-in-the-Loop-Ebene durchgeführt. Beispiele für Schwingungssimulatoren sind der Ride-Simulator⁹⁸ oder der NVH-Simulator von Jaguar⁹⁹. Letzterer stellt Schwingungen und Geräusche dar. Fahrbare Simulatoren¹⁰⁰ gehören in die Vehicle-in-the-Loop-Ebene. Die Liste ließe sich beliebig erweitern, da viele Autoren mehr oder weniger komplexe Simulatoren bei der Objektivierung einsetzen. Simulatorversuche bieten gegenüber Versuchen im Fahrzeug die Möglichkeit einer systematischeren Durchführung.

Künstliche neuronale Netze sind ebenfalls ein Werkzeug, welches bei der Objektivierung zum Einsatz kommt. Albrecht¹⁰¹ vergleicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens künstliche neuronale Netze mit der klassischen statistischen Versuchsauswertung. Die beiden Probandengruppen Experten und Laien werden mittels künstlicher neuronaler Netze gut abgebildet¹⁰². Albers und Lerspalungsanti¹⁰³ führen diese Arbeiten hinsichtlich einer Vorhersage des Fahrzeugverhaltens weiter. Lerspalungsanti untersucht den Anfahrkomfort und das Getrieberasseln¹⁰⁴. Er leitet eine Methode her, mit der es gelingt, die entstehenden

⁹⁸ vgl. Dragon et al. 2007

⁹⁹ vgl. Allman-Ward et al. 2003

¹⁰⁰ z. B. Kraft 2010

¹⁰¹ Albrecht 2005

¹⁰² Albers / Albrecht 2005

¹⁰³ Albers et al. 2007b; Lerspalungsanti 2010

¹⁰⁴ Akustisches Phänomen, vgl. Weidner 1991

neuronalen Netze besser zu verstehen. Stammen¹⁰⁵ untersucht simulierte fahrbahnerregte Schwingungen auf Basis neuronaler Netze. Zur Objektivierung setzt er das Komfortmodell nach Kosfelder¹⁰⁶ ein, welches in Abschnitt 2.4.2 thematisiert wird. Künstliche neuronale Netze kommen außerdem in der kommerziellen Lösung AVL Drive¹⁰⁷ zum Einsatz. Dort wird die Fahrbarkeit anhand auf wenige Expertenfahrer zugeschnittener neuronaler Netze beurteilt.

Menschmodelle sind weitere Werkzeuge, die bei der Untersuchung von Schwingungen Einsatz finden. Pankoke¹⁰⁸ stellt ein digitales anatomisches Modell vor. Dieses hat gegenüber einem phänomenologischen Modell den Vorteil, dass beliebige Eigenschaften abgebildet werden können. Phänomenologische Modelle können nur die Phänomene abbilden, für die sie entwickelt wurden. Beispiele für phänomenologische Modelle sind MEMOSIK¹⁰⁹ und ein weiterer aktiver namenloser Dummy¹¹⁰. Letzterer bildet nach Aussage des Autors das Sitzübertragungsverhalten des Menschen gut nach.

2.3.1 Abbildung der subjektiven Wahrnehmung

In Abhängigkeit der Aufgabenstellung werden zur Erhebung von Subjektivdaten üblicherweise folgende Methoden eingesetzt:

- Fragebogen mit kategorialer Skala
- Paarvergleich
- Semantisches Differential
- Interaktive Methoden, z. B. 3AFC-Methode

Bei Einsatz eines Fragebogens mit kategorialer Skala ist nicht von Relevanz, in welcher Ebene des X-in-the-Loop-Frameworks der zugehörige Versuch durchgeführt

¹⁰⁵ Stammen / Meywerk 2007

¹⁰⁶ Kosfelder 2005

¹⁰⁷ vgl. Schoeggel / Ramschak 2000

¹⁰⁸ Pankoke et al. 2005

¹⁰⁹ vgl. Mozaffarin et al. 2007

¹¹⁰ vgl. Lewis 2005

wird. Beurteilungsskalen können grundsätzlich in kontinuierliche Analogskalen und diskret gestufte Ratingskalen unterschieden werden. Moosbrugger¹¹¹ geht davon aus, dass mehr als sieben Skalenstufen keinen Informationsgewinn in den individuellen Urteilsdifferenzierungen bringen. Darüber hinaus können Skalen in unipolar und bipolar unterschieden werden. Die unipolare Skala hat einen Bezugspunkt für die schwächste und einen positiven Pol für die stärkste Zustimmung. Die Intensität steigt hier nur in eine Richtung. Eine bipolare Skala reicht von einem positiven Pol über einen Indifferenzbereich hin zu einem negativen Pol. Die Skalenpunkte können numerisch oder verbal beschrieben werden. Eine verbale Beschreibung hat den Vorteil, dass die Interpretation der Skalenpunkte durch die Probanden einheitlicher erfolgt. Es ist aber schwierig, passende Beschreibungen für gleiche Abstände zwischen den Skalenstufen zu finden.

Zschocke¹¹² und Kraft¹¹³ setzen bei Untersuchungen zur Fahrdynamik einen kategorialen Fragebogen mit neunstufiger unipolarer Absolutskala ein und unterteilen in Niveau- und Gefallensbewertung. Eine vor allem im englischsprachigen Raum weit verbreitete Kategorienskala ist die Borg CR10-Skala¹¹⁴ mit den Bewertungsstufen 0 bis 10. Wos¹¹⁵ stellt die Reliabilität dieser Skala anhand eines Experiments zu Hand-Arm-Schwingungen fest. Kaneko¹¹⁶ untersucht die Beurteilung in Kategorien am Beispiel von Ganzkörperschwingungen. Giacomini¹¹⁷ setzt bei der in Abschnitt 2.2.2 erwähnten Befragung ebenfalls einen Fragebogen ein, der auf der Borg CR10-Skala basiert.

¹¹¹ Moosbrugger / Kelava 2007

¹¹² Zschocke 2009

¹¹³ Kraft 2010

¹¹⁴ vgl. Borg 2004

¹¹⁵ Wos et al. 1988

¹¹⁶ Kaneko et al. 2005

¹¹⁷ Giacomini / Screti 2005

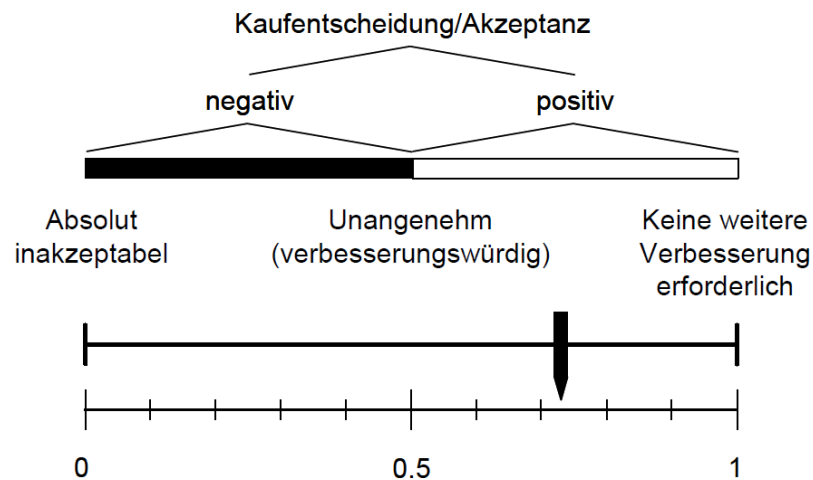


Abbildung 2.11: Zweistufige Skala zur subjektiven Anfahrkomfort-Bewertung¹¹⁸

Albers¹¹⁹ entwickelt eine zweistufige Skala zur subjektiven Beurteilung des Anfahrkomforts, welche in Abbildung 2.11 dargestellt ist. Eine einfache zweistufige Skala ist dabei mit einer kontinuierlichen Skala in der zweiten Ebene kombiniert. Jeder Proband kann dadurch seinen individuellen Komfortbereich abdecken.

Beim Paarvergleich¹²⁰ bekommt der Beurteilende die Aufgabe, aus zwei Objekten jenes zu nennen, bei welchem ein gewisses Merkmal stärker ausgeprägt ist. Werden alle Objekte zueinander abgefragt, handelt es sich um einen vollständigen Paarvergleich. Bei zunehmender Objektzahl steigt der Aufwand stark an. Als Ergebnis kann unter anderem ein Bradley-Terry Modell¹²¹ geschätzt werden. Ein Problem beim Paarvergleich ist der Reihenfolgeeffekt¹²². Dabei wird die Wahrnehmung des zweiten Signals des Paarvergleichs durch das erste Signal beeinflusst. Riedel¹²³ setzt den Paarvergleich daher in Verbindung mit einem Referenzsignal ein.

¹¹⁸ Albrecht 2005

¹¹⁹ Albers / Albrecht 2002

¹²⁰ vgl. Thurstone 1927; Bortz / Döring 2006

¹²¹ vgl. Bradley / Terry 1952

¹²² z. B. Hogarth / Einhorn 1992; Irtel 1993; Pielemeier et al. 2001

¹²³ Riedel 2000

Das semantische Differential¹²⁴ ist ein Verfahren aus dem Bereich der Psychologie. Es dient dazu, Vorstellungen von Probanden mit Begriffen zu verbinden. Die Befragung erfolgt indirekt, indem dem Probanden Eigenschaftspaare wie beispielsweise „stark – schwach“ oder „angenehm – unangenehm“ angeboten werden. Das semantische Differential hat gegenüber einer direkten Befragung den Vorteil einer besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse. Pielemeier¹²⁵ vergleicht den Paarvergleich mit dem semantischen Differential. Er empfiehlt den Paarvergleich, wenn zur Vermeidung des Reihenfolgeneffekts jedes Paar in beiden Reihenfolgen abgespielt wird. Allerdings sind beide Methoden in der Lage, Signale von verschiedenen Fahrzeugen zu unterscheiden. Lennert¹²⁶ objektiviert fahrbahnerregte Schwingungen mit Hilfe des semantischen Differentials.

Interaktive Methoden erfordern einen Simulator. Bellmann¹²⁷ setzt die 3-AFC-Methode zur Ermittlung von Föhlschwellen ein. AFC steht dabei für Alternative Forced Choice. Bei diesem Verfahren werden dem Probanden drei Rauschsignale vorgespielt. In einem der drei Signale ist das eigentliche Nutzsignal, welches richtig erkannt werden muss. Je nachdem, ob der Proband richtig oder falsch liegt, wird die Amplitude des Nutzsignals beim nächsten Durchgang verkleinert oder vergrößert.

2.3.2 Messtechnische Erfassung von Schwingungen

Zur Objektivierung ist es erforderlich physikalische Messdaten zu erzeugen. Dabei stellt sich die Frage nach der geeigneten physikalischen Messgröße. Außerdem ist darauf hinzuweisen, dass jede Messung mit einer Messunsicherheit behaftet ist.

Typische Messgrößen im Zusammenhang mit Schwingungen sind Bewegungsgrößen¹²⁸ und Kräfte. Griffin¹²⁹ setzt zur Messung der Schwingungen

¹²⁴ z. B. Bergler et al. 1975; Bortz / Döring 2006; Bußmann 2008

¹²⁵ Pielemeier et al. 2001

¹²⁶ Lennert / Wölfel 2007

¹²⁷ Bellmann 2002

¹²⁸ z. B. Beschleunigung oder Geschwindigkeit

¹²⁹ Griffin 1990

Beschleunigungssensoren ein. Auf dem Sitz kommt bei ihm ein Standard-Messkissen¹³⁰ zum Einsatz. Dieses Messkissen nutzt er in einer späteren Untersuchung zur Messung im Fußraum. Godfrey¹³¹ stellt die Beschleunigungsmessung der menschlichen Körperbewegung im medizinischen Bereich vor. Er nennt zahlreiche Quellen, in denen vom Praxiseinsatz der Beschleunigungssensoren berichtet wird. Oudenhuijzen¹³² stellt auf Basis eigener Simulatorversuche und weiterer Untersuchungen aus der Literatur fest, dass für die Lehne ein Zusammenhang zwischen statischem Sitzkomfort und dem Sitzdruck besteht. Der dynamische Sitzkomfort wird nicht betrachtet. Dabei korreliert nicht der Absolutwert, sondern die Druckverteilung. Die Sitzlehne spielt dabei gegenüber dem Sitzkissen die wichtigere Rolle.

Von den Bewegungsgrößen ist die Beschleunigung am einfachsten und zuverlässigsten messbar. Kraftmessdosen sind sehr aufwendig zu installieren, aus diesem Grund sind auch diese nicht sinnvoll bei der Objektivierung einsetzbar. Bei Druckmessmatten ist die Abtastrate zur Erfassung antriebsstrangerregter Schwingungen zu gering. T&T medilogic¹³³ bietet beispielsweise eine Druckmessmatte mit einer maximalen Abtastrate von 60 Hz an.

Die Mess-System-Analyse (Gage R&R) ist ein Statistikwerkzeug aus Six Sigma (6σ). Toutenburg¹³⁴ beschreibt die Anwendung von Six Sigma in der Praxis. Folgende Aspekte werden in der Mess-System-Analyse überprüft:

- Genauigkeit: Wie genau ist die Messung? Gibt es einen Unterschied zwischen einer durchschnittlichen Messung und einem Referenzwert? Gibt der Messwert die Realität wieder?

¹³⁰ z. B. PCB Piezotronics, Inc.; Model 356B41

¹³¹ Godfrey et al. 2008

¹³² Oudenhuijzen 2003

¹³³ T&T medilogic Medizintechnik GmbH; <http://www.medilogic.com>

¹³⁴ Toutenburg / Knöfel 2008

- Wiederholbarkeit (Repeatability): Können Daten auf einheitliche Weise wiederholt erhoben werden? Tritt eine Variation auf, wenn dieselbe Person die gleiche Einheit mit der gleichen Messanordnung wiederholt misst?
- Reproduzierbarkeit (Reproducibility): Gleichen sich die Messergebnisse, wenn sie von mehreren Personen durchgeführt werden (bei identischer Messanordnung)?
- Stabilität: Bleiben Genauigkeit, Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit über einen längeren Zeitraum erhalten?

Bei der Mess-System-Analyse wird der Fahrer als Variable der Messmethode angesehen. Dies ist auch im Zusammenhang der vorliegenden Arbeit sinnvoll, denn der Fahrer kann die Messrandbedingungen selbst bestimmen. Das Ziel der Mess-System-Analyse besteht darin, eine generelle Aussage über die Brauchbarkeit der Messmethode zu erhalten. Dabei wird die Gesamtstreuung aufgeteilt in die Streuung aus dem Messobjekt (Part to Part) und die Streuung aus der Messmethode (Gage R&R). Je kleiner der Gage R&R wird, desto genauer ist die Messung. Darüber hinaus ist die folgende Bewertung der Messmethode möglich¹³⁵:

- Gage R&R < 10% → die Messmethode ist geeignet
- Gage R&R > 30% → die Messmethode ist ungeeignet
- Gage R&R zwischen 10% und 30% → die Messmethode kann geeignet sein

Die Streuung der Messmethode wird üblicherweise aufgeteilt in die beiden Aspekte Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit.

2.3.3 Signalanalytische Grundlagen

Gemessene Schwingungen liegen zunächst als Zeitsignale vor. Zusätzlich wird ein Messzeitkanal oder die zugehörige Abtaststrategie benötigt. In Abbildung 2.12 ist beispielhaft ein Leerlauf-Zeitsignal dargestellt. Dieses wurde mit einer Frequenz von 2048 Hz abgetastet.

¹³⁵ vgl. Toutenburg / Knöfel 2008

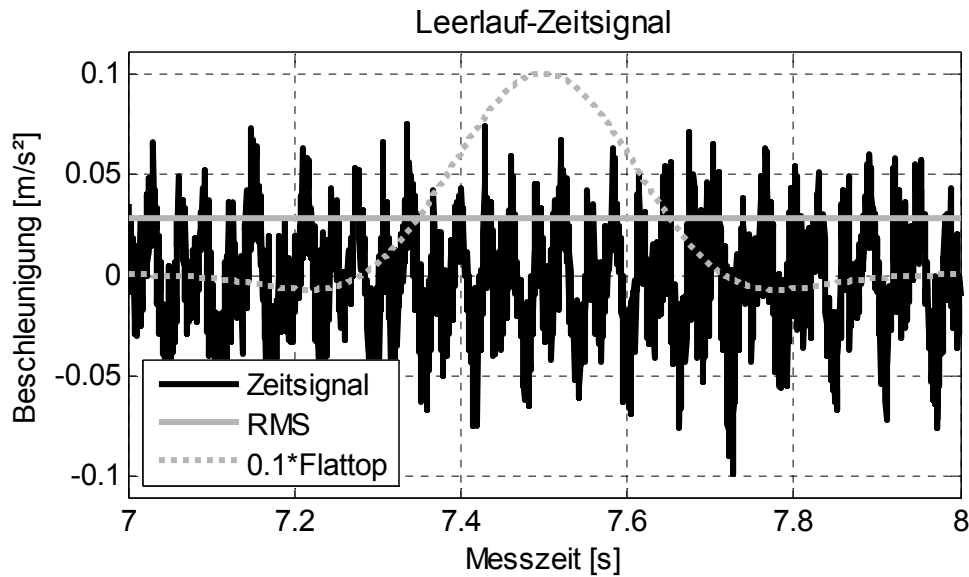


Abbildung 2.12: Leerlaufsignal mit Effektivwert und Flattop-Fenster

Bei der Ermittlung von skalaren Kennwerten ist es wichtig, dass die relevanten Informationen – in diesem Fall für die Korrelation mit dem Subjektivurteil – berücksichtigt werden. Ein häufig verwendeter Kennwert ist der Effektivwert

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t=0}^T a^2(t) dt}, \quad (2.5)$$

welcher direkt aus dem Zeitsignal bestimmt wird. Der Effektivwert ist in Abbildung 2.12 grau durchgezogen eingezeichnet und gibt die Energie an, welche in der Schwingung enthalten ist. Ein weiterer Kennwert, der direkt aus dem Zeitsignal bestimmt wird, ist der Vibration Dose Value

$$\text{VDV} = \sqrt[4]{\int_{t=0}^T a^4(t) dt}, \quad (2.6)$$

welcher hier in Anlehnung an ISO 2631-1¹³⁶ formuliert ist. Neben der Amplitude wird bei diesem die Schwingungsdauer T berücksichtigt. Aus dem VDV von Sitzfläche und Sitzkonsole wird nach Griffin¹³⁷ die Seat Effective Amplitude Transmissibility

¹³⁶ Norm ISO 2631-1

$$\text{SEAT} = \frac{\text{VDV}_{\text{Sitzfläche}}}{\text{VDV}_{\text{Sitzkonsole}}} \quad (2.7)$$

berechnet.

Im Zusammenhang mit der Analyse von Zeitsignalen kommen Filter zum Einsatz. In kommerziellen Softwarepaketen¹³⁸ sind als Tiefpassfilter in der Regel Butterworth- oder Tschebyscheff-Filter implementiert. Für eine weitere Vertiefung wird Oppenheim¹³⁹ oder Wangenheim¹⁴⁰ empfohlen.

Insbesondere bei periodischen Schwingungen stellt die spektrale Zusammensetzung eine wichtige Information dar. Diese wird durch Transformation des Zeitsignals in den Frequenzbereich sichtbar gemacht. Zur Berechnung eines Spektrums muss die Abtastrate mindestens doppelt so groß sein, wie die größte zu bestimmende Frequenz. Diese Voraussetzung wird als Shannon-Theorem¹⁴¹ bezeichnet. In der Signalanalyse ist es üblich eine Kurzzeitspektralanalyse durchzuführen. Dabei wird das Signal mit Hilfe einer Fensterfunktion in einzelne Zeitblöcke unterteilt. In Abbildung 2.12 ist beispielhaft ein Flattop-Fenster eingezeichnet. Dieses gehört neben dem Hanning-Fenster wahrscheinlich zu den am häufigsten eingesetzten Fensterfunktionen bei der Analyse von Schwingungen.

Das Theorem von Parseval besagt, dass innerhalb definierter Zeitgrenzen, also auch innerhalb eines Zeitblocks, in Zeit- und Frequenzbereich der gleiche Energieinhalt vorherrscht. Die Quadratsumme innerhalb der Frequenzgrenzen f_{\min} und f_{\max}

$$\sqrt{\frac{1}{\varepsilon} \cdot \sum_{i=f_{\min}}^{f_{\max}} |a_i|^2} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon} \cdot \sum_{i=f_{\min}}^{f_{\max}} |a_i|^2} \quad (2.8)$$

¹³⁷ Griffin 1990

¹³⁸ z. B. Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH: PAK

¹³⁹ Oppenheim / Schafer 1999

¹⁴⁰ Wangenheim 2008

¹⁴¹ vgl. Shannon 1949

entspricht dabei dem Effektivwert (2.5) des entsprechend gefilterten Zeitsignals. Dabei muss der Korrekturfaktor der Fensterfunktion ϵ^{142} berücksichtigt werden. Ein Flattop-Fenster hat die Eigenschaft einer besseren Genauigkeit in der Amplitude, während das Hanning-Fenster eine bessere Frequenzgenauigkeit aufweist¹⁴³.

Die Durchführung einer Kurzzeitspektralanalyse führt zu einem sogenannten Spektrogramm, welches auch als Periodogramm bezeichnet wird¹⁴⁴. Dieses ist komplex. Die Darstellung erfolgt als Betrag in Form einer Farbskala. Als Ordinate wird üblicherweise die Frequenz aufgetragen. Als Abszisse kommen im Kontext der vorliegenden Arbeit in Abhängigkeit des Betriebszustandes Zeit oder Motordrehzahl in Frage. Bei einer Darstellung über der Motordrehzahl wird das Spektrogramm als Campbell-Diagramm bezeichnet. In Abbildung 2.13 links ist das Spektrogramm zum Zeitsignal aus Abbildung 2.12 dargestellt.

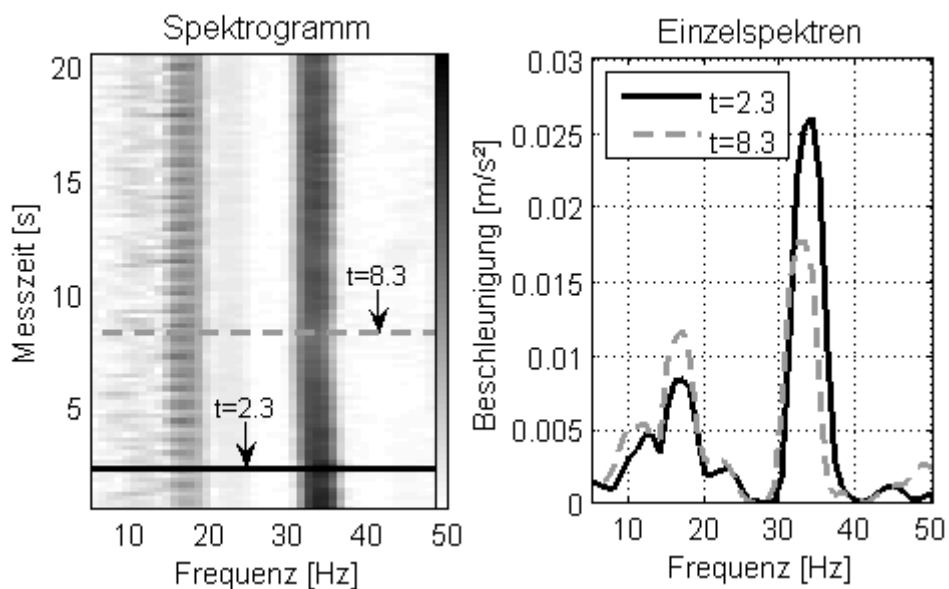


Abbildung 2.13: Spektrogramm und Einzelspektren eines Leerlaufsignals

Rechts sind exemplarisch zwei Amplitudenspektren¹⁴⁵ aus dem Spektrogramm links ausgewählt. Eine ausführliche Beschreibung zu Spektren ist beispielsweise bei

¹⁴² Korrekturfaktor der Fensterfunktion, für ein Flattop-Fenster gilt $\epsilon = 3,42855$

¹⁴³ z. B. Weichert / Wülker 2000

¹⁴⁴ vgl. Oppenheim / Schafer 1999

¹⁴⁵ Betrag aus komplexem Frequenzspektrum

Bendat¹⁴⁶ zu finden. In Abbildung 2.13 ist zu erkennen, dass mehrere Schwingungssysteme gleichzeitig angeregt werden. Bei der Ermittlung von skalaren Kennwerten ist eine Projektion des Spektrogramms auf Abszisse oder Ordinate als Zwischenschritt sinnvoll. Als Projektion auf die Frequenzachse sind gemittelte Spektren (nach Bartlett¹⁴⁷ und Welch¹⁴⁸) üblich. Ein verbreitetes Beispiel einer Projektion auf die Drehzahlachse stellt die Darstellung einer oder mehrerer Ordnungen über der Drehzahl dar.

Die Visualisierung der Schwingung ist durch eine Betriebsschwingungsanalyse¹⁴⁹ möglich. Diese dient zur Ermittlung der Betriebsschwingformen von schwingenden Strukturen in Abhängigkeit der Anregung. Daher werden beispielsweise gleichzeitig Beschleunigungen an mehreren Punkten auf der Struktur im gewählten Fahrzeug-Betriebszustand gemessen. Eine Darstellung der Betriebsschwingform ist aus Zeitsignal oder Spektrum möglich. In letzterem Fall werden insbesondere einzelne Frequenzen ausgewertet.

Geht die Anregung auf einzelne Ordnungen zurück, so ist der Einsatz einer Ordnungsanalyse sinnvoll. Dabei wird der Energieinhalt der Schwingungen nicht über der Frequenz, sondern über der Ordnung aufgetragen. Zur Durchführung einer solchen Analyse ist es nur bedingt möglich, ein aus dem CAN-Bus ausgelesenes Motordrehzahlsignal zu verwenden.

Heutige Motoren haben eine Vielzahl anregender Frequenzen¹⁵⁰. Bei der gleichzeitigen Anregung durch mehrere Frequenzen kommt es zu Modulationen. Diese werden beispielsweise in der Nachrichtentechnik gezielt zur Signalübermittlung eingesetzt. Nach Karrenberg¹⁵¹ werden unter dem Begriff Modulation alle Verfahren zusammengefasst, die das Quellensignal für den

¹⁴⁶ Bendat / Piersol 1980

¹⁴⁷ Bartlett 1953

¹⁴⁸ Welch 1970

¹⁴⁹ z. B. Ropers et al. 2003

¹⁵⁰ vgl. Abschnitt 2.2.1

¹⁵¹ Karrenberg 2005

Übertragungsweg aufbereiten. Die Stärke der Modulation wird durch den Modulationsgrad

$$m = \frac{a_{\text{Modulation}}}{a_{\text{Träger}}} \quad (2.9)$$

beschrieben. Dabei ist $a_{\text{Modulation}}$ die Amplitude des eigentlichen Signals und $a_{\text{Träger}}$ die Amplitude der Trägerfrequenz. Modulationseffekte werden im Zusammenhang der Psychoakustik¹⁵² in drei Bereiche unterteilt. Bei sehr kleinen Modulationsfrequenzen wird die auftretende Wahrnehmungsqualität als Schwankungsstärke bezeichnet. Diese wird bei einer Modulationsfrequenz von ca. 4 Hz maximal. Bei Modulationsfrequenzen zwischen 15 und 300^oHz treten Rauigkeitseffekte auf. Die Rauigkeit erreicht bei ca. 70 Hz ihr Maximum. Der dritte Modulationseffekt ist eine gleichzeitige Wahrnehmung der einzelnen Töne, welcher bei ca. 150 Hz noch schwach ausgeprägt ist und mit zunehmender Modulationsfrequenz stärker wird.

2.3.4 Statistische Versuchsauswertung

In der Statistik existieren mehrere Skalenniveaus¹⁵³. Eine Intervallskala ist eine Skala mit gleichgroßen Abschnitten ohne natürlichen Nullpunkt, eine Verhältnisskala ist eine Skala mit ebenfalls gleich großen Abschnitten mit natürlichem Nullpunkt. Bei beiden Skalen handelt es sich nach Backhaus¹⁵⁴ um metrische Skalen, die auch als Kardinalskalen bezeichnet werden. Es ist prinzipiell möglich, die vorhandenen Skalen auf ein niedrigeres Niveau zu transformieren, falls dies für die Analyse Vorteile bringt. Gemessene Beschleunigungsamplituden sind beispielsweise verhältnisskaliert. Das zugehörige Subjektivurteil ist dann verhältnisskaliert, wenn die Skala die Note Null beinhaltet. Ist dies nicht der Fall, dann ist das Subjektivurteil als intervallskaliert anzusehen.

¹⁵² vgl. Zwicker / Fastl 1990; Fastl / Zwicker 2007

¹⁵³ z. B. Bortz 2005

¹⁵⁴ Backhaus et al. 2000

Die Auswahl der statistischen Werkzeuge und Tests ist abhängig von der Verteilungsform der Daten. Eine wichtige Verteilungsform ist dabei die Normalverteilung¹⁵⁵

$$f_{\text{NV}}(x) = \frac{1}{s_x \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x - m_x}{s_x} \right)^2}, \quad (2.10)$$

welche vom Mittelwert

$$m_x = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (2.11)$$

und der Standardabweichung

$$s_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2} \quad (2.12)$$

abhängt. Dabei bestehen die Datenmengen x und y jeweils aus n Einzelwerten (x_i und y_i). Die Datenmenge x wird als unabhängige Variable bezeichnet und üblicherweise auf der Abszisse aufgetragen. Entsprechend wird y als abhängige Variable bezeichnet und auf der Ordinate aufgetragen. Es gibt mehrere Tests zur Überprüfung auf Normalverteilung. In der vorliegenden Arbeit wird der Lillifors-Test¹⁵⁶ angewandt. Eine Normalverteilung kann mittels z -Transformation

$$z_{x_i} = \frac{x_i - m_x}{s_x} \quad (2.13)$$

in eine Standardnormalverteilung überführt werden. Diese hat einen Mittelwert von 0 und eine Standardabweichung von 1.

Das Gütemaß für eine einfache lineare Korrelation ist der Korrelationskoeffizient

¹⁵⁵ vgl. Zöfel 2003

¹⁵⁶ vgl. Conover 1980; realisiert mit der Funktion `lillietest`, MATLAB, Statistics Toolbox

$$r = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n z_{xi} z_{yi} = \frac{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)(y_i - m_y)}{s_x \cdot s_y} \quad (2.14)$$

nach Pearson¹⁵⁷. Für den Wertebereich gilt $-1 \leq r \leq 1$. Die lineare Korrelation wird auch als Produkt-Moment-Korrelation bezeichnet, was auf das erste Produkt-Moment zurückgeht. Die Korrelation nach Pearson darf ungeachtet der Verteilungsform der zugrunde liegenden Stichprobe berechnet werden. Für den Schritt von der Stichprobe auf die Grundgesamtheit müssen dann streng genommen die folgenden Voraussetzungen erfüllt sein¹⁵⁸:

- Die Verteilung der x-Werte muss für sich genommen normal verteilt sein.
- Die Verteilung der y-Werte muss für sich genommen normal verteilt sein.
- Die zu einem x-Wert gehörenden y-Werte (Arrayverteilung) müssen normal verteilt sein.
- Die Mittelwerte der Arrayverteilungen müssen auf einer Geraden liegen.
- Die Streuungen der Arrayverteilungen müssen homogen sein.

Bortz schreibt hierzu, dass in der Praxis üblicherweise auf diesen umfangreichen Nachweis verzichtet wird. Eine optische Überprüfung der Punktwolke sollte aber erfolgen. Geringfügige Verletzungen der Voraussetzungen werden toleriert. Ein Korrelationskoeffizient wird mittels der t-verteilten Prüfgröße

$$t = \frac{r \cdot \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}} \quad (2.15)$$

statistisch gegen Null abgesichert. Dieser sogenannte t-Test ist robust gegenüber Verletzungen der Verteilungsform¹⁵⁹. Eine Interpretation kann nach Zöfel¹⁶⁰ folgendermaßen vorgenommen werden:

¹⁵⁷ Karl Pearson (1857 – 1936), britischer Mathematiker

¹⁵⁸ vgl. Bortz 2005

¹⁵⁹ vgl. Bortz 2005

¹⁶⁰ Zöfel 2003

- Sehr geringe Korrelation: $|r| \leq 0,2$
- Geringe Korrelation: $0,2 < |r| \leq 0,5$
- Mittlere Korrelation: $0,5 < |r| \leq 0,7$
- Hohe Korrelation: $0,7 < |r| \leq 0,9$
- Sehr hohe Korrelation: $0,9 < |r| \leq 1$

Im Folgenden wird eine Möglichkeit beschrieben, Korrelationskoeffizienten in Abhängigkeit des Stichprobenumfangs auf signifikante Unterschiede zu überprüfen. Hierbei kommt Fishers Z-Transformation

$$Z = \frac{1}{2} \cdot \ln\left(\frac{1+r}{1-r}\right) \quad (2.16)$$

zur Anwendung, welche nicht mit der z-Transformation (2.13) verwechselt werden darf¹⁶¹. Fishers Z-Werte sind gegenüber Korrelationskoeffizienten angenähert normal verteilt und stellen Maßzahlen einer Kardinalskala dar. Zur Prüfung der Signifikanz zweier Korrelationskoeffizienten sind diese zunächst gemäß (2.16) zu transformieren. Anschließend wird der z-Wert

$$z = \frac{Z_1 - Z_2}{\sqrt{\frac{1}{n_1 - 3} + \frac{1}{n_2 - 3}}} \quad (2.17)$$

berechnet. Die Nullhypothese lautet: „Beide Stichproben stammen aus der gleichen Grundgesamtheit“. Dies ist gleichbedeutend mit $r_1 = r_2$. Eine Nullhypothese wird erst dann verworfen, wenn die Irrtumswahrscheinlichkeit p ein gewisses Signifikanzniveau unterschreitet. Folgende Signifikanzniveaus werden üblicherweise festgelegt¹⁶²:

- $p < 0,001$ höchst signifikant ***
- $p < 0,01$ sehr signifikant **
- $p < 0,05$ signifikant *

¹⁶¹ vgl. Bortz 2005

¹⁶² vgl. Zöfel 2003

Die beiden Variablen n_1 und n_2 in (2.17) sind die Stichprobendenumfänge, aus denen die beiden Korrelationskoeffizienten berechnet wurden. Der z-Wert muss anschließend mit dem Tabellenwert zur z-Transformation verglichen werden. Bei einseitigem Test und einer Irrtumswahrscheinlichkeit von 5% beträgt der kritische z-Wert 1,64. Ist der berechnete z-Wert nach (2.17) größer als der kritische z-Wert, so unterscheiden sich die beiden Korrelationskoeffizienten signifikant.

Der Korrelationskoeffizient r gilt nur für lineare Zusammenhänge. Für nichtlineare Korrelationen wird das Bestimmtheitsmaß r^2 verwendet. Dieses gibt den Anteil an, der durch die unabhängige Variable erklärt wird.

Durch die Berechnung der Korrelation wird die Stärke des Zusammenhangs zwischen zwei Datenmengen bestimmt. Um den Zusammenhang formelmäßig zu ermitteln, wird eine Regressionsanalyse durchgeführt. Nach Backhaus¹⁶³ wird diese in fünf Ablaufschritte unterteilt:

- Modellformulierung
- Schätzung der Regressionsfunktion
- Prüfung der Regressionsfunktion
- Prüfung der Regressionskoeffizienten
- Prüfung der Modellprämissen

Für eine Regression gelten die gleichen Voraussetzungen wie für die Korrelationsrechnung. Das Regressionsmodell für einen linearen Zusammenhang lautet

$$y = b_0 + b_1 \cdot x. \quad (2.18)$$

Die Schätzung der Regressionskoeffizienten b_0 und b_1 erfolgt mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate¹⁶⁴. Ein Beispiel für ein globales Gütemaß ist das Bestimmtheitsmaß r^2 , welches die Güte der Anpassung der Regressionsfunktion an die empirischen Daten misst. Ein Maß zur Prüfung der Regressionskoeffizienten ist der t-Wert nach (2.15).

¹⁶³ Backhaus et al. 2000

¹⁶⁴ z. B. Bortz 2005

Bei der multiplen Regression besteht das Regressionsmodell

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + \dots + b_k \cdot x_k \quad (2.19)$$

aus mehr als einer unabhängigen Variable. In diesem Fall wird der multiple Korrelationskoeffizient

$$R = \sqrt{\sum_{i=1}^k b_i \cdot r_i} \quad (2.20)$$

verwendet. Dieser liegt im Wertebereich $0 \leq R \leq 1$. Hierbei ist k die Anzahl der unabhängigen Variablen. Auch bei der multiplen Korrelation gibt R^2 den Anteil der gemeinsamen Varianz zwischen der abhängigen und den unabhängigen Variablen an. Wird (2.19) gemäß (2.13) standardisiert, so ergibt sich das folgende Regressionsmodell:

$$z_y = \beta_1 \cdot x_1 + \beta_2 \cdot x_2 + \dots + \beta_k \cdot x_k \quad (2.21)$$

Dieses beinhaltet die β -Gewichte, welche als Standardpartialregressionskoeffizienten bezeichnet werden. Je höher das β -Gewicht betragsmäßig wird, desto bedeutsamer ist die zugehörige unabhängige Variable.

Ein weiteres statistisches Werkzeug stellt die schrittweise Regression dar. Diese dient im Gegensatz zur normalen Regressionsrechnung eher zur Erkundung von Hypothesen als zur Prüfung. Die Funktionsweise wird im Folgenden beschrieben. Im ersten Schritt wird die unabhängige Variable mit der höchsten signifikanten Partialkorrelation in die Regressionsgleichung aufgenommen. Durch Hinzufügen einer weiteren unabhängigen Variablen ändern sich die β -Gewichte der Variablen, welche schon im Modell vorhanden sind. Verliert dadurch eine Variable des Modells ihre Signifikanz, wird sie aus dem Modell entfernt. Es werden solange neue Variablen zum Modell hinzugefügt, bis keine weitere Variable das Modell mehr signifikant verbessert, aber auch keine mehr ausgeschlossen wird. Vorteil der schrittweisen Regression ist, dass redundante Informationen nicht ins Modell

aufgenommen werden. Weitere Informationen zum Thema Statistik sind unter anderem bei Bortz¹⁶⁵ zu finden.

Nach Bubb¹⁶⁶ reichen elf Probanden, um Zusammenhangshypothesen zu bestätigen. Diese Anzahl reicht allerdings nur zum Nachweis des Trends, nicht zur genauen Bestimmung der Regressionsgeraden. Eine zusätzliche Berücksichtigung der Tatsache, dass der Proband während der Beurteilung lernt, erhöht die Anzahl der notwendigen Probanden. Zur Verhinderung der Auswirkung dieses Effekts ist die Fakultät der Anzahl der Versuchsvarianten als Probandenzahl notwendig.

Krüger¹⁶⁷ kritisiert die Anwendung des korrelativen Ansatzes bei der Untersuchung von Handlungseigenschaften. Die inhaltliche Kritik kann auch auf die Objektivierung des subjektiven Empfindens von antriebsstrangerregten Schwingungen übertragen werden. Die Kritik erstreckt sich auch über den regressionsanalytischen Ansatz. Eine Problemstellung bei Krüger ist, dass die einzelnen Varianten stark von der Bedienung des Fahrzeugs durch den Fahrer abhängen. Bei den Fahrmanövern in der vorliegenden Arbeit wird dieser Einfluss als nicht bedeutend angesehen, wenn der Fahrer einzelne Betriebszustände nicht selbst anfahren muss. Bei Krüger wird die Individualkorrelation, also die Korrelation aller Varianten je eines Probanden, als besonders wichtig herausgestellt. Eine Mittelwertbildung der Individualkorrelationskoeffizienten ist ebenfalls zulässig. Wichtig bei Korrelationsuntersuchungen ist, dass eine gewisse Varianz in Subjektivurteilen als auch Kennwerten erreicht wird. Hierbei kann zwischen Varianten- und Zufallsvarianz unterschieden werden. Folgende Bedingungen sind nach Krüger notwendig, um Korrelationen sinnvoll einsetzen zu können:

- Linearer Zusammenhang zwischen Kennwert und Subjektivurteil
- Zusammenhang auf Individualniveau nachweisbar
- Varianz in den Kennwerten und Subjektivurteilen jedes Probanden

¹⁶⁵ Bortz 2005

¹⁶⁶ Bubb 2003a

¹⁶⁷ Krüger / Neukum 2001

- Gleiche Reihenfolge der Varianten bei jedem Probanden sowohl in den Kennwerten als auch in den Subjektivurteilen

Krüger¹⁶⁸ schlägt die Anwendung der z-Transformation (2.13) zur Standardisierung der subjektiven Beurteilung unter der Voraussetzung vor, dass Messwerte und Subjektivurteile intervallskaliert sind. Er nennt aber die Gefahr, dass eine Varianz, die zu Großteilen aus Zufallsvarianz besteht, gegenüber der Variantenvarianz überbewertet wird. In Fällen, bei denen dies bei vielen Probanden der Fall ist, kann dies auch zu schlechteren Korrelationen gegenüber den ursprünglich abgegebenen Subjektivurteilen führen. Eine Transformation der Subjektivurteile (SU) eines Probanden gemäß

$$SU_z = \frac{SU - m_p}{s_p} \quad (2.22)$$

kann als nachträglicher Maßstabsabgleich interpretiert werden. Dabei ist m_p der Mittelwert der Subjektivurteile des jeweiligen Probanden, s_p die Standardabweichung. Um die Urteile anschaulich im ursprünglichen Zahlenbereich zu erhalten, wird eine Rücktransformation gemäß

$$SU_{zR} = SU_z \cdot s_a + m_a \quad (2.23)$$

durchgeführt. Dabei ist m_a der Mittelwert aller Noten, s_a analog die Standardabweichung aller gemittelten Noten. Eine solche Anwendung ist unter anderem bei Bitter¹⁶⁹ oder Zschocke¹⁷⁰ zu finden.

Hartung¹⁷¹ beschreibt das Verfahren der explorativen Datenanalyse, welches im Wesentlichen Methoden der deskriptiven Statistik beinhaltet. Sie stellt eine Alternative bei der Auswertung von Probandenversuchen dar. Becker¹⁷² führt eine

¹⁶⁸ Krüger / Neukum 2001

¹⁶⁹ Bitter 2006

¹⁷⁰ Zschocke / Albers 2008

¹⁷¹ Hartung et al. 1998

¹⁷² Becker 2008

explorative Datenanalyse am Beispiel einer Studie mit 26 Fahrzeugen zum Thema Leerlauf-Geräusch durch.

2.4 Objektivierung der Schwingungswahrnehmung

2.4.1 Grundlagen zur Wahrnehmung von Schwingungen

Das Weber-Fechner-Gesetz

$$E = c \cdot \ln \frac{R}{R_0} \quad (2.24)$$

sagt aus, dass eine logarithmische Zunahme des physikalischen Reizes R eine lineare Zunahme des subjektiven Sinneseindrucks E bewirkt. Es geht zurück auf Weber¹⁷³ und Fechner¹⁷⁴, letzterer gilt als Begründer der Psychophysik. Die Konstante c ist abhängig von der Art des Reizes. R_0 ist eine Integrationskonstante, welche die Reizschwelle festlegt.

Stevens¹⁷⁵ erweitert das Weber-Fechner-Gesetz und formuliert das Potenzgesetz

$$E = k \cdot (R - R_0)^n . \quad (2.25)$$

Der Exponent n ist abhängig vom Rezeptor und beträgt beispielsweise 0,85 für Schwingungen am Finger, bei k handelt es sich um eine Skalierungskonstante. Stevens psychophysikalische Beziehung besagt, dass Reiz- und Empfindungsstärke über eine Potenzfunktion miteinander verbunden sind. Diese Beziehung ergibt sich, wenn die Empfindungsstärke nicht indirekt über Unterschiedsschwellen bestimmt, sondern direkt geschätzt wird.

Die empfindlichen Mechanosensoren der haarlosen Haut werden funktionell als SA-, RA- und PC-Sensoren klassifiziert. Diese sprechen selektiv auf Weg, Geschwindig-

¹⁷³ Ernst Heinrich Weber (1795 – 1878), deutscher Physiologe und Anatom

¹⁷⁴ Gustav Theodor Fechner (1801 – 1887), deutscher Physiker und Natur-Philosoph

¹⁷⁵ Stanley Smith Stevens (1906 – 1973), amerikanischer Psychologe

keit und Beschleunigung von Hautreizen an¹⁷⁶. Mit zunehmender Intensität der Hautdeformation steigt die Entladungsfrequenz der SA-Sensoren. Sie sind daher Intensitätssensoren, zeigen also beispielsweise Druck oder Dehnung an. Die SA-Sensoren enthalten auch Information über die Dauer eines Reizes. Bei den RA-Sensoren steigen die Entladungsfrequenzen mit der Geschwindigkeit der Reizbewegung an. Sie werden deshalb als Geschwindigkeitssensoren bezeichnet. Der PC-Sensor antwortet nur dann, wenn bei einem mechanischen Hautreiz Beschleunigungen auftreten. Deshalb wird er auch als Beschleunigungssensor bezeichnet und vermittelt die typische Schwingungswahrnehmung¹⁷⁷. In Abbildung 2.14 ist das Antwortverhalten von drei PC-Sensoren bei mechanischen Hautreizen dargestellt. Die Reizschwelle nimmt dabei bis ca. 200 Hz ab. Damit ist die Beschleunigungsempfindlichkeit der Haut bei ca. 200 Hz maximal.

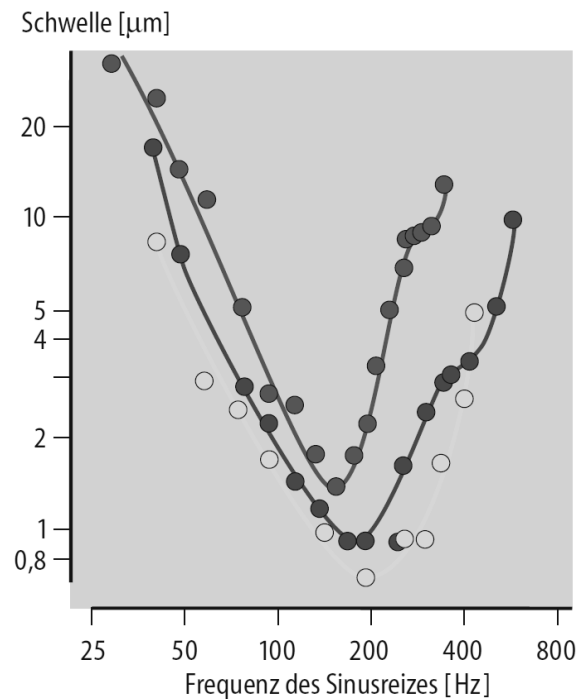


Abbildung 2.14: Antwortverhalten von drei PC-Sensoren bei mechanischen Hautreizen¹⁷⁸

¹⁷⁶ vgl. Schmidt et al. 2005

¹⁷⁷ vgl. Schmidt et al. 2005

¹⁷⁸ Schmidt et al. 2005

Neben der Intensität sind bei der Wahrnehmung von Schwingungen insbesondere die Größen Frequenz, Schwingungsrichtung und Dauer wichtig. Darüber hinaus besteht eine Abhängigkeit von der Körperstelle¹⁷⁹.

Ljunggren¹⁸⁰ untersucht den Einfluss von zwei parallel wirkenden Frequenzen am Beispiel von Schwingungen in Gebäuden. Er kommt zum Schluss, dass nahe beieinander liegende Frequenzen für die Probanden störender sind als weiter auseinander liegende. Die Frequenzobergrenze liegt bei Ljunggrens Untersuchung bei etwa 30 Hz. Cucuz¹⁸¹ stellt fest, dass Schwingungen stochastischer Art stärker wahrgenommen werden als harmonische Schwingungen gleicher Intensität. Die psychoakustische Größe Rauigkeit kann bei Schwingungen wahrnehmbar sein, bei denen benachbarte Frequenzen im Abstand von ca. 20 und 60 Hz liegen¹⁸². Frequenzen mit dem Abstand von ca. 60 bis 100 Hz können je nach Phasenlage auch störend wirken. Rauigkeiten durch antriebsstrangerregte Schwingungen treten im Fahrzeug erst im Fahrbetrieb ab ca. 2000 U/min auf.

Stelling¹⁸³ stellt bei mehrachsiger Anregung von Hand-Arm-Schwingungen fest, dass alle drei Schwingungsrichtungen wichtig sind. Es muss also der Vektor betrachtet werden. Matsumoto¹⁸⁴ untersucht die Auswirkung der Phasenbeziehung zwischen Längs- und Hochrichtung auf das Subjektivurteil des sitzenden Probanden. Die Frequenz der Schwingungen geht von 2,5 bis 8 Hz. Der Effektivwert beträgt 0,7 m/s² und liegt damit in der hier relevanten Größenordnung. Die Versuchsdurchführung erfolgt auf einer mit Schwingungen angeregten starren Holzplatte. Die Phase hat dabei bei ca. 5 Hz den größten Einfluss auf das Subjektivurteil. Eine Ausprägung der Schwingungsellipse als Linie wird schlechter beurteilt als eine kreisförmige Ellipse. Bei 8 Hz ist der Einfluss vernachlässigbar.

¹⁷⁹ vgl. Griffin 2007

¹⁸⁰ Ljunggren et al. 2007

¹⁸¹ Cucuz 1992

¹⁸² Nach Aussage von Schwingungsexperten der Daimler AG

¹⁸³ Stelling et al. 2005

¹⁸⁴ Matsumoto et al. 2006

Pielemeier¹⁸⁵ weist einen Einfluss der Schwingungsdauer auf die Wahrnehmungsschwelle in Simulatorversuchen nach. Ahn¹⁸⁶ untersucht unter anderem das Abklingen von Sinusschwingungen. Er findet einen signifikanten Einfluss der Schwingungsdauer auf das Subjektivurteil zwischen 4 und 10 Hz. Ein längeres Ausschwingen wird leicht schlechter beurteilt. Griffin verweist in diesem Zusammenhang auf die BS 6841¹⁸⁷.

Morioka¹⁸⁸ untersucht den Einfluss von einer oder zwei Händen auf die Wahrnehmungsschwelle. Dabei setzt sie einen einfachen Handgriff ein und regt die Hand auf das Lenkrad bezogen in radialer Richtung an. Sie findet heraus, dass die Wahrnehmungsschwelle mit zwei Händen zwar signifikant tiefer liegt als die weniger empfindliche Hand, sich aber nicht signifikant von der empfindlicheren Hand unterscheidet. Sie leitet hieraus die Hypothese ab, dass kein Maskierungseffekt auftritt, sondern vielmehr die empfindlichere Hand den Ausschlag gibt.

2.4.2 Bewertung des Schwingungskomforts

In der DIN EN ISO 8041¹⁸⁹ werden Vorschriften zur Bewertung des Schwingungskomforts definiert. Die Anwendung für Ganzkörperschwingungen wird in ISO 2631-1¹⁹⁰ bzw. in der VDI 2057-1¹⁹¹ beschrieben. Diese haben den Anspruch auch für Komfort zu gelten. Die Vorschriften zu den Hand-Arm-Schwingungen werden in der DIN EN ISO 5349-1¹⁹² bzw. in der VDI 2057-2¹⁹³ konkretisiert. Allerdings gelten diese beiden Vorschriften im Arbeitsschutz für Handgeräte. Die ISO

¹⁸⁵ Pielemeier et al. 2005

¹⁸⁶ Ahn / Griffin 2008

¹⁸⁷ Norm BS 6841

¹⁸⁸ Morioka 2006

¹⁸⁹ Norm DIN EN ISO 8041

¹⁹⁰ Norm ISO 2631-1

¹⁹¹ Technische Regel VDI 2057 Blatt 1b

¹⁹² Norm DIN EN ISO 5349-1

¹⁹³ Technische Regel VDI 2057 Blatt 2b

13091¹⁹⁴ ist bezüglich des Komforts von höherer Relevanz, da hier Fühlschwellen in den Fingerkuppen betrachtet werden. Bellmann¹⁹⁵ zeigt auf, dass für Leerlauf-Vibrationen des Sitzes eine Bewertung nach ISO schlechter korreliert als unbewertete Kennwerte. Allerdings basiert seine Untersuchung auf nur zwei Probanden. Marjanen¹⁹⁶ beschreibt die Notwendigkeit einer Weiterentwicklung der ISO 2631-1.

Zu fahrbahnerregten Schwingungen gibt es zahlreiche Arbeiten. Mitschke¹⁹⁷, Rericha¹⁹⁸, Cucuz¹⁹⁹ und Klingner²⁰⁰ verfolgen den Ansatz, einen Gesamt-Schwingungskomfortwert für Fuß, Hand und Sitz zu definieren. Die Untersuchungen basieren auf der alten Richtlinie VDI 2057²⁰¹ und den darin enthaltenen K-Werten zur Gleichwahrnehmung. Die gewonnenen Erkenntnisse finden in der vorliegenden Arbeit keine Verwendung, da weder Amplituden- noch Frequenzbereich übereinstimmt. Mitschke²⁰² behandelt ausschließlich Starrkörperschwingungen innerhalb der Frequenzgrenzen von 0 bis 25 Hz. Dabei stellt er fest, dass stochastische Schwingungen etwa 25 % stärker bewertet werden als deterministische. Weitere Beispiele für Untersuchungen zu fahrbahnerregten Schwingungen werden hier in willkürlicher Reihenfolge vorgestellt. Hennecke²⁰³ untersucht am Prüfstand unter anderem die kombinierte Anregung durch Hub- und Nickschwingungen bei Fahrbahnanregung. Bitter²⁰⁴ untersucht die Korrelation

¹⁹⁴ Norm ISO 13091-1, 13091-2

¹⁹⁵ Bellmann 2002

¹⁹⁶ Marjanen et al. 2006

¹⁹⁷ Mitschke / Wallentowitz 2004

¹⁹⁸ Rericha 1986

¹⁹⁹ Cucuz 1992

²⁰⁰ Klingner 1996

²⁰¹ Technische Regel VDI 2057 Blatt 1a, Blatt 2a, Blatt 3

²⁰² Mitschke / Wallentowitz 2004

²⁰³ Hennecke 1995

²⁰⁴ Bitter 2006

zwischen Subjektivurteilen und objektiven Kennwerten bei Fahrbahnanregung. Die Versuchsfahrten zur Messung der Beschleunigungen wurden getrennt von den Bewertungsfahrten durchgeführt, da die Beschleunigungsaufnehmer auf der Sitzfläche und an der Lehne nach Bitter das Sitzgefühl in starkem Maße beeinträchtigen. Für die Prüfstandsversuche wurden fünf Sitzschienenanregungen aus der Kombination Fahrzeug/Strecke als Anregung für die weiteren Subjektivbewertungen ausgewählt. Kosfelder²⁰⁵ stellt ein Komfortbewertungssystem für fahrbahnerregte Schwingungen vor, welches auf den Grundanregungen Hub, Nicken, Wanken und Torsion sowie einer nachfolgenden Bewertung beruht. Kudritzki²⁰⁶ stellt das Bewertungssystem „Ridemeter“ vor. Ammon²⁰⁷ berichtet vom Bewertungsverfahren Schwingempfinden, welches für fahrbahnerregte Schwingungen konzipiert ist. Seiner Meinung nach ist der im Fahrzeug wahrgenommene Zustand dreidimensional, aus diesem Grund objektiviert er direkt auf Sitz- und Lehnenkissen. Ammon setzt außerdem eine Sitzübertragungsfunktion ein, die in ihrer Komplexität über SEAT (2.7) hinausgeht.

Im englischsprachigen Raum wird die BS 6841²⁰⁸ gegenüber der ISO 2631-1 bevorzugt, wobei sich die beiden Normen nur in einer Bewertungskurve unterscheiden. Die Bewertungskurve für Sitz-Schwingungen in Hochrichtung W_b aus der BS 6841 ist identisch mit der Bewertung W_b aus ISO 2631-4²⁰⁹. Ebenfalls interessant ist in diesem Zusammenhang die DIN EN 12299²¹⁰.

Nach Griffin spielen Rotationsschwingungen entgegen der BS 6841 nur bei sehr geringen Frequenzen eine Rolle²¹¹. Amman untersucht Lenkrad-Schwingungen am

²⁰⁵ Kosfelder 2005

²⁰⁶ Kudritzki 1999, 2007

²⁰⁷ Ammon et al. 2004

²⁰⁸ Norm BS 6841

²⁰⁹ Norm ISO 2631-4

²¹⁰ Norm DIN EN 12299

²¹¹ Griffin 2007

Simulator im Frequenzbereich von 8 bis 20 Hz²¹². Angeregt werden dabei die drei translatorischen Freiheitsgrade und die Rotation um die Lenkachse. Er stellt fest, dass die W_h -Bewertungskurve aus BS 6842²¹³ für die Bewertung von Lenkrad-Schwingungen wahrscheinlich nicht geeignet ist. Giacomini²¹⁴ stellt fest, dass die Bewertungskurve W_d bei der Verwendung des Vibration Dose Value die Korrelation zum Subjektivurteil deutlich verbessert. Er entwickelt eine eigene Frequenzbewertung für die Rotation des Lenkrades in Anlehnung an ISO 5349-1²¹⁵. Diese Bewertungskurve für das Lenkrad wird durch Jeon²¹⁶ und Ajovalasit²¹⁷ weiterentwickelt. Auf Basis eines Simulatorversuchs mit reinen Sinusschwingungen stellt Ajovalasit ein Polynom 6. Grades auf, welches als Gleichwahrfunktion interpretiert werden kann. Nach Mansfield²¹⁸ ist die BS 6841 für die Bewertung des Diskomforts durch Fahrzeugschwingungen besser geeignet als die ISO 2631-1.

Griffin²¹⁹ stellt fest, dass die Frequenzbewertung amplitudenabhängig ist. Für große Amplituden stimmen seine Ergebnisse mit den Bewertungskurven aus den Normen überein. Diese sind somit nicht falsch, sondern für Komfort ungeeignet. Dies gilt insbesondere für die kleinen Beschleunigungsamplituden, welche in der Regel bei antriebsstrangerregten Schwingungen vorherrschen. Griffin untersucht systematisch Gleichwahrnehmung und Fühlschwellen an den Wirkflächen Sitz, Lenkrad und Fußraum bei monofrequenter Anregung. Die Untersuchung zur WF Sitz erfolgt auf starrem Stuhl ohne Lehne. Morioka behandelt die Gleichwahrnehmung auf Sitz²²⁰

²¹² Amman et al. 2005b

²¹³ Norm BS 6842

²¹⁴ Giacomini / Hacaambwa 2001

²¹⁵ vgl. Giacomini et al. 2004; Norm ISO 5349-1

²¹⁶ Jeon et al. 2008

²¹⁷ Ajovalasit / Giacomini 2007b, 2009

²¹⁸ Mansfield et al. 1999

²¹⁹ Griffin 2007

²²⁰ vgl. Morioka / Griffin 2006a

und Lenkrad²²¹. Morioka²²² führt außerdem Untersuchungen zu Fühlschwellen an Körper, Hand und Fuß durch. Die Fühlschwellen und Gleichwahrnehmungskurven zu Ganzkörper und Hand sind in Abbildung 2.15 und Abbildung 2.16 dargestellt. Diese Daten liegen außerdem tabellarisch vor. Griffin²²³ stellt aus den Ergebnissen eine vollständige Beschreibung zur Vorgehensweise bei der Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von fahrbahnerregten Schwingungen vor. Er beschreibt vorab die Notwendigkeit von leicht vergleichbaren Kennwerten. Als Ansatz dient eine Gewichtung der Schwingung bezüglich Frequenz, Richtung und Einleitungsstelle. Das Bewertungssystem von Griffin basiert auf dem Potenzgesetz nach Stevens (2.25). Die Anwendbarkeit auf eine mehrachsige Schwingung mit mehreren zeitgleich auftretenden Frequenzen wird nicht ausgeschlossen. Allerdings wird auch kein Nachweis erbracht.

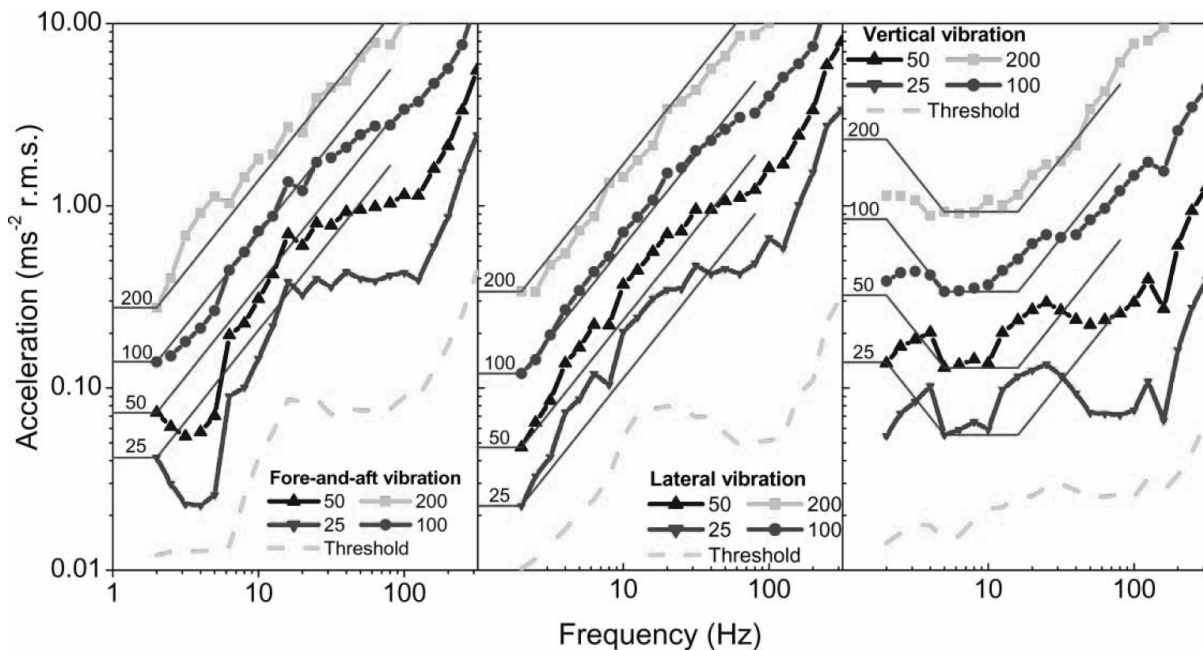


Abbildung 2.15: Wahrnehmungsschwelle und Gleichwahrnehmungskurven für Ganzkörperschwingungen²²⁴

²²¹ vgl. Morioka / Griffin 2006b, 2008a

²²² Morioka / Griffin 2008b

²²³ Griffin 2007

²²⁴ Griffin 2007

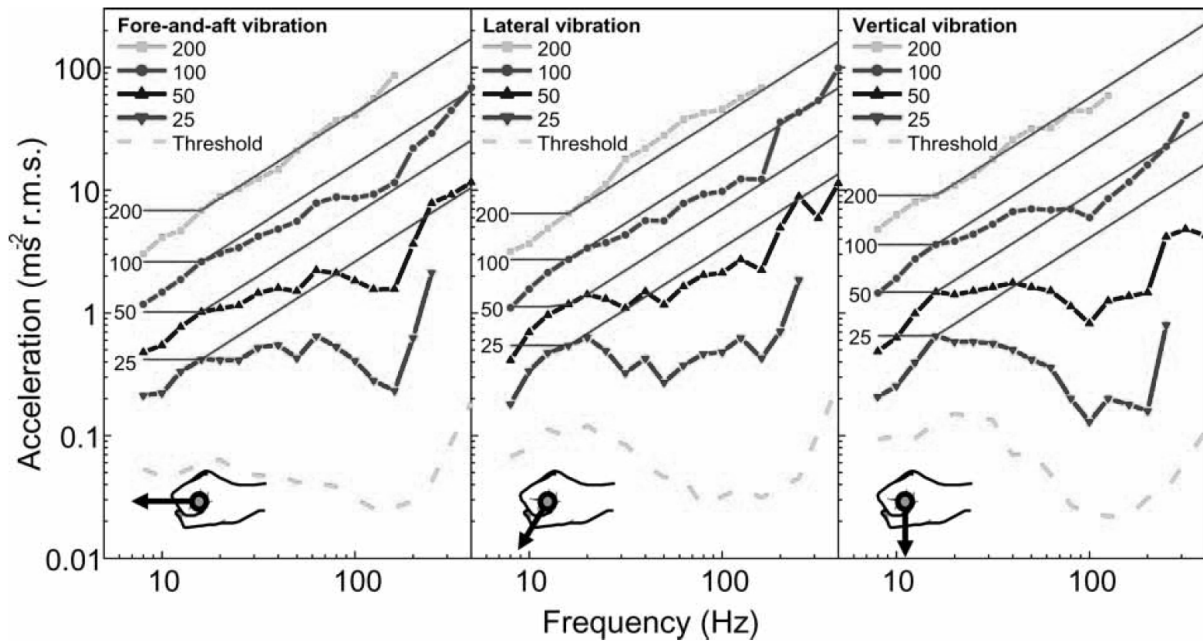


Abbildung 2.16: Wahrnehmungsschwellen und Gleichwahrnehmungskurven für Hand-Arm-Schwingungen²²⁵

Griffin führt an, dass eine Objektivierung nie so gut sein wird, einen Expertenbeurteiler komplett zu ersetzen. Der Grund hierfür liegt darin, dass nicht alle für das Subjektivurteil relevanten physikalischen Effekte gemessen werden können. Die Schwingungsbeurteilung wird immer auch durch akustische, thermische und visuelle Umgebungseinflüsse und den statischen Sitzkomfort beeinflusst. Außerdem spielen persönliche Vorlieben eine Rolle. Er empfiehlt daher, eine gute Messmethode in Kombination mit subjektiv beurteilenden Experten anzustreben.

Mansfield²²⁶ führt eine Untersuchung mit fahrbahnerregten Schwingungen durch, um die richtige Messstelle auf einem realen Fahrzeugsitz zu finden. Allerdings nehmen an seiner Studie nur drei Probanden teil. Aus Abbildung 2.17 sind die Messstellen auf dem Sitzkissen zu entnehmen. Zur Auswertung vergleicht Mansfield die SEAT seiner Messstellen mit dem Standard-Messkissen²²⁷. Er stellt fest, dass letzteres zur Komfortbestimmung nicht geeignet ist. Die Schwingungen sind an Stelle a) am höchsten, bei c) am niedrigsten.

²²⁵ Griffin 2007

²²⁶ Mansfield 2001

²²⁷ z. B. PCB Piezotronics, Inc.; Model 356B41

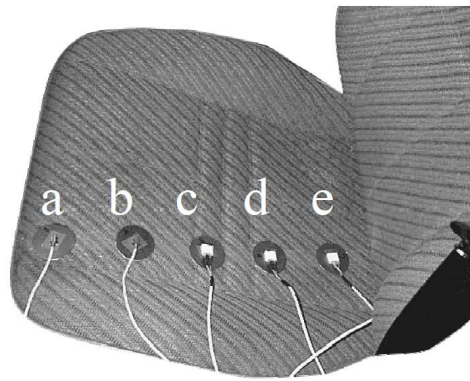


Abbildung 2.17: Messpunkte auf dem Sitz²²⁸

Baumann²²⁹ führt eine der wenigen systematischen Untersuchungen auf realem Fahrzeugsitz durch. Er ermittelt ähnliche Fühlschwellen, wie sie zu diesem Zeitpunkt aus der Literatur bekannt sind. Allerdings verwendet er reine Sinussignale und regt an der Sitzkonsole nur in vertikaler Richtung an. Auf dem Sitz resultiert aufgrund der Sitzübertragung dann ein mehrachsiges Anregungssignal. Zusätzlich untersucht Baumann den Einfluss von akustischem Rauschen auf die Fühlschwelle. Der Einfluss ist eher vernachlässigbar. Die Ermittlung von skalaren Kennwerten insbesondere auf dem Sitz steht nicht im Fokus seiner Arbeit. Vielmehr wird neben der Fühlschwelle die Unterschiedsschwelle untersucht. Als Ergebnis wird eine Schwelle von ca. 1,6 dB über den Frequenzbereich 12,5 bis 80 Hz und einem Referenzsignal von 0,1 m/s² ermittelt. Bei zusätzlicher akustischer Rauschanregung sieht Baumann einen leichten Abfall der Unterschiedsschwelle auf 1,5 dB.

Bei einer Untersuchung zur Gleichwahrnehmung von Vertikalschwingungen am Lenkrad findet Morioka²³⁰ heraus, dass keine einzige Bewertungsfunktion eine gute Vorhersage des Diskomforts liefert. Fokus ihrer Untersuchung liegt auf dem Einfluss von Greifkraft und Handhaltung auf die subjektive Beurteilung von Lenkrad-Schwingungen. Maeda²³¹ fasst einige Untersuchungen aus der Literatur und gängige

²²⁸ Mansfield 2001

²²⁹ Baumann et al. 2001

²³⁰ Morioka / Griffin 2009

²³¹ Maeda 2005

Methoden zusammen und zeigt auf, welche Versuche fehlen. Die Ergebnisse verschiedener Untersuchungen unterscheiden sich dabei massiv.

2.4.3 Arbeiten zu antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen

Die Bewertung des Schwingungskomforts in Abschnitt 2.4.2 erfolgt hauptsächlich anhand synthetischer Signale, meist mit dem Fokus auf fahrbahnerregte Schwingungen. Im Folgenden werden Untersuchungen zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Schwingungen vorgestellt. Dabei beschränkt sich die Übersicht auf die in Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Phänomene.

Genuit²³² führt eine Untersuchung zu Schwingungen beim Motorstart, Leerlauf-Vibrationen und Vibrationen im Fahrbetrieb durch. Der Fokus liegt auf dem Einfluss von Schwingungen auf die Geräuschbewertung. Die Untersuchungen finden im Schwingungs-Akustik-Simulator SoundCar statt. Geräusche werden dabei über ein Kopfbügelmikrofon erfasst. Schwingungen werden über Beschleunigungssensoren am Lenkrad auf der Position 12 Uhr in Querrichtung sowie an der Sitzkonsole vorne rechts in Hochrichtung gemessen. Bei der Komfortbeurteilung stehen nach Genuit verschiedene Wahrnehmungsdimensionen in Wechselwirkung. Die wichtigsten sind dabei Optik, Haptik, Geräusche und Schwingungen.

Untersuchungen zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Schwingungen beim Motorstart/-stopp werden beispielsweise bei Quiring²³³ und Müller²³⁴ durchgeführt. Quiring untersucht und vergleicht einen Ritzelstarter mit einem riemengetriebenen Startergenerator im Hinblick auf eine Anwendung in Fahrzeugen mit Start-Stopp-Automatik. In Vorbereitung für Versuche im Fahrzeug werden Schwingungen beim Motorstart zunächst simuliert. Die Bewertung der Schwingungen erfolgt mit dem VDV, welcher sowohl die Amplitude als auch die Schwingungsdauer beinhaltet. Eine Variation des Startermoments hat beim

²³² Genuit et al. 2000

²³³ Quiring / Stoffels 2005

²³⁴ Müller 2010

Startschütteln einen kleinen Einfluss auf den VDV. Mit höherem Moment wird das Schütteln schwächer. Beim Versuch im Fahrzeug werden die Schwingungen an der Fahrersitzkonsole gemessen. Der betrachtete Frequenzbereich reicht von 1 bis 32 Hz. Eine geschlossene Drosselklappe führt bei Schwingungen beim Motorstopp zu mehr als einer Halbierung des VDV gegenüber offener Drosselklappe²³⁵. Im Rahmen einer Kundenklinik mit 104 Personen werden die häufiger auftretenden Schwingungen des Fahrzeugs mit Start-Stopp-Automatik nicht als negativ bewertet. Bei gleichem Maximalwert wird das kürzere Schütteln des riemengetriebenen Startergenerators als komfortabler bewertet. Müller²³⁶ misst die Schwingungen an der Fahrersitzkonsole und auf dem Sitz neben dem Oberschenkel über einen auf eine Aluminiumplatte geschraubten Beschleunigungssensor. Der Kennwert – maximale Amplitude an der Sitzkonsole – korreliert mit dem Subjektivurteil. Dies ist auch darauf zurückzuführen, dass sich die untersuchten Fahrzeuge rein konzeptionell gravierend unterscheiden und so eine gute Spreizung erreicht wird. Müller untersucht die Phänomene Anstellschlag, Durchlaufen der Eigenfrequenz und erste Verbrennungen.

Ahn²³⁷ untersucht experimentell Signale, die große Ähnlichkeit mit Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp haben. Es handelt sich dabei um synthetische Signale, die als Systemantwort eines Einmassenschwingers resultieren. Er variiert VDV ($0,35 - 2,89 \text{ m/s}^{1,75}$), Frequenz ($0,5 - 16 \text{ Hz}$) und Dämpfungsfaktor ($0,05 - 0,4$). Die nachfolgenden Ergebnisse basieren auf einem Probandenversuch mit 15 Probanden. Zwischen 4 und 12,5 Hz reagieren die Probanden am empfindlichsten auf die Schwingungen. Der Einfluss des Dämpfungsfaktors ist klein, aber signifikant.

Zahlreiche Untersuchungen thematisieren die Objektivierung der subjektiven Empfindung von Leerlauf-Vibrationen. Im Folgenden werden einige der wichtigsten Arbeiten zusammengefasst.

²³⁵ vgl. Abschnitt 2.2.1

²³⁶ Müller 2010

²³⁷ Ahn / Griffin 2008

Ajovalasit²³⁸ untersucht den Einfluss von Modulationen auf die Leerlauf-Vibrationen eines 4-Zylinder-Dieselmotors. Dabei lässt er den Diskomfort und die Rauigkeit der rotatorischen Lenkrad-Vibrationen durch Probanden beurteilen. Er verwendet eine Trägerfrequenz von 26 Hz und setzt Signale mit sieben verschiedenen Modulationsgraden (2.9) ein. Zum Einsatz kommt ein Simulator mit Aluminium-Lenkrad, gemessen wird die Tangentialbeschleunigung am Lenkrad. Der Proband sitzt auf einem Fahrzeugsitz, welcher aber keine Schwingungsanregung erfährt. Zusätzlich zur Rotation wird das Lenkrad in Längsrichtung angeregt. Der Trägerfrequenz werden Modulationsfrequenzen von einer halben Motorordnung überlagert. Der Effektivwert der Signale wird auf den Messwert (0,41 m/s²) des Bezugsfahrzeugs (Ford Fokus) skaliert. Insgesamt 25 Probanden beurteilen einmal mit Hilfe eines Fragebogens mit kategorialer Borg-Skala, einmal mittels Paarvergleich²³⁹. Bis zu einem Modulationsgrad von 0,2 werden die modulierten Signale gleich bewertet wie das Trägersignal. Mit Zunahme des Modulationsgrades werden die Signale nach beiden Untersuchungsmethoden schlechter bewertet.

Amman²⁴⁰ beschreibt eine systematische Untersuchung von Leerlauf-Vibrationen auf dem Ford Research Lab Vehicle Vibration Simulator (VVS)²⁴¹. Die Signale stammen aus zehn Fahrzeugen mit verschiedenen Motorisierungen. Zur weiteren Variation wird die Wahlhebelstellung variiert. Außerdem erfolgt eine Zuschaltung von Verbrauchern. Untersucht wird der Frequenzbereich von 3 bis 150 Hz, die Akustik wird mit Kopfhörern ausgeblendet. Als Untersuchungsmethode wird ein vollständiger Paarvergleich eingesetzt. Amman führt drei Versuchsrunden durch. Bei der ersten werden Boden und Sitz angeregt, die Probanden haben keine Hand am Lenkrad. Bei der zweiten Runde wird ausschließlich das Lenkrad angeregt, bei der dritten Runde Boden, Sitz und Lenkrad. Als Ergebnis findet Amman heraus, dass Schwingungen im Sitz viermal wichtiger sind als Lenkrad-Vibrationen. Eine weitere Erkenntnis ist die Tatsache, dass sich Schwingungen in Sitz und Lenkrad in der Wahrnehmung

²³⁸ Ajovalasit / Giacomini 2005

²³⁹ vgl. Abschnitt 2.3.1

²⁴⁰ Amman et al. 2002

²⁴¹ vgl. Meier et al. 1997, 1998

gegenseitig kaum beeinflussen. Sitz und Lenkrad können also jeweils getrennt voneinander betrachtet werden. Eine weitere Untersuchung von Leerlauf-Vibrationen motiviert Amman²⁴² damit, dass laut einer aktuellen J.D. Power Studie NVH im Leerlauf dreimal so wichtig sei wie NVH im Fahrbetrieb. Er findet heraus, dass bei Leerlauf-Vibrationen im Sitz die Hochrichtung stärker gewichtet werden sollte als Quer- und Längsrichtung. Dies deckt sich mit den Ergebnissen von Griffin²⁴³, der auf starrem Sitz bei einachsiger monofrequenter Anregung ebenfalls die Hochrichtung als die wichtigste ansieht. Die Untersuchung von Amman basiert auf gemessenen Leerlaufsignalen der Fahrersitzkonsole von acht Fahrzeugen. Diese werden auf dem VVS mehrachsig abgespielt. Als neue Methode schlägt Amman vor, durch Starrkörpertransformation auf die geometrische Position des Sitzkissens zu rechnen und in einem weiteren Schritt das Sitzübertragungsverhalten zu bestimmen.

Delavoye²⁴⁴ analysiert verschiedene Messstellen auf dem Fahrzeugsitz. Als Anregungssignale werden hierfür Leerlauf-Vibrationen auf dem Fahrsimulator eingespielt. Sie findet schwache Korrelationen mit dem Subjektivurteil und stellt fest, dass der dynamische Sitzkomfort personenabhängig aus Anregungssignal, Sitzübertragungsfunktion und Subjektivurteil resultiert. Bellmann²⁴⁵ untersucht auf einem Simulator den Unterschied von professionellen Beurteilern und Laien sowie den Einfluss der Akustik. Er kommt dabei zu keinen verwertbaren Aussagen. Die Messung erfolgt direkt auf dem Sitz bei Anregung der Sitzkonsole in Hochrichtung. Parizet²⁴⁶ untersucht Leerlauf-Vibrationen an 3- und 4-Zylinderfahrzeugen. In einem ersten Schritt konzentriert er sich auf Sitz-Schwingungen in Hochrichtung. Im zweiten Schritt überlagert er Lenkrad-Längsschwingungen und Geräusche. Die Untersuchung wird auf einem Simulator mit realem Fahrzeugsitz durchgeführt. Die Signale sieben verschiedener Diesel-Fahrzeuge werden ähnlich wie bei Amman mit ein- und demselben Sitz wiedergegeben. Eine Berücksichtigung des fahrzeug-

²⁴² Amman et al. 2003

²⁴³ Griffin 2007

²⁴⁴ Delavoye 2006

²⁴⁵ Bellmann et al. 2001, Bellmann / Weber 2006

²⁴⁶ Parizet et al. 2007

abhängigen Sitzübertragungsverhaltens kann so nicht erfolgen. Gemessen wird mit je einem Sensor an Sitz und Lenkrad. Als Untersuchungsmethode kommt der Paarvergleich zum Einsatz. Im ersten Experiment zeigt Parizet auf, dass eine Anwendung der ISO 2631 auf das Signal an der Fahrersitzkonsole vorne links in Hochrichtung die Korrelation wesentlich verschlechtert. Er schlägt daher den Effektivwert aus der Fahrersitzkonsole vorne links als Kennwert vor. In Übereinstimmung mit Amman findet er außerdem heraus, dass Sitz-Schwingungen und Geräusche bezüglich Leerlauf-Vibrationen wichtiger sind als Lenkrad-Schwingungen. Außerdem spielt neben der Intensität der Schwingungen die Unregelmäßigkeit eine wichtige Rolle. Diese Aussage wird nicht weiter konkretisiert, sie deckt sich aber mit Erfahrungswerten²⁴⁷.

Zu Vibrationen im Fahrbetrieb gibt es zahlreiche Untersuchungen²⁴⁸. Keine der Arbeiten hat jedoch die Zielsetzung, eine Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung zu entwickeln. Vielmehr werden üblicherweise Prüfstände, Simulationswerkzeuge oder Produkte vorgestellt. Vibrationen im Fahrbetrieb beinhalten im Kontext der vorliegenden Arbeit Schwingungsphänomene, welche in eingekuppeltem Zustand auftreten²⁴⁹. Albrecht²⁵⁰ objektiviert das automatisierte Anfahren, also den Einkuppelvorgang. Eine Beschleunigungsfahrt unter Vollast stellt ein typisches Fahrmanöver bei der Untersuchung von antriebsstrangerregten Schwingungen im Fahrbetrieb dar. Diese ist auch bei akustischen Fragestellungen von Relevanz²⁵¹. Die Messung der Schwingungen erfolgt beispielsweise in Analogie zu Leerlauf-Vibrationen²⁵².

²⁴⁷ vgl. Daimler 2010

²⁴⁸ z. B. Reik et al. 1998; Albers / Lux 2001; Bohn 2006; Pflüger et al. 2010

²⁴⁹ vgl. Abschnitt 2.2.1

²⁵⁰ Albrecht 2005

²⁵¹ z. B. Martin 2008

²⁵² vgl. Daimler 2010

3. Motivation und Zielsetzung

Aus dem Stand der Forschung wird zunächst die Motivation abgeleitet. Auf Basis dieser wird in Abschnitt 3.2 die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit formuliert.

3.1 Motivation

Mehrere Normen beschreiben die Arbeitsschritte zur Messung und Auswertung von Schwingungen unter Berücksichtigung der Einleitungsstellen am Körper, der Beschleunigungsamplitude des angebotenen Reizes und der menschlichen Frequenz- und Richtungsbewertung²⁵³. Diese können im Handlungssystem eines Fahrzeugherstellers prinzipiell genutzt werden. Allerdings entstanden die Normen motiviert durch den Arbeitsschutz, bei dem der Energiestrom gegenüber Fahrzeugschwingungen eine höhere Intensität aufweist. Griffin²⁵⁴ weist eine Amplitudenabhängigkeit der menschlichen Frequenzbewertung nach. Neben ihm gibt es weitere Kritiker, welche die Gültigkeit der Normen für Komfortaspekte in Frage stellen. Griffins Ergebnisse basieren auf Messungen, welche nicht direkt in den Wirkflächenpaaren zwischen Fahrzeug und Fahrer durchgeführt wurden. Zum Einsatz kommt ein Modell, welches Fahrzeugsitz und Fußraum jeweils durch eine starre Platte, das Lenkrad durch einen Holzgriff abstrahiert. Als Anregungssignale werden einachsige monofrequente Sinusschwingungen eingesetzt.

Andere Untersuchungen nutzen zur Modellbildung Sitz und Lenkrad in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene. Als Anregungssignale werden Schwingungsmessungen aus dem Fahrversuch verwendet. Unter anderem handelt es sich dabei um die Phänomene Schwingungen beim Motorstart/-stopp und Leerlauf-Vibrationen. Andere Autoren gehen direkt in die Vehicle-in-the-Loop-Ebene²⁵⁵. Die Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Sitz-Schwingungen wird bei vielen Untersuchungen sitzkonsolenbasiert durchgeführt, manchmal auch mit Messstellen auf dem Sitz. Unter den Autoren herrscht aber keine einheitliche Meinung über die

²⁵³ vgl. Abschnitt 2.4

²⁵⁴ Griffin 2007

²⁵⁵ z. B. Albrecht 2005; Quiring / Stoffels 2005

richtige Messmethode in den WFP zwischen Fahrer und Fahrzeug. Dasselbe gilt für die Wechselwirkungen zwischen Schwingungen und Geräuschen auf das Subjektivurteil. Albrecht²⁵⁶ untersucht die Objektivierung der subjektiven Empfindung von Anfahrvorgängen. Einkuppelvorgänge werden in der vorliegenden Arbeit ausgeschlossen. Es gibt daher keine Arbeit, welche das Ziel verfolgt, eine Methode zur systematischen Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Vibrationen im Fahrbetrieb herzuleiten.

Das Schwingungssystem Fahrzeug und dessen Wechselwirkungen mit dem Fahrer sind komplex. Die Objektivierung einer Wahrnehmung der Energie, welche als Schwingungen direkt in den WFP zwischen Fahrer und Fahrzeug übertragen wird, ist noch nicht möglich. Sie würde jedoch Unschärfen bei der Validierung von Fahrzeugsystemen minimieren, beispielsweise in der iPeM Aktivität der Validierung. Skalare Kennwerte leisten einen Beitrag zu einer kompakten und verbindlichen Beschreibung des Zielsystems. Das Objektsystem²⁵⁷ kann im Produktentstehungsprozess hinsichtlich seines Reifegrades mit dem Zielsystem abgeglichen werden. Hierbei bieten Skalare den Vorteil einer effizienten und aussagekräftigen Kommunikation des aktuellen Entwicklungsstandes. Im Idealfall korrelieren diese skalaren Kennwerte mit den abgegebenen Subjektivurteilen. Skalare Kennwerte bedingen eine Datenreduktion. Dabei werden irrelevante Daten eliminiert, es ergibt sich aber auch eine Unschärfe durch den Verlust relevanter Informationen. Der Effektivwert wird häufig als skalarer Kennwert eingesetzt, aber an anderer Stelle wiederum kritisiert. Dasselbe gilt für die Anwendung der Bewertungskurven von Griffin²⁵⁸ zur Berechnung von skalaren Kennwerten.

3.2 Zielsetzung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit besteht darin, eine Methode zur effektbasierten Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen zu entwickeln. Durch die Erweiterung des

²⁵⁶ Albrecht 2005

²⁵⁷ z. B. komfortables Fahrzeug der Oberklasse

²⁵⁸ Griffin 2007

Handlungssystems für den Abstimmungsprozess von Fahrzeugen leistet die Methode einen Beitrag zur Aktivität der Validierung aus dem iPeM. Im Fokus stehen Fahrzeuge mit konventionellem Antrieb. Die zentrale Hypothese der Arbeit ist dabei, dass eine Objektivierung auf Basis von skalaren Kennwerten möglich ist. Diese werden als physikalisch begründete Modelle formuliert und basieren unter anderem auf Messpunkten direkt in den Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug. Als alternative Kennwertbildung wird das Bewertungssystem von Griffin²⁵⁹ für die Anwendung auf antriebsstrangerregte Fahrzeugschwingungen diskutiert.

Die Korrelation mit dem Subjektivurteil ist eine notwendige Voraussetzung für die Auswahl der skalaren Kennwerte. Bei der Erfassung von Subjektivurteilen und Messdaten wird das X-in-the-Loop-Framework eingesetzt²⁶⁰. Dies ermöglicht die Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt. Dabei werden Versuche mit dem Gesamtfahrzeug²⁶¹ sowie mit dem Teilsystem Sitz²⁶² durchgeführt. Die Objektivierung wird in der vorliegenden Arbeit anhand der Wirkflächenpaare

- Körper / Sitz,
- Hand / Lenkrad und
- Fuß / Fußraum

durchgeführt. Das WFP Körper / Sitz ist bei der Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen am wichtigsten²⁶³. Aus diesem Grund wird der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit auf das WFP Körper / Sitz gelegt. Untersucht werden die Phänomene

- Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp,
- Leerlauf-Vibrationen und
- Vibrationen im Fahrbetrieb,

²⁵⁹ Griffin 2007

²⁶⁰ vgl. Albers et al. 2008, 2009; Düser 2010

²⁶¹ vgl. Abbildung 2.4: Vehicle-in-the-Loop

²⁶² vgl. Abbildung 2.4: Subsystem-in-the-Loop

²⁶³ u. a. Amman et al. 2002; Parizet et al. 2007

wobei hier für weitere Details auf Abschnitt 2.2.1 verwiesen wird. Geräusche werden nicht gezielt beeinflusst, aber in Messung und Auswertung berücksichtigt.

Bei der **Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen** werden folgende Schritte durchgeführt:

- Die Wechselwirkungen zwischen Fahrer und Fahrzeug in der Vehicle-in-the-Loop-Ebene werden mit Hilfe der Methode c&c²A analysiert. Dabei wird eine Messmethode entwickelt, welche das Subjektivurteil der Probanden nicht beeinträchtigt. Außerdem wird diskutiert, wie kundenrelevante Fahrzeug-Betriebszustände im Kontext der vorliegenden Arbeit auszusehen haben. Durch Modellbildung werden Zeitsignale aus den WFP zu skalaren Kennwerten komprimiert. Außerdem wird die Objektivierung in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene am Beispiel Motorstart/-stopp ermöglicht. → Kapitel 4
- Probandenversuche werden in der Vehicle- und Subsystem-in-the-Loop-Ebene durchgeführt. Hierzu wird ein Fragebogen zur Abbildung der Subjektivurteile entworfen. Die Streuungen der Subjektivurteile und Messdaten werden in Abhängigkeit der Versuchsrandbedingungen analysiert. → Kapitel 5
- Skalare Kennwerte werden hinsichtlich der Korrelation mit dem Subjektivurteil unter Berücksichtigung akustischer Kennwerte bewertet. Dabei kommen die statistischen Werkzeuge Korrelationsrechnung und schrittweise Regression zum Einsatz. → Kapitel 6
- Die Methode wird beschrieben und hinsichtlich ihrer Grenzen diskutiert. Dadurch wird die Anwendung im iPeM ermöglicht. Bei der Diskussion der Anwendbarkeit steht die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Fahrzeug-segmente im Vordergrund. → Kapitel 7

Die Arbeit setzt auf einem erfahrungsbasierten unternehmensinternen Ansatz auf. Dieser wird im Folgenden als *bestehender Ansatz* bezeichnet. Die einzelnen Anknüpfungspunkte sind gekennzeichnet.

4. Systemanalyse und Modellbildung

Die Komplexität der beschriebenen Fragestellungen und die Tatsache, dass dieser Schritt der Objektivierung ausschließlich durch Einbindung von Menschen möglich ist, bedingen eine Erfüllung der Zielsetzung aus Kapitel 3 im Experiment. Der Fahrer steht mit dem Fahrzeug und der Umwelt in Wechselwirkung, wie im X-in-the-Loop-Framework in Abbildung 2.4 dargestellt. Damit kann er den Diskomfort durch Schwingungen selbst beeinflussen. In Abschnitt 4.1 werden die Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt in Bezug auf die Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Fahrzeugschwingungen beschrieben. Dabei stellt der Fahrer einen Bestandteil der Messmethode dar, das Fahrzeug ist das Messobjekt.

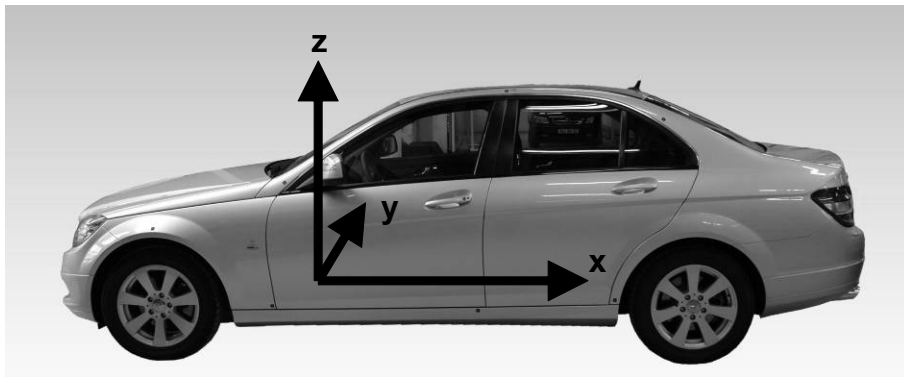


Abbildung 4.1: Fahrzeug-Koordinatensystem

In Abbildung 4.1 ist das Fahrzeug-Koordinatensystem dargestellt, welches in der vorliegenden Arbeit Verwendung findet. Die x-Koordinate zeigt entgegen der Fahrtrichtung, die y-Koordinate in Richtung Beifahrer, die z-Koordinate nach oben. Die lokalen Koordinatensysteme von Sitzkissen, Lehnenkissen und Lenkrad werden um die y-Achse gedreht. Die Fläche des Sitzkissens wird dadurch von der x-y-Ebene aufgespannt, die Fläche des Lehnenkissens und des Lenkrades von der y-z-Ebene.

4.1 Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt

Der Fahrer nimmt Diskomfort in mehreren Dimensionen wahr²⁶⁴. In Abbildung 4.2 sind daher die Ein- und Ausgangsgrößen des Systems Fahrer aus dem X-in-the-

²⁶⁴ vgl. Abschnitt 2.2.3

Loop-Framework dargestellt. Kundenrelevante Betriebszustände gehören zum Manöver und werden als Informationsströme ins System Fahrer übertragen. Das System Umwelt wird somit indirekt mit berücksichtigt.

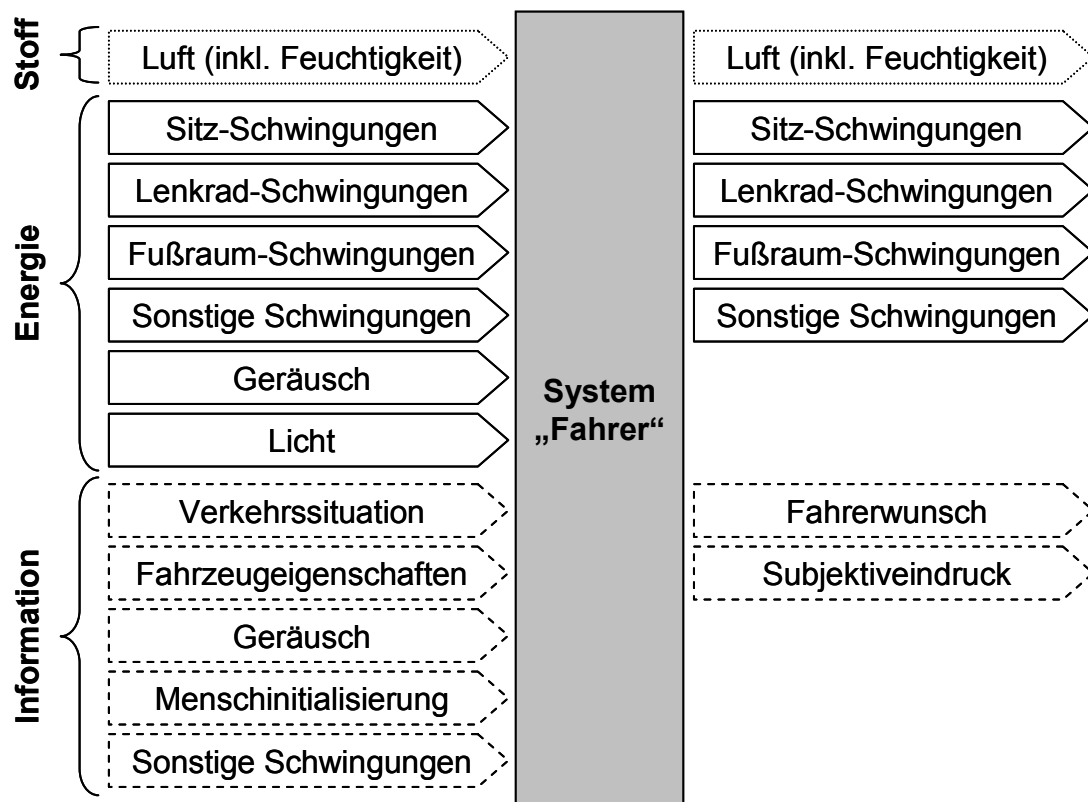


Abbildung 4.2: Ein- und Ausgangsgrößen des Systems Fahrer

Da die klimatischen Randbedingungen im Fahrzeug durch den Fahrer vorgegeben werden können, werden Stoffströme hier vernachlässigt. Nachfolgend werden nacheinander die Energie- und Informationsströme analysiert, welche ins System Fahrer übertragen werden.

4.1.1 Energieströme

Schwingungen stellen im Kontext der vorliegenden Arbeit den wichtigsten Energiestrom dar. Sie werden dabei über verschiedene WFP auf den Fahrer übertragen²⁶⁵. Die in Abschnitt 3.2 vorgenommene Beschränkung auf Sitz, Lenkrad und Fußraum hat eine Unschärfe zur Folge. Die vernachlässigten WFP übertragen

²⁶⁵ vgl. Abschnitt 2.2.2

jedoch nicht dauerhaft Energieströme. Die Beeinflussung der Fahrzeugschwingungen durch den Fahrer sind in Abbildung 4.2 als Ausgangsgröße dargestellt. Die ein- und ausgehenden Energieströme des Systems Fahrer sind als Fahrzeugschwingungen beschrieben, da es sich beim Fahrzeug um den eigentlichen Untersuchungsgegenstand handelt. In Abbildung 4.3 sind die berücksichtigten Wirkflächenpaare dargestellt.

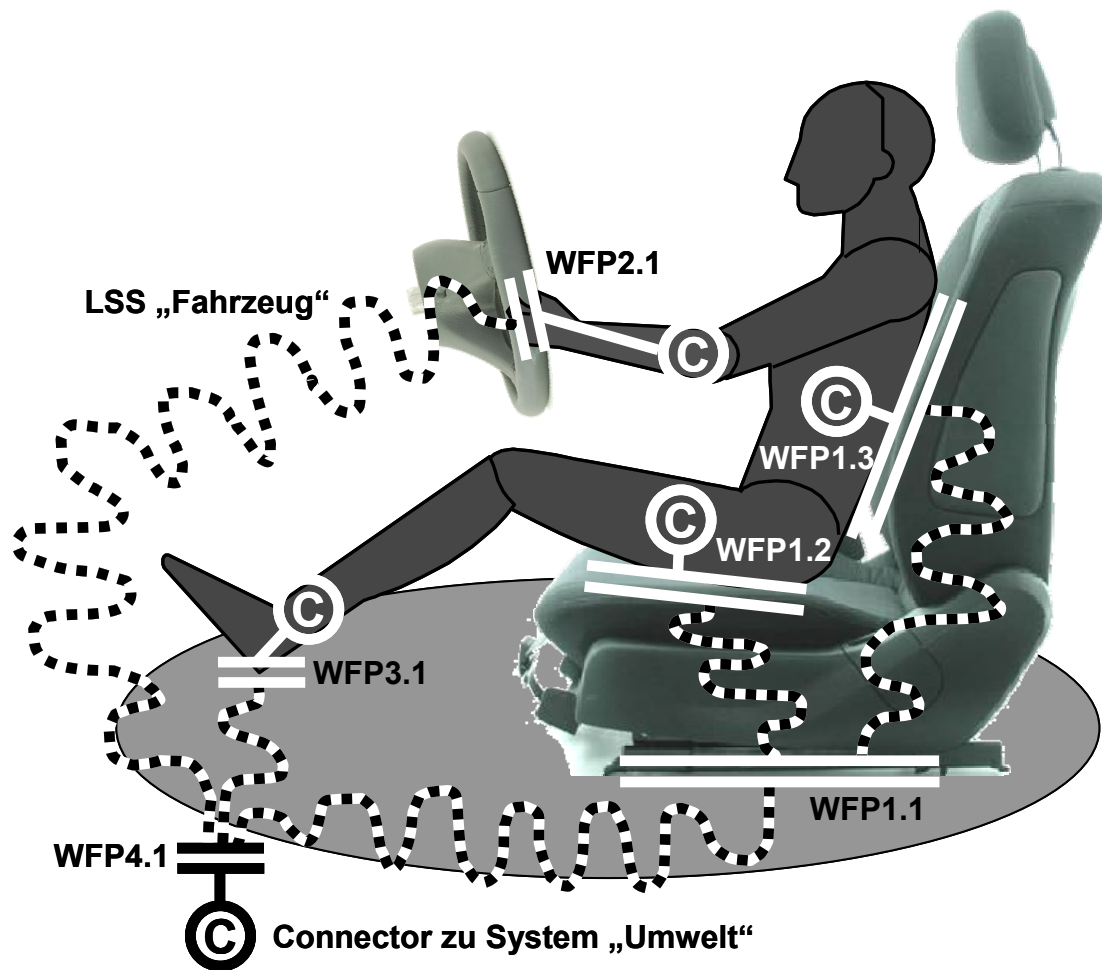


Abbildung 4.3: c&c²A am Beispiel der Komfort-Objektivierung

Die Leitstützstruktur Fahrzeug ist dabei nicht als Bauteil oder Baustruktur zu verstehen. Sie ist nur dann definiert, wenn Energie oder Information durch die angrenzenden WFP übertragen wird. Die Systeme Fahrer und Umwelt sind über Connectoren angebunden. WFP4.1 zwischen System Fahrzeug und dem Connector zum System Umwelt ist die Aufstandsfläche des Reifens auf der Straße.

Das Wirkflächenpaar Körper / Sitz wird in der vorliegenden Arbeit in drei einzelne WFP unterteilt. WFP1.1 befindet sich an den Anschraubpunkten der Fahrersitzkonsole²⁶⁶ und damit nicht unmittelbar in der Schnittstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug. Als WFP1.2 wird hier das Sitzkissen festgelegt. Dieses befindet sich direkt in der Schnittstelle, ebenso wie das Lehnenkissen, welches als WFP1.3 bezeichnet wird. Das Wirkflächenpaar Hand / Lenkrad wird als WFP2.1 bezeichnet. Eine Messung kann hier direkt in der Schnittstelle erfolgen, nämlich am Lenkradkranz. Als Messpunkte werden gemäß einer Studie²⁶⁷ die Positionen oberhalb der Lenkradspeichen links zwischen neun und zehn Uhr und rechts zwischen zwei und drei Uhr als besonders kundenrelevant angesehen. Da Eigenformen des Lenkradkranzes im relevanten Frequenzbereich liegen²⁶⁸, ist es sinnvoll, direkt in den kundenrelevanten Positionen zu messen und in der Nähe beurteilen zu lassen. Das Wirkflächenpaar Fuß / Fußraum wird als WFP3.1 bezeichnet.

Diskomfort durch antriebsstrangerregte Schwingungen kann beim Starten und Stoppen des Motors, im Leerlauf und im Fahrbetrieb auftreten. Das Starten des Motors bei Fahrtantritt ist also die erste Interaktion des Fahrers, welche zu Diskomfort führen kann. Solange das Fahrzeug steht, kann der Fahrer das Lenkrad in die Hand nehmen oder loslassen. Wegen der Massenverhältnisse zwischen Lenkrad und Hand-Arm-System sowie der Steifigkeit des Hand-Arm-Systems werden die Lenkradschwingungen in Abhängigkeit der Ankopplung durch die Hand beeinflusst. Bei gleichzeitiger Einleitung von Schwingungen in die LSS Fahrer über die WFP Körper / Sitz, Hand / Lenkrad und Fuß / Fußraum kann ein Energiestrom zwischen den WFP erfolgen. Sitz-Schwingungen kann der Fahrer durch Verlagerung der Gewichtsverhältnisse beim Sitzen und in Abhängigkeit der Sitzposition prinzipiell auch beeinflussen.

Eine weitere Dimension bezüglich der Wahrnehmung von Diskomfort ist das Geräusch. Dieses kann ebenfalls als Energiestrom auf den Fahrer einwirken. Geräusche und Schwingungen stehen gegenseitig in Wechselwirkung. Licht stellt

²⁶⁶ Abkürzung: Fasiko

²⁶⁷ Interne Untersuchung der Daimler AG

²⁶⁸ vgl. Abschnitt 2.2.2

eine weitere Dimension eines Energiestromes dar, wird in der vorliegenden Arbeit aber nicht näher betrachtet. Der Einfluss auf den Diskomfort wird hier als vernachlässigbar angesehen.

4.1.2 Informationsströme

Im Kontext der vorliegenden Arbeit wirken die Informationsströme

- Verkehrssituation,
- Fahrzeugeigenschaften,
- Geräusch,
- Menschinitialisierung und
- sonstige Schwingungen

von Fahrzeug und Umwelt auf den Fahrer ein. Die Verkehrssituation gehört zum System Umwelt. Konkrete Beispiele sind Straßenverlauf und Verkehrsdichte. Die Verkehrssituation ist insbesondere bei der Festlegung kundenrelevanter Betriebszustände wichtig. Unter Fahrzeugeigenschaften werden hier die Eigenschaften des Systems Fahrzeug gezählt, welche beim Fahrer eine Erwartungshaltung bezüglich antriebsstrangerregter Schwingungen hervorrufen. So wird üblicherweise bei einem Dieselmotor mehr Diskomfort toleriert als bei einem Ottomotor. Geräusche gehören dann zu den Informationsströmen, wenn der Energieeintrag kleiner ist als der Informationsgehalt. Dies ist unter anderem bei Betätigungsgeräuschen aus dem System Fahrzeug der Fall. Unter Menschinitialisierung wird verstanden, dass der Fahrer auf einen Zustand hingewiesen und somit sensibilisiert wird. Schwingungen können auch zu den Informationsströmen zählen. Ein Beispiel hierfür sind sichtbare Schwingungen des Innenspiegels. Diese können den Fahrer auf vorhandene Schwingungen hinweisen und damit ebenfalls für die Wahrnehmung von Diskomfort sensibilisieren.

Kundenrelevante Betriebszustände resultieren aus Fahrerwunsch und Verkehrssituation. Der Fahrerwunsch geht vom Fahrer aus, welcher über Pedale und Lenkrad

das Fahrzeug regelt. Die Verkehrssituation schränkt ihn dabei ein. Kramer²⁶⁹ sieht die folgenden Längsführungsaufgaben bei der Fahrermodellierung als wichtig an:

- Geschwindigkeitsanpassung (Konstanthalten der Geschwindigkeit, Anpassung an die Straßenneigung, Anpassung an den Straßenverlauf)
- Abstandshaltung (Fahrzeugfolgeproblem)
- Bremsen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird nicht detaillierter auf die Fahrermodellierung eingegangen. Eine interessante Arbeit zum Thema Mensch-Maschine-Systeme ist bei Johannsen²⁷⁰ zu finden.

Im Stand können die Phänomene Leerlauf-Vibrationen und Schwingungen beim Motorstart/-stopp zu Diskomfort führen. Die zugehörige Verkehrssituation ist beispielsweise das Stehen an einer Ampel oder im Stau. Auch bei Fahrzeugen mit Start-Stopp-Automatik gibt es Fälle, bei denen der Motor nicht abschaltet. Aus diesem Grund sind Leerlauf-Vibrationen auch bei diesen Fahrzeugen zu objektivieren. Die Randbedingungen für das Manöver sind dabei lediglich durch Umgebungseinflüsse wie Temperaturen und die Lastanforderungen durch Nebenaggregate festzulegen.

Die Wechselwirkungen zwischen Fahrer und Fahrzeug sind im Fahrbetrieb stärker als im Stand. Im Fahrbetrieb müssen daher zusätzliche Randbedingungen festgelegt werden. Üblicherweise treten antriebsstrangerregte Schwingungen in bestimmten kritischen Drehzahlbereichen auf. Ist der Unterschied in der Ausprägung zwischen kritischem und benachbartem Drehzahlbereich groß und der Übergang beim Durchfahren gut spürbar, kann der Fahrer bei entsprechender Verkehrssituation²⁷¹ den Diskomfort gezielt anregen und damit aktiv²⁷² beeinflussen.

Vibrationen im Fahrbetrieb können prinzipiell im Zugbetrieb, bei der Konstantfahrt und im Schubbetrieb auftreten. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird

²⁶⁹ Kramer 2008

²⁷⁰ Johannsen 1993

²⁷¹ z. B. freie Autobahn

²⁷² z. B. durch Vorgabe einer Lastanforderung über das Fahrpedal

ausschließlich der Zugbetrieb näher untersucht, da dieser bezogen auf das Fahrmanöver am anspruchsvollsten erscheint. Hierbei werden die Manöver im Zugbetrieb analog des bestehenden Ansatzes in Anfahren und Hochfahrt unterteilt²⁷³. Das Anfahren ist als Übergang vom Leerlauf in den Fahrbetrieb zu sehen. Bei der Hochfahrt wird aus dem Fahrbetrieb heraus beschleunigt. Im Folgenden werden exemplarisch Verkehrssituationen aufgeführt, die Beschleunigungsvorgänge von Geschwindigkeit v_0 auf v_2 beinhalten:

- Anfahren an der Ampel oder im Stau → Anfahren Teillast
- Ortsausgang auf Bundesstraße, z. B. 50 km/h auf 100 km/h → Hochfahrt Teillast
- Auffahren auf Autobahn → Hochfahrt Teillast, Hochfahrt Volllast
- Schwimmen im Verkehr → Anfahren Teillast, Hochfahrt Teillast
- Aufheben einer Geschwindigkeitsbeschränkung bzw. freie Fahrt auf der Autobahn → Hochfahrt Teillast, Hochfahrt Volllast

Bei der Gestaltung und Zusammenstellung von Manövern resultiert im X-in-the-Loop-Framework ein Restfahrzeugmodell. Dieses wird größer, je mehr Betriebszustände nicht abgeprüft werden. Bei der Messung des Kraftstoffverbrauchs werden die Manöver in Form eines Fahrzyklus definiert²⁷⁴. In der Betriebsfestigkeit werden Lastkollektive nachgefahren²⁷⁵. In beiden Fällen ist die Summe entscheidend, während beim Thema NVH einzelne Störungen die Gesamtwahrnehmung eines Fahrzeugs dominieren. Besonders kritisch sind diese, wenn sie in Verbindung mit bestimmten Betriebszuständen auftreten, welche der Fahrer selbst anfahren kann.

Im Folgenden wird diskutiert, wie der Teillastbereich sinnvoll in möglichst wenigen Fahrmanövern bezüglich NVH dargestellt werden kann. Hierzu werden die Kundendaten ausgewertet, welche im Jahr 1995 im Rahmen einer Untersuchung des Arbeitskreises Betriebsfestigkeit der Automobilindustrie erhoben wurden²⁷⁶. In 95

²⁷³ vgl. Daimler 2010

²⁷⁴ z. B. NEFZ: Neuer Europäischer Fahrzyklus, seit 1. Januar 1996

²⁷⁵ z. B. Häckh et al. 2005

²⁷⁶ vgl. Horst et al. 2002

Kundenfahrzeugen erfolgte eine Online-Klassifikation in die Fahrmanöver Leerlauf, Beschleunigung, Konstantfahrt und Verzögerung. Eine kurze Unterbrechung des Beschleunigungsvorgangs durch einen Gangwechsel wurde dabei toleriert. Für die vorliegende Arbeit sind hiervon insbesondere die Beschleunigungsmanöver interessant. Darüber hinaus wurden weitere Parameter erfasst, die aber für die vorliegende Fragestellung keine Relevanz haben.

In Abbildung 4.4 ist die Ereignishäufigkeit in Abhängigkeit der mittleren Beschleunigung a_m und der Anfangsgeschwindigkeit v_0 dargestellt.

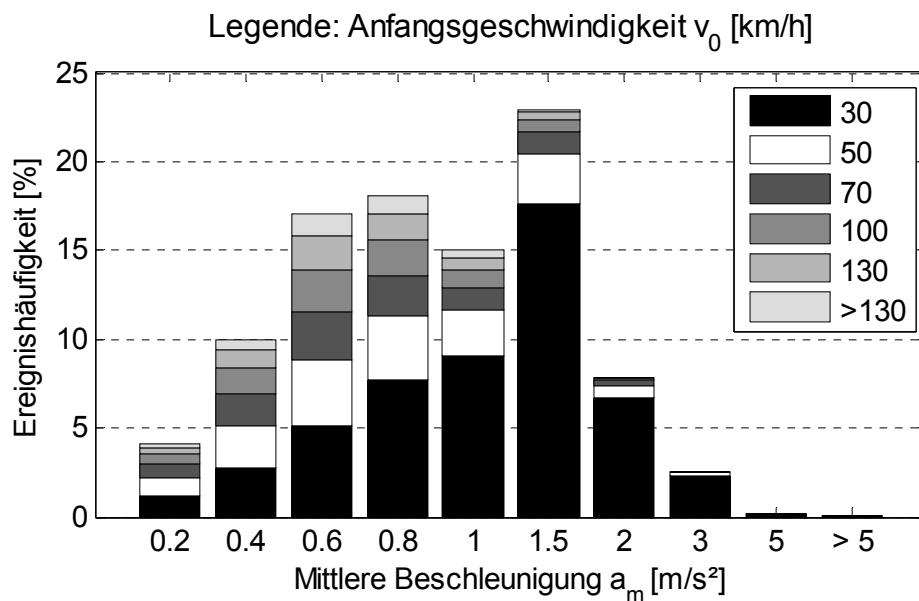


Abbildung 4.4: Ereignishäufigkeit in Abhängigkeit von Anfangsgeschwindigkeit und Längsbeschleunigung

Die Anfangsgeschwindigkeit wird durch eine Graufärbung des Balkens angezeigt. Die Beschriftungen von Abszisse und Legende geben jeweils die Obergrenze an. Der Balken bei $0,8 \text{ m/s}^2$ umfasst also alle Beschleunigungsvorgänge, welche zwischen $0,6$ und $0,8 \text{ m/s}^2$ liegen. Von den $18,1\%$ dieses Balkens beginnen ca. 43% mit einer Anfangsgeschwindigkeit zwischen 0 und 30 km/h (schwarzes Segment), bezogen auf alle Vorgänge beträgt der Anteil $7,72\%$. Zu beachten ist, dass die Skalierung der Abszisse Sprünge aufweist. Die große Ereignishäufigkeit bei $1,5 \text{ m/s}^2$ stellt also nicht zwangsläufig einen Ausreißer dar. Bei einer Anfangsgeschwindigkeit von bis zu 30 km/h ergeben sich größere mittlere Beschleunigungen als bei höheren Anfangsgeschwindigkeiten. Unter Berücksichtigung der Skalierung der Abszisse liegt die größte Häufigkeit hier etwa zwischen $0,8$ und 2 m/s^2 . Bei einer Anfangsgeschwindigkeit größer 30 km/h liegt die häufigste Längsbeschleunigung

zwischen 0,4 und 0,8 m/s². Eine Kombination aus hoher Anfangsgeschwindigkeit und großer mittlerer Längsbeschleunigung kommt selten vor. Eine mittlere Längsbeschleunigung größer 2 m/s² wird ausschließlich bei Anfangsgeschwindigkeiten von bis zu 50 km/h erreicht.

Die Annahme einer mittleren Beschleunigung ist gleichbedeutend mit einem linearen Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf. Zur Ermittlung der Zielgeschwindigkeit

$$v_2 = a_m \cdot t_m + v_0 \quad (4.1)$$

ist neben der Anfangsgeschwindigkeit v_0 und der mittleren Längsbeschleunigung a_m die Kenntnis der mittleren Dauer t_m erforderlich. Diese ist in Abbildung 4.5 in Abhängigkeit der mittleren Beschleunigung und der Anfangsgeschwindigkeit aufgetragen.

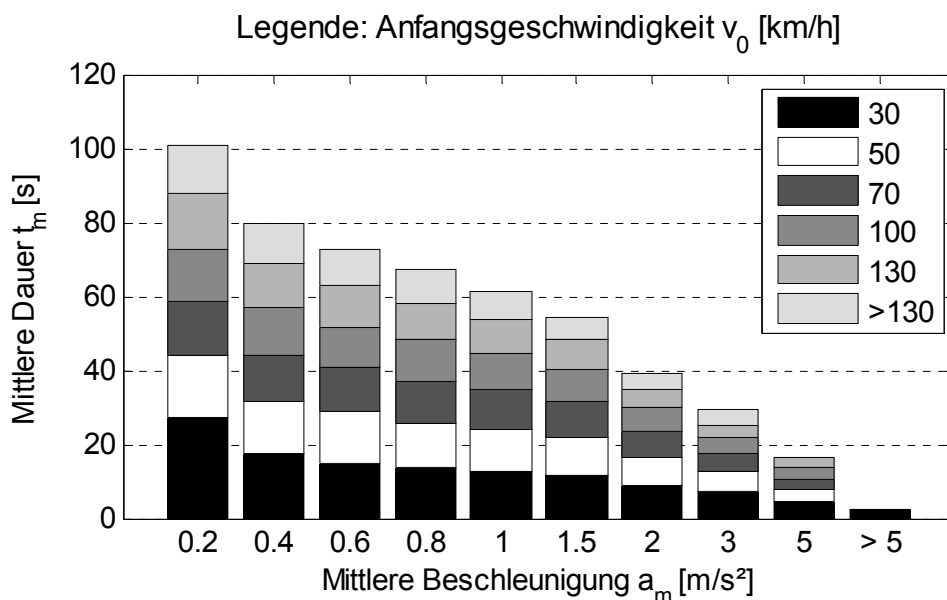


Abbildung 4.5: Mittlere Dauer des Beschleunigungsvorgangs in Abhängigkeit von Anfangsgeschwindigkeit und Beschleunigung

Bei den zur Verfügung stehenden Daten handelt es sich um Mittelwerte. Daher müsste ein linearer Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf analog der schwarzen Kurve in Abbildung 4.6 angenommen werden. Dieser ist aber weder kundenrelevant noch durchführbar.

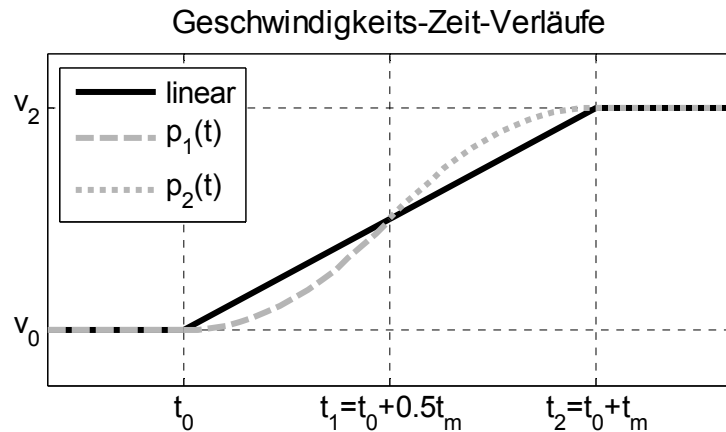


Abbildung 4.6: Idealisierte Geschwindigkeits-Zeit-Verläufe

Deml²⁷⁷ führt eine umfangreiche Literaturrecherche und eigene Versuche zum Fahrstil verschiedener Fahrertypen durch. Dabei untersucht er unter anderem den Ampelstart. In Abbildung 4.7 sind die Beschleunigungs-Zeit-Verläufe von verschiedenen Fahrertypen aufgetragen.

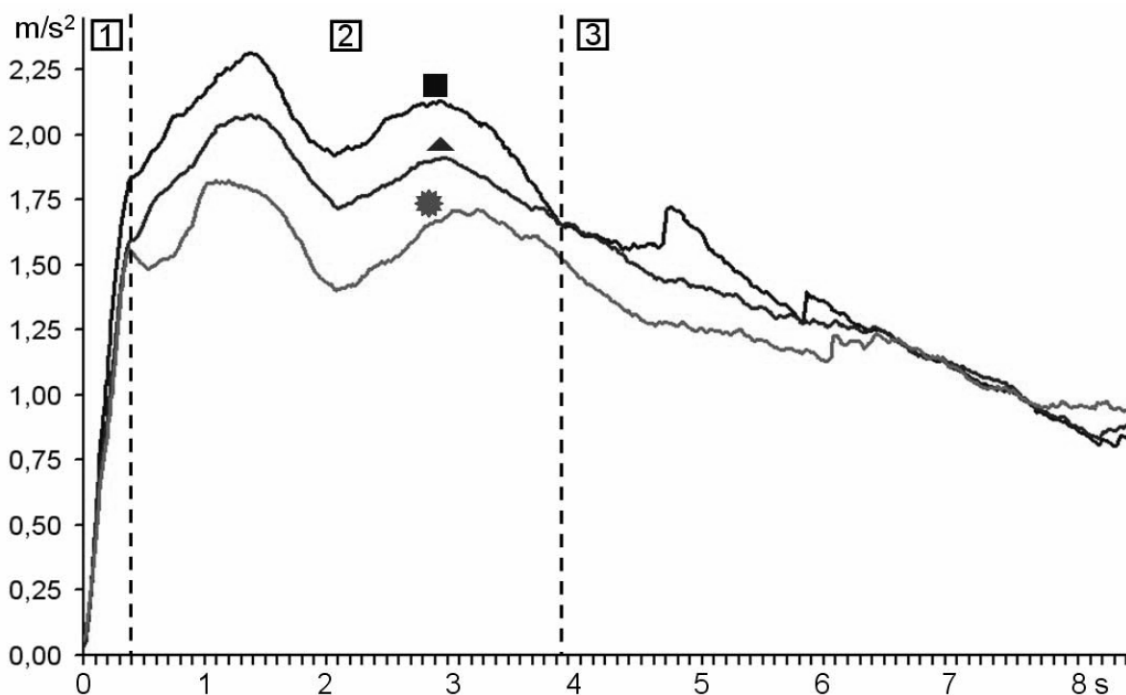


Abbildung 4.7: Längsbeschleunigungs-Zeit-Verläufe verschiedener Fahrertypen:
 ■ = „sportlich“, ▲ = mittel, ✱ = „komfortabel“²⁷⁸

²⁷⁷ Deml et al. 2007

²⁷⁸ Deml et al. 2007

Zeitpunkt 1 ist dabei zu Beginn des Ampelstarts, das Ende wird bei Zeitpunkt 3 erreicht. Der „sportliche“ Fahrer erreicht eine Längsbeschleunigung von über $2,25 \text{ m/s}^2$, der „komfortable“ Fahrer ca. $1,75 \text{ m/s}^2$. Biral²⁷⁹ stellt im Rahmen einer experimentellen Untersuchung zu Fahrerassistenzsystemen fest, dass der Normalfahrer sehr konstant bezüglich des Rucks ist. Dies geht aus Abbildung 4.8 hervor. Zudem ist der Ruck begrenzt und die Längsbeschleunigung abhängig von der Geschwindigkeit.

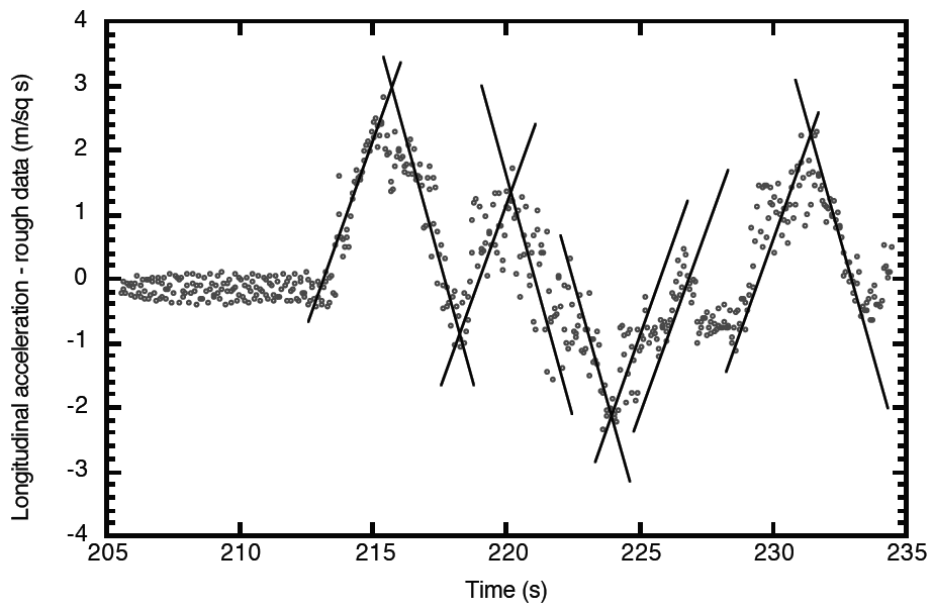


Abbildung 4.8: Experimentell ermittelte Zeitabhängigkeit der Längsbeschleunigung zum Nachweis der Konstanz des Rucks²⁸⁰

Unter der Annahme eines konstanten Rucks ergeben sich als Ansatz für die Übergänge in Abbildung 4.6 zwei Polynome zweiten Grades. Bei den nachfolgenden Bedingungen zur Festlegung der Polynome p_1 und p_2 handelt es sich um Anforderungen an die Stetigkeit und Differenzierbarkeit des Geschwindigkeits-Zeit-Verlaufs:

- Der Wert $p_1(t_0)$ entspricht der Geschwindigkeit v_0
- Die Steigung von $p_1(t_0)$ beträgt Null
- Der Wert $p_2(t_2)$ entspricht der Geschwindigkeit v_2

²⁷⁹ Biral et al. 2005

²⁸⁰ Biral et al. 2005

- Die Steigung von $p_2(t_2)$ beträgt Null
- Die Werte $p_1(t_1)$ und $p_2(t_1)$ sind identisch
- Die Steigungen von $p_1(t_1)$ und $p_2(t_1)$ sind identisch

Es ergeben sich die Polynome

$$p_1(t) = \frac{2(v_2 - v_0)}{t_0^2 - 2t_0t_2 + t_2^2} \cdot t^2 + \frac{4(v_0 - v_2)t_0}{t_0^2 - 2t_0t_2 + t_2^2} \cdot t + \frac{t_2^2v_0 - t_0^2v_0 + 2v_2t_0^2 - 2v_0t_0t_2}{t_0^2 - 2t_0t_2 + t_2^2} \quad (4.2)$$

für $t = t_0 \dots t_1$ und

$$p_2(t) = \frac{2(v_0 - v_2)}{t_0^2 - 2t_0t_2 + t_2^2} \cdot t^2 + \frac{4(v_2 - v_0)t_2}{t_0^2 - 2t_0t_2 + t_2^2} \cdot t + \frac{t_2^2v_0 - t_2^2v_1 + v_2t_0^2 - 2v_2t_0t_2}{t_0^2 - 2t_0t_2 + t_2^2} \quad (4.3)$$

für $t = t_1 \dots t_2$ als Sollkurve zur Festlegung einer kundenrelevanten Hochfahrt. Diese ist in Abbildung 4.6 in grau eingezeichnet.

Buld²⁸¹ untersucht die Fehlerhäufigkeit bei der Bewältigung der Fahraufgabe Auffahren auf die Autobahn. Auch Vielfahrer bewerten diese als anspruchsvoll und bleiben nicht fehlerfrei. Diese Fahraufgabe kann dem Manöver Hochfahrt zugeordnet werden. Es wird daher davon ausgegangen, dass der Fahrer bei der Hochfahrt weniger empfindlich für Diskomfort durch Schwingungen ist als im Leerlauf. Weitere Ablenkung erfolgt neben der eigentlichen Fahraufgabe beispielsweise durch die Bedienung von Multimediasystemen. Bei der Festlegung des Zielsystems können für Vibrationen im Fahrbetrieb daher größere Energieströme toleriert werden als für Leerlauf-Vibrationen. Eine genaue Quantifizierung ist jedoch schwierig.

Eine weitere Ausgangsgröße in Abbildung 4.2 stellt die Beschreibung des Fahrzeugs durch den Fahrer dar. Diese hat zunächst keine direkte Wechselwirkung mit dem Fahrzeug. Sie kann aber zu einer Beanstandung führen oder das Kaufverhalten der Kunden beeinflussen. Dies führt dazu, dass der Produktentwickler Objekt- und Zielsystem modifiziert. Bei der gezielten Befragung, nämlich der Eingangsgröße Menschinitialisierung, wird der Fahrer durch den zusätzlichen Informationsstrom für

²⁸¹ Buld et al. 2006

Diskomfort sensibilisiert. Bei Versuchen wird oft die Aufgabe gestellt, den Diskomfort mit einer Note zu beurteilen²⁸².

4.2 Modellbildung zur Kennwertbestimmung

Zur Ermittlung von skalaren Kennwerten ist es erforderlich, die auftretenden Schwingungen durch Modellbildung zu abstrahieren. Hierbei sind folgende Aspekte von Bedeutung:

- Messpunkt (inkl. Auswahl der physikalischen Messgröße)
- Schwingungsrichtung
- Auswerte-Algorithmus

Als physikalische Messgröße werden in der vorliegenden Arbeit Beschleunigungen verwendet. Diese Messgröße wird in vielen Untersuchungen herangezogen und ist die Größe, mit der die Haut Schwingungen wahrnimmt²⁸³. Zur Messung einer Kenngröße für die Fahrzeugschwingungen im WFP1.1 werden vier Beschleunigungssensoren auf die Anschraubpunkte der Sitzkonsole geklebt²⁸⁴. Diese Stelle eignet sich zur Schwingungsmessung, da die Steifigkeit aufgrund der Verschraubung von Karosserie und Sitzkonsole hinreichend groß ist. Zur messtechnischen Erfassung einer Kenngröße für die Schwingungen in WFP1.2 und 1.3 wird eine Sitzmessmatte entwickelt. Die Matte besteht aus Schaumstoff²⁸⁵ und ist auf den Bereich innerhalb der Seitenwangen des Sitzes zugeschnitten. Als Sensor wird ein Beschleunigungssensor auf eine Aluminiumplatte aufgeschraubt. Diese wird von unten an die Matte geklebt. Die Sitzmessmatte hat den Vorteil, dass gleichzeitig subjektiv beurteilt und gemessen werden kann. Bei den Standard-Messkissen²⁸⁶ ist dies nur bedingt möglich, da der Sitzkomfort beeinträchtigt wird. Außerdem bietet die neue Sitzmessmatte die Möglichkeit, mehrere Sensoren zu integrieren. Die Messung

²⁸² vgl. Abschnitt 2.3.1

²⁸³ vgl. Abschnitt 2.3.2 bzw. Abschnitt 2.4.1

²⁸⁴ analog Daimler 2010; Sensor beispielsweise von PCB Piezotronics, Inc.: Model 354C03

²⁸⁵ Odenwald-Chemie GmbH, Schönau, Deutschland, Schaumstoffbezeichnung: O.C.PERG25KB

²⁸⁶ z. B. PCB Piezotronics, Inc.; Model 356B41

in WFP2.1 erfolgt mit Hilfe von Schellen direkt am Lenkradkranz an den Stellen, welche in Abschnitt 4.1.1 empfohlen wurden. Im Fußraum am WFP3.1 kommt ein Standard-Messkissen zum Einsatz. Dieses wird unter der Fußmatte mit Klebeband auf der Bodenverkleidung fixiert. Als Position wird der Fersenaufstandspunkt vor den Pedalen gewählt. Die Fußmatte wird anschließend wieder zurückgelegt und die Messstelle markiert. In Abbildung 4.9 sind alle Messpunkte dargestellt.



Abbildung 4.9: Messpunkte im Fahrzeug (von links nach rechts): Sitzkonsole vorne links, Lenkrad, Sitz- und Lehnenmessmatte, Fußraum

Nach Durchführung der Messungen liegen zunächst Zeitsignale aus verschiedenen Messpunkten und Schwingungsrichtungen vor. Unter Annahme von Starrkörperverhalten können die Signale direkt im Zeitbereich verrechnet werden. Dadurch kann ein Zeitsignal an einer Position im Fahrzeug berechnet werden, an der nicht gemessen wurde. Hierfür werden die Begrifflichkeiten von Messpunkt und Auswertepunkt für den Gebrauch in der vorliegenden Arbeit neu definiert. Unter Messpunkt werden die Positionen verstanden, an denen direkt gemessen wird. Ein Auswertepunkt ist entweder ein Messpunkt oder ein beliebiger anderer Punkt im Fahrzeug. Konkrete Beispiele werden in Abschnitt 4.2.2 behandelt.

Die Messmatte für WFP1.2 und WFP1.3 kommt in der vorliegenden Arbeit in zwei Versionen zum Einsatz. Version 1 ist die bereits beschriebene mit jeweils einem Messpunkt auf Sitz- und Lehnenkissen, welche im Rahmen der vorliegenden Arbeit

entwickelt wurde. Version 2 wurde in Anlehnung an Mansfield²⁸⁷ weiterentwickelt. Dieser Schritt wurde in Zusammenarbeit mit Pies²⁸⁸ durchgeführt. Die Sitzmessmatte der Version 2 hat in Sitz- und Lehnenkissen jeweils acht Messpunkte. Die Positionen der Sensoren sind in Abbildung 4.10 dargestellt.

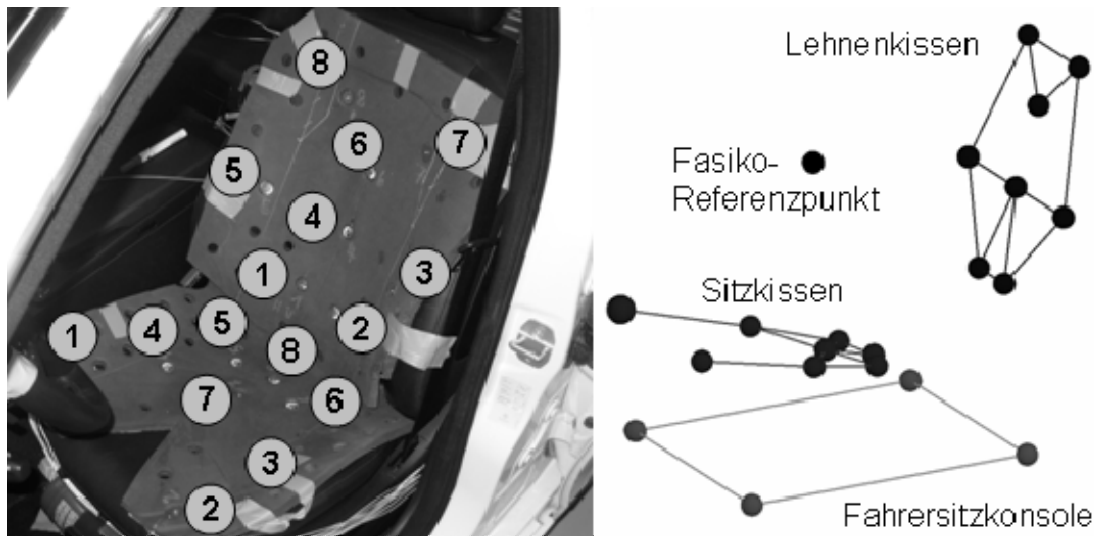


Abbildung 4.10: Erweiterte Sitzmessmatte der Version 2

Die Messpunkte auf dem Sitzkissen sind so gewählt, dass die Auflagefläche des Oberschenkels an mehreren Stellen erfasst wird. Die Messpunkte auf dem Lehnenkissen sind gleichmäßig über die ganze Fläche verteilt. Die Sitzmessmatte Version 2 ist breiter als Version 1, so dass die Seitenwangen ebenfalls bedeckt sind. Die Messpunkte Sitzkissen 8 und Lehnenkissen 6 entsprechen den Sensorpositionen bei Sitzmessmatte Version 1.

Bei der Modellbildung kommen prinzipiell die nachfolgenden Schwingungsrichtungen in Frage:

- Translation in x-, y-, z-Richtung
- Rotation um x-, y-, z-Achse
- Vektorbetrag jeweils aus Translation und Rotation; dabei ist eine blockweise Berechnung des Vektorbetrags erforderlich, um die Phasenlage zwischen den Einzelrichtungen bestmöglich zu berücksichtigen

²⁸⁷ Mansfield 2001; vgl. Abbildung 2.17

²⁸⁸ Pies 2011

- Maximalrichtung xyz jeweils aus Translation und Rotation

Der Begriff Maximalrichtung wird an dieser Stelle eingeführt und wie folgt definiert. Unter Maximalrichtung wird die Koordinatenrichtung verstanden, in welcher ein betrachteter Kennwert am stärksten ausgeprägt ist. Die Berechnung des zugehörigen Kennwerts wird anhand bereits ermittelter skalarer Kennwerte aus den drei Einzelrichtungen durchgeführt. Hierbei wird das Maximum aus den drei Einzelwerten berechnet. Griffin schreibt, dass entgegen der Normen ISO 2631 bzw. BS 6841 Rotationsschwingungen nur bei sehr kleinen Frequenzen eine Rolle spielen. Bei einer Betrachtung im Frequenzbereich können die Einzelrichtungen zu einem Schwingungsvektor zusammengefasst werden. Unter der Annahme, dass der Kunde verschiedene Schwingungsrichtungen nicht unterscheiden kann, geschieht dies ohne Informationsverlust.

In Abschnitt 4.2.1 wird ein Ansatz aus der Literatur für antriebsstrangerregte Schwingungen nutzbar gemacht. Die Auswerte-Algorithmen werden in den Abschnitten 4.2.2 und 4.2.3 in Abhängigkeit von WFP und Phänomen hergeleitet.

4.2.1 Bewertungssystem nach Griffin

Das Potenzgesetz von Stevens beinhaltet die Parameter Fühlschwelle, Exponent und Konstante²⁸⁹. Griffin bestimmt im Rahmen einer zweigeteilten Untersuchung die drei Parameter in Abhängigkeit der Terzmittenfrequenzen²⁹⁰. In einem ersten Schritt erfolgt die Bestimmung der Fühlschwellen. Konstante und Exponent werden in einem separaten Experiment ebenfalls frequenzabhängig für verschiedene Schwingungsamplituden oberhalb der Fühlschwelle ermittelt. In Abbildung 4.11 sind die drei Parameter für eine Bewertung von Ganzkörperschwingungen in Abhängigkeit von Frequenz und Schwingungsrichtung dargestellt.

²⁸⁹ vgl. Abschnitt 2.4.1

²⁹⁰ vgl. Abschnitt 2.4.2

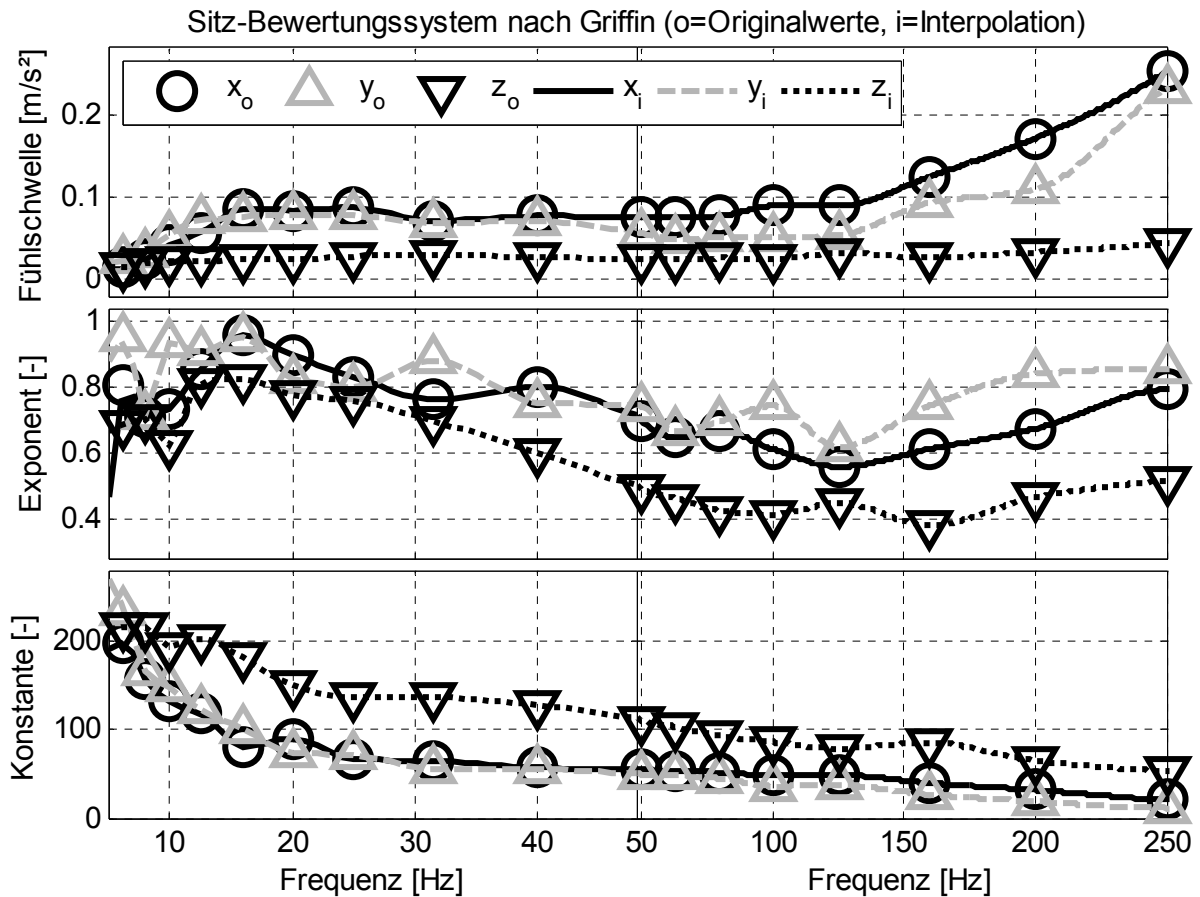


Abbildung 4.11: Originalwerte und Interpolation der Sitz-Bewertungskurven von Griffin

Um eine Bewertung unabhängig von den Terzmittenfrequenzen zu ermöglichen, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit in Zusammenarbeit mit Pies²⁹¹ eine Interpolation²⁹² vorgenommen. Originalwerte und Interpolation sind in Abbildung 4.11 über einer linearen zweigeteilten Frequenzachse mit einem Übergang bei 50 Hz dargestellt. In Abbildung 4.12 sind Originalwerte und Interpolation für die Parameter bei Hand-Arm-Schwingungen zusammengefasst.

²⁹¹ Pies 2011

²⁹² Piecewise cubic hermite interpolation; realisiert mit der Funktion `interp1`, MATLAB

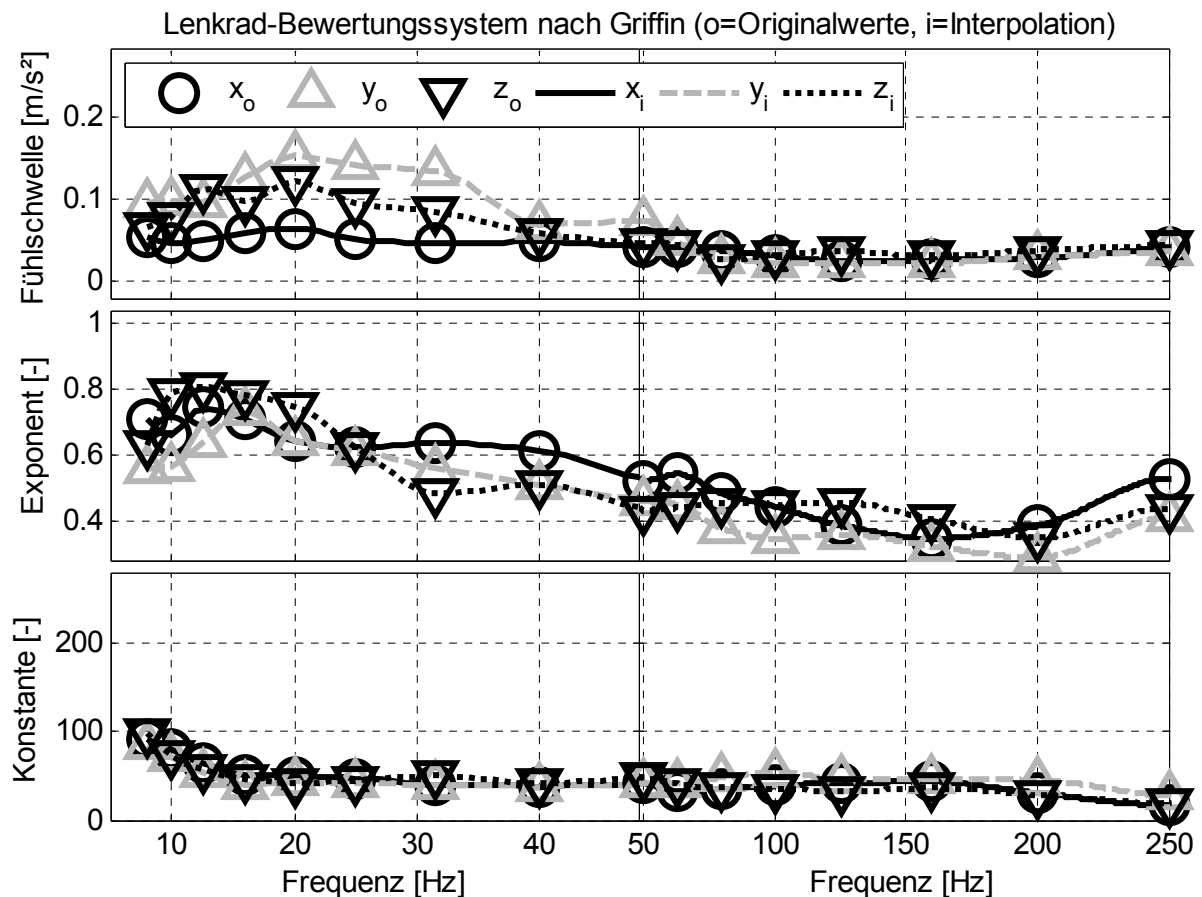


Abbildung 4.12: Originalwerte und Interpolation der Lenkrad-Bewertungskurven von Griffin

In der vorliegenden Arbeit wird das Bewertungssystem unter möglichst vergleichbaren Randbedingungen zu Griffins Versuchen angewandt. Daher werden Schwingungen mit Amplituden unterhalb der Fühlschwelle zu Null gesetzt. Hierbei liegt die Annahme zugrunde, dass nicht spürbare Schwingungen auch zu keinem Diskomfort führen können. Als Messpunkte werden Sitzkissen und Lenkrad links herangezogen. Auch wenn der Fahrzeugsitz gegenüber dem Versuchsaufbau von Griffin über eine Lehne verfügt, handelt es sich beim Sitzkissen um einen Messpunkt direkt in der Schnittstelle. Sowohl auf dem Sitz, als auch am Lenkrad ist der Fahrer einem dreiachsigen Anregungszustand ausgesetzt.

Die Bewertung der Einzelrichtungen kann nur anhand des Betrags der einzelnen Spektrogramme erfolgen. Bei der blockweisen Zusammenfassung der bewerteten Spektrogramme zum Vektorbetrag fehlt daher der Phasenbezug zwischen den drei Schwingungsrichtungen. Physikalisch gesehen handelt es sich daher nicht um einen Vektorbetrag, auch wenn dieser in Abschnitt 6.1 aufgrund der besseren Lesbarkeit so bezeichnet wird.

4.2.2 Abhängigkeit vom Wirkflächenpaar

Die Schwingungssysteme Körper auf Sitz, Hand-Arm-System an Lenkrad und Fuß im Fußraum unterscheiden sich teilweise gravierend. Die Modellbildung zur Ermittlung einer Kenngröße für die Schwingungen in den verschiedenen WFP wird daher jeweils separat durchgeführt. Mittels Betriebsschwingungsanalyse werden die Schwingungen im WFP Körper / Sitz sichtbar gemacht. Die Analyse eignet sich daher für den hier vorliegenden Fall einer effektbasierten Objektivierung. Aus der Betriebsschwingform in Abbildung 4.13 geht hervor, dass sich Sitzkonsole und Lehne weitestgehend wie ein Starrkörper verhalten. Dargestellt ist eine Schwingung mit von 33 Hz aus dem Manöver Leerlauf. Diese Frequenz entspricht im zugehörigen Signal der dominanten Motorordnung.

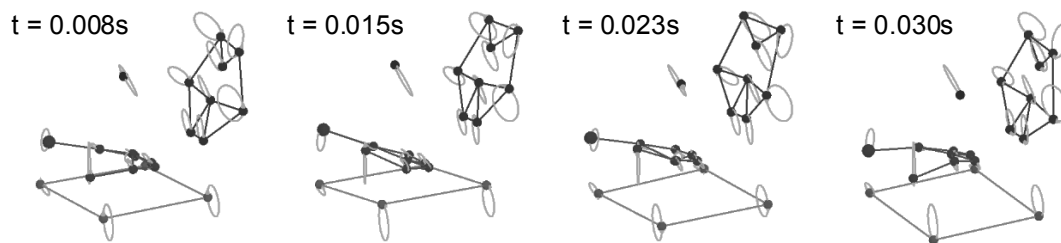


Abbildung 4.13: Leerlauf-Betriebsschwingform ($f = 33 \text{ Hz}$, $O = 2,9$) von Sitzkonsole, Sitz- und Lehnenkissen und Fahrersitzkonsolen-Referenzpunkt (vgl. Abbildung 4.10)

Die Motoranregung führt im Betriebszustand Leerlauf zu globalen und lokalen Biegungs- und Torsionsschwingungen der Karosserie. Diese Überlagerung verschiedener Schwingformen kann sowohl in den Anschraubpunkten der Fahrersitzkonsole als auch auf dem Sitz messtechnisch erfasst werden. In Fahrzeuginnenrichtung ist die Karosserie sehr steif, was dazu führt, dass in dieser Richtung kaum Schwingungen auftreten. Einzige Ausnahme ist die Starrkörperschwingung des Fahrzeugaufbaus in Längsrichtung, welche vorrangig bei quer eingebauten Motoren angeregt wird. In Abhängigkeit der Motoreinbaurichtung und der freien Momente wird gerade im Leerlauf-Frequenzbereich eher die globale Biegung oder Torsion angeregt. Ein längs eingebauter und ein quer eingebauter Motor ohne Massenausgleich regen eher Torsionsmoden an, während ein quer eingebauter Motor mit Massenausgleich eher zu Biegeschwingungen führt. Beide wiederum äußern sich aber insbesondere in der z-Richtung der Konsole. Im Folgenden wird zunächst auf die Sitzkonsole eingegangen.

Als Kenngrößen für die Schwingungen der Sitzkonsole werden die Starrkörperbewegung und die torsionsartige Verformung definiert. Die Translation der Starrkörperbewegung berechnet sich aus den vier Eckpunkten der Fahrersitzkonsole:

$$\mathbf{a}_{x,y,z}^{\text{MM-T}}(t) = \frac{1}{4} \cdot (\mathbf{a}_{x,y,z}^{\text{VL}}(t) + \mathbf{a}_{x,y,z}^{\text{HL}}(t) + \mathbf{a}_{x,y,z}^{\text{HR}}(t) + \mathbf{a}_{x,y,z}^{\text{VR}}(t)) \quad (4.4)$$

Die Mittelung der Eckpunktsignale stellt geometrisch die translatorische Beschleunigung in der Mitte der Sitzkonsole dar. Die Rotation der Sitzkonsole wird gemäß

$$\alpha_x^{\text{MM-R}}(t) = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{L-R}}} \cdot (\mathbf{a}_z^{\text{VR}}(t) + \mathbf{a}_z^{\text{HR}}(t) - \mathbf{a}_z^{\text{VL}}(t) - \mathbf{a}_z^{\text{HL}}(t)) \quad (4.5)$$

$$\alpha_y^{\text{MM-R}}(t) = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{V-H}}} \cdot (\mathbf{a}_z^{\text{VL}}(t) + \mathbf{a}_z^{\text{VR}}(t) - \mathbf{a}_z^{\text{HL}}(t) - \mathbf{a}_z^{\text{HR}}(t)) \quad (4.6)$$

$$\alpha_z^{\text{MM-R}}(t) = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{d_{\text{L-R}}} \cdot (\mathbf{a}_x^{\text{VL}}(t) + \mathbf{a}_x^{\text{HL}}(t) - \mathbf{a}_x^{\text{VR}}(t) - \mathbf{a}_x^{\text{HR}}(t)) \\ + \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{d_{\text{V-H}}} \cdot (\mathbf{a}_y^{\text{HL}}(t) + \mathbf{a}_y^{\text{HR}}(t) - \mathbf{a}_y^{\text{VL}}(t) - \mathbf{a}_y^{\text{VR}}(t)) \quad (4.7)$$

berechnet. Die Überbestimmung der einzelnen Freiheitsgrade minimiert die Messungenauigkeit, welche durch Schrägausrichtung eines Sensors auftreten kann. Die torsionsartige Verformung

$$\mathbf{a}^{\text{Torsion}}(t) = \mathbf{a}_z^{\text{HR}}(t) - \mathbf{a}_z^{\text{HL}}(t) - \mathbf{a}_z^{\text{VR}}(t) + \mathbf{a}_z^{\text{VL}}(t) \quad (4.8)$$

wird im Folgenden vereinfacht als Torsion bezeichnet. Beim bestehenden Ansatz wird der sogenannte Fahrersitzkonsolen-Referenzpunkt (kurz: Fasiko-Referenzpunkt) zur Objektivierung eingesetzt²⁹³. Dieser ist eine Verrechnung von Translation, Rotation und Torsion aus Beschleunigungssignalen der Fahrersitzkonsole auf einen virtuellen Brustpunkt. Schwingt die Konsole wie ein Pendel um den Referenzpunkt, so wird der dort gemessene Kennwert klein, obwohl an der Sitzkonsole große Amplituden auftreten. Der Fasiko-Referenzpunkt wird in der vorliegenden Arbeit nicht zur Modellbildung herangezogen.

²⁹³ vgl. Daimler 2010

Bei der Sitzmessmatte der Version 2 wird zur weiteren Auswertung neben den acht einzelnen Messpunkten auf Sitz- und Lehnenkissen ebenfalls die Starrkörperschwingung berechnet. Die Translation ergibt sich als Mittelung gemäß

$$a_{x,y,z}^{\text{SK-T,LK-T}}(t) = \frac{1}{8} \cdot \sum_{i=1}^8 a_{x,y,z}^{\text{SK(i),LK(i)}}(t). \quad (4.9)$$

Die Kenngröße für die Rotationsschwingungen des Sitzkissens wird gemäß

$$\alpha_x^{\text{SK-R}}(t) = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{a_z^{\text{SK1}}(t) - a_z^{\text{SK2}}(t)}{d_{\text{SK1-SK2}}} + \frac{a_z^{\text{SK4}}(t) - a_z^{\text{SK3}}(t)}{d_{\text{SK3-SK4}}} + \frac{a_z^{\text{SK5}}(t) - a_z^{\text{SK6}}(t)}{d_{\text{SK5-SK6}}} \right) \quad (4.10)$$

$$\alpha_y^{\text{SK-R}}(t) = \frac{1}{2 \cdot d_{\text{SK12-SK56}}} \cdot (a_z^{\text{SK1}}(t) + a_z^{\text{SK2}}(t) - a_z^{\text{SK5}}(t) - a_z^{\text{SK6}}(t)) \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} \alpha_z^{\text{SK-R}}(t) &= \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{a_y^{\text{SK5}}(t) + a_y^{\text{SK6}}(t) - a_y^{\text{SK1}}(t) - a_y^{\text{SK2}}(t)}{2 \cdot d_{\text{SK12-SK56}}} + \frac{a_x^{\text{SK2}}(t) - a_x^{\text{SK1}}(t)}{d_{\text{SK1-SK2}}} \right) \\ &+ \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{a_x^{\text{SK3}}(t) - a_x^{\text{SK4}}(t)}{d_{\text{SK3-SK4}}} + \frac{a_x^{\text{SK6}}(t) - a_x^{\text{SK5}}(t)}{d_{\text{SK5-SK6}}} \right) \end{aligned} \quad (4.12)$$

festgelegt. Die Rotation des Lehnenkissens wird nach folgender Vorschrift ermittelt:

$$\begin{aligned} \alpha_x^{\text{LK-R}}(t) &= \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{a_y^{\text{LK1}}(t) + a_y^{\text{LK2}}(t) - a_y^{\text{LK7}}(t) - a_y^{\text{LK8}}(t)}{2 \cdot d_{\text{LK12-LK78}}} + \frac{a_z^{\text{LK1}}(t) - a_z^{\text{LK2}}(t)}{d_{\text{LK1-LK2}}} \right) \\ &+ \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{a_z^{\text{LK5}}(t) - a_z^{\text{LK3}}(t)}{d_{\text{LK3-LK5}}} + \frac{a_z^{\text{LK8}}(t) - a_z^{\text{LK7}}(t)}{d_{\text{LK7-LK8}}} \right) \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\alpha_y^{\text{LK-R}}(t) = \frac{1}{2 \cdot d_{\text{LK12-LK78}}} \cdot (a_x^{\text{LK7}}(t) + a_x^{\text{LK8}}(t) - a_x^{\text{LK1}}(t) - a_x^{\text{LK2}}(t)) \quad (4.14)$$

$$\alpha_z^{\text{LK-R}}(t) = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{a_x^{\text{LK2}}(t) - a_x^{\text{LK1}}(t)}{d_{\text{LK1-LK2}}} + \frac{a_x^{\text{LK3}}(t) - a_x^{\text{LK5}}(t)}{d_{\text{LK3-LK5}}} + \frac{a_x^{\text{LK7}}(t) - a_x^{\text{LK8}}(t)}{d_{\text{LK7-LK8}}} \right) \quad (4.15)$$

Beim WFP Hand / Lenkrad sind Hand-Arm-System und insbesondere die Finger mit dem Lenkradkranz in Kontakt. Eine Analyse der Schwingformen stellt auch hier eine Berechnung der Starrkörperfrieheitsgrade als gangbaren Weg heraus. Die Kenngröße für die Translationsschwingung wird aus je drei Kanälen am Lenkradkranz links und rechts gemäß

$$a_{x,y,z}^{LR-T}(t) = \frac{1}{2} \cdot (a_{x,y,z}^{LI}(t) + a_{x,y,z}^{RE}(t)) \quad (4.16)$$

definiert. Die Rotationsschwingung kann mit den vorhandenen Messpunkten nur um x- und z-Achse als Kenngröße parametrisiert werden:

$$\alpha_x^{LR-R}(t) = \frac{1}{d_{LI-RE}} \cdot (a_z^{RE}(t) - a_z^{LI}(t)) \quad (4.17)$$

$$\alpha_z^{LR-R}(t) = \frac{1}{d_{LI-RE}} \cdot (a_x^{LI}(t) - a_x^{RE}(t)) \quad (4.18)$$

Beim bestehenden Ansatz wird auf dem Lenkradkranz rechts nur die z-Richtung messtechnisch erfasst²⁹⁴. Damit ergeben sich die translatorischen Schwingungen in x- und y-Richtung ausschließlich aus dem linken Sensor. Der Auswertepunkt des bestehenden Ansatzes wird in der vorliegenden Arbeit mit a^{LR4-T} bezeichnet. Eine Berechnung der Rotation um die z-Achse ist dort nicht möglich.

Die Schwingungen im WFP Fuß / Fußraum wurden nur mit einem Sensor aufgenommen, so dass hier keine weitere Verrechnung möglich ist. Beim bestehenden Ansatz erfolgt im Fußraum keine Objektivierung.

4.2.3 Abhängigkeit vom Phänomen

Die in dieser Arbeit untersuchten Phänomene unterscheiden sich in der Ausprägung der Schwingungen. Die Systemantwort ist abhängig vom Manöver. Ein wichtiger Unterschied besteht in den zu betrachtenden Frequenzgrenzen, welche in Tabelle 4.1 phänomenabhängig aufgeführt sind.

Phänomen	f_{\min} [Hz]	f_{\max} [Hz]
Schwingungen beim Motorstart/-stopp	1,5	15
Leerlauf-Vibrationen	5	150
Vibrationen beim Anfahren	20	150
Vibrationen bei der Hochfahrt	20	250

Tabelle 4.1: Frequenzgrenzen zu den untersuchten Phänomenen

²⁹⁴ vgl. Daimler 2010

Die dominante Resonanz beim Motorstart/-stopp liegt bei ca. 10 Hz, so dass mit der oberen Bandpass-Grenze von 15 Hz das Start- oder Stoppereignis voll berücksichtigt wird, Leerlauf-Vibrationen aber weitestgehend weggefiltert werden. Die untere Frequenzgrenze von 1,5 Hz dient dazu, eventuell vorhandene Gleichanteile zu entfernen. Bei Leerlauf-Vibrationen liegt oberhalb von 150 Hz üblicherweise keine Anregung vor. Bei Vibrationen im Fahrbetrieb sind die Motordrehzahlen höher, so dass auch die Anregungsfrequenzen größer werden. Beim Anfahren und bei der Hochfahrt wird als untere Frequenzgrenze 20 Hz angesetzt. Diese entspricht genau der ersten Motorordnung bei 1200 U/min. Wird die untere Grenze höher gewählt, so werden auch antriebsstrangerregte Schwingungen weggefiltert, liegt sie niedriger werden mehr fahrbahnerregte Schwingungen durchgelassen. Die obere Frequenzgrenze beim Anfahren wird in Anlehnung an die Grenze bei Leerlauf-Vibrationen gewählt. Bei der Hochfahrt wird davon ausgegangen, dass oberhalb von 250 Hz Geräusche gegenüber den Schwingungen die subjektive Wahrnehmung dominieren.

Bei Anregung durch Motorstart und Motorstopp ist eine Analyse im Frequenzbereich nicht sinnvoll, da das Nutzsignal zu kurz ist. Die Kennwertbestimmung wird daher im Zeitbereich durchgeführt. Als Richtungen werden die Einzelrichtungen aus den sechs Freiheitsgraden sowie die Maximalrichtung²⁹⁵ jeweils aus Translation und Rotation herangezogen. Die Maximalrichtung stellt dabei einen Ansatz für eine richtungsübergreifende Kenngröße dar. Als bestehender Kennwert wird der größte Spitze-Spitze-Wert aus den Einzelrichtungen an der Sitzkonsole vorne links eingesetzt²⁹⁶. Für Lenkrad und Fußraum werden beim bestehenden Ansatz keine Kennwerte bestimmt. In der Literatur werden Effektivwert und Vibration Dose Value zur Objektivierung der Schwingungswahrnehmung beim Motorstart und Motorstopp verwendet. Aufgrund der physikalischen Bedeutung wird in der vorliegenden Arbeit die Amplitude von Beschleunigung, Geschwindigkeit und Weg ermittelt. Hiermit wird das Ziel verfolgt, den Einfluss der physikalischen Größe auf die Korrelation mit dem Subjektivurteil zu untersuchen. Zwischen Weg- und Beschleunigungsamplitude besteht bei einer Sinusschwingung der Zusammenhang

²⁹⁵ vgl. Definition in Abschnitt 4.2

²⁹⁶ vgl. Daimler 2010

$$s = \frac{a}{(2\pi f)^2} \quad (4.19)$$

Bei einer Beschleunigungsamplitude von $a = 1 \text{ m/s}^2$ und einer Frequenz von $f = 8 \text{ Hz}$ beträgt die Wegamplitude $s = 0,396 \text{ mm}$. Bei $f = 12 \text{ Hz}$ ergibt sich $s = 0,176 \text{ mm}$. Bei einer Änderung der Frequenz von 8 auf 12 Hz verringert sich also die Wegamplitude auf weniger als die Hälfte.

Da die Grenzen des Nutzsignals nicht immer exakt bestimmt werden können, werden alle Signale zunächst auf dieselbe Länge geschnitten. Ausgehend vom betragsmäßig größten Maximum wird das Motorstart-Zeitsignal in den Grenzen -1 s bis $+3,5 \text{ s}$ gewählt, das Motorstopp-Signal von $-1,5 \text{ s}$ bis $+1,5 \text{ s}$. Diese Grenzen erweisen sich für die hier untersuchten Signale als zielführend. Eine problemspezifische Anpassung dieser Werte wird als Teil der Methode betrachtet. Innerhalb der Zeitgrenzen wird das Motordrehzahlsignal herangezogen, um Anfang und Ende des eigentlichen Motorstarts/-stopps zu bestimmen. Der Motorstart wird erkannt, sobald die Motordrehzahl den Wert von 10 U/min überschreitet. Als Ende wird das Maximum der Motordrehzahl gewählt. Im Optimalfall ist dies der Knickpunkt zwischen ansteigender Drehzahl und eingeregelter Leerlaufdrehzahl. Der Beginn des Motorstopps wird erkannt, wenn der Gradient der Motordrehzahl den Wert von $-850 \text{ U/min}\cdot\text{s}$ unterschreitet. Der Vorgang gilt als beendet, wenn das Beschleunigungssignal den Wert von $0,025 \text{ m/s}^2$ letztmalig unterschreitet.

Meist ist die größte Amplitude Bestandteil des Spitze-Spitze-Werts, der sich aus der größten Differenz zweier benachbarter Extremwerte zusammensetzt. Amplitude und Spitze-Spitze-Wert korrelieren miteinander. Mit Ausnahme des VDV handelt es sich bis hierhin ausschließlich um Kennwerte der Schwingungsintensität. Die Dauer der Schwingung stellt eine weitere potentielle Einflussgröße auf das Subjektivurteil dar. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden hier verschiedene Wege analysiert, die Dauer prozesssicher abzubilden. Als ein möglicher Weg wurde die Differenz aus Ende und Anfang des Motorstarts/-stopps herangezogen. Diese Differenz führte bei keinem Auswertepunkt zu signifikanten Korrelationen. Als Alternative wurde eine Exponentialfunktion als Abklingkurve der Beträge aus den relativen Extremwerten untersucht. Diese ließ sich jedoch nicht prozesssicher ermitteln und führte zu keinen signifikanten Korrelationen. Daher wird die Dauer indirekt über die Periodenanzahl bestimmt. Der Algorithmus zählt alle relativen Extremwerte, welche oberhalb einer

Amplitudenschwelle von $0,09 \text{ m/s}^2$ liegen. Hierbei liegen die erfahrungsbasierte Fühlbarkeitsschwelle für Schwingungen beim Motorstart/-stopp und ein Sicherheitsfaktor zugrunde. Eine weitere Größe, deren Einfluss untersucht wird, ist die Frequenz. Diese wird hier nicht aus der Spektralanalyse bestimmt, sondern als Median der Abstände zwischen den relativen Maxima.

Zusammenfassend werden folgende Auswerte-Algorithmen in die nachfolgende Korrelationsanalyse einbezogen:

- Beschleunigungsamplitude „a“
- Geschwindigkeitsamplitude „v“
- Wegamplitude „s“
- Spitze-Spitze-Wert „SSW“
- Effektivwert „RMS“
- Vibration Dose Value „VDV“
- Frequenz „f“
- Periodenanzahl „Per“

In Abbildung 4.14 ist jeweils ein Motorstart- und Motorstoppsignal dargestellt. Die graue gestrichelte Linie ist das Originalsignal, die schwarze durchgezogene dessen Betrag. Außerdem sind die zeitlichen Grenzen dargestellt, welche sich aus der Motordrehzahl ergeben. Alle relativen Extremwerte, die betragsmäßig oberhalb der beschriebenen Schwelle von $0,09 \text{ m/s}^2$ liegen, sind durch Kreise markiert.

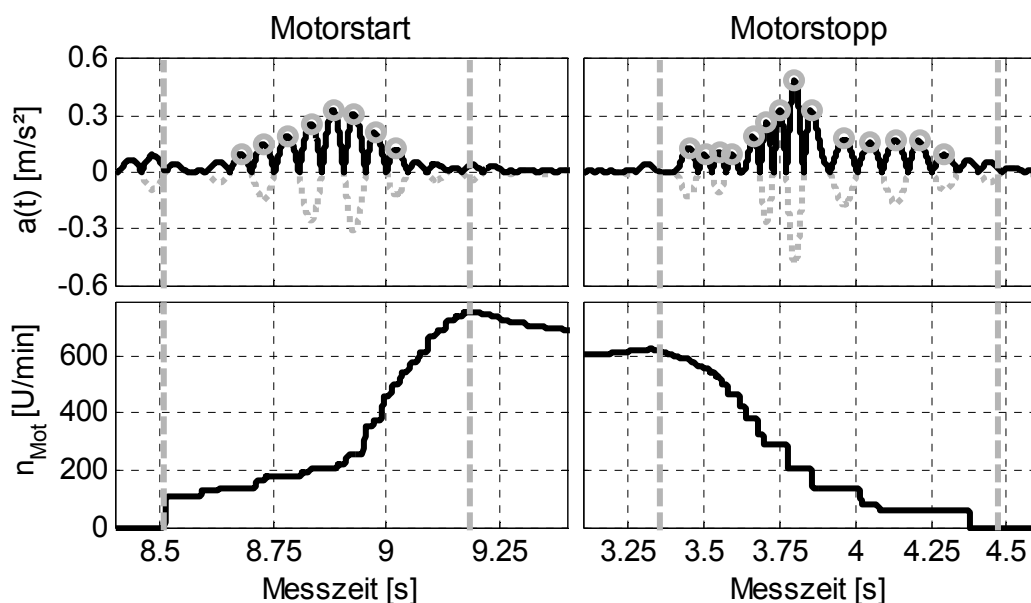


Abbildung 4.14: Gefilterte Signale des Motorstarts (links) und Motorstopps (rechts)

Leerlauf-Vibrationen und Vibrationen im Fahrbetrieb werden aufgrund ihres periodischen Charakters im Frequenzbereich ausgewertet. Das Zusammenfassen der Einzelrichtungen zum Vektorbetrag ist zulässig und sinnvoll. Eine Integration der Beschleunigungssignale ist im Frequenzbereich gleichwertig mit einer Frequenzgewichtung. Aus diesem Grund wird die Diskussion bezüglich der richtigen physikalischen Auswertegröße im Rahmen der Anwendung von Bewertungskurven diskutiert. Bei der Berechnung der Spektren werden als FFT-Parameter ein Flattop-Fenster und eine Blockgröße von 1 s zugrunde gelegt. Das Flattop-Fenster wird wegen seiner besseren Amplitudentreue empfohlen²⁹⁷. Die gewählte Blockgröße stellt einen Kompromiss zwischen der Genauigkeit im Zeit- und Frequenzbereich dar. So können mit einer Frequenzauflösung von 1 Hz die wesentlichen Moden erfasst werden, der zeitliche Verlauf wird aber ebenfalls hinreichend genau dargestellt.

Bei antriebsstrangerregten Schwingungen ist aufgrund der vielen möglichen Anregungsordnungen davon auszugehen, dass die Anregung aus mehr als einer Frequenz besteht²⁹⁸. Der Auswerte-Algorithmus des bestehenden Ansatzes basiert auf der Bildung eines Maximalwerts aus dem Spektrum²⁹⁹. Einzige Bedingung hierbei ist, dass dieses auf einer Motorordnung liegt. Diese Kennwertbildung wird im Folgenden als „MaxSp“ bezeichnet und auf Fasiko-Referenzpunkt sowie Lenkrad Translation angewandt. Der Betrag anderer Frequenzen wird dadurch ignoriert. In der Literatur wird oft ein Gesamtpegel aus dem Spektrum gebildet, welcher gleichbedeutend mit dem Effektivwert aus dem Zeitsignal ist³⁰⁰. Bei Anregung durch mehrere Frequenzen können Modulationen auftreten, welche im Spektrogramm nicht immer sichtbar sind. Bei einer Modulationsanalyse wird die Einhüllende des Zeitsignals näher analysiert. Die Amplitude und Lage von Träger- und Modulationsfrequenz unterscheidet sich bei den verschiedenen Fahrzeugen und Manövern. Modulationen werden in der Literatur hauptsächlich in Verbindung mit akustischen Phänomenen untersucht. Abgesehen von Modulationseffekten stellen

²⁹⁷ vgl. Abschnitt 2.3.3

²⁹⁸ vgl. Abschnitt 2.2.1

²⁹⁹ vgl. Daimler 2010

³⁰⁰ vgl. Abschnitt 2.3.3

die maximale Amplitude sowie der Energieinhalt zwei Eckpunkte bei der Komprimierung eines Spektrums zu Skalaren dar. Zur Analyse des Einflusses einzelner Amplituden im Spektrum auf die Korrelation zum Subjektivurteil werden in der vorliegenden Arbeit die vier größten Maxima innerhalb der festgelegten Frequenzgrenzen bestimmt. In Abbildung 4.15 sind exemplarisch zwei Spektren verschiedener Manöver dargestellt.

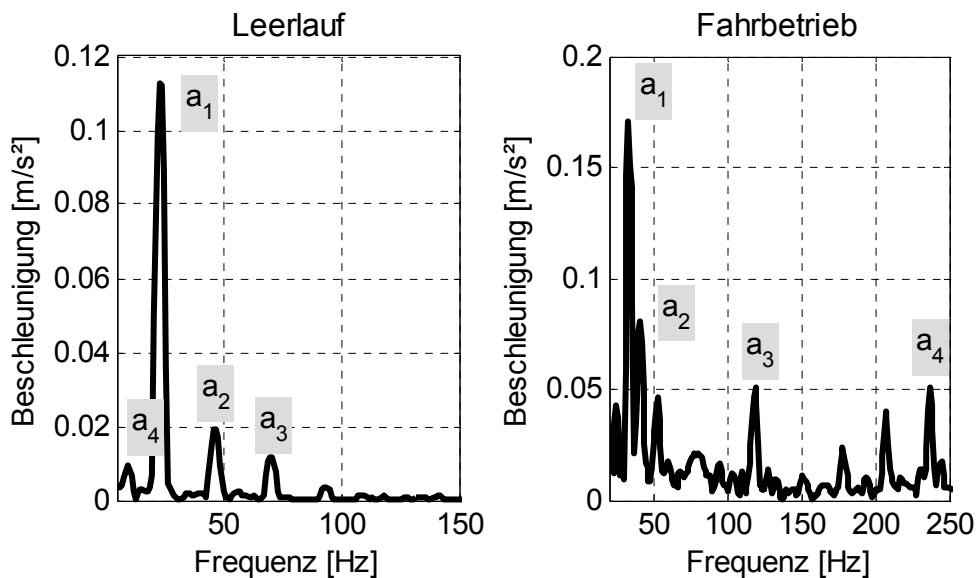


Abbildung 4.15: Spektrum jeweils eines Zeitblocks aus Leerlauf (links) und Fahrbetrieb (rechts) mit a_1 bis a_4

Dort sind die vier größten Maxima a_1 , a_2 , a_3 und a_4 eingezeichnet³⁰¹. Diese können zur Projektion des Spektrogramms auf die Zeitachse herangezogen werden. In Abbildung 4.16 sind die Max-Zeitverläufe zu den Spektren aus Abbildung 4.15 dargestellt. Beim Algorithmus zur Ermittlung der Maxima a_1 bis a_4 wird der Mindestabstand zwischen zwei relativen Maxima auf ± 4 Hz gesetzt³⁰². Damit werden alle lokalen Maxima, die einen Abstand von ± 3 Hz oder kleiner aufweisen, ignoriert. Der Wert 4 Hz geht auf die Überlegung zurück, dass bei einer Motordrehzahl von 500 U/min eine halbe Ordnung ca. 4,17 Hz beträgt. Es handelt sich hierbei aber um keine Ordnungsanalyse, die Motordrehzahl wird bei der Bestimmung nicht benötigt.

³⁰¹ Im Falle einer Rotationsschwingung werden die Maxima in den Diagrammen mit α_1 , α_2 , α_3 und α_4 bezeichnet. Im Text wird wegen einfacherer Lesbarkeit immer a_1 , a_2 , a_3 und a_4 verwendet.

³⁰² Realisiert mit der Funktion `findpeaks`, MATLAB

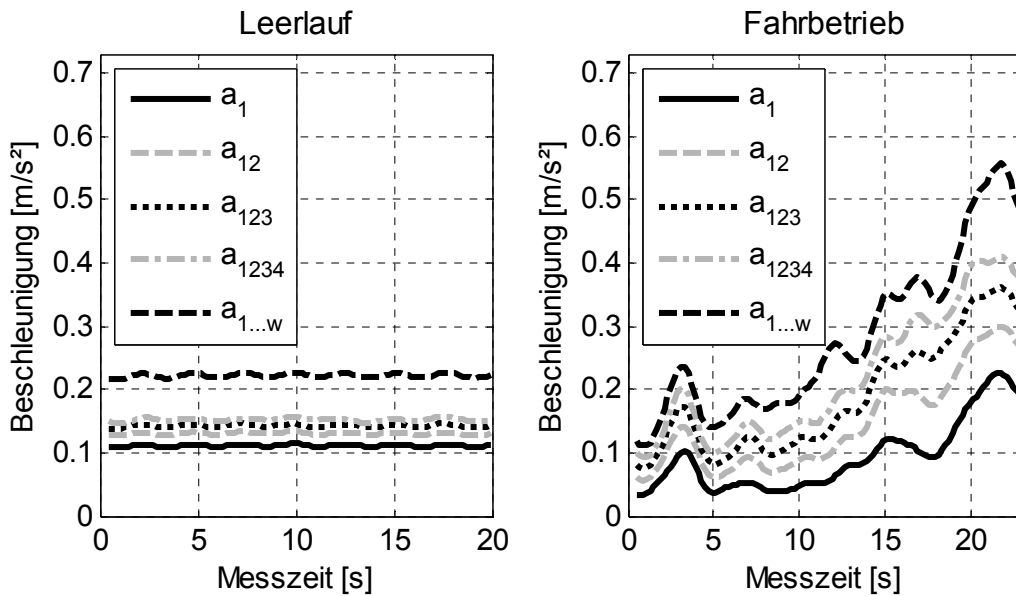


Abbildung 4.16: Zeitverläufe aus Leerlauf (links) und Fahrbetrieb (rechts)

Der Übergang von einzelnen Maxima zu allen w Amplitudenwerten

$$a_{1...w} = \sqrt{\sum_{i=f_{\min}}^{f_{\max}} |a_i|^2} \quad (4.20)$$

innerhalb der Frequenzgrenzen f_{\min} und f_{\max} wird durch die Quadratsummen

$$a_{12} = \sqrt{|a_1|^2 + |a_2|^2}, \quad (4.21)$$

$$a_{123} = \sqrt{|a_1|^2 + |a_2|^2 + |a_3|^2} \quad \text{und} \quad (4.22)$$

$$a_{1234} = \sqrt{|a_1|^2 + |a_2|^2 + |a_3|^2 + |a_4|^2} \quad (4.23)$$

angenähert. Zur Bildung von skalaren Kennwerten werden aus den Max-Zeitverläufen $a_1(t)$, $a_{12}(t)$, $a_{123}(t)$, $a_{1234}(t)$ und $a_{1...w}(t)$ Maximum, Effektivwert und Standardabweichung berechnet. Die zugehörige Frequenz wird als Modalwert aus dem Frequenzvektor ermittelt. Bei leicht schwankender Leerlaufdrehzahl wird somit die am häufigsten auftretende Frequenz bestimmt. Die Standardabweichung dient als Maß für die Ungleichmäßigkeit des zeitlichen Verlaufs. Eine potentielle Ursache dieser Ungleichmäßigkeit sind Drehzahlschwankungen, welche subjektiv spürbar sein können. Für eine vereinfachte Darstellung insbesondere in Diagrammen werden die nachfolgenden Bezeichnungen festgelegt:

- Maximum aus: $a_1(t) \rightarrow M1$; $a_{12}(t) \rightarrow M12$; $a_{123}(t) \rightarrow M123$; $a_{1234}(t) \rightarrow M1234$; $a_{1\dots w}(t) \rightarrow M1\dots w$
- Effektivwert aus: $a_1(t) \rightarrow R1$; $a_{12}(t) \rightarrow R12$; $a_{123}(t) \rightarrow R123$; $a_{1234}(t) \rightarrow R1234$; $a_{1\dots w}(t) \rightarrow R1\dots w$
- Standardabweichung aus: $a_1(t) \rightarrow S1$; $a_{12}(t) \rightarrow S12$; $a_{123}(t) \rightarrow S123$; $a_{1234}(t) \rightarrow S1234$; $a_{1\dots w}(t) \rightarrow S1\dots w$
- Maximum aus gemitteltem Spektrum \rightarrow MgSp
- Maximum aus Maximalwertspektrum \rightarrow MaxSp

4.3 Modellbildung beim Schritt von Fahrzeug auf Schwingungssimulator

Die Durchführung von Probandenversuchen auf Schwingungssimulatoren hat einige Vorteile. Unter anderem können Signale innerhalb physikalischer Grenzen beliebig variiert werden. Der Proband kann sich bei der subjektiven Beurteilung auf Schwingungen konzentrieren. Außerdem wird der Einfluss einer Erwartungshaltung gegenüber einem bestimmten Fahrzeug ausgeschlossen. Andererseits bedeuten Probandenversuche in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene, dass die Unschärfen bezüglich der Relevanz für das Gesamtfahrzeug zunehmen. Im Folgenden werden zunächst die physikalischen Randbedingungen beschrieben, bevor die Unschärfen diskutiert werden. Eine Objektivierung in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene wird in der vorliegenden Arbeit am Beispiel von Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp durchgeführt. Für diese beiden Phänomene steht mit dem Ride-Simulator³⁰³ ein geeignetes Werkzeug zur Verfügung. Der Ride-Simulator ist ein Schwingtisch in Hexapod-Bauweise, bei welchem beschleunigungsgeregelt sechs Freiheitsgrade angeregt werden. Der Frequenzbereich der Anregung beträgt ca. 0,7 bis 50 Hz. In diesem Frequenzbereich ist die Plattform resonanzfrei ausgelegt. Unterhalb von ca. 15 Hz verhält sich die Fahrzeugkarosserie mit Ausnahme statischer Verformungen annähernd als Starrkörper³⁰⁴. Die globalen Moden der C-

³⁰³ vgl. Dragon et al. 2007

³⁰⁴ Abgeleitet aus Finite-Elemente-Modell der aufsetzfertigen Karosserie (inkl. Sitze, Matten etc.)

Klasse-Karosserie³⁰⁵ liegen oberhalb von 25 Hz. Hierzu zählen unter anderem Biegung, Torsion und Heckbiegung, welche sich auch auf die Sitzkonsole auswirken. Im Frequenzbereich beim Motorstart/-stopp werden im Fahrzeug aber ausschließlich Starrkörperschwingungen angeregt. Damit stimmt das Verhalten mit dem Simulator überein. Auch der Anregungsfrequenzbereich des Simulators deckt die Phänomene Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp hinreichend ab.

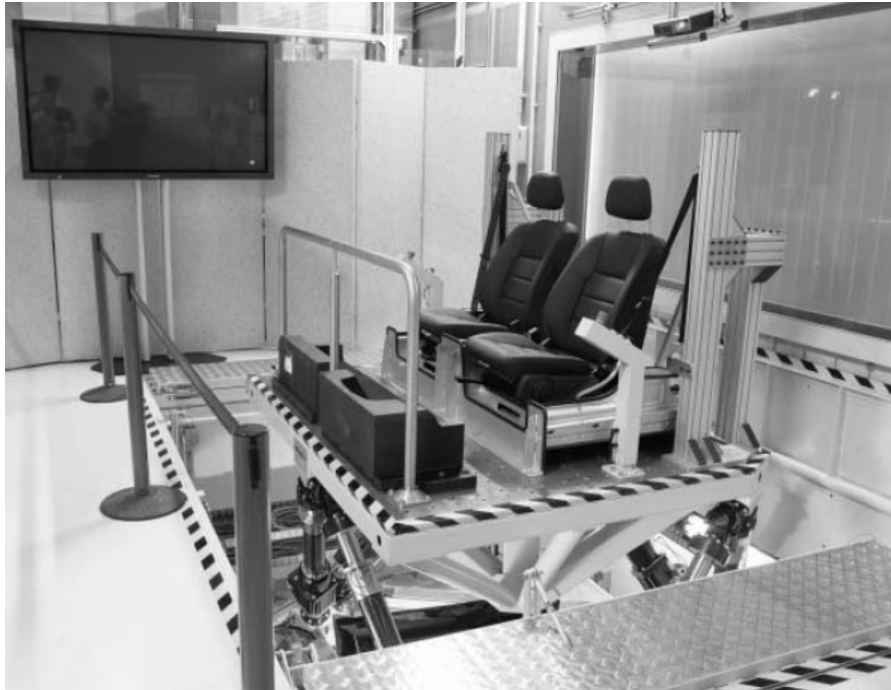


Abbildung 4.17: Mercedes-Benz Ride-Simulator³⁰⁶

Auf die Simulator-Plattform kann analog der Situation im Fahrzeug eine Original-Sitzkonsole mit Fahrzeugsitzen montiert werden. Die Anregung wird in das Teilsystem Sitz so eingeleitet, wie dies im Fahrzeug der Fall ist. Der Fahrer sitzt auf dem gleichen Sitz mit der gleichen Sitzposition wie im Fahrzeug. Der Unterschied zum Fahrzeug beschränkt sich auf das fehlende Fahrzeugumfeld. Außerdem wird das Originalgeräusch durch prüfstandsbedingte Geräusche ersetzt. Diese entsprechen nicht dem Motorgeräusch. Sie unterscheiden sich bei den verschiedenen Signalen der Versuche zu Motorstart und Motorstopp aber nur geringfügig voneinander. Es ist also davon auszugehen, dass ein Einfluss der

³⁰⁵ Baureihe 204

³⁰⁶ Dragon et al. 2007

Geräusche auf die Wahrnehmung der Schwingungen lediglich als Offset auftreten kann. Damit wird die Rangfolge der Korrelation verschiedener potentieller Kennwerte nicht beeinträchtigt. Ein Vergleich von Absolutwerten zwischen Simulator und Fahrzeug ist nicht zulässig, wird aber auch nicht bezweckt. Unschärfen sind also vorhanden, werden aber gegenüber der eigentlichen Aufgabe – einer Bewertung der Schwingungen – als hinnehmbar angesehen.

Der Ansatz, welcher in Abschnitt 4.2.2 für WFP1.1 getroffen wurde, setzt eine Korrelation zwischen Subjektivurteil und Starrkörperverhalten der Sitzkonsole voraus. Die Plattform des Ride-Simulators ist als Starrkörper ausgelegt. Gelingt also der Nachweis, dass der gewählte Ansatz für die Objektivierung im Fahrzeug zulässig ist, so ist der Schritt auf die Teilsystem-Ebene ebenfalls zulässig. Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse aus Simulatorversuchen ins Fahrzeug bezüglich Schwingungen ist also gegeben, wenn die Schwingungssignale an der Fahrersitzkonsole übereinstimmen. Als Soll-Signale werden die sechs Freiheitsgrade des Auswertepunktes Fasiko Mitte eingesetzt. Der Simulator gleicht iterativ unabhängig voneinander die gemessenen Signale aller sechs Freiheitsgrade den Soll-Signalen an. In Abbildung 4.18 ist beispielhaft ein solcher Vergleich nach abgeschlossener Iteration dargestellt.

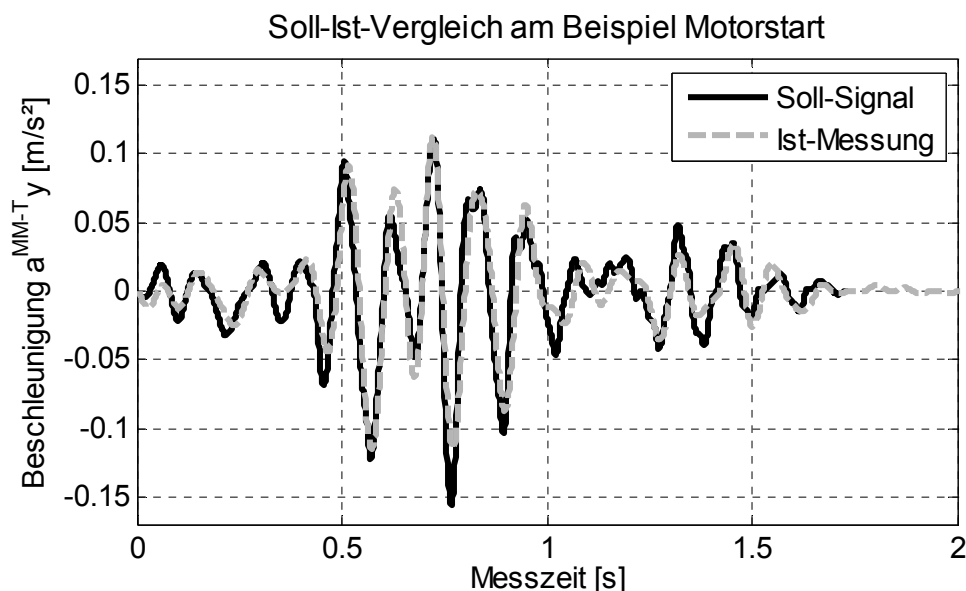


Abbildung 4.18: Soll-Ist-Vergleich am Beispiel Motorstart

Bei den Simulatorversuchen stehen an der Fahrersitzkonsole teilweise keine 12 Kanäle zur Verfügung. Dies hat Einfluss auf die Berechnung des Auswertepunktes

Fasiko Mitte. Keine Auswirkung ergibt sich für die translatorische Beschleunigung in z-Richtung, sowie die Rotation um x- und y-Achse. Für die restlichen Richtungen gilt:

$$a_x^{MM7-T}(t) = a_x^{VL}(t) \quad (4.24)$$

$$a_y^{MM7-T}(t) = \frac{1}{2} \cdot (a_y^{VL}(t) + a_y^{HL}(t)) \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} \alpha_z^{MM7-R}(t) &= \frac{1}{4 \cdot d_{L-R}} \cdot (a_x^{VL}(t) + a_x^{HL}(t) - a_x^{VR}(t) - a_x^{HR}(t)) \\ &+ \frac{1}{4 \cdot d_{V-H}} \cdot (a_y^{HL}(t) + a_y^{HR}(t) - a_y^{VL}(t) - a_y^{VR}(t)) \end{aligned} \quad (4.26)$$

5. Beschreibung der Versuchsumgebung

Um eine Lösungsauswahl aus den in Kapitel 4 beschriebenen Ansätzen treffen zu können, werden entsprechende Subjektivurteile und Messdaten benötigt. Hierzu wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit Probandenversuche durchgeführt. Die Versuche im Fahrzeug werden in Abschnitt 5.1 beschrieben, die Versuche auf dem Ride-Simulator in Abschnitt 5.2. Eine Analyse der Subjektivurteile und Messdaten erfolgt in Abschnitt 5.3 und 5.4. Hierbei werden Anforderungen an die nachfolgende Auswertung ermittelt.

5.1 Untersuchungen in der Vehicle-in-the-Loop-Ebene

Die experimentelle Untersuchung in der Vehicle-in-the-Loop-Ebene hat zum Ziel, verschiedene Kennwerte hinsichtlich der Korrelation zum Subjektivurteil bewerten zu können. Eine notwendige Voraussetzung hierzu ist es, dem Probanden Varianz bezüglich antriebsstrangerregter Schwingungen darzubieten. Die Fahrzeugauswahl stellt hierzu einen wichtigen Schritt dar. Aufgrund der Durchführbarkeit ist die experimentelle Untersuchung allerdings auf eine endliche Anzahl an Fahrzeugen beschränkt. Das Anregungsverhalten wird bei antriebsstrangerregten Schwingungen durch den Motor bestimmt³⁰⁷. Für die experimentelle Untersuchung wurden daher Fahrzeuge mit unterschiedlicher Motorisierung aus einem Fahrzeugsegment gewählt. Damit wurde bei der subjektiven Beurteilung auf die Unterschiede fokussiert, welche auf verschiedene Motoren zurückgehen. Der hier weniger relevante Einfluss durch unterschiedliche Fahrzeugsegmente wird ausgeschlossen. Nach einer aktuellen Studie sind und bleiben Limousinen die bei Käufern beliebteste Karosserieform³⁰⁸. Typische Limousinen gehören zur Mittelklasse, oberen Mittelklasse und Oberklasse³⁰⁹. In den Fahrzeugen der Oberklasse gab es zum

³⁰⁷ vgl. Abschnitt 2.2.1

³⁰⁸ Aral 2009

³⁰⁹ Fahrzeugsegmente des Kraftfahrt-Bundesamtes; Mittelklasse: u. a. Mercedes-Benz C-Klasse, BMW 3er, Audi A4; obere Mittelklasse: u. a. Mercedes-Benz E-Klasse, BMW 5er, Audi A6; Oberklasse: u. a. Mercedes-Benz S-Klasse, BMW 7er, Audi A8

Zeitpunkt der Untersuchung noch keine 4-Zylindermotoren. Zum geplanten Versuchszeitraum waren kaum Versuchsfahrzeuge aus der oberen Mittelklasse verfügbar, so dass die Wahl auf das Mittelklasse-Segment fiel.

Fahrzeug	1	2	3	4	5+7
Karosserieform	Limousine	Limousine	Limousine	Limousine	5 Limousine 7 Kombi
Anordnung und Anzahl der Zylinder	V 6 V-Winkel: 90°	Reihe 4	V 6 V-Winkel: 72°	Reihe 4	V 6 V-Winkel: 90°
Motorbauart	Otto	Diesel	Diesel	Otto	Otto
Antrieb	4x4	4x2	4x2	4x2	4x2
Hubraum	3.197 cm ³	2.143 cm ³	2.987 cm ³	1.796 cm ³	2.996 cm ³
Nennleistung	195 kW bei 6.500 U/min	150 kW bei 4.200 U/min	165 kW bei 3.800 U/min	115 kW bei 5.000 U/min	170 kW bei 6.000 U/min
Nenn Drehmoment	330 Nm bei 3.000-5.000 U/min	500 Nm bei 1.600-1.800 U/min	510 Nm bei 1.600-2.800 U/min	250 Nm bei 1.600-4.200 U/min	300 Nm bei 2.500-5.000 U/min
Beschleunigung 0-100 km/h	6,2 s	7,0 s	6,9 s	9,0 s	7,2 s
Höchstgeschwindigkeit	250 km/h	240 km/h	250 km/h	220 km/h	246 km/h
Getriebe	6-Gang- Handschalt- getriebe	6-Gang- Schalt- getriebe	7-Gang- Automatik- getriebe	5-Gang- Automatik- getriebe	7-Gang- Automatik- getriebe
Getriebe- Übersetzungen	3,40 / 1,91 / 1,28 / 0,94 / 0,74 / 0,63 / R 3,10	5,10/2,78/1, 75/1,25/1,0 0/0,81/ R 4,62	4,38 / 2,86 / 1,92 / 1,37 / 1,00 / 0,82 / 0,73 / R 3,416	3,95 / 2,42 / 1,49 / 1,00 / 0,83 / R1 3,15 / R2 1,93	4,38 / 2,86 / 1,92 / 1,37 / 1,00 / 0,82 / 0,73 / R1 3,42 / R2 2,23
Übersetzung Achsantrieb	4,375	2,47	2,47	3,07	3,07

Tabelle 5.1: Technische Daten der Versuchsfahrzeuge

In Tabelle 5.1 wird eine Übersicht über die technischen Daten der eingesetzten Fahrzeuge gegeben. Es handelt sich dabei um Mercedes-Benz C-Klassen³¹⁰ sowie Mittelklassefahrzeuge anderer Hersteller. Aus Verfügbarkeitsgründen musste Fahrzeug 2 im Laufe des Versuches ausgetauscht werden. Bei Fahrzeug 2a

³¹⁰ Baureihe 204

handelte es sich um ein nahezu neues Fahrzeug. Fahrzeug 2b stammte aus einem Fahrzeugpool zur Serienabsicherung und hatte zu Versuchsbeginn bereits eine Laufleistung von nahezu 100.000 km. Die Laufleistung der übrigen Fahrzeuge lag zwischen 10.000 und 43.000 km.

Aus Vorversuchen stellte sich heraus, dass Messung und subjektive Beurteilung gleichzeitig durchgeführt werden müssen. Grund sind die Streuungen insbesondere bei Leerlauf-Vibrationen. Zunächst wird auf Messtechnik und Gestaltung des Fragebogens eingegangen. Alle Fahrzeuge werden identisch mit Messtechnik bestückt. Zum Einsatz kamen PAK-Mobil MK II-Messsysteme³¹¹. Die Beschleunigungssensoren³¹² wurden an den empfohlenen Messpunkten aus Abschnitt 4.2 angebracht. In Fahrzeug 5 reichte die Kanalanzahl nur für Sitz- und Lenkradsensoren, so dass bei diesem Fahrzeug keine Messung der Beschleunigungen im Fußraum erfolgte. Zur Messung der Luftschallsignale im Fahrzeuginnenraum wurde in jedem Fahrzeug ein Mikrofon an der Beifahrerkopfstütze installiert. Der Beifahrersitz wurde hierzu in jedem Fahrzeug gleich eingestellt, so dass der Abstand des Mikrofons von der Frontscheibe 1060 mm betrug. Auf den Einsatz von Kunstköpfen wurde verzichtet, da keine fünf Exemplare gleichzeitig und über die komplette Versuchsdauer verfügbar waren. Ein Umbau während des Versuchs wurde von vornherein ausgeschlossen. Da das Mikrofon ungefilterte Signale aufzeichnet, ist dieses zur Berechnung von Kennwerten für die Korrelationsanalyse ohnehin besser geeignet. Da beim vorliegenden Anregungsfall nur niedrige Frequenzen von Interesse sind, wurde eine Abtastrate von 8192 Hz gewählt.

Für die Erfassung der Subjektivurteile wurde ein Fragebogen entwickelt, welcher sich am Fragebogen von Zschocke orientiert³¹³. In Abbildung 5.1 ist dieser am Beispiel von Leerlauf-Vibrationen dargestellt.

³¹¹ Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH

³¹² PCB Piezotronics, Inc.; Model 353M226 und 354C03

³¹³ vgl. Abschnitt 2.3.1

Leerlauf-Vibrationen

Variante 1

VP-Nr.: _____

Datum: _____

Wie stark spüren Sie die Vibrationen?

		nicht spürbar kaum spürbar			spürbar			stark spürbar		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Fahrzeug 1	im Sitz	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	am Lenkrad	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	im Fußraum	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Welche Begriffe treffen hier zu? <i>Begriff(e) bitte einkreisen</i>		rauh	stoßhaltig	kribbelnd						sportlich
Bemerkungen:										

Abbildung 5.1: Fragebogen für Leerlauf-Vibrationen

Die Fragestellung zielt auf den Diskomfort durch antriebsstrangerregte Fahrzeugschwingungen in den relevanten WFP³¹⁴. Eingesetzt wird eine neunstufige unipolare Absolutskala von 1 = kaum spürbar bis 9 = stark spürbar. Die Noten 1 bis 3 sind dabei grün hinterlegt, 4 bis 6 gelb und 7 bis 9 rot. Die Übergänge zwischen den Ampelfarben stellen verbale Anker dar. Der Übergang von grün nach gelb bedeutet ein Verlassen des Zielbereichs, der Übergang von gelb nach rot ein Eintreten in den Beanstandungsbereich. Außerdem sind die Notentripel mit der Beschreibung „kaum spürbar“, „spürbar“ und „stark spürbar“ beschriftet. Die Note 1 entspricht „nicht spürbar“. Als Ergebnis der Diskussion mit Probanden aus Vorversuchen wurde von einer expliziten Aufteilung in Gefallens- und Niveaubewertung abgesehen. Die Abfrage der Begriffe rau, stoßhaltig, kribbelnd und sportlich diene insbesondere dazu, die Probanden zur verbalen Beschreibung ihrer Wahrnehmung zu animieren. Hiermit wurde auch nochmals online sichergestellt, dass die Aufgabe richtig verstanden wurde. Die Versuchsteilnehmer mussten den Fragebogen nicht selbst

³¹⁴ vgl. Abschnitt 3.2 und 4.1.1

ausfüllen, sondern teilten ihre Subjektivurteile und zusätzliche Bemerkungen dem Versuchsbetreuer mündlich mit. Hiermit wurde das Ziel verfolgt, die Probanden so wenig wie möglich von der eigentlichen Aufgabe abzulenken. Der Versuchsbetreuer saß dabei auf dem rechten Rücksitz, um die Geräuschemessung nicht zu beeinträchtigen.

Zu Versuchsbeginn wurde jedem Probanden das Ziel der Untersuchung sowie die eingesetzte Messtechnik und der Fragebogen erklärt. Dabei wurde explizit darauf hingewiesen, dass der Diskomfort durch Schwingungen Gegenstand der Untersuchung war. Jede zusätzliche Bemerkung, auch bezüglich auffälliger Geräusche, war absolut erwünscht. Außerdem wurden die Probanden angewiesen, eine entspannte Körperhaltung einzunehmen. Eine Kontrolle während der Versuchsdurchführung fand aber nicht statt. Zur Beurteilung der Lenkrad-Vibrationen wurde den Probanden in Versuchsblock A und B freigestellt, wie und an welcher Stelle das Lenkrad festgehalten wurde. Es bestand lediglich die Anforderung, Haltung und Position während des Versuchs nicht zu variieren. In Versuchsblock C hingegen gab es die klare Anweisung, das Lenkrad mit beiden Händen an den Positionen neun und drei Uhr anzufassen.

Das Teilnehmerfeld bestand zu einem Großteil aus erfahrenen Beurteilern bezüglich Schwingungskomfort. Außerdem nahmen einige Normalfahrer teil, welche im Folgenden als Laien³¹⁵ bezeichnet werden. Jeder Versuchsteilnehmer bekam eine andere Fahrzeug-Reihenfolge. Die Häufigkeit, mit der jedes einzelne Fahrzeug zu Beginn, in der Mitte oder am Ende beurteilt wurde, war gleichmäßig verteilt. Jedes Fahrzeug war dabei etwa gleich oft als erstes, zweites usw. an der Reihe.

Weitere Randbedingungen zur Versuchsdurchführung werden im Folgenden beschrieben. In allen Fahrzeugen wurden die Sitze zur Einstellung zunächst ganz nach unten gefahren und anschließend mittels Sitzmessschablone³¹⁶ eingestellt. Damit wurde sichergestellt, dass die Fahrersitze in allen Fahrzeugen gleich eingestellt waren. Die Längs- und Höhenverstellung des Lenkrades wurde in allen

³¹⁵ Bezüglich der Beurteilung von Schwingungen im entsprechenden Experiment

³¹⁶ vgl. Maier / Riedel 2010

Fahrzeugen auf Mitte-Mitte eingestellt. Die Klimaanlage war, wenn nicht anders beschrieben, ausgeschaltet. Das Fahrlicht war aus Sicherheitsgründen immer eingeschaltet. In Fahrzeug 3 wurden bei vorab durchgeführten Testfahrten reifenungleichförmigkeitserregte Schwingungen festgestellt. Daher wurde in diesem Fahrzeug die Anlieferungsbereifung durch speziell vorkonditionierte Reifen³¹⁷ ersetzt.

Die Versuche im Mittelklasse-Fahrzeug werden in drei Blöcke aufgeteilt. Die drei Versuchsblöcke A, B und C wurden zu verschiedenen Zeitpunkten durchgeführt. Aus diesem Grund handelte es sich bei den Probanden nicht immer um dieselben Personen. Es wurde aber darauf geachtet, dass möglichst viele Probanden an mehreren Versuchen teilnehmen.

5.1.1 Block A: Leerlauf und Hochfahrt

Der Versuchsblock A bestand aus den Versuchen

- Leerlauf-Vibrationen (→ Leerlauf1, LL1) und
- Vibrationen bei der Hochfahrt (→ Hochfahrt, HF).

Die beiden Versuche wurden zwischen dem 26.05.2009 und dem 02.06.2009 auf der Einfahrbahn in Sindelfingen durchgeführt. Dadurch konnten sich die Versuchsteilnehmer auf die subjektive Beurteilung konzentrieren. Es kamen die Fahrzeuge 1 bis 5 zum Einsatz, wobei ein Teil der Probanden Fahrzeug 2a, ein anderer Teil Fahrzeug 2b beurteilte. Insgesamt nahmen 18 Probanden am Versuchsblock A teil. Sie beurteilten zunächst alle fünf Fahrzeuge nacheinander bezüglich Leerlauf-Vibrationen, im Anschluss bezüglich Vibrationen bei der Hochfahrt. Die Probandendaten zu Versuchsblock A sind in Tabelle 5.2 aufgeführt.

Bei Leerlauf-Vibrationen wurden neben den verschiedenen Fahrzeugen durch Verstellung der Leerlaufdrehzahl und Zuschalten der Klimaanlage weitere Varianten dargestellt. Gerade die Leerlaufdrehzahl stellte einen wichtigen Stellhebel auf die Ausprägung der Leerlauf-Vibrationen dar. Die Leerlaufdrehzahl wurde dabei direkt über das Motorsteuergerät eingestellt. Durch Zuschalten der Klimaanlage wurde eine zusätzliche Last simuliert.

³¹⁷ vgl. Pies 2011

Block A 18 Probanden	Mittelwert	Standard- abweichung	Minimum	Maximum
Alter [a]	35,28	9,06	25,00	51,00
Körpergröße [m]	1,84	0,06	1,73	1,96
Körpergewicht [kg]	84,78	11,62	58,00	110,00
BMI³¹⁸ [kg/m²]	25,11	4,36	15,73	34,72

Tabelle 5.2: Daten zur Charakterisierung der Probanden in Versuchsblock A

In Tabelle 5.3 sind die insgesamt 26 Varianten im Einzelnen aufgeführt.

Leerlauf1	Fahrzeug 1	Fahrzeug 2	Fahrzeug 3	Fahrzeug 4	Fahrzeug 5
Variante 1	700 U/min	810 U/min	600 U/min WHS-N	750 U/min WHS-N	690 U/min WHS-N
Variante 2	700 U/min aus Kurve	600 U/min	800 U/min WHS-N	650 U/min WHS-D	805 U/min WHS-N
Variante 3	700 U/min	1000 U/min	1450 U/min WHS-N	750 U/min WHS-N	760 U/min WHS-N
Variante 4	700 U/min aus Kurve	700 U/min	700 U/min WHS-N	650 U/min WHS-D	630 U/min WHS-N
Variante 5	-	900 U/min	1200 U/min WHS-N	-	540 U/min WHS-D
Variante 6	-	1200 U/min	1000 U/min WHS-N	-	650 U/min WHS-D

Tabelle 5.3: Variantenübersicht zum Versuch Leerlauf1, grau hinterlegte Varianten wurden mit eingeschalteter Klimaanlage gefahren

Der Ablauf war vor jeder Variante, mit Ausnahme der Varianten „aus Kurve“, derselbe. Der Proband fuhr eine Runde auf der Fahrdynamikfläche der Einfahrbahn, um das Fahrzeug in einen definierten Zustand zu bringen. Dann rollte er langsam geradeaus und bremste sanft ab. Bei Variante 2 und 4 von Fahrzeug 1 wurde direkt vor dem Anhalten eine 180°-Kurve gefahren, um den Allrad-Antriebsstrang zu verspannen. Der Versuchsbetreuer stellte die zu beurteilende Leerlaufdrehzahl über das Motorsteuergerät ein und gab das Startsignal zur Beurteilung. Die ersten 20 s der Beurteilung wurden die Schwingungen gemessen. In allen Varianten hielt der Fahrer die Fahrbremse getreten. In Fahrzeug 2 ging bei Variante 2 aufgrund der

³¹⁸ Body-Mass-Index, berechnet aus Quotient von Körpergewicht und Quadrat der Körpergröße

niedrigen Leerlaufdrehzahl fast der Motor aus. Entsprechend groß waren die Leerlauf-Vibrationen. Diese Variante wurde als Eckvariante ausgewählt um das gesamte denkbare Anregungsspektrum abzudecken.

In Abschnitt 4.2.3 wurde die Hochfahrt als Manöver im Fahrbetrieb eingeführt. Außerdem wurde bei der Systemanalyse festgestellt, dass der kundenrelevante Teillastbereich sehr groß ist. Für die Analyse von Fahrzeugschwingungen ist es notwendig, den Drehzahlbereich langsam zu durchfahren. In diesem Fall kann das Verhalten innerhalb eines Zeitblocks als quasistationär angesehen werden. Es besteht allerdings kein direkter Zusammenhang zwischen Drehzahlgradient und Schwingung. Der zeitliche Rahmen, welcher für die Versuche gegeben war, ermöglichte jedoch keine vollständige Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung bei Vibrationen im Fahrbetrieb. Daher wurde entschieden, dass ein reproduzierbarer Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf beurteilt werden sollte. Die Hochfahrt wurde daher so durchgeführt, dass der Tempomat auf eine hohe Geschwindigkeit eingestellt und der im Steuergerät hinterlegte Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf nachgefahren wurde. In jedem Fahrzeug wurde jeweils der dritte und vierte Gang beurteilt, unabhängig von der Ganganzahl des Fahrzeugs. Hiermit sollten Fehler bei der Versuchsdurchführung vermieden werden. Auch die beiden Fahrzeuge mit Handschaltgetriebe verfügten über einen Tempomaten. Bei Fahrzeug 3 und 5 wurde der Getriebemodus M verwendet, bei welchem der Gang solange wie möglich gehalten wird. Fahrzeug 4 verfügte nicht über den Modus M, so dass bei diesem Fahrzeug die normale Fahrstufe Dc³¹⁹ ausgewählt wurde. Die Hochfahrten im dritten Gang stellten dabei Variante 1 dar, die Hochfahrten im vierten Gang Variante 2. Insgesamt wurden dadurch 10 Varianten abgeprüft.

5.1.2 Block B: Anfahren, Motorstart und Motorstopp

Block B, welcher im Zeitraum vom 03.06.2009 bis 05.06.2009 durchgeführt wurde, beinhaltete

- Vibrationen beim Anfahren (→ Anfahren, AF),
- Schwingungen beim Motorstart (→ StartF) und

³¹⁹ Fahrstufe D mit komfortablen Schaltzeitpunkten

- Schwingungen beim Motorstopp (→ StoppF).

Am Versuchsblock B nahmen insgesamt 17 Probanden teil, deren Daten in Tabelle 5.4 aufgeführt sind. Als Fahrzeug 2 kam hier ausschließlich Fahrzeug 2b zum Einsatz.

Block B 17 Probanden	Mittelwert	Standard- abweichung	Minimum	Maximum
Alter [a]	32,94	8,64	25,00	52,00
Körpergröße [m]	1,85	0,07	1,72	1,96
Körpergewicht [kg]	83,59	11,78	58,00	110,00
BMI [kg/m²]	24,48	4,01	15,73	34,72

Tabelle 5.4: Daten zur Charakterisierung der Probanden in Block B

Die Probanden beurteilten zunächst Vibrationen beim Anfahren. Hierbei wurde die Rampe verwendet, welche auch beim bestehenden Ansatz zum Einsatz kommt³²⁰. Die Anfahrversuche wurden jeweils im ersten Gang durchgeführt. Bei den beiden Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe begann die Messung und Beurteilung jeweils erst im eingekuppelten Zustand. Die Fahrzeuge 3 und 5 wurden analog zur Hochfahrt im Getriebemodus M gefahren, während Fahrzeug 4 in Fahrstufe Dc eingesetzt wurde. Bei der ersten Variante wurden die Probanden angewiesen, gleichmäßig bis 1500 U/min zu beschleunigen, bei der zweiten Variante bis 1000 U/min. Insgesamt ergaben sich dadurch 10 Varianten.

Beim Motorstart und Motorstopp wurde immer die Fahrbremse betätigt. Die Probanden starteten und stoppten den Motor direkt nacheinander dreimal und bildeten jeweils ein Urteil für den Motorstart und den Motorstopp. Während dieser Beurteilung wurden die Schwingungen parallel hierzu gemessen. Bei den Fahrzeugen mit Automatikgetriebe wurden diese Basisvarianten in WHS-P durchgeführt. Zusätzlich gab es bei diesen noch eine Variante des Abstellens in WHS-D. Dieses stellte die Situation in Fahrzeugen mit Automatikgetriebe und Start-Stopp-Automatik mit angekoppeltem Triebstrang nach. Für den Versuch StartF

³²⁰ vgl. Daimler 2010

ergaben sich dadurch fünf Varianten. Da insgesamt drei Fahrzeuge über ein Automatikgetriebe verfügten, wurden bei StoppF acht Varianten geprüft.

5.1.3 Block C: Leerlauf

Versuchsblock C bestand ausschließlich aus dem Versuch

- Leerlauf-Vibrationen (→ Leerlauf2, LL2).

Durchgeführt wurde der Versuch Leerlauf2 zwischen dem 02.12.2009 und dem 04.12.2009 auf der Einfahrbahn in Sindelfingen. Insgesamt nahmen 23 Probanden teil. Die Probandendaten sind in Tabelle 5.5 aufgeführt.

Block C 23 Probanden	Mittelwert	Standard- abweichung	Minimum	Maximum
Alter [a]	34,57	9,19	23,00	62,00
Körpergröße [m]	1,84	0,08	1,70	1,98
Körpergewicht [kg]	81,91	15,32	58,00	125,00
BMI [kg/m²]	24,31	4,42	15,73	40,35

Tabelle 5.5: Daten zur Charakterisierung der Probanden in Block C

Die Versuchsdurchführung erfolgte analog des Versuchs Leerlauf1. Um die Probanden hinsichtlich ihrer Wiederholgenauigkeit zu überprüfen, wurden acht Varianten ausgewählt und in zwei Blöcken willkürlich zusammengesetzt. Jeder Proband beurteilte so jede Variante zweimal. Um Fehler bei der Versuchsdurchführung zu vermeiden, hatten alle Probanden dieselbe Signalreihenfolge. Die einzelnen Varianten wurden so ausgewählt, dass gleiche Amplituden bei verschiedenen Motordrehzahlen dargestellt wurden. Die Varianten wurden in der Reihenfolge in Tabelle 5.6 abgespielt.

Variante	1	2	3	4	5	6	7	8
[U/min]	740	590	710	640	690	670	800	950
Variante	9	10	11	12	13	14	15	16
[U/min]	800	670	590	740	950	690	640	710

Tabelle 5.6: Varianten bei Leerlauf2

Alle Varianten wurden in WHS-D mit eingeregelter Klimaanlage dargeboten. Das Fahrlicht war wie bei den anderen Versuchen auch aus Sicherheitsgründen eingeschaltet. Da der Versuch im Dezember durchgeführt wurde, ist davon

auszugehen, dass die Motorlast bedingt durch die Klimaanlage gering war. Zwischen Variante 8 und 9 wurde eine Runde auf der Einfahrbahn gefahren, um das Fahrzeug wieder in den Anfangszustand zu bringen.

5.2 Untersuchungen in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene

Die Versuche zu Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp auf dem Ride-Simulator wurden in drei Versuchsrunden zu verschiedenen Zeitpunkten durchgeführt. Der Schwerpunkt lag auf dem Thema Motorstart. Dieser ist bei der Objektivierung aus mehreren Gründen wichtiger als der Motorstopp. Zum einen ist, wie bereits beschrieben, die Anregung beim Durchfahren der Resonanz größer. Außerdem werden die Schwingungen beim Motorstopp verdeckt, wenn sie noch während des Rollens auftreten³²¹. Die Versuchsrunden wurden unter folgenden Randbedingungen durchgeführt:

- Runde 1: Motorstart, 06.-08.08.2008, 9 Probanden (→ Start1)
- Runde 2: Motorstart/-stopp, 26.-28.11.2008, 14 Probanden (→ Start2, Stopp2)
- Runde 3: Motorstart, 28.-30.10.2009, 25 Probanden (→ Start3)

Die konkreten Inhalte der Versuche werden im Folgenden beschrieben. Die Messungen erfolgten bei den Simulatorversuchen im Nachgang zur Beurteilung, wobei jeweils der zuvor beurteilende Proband auf dem Sitz saß. Dies ist wegen der guten Wiederholgenauigkeit des Simulators möglich. Bei den ersten beiden Runden kam das simulatoreigene Messsystem zum Einsatz. Bei der dritten Runde kam sowohl dieses als auch eines der Messsysteme aus den Versuchen aus Abschnitt 5.2 zum Einsatz. Ein Abgleich bestätigte, dass beide Messsysteme zu den gleichen Ergebnissen und Werten führten. Die Probandendaten zu den drei Versuchsrunden sind in Tabelle 5.7 zusammengefasst.

³²¹ Dies betrifft fast alle Fahrzeuge mit Start-Stopp-Automatik, welche beim Ausrollen den Motor abschalten, um genau diesen Verdeckungseffekt zu erhalten.

Runde 1 / 2 / 3 9 / 14 / 25 Prob.	Mittelwert	Standard- abweichung	Minimum	Maximum
Alter [a]	35,11 / 40,71 / 35,48	6,85 / 8,76 / 10,79	26 / 26 / 25	49 / 54 / 62
Körpergröße [m]	1,84 / 1,81 / 1,8	0,06 / 0,06 / 0,08	1,74 / 1,73 / 1,6	1,9 / 1,9 / 1,96
Körpergewicht [kg]	83,33 / 79,43 / 80,2	9,22 / 11,21 / 11,78	75 / 58 / 54	105 / 105 / 110
BMI [kg/m ²]	24,69 / 24,15 / 24,64	2,94 / 2,95 / 2,94	21,5 / 19,16 / 19,96	30,03 / 30,03 / 34,72

Tabelle 5.7: Daten zur Charakterisierung der Probanden

Bei allen drei Runden wurde auf eine Sitzkonsole und einen Sitz aus einer Mercedes-Benz C-Klasse zurückgegriffen. In Anlehnung an einen Paarvergleich wurden Dreier-Sequenzen abgespielt. Der zugehörige Fragebogen ist in Abbildung 5.2 dargestellt.

Name

Frage 1:
Wie störend ist das Start-
Schütteln bei ...

Ereignis 1

Ereignis 2

Ereignis 3

Frage 2:
Bitte Ereignisse relativ
zueinander positionieren!

Bemerkungen:

Sequenz 1								
kaum spürbar/ kaum störend			spürbar/ störend			stark spürbar/ stark störend		
1	2	3	4	5	6	7	8	9

Abbildung 5.2: Fragebogen zu den Simulatorversuchen

Die erste Frage zielt auf die Bewertung des Diskomforts durch Schwingungen beim Motorstart basierend auf Absolutnoten. Zugrunde liegt der Fragebogen, welcher

bereits bei den Untersuchungen im Fahrzeug eingesetzt wurde³²². Die neunstufige Skala wird auch hier mit den Ampelfarben hinterlegt, um die Übergänge zwischen den Notentripel als Anker zu nutzen. Die Fragestellung ist so gewählt, dass ein Vergleich der Ergebnisse mit den Versuchen StartF und StoppF möglich wird. Das Subjektivurteil für Lenkrad und Fußraum entfällt. Die zweite Frage stellte sich bei Vorversuchen auch in der Diskussion mit den Probanden als hilfreich heraus, die in der ersten Frage abgegebenen Urteile nochmals zu überdenken. Dafür gibt es einen Pfeil als anker- und stufenlose Skala zur Darstellung feiner Unterschiede. Jeder Proband wurde vor der Teilnahme am Versuch intensiv instruiert. Unklarheiten wurden vor und während des Versuchs geklärt. Auch beim Versuch in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene wurde auf eine Unterscheidung in Gefallens- und Spürbarkeitsbewertung verzichtet.

Sequenz	Ereignis 1	Ereignis 2	Ereignis 3	Beschreibung
1	0,25	0,75	1,5	Faktor zur Skalierung der Amplitude
2	0,25	1	1,5	Faktor zur Skalierung der Amplitude
3	0,25	0,5	0,75	Faktor zur Skalierung der Amplitude
4	1	1,25	1,5	Faktor zur Skalierung der Amplitude
5	0,25	0,75	1,25	Faktor zur Skalierung der Amplitude
6	0,5	1	1,5	Faktor zur Skalierung der Amplitude
7	4	3	1	Periodenanzahl (Original = 4)
8	4	2	1	Periodenanzahl (Original = 4)
9	1,2	1	0,8	Faktor zur Skalierung der Frequenz
10	1,1	0,9	0,8	Faktor zur Skalierung der Frequenz
11	1,2	1,1	0,9	Faktor zur Skalierung der Frequenz
12	1,1	1	0,9	Faktor zur Skalierung der Frequenz
13	0	0,5	1,5	Faktor zur Skalierung der Startphase
14	0	1	1,5	Faktor zur Skalierung der Startphase
15	0,25	0,75	1,5	Faktor zur Skalierung der Amplitude

Tabelle 5.8: Beschreibung der Sequenzen bei Start1

³²² vgl. Abschnitt 5.1

In Tabelle 5.8 sind die drei Ereignisse zu jeder Sequenz bei Start1 aufgeführt³²³. Sequenz 1 und 15 waren dabei identisch. Sequenz 1 bezweckte in erster Linie eine Eingewöhnung der Probanden in die Situation auf dem Simulator. Beim Versuch Start1 wurden die Einflussparameter Amplitude, Dauer und Frequenz variiert³²⁴. Außerdem wurden die Schwingungen in der Startphase, also vor dem eigentlichen Hauptereignis untersucht. Alle im Versuch eingesetzten Signale basieren auf einer Messung in einem BMW 3er mit Start-Stopp-Automatik. Damit handelt es sich in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene um Open-Loop-Manöver. Insgesamt wurden 16 verschiedene Varianten eingesetzt. In Tabelle 5.8 handelt es sich, wenn nicht anders vermerkt, bei den Skalierungsfaktoren von 1 um das Originalsignal. In Abbildung 5.3 ist das innerhalb der Frequenzgrenzen aus Abschnitt 4.2.3 gefilterte Originalsignal sowie das in Tabelle 5.8 grau hinterlegte Signal dargestellt. Ebenfalls eingezeichnet ist die Skalierungsfunktion, welche das Originalsignal in drei Bereiche unterteilt. Die Startphase ist mit 1 gekennzeichnet. Bei Skalierung der Amplitude wird nur der Bereich 2 variiert. In Bereich 3 erfolgt der Übergang zu Leerlauf-Vibrationen. Diese sind hier nicht sichtbar, da sie oberhalb von 15 Hz liegen.

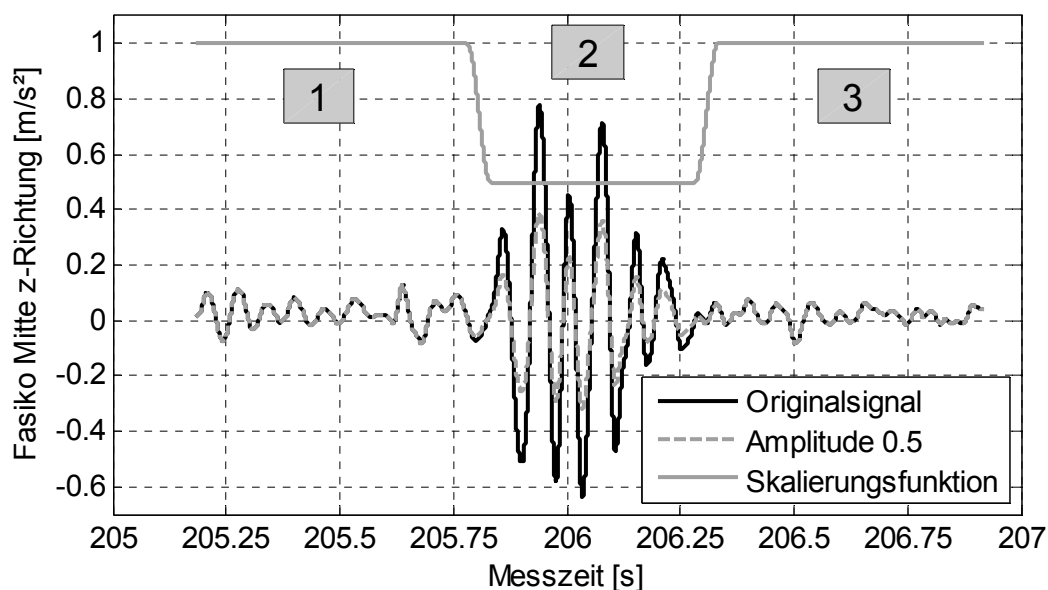


Abbildung 5.3: Phasen des Startvorgangs, gemessenes Zeitsignal aus BMW 3er

³²³ Versuchsaufbau analog Fragebogen in Abbildung 5.2

³²⁴ vgl. Abschnitt 4.2.3

Zur Variation der Frequenz wurde das Signal gestreckt bzw. gestaucht. Dadurch wurden Amplitude und Charakter des Signals nicht verändert, der Energieinhalt jedoch beeinflusst. Bei der Variation der Periodenanzahl wurden die Perioden des Hauptereignisses in Bereich 2 schrittweise ausgeblendet. Die hierfür eingesetzten Skalierungsfunktionen sind in Abbildung 5.3 nicht dargestellt.

Sequenz	Ereignis 1			Ereignis 2			Ereignis 3		
	Fahrzeug	Richtung	Faktor	Fahrzeug	Richtung	Faktor	Fahrzeug	Richtung	Faktor
1-12	Motorstart, Fahrzeugvergleich								
1	BMW	x, y, z	0,6	BMW	x, y, z	0,8	BMW	x, y, z	1
2	212	x, y, z	0,6	212	x, y, z	0,8	212	x, y, z	1
3	221 Dc	x, y, z	1	221 Dc	x, y, z	1,2	221 Dc	x, y, z	1,4
4	221 Dc	x, y, z	1	BMW	x, y, z	0,6	212	x, y, z	0,6
5	221 Dc	x, y, z	1,2	BMW	x, y, z	0,8	212	x, y, z	0,8
6	221 Dc	x, y, z	1,4	BMW	x, y, z	1	212	x, y, z	1
7	221 Dc	x, y, z	1	BMW	x, y, z	1	212	x, y, z	1
8	BMW	x, y, z	0,6	212	x, y, z	0,8	221 Dc	x, y, z	1,4
9	221 Dc	x, y, z	1	212	x, y, z	0,8	BMW	x, y, z	1
10	BMW	x, y, z	0,6	BMW	x, y, z	0,8	BMW	x, y, z	1
11	212	x, y, z	0,6	212	x, y, z	0,8	212	x, y, z	1
12	221 Dc	x, y, z	1	221 Dc	x, y, z	1,2	221 Dc	x, y, z	1,4
13-16	Motorstart, Variation der Längsschwingungen								
13	221 Nc	x	0	221 Dc	x	0,7	221 Dc	x	2
14	221 Nc	x	0	221 Nc	x	1	221 Dc	x	1
15	221 Nc	x	1	221 Dc	x	1	221 Dc	x	2
16	221 Dc	x	0,7	221 Dc	x	1	221 Dc	x	2
17-22	Motorstopp, Fahrzeugvergleich (*zusätzlich Auspendeln der Kurbelwelle weggefiltert)								
17	221 Ds	x	0,05*	221 Ds	x	0,05	212	x, y, z	1
18	221 Dc	x	0,05	221 Ds	x	0,05	BMW	x	0,05
19	221 Dc	x	0,05	BMW	x	0,05	212	x, y, z	1
20	221 Ds	x	0,05	BMW	x	0,05	212	x, y, z	1
21	221 Dc	x	0,05	221 Ds	x	0,05	-	-	-
22	221 Ds	x	0,05*	221 Ds	x	0,05	-	-	-

Tabelle 5.9: Beschreibung der Sequenzen bei Start2 und Stopp2 (D = WHS-D, N = WHS-N; c = Getriebemodus Komfort, s = Getriebemodus Sport)

Beim Versuch Start2 stand eine Aufspreizung über mehrere Fahrzeuge und Fahrzeugsegmente im Fokus. Da der Versuch auf dem Simulator durchgeführt wurde, ist die Beeinflussung der Probanden durch die Erwartungshaltung gegenüber einem bestimmten Fahrzeug ausgeschlossen. Als Fahrzeuge wurden neben dem BMW 3er aus Start1 die gemessenen Signale aus einer Mercedes-Benz E-Klasse und einer S-Klasse verwendet³²⁵. Damit handelte es sich ähnlich wie beim Versuch Start1 um ein Open-Loop-Manöver. Insgesamt wurden fünf Basissignale eingesetzt und variiert. Bei der S-Klasse handelte es sich um ein Hybridfahrzeug, welches sich phänomenologisch von den anderen beiden Fahrzeugen unterschied. In der zweiten Runde wurden Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp untersucht. In Tabelle 5.9 ist die Versuchsmatrix zu Start2 und Stopp2 dargestellt. Start2 bestand aus den Sequenzen 1 bis 16, Stopp2 von 17 bis 22. Die Sequenzen 1 bis 3 wurden als Sequenzen 10 bis 12 wiederholt. Auch hierbei wurde eine Initialisierung der Probanden bezweckt. Insgesamt kamen 13 verschiedene Signale zum Einsatz. Beim Versuch Stopp2 wurde die Auspendelphase³²⁶ variiert, welche bei der S-Klasse in WHS-D und Getriebemodus Sport auftrat, im Getriebemodus Komfort jedoch nicht.

SSW [m/s²]	0,36	0,62	0,88	1,14	1,4	1,66	1,92	2,19
Fahrzeug 1		6	7		1	8		
Fahrzeug 2						9	10	2
Fahrzeug 3		11	12		3	13		
Fahrzeug 4		14	15		4	16		
Fahrzeug 5	17	18	19	5		20	21	

**Tabelle 5.10: Signale beim Versuch Start3, SSW aus Fasiko vorne links
Maximalrichtung, unskalierte Signale sind grau hinterlegt**

Um einen Abgleich zwischen Fahrzeug und Simulator durchzuführen, wurden im Versuch Start3 als Open-Loop-Manöver die Signale aus dem Versuch StartF herangezogen. Die Skalierung, welche in Tabelle 5.10 aufgeführt ist, erfolgte gleichmäßig nach Spitze-Spitze-Wert. Bei den grau hinterlegten Zellen handelt es sich um die Basissignale, welche aus dem Versuch StartF stammten. Insgesamt

³²⁵ Baureihe 212 (E-Klasse) und 221 (S-Klasse)

³²⁶ vgl. Abschnitt 2.2.1

kamen 20 verschiedene Signale zum Einsatz, Signal 18 wurde nicht berücksichtigt. Beim Versuch Start3 nahmen einige Probanden teil, die auch im Versuchsblock B ihr Urteil abgegeben hatten. Damit wurden die wesentlichen Randbedingungen konstant gehalten, um Unschärfen beim Abgleich zwischen Fahrzeug und Simulator zu vermeiden. Der Versuch wurde analog zu Start1 und Start2 mit Dreier-Sequenzen durchgeführt. In jeder Sequenz kamen ein bis zwei unskalierte Signale vor. In Tabelle 5.11 sind die Sequenzen aufgeführt.

Sequenz	Ereignis 1	Ereignis 2	Ereignis 3	Sequenz	Ereignis 1	Ereignis 2	Ereignis 3	Sequenz	Ereignis 1	Ereignis 2	Ereignis 3
1	17	15	2	8	11	5	10	15	5	1	21
2	17	4	2	9	14	1	21	16	5	1	3
3	6	5	9	10	17	11	15	17	1	3	4
4	12	4	10	11	14	19	1	18	6	11	14
5	5	3	2	12	5	8	2	19	12	19	15
6	5	13	2	13	6	5	16	20	20	13	16
7	17	7	3	14	12	20	2	21	8	13	9

Tabelle 5.11: Beschreibung der Sequenzen bei Start3

Durch die große Anzahl an Sequenzen sowie die feine Aufspreizung der Signale von verschiedenen Fahrzeugen wird insbesondere für Versuch Start3 eine gute Korrelation erwartet. Interessant ist hierbei dann, ob die Ergebnisse aus den Versuchen StartF und Start3 qualitativ vergleichbar sind.

5.3 Analyse der Verteilung und Streuungen der Subjektivurteile

Zur ersten Sichtung der Subjektivurteile werden im Folgenden zunächst die Notenverteilungen der Versuchsblöcke A, B und C analysiert.

Die Notenverteilung für Leerlauf-Vibrationen in Abbildung 5.4 zeigt, dass die Skala voll ausgeschöpft wird. Die Noten 6 bis 9 werden fast ausschließlich für die Dieselfahrzeuge abgegeben. Das häufigste Subjektivurteil ist bei allen WFP eine Note im grünen Bereich des Fragebogens. Eine Normalverteilung wird bei keinem WFP erreicht, obwohl die Verteilung der Lenkradnoten dieser nahe kommt. Die Summe der relativen Häufigkeit ergibt jeweils 100% für Sitz, Lenkrad und Fußraum. Die Balkensegmente geben jeweils den Anteil der einzelnen Fahrzeuge auf die Gesamtzahl aller abgegebenen Subjektivurteile eines WFP an.

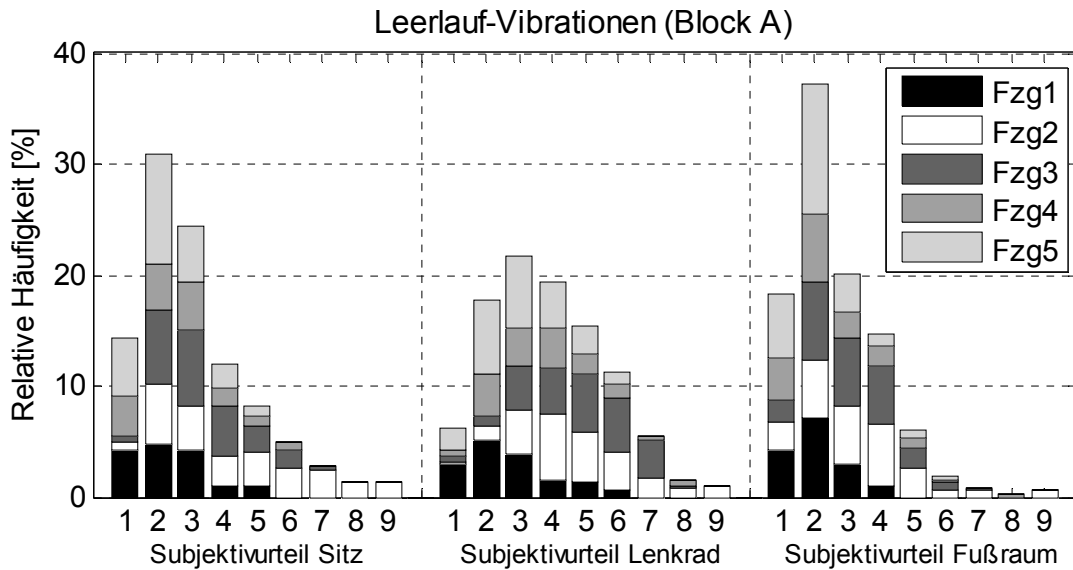


Abbildung 5.4: Notenverteilung bei Leerlauf-Vibrationen (Block A)

Beim Teilversuch Hochfahrt in Abbildung 5.5 sind gegenüber dem Teilversuch Leerlauf-Vibrationen zwei Unterschiede festzustellen. Die Note 1 wird beim Versuch Hochfahrt kaum vergeben. Insgesamt verteilen sich die Subjektivrteile auf weniger Noten. Daher ist eine schwächere Korrelation mit den Kennwerten zu erwarten. In Abbildung 5.5 liegt annähernd eine Normalverteilung vor.

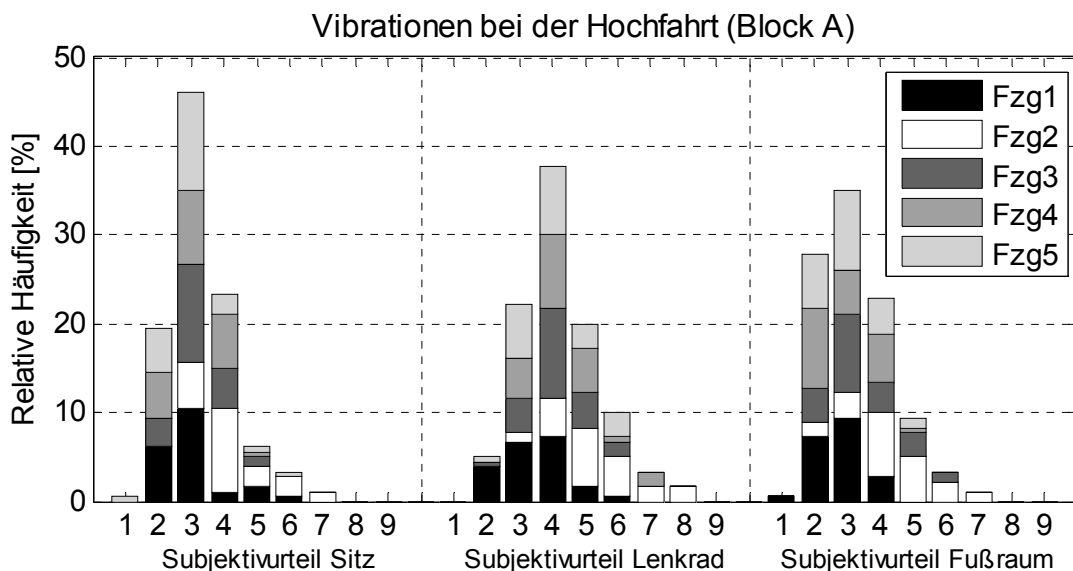


Abbildung 5.5: Notenverteilung bei Vibrationen bei der Hochfahrt (Block A)

Für Vibrationen beim Anfahren in Abbildung 5.6 ist die Verteilung der einzelnen Subjektivrteile auf die Noten 1 bis 9 besser ausgeprägt als beim Versuch Hochfahrt. Die Noten 7 bis 9 werden selten vergeben, am häufigsten noch für das Lenkrad.

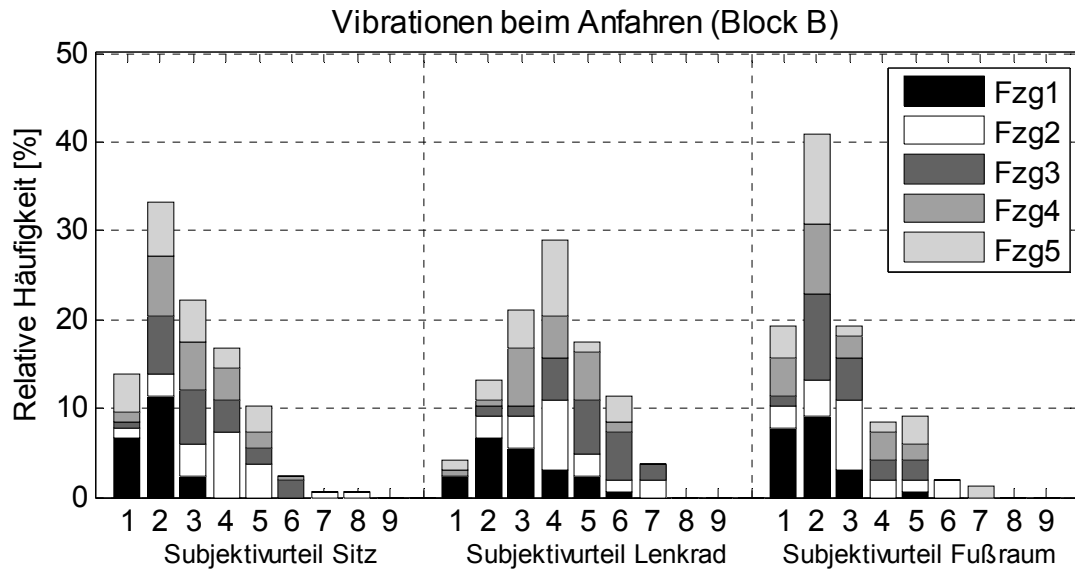


Abbildung 5.6: Notenverteilung bei Vibrationen beim Anfahren (Block B)

Bei Schwingungen beim Motorstart ergibt sich die Verteilung in Abbildung 5.7. Insgesamt werden hier schlechtere Noten vergeben als bei den vorangegangenen Versuchen. Für Schwingungen beim Motorstopp in Abbildung 5.8 ist wiederum die Notenaufspreizung insbesondere des Subjektiveurteils Sitz größer als beim Motorstart. Besonders gute Noten werden für die Fahrzeuge mit Ottomotor vergeben.

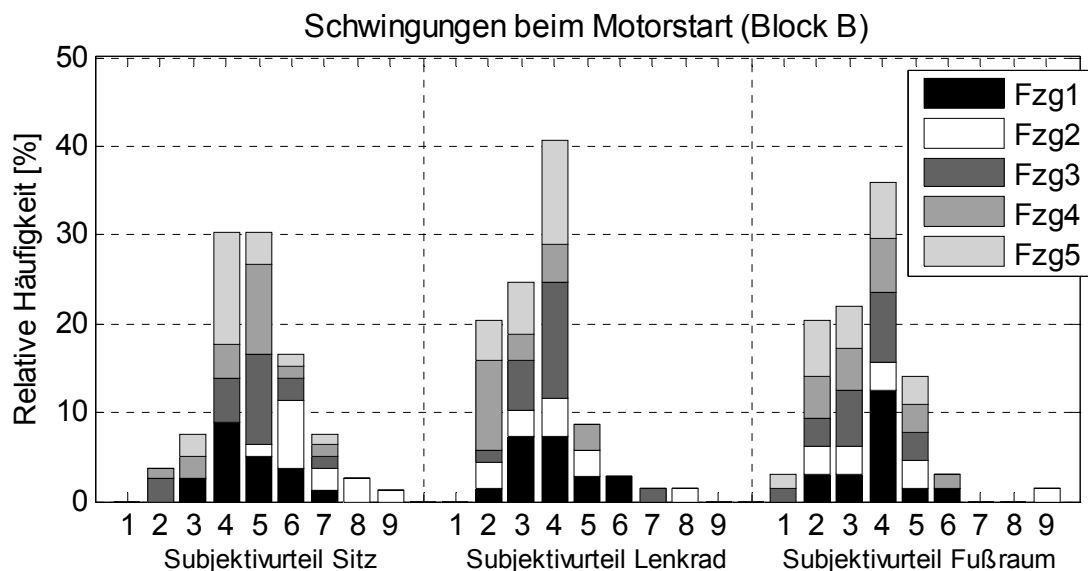


Abbildung 5.7: Notenverteilung bei Schwingungen beim Motorstart (Block B)

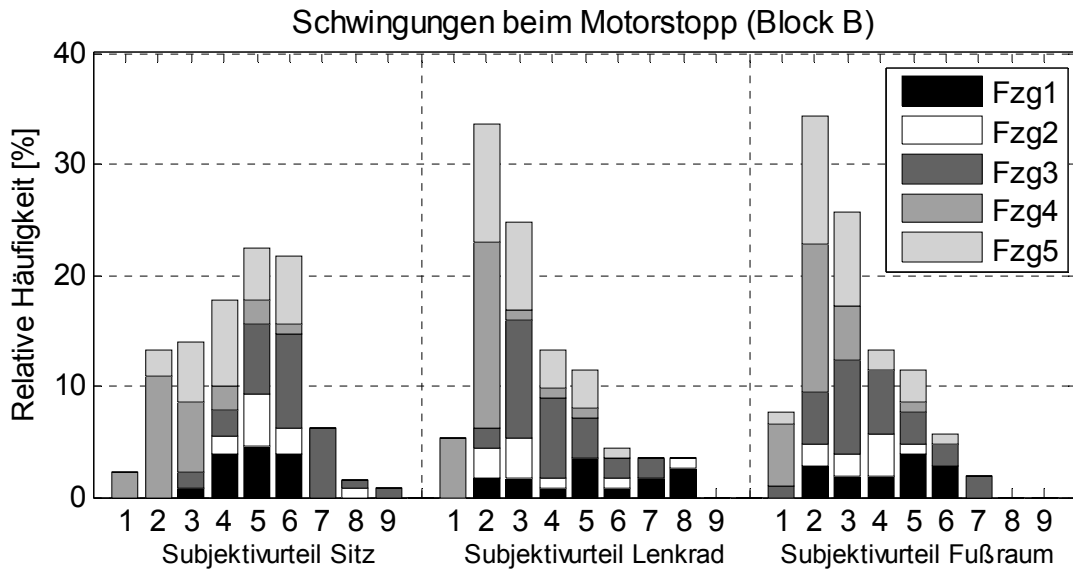


Abbildung 5.8: Notendistribution bei Schwingungen beim Motorstopp (Block B)

Die Notendistribution zu Block C in Abbildung 5.9 ist für das Lenkrad auf wesentlich mehr Noten verteilt als für Sitz und Fußraum.

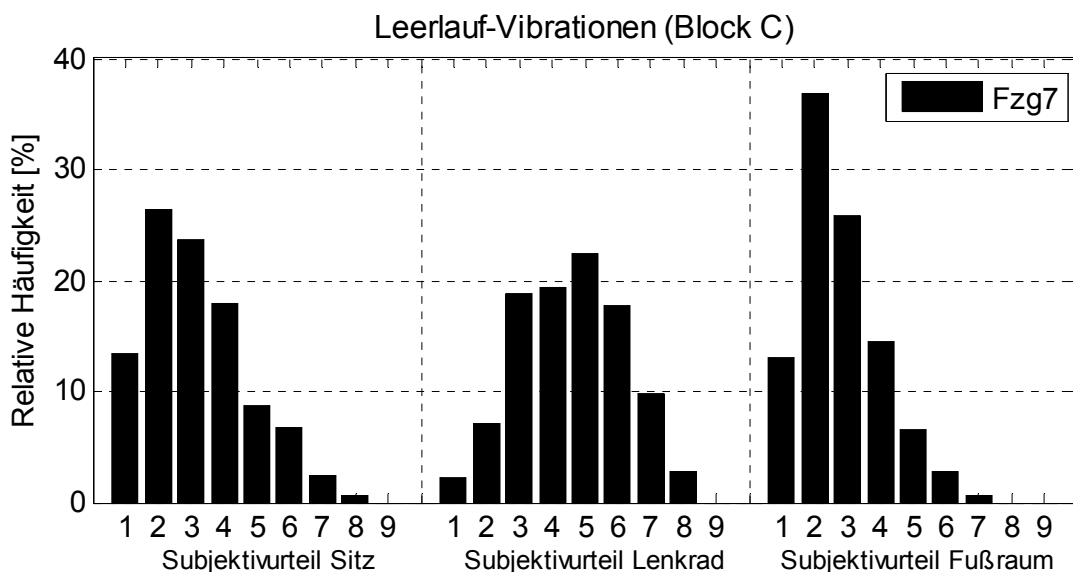


Abbildung 5.9: Notendistribution bei Leerlauf-Vibrationen (Block C)

Bei allen Versuchen ist die Notendistribution hinreichend gut, auch wenn Unterschiede auftreten. Bei allen Versuchen und WFP werden mindestens die Noten 2 bis 6 abgegeben. Damit wird die Skala nicht immer voll ausgenutzt.

Im Folgenden wird näher auf die Streuung der Subjektivurteile eingegangen. Dabei gilt zu beachten, dass jeder Proband mehrere Varianten beurteilt hat. Es gibt also die Streuung der Varianten, welche bei jedem Probanden anders aussehen kann.

Außerdem gibt es die Streuung bei der Beurteilung jeder einzelnen Variante durch mehrere Probanden. Diese wird unter anderem dann groß sein, wenn die einzelnen Probanden auf verschiedenen Niveaus beurteilen. In Abbildung 5.10 sind die Streuungen der abgegebenen Subjektivurteile zum WFP Körper / Sitz dargestellt. Zusammengefasst sind hier die Versuche aus der Vehicle-in-the-Loop-Ebene. Die schwarzen Balken stellen die Streuung der Varianten-Mittelwerte dar, die weißen Balken die Streuung der Probanden-Mittelwerte.

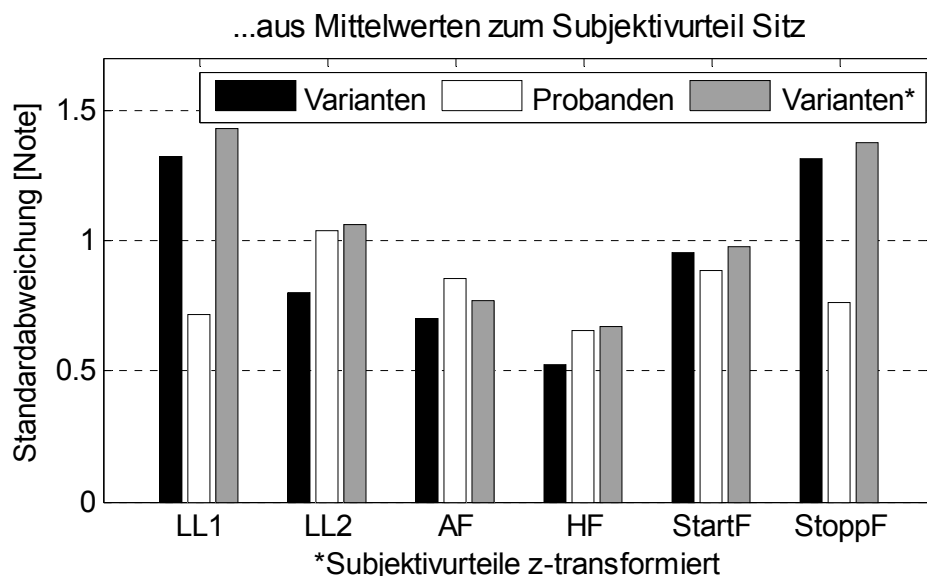


Abbildung 5.10: Streuungen der Varianten- und Probanden-Mittelwerte bei den Versuchen im Fahrzeug (Subjektivurteil Sitz)

Nur in den Versuchen Leerlauf1, StartF und StoppF ist die Standardabweichung der Varianten-Mittelwerte größer als die der Probanden-Mittelwerte. Die Streuungen der Probanden-Mittelwerte können auf verschiedene Ursachen zurückgeführt werden. Es nahmen einzelne Probanden am Versuch teil, welche über eine niedrige Individualkorrelation erreichen. Diese Probanden sollten bei der Korrelationsanalyse ausgeschlossen werden, um die Ergebnisse zu schärfen. Eine zweite potentielle Ursache ist, dass die einzelnen Probanden den verbalen Anker des Fragebogens unterschiedlich interpretieren. Individuelle Meinungen zu verschiedenen Fahrzeugen oder Fahrzeugsegmenten können hierfür verantwortlich sein. Die z-Transformation der Subjektivurteile (2.22) führt zu einem nachträglichen Maßstabsabgleich. Dadurch werden die Verteilungen der einzelnen Probanden übereinander geschoben, die Standardabweichung der Probanden-Mittelwerte wird zu Null. Letztere sind in Abbildung 5.10 nicht dargestellt. Die gewollte Streuung der Varianten-Mittelwerte wird durch die z-Transformation in allen Versuchen größer (graue Balken). Eine dritte

potentielle Ursache für die Streuungen der Subjektivurteile kann darin liegen, dass die Fahrzeuge streuen. In diesem Fall sollten auch die objektiven Kennwerte streuen. In Abschnitt 5.4 werden die Streuungen aus dem Messobjekt Fahrzeug analysiert.

In Abbildung 5.11 sind die Streuungen des Subjektivurteils Lenkrad dargestellt. Bei diesem ist bei den Versuchen Leerlauf1, Leerlauf2 und StoppF die Streuung der Varianten-Mittelwerte größer als die der Probanden-Mittelwerte.

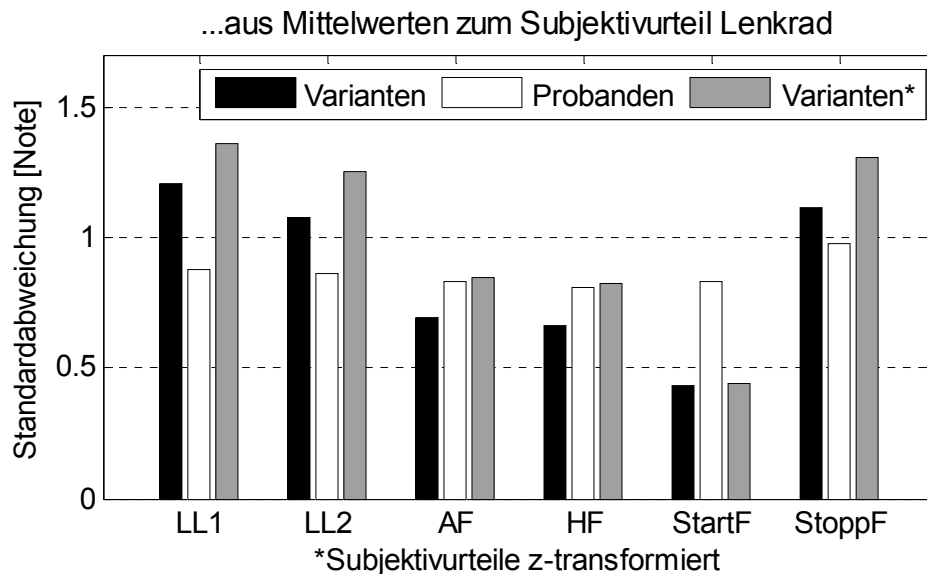


Abbildung 5.11: Streuungen der Varianten- und Probanden-Mittelwerte bei den Versuchen im Fahrzeug (Subjektivurteil Lenkrad)

Auch hier wirkt sich die z-Transformation immer positiv auf die gewollte Varianz aus. Beim Subjektivurteil Fußraum in Abbildung 5.12 sind die Streuungen der Varianten-Mittelwerte geringer als bei Sitz und Lenkrad. Die Streuung der Probanden-Mittelwerte ist etwa gleich groß wie bei den anderen WFP. Auch hier wirkt sich die z-Transformation bei allen Versuchen positiv aus. Während des Versuchs äußerten mehrere Probanden, dass eine subjektive Beurteilung der Schwingungen im Fußraum schwierig wäre. Diese Probanden waren außerdem der Meinung, dass Sitz und Fußraum insbesondere bei Motorstart/-stopp in einem Subjektivurteil zusammengefasst werden sollten. Manche Probanden störte außerdem eine leichte Vibration an den Pedalen mehr als jene im Fußraum. Dies erklärt zumindest teilweise die schlechtere Varianz.

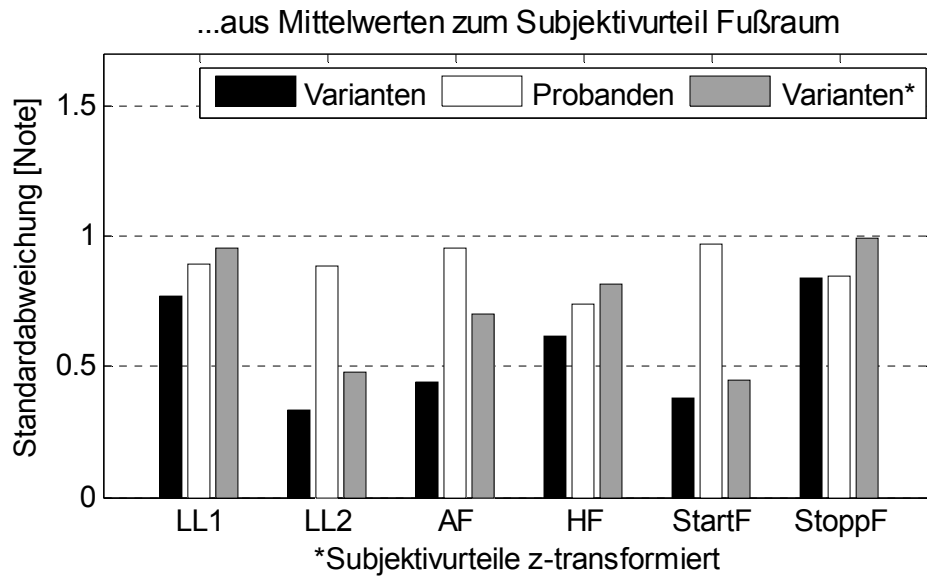


Abbildung 5.12: Streuungen der Varianten- und Probanden-Mittelwerte bei den Versuchen im Fahrzeug (Subjektivurteil Fußraum)

Nachfolgend ist die Notenverteilung zu den Versuchen in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene aufgeführt. Dabei gilt zu beachten, dass einzelne Signale in den Sequenzen mehrfach vorkamen³²⁷. Damit wurden diese Signale auch mehrfach subjektiv beurteilt, obwohl pro Signal nur eine Messung durchgeführt wurde. Die Streuungen der Subjektivurteile würde die Korrelation zum Kennwert negativ beeinträchtigen ohne einen sinnvollen Beitrag zu leisten. Daher wird zur Auswertung der Simulatorversuche der Median³²⁸ aus den Subjektivurteilen zu je einem Signal berechnet. Gegenüber dem Mittelwert wird beim Median nicht jedes abgegebene Subjektivurteil berücksichtigt. Die Unschärfe, welche durch die Eingewöhnung der Probanden in den ersten Sequenzen entsteht, wird dadurch minimiert. Um den Einfluss auf die Verteilung der Subjektivurteile aufzuzeigen, sind in den nachfolgenden Diagrammen jeweils alle Subjektivurteile (links) sowie Mediane (rechts) dargestellt.

³²⁷ vgl. Abschnitt 5.2

³²⁸ z. B. Zöfel 2003: Statistischer Kennwert, unterhalb und oberhalb dessen jeweils die Hälfte der Werte der Datenmenge liegen

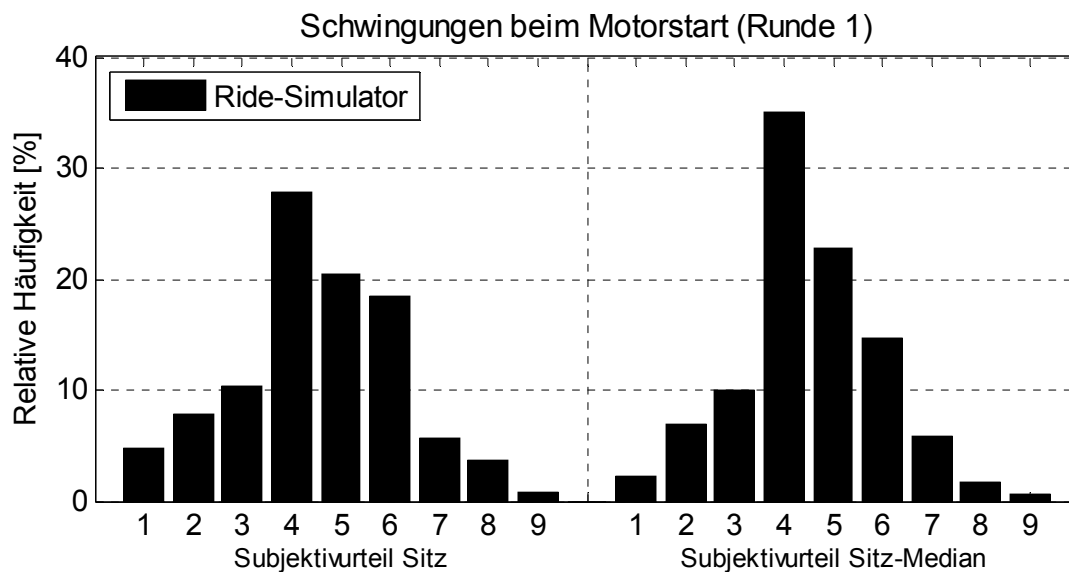


Abbildung 5.13: Notenverteilung beim Teilversuch Start1 (Runde 1)

In Abbildung 5.13 ist die Notenverteilung zum Versuch Start1 dargestellt. Der Einfluss durch die Bildung der Mediane ist zwar erkennbar, verfälscht das Ergebnis aber nicht. Der Proband mit der höchsten Wiederholgenauigkeit erreicht eine durchschnittliche Abweichung pro Wiederholung von 0,23 Subjektivnoten. Diese Abweichung wurde folgendermaßen berechnet. Wenn bei einer Variante mehrfach beurteilt wird, dann wird zunächst wie oben beschrieben der Median berechnet. Anschließend wird die Abweichung jeder Einzelnote zum Median ermittelt. Als Gesamtabweichung wird die Summe der Abweichungen aller Varianten bezeichnet. Wird beispielsweise Variante 4 dreimal abgespielt, so ergeben sich für diese Variante zwei Wiederholungen. Die Gesamtabweichung wird abschließend durch die Anzahl aller Wiederholungen dividiert. Die höchste Abweichung beträgt beim Versuch Start1 0,81 Noten.

Die Versuche Start2 und Stopp2 werden gemeinsam bezüglich der Wiederholgenauigkeit ausgewertet. Die beiden Probanden mit der maximalen bzw. minimalen Wiederholgenauigkeit erreichen Abweichungen von 0,16 bzw. 0,96 Subjektivnoten. In Abbildung 5.14 bzw. Abbildung 5.15 sind die Notenverteilungen zu den Versuchen Start2 bzw. Stopp2 dargestellt. Auch hier führt die Medianbildung zu keiner entscheidenden Veränderung der Häufigkeitsverteilung.

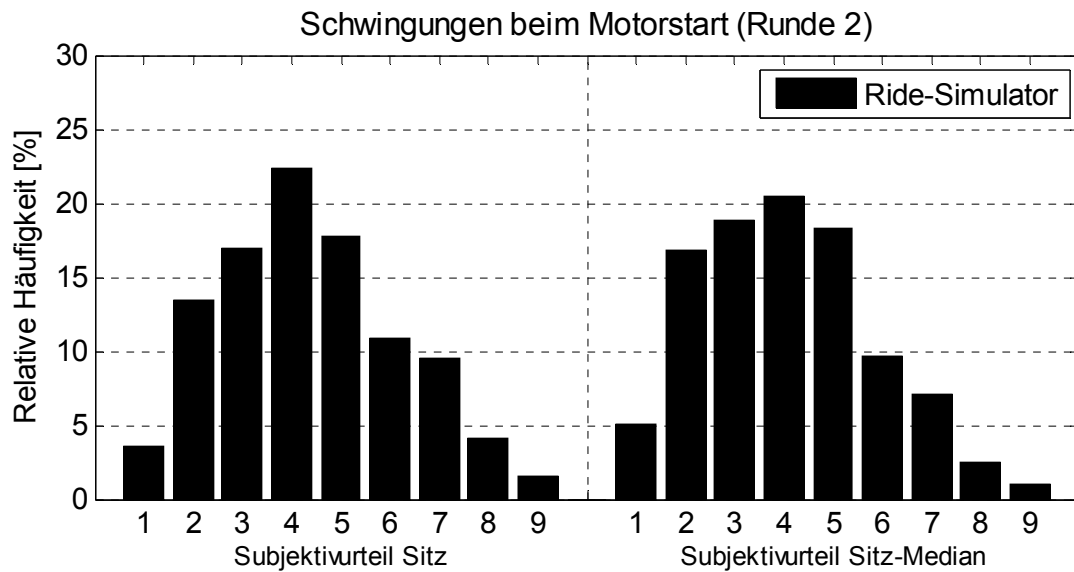


Abbildung 5.14: Notenverteilung beim Teilversuch Start2 (Runde 2)

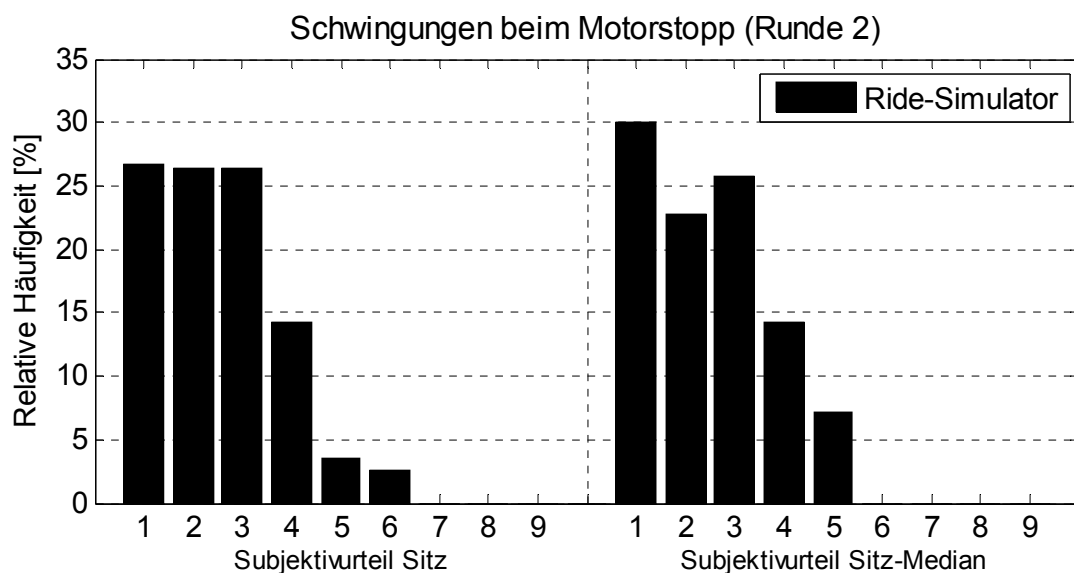


Abbildung 5.15: Notenverteilung beim Teilversuch Stopp2 (Runde 2)

Bei der Interpretation der Ergebnisse des Teilversuchs Stopp2 in Abbildung 5.15 ist zu berücksichtigen, dass die Subjektivurteile keiner Normalverteilung ähneln. Über 75% der abgegebenen Subjektivurteile liegen im grünen Bereich des Fragebogens. Dies bedeutet, dass die Signale insgesamt als kaum störend beurteilt wurden. Es wird daher erwartet, dass die Korrelationen schwächer sind als beispielsweise beim Versuch Start3, bei dem die Verteilung sich von Note 1 bis 9 erstreckt.

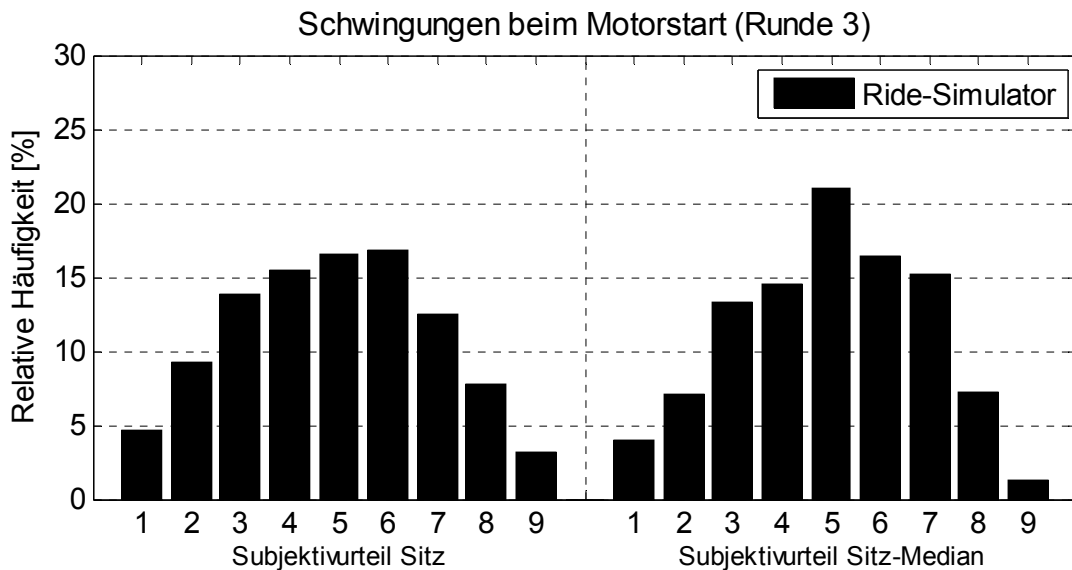


Abbildung 5.16: Notenverteilung beim Teilversuch Start3 (Runde 3)

Beim Versuch Start3 beträgt die minimale und maximale Abweichung 0,33 bzw. 0,81 Subjektivnoten. Die Abweichung ist geringer als beispielsweise beim Versuch Start2, obwohl einige Laien teilnahmen. Die Notenverteilung in Abbildung 5.16 zeigt jedoch, dass durch Medianbildung die Note 5 am häufigsten vorkommt. Bei den ursprünglich abgegebenen Subjektivurteilen wurde die Note 6 am häufigsten abgegeben. Diese Tatsache ist vermutlich auf die Berücksichtigung der Laien zurückzuführen.

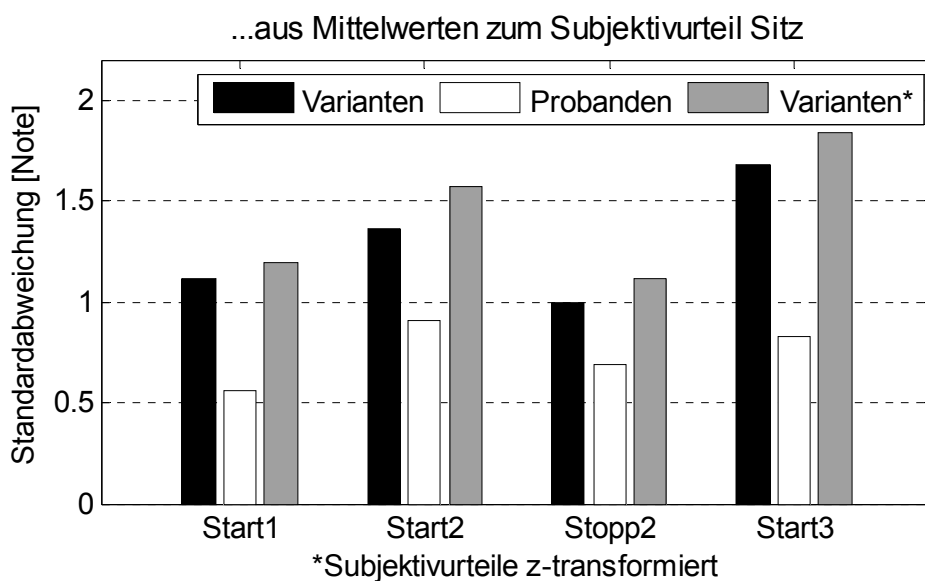


Abbildung 5.17: Streuungen der Varianten- und Probanden-Mittelwerte bei den Versuchen auf dem Simulator (Subjektivurteil Sitz)

Im Folgenden wird bei der Auswertung der Simulatorversuche ausschließlich der Median verwendet. Dessen Einsatz beeinflusst bei allen Versuchen die Notenverteilung nicht entscheidend.

In Abbildung 5.17 sind die Streuungen des Subjektivurteils Sitz bei den Simulatorversuchen dargestellt. Insbesondere beim Versuch Start3 liegt die gewollte Varianz höher als bei den Versuchen im Fahrzeug. Dies ist mit auf die feine Rasterung und den großen Amplitudenbereich zurückzuführen.

5.4 Analyse der Streuungen aus dem Messobjekt

Das Quellverhalten baugleicher Motoren ist in der Regel ähnlich³²⁹. Größer ist der Einfluss durch den Einbau des Motors ins Fahrzeug. Letztere ist sogar größer als der Einfluss durch Streuungen der Motorlager. Die Unterschiede zwischen den Fahrzeugen unterliegen der Serienstreuung. Nicht alle potentiellen Ursachen werden bei den Versuchen im Rahmen der vorliegenden Arbeit erfasst. Bei den Versuchen im Leerlauf oder Fahrbetrieb werden die folgenden Messgrößen als potentielle Ursachen der Streuungen untersucht:

- Motordrehzahl
- Motormoment (als Gesamtmaß der Motorlast)
- Wasser-, Öl- und Außentemperatur
- Lüfterlast
- Last an der Lichtmaschine
- Körpergewicht der Probanden
- Körpergröße der Probanden
- Griffposition am Lenkrad

Ein wesentlicher Einflussfaktor auf das Niveau der Leerlauf-Vibrationen stellt die Motordrehzahl dar. Dies ist bekannt und wurde auch im Rahmen von Voruntersuchungen bestätigt. Daher wurde die Motordrehzahl bei den Versuchen gezielt eingesetzt um eine kundennahe Varianz zu erzeugen. Natürlich kann der Kunde in der Regel nicht selbst die Leerlaufdrehzahl einstellen. Es ist aber durchaus

³²⁹ Interne Untersuchung der Daimler AG

üblich, die Drehzahl beispielsweise bei größerer Lastanforderung oder kaltem Motor anzuheben. Bei den Fahrzeugen mit Ottomotor streut die Leerlaufdrehzahl stärker als bei Dieselmotoren. Beim Dieselmotor sind Momentenreserve und Massenträgheit üblicherweise höher. Schwankungen in der Leerlaufdrehzahl wirken sich insbesondere dann spürbar auf die Vibrationen aus, wenn sich die Motoranregung in einem steilen Amplituden-Drehzahl-Verlauf befindet.

Zur Analyse der Streuungen aus dem Messobjekt Fahrzeug werden die Kennwerte des bestehenden Ansatzes verwendet³³⁰. In Abbildung 5.18 sind die Streuungen für die Versuche zu Leerlauf-Vibrationen und Vibrationen im Fahrbetrieb dargestellt. Bei allen Versuchen ist die gewollte Streuung wesentlich größer als die Streuung der Probanden-Mittelwerte. Letztere ist geringer als bei den Subjektivurteilen.

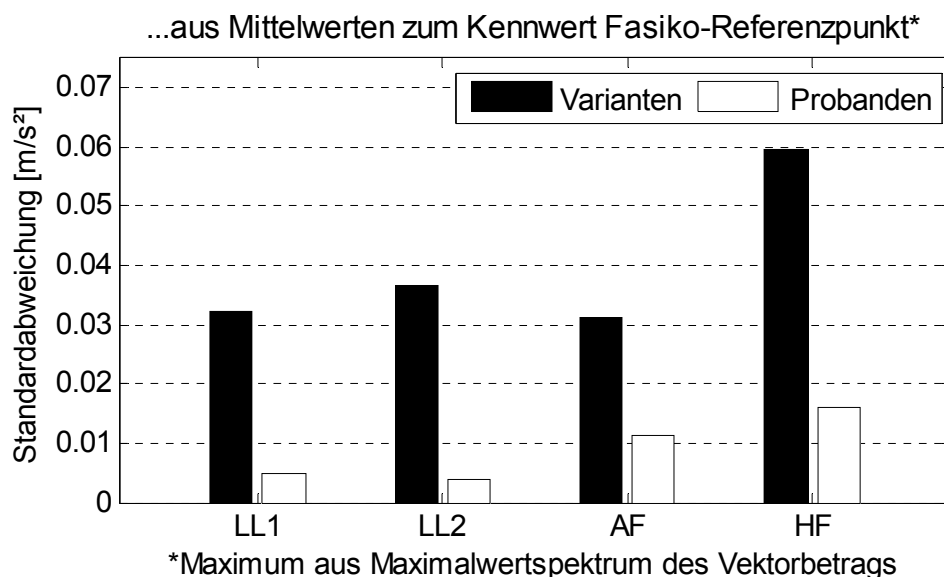


Abbildung 5.18: Streuungen des Kennwerts Fasiko-Referenzpunkt in Abhängigkeit der Varianten und Probanden

Am Lenkrad in Abbildung 5.19 ist das Verhältnis von Varianten- zu Probanden-Mittelwerten wesentlich kleiner als für den Sitz. Beim Anfahren und bei der Hochfahrt ist die Standardabweichung der Probanden-Mittelwerte sogar größer als die der Varianten-Mittelwerte. Hierdurch wird zumindest teilweise die Streuung der Subjektivurteile in Abbildung 5.11 erklärt.

³³⁰ vgl. Daimler 2010; Abschnitt 4.2.2

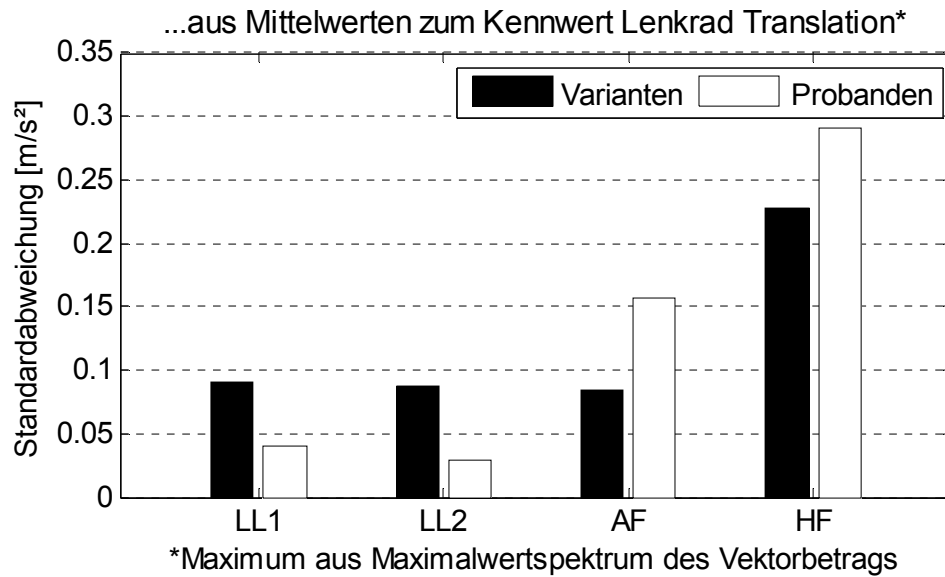


Abbildung 5.19: Streuungen des Kennwerts Lenkrad Translation in Abhängigkeit der Varianten und Probanden

Um die Streuung im Versuch Leerlauf1 genauer zu analysieren, sind in Abbildung 5.20 die Messwert-Paare aus Lenkrad-Vibrationen und Motordrehzahl dargestellt.

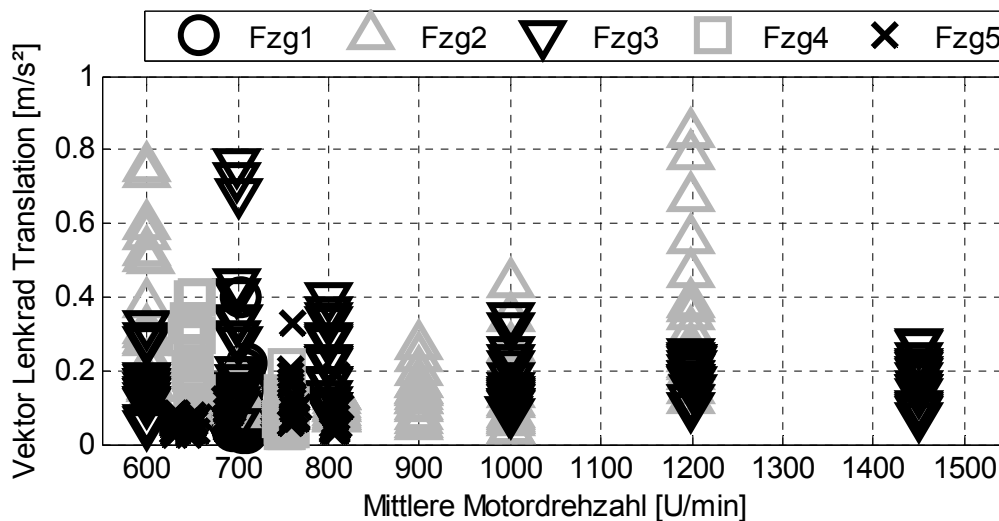


Abbildung 5.20: Streuungen der Lenkrad-Vibrationen in Abhängigkeit des Fahrzeugs

Hierbei ist zu erkennen, dass die Leerlaufdrehzahl bei keiner Variante sichtbar streut. Damit wird diese Versuchsrandbedingung eingehalten. Bei Fahrzeug 2 ist zu beachten, dass es sich hierbei probandenabhängig um zwei verschiedene Fahrzeuge handelt. Ein Einfluss der Motorlast ist insbesondere bei den Fahrzeugen zu erwarten, bei denen im Versuch die Klimaanlage ein- und ausgeschaltet wurde. Dies war unter anderem bei Fahrzeug 4 der Fall. Aus diesem Grund ist in Abbildung

5.21 die Streuung von Fahrzeug 4 in Abhängigkeit des mittleren Motormoments und der mittleren Lüfterlast aufgetragen.

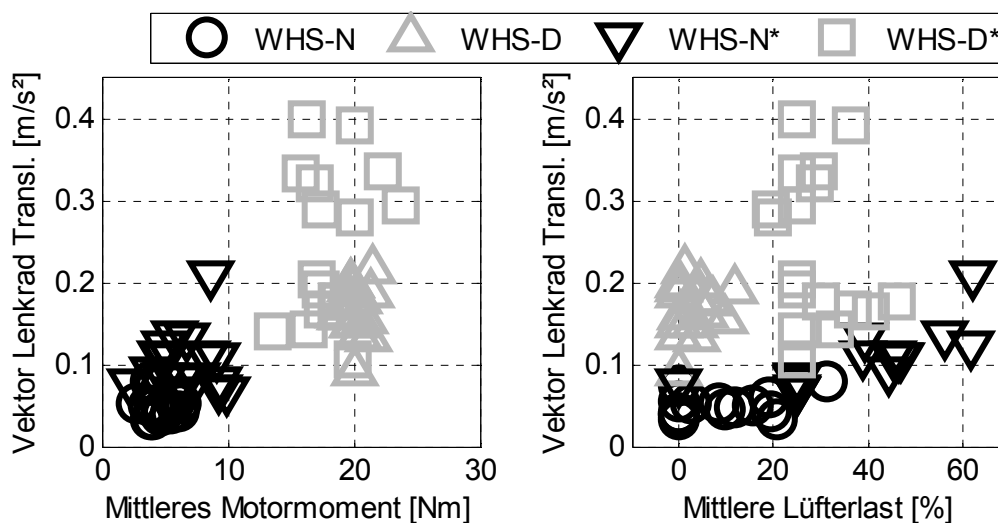


Abbildung 5.21: Streuungen der Leerlauf-Vibrationen bei Fahrzeug 4 (*Klimaanlage eingeschaltet)

Durch die eingeschaltete Klimaanlage werden in beiden Wahlhebelstellungen die Streuungen der Vibrationen größer. Außerdem werden die Vibrationen mit eingeschalteter Klimaanlage unabhängig vom Motormoment größer. Die Zunahme der Vibrationen mit dem Motormoment kann auch darauf zurückzuführen sein, dass sich die Motordrehzahl in WHS-D und WHS-N unterscheidet. Ein systematischer Einfluss der Temperaturen auf Niveau oder Streuungen der Leerlauf-Vibrationen wird nicht festgestellt, ebenso wenig ein Einfluss von Körpergewicht und Körpergröße. Die Lüfterlast beeinflusst die Vibrationen leicht bei Fahrzeug 4 in WHS-N. Ein systematischer Einfluss in WHS-D ist nicht nachweisbar. Die Ursache für die Gruppierung der Variante WHS-D mit eingeschalteter Klimaanlage in zwei Anhäufungen kann mit Hilfe der erfassten Größen nicht erklärt werden.

Bei den Simulatorversuchen in Abbildung 5.22 ist der Einfluss der Probanden geringer als bei den Versuchen StartF und StoppF. Die Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp werden hier ausschließlich für das WFP Körper / Sitz analysiert.

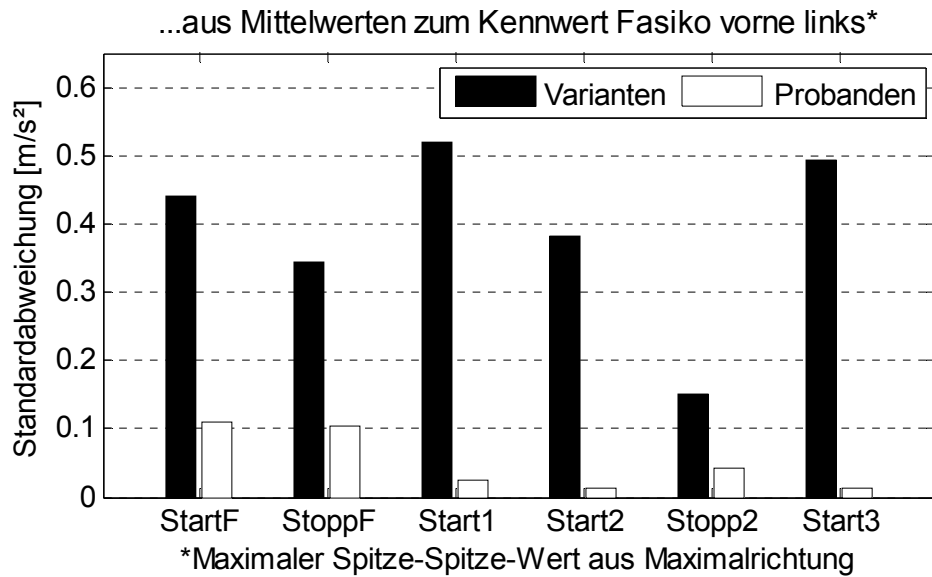


Abbildung 5.22: Streuungen des Kennwerts Fasiko vorne links in Abhängigkeit der Varianten und Probanden

Bei StartF und StoppF wird analog zum bestehenden Ansatz aus den jeweils mehrfach gemessenen Vorgängen das Maximum bestimmt. Dies hat vermutlich mit zur Folge, dass das Verhältnis der Streuungen von Varianten- zu Probanden-Mittelwerten wesentlich größer ist als bei den Versuchen Leerlauf1 und Leerlauf2.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Streuungen der Probanden-Mittelwerte bei den Messdaten teilweise ähnlich groß sind wie bei den Subjektivurteilen. Für die Korrelationsanalyse ist es daher wichtig, Einzelpaare aus Subjektivurteil und Kennwert heranzuziehen. Auf eine Mittelwertbildung der Varianten wird damit verzichtet. Für die Simulatorversuche ist dies nur bedingt notwendig. Für eine durchgängige Auswertemethode werden aber auch bei diesen Versuchen Einzelpaare korreliert.

6. Korrelationsanalyse

In Kapitel 5 wurden einige Randbedingungen für die Korrelationsanalyse hergeleitet. Die Subjektivurteile und Messwerte, welche zu jeder einzelnen Variante und zu jedem einzelnen Probanden vorliegen, werden nicht zusammengefasst. Vielmehr werden im Folgenden alle Einzelpaare aus Subjektivurteil und Kennwert korreliert. Hiermit ist die Auswertung unabhängig von den Streuungen der Versuchsfahrzeuge. Die Probanden werden in Abschnitt 6.2 selektiert, um Probanden mit geringer Individualkorrelation auszuschließen. Im Folgenden werden ausschließlich z-transformierte Subjektivurteile korreliert, auch wenn diese nicht explizit als solche beschriftet sind. Damit wird ein nachträglicher Maßstabsabgleich ermöglicht. Die Korrelationsanalyse wird unter Annahme eines Signifikanzniveaus von 5% durchgeführt. In Diagrammen und Tabellen werden ausschließlich Korrelationskoeffizienten von signifikanten Korrelationen dargestellt.

6.1 Einfluss des Bewertungssystems nach Griffin

Im Folgenden wird das Bewertungssystem nach Griffin analog der Beschreibung in Abschnitt 4.2.1 auf die Versuche zu Vibrationen im Leerlauf und Fahrbetrieb angewandt. Dabei wird zunächst untersucht, welcher prozentuale Anteil der Messungen bezüglich der Maxima M1 bis M4 oberhalb der Föhlschwelle R_0 liegt.

Anteil $>R_0$	Leerlauf1				Leerlauf2			
	M1	M2	M3	M4	M1	M2	M3	M4
[%]								
SK x	1,79	0	0	0	0	0	0	0
SK y	23,71	0,67	0	0	17,98	0	0	0
SK z	38,34	7,17	0,22	0,22	53,95	7,9	0,27	0
SK V	46,52	9,21	0,67	0,22	66,76	11,44	0,27	0
LI x	84,68	65,43	39,17	18,82	84,74	43,32	8,99	2,72
LI y	38,07	11,82	1,75	0,22	32,7	1,91	0	0
LI z	62,58	19,91	5,91	2,41	79,29	10,08	1,09	0
LI V	87,75	70,24	48,14	22,98	87,74	51,23	11,17	3

Tabelle 6.1: Prozentualer Anteil der Messungen oberhalb der Föhlschwelle bei den Versuchen Leerlauf1 und Leerlauf2

Hierbei liegt die Annahme zugrunde, dass der Beschleunigungswert mindestens 20% der Zeit die Föhlschwelle überschreitet³³¹. In Tabelle 6.1 ist der prozentuale Anteil für die Versuche zu Leerlauf-Vibrationen zusammengefasst. Hier gibt es bei beiden Versuchen und Auswertepunkten einzelne Messungen, welche unterhalb der Föhlschwelle liegen. Dominant angeregt werden am Lenkrad die x-Richtung und der Vektorbetrag. Bei allen anderen Schwingungsrichtungen und am Sitzkissen liegen M3 und M4 unterhalb der Föhlschwelle. In Tabelle 6.2 zeigt sich beim Versuch Anfahren für das Sitzkissen das gleiche Verhalten wie Leerlauf-Vibrationen. Am Lenkrad hingegen liegen auch in der y-Richtung noch etwa 24% der Maxima M4 oberhalb der Föhlschwelle.

Anteil $>R_0$ [%]	Anfahren				Hochfahrt			
	M1	M2	M3	M4	M1	M2	M3	M4
SK x	5,16	0	0	0	100	95,56	77,78	53,89
SK y	72,9	0	0	0	100	100	93,33	78,89
SK z	65,81	4,52	0	0	100	98,89	80,56	43,33
SK V	90,32	6,45	0	0	100	100	100	98,33
LI x	100	100	100	94,81	100	100	100	100
LI y	97,4	79,87	56,49	24,03	100	100	100	100
LI z	100	98,7	70,78	37,66	100	100	100	100
LI V	98,7	98,05	93,51	81,17	100	100	100	100

Tabelle 6.2: Prozentualer Anteil der Messungen oberhalb der Föhlschwelle bei Anfahren und Hochfahrt

Bei der Hochfahrt liegen am Lenkrad alle Messungen bezüglich der Maxima M1 bis M4 oberhalb der Föhlschwelle. Für das Sitzkissen ist der Anteil zwar nicht so groß, aber die z-Richtung mit dem kleinsten Anteil liegt auch noch bei über 43%. Zum Nachweis einer Verbesserung der Korrelation durch Berücksichtigung des Bewertungssystems nach Griffin werden in Abbildung 6.1 die Korrelationen des Subjektivurteils Sitz mit dem Maximum M1 betrachtet. Hierbei werden alle Probanden berücksichtigt. Die Datenmenge wird jeweils unterteilt in unterhalb ($<R_0$) und oberhalb der Föhlschwelle ($>R_0$). Eine Bewertung nach Griffin ist nur für Datenpunkte möglich, welche oberhalb der Föhlschwelle liegen. Die Balken mit der

³³¹ vgl. Max-Zeitverläufe in Abschnitt 4.2.3

Beschriftung „alle“ beinhalten alle Messpunkte ungeachtet ihrer Lage bezüglich der Fühlschwelle. Die Balken mit der Beschriftung „bew.“ geben die Korrelation der bewerteten Beschleunigung zum Subjektivurteil an. Korrelieren die Maxima unterhalb der Fühlschwelle ähnlich hoch wie die unbewerteten Maxima oberhalb der Fühlschwelle, so ist eine Übertragbarkeit der Fühlschwelle auf reale Randbedingungen im Fahrzeug in Frage zu stellen. Führt eine Bewertung der Daten oberhalb der Fühlschwelle zu einer Verbesserung der Korrelation, so erscheint ein Einsatz der Bewertungskurven als sinnvoll. Ist die Korrelation hingegen gleich oder gar schlechter, so sollte von einer Verwendung der Bewertungskurven bei der Modellbildung abgesehen werden.

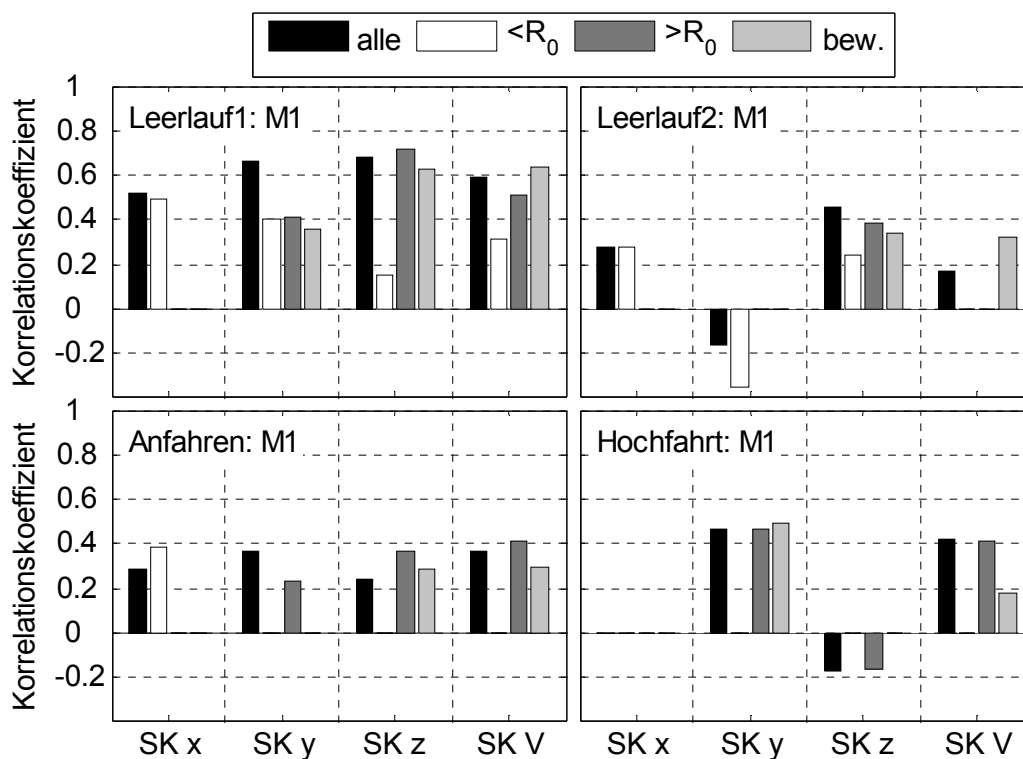


Abbildung 6.1: Korrelation zwischen Kennwert Sitzkissen mit/ohne Griffin und Subjektivurteil Sitz

In Abbildung 6.1 ist keine eindeutige Tendenz abzulesen. Bei der Betrachtung der Vektorbeträge korreliert die bewertete Beschleunigung bei den beiden Versuchen zu Leerlauf-Vibrationen besser als die drei anderen Gruppen. Beim Anfahren und bei der Hochfahrt korreliert hingegen die unbewertete Beschleunigung ($>R_0$) besser. Bei den Einzelrichtungen korreliert, mit Ausnahme der Sitzkissen-Beschleunigung in y-Richtung, immer eine unbewertete Größe am besten. Die höchste Korrelation mit dem Subjektivurteil in Abbildung 6.1 erreicht die unbewertete Beschleunigung des Sitzkissens in z-Richtung beim Versuch Leerlauf1.

In Abbildung 6.2 sind die Korrelationen des Auswertepunktes Lenkrad links mit dem Subjektivurteil Lenkrad dargestellt.

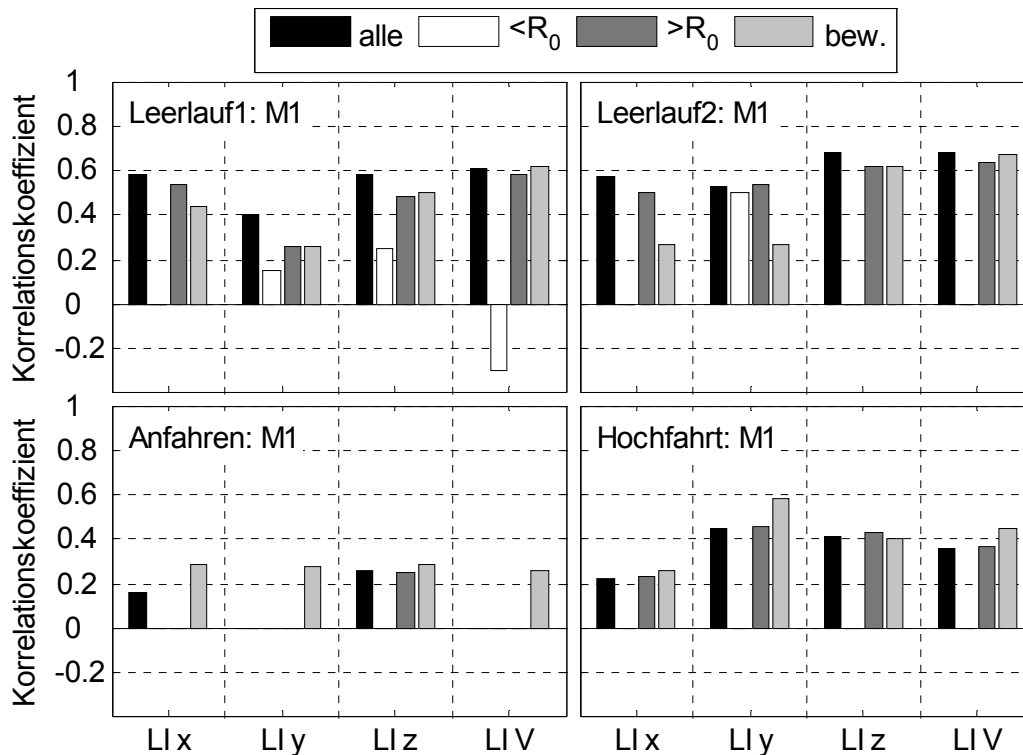


Abbildung 6.2: Korrelation zwischen Kennwert Lenkrad links mit/ohne Griffin und Subjektivurteil Lenkrad

Bei der Betrachtung des Vektorbetrags korreliert die bewertete Beschleunigung bei den Versuchen Leerlauf1, Anfahren und Hochfahrt am besten. Allerdings ist beim Versuch Leerlauf1 der Unterschied zu allen Beschleunigungswerten gering. Bei Leerlauf2 korrelieren alle Beschleunigungswerte sogar minimal besser als die bewertete Beschleunigung. Dies gilt bei den beiden Versuchen zu Leerlauf-Vibrationen auch für die Einzelrichtungen. Beim Anfahren und der Hochfahrt hingegen korreliert für die Einzelrichtungen, mit Ausnahme der Beschleunigung am Lenkrad links in z-Richtung, die bewertete Beschleunigung am besten. Insbesondere beim Versuch Anfahren ist das Niveau der Korrelationen geringer als bei den anderen Versuchen.

Bei der Anwendung des Bewertungssystems auf antriebsstrangerregte Fahrzeugschwingungen liegt eine Unsicherheit darin, dass die Fühlschwellen und Gleichwahrmungskurven jeweils nur für eine Schwingungsrichtung bestimmt wurden. Für den Anwendungsfall in der vorliegenden Arbeit liegt jedoch ein mehrachsiger Schwingungszustand vor. Da außerdem kein eindeutiger Nachweis der Übertragbarkeit auf die Thematik der vorliegenden Arbeit möglich ist, wird für die

weitere Untersuchung auf eine Anwendung des Bewertungssystems verzichtet. Vielmehr wird der Fokus darauf gelegt, den Zusammenhang zwischen Subjektivurteil und physikalischen Messgrößen zu verstehen. Hierzu werden auch Messwerte zur Analyse verwertet, welche in einzelnen Schwingungsrichtungen unterhalb der Föhlschwelle liegen.

6.2 Selektion der Probanden

Zur Probandenauswahl erfolgt zunächst die Berechnung der Individualkorrelationen. Als Kennwerte werden hierzu verschiedene Auswertepunkte, Schwingungsrichtungen und Auswerte-Algorithmen herangezogen. Die Auswahl der Kennwerte bei der Probandenselektion beeinflusst das Ergebnis der Korrelationsanalyse. Daher werden möglichst alle relevanten Kennwerte herangezogen, redundante Kennwerte aber vermieden. Wenn die Probandenselektion anhand eines Kennwerts erfolgen würde, dann hätte dies wahrscheinlich einen positiven Einfluss auf die Korrelation dieses Kennwerts mit dem Subjektivurteil.

Sitz, Lenkrad und Fußraum werden bei jedem Versuch jeweils separat selektiert. Damit werden die empfindlichsten Probanden hinsichtlich der einzelnen Mensch-Maschine-Schnittstelle ausgewählt. Es ist belanglos, dass sich unter Umständen verschiedene Probandengruppen für Sitz, Lenkrad und Fußraum ergeben. Zur Selektion bezüglich der Korrelation mit dem Subjektivurteil Sitz werden die Auswertepunkte und Schwingungsrichtungen

- Fasiko Mitte Translation in x, y, z
- Fasiko Mitte Rotation um x, y, z
- Fasiko Mitte Torsion
- Sitzkissen in x, y, z
- Lehnenkissen in x, y, z

herangezogen und mittels der folgenden Algorithmen ausgewertet:

- Effektivwert aus bandpassgefiltertem Zeitsignal (RMS)
- Maximum aus gemitteltem Spektrum (MgSp)
- Maxima aus Max-Zeitverläufen $a_1(t)$ bis $a_4(t)$ → M1, M2, M3, M4
- Standardabweichung aus Max-Zeitverläufen $a_1(t)$ bis $a_4(t)$ → S1, S2, S3, S4

Für die Selektion mit dem Subjektivurteil Lenkrad werden die Kanäle

- Lenkrad Translation in x, y, z

- Lenkrad Rotation um x, z

mittels derselben Algorithmen wie beim Sitz ausgewertet. Der Selektion für das Subjektivurteil Fußraum liegen die drei Einzelrichtungen des Fußraum-Messpunktes zugrunde, die ebenfalls mittels der gleichen Algorithmen wie Sitz und Lenkrad ausgewertet werden.

In einer Matrix-Darstellung werden die Individualkorrelationen der einzelnen Subjektivurteile mit den oben aufgeführten Kennwerten dargestellt. Dabei wird jede signifikante Korrelation schwarz ausgefüllt. In Abbildung 6.3 ist beispielhaft ein Ausschnitt der Korrelationen aus dem Versuch Leerlauf1 dargestellt. Überwiegend schwarze Zeilen deuten auf gut korrelierende Kennwerte hin, während schwarze Spalten gut korrelierende Probanden markieren. Entsprechend deuten überwiegend weiße Zeilen und Spalten auf weniger gut korrelierende Kennwerte bzw. Probanden hin.

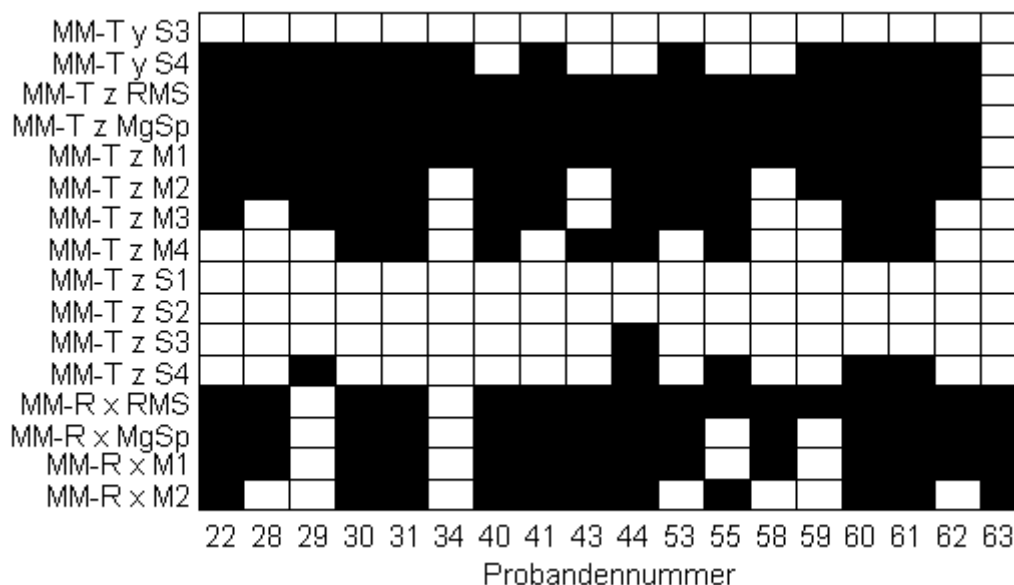


Abbildung 6.3: Probandenselektion für Subjektivurteil Sitz beim Versuch Leerlauf1 (Darstellung einer Auswahl von Kennwerten)

Bei der Festlegung eines Gütekriteriums zur Probandenselektion ist ein Zwischenschritt erforderlich. Probandenweise werden die signifikant korrelierenden Kennwerte aufsummiert. Da sich die Anzahl der Kennwerte und die Korrelationen an sich bei den verschiedenen Versuchen und WFP unterscheiden, wird die individuelle Summe auf die größte Summe bezogen. Dadurch wird die Probandenselektion unabhängig von der Anzahl berücksichtigter Kennwerte. Der Proband, welcher insgesamt die höchste Korrelation aufweist, erhält somit eine Bewertung von 100%. Hieraus ergibt

sich aus dem oben gezeigten Beispiel die Verteilung in Abbildung 6.4, welche alle beschriebenen Kennwerte berücksichtigt.

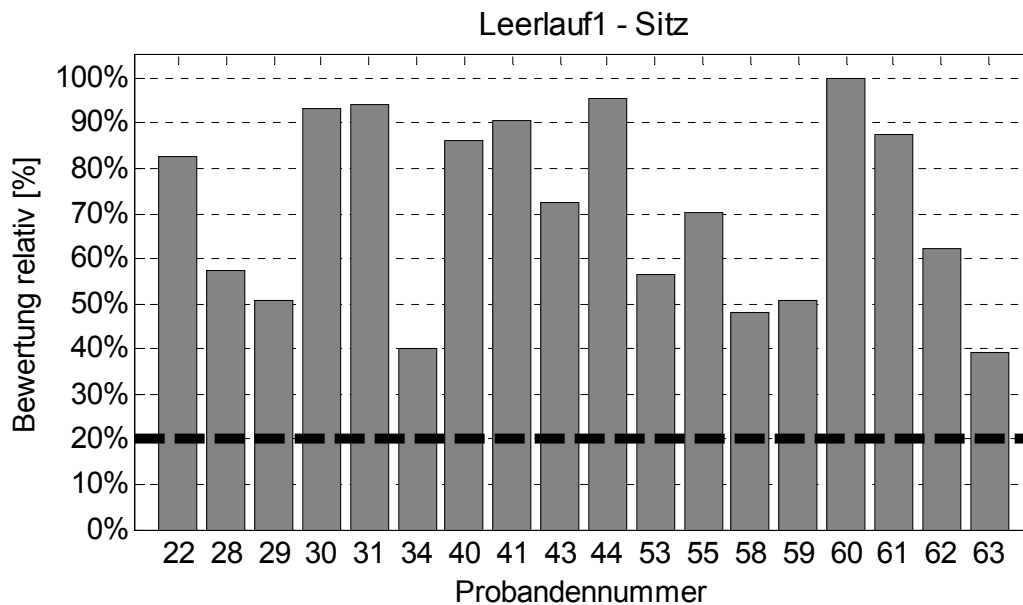


Abbildung 6.4: Probandenselektion nach relativer Bewertung

Im Beispiel aus Abbildung 6.4 schneiden alle Probanden relativ gut ab. Proband 60 erreicht die beste Bewertung mit 100%. Die Schwelle zur Probandenselektion ist hier exemplarisch bei 20% eingezeichnet. In diesem Beispiel werden bei einer Schwelle von $\geq 20\%$ alle Probanden in die Auswertung mit einbezogen. Erst eine Schwelle von $\geq 40\%$ führt zu einem Ausschluss von Proband 63. Die Probanden mit der höheren Bewertung sind in der Lage, mit ihrem Subjektivurteil auch kleinere Unterschiede in den Varianten aufzulösen. Dies führt dazu, dass ihr Subjektivurteil mit mehr Kennwerten signifikant korreliert. Obwohl einige Laien am Versuch teilnahmen³³², ist beim Versuch Leerlauf1 kein Proband dabei, welcher Leerlauf-Vibrationen überhaupt nicht auflösen kann.

Mit der Probandenselektion werden zwei Ziele verfolgt. Zum einen werden Probanden ausgeschlossen, welche überhaupt keine Korrelationen aufweisen. Dadurch wird die Unschärfe der Subjektivurteile minimiert. Zum anderen wird eine Abschätzung über die Abhängigkeit des Gesamtkorrelationskoeffizienten von der Probandenauswahl ermöglicht. In Tabelle 6.3 ist die zugehörige Anzahl

³³² vgl. Abschnitt 5.1.1

berücksichtigter Probanden zusammengefasst. Beim Versuch Leerlauf1 wird für den Sitz beispielsweise analog Abbildung 6.4 der erste Proband bei einer Schwelle von $\geq 40\%$ ausgeschlossen.

Schwelle [%]		<20	<40	<60	<80	<100	≥ 0	≥ 20	≥ 40	≥ 60	≥ 80	100
LL1	Sitz	0	1	7	10	17	18	18	17	11	8	1
	Lenkrad	1	4	10	12	17	18	18	14	8	6	1
	Fußraum	1	4	5	11	16	18	18	14	13	7	2
LL2	Sitz	5	11	14	17	22	23	18	12	9	6	1
	Lenkrad	2	2	4	12	22	23	21	21	19	11	1
	Fußraum	10	14	20	21	21	23	13	9	3	2	2
AF	Sitz	5	12	14	14	16	17	12	5	3	3	1
	Lenkrad	7	12	13	15	16	17	10	5	4	2	1
	Fußraum	6	9	12	15	16	17	11	8	5	2	1
HF	Sitz	8	12	16	17	17	18	10	6	2	1	1
	Lenkrad	4	12	13	14	17	18	14	6	5	4	1
	Fußraum	8	14	16	17	17	18	10	4	2	1	1

Tabelle 6.3: Anzahl berücksichtigter Probanden in Abhängigkeit der Schwelle

Bei der Festlegung der Schwelle wird das Ziel verfolgt, nur die größten Ausreißer auszuschließen, insgesamt aber eine große Anzahl an Probanden für ein belastbares Ergebnis beizubehalten. In Abbildung 6.5 ist der Einfluss der Schwelle bei der Probandenselektion auf die Gesamtkorrelation dargestellt. Die Analyse erfolgt anhand des bestehenden Kennwerts Fasiko-Referenzpunkt³³³. Bei einer Bewertung von $<20\%$ werden beim Versuch Leerlauf1 keine Probanden berücksichtigt. Sonstige fehlende Balken gehen auf nicht signifikante Korrelationen zwischen Subjektivurteil und Kennwert zurück. In Abbildung 6.5 ist ein Einfluss der Probandenauswahl auf die Korrelation zu erkennen. Von $<20\%$ bis $<100\%$ nimmt der Korrelationskoeffizient bei größer werdender Probandenzahl zu. Die weitere Zunahme von $\geq 0\%$ bis 100% erfolgt bei abnehmender Probandenzahl. Damit ist eine Behauptung widerlegt, welche bei der Diskussion über die Gestaltung von Probandenversuchen gelegentlich aufkommt. Die Korrelation nimmt mit zunehmender Anzahl berücksichtigter Probanden nicht zwangsläufig zu.

³³³ vgl. Daimler 2010

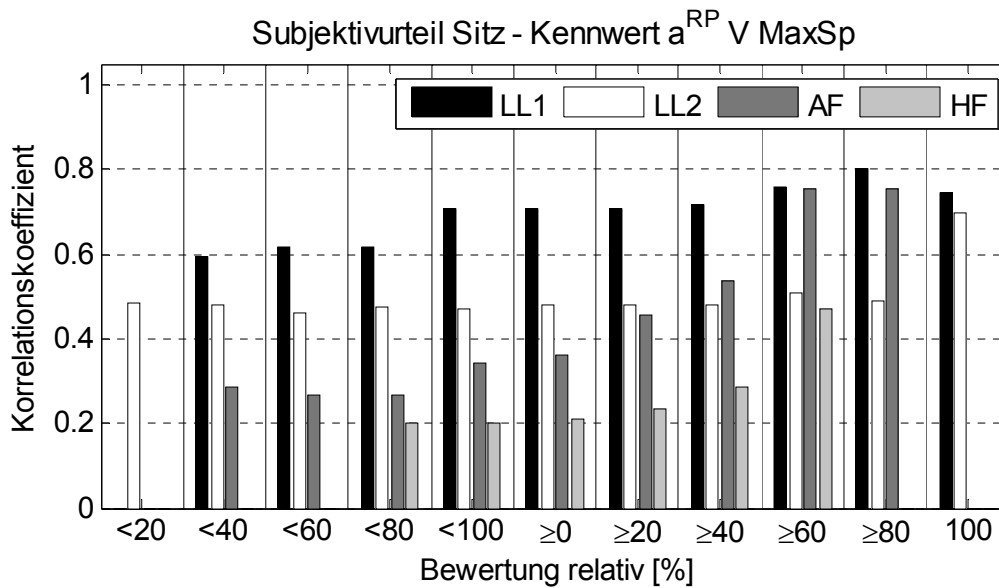


Abbildung 6.5: Einfluss der Schwelle auf den Korrelationskoeffizienten bei den Versuchen LL1, LL2, AF und HF

Die Abstufung der Korrelationen einzelner Kennwerte zum Subjektivurteil ist bei hinreichender Probandenzahl stabil. Da aus statistischen Gründen möglichst viele Probanden Berücksichtigung finden sollten, wird an dieser Stelle eine Schwelle von $\geq 20\%$ festgelegt. Damit werden beispielsweise bei den Versuchen Anfahren und Hochfahrt einige Probanden ausgeschlossen, während beispielsweise bei Leerlauf1 für den Sitz kein Proband ausgeschlossen wird. Insbesondere beim Anfahren führt bereits eine Schwelle von $\geq 20\%$ zu einer sichtbaren Erhöhung der Korrelation.

In Abbildung 6.6 ist der Einfluss der Probandenselektion auf die Korrelation bei den Versuchen zu Motorstart/-stopp dargestellt. Hierfür wird ebenfalls der Kennwert des bestehenden Ansatzes herangezogen³³⁴. Bei Versuch StoppF steigt die Korrelation gleichmäßiger an als beim Versuch StartF, bei welchem ein steiler Gradient zwischen $\geq 0\%$ und $\geq 40\%$ auftritt.

³³⁴ vgl. Daimler 2010

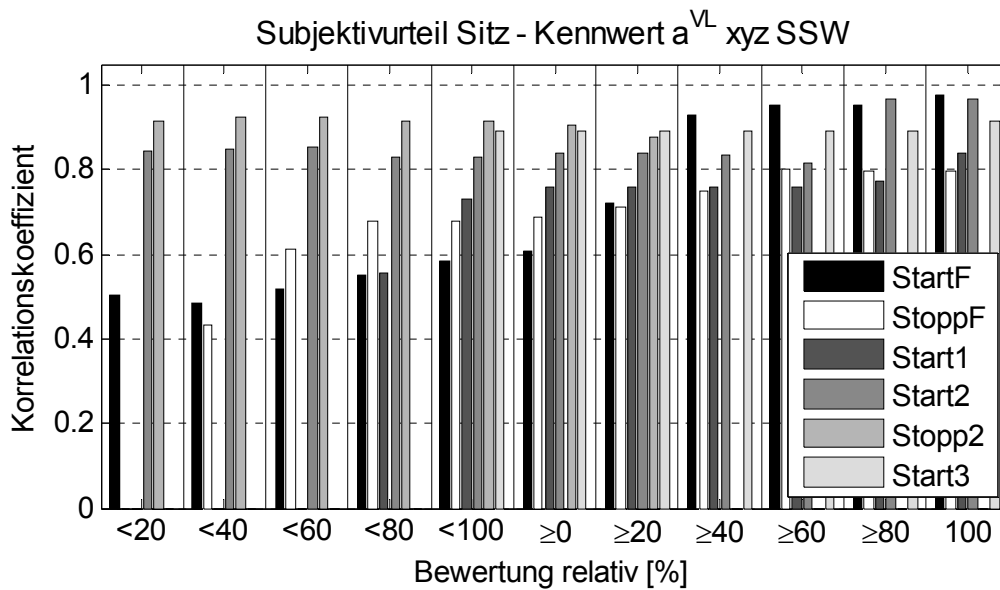


Abbildung 6.6: Einfluss der Probandenselektion auf die Korrelation bei den Versuchen zu Schwingungen beim Motorstart/-stopp

In Tabelle 6.4 ist die zugehörige Anzahl berücksichtigter Probanden zu Schwingungen beim Motorstart/-stopp zusammengefasst.

Schwelle [%]		<20	<40	<60	<80	<100	≥0	≥20	≥40	≥60	≥80	100
StartF	Sitz	9	13	14	15	16	17	8	4	3	2	1
	Lenkrad	10	13	13	15	16	17	7	4	4	2	1
	Fußraum	15	15	15	15	15	17	2	2	2	2	2
StoppF	Sitz	1	4	10	16	16	17	16	13	7	1	1
	Lenkrad	6	8	9	13	14	17	11	9	8	4	3
	Fußraum	10	11	14	16	16	17	7	6	3	1	1
Sitz	Start1	0	0	0	1	7	9	9	9	9	8	2
	Start2	3	5	10	13	13	14	11	9	4	1	1
	Stopp2	9	11	11	13	13	14	5	3	3	1	1
	Start3	0	0	0	0	24	25	25	25	25	25	1

Tabelle 6.4: Anzahl berücksichtigter Probanden in Abhängigkeit der Schwelle

In Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 ist zu erkennen, dass die Rangfolge der Kennwerte zueinander teilweise von der Schwelle bei der Probandenselektion abhängt. Aus diesem Grund ist die Wahl einer bestimmten Schwelle für die weitere Auswertung sehr wichtig. Hierbei wird das Ziel verfolgt, nur die größten Ausreißer auszuschließen und insgesamt eine große Zahl an Probanden für ein belastbares Ergebnis beizubehalten. Die Auswahl fällt daher auf eine Schwelle von ≥20%.

6.3 Subjektivurteil – potentielle Schwingungskennwerte

In den Abschnitten 6.3.1 bis 6.3.3 wird die Korrelation zwischen Subjektivurteil und potentiellen Kennwerten für die einzelnen Phänomene untersucht. In einem ersten Schritt wird hierzu die Korrelation der einzelnen Schwingungsrichtungen und Auswerte-Algorithmen betrachtet. Auf Basis dieser Ergebnisse wird eine schrittweise Regression durchgeführt³³⁵. Zu jedem Phänomen ist im Folgenden ein Beispiel dargestellt. Die vollständigen Ergebnisse sind im Anhang in den Abschnitten A.1 bis A.10 zu finden. Bei allen Versuchen wird eine Probandenselektion von $\geq 20\%$ zugrunde gelegt³³⁶. Fehlende Balken in den Diagrammen sind in der Regel auf nicht signifikante Korrelationen zurückzuführen. Bei den Versuchen Start1, Start2 und Stopp2 werden Translation und Rotation der Fahrersitzkonsole aus sieben Messkanälen berechnet. Dies ist an der entsprechenden Bezeichnung zu erkennen³³⁷.

6.3.1 Schwingungen beim Motorstart/-stopp

Im Folgenden werden zunächst die beiden Versuche zu Schwingungen beim Motorstopp analysiert. Als Auswerte-Algorithmen werden Beschleunigungsamplitude, Geschwindigkeitsamplitude, Wegamplitude, Spitze-Spitze-Wert, Effektivwert, Vibration Dose Value, Frequenz und Periodenanzahl herangezogen³³⁸. In Abbildung 6.7 sind die Korrelationskoeffizienten zwischen Subjektivurteil Sitz und den potentiellen Kennwerten des Auswertepunktes Fasiko Mitte zum Versuch StoppF dargestellt. Die höchsten Korrelationen erreichen dabei die Translation in y- und Maximalrichtung³³⁹ sowie die Rotation von x- und Maximalrichtung. Üblicherweise ist bei Fahrzeugen mit längs eingebautem Motor ein Schütteln um die x-Achse

³³⁵ vgl. Draper 1998; realisiert mit der Funktion `stepwisefit`, MATLAB, Statistics Toolbox

³³⁶ vgl. Abschnitt 6.2

³³⁷ vgl. Abschnitt 4.3

³³⁸ vgl. Abschnitt 4.2.3

³³⁹ vgl. Definition in Abschnitt 4.2

charakteristisch³⁴⁰. Korrelation subjektiv-objektiv und Schwingform stimmen hier überein. Da die Maximalrichtung die größte Richtung beinhaltet, wird diese bei der schrittweisen Regression herangezogen. Von den verschiedenen Auswerte-Algorithmen korrelieren insbesondere Beschleunigungsamplitude, Effektivwert, Vibration Dose Value und die Periodenanzahl am besten. Die Amplitude der Geschwindigkeit und des Weges korrelieren schlechter als die der Beschleunigung.

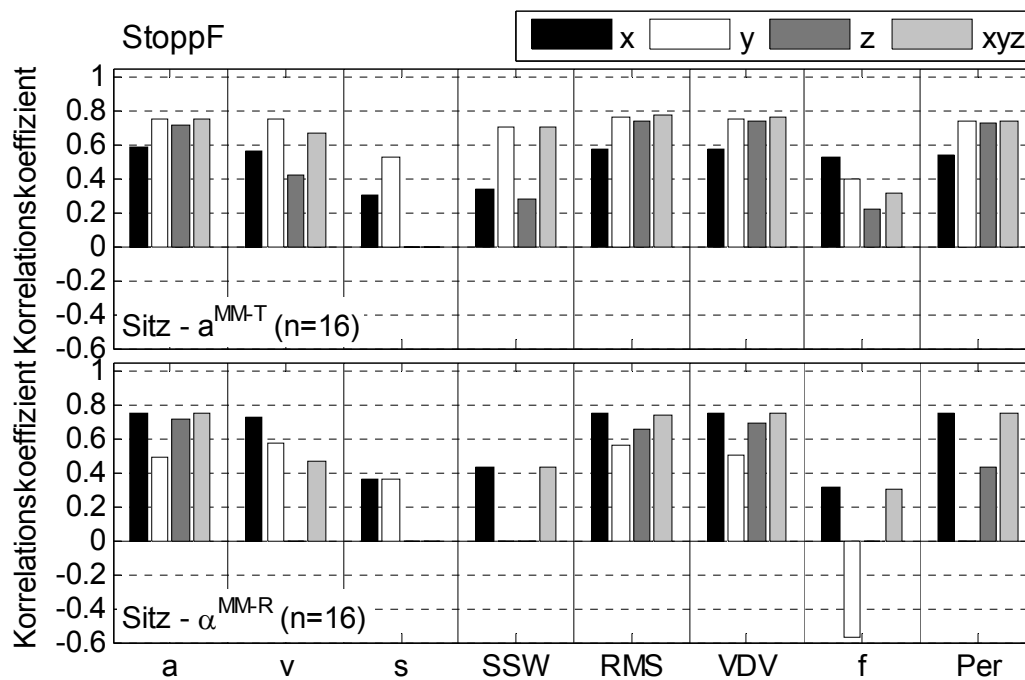


Abbildung 6.7: Einfluss von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus auf die Korrelation subjektiv-objektiv beim Versuch StoppF

Für das Sitzkissen korrelieren y- und Maximalrichtung je Kennwert am besten, für das Lehnenkissen die z-Richtung. Die an Sitz- und Lehnenkissen festgestellten Schwingungsrichtungen passen aber wiederum zur Schwingform, welche sich in Abhängigkeit von der Lage zum Momentanpol³⁴¹ stärker in y- oder z-Richtung auswirkt. Interessant ist die Tatsache, dass für das Lehnenkissen die Maximalrichtung bei fast allen Auswerte-Algorithmen nicht signifikant korreliert. Die potentiellen Kennwerte Maximal- und x-Richtung des Lehnenkissens korrelieren untereinander mit $r = 1$. Die y- und z-Richtung hingegen sind mit der Maximalrichtung

³⁴⁰ vgl. Abschnitt 2.2.1

³⁴¹ Bezeichnung aus der Kinematik, z. B. Hibbeler 2006

unkorreliert. Die Schwingung in x-Richtung, also normal zum Lehnenkissen ist damit zwar die größte Einzelrichtung, eine Korrelation zum Subjektivurteil besteht jedoch nicht. Dieses wird dominiert von der Schüttelbewegung der Karosserie, welche sich in y- und z-Richtung ausbildet. Zur Wahrung der Konsistenz zu den anderen Auswertepunkten wird jedoch die Maximalrichtung in die schrittweise Regression einbezogen. Die Abhängigkeit vom Auswerte-Algorithmus gleicht für Sitz- und Lehnenkissen dem Auswertepunkt Fasiko Mitte.

In Tabelle 6.5 ist das Ergebnis der schrittweisen Regression für den Versuch StoppF dargestellt. Als Auswerte-Algorithmen werden Beschleunigungsamplitude, Effektivwert, Frequenz und Periodenanzahl herangezogen. Der Vibration Dose Value als Kombination aus Effektivwert und Dauer wird bei der schrittweisen Regression nicht berücksichtigt. Amplitude und Spitze-Spitze-Wert sind miteinander korreliert, daher wird nur die Amplitude als potentieller Kennwert herangezogen. Die Spalte „pot.“ beinhaltet die potentiellen Kennwerte. Diese werden dem Regressionsmodell in der nummerierten Reihenfolge zugeführt, also in Modell 1 beispielsweise von oben nach unten, in Modell 2 von unten nach oben. In der Spalte „beta“ stehen die β -Gewichte (2.21) der potentiellen Kennwerte nach erfolgter Regression. Die potentiellen Kennwerte ohne β -Gewicht finden im Regressionsmodell keine Berücksichtigung, sie bringen keinen signifikanten Mehrwert. Der eingesetzte Algorithmus zur Durchführung der schrittweisen Regression ermittelt ein lokales Maximum, jedoch kein globales. Aus diesem Grund kann das Ergebnis von der Reihenfolge abhängen, in welcher die potentiellen Kennwerte ins Modell gegeben werden. In der untersten Zeile ist das Bestimmtheitsmaß R^2 der Regressionsmodelle mit allen potentiellen Kennwerten (in Spalte „pot.“) und des resultierenden Modells (in Spalte „beta“) dargestellt. In Tabelle 6.5 führt die Reihenfolge beim Hinzufügen potentieller Kennwerte zu drei verschiedenen Modellen. Diese haben aber einige Gemeinsamkeiten. Bei allen drei Modellen wird entweder die Periodenanzahl aus Fasiko Mitte Translation oder Sitzkissen ins Modell aufgenommen. Da die Periodenanzahl – ähnlich wie die Frequenz – in allen Auswertepunkten gleich sein sollte, sind kleine Unterschiede auch hier auf numerische Ungenauigkeiten des Auswerte-Algorithmus zurückzuführen. Des Weiteren wird in alle Modelle der Effektivwert oder die Amplitude aus dem Sitzkissen aufgenommen. Zu Modell 1 bzw. 4 gehört außerdem der Effektivwert der Fasiko Mitte Rotation, wobei ein negatives β -Gewicht errechnet wird. Interessant ist hierbei, dass die Summe der β -Gewichte aus den beiden

Effektivwerten in Modell 1 bzw. 4 ähnlich groß ist wie das β -Gewicht des Effektivwerts in Modell 2.

StoppF	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T xyz a	1		16		13		4	
MM-T xyz RMS	2		15		14		3	
MM-T xyz f	3		14		15		2	
MM-T xyz Per	4	0,4	13		16	0,4	1	0,4
MM-R xyz a	5		12		9		8	
MM-R xyz RMS	6	-0,62	11		10		7	-0,62
MM-R xyz f	7		10		11		6	
MM-R xyz Per	8		9		12		5	
SK xyz a	9		8		5	0,47	12	
SK xyz RMS	10	1,09	7	0,42	6		11	1,09
SK xyz f	11		6		7		10	
SK xyz Per	12		5	0,42	8		9	
LK xyz a	13		4		1		16	
LK xyz RMS	14		3		2		15	
LK xyz f	15		2		3		14	
LK xyz Per	16		1		4		13	
R ²	0,64	0,68	0,64	0,65	0,64	0,65	0,64	0,68

Tabelle 6.5: Schrittweise Regression des WFP Körper / Sitz beim Versuch StoppF

Bei der Lenkrad Translation ist die dominante Schwingungsrichtung abhängig vom Auswerte-Algorithmus. Die Unterschiede in den Korrelationen sind dabei gering. Die Maximalrichtung korreliert insgesamt am besten. Rotatorisch sind x- und Maximalrichtung für das Subjektivurteil dominant. Für die schrittweise Regression wird daher jeweils die Maximalrichtung herangezogen. Bei den Auswerte-Algorithmen zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei den Korrelationen auf dem Sitz. Daher werden dieselben potentiellen Kennwerte als Eingangsgrößen für die schrittweise Regression verwendet. Die Periodenanzahl der Lenkrad Translation korreliert hier am besten. Die Amplitude der Lenkrad Rotation wird ebenfalls ins Modell aufgenommen. Im Fußraum korreliert bei einigen Auswerte-Algorithmen die z-Richtung am besten. Die Maximalrichtung stellt insgesamt aber einen guten Kompromiss dar. Als Ergebnis der schrittweisen Regression wird, ähnlich wie beim Lenkrad, die Periodenanzahl mit dem größten β -Gewicht zum Modell hinzugefügt. Neben der Amplitude wird außerdem die Frequenz ins Modell aufgenommen.

Für Schwingungen beim Motorstopp führt die Berücksichtigung der Periodenanzahl zu einer Steigerung der Korrelation mit dem Subjektivurteil.

Beim Versuch Stopp2 korreliert für den Auswertepunkt Fasiko Mitte Translation die Maximalrichtung am besten. Hierbei ist insbesondere der Zusammenhang zwischen Subjektivurteil und Spitze-Spitze-Wert stark ausgeprägt. Bei den Rotationsrichtungen gibt es für die verschiedenen Auswerte-Algorithmen kaum korrelierende Kennwerte. Für das Sitzkissen korreliert die Periodenanzahl, für das Lehnenkissen der Vibration Dose Value der Maximalrichtung am besten. In die schrittweise Regression werden die potentiellen Kennwerte analog StoppF einbezogen. Als Ergebnis wird die Beschleunigungsamplitude des Lehnenkissens als stärkster Einflussparameter identifiziert. Als einzige weitere Größe wird die Frequenz aus der Fasiko Mitte Translation ins Modell aufgenommen. Lenkrad und Fußraum wurden bei den Versuchen auf dem Simulator nicht betrachtet.

Für Schwingungen beim Motorstopp wird bei einer Modellbildung in Form der Maximalrichtung keine Verschlechterung der Korrelation mit dem Subjektivurteil festgestellt.

Kennwerte der Intensität zeigen die beste Korrelation mit dem Subjektivurteil.

Nachfolgend werden die Versuche zu Schwingungen beim Motorstart analysiert. Zunächst wird der Versuch StartF ausgewertet, anschließend nacheinander die Simulatorversuche Start3, Start2 und Start1. Bei fast allen Auswertepunkten und Algorithmen korreliert beim Versuch StartF die Maximalrichtung am besten. Bei der Fasiko Mitte Translation korrelieren alle Schwingungsrichtungen mit Ausnahme der x-Richtung gut. Für das Sitzkissen korreliert das Subjektivurteil neben der Maximalrichtung gut mit der y-Richtung, am Lehnenkissen mit der z-Richtung. Dies deckt sich mit dem Ergebnis aus dem Versuch StoppF und deutet auf einen Zusammenhang mit der Schwingform des Schüttelns hin. Hierzu passt auch die Rotation der Fasiko Mitte, welche in x-Richtung am besten korreliert. Bei allen Auswertepunkten korrelieren Wegamplitude und Frequenz nicht positiv signifikant, die Periodenanzahl nur für Lehnenkissen und Fasiko Mitte Rotation. In die schrittweise Regression werden analog zum Motorstopp die Größen Beschleunigungsamplitude, Effektivwert, Frequenz und Periodenanzahl einbezogen. Alle vier Modelle für das WFP Körper /

Sitz sind identisch und bestehen ausschließlich aus der Beschleunigungsamplitude von Fasiko Mitte Rotation.

Am Lenkrad korrelieren nur sehr wenige Kombinationen aus Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus signifikant. Für die Translation handelt es sich um Effektivwert und Periodenanzahl aus y- und Maximalrichtung. Rotatorisch korrelieren Beschleunigungsamplitude, Spitze-Spitze-Wert, Effektivwert und Vibration Dose Value aus x- und Maximalrichtung signifikant. In die schrittweise Regression geht daher die Maximalrichtung der beim Sitz aufgeführten Auswerte-Algorithmen ein. Als Ergebnis wird ausschließlich der Effektivwert der Lenkrad Translation in die Modelle aufgenommen. Beim WFP Fuß / Fußraum korreliert kein einziger potentieller Kennwert positiv signifikant mit dem Subjektivurteil. Wegen der kleinen Anzahl berücksichtigter Probanden wird hier keine schrittweise Regression durchgeführt.

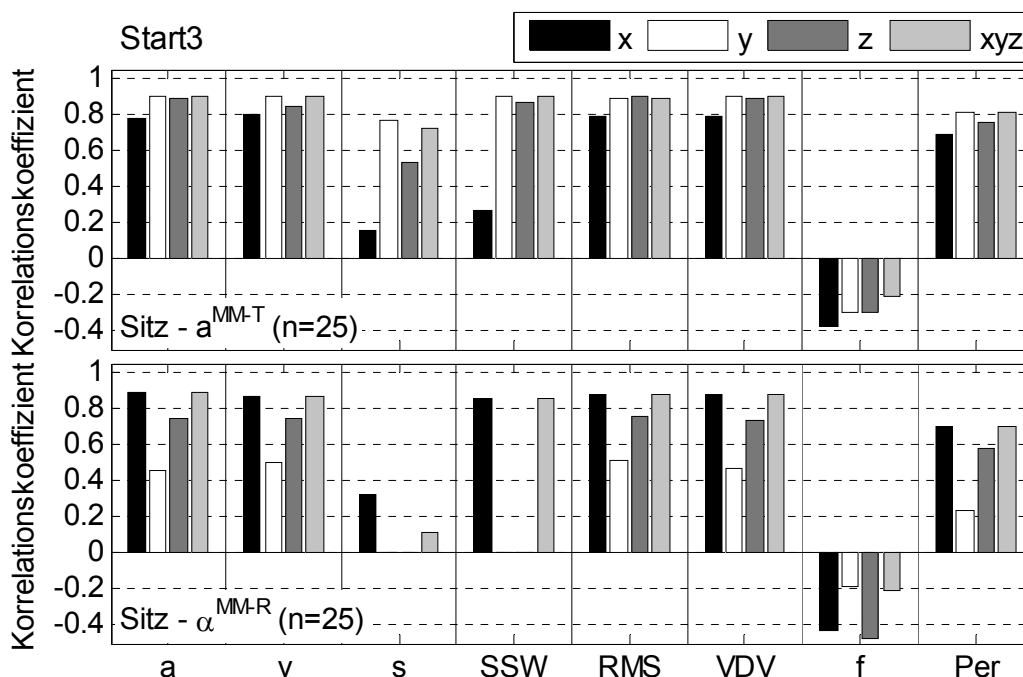


Abbildung 6.8: Einfluss von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus auf die Korrelation subjektiv-objektiv beim Versuch Start3

Beim Versuch Start3 sind die Korrelationen insgesamt höher als bei den zuvor ausgewerteten Versuchen. In Abbildung 6.8 sind die Korrelationen der verschiedenen Schwingungsrichtungen und Auswerte-Algorithmen für die Auswertepunkte Fasiko Mitte Translation und Rotation dargestellt. Auch hier korreliert die Maximalrichtung mit am besten. Einzige Ausnahme stellt die Wegamplitude der Rotation dar, welche aber insgesamt schwächer korreliert. Bei der Translation ist insbesondere der Zusammenhang mit der x-Richtung am schwächsten ausgeprägt.

Bei der Rotation dominieren x- und Maximalrichtung die Korrelation subjektiv-objektiv. Dies deckt sich mit den Ergebnissen aus den Versuchen StartF, StoppF und Stopp2. Auch hier korrelieren Amplitude, Effektivwert, Vibration Dose Value, Spitze-Spitze-Wert und Periodenanzahl hoch. Für Sitz- und Lehnenkissen ergeben sich ähnliche Verläufe wie bei der Fasiko Mitte. Dominante Schwingungsrichtung ist beim Sitzkissen neben der Maximal- die y-Richtung, beim Lehnenkissen die z-Richtung. In Tabelle 6.6 ist das Ergebnis aus der schrittweisen Regression zusammengefasst. Der stärkste Zusammenhang ergibt sich für alle vier Modelle mit der Beschleunigungsamplitude der Fasiko Mitte Translation. Die Modelle 1 und 3 stimmen überein, unterscheiden sich aber von den beiden anderen Modellen.

Start3	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	Beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T xyz a	1	1,11	16	1,16	13	1,11	4	0,73
MM-T xyz RMS	2		15		14		3	
MM-T xyz f	3	0,12	14	0,11	15	0,12	2	0,17
MM-T xyz Per	4		13		16		1	0,18
MM-R xyz a	5		12		9		8	
MM-R xyz RMS	6		11		10		7	
MM-R xyz f	7	0,08	10	0,11	11	0,08	6	
MM-R xyz Per	8	-0,15	9	-0,13	12	-0,15	5	-0,13
SK xyz a	9	-0,3	8	-0,52	5	-0,3	12	
SK xyz RMS	10		7	0,3	6		11	
SK xyz f	11		6		7		10	
SK xyz Per	12	0,15	5		8	0,15	9	
LK xyz a	13	0,15	4	0,31	1	0,15	16	0,17
LK xyz RMS	14		3	-0,17	2		15	
LK xyz f	15	-0,11	2	-0,1	3	-0,11	14	-0,1
LK xyz Per	16		1		4		13	
R ²	0,84	0,83	0,84	0,83	0,84	0,83	0,84	0,83

Tabelle 6.6: Schrittweise Regression des WFP Körper / Sitz beim Versuch Start3

In allen Modellen werden mehrere potentielle Kennwerte berücksichtigt. Das Bestimmtheitsmaß ist bei allen Modellen ähnlich hoch. Neben der Amplitude der Fasiko Mitte werden die Amplituden von Sitz- und Lehnenkissen zu den Modellen hinzugefügt. Außerdem wird die Frequenz berücksichtigt. Lediglich der Einfluss der Periodenanzahl ist unklar. Diese wird zu allen Modellen hinzugefügt, jedoch gleichzeitig mit positivem und negativem Vorzeichen aus verschiedenen

Auswertepunkten. Da Frequenz und Periodenanzahl aus verschiedenen Auswertepunkten miteinander korreliert sein sollten, werden in Tabelle 6.7 zwei weitere Modelle berechnet. Dabei werden Frequenz und Periodenanzahl jeweils nur einmal als potentielle Kennwerte angeboten. Das Ergebnis zeigt, dass die Frequenz auch hier in die Modelle aufgenommen wird, die Periodenanzahl nicht. Dominanter Einflussparameter ist auch hier die Amplitude der Translation Fasiko Mitte. Das Sitzkissen wird hier mit negativem β -Gewicht bewertet.

Start3	Modell 5		Modell 6	
	pot.	beta	pot.	beta
MM-T xyz a	1	1,18	7	1,18
MM-T xyz RMS	2		6	
MM-T xyz f	3	0,13	5	0,13
MM-T xyz Per	4		4	
MM-R xyz a	5		3	
SK xyz a	6	-0,33	2	-0,33
LK xyz a	7	0,16	1	0,16
R ²	0,85	0,85	0,85	0,85

Tabelle 6.7: Weitere Modelle aus schrittweiser Regression des WFP Körper / Sitz beim Versuch Start3

Beim Versuch Start2 korrelieren in allen Auswertepunkten mit Ausnahme von Frequenz und Periodenanzahl alle Auswerte-Algorithmen ähnlich hoch. Die Maximalrichtung korreliert für das Sitzkissen am besten. Beim Lehnenkissen dominiert die z-Richtung das Subjektivurteil. Für die Rotation der Fasiko Mitte korrelieren x- und Maximalrichtung gleichauf. Die x-Richtung bestimmt die Maximalrichtung. Für die Translation korreliert die z-Richtung am besten, die Maximalrichtung etwas schwächer. Als Ergebnis der schrittweisen Regression wird ausschließlich der Effektivwert der Fasiko Mitte Rotation in die Modelle aufgenommen. Frequenz und Periodenanzahl führen hier also zu keiner Verbesserung der Korrelation.

Beim Versuch Start1 ist die Korrelation nahezu unabhängig von Auswertepunkt und Algorithmus. Lediglich Frequenz und Periodenanzahl korrelieren bei allen Auswertepunkten schwächer als die übrigen Auswerte-Algorithmen. Bei der Translation der Fasiko Mitte sowie beim Lehnenkissen ist die Korrelation zudem bei allen Schwingungsrichtungen ähnlich hoch. Für die Rotation der Fasiko Mitte korreliert wie bei den vorangegangenen Versuchen die x- und Maximalrichtung am besten. Für das Sitzkissen korreliert – ebenfalls wie bei den zuvor ausgewerteten

Versuchen – die y-Richtung am besten, die Maximalrichtung etwas schwächer. Als Ergebnis der schrittweisen Regression werden beim Versuch Start1 mit Ausnahme von Modell 4 ausschließlich potentielle Kennwerte der Fahrersitzkonsole in die Modelle übernommen. Dabei handelt es sich um Amplitude und Effektivwert. Frequenz und Periodenanzahl werden in Modell 5 und 6 nicht aufgenommen.

Für Schwingungen beim Motorstart führt eine Modellbildung der Schwingungsrichtung in Form der Maximalrichtung zur besten Korrelation mit dem Subjektivurteil.

Intensitäts-Kennwerte der Fahrersitzkonsole eignen sich am besten zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Schwingungen beim Motorstart.

6.3.2 Leerlauf-Vibrationen

In Abbildung 6.9 ist der Einfluss von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus auf die Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Fasiko Mitte dargestellt. Der Vektorbetrag korreliert am besten, es folgen y- und z-Richtung. Bei diesen drei Schwingungsrichtungen verbessert sich die Korrelation durch Berücksichtigung weiterer Maxima nicht.

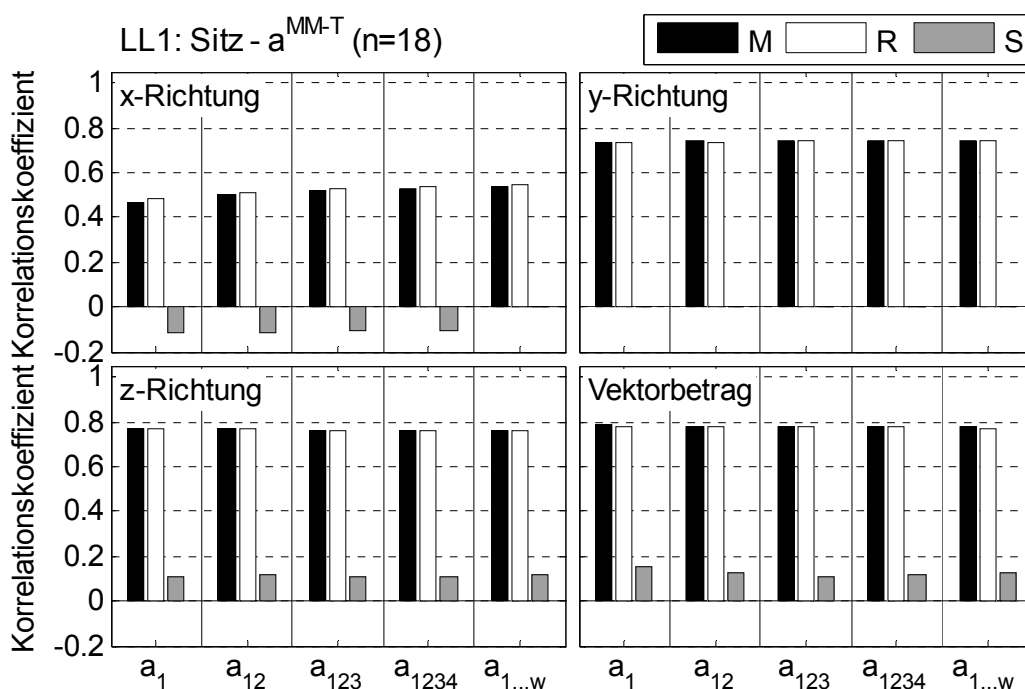


Abbildung 6.9: Einfluss von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus auf die Korrelationen von Subjektivurteil Sitz und Fasiko Mitte Translation bei Leerlauf1

Lediglich in der x-Richtung führt ein Hinzunehmen weiterer Maxima zu einer leichten Steigerung der Korrelation jedoch auf insgesamt schwächerem Niveau. Zur Objektivierung reicht also die Berücksichtigung des größten Maximums. Das Auslesen von Maximum oder Effektivwert aus $a_1(t)$ macht für die Korrelation keinen Unterschied. Die Standardabweichung korreliert für die y-Richtung nicht, bei der x-Richtung mit negativem Vorzeichen signifikant. Da die Standardabweichung, anders als Maximum oder Effektivwert, ein Maß für die Streuung des Zeitverlaufes darstellt, wird sie als potentieller Kennwert in die schrittweise Regression einbezogen. Bei der Rotation um den Auswertepunkt Fasiko Mitte korrelieren die x- und y-Richtung sowie der Betrag des Rotationsvektors am besten. Auch hier besteht in der Korrelation mit dem Subjektivurteil kein Unterschied zwischen Maximum und Effektivwert aus den Zeitverläufen. Die Standardabweichung korreliert in keiner Schwingungsrichtung und in keinem Zeitverlauf signifikant. Eine Berücksichtigung weiterer Maxima führt zu einer leichten Verbesserung der Korrelation. Insgesamt ist diese aber nicht so hoch wie bei der Translation des Auswertepunktes Fasiko Mitte. Für das Sitzkissen korreliert die z-Richtung am besten, die Unterschiede zwischen den Einzelrichtungen sind aber geringer als bei Fasiko Mitte. In z-Richtung führt die Berechnung des Effektivwerts gegenüber dem Maximum zu einer leicht höheren Korrelation. Bei Berücksichtigung weiterer Maxima nimmt die Korrelation leicht ab. Für das Lehnenkissen korrelieren z-Richtung und Vektorbetrag ähnlich hoch. Bei allen Schwingungsrichtungen reicht hier die Verwendung von $a_1(t)$. Mit Ausnahme der x-Richtung korrelieren Maximum und Effektivwert gleichauf. In der x-Richtung korreliert der Effektivwert besser. Bei der Torsion korrelieren Maximum und Effektivwert ähnlich hoch, mit zunehmender Anzahl berücksichtigter Maxima nimmt die Korrelation leicht zu.

Bei Leerlauf-Vibrationen führt eine Berücksichtigung von $a_2(t)$ bis $a_4(t)$ zu keiner sichtbaren Verbesserung der Korrelation.

Eine Modellbildung der Schwingungsrichtung in Form des Vektorbetrags stellt sich mit Ausnahme von WFP1.2 als zielführend heraus.

In die schrittweise Regression werden die Vektorbeträge der Auswertepunkte Fasiko Mitte Translation und Rotation, Fasiko Torsion, Sitzkissen und Lehnenkissen einbezogen. Eine Berücksichtigung von $a_2(t)$ bis $a_4(t)$ führt zu keiner maßgeblichen Erhöhung der Korrelation. Das Maximum aus $a_1(t)$ korreliert gleich oder schlechter

als der entsprechende Effektivwert. Wegen des stationären Zeitverlaufs bei Leerlauf-Vibrationen korrelieren Maximum und Effektivwert sehr hoch miteinander. Daher wird ausschließlich der Effektivwert aus $a_1(t)$ sowie zusätzlich die Standardabweichung in die schrittweise Regression einbezogen. In Tabelle 6.8 sind vier identische Modelle als Ergebnis der schrittweisen Regression dargestellt.

Leerlauf1	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T V R1	1	0,53	10	0,53	9	0,53	2	0,53
MM-T V S1	2	0,09	9	0,09	10	0,09	1	0,09
MM-R V R1	3		8		7		4	
MM-R V S1	4		7		8		3	
Torsion R1	5	0,11	6	0,11	5	0,11	6	0,11
Torsion S1	6		5		6		5	
SK V R1	7	0,15	4	0,15	3	0,15	8	0,15
SK V S1	8		3		4		7	
LK V R1	9	0,12	2	0,12	1	0,12	10	0,12
LK V S1	10		1		2		9	
R ²	0,67	0,66	0,67	0,66	0,67	0,66	0,67	0,66

Tabelle 6.8: Schrittweise Regression des WFP Körper / Sitz beim Versuch Leerlauf1

In die Modelle werden alle Auswertepunkte mit Ausnahme der Rotation um die Fasiko Mitte aufgenommen. Den größten Einfluss auf das Subjektivurteil hat dabei die Fasiko Mitte Translation mit $\beta = 0,53$. Es folgen jeweils Effektivwert aus $a_1(t)$ von Sitzkissen, Lehnenkissen und Torsion. Die Schwingung des Lehnenkissens beinhaltet für das Subjektivurteil relevante Anteile, welche in der Schwingung des Sitzkissens nicht enthalten sind. Dies geht auf die Tatsache zurück, dass Sitz- und Lehnenkissen in das Regressionsmodell aufgenommen werden. Die Standardabweichung der Translation von Fasiko Mitte wird ebenfalls mit kleinem β -Gewicht ins Modell aufgenommen.

Im WFP Hand / Lenkrad korrelieren x-, z-Richtung und Vektorbetrag am besten. Die y-Richtung sowie die Rotationen um x- und z-Achse korrelieren schwächer. In allen Schwingungsrichtungen und Max-Zeitverläufen korrelieren Maximum und Effektivwert aus dem Zeitverlauf gleich gut, die Standardabweichung schlechter. Des Weiteren ist keine Verbesserung der Korrelation durch Berücksichtigung weiterer Maxima aus dem Spektrum bei den translatorischen Richtungen festzustellen. Als Ergebnis der schrittweisen Regression werden einige potentielle Kennwerte ins

Modell aufgenommen. Den größten Einfluss hat dabei der Effektivwert aus der Lenkrad Translation. Es folgen die Effektivwerte der Rotation um z- und x-Achse sowie die Standardabweichung aus der Lenkrad Translation.

Im Fußraum dominieren z-Richtung und Vektorbetrag das Subjektivurteil, x- und y-Richtung korrelieren etwas schlechter. Maximum und Effektivwert korrelieren ähnlich hoch und besser als die Standardabweichung aus den Zeitverläufen. Neben dem Hauptmaximum führt die Berücksichtigung weiterer Maxima nur zu einer sehr schwachen Verbesserung der Korrelation mit dem Subjektivurteil. In die schrittweise Regression werden daher als potentielle Kennwerte der Effektivwert und das Maximum aus dem Vektorbetrag von $a_1(t)$ herangezogen. Beide potentiellen Kennwerte werden in die Modelle aufgenommen. Dominanter Einflussfaktor auf das Subjektivurteil stellt dabei der Effektivwert dar, welcher mit einem β -Gewicht von 0,64 eingeht, während dieses bei der Standardabweichung lediglich $\beta = 0,1$ beträgt.

Für WFP2.1 und WFP3.1 korreliert beim Versuch Leerlauf1 jeweils der Vektorbetrag aus M1 oder R1 am besten.

Beim Versuch Leerlauf2 werden zunächst die jeweils acht Messpunkte auf Sitz- und Lehnenkissen näher betrachtet. Die Analyse der Korrelationen mit dem Subjektivurteil erfolgt anhand des Effektivwerts aus $a_1(t)$. In Abbildung 6.10 ist die Korrelation des Subjektivurteils Sitz mit Translation, Rotation und den einzelnen Messpunkten des Sitzkissens dargestellt.

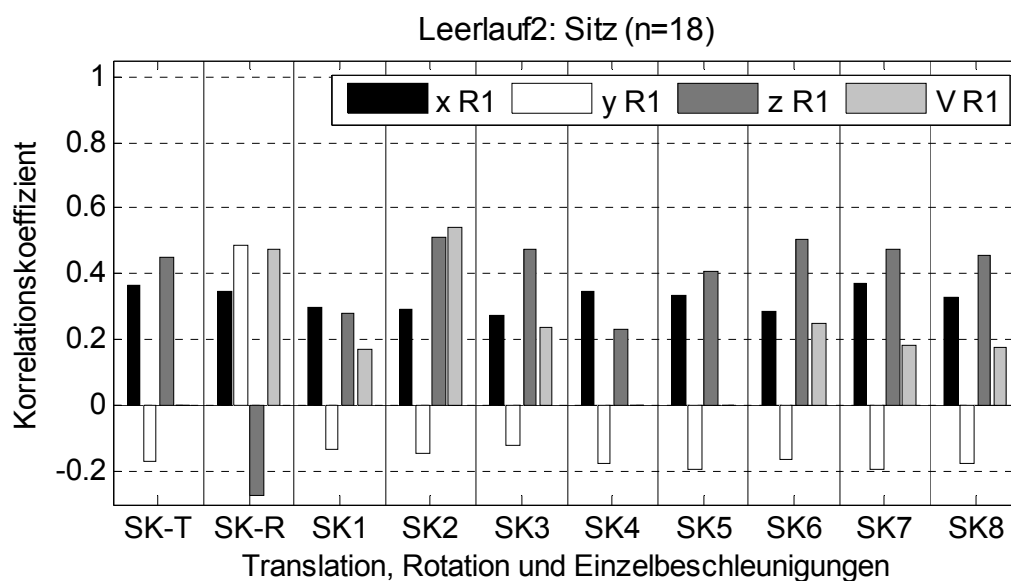


Abbildung 6.10: Korrelationen der acht Messpunkte auf dem Sitzkissen mit dem Subjektivurteil Sitz

In Abbildung 6.11 erfolgt analog die Darstellung der Korrelationen des Lehnenkissens.

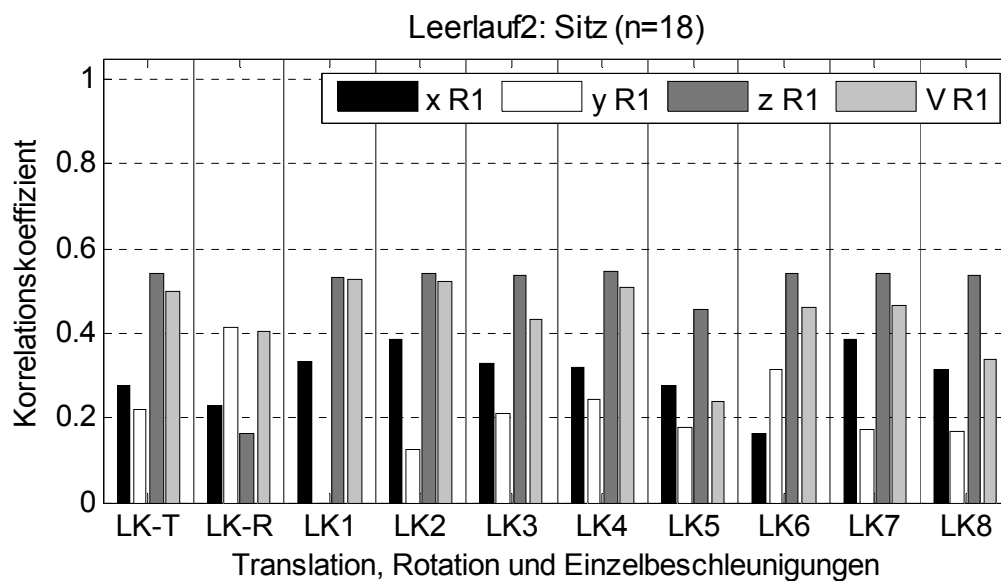


Abbildung 6.11: Korrelationen der acht Messpunkte auf dem Lehnenkissen mit dem Subjektivurteil Sitz

Translation und Rotation werden gemäß (4.9) bis (4.15) berechnet. Am besten korreliert der Vektorbetrag des Messpunktes unter dem linken Oberschenkel (SK2). Die y-Richtung korreliert mit Ausnahme der Rotation bei allen Messpunkten mit negativem Vorzeichen. Die Korrelation der einzelnen Schwingungsrichtungen unterscheidet sich bei den verschiedenen Messpunkten maßgeblich. Es ist daher von lokalen Schwingungen der Sitzmessmatte auszugehen. Der Messpunkt SK8 entspricht dem Sitzkissen-Messpunkt bei den übrigen Versuchen. Die Sitzmessmatte Version 2, welche ausschließlich bei Leerlauf2 zum Einsatz kam, ist größer als Sitzmessmatte Version 1. Daher ist es durchaus möglich, dass die beiden mittleren Sensoren nicht immer richtig Kontakt zwischen Fahrer und Sitz hatten. Für die weitere Auswertung wird der Mittelwert aus den acht Sensoren herangezogen. Dieser korreliert für das Sitzkissen zwar im Vektorbetrag nicht signifikant, bildet aber die globale Schwingform nach³⁴². Für das Lehnenkissen in Abbildung 6.11 verhalten sich die einzelnen Messpunkte homogener als beim Sitzkissen. Die Translation in z-Richtung zeigt bei allen Punkten die beste Korrelation mit dem Subjektivurteil. Die x-

³⁴² vgl. Abschnitt 4.2.2

Richtung hingegen, welche normal auf das Lehnenkissen steht, korreliert wesentlich schwächer. Der Vektorbetrag korreliert bei fast allen Einzelpunkten ähnlich gut wie die z-Richtung. Die Translation – als Mittelwert aus den Einzelpunkten – stellt ebenfalls ein brauchbares Maß für die Korrelation mit dem Subjektivurteil dar. Die Rotation korreliert insgesamt etwas schwächer. Bei der Analyse der Schwingformen stellen Translation in z-Richtung und Rotation um die y-Achse die dominanten Einzelrichtungen dar.

Die Korrelation mit dem Subjektivurteil unterscheidet sich für die jeweils acht Einzelmesspunkte auf Sitz- und Lehnenkissen. Um die globale Schwingform abzubilden, werden jeweils die Vektorbeträge von Translation und Rotation zur weiteren Auswertung herangezogen.

Die weitere Analyse der Abhängigkeiten zwischen Subjektivurteil und potentiellen Kennwerten erfolgt analog des Versuchs Leerlauf1. Für den Auswertepunkt Fasiko Mitte Translation korrelieren z-Richtung und Vektorbetrag am besten. Die Berücksichtigung weiterer Frequenzen neben dem Hauptmaximum führt zu keiner Verbesserung der Korrelation. Effektivwert und Maximum korrelieren etwa gleich hoch, die Standardabweichung schwächer. Bei der Rotation um die Fasiko Mitte ist die x-Richtung und der Vektorbetrag dominant. Die z-Richtung korreliert negativ mit dem Subjektivurteil. Auch bei der Rotation reicht $a_1(t)$ zur Objektivierung aus. Effektivwert und Maximum korrelieren auf ähnlichem Niveau mit dem Subjektivurteil. Die Standardabweichung korreliert wie bei der Translation schwächer. Für die Translation und Rotation von Sitz- und Lehnenkissen gilt, dass die Effektivwerte ähnlich hoch korrelieren wie die Maxima aus den Zeitverläufen. Außerdem führt die Berücksichtigung weiterer Maxima in diesen Auswertepunkten zu keiner Erhöhung der Korrelation. Für das Sitzkissen korrelieren insbesondere die Schwingungsrichtungen Translation in z-Richtung, Rotation um die y-Achse und Betrag des Rotationsvektors am besten. Für das Lehnenkissen korrelieren translatorisch z-Richtung und Vektorbetrag, rotatorisch y-Richtung und Vektorbetrag am besten. Interessant ist, dass die Schwingungsrichtungen für Sitz- und Lehnenkissen weitestgehend übereinstimmen. Bei der Torsion korreliert nur die Standardabweichung aus den Max-Zeitverläufen signifikant, jedoch nur auf geringem Niveau.

In die schrittweise Regression werden wiederum Effektivwert und Standardabweichung aus $a_1(t)$ jeweils des Vektorbetrags der einzelnen Auswertepunkte

einbezogen. Der Effektivwert der Fasiko Mitte Rotation wird mit dem größten β -Gewicht ins Modell aufgenommen. Es folgen Fasiko Mitte Translation und Sitzkissen. Das Sitzkissen führt hier zu einer Erhöhung des Bestimmtheitsmaßes, obwohl der Kennwert an sich nicht signifikant korreliert. Dies bestätigt die Relevanz der Schwingform des Sitzes bei der Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung. Der Effektivwert der Torsion sowie die Standardabweichung des Sitzkissens werden ebenfalls in alle Modelle aufgenommen, die Rotation des Sitzkissens dagegen nicht.

Der Vektorbetrag des Sitzkissens wird ins Regressionsmodell aufgenommen, obwohl dieser nicht signifikant mit dem Subjektivurteil korreliert. Dies bestätigt die Relevanz der globalen Schwingform des Sitzes.

Es folgt die Analyse des WFP Hand / Lenrad. Zunächst wird in Abbildung 6.12 die Abhängigkeit des Korrelationskoeffizienten von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus exemplarisch anhand der Lenrad Translation dargestellt. Lediglich die y-Richtung sowie die Rotation um die z-Achse korrelieren etwas schwächer. Effektivwert und Maximum aus dem Zeitverlauf unterscheiden sich nicht in der Korrelation mit dem Subjektivurteil, die Standardabweichung korreliert schwächer. Die Berücksichtigung von Nebenmaxima bei der Bestimmung der Zeitverläufe hat keinen Einfluss auf die Korrelation. Es ist daher auch hier hinreichend zur Objektivierung $a_1(t)$ heranzuziehen.

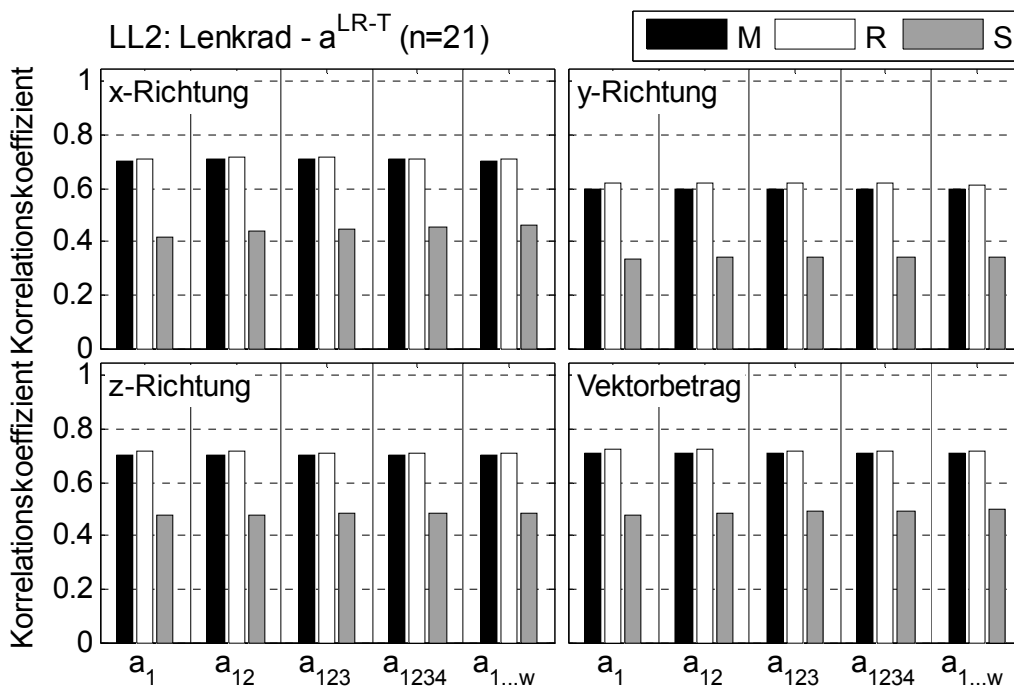


Abbildung 6.12: Einfluss von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus auf die Korrelationen von Subjektivurteil Lenrad und Lenrad Translation bei Leerlauf2

In Tabelle 6.9 ist das Ergebnis der schrittweisen Regression zusammengefasst.

Leerlauf2	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
LR-T V R1	1	0,52	6	0,52	5	0,52	2	0,52
LR-T V S1	2		5		6		1	
LR-R x R1	3	0,23	4	0,23	3	0,23	4	0,23
LR-R x S1	4		3		4		3	
LR-R z R1	5		2		1		6	
LR-R z S1	6		1		2		5	
R ²	0,54	0,53	0,54	0,53	0,54	0,53	0,54	0,53

Tabelle 6.9: Schrittweise Regression des WFP Hand / Lenkrad beim Versuch Leerlauf2

Dominanter Einflussfaktor auf das Subjektivurteil ist der Effektivwert aus der Lenkrad Translation. Außerdem wird der Effektivwert der Rotation um die x-Achse in alle Modelle aufgenommen. Die Standardabweichung wird in keines der Modelle aufgenommen.

Der Fußraum wird als weitere Wirkfläche hinsichtlich der Abhängigkeit seiner Korrelationen untersucht. Dominante Schwingungsrichtung bezüglich der Korrelation mit dem Subjektivurteil ist die y-Richtung. Insgesamt ist die Korrelation verglichen mit Versuch LL1 auf einem niedrigen Niveau. Zur Objektivierung reicht es $a_1(t)$ heranzuziehen. Maximum und Effektivwert korrelieren ähnlich hoch. Die Standardabweichung weist nur für die z-Richtung eine signifikante Korrelation mit dem Subjektivurteil auf. In die schrittweise Regression wird ausschließlich der Effektivwert aufgenommen.

Bei Leerlauf-Vibrationen kann für die WFP2.1 und WFP3.1 kein Mehrwert durch eine Berücksichtigung von $a_2(t)$ bis $a_4(t)$ nachgewiesen werden. Eine Modellbildung der Schwingungsrichtung in Form des Vektorbetrags erweist sich als zielführend für die Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung.

6.3.3 Vibrationen im Fahrbetrieb

Zu den Vibrationen im Fahrbetrieb gehören die beiden Teilversuche Anfahren (AF) und Hochfahrt (HF). Zunächst erfolgt die Analyse des Versuchs Anfahren. In Abbildung 6.13 ist die Abhängigkeit der Korrelation von Schwingungsrichtung und Algorithmus am Auswertepunkt Fasiko Mitte dargestellt. Außer der x-Richtung, bei

der nur zwei Algorithmen überhaupt signifikant positiv korrelieren, sind die Unterschiede in den anderen Richtungen gering. Eine Berücksichtigung mehrerer Maxima führt eher zu einer Verschlechterung der Korrelation. Daher wird hier ebenfalls $a_1(t)$ zur Objektivierung herangezogen. In der y-Richtung ist ein kleiner Unterschied zwischen Effektivwert und Maximum in der Korrelation festzustellen. Bei allen Schwingungsrichtungen korreliert die Standardabweichung nur etwas schwächer als die beiden anderen potentiellen Kennwerte.

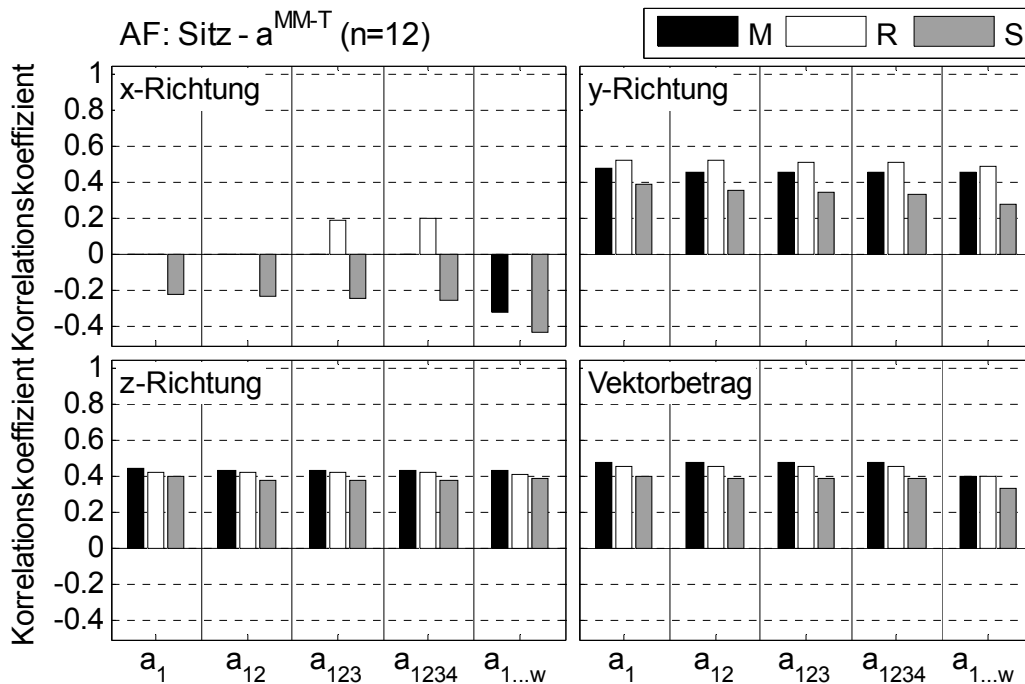


Abbildung 6.13: Einfluss von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus auf die Korrelationen von Subjektivurteil Sitz und Fasiko Mitte Translation beim Anfahren

Bei der Rotation um den Auswertepunkt Fasiko Mitte korrelieren z-Richtung und Vektorbetrag am besten. Der Effektivwert korreliert bei diesen beiden Schwingungsrichtungen etwas besser als das Maximum, die Standardabweichung am schwächsten. Bei den anderen beiden Richtungen unterscheidet sich diese Reihenfolge leicht. Der Einfluss zusätzlich berücksichtigter Maxima ist schwach und zwischen den verschiedenen Schwingungsrichtungen nicht einheitlich. Für die weitere Auswertung wird daher auch für die Fasiko Mitte Rotation $a_1(t)$ herangezogen. Am Auswertepunkt Sitzkissen korrelieren y-Richtung und Vektorbetrag am besten. Ein Einfluss der Anzahl berücksichtigter Maxima aus dem Max-Zeitverlauf ist kaum zu erkennen. Die Unterschiede zwischen Maximum, Effektivwert und Standardabweichung des Vektorbetrags sind minimal. Am Lehenkissen ist die x-Richtung dominant. Die beiden anderen Einzelrichtungen und

der Vektorbetrag korrelieren schwächer. Bei allen Schwingungsrichtungen stellt $a_1(t)$ das am besten geeignete Maß zur Objektivierung dar. Effektivwert und Maximum korrelieren hier annähernd gleich, die Standardabweichung schwächer. Bei der Torsion ist der Unterschied zwischen den Max-Zeitverläufen gering, lediglich die Quadratsumme aller Werte korreliert schlechter. Effektivwert, Maximum und Standardabweichung korrelieren hier auf ähnlichem Niveau.

Da der Zusammenhang zwischen Effektivwert und Maximum nicht in allen Auswertepunkten und Schwingungsrichtungen so gegeben ist wie bei Leerlauf-Vibrationen, werden hier jeweils beide potentiellen Kennwerte in die schrittweise Regression einbezogen. Ansonsten erfolgt die Auswahl analog der Auswertung bei Leerlauf-Vibrationen. Das Ergebnis ist in Tabelle 6.10 zusammengefasst. In alle Modelle wird der Effektivwert aus der Fasiko Mitte mit dem größten β -Gewicht aufgenommen. Es folgen die Standardabweichung aus Torsion, Sitzkissen und Lehnenkissen. Letzterer Auswertepunkt hat ein negatives β -Gewicht. Ein Maximum aus den Max-Zeitverläufen der verschiedenen Auswertepunkte wird nicht ins Regressionsmodell aufgenommen. Dies ist ein Indiz dafür, dass der Effektivwert zur Objektivierung besser geeignet ist.

Anfahren	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T V M1	1		15		13		3	
MM-T V R1	2	0,52	14	0,52	14	0,52	2	0,52
MM-T V S1	3		13		15		1	
MM-R V M1	4		12		10		6	
MM-R V R1	5		11		11		5	
MM-R V S1	6		10		12		4	
Torsion M1	7		9		7		9	
Torsion R1	8		8		8		8	
Torsion S1	9	0,31	7	0,31	9	0,31	7	0,31
SK V M1	10		6		4		12	
SK V R1	11		5		5		11	
SK V S1	12	0,29	4	0,29	6	0,29	10	0,29
LK V M1	13		3		1		15	
LK V R1	14		2		2		14	
LK V S1	15	-0,49	1	-0,49	3	-0,49	13	-0,49
R ²	0,55	0,44	0,55	0,44	0,55	0,44	0,55	0,44

Tabelle 6.10: Schrittweise Regression des WFP Körper / Sitz beim Versuch Anfahren

Für Vibrationen beim Anfahren führt eine Berücksichtigung von $a_2(t)$ bis $a_4(t)$ eher zu einer Verschlechterung der Korrelation zwischen den Schwingungen im WFP Körper / Sitz und dem Subjektivurteil.

Der Vektorbetrag stellt ein geeignetes Maß zur Modellbildung der Schwingungsrichtung dar.

Für das WFP Hand / Lenkrad ist beim Versuch Anfahren das Korrelationsniveau insgesamt niedriger als beim WFP Körper / Sitz. Eine dominante Einzelrichtung ist nicht erkennbar, in y-Richtung korrelieren allerdings nur die Effektivwerte aus den Zeitverläufen signifikant. Bei der Rotation um die x-Achse korreliert kein einziger potentieller Kennwert signifikant. Die Berücksichtigung weiterer Maxima hat keinen Einfluss auf die Korrelation mit dem Subjektivurteil. Bei der Objektivierung wird daher ausschließlich $a_1(t)$ herangezogen. Die Unterschiede zwischen Maximum, Effektivwert und Standardabweichung sind gering, über die verschiedenen Schwingungsrichtungen korreliert der Effektivwert insgesamt am besten. In die schrittweise Regression werden ähnlich wie beim Sitz Maximum, Effektivwert und Standardabweichung als potentielle Kennwerte einbezogen. Als Ergebnis wird der Effektivwert der Rotation um die z-Achse als dominanter Kennwert in die Modelle aufgenommen. Einziger weiterer Kennwert ist das Maximum aus der Rotation um die z-Achse. Dieses wird allerdings mit negativem β -Gewicht berücksichtigt.

Für das WFP Fuß / Fußraum korrelieren y-Richtung und Vektorbetrag am besten. Effektivwert und Maximum korrelieren etwa auf gleichem Niveau und jeweils besser als die Standardabweichung. Im Fußraum führt eine Berücksichtigung weiterer Maxima zu einer Verbesserung der Korrelation mit dem Subjektivurteil. In die schrittweise Regression gehen daher neben dem Hauptmaximum auch Nebenmaxima ein. Als Ergebnis werden die Effektivwerte aus $a_1(t)$ und $a_2(t)$ ins Modell aufgenommen. Dominanter Einflussfaktor ist dabei der Effektivwert aus dem Hauptmaximum. Auch für den Fußraum wird kein Maximum aus den Max-Zeitverläufen in das Regressionsmodell aufgenommen.

Für das WFP Hand / Lenkrad korrelieren – ähnlich wie für das WFP Körper / Sitz – die Auswerte-Algorithmen M1 und R1 am besten. Für das WFP3.1 bringt die Berücksichtigung von $a_2(t)$ einen Mehrwert für die Korrelation mit dem Subjektivurteil.

Im Folgenden wird die Auswertung zum Versuch Hochfahrt beschrieben. In Abbildung 6.14 ist die Abhängigkeit der Korrelation von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus am Auswertepunkt Fasiko Mitte dargestellt. Alle Schwingungsrichtungen korrelieren ähnlich hoch. In allen Richtungen korreliert der Effektivwert aus den Zeitverläufen am besten. Kleine Unterschiede ergeben sich lediglich in der Abhängigkeit von der Anzahl berücksichtigter Maxima in den Zeitverläufen. In allen Schwingungsrichtungen korreliert $a_{1\dots w}(t)$ tendenziell am schlechtesten. Die Unterschiede zwischen $a_1(t)$ und $a_{1234}(t)$ sind gering.

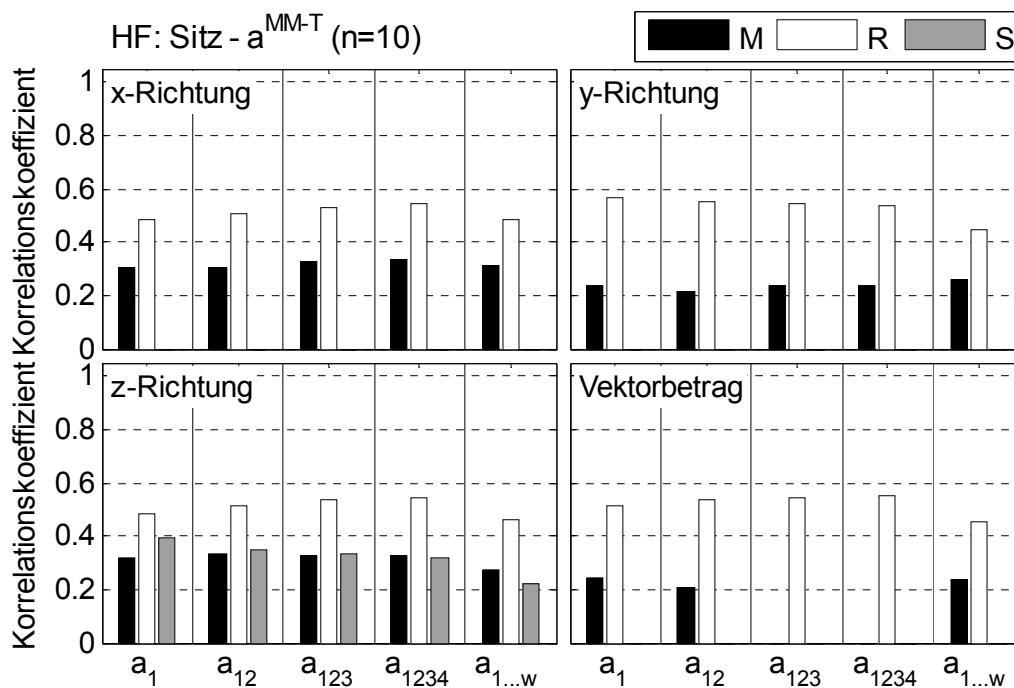


Abbildung 6.14: Einfluss von Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus auf die Korrelation von Subjektivurteil Sitz und Fasiko Mitte Translation bei der Hochfahrt

Bei der Rotation um den Auswertepunkt Fasiko Mitte korrelieren alle Schwingungsrichtungen ähnlich hoch, die Rotation um die y-Achse etwas besser. Der Effektivwert aus den Zeitverläufen korreliert für jede Richtung am besten, gefolgt von Maximum und Standardabweichung. Bei der Rotation ist jeweils $a_1(t)$ am aussagekräftigsten hinsichtlich der Korrelation mit dem Subjektivurteil. Bei Berücksichtigung weiterer Maxima wird die Korrelation schlechter. Am Auswertepunkt Sitzkissen korreliert in z-Richtung kein einziger Algorithmus positiv signifikant. In der x-Richtung korrelieren nur die Effektivwerte. Vektorbetrag und y-Richtung haben die beste Korrelation mit dem Subjektivurteil. Wie bei Fasiko Mitte korreliert auch beim Sitzkissen der Effektivwert besser als Maximum oder Standardabweichung. Hin zu $a_{1\dots w}(t)$ nimmt die Korrelation bei fast allen Kombinationen aus Schwingungsrichtung und Auswerte-

Algorithmus ab. In die weitere Auswertung wird daher ausschließlich $a_1(t)$ einbezogen. Am Lehnenkissen korreliert die y-Richtung mit Abstand am besten. Für z-Richtung und Vektorbetrag korreliert nur der Effektivwert für alle Zeitverläufe signifikant. Der Max-Zeitverlauf $a_1(t)$ stellt auch für das Lehnenkissen eine sinnvolle Objektivierung dar, der Unterschied zwischen Maximum, Effektivwert und Standardabweichung ist gering. Für die Torsion der Fahrersitzkonsole korrelieren die Effektivwerte am besten. Außerdem führt $a_{12}(t)$ zu einer etwas besseren Korrelation gegenüber $a_1(t)$. In die schrittweise Regression werden die Vektorbeträge von $a_1(t)$ aller Auswertepunkten als potentielle Kennwerte einbezogen. Das Ergebnis ist in Tabelle 6.11 zusammengefasst.

Hochfahrt	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T V M1	1		15		13		3	
MM-T V R1	2		14		14		2	
MM-T V S1	3		13		15		1	
MM-R V M1	4		12		10		6	
MM-R V R1	5		11		11		5	
MM-R V S1	6		10		12		4	
Torsion M1	7		9		7		9	
Torsion R1	8	0,74	8	0,74	8	0,74	8	0,74
Torsion S1	9		7		9		7	
SK V M1	10	0,59	6	0,59	4	0,59	12	0,59
SK V R1	11		5		5		11	
SK V S1	12	-0,69	4	-0,69	6	-0,69	10	-0,69
LK V M1	13		3		1		15	
LK V R1	14		2		2		14	
LK V S1	15		1		3		13	
R^2	0,61	0,56	0,61	0,56	0,61	0,56	0,61	0,56

Tabelle 6.11: Schrittweise Regression des WFP Körper / Sitz beim Versuch Hochfahrt

Als dominanter Einflussfaktor auf das Subjektivurteil resultiert der Effektivwert aus der Torsion. Außerdem werden Maximum und Standardabweichung aus dem Sitzkissen ins Modell aufgenommen. Die Standardabweichung hat allerdings ein negatives β -Gewicht. Interessant ist, dass mit Ausnahme der Torsion kein potentieller Kennwert der Fahrersitzkonsole in die Modelle aufgenommen wird.

Im WFP Hand / Lenkrad korreliert die Translation in y- und z-Richtung sowie der Vektorbetrag am besten. Die Translation in x-Richtung sowie die Rotation um die z-

Achse korreliert schwächer. Keine signifikante Korrelation wird für die Rotation um die x-Achse festgestellt. Eine Abhängigkeit von der Anzahl berücksichtigter Maxima wird nicht festgestellt. Die Effektivwerte korrelieren leicht besser als Maximum oder Standardabweichung. In die schrittweise Regression werden daher die gleichen potentiellen Kennwerte wie beim Versuch Anfahren einbezogen. In die Modelle wird ausschließlich der Effektivwert aus der Lenkrad Translation aufgenommen.

Für den Fußraum korrelieren alle Schwingungsrichtungen recht hoch, die y-Richtung etwas schwächer. In der y-Richtung korrelieren nur die Effektivwerte aus den Zeitverläufen positiv signifikant. Die Effektivwerte ergeben insgesamt die beste Korrelation, der Unterschied zu Maximum und Standardabweichung ist aber nicht groß. Gegenüber dem Versuch Anfahren ist bei der Hochfahrt eine Objektivierung mittels $a_1(t)$ zielführend. Eine Berücksichtigung weiterer Maxima führt hier zu einer leichten Verschlechterung der Korrelation mit dem Subjektivurteil. Als Ergebnis der schrittweisen Regression wird ausschließlich der Effektivwert in die Modelle aufgenommen.

Für Vibrationen bei der Hochfahrt korreliert fast ausnahmslos der Auswerte-Algorithmus R1 besser als M1. Der Vektorbetrag korreliert fast immer mindestens genauso hoch wie die bestkorrelierende Einzelrichtung. Eine Berücksichtigung weiterer Maxima bringt keinen Mehrwert für die Korrelation mit dem Subjektivurteil.

6.4 Phänomenübergreifende Bewertung

Die Ergebnisse zu den einzelnen Phänomenen aus Abschnitt 6.3 werden zusammengetragen, um abschließend eine Bewertung der Korrelation einzelner Auswertepunkte, Schwingungsrichtungen und Auswerte-Algorithmen vorzunehmen. Zunächst werden die Versuche zu Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp zusammengefasst. Im Anschluss werden die Versuche Leerlauf1, Leerlauf2, Anfahren und Hochfahrt analysiert.

In Tabelle 6.12 sind die Ergebnisse der schrittweisen Regression aus Abschnitt 6.3.1 zusammengefasst. Dabei werden Intensität, Frequenz und Periodenanzahl betrachtet. Die verschiedenen Auswertepunkte werden bezüglich der Intensität unterschieden. Dabei werden kaum Unterschiede zwischen Amplitude, Spitze-Spitze-Wert, Effektivwert oder Vibration Dose Value festgestellt. Der Vibration Dose

Value korreliert also nicht besser als beispielsweise die Amplitude. Dies kann unter Umständen darauf zurückzuführen sein, dass alle Signale ähnlich lang waren. Damit eignet sich der VDV aber nicht dazu, die Dauer der Schwingungen entsprechend zu berücksichtigen. Bei Frequenz und Periodenanzahl wird davon ausgegangen, dass diese in WFP1.1, WFP1.2 und WFP1.3 ähnlich ausgeprägt sind. Die Periodenanzahl korreliert bei einigen Versuchen gleichauf mit den Kennwerten der Intensität. Eine Aufnahme ins Regressionsmodell erfolgt bei den Versuchen StoppF, Start1 und Start3. Eine Begrenzung der Periodenanzahl als zusätzlicher Kennwert wird daher gerade beim Motorstopp als sinnvoll erachtet. Bei der Frequenz ist keine eindeutige Tendenz zu finden. Bei zwei Versuchen ist die Korrelation positiv, bei zwei anderen negativ. Bei Versuch Start1 wurde die Frequenz gezielt variiert, dort korreliert diese nicht signifikant und wird auch nicht ins Regressionsmodell aufgenommen.

	StartF	StoppF	Start1	Start2	Stopp2	Start3
n_{Var}	5	8	16	13	5	20
n (Sitz)	8	16	9	11	5	25
MM-T Intensität			X*			X
MM-R Intensität	X	X*	X	X		
SK Intensität		X				X
LK Intensität					X	X
Frequenz					X	X
Perioden		X	X*			X*
*nicht eindeutig oder mit negativem β -Gewicht in einzelne Modelle aufgenommen						

Tabelle 6.12: Anzahl der Probanden und Varianten; bei Objektivierung berücksichtigte Auswertepunkte und Auswerte-Algorithmen zu WFP Körper / Sitz

Die Maximalrichtung erweist sich bei allen potentiellen Kennwerten zur Objektivierung als die am besten geeignete Schwingungsrichtung. Zur Bestimmung der Signifikanz wird die Probanden- und Variantenanzahl benötigt, welche für die Versuche zu Motorstart/-stopp in Tabelle 6.12 aufgeführt sind. Bei den Simulatorversuchen werden mehrfach abgespielte Signale analog der Medianbildung der Subjektivurteile³⁴³ nur einfach gewertet.

³⁴³ vgl. Abschnitt 5.3

In Abbildung 6.15 werden die verschiedenen Auswertepunkte exemplarisch anhand des Spitze-Spitze-Werts der Maximalrichtung gegenübergestellt. Um über alle Versuche einen durchgängigen Kennwert auszuwerten, wird der Auswertepunkt Fasiko Mitte aus sieben Kanälen berechnet. Unter der Annahme, dass sich die Stichprobe aus dem Produkt von Probanden- und Variantenzahl ergibt, sind die Unterschiede in der Korrelation der einzelnen Auswertepunkte bei den Versuchen StartF und Start1 nicht signifikant. Bei Versuch StoppF unterscheiden sich Fasiko Mitte Translation, VL und Sitzkissen nicht signifikant, Fasiko Mitte Rotation ist jedoch signifikant schlechter als die drei anderen Auswertepunkte. Das Lehnenkissen korreliert bei StoppF überhaupt nicht. Bei Versuch Start2 korreliert Fasiko VL signifikant besser als Fasiko Mitte Translation und Sitzkissen.

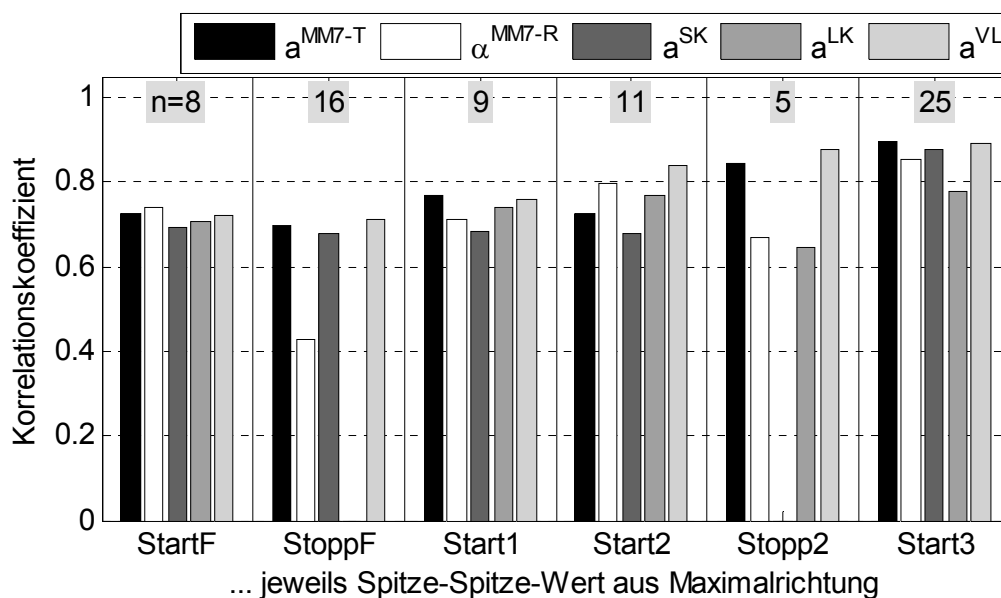


Abbildung 6.15: Vergleich der Auswertepunkte zum WFP Körper / Sitz

Bei Versuch Stopp2 ist lediglich der Unterschied in der Korrelation zwischen Fasiko VL und Lehnenkissen signifikant. Außerdem ist festzustellen, dass das Sitzkissen keine signifikante Korrelation aufweist. Bei Start3 ist der Unterschied in der Korrelation von Fasiko VL und Mitte Translation zur Fasiko Mitte Rotation signifikant, der Unterschied zwischen Sitzkissen und Rotation jedoch nicht. Das Lehnenkissen korreliert signifikant schlechter als die restlichen Auswertepunkte.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass Fasiko Mitte Translation und Fasiko vorne links für die Objektivierung am besten geeignet sind. Sitzkissen und Fasiko Mitte Rotation sind für eine Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp nur bedingt, das Lehnenkissen nicht

geeignet. Wie verhalten sich die übrigen Eckpunkte der Fahrersitzkonsole? Ergibt sich ein Unterschied in der Korrelation, wenn zur Berechnung der Fasiko Mitte Translation 12 anstatt sieben Kanäle herangezogen werden? Zur Beantwortung dieser Fragen wird in Abbildung 6.16 die Korrelation der Eckpunkte der Fahrersitzkonsole im Vergleich mit der Translation der Fasiko Mitte exemplarisch am Spitze-Spitze-Wert der Maximalrichtung dargestellt.

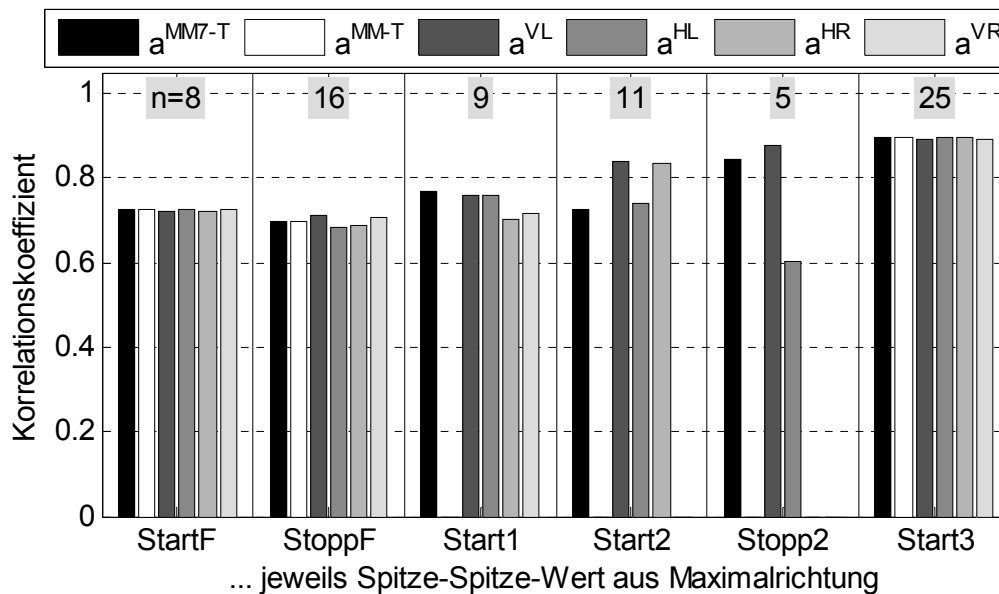


Abbildung 6.16: Einfluss des Auswertepunktes an der Fahrersitzkonsole

Bei den Versuchen StartF, StoppF und Start3 ergeben sich keine Unterschiede zwischen den vier Eckpunkten und der Fasiko Mitte Translation. Genau bei diesen drei Versuchen wurde die Fasiko Mitte Translation auch aus 12 Kanälen berechnet. Für die Korrelation mit dem Subjektivurteil ist es daher unerheblich, ob die Fasiko Mitte aus sieben oder 12 Kanälen berechnet wird. Die kleinen Unterschiede zwischen den verschiedenen Eckpunkten der Sitzkonsole bei Versuch Start1 sind nicht signifikant. Bei Versuch Start2 ergibt sich jedoch ein signifikanter Unterschied in der Korrelation zwischen Fasiko Mitte Translation und Fasiko HR. Ebenfalls signifikant ist der Unterschied zwischen Fasiko VL und HL bei Versuch Stopp2. Wird anstelle des Spitze-Spitze-Werts jedoch der Effektivwert betrachtet, so ändern sich die Verhältnisse zumindest in den Versuchen Start2 und Stopp2. Fasiko VL ist aber derjenige Eckpunkt der Sitzkonsole, welcher am besten korreliert.

In Tabelle 6.13 sind die Ergebnisse zu den WFP Hand / Lenkrad und Fuß / Fußraum zusammengefasst.

	StartF	StoppF
n_{Var}	5	8
n (Lenkrad)	7	11
LR-T Intensität	X	X
LR-R Intensität		
LR Frequenz		
LR Perioden		X
n (Fußraum)	2	7
FR Intensität		X
FR Frequenz		X
FR Perioden		X

Tabelle 6.13: Anzahl der Probanden und Varianten; bei Objektivierung berücksichtigte Auswertepunkte und Algorithmen zu WFP Hand / Lenkrad und Fuß / Fußraum

Am Lenkrad wird bei beiden Versuchen die Intensität der Translation ins Modell aufgenommen, die Rotation hingegen nicht. Beim Versuch StoppF wird für das Lenkrad außerdem die Periodenanzahl berücksichtigt. Für das WFP Fuß / Fußraum korreliert bei Versuch StartF überhaupt kein Kennwert, bei StoppF werden Intensität, Frequenz und Periodenanzahl ins Regressionsmodell aufgenommen. Beim Versuch StartF werden bei der Fußraum-Probandenselektion nur zwei Probanden berücksichtigt, bei StoppF sind es immerhin sieben von 17 Probanden. Die Relevanz einer Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung über die WFP Fuß / Fußraum und Hand / Lenkrad kann anhand dieser Daten nicht ausgeschlossen werden. In Abschnitt 6.5 werden die Subjektivurteile und Kennwerte der einzelnen WFP untereinander korreliert, um insbesondere Zusammenhänge zum Subjektivurteil Sitz zu analysieren.

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus den Versuchen zu Vibrationen bewertet. Der Versuch Leerlauf1 kann aufgrund der großen Variantenzahl zusätzlich nach Fahrzeugen ausgewertet werden. Damit wird ein Vergleich der einzelnen Fahrzeuge aus Leerlauf1 und Leerlauf2 möglich. Bei der Aufteilung nach Fahrzeugen ist anzumerken, dass Fahrzeug 2 während des Versuchs durch ein anderes baugleiches Fahrzeug ersetzt wurde. Einige Probanden beurteilten Fahrzeug 2a, die restlichen Probanden Fahrzeug 2b. In Abschnitt 6.3.2 und 6.3.3 erwies sich der Effektivwert aus $a_1(t)$ hinsichtlich der Korrelation zum Subjektivurteil als am besten geeigneter Auswerte-Algorithmus. Der Vektorbetrag stellte bei allen Versuchen eine gute Modellbildung der einzelnen Schwingungsrichtungen dar. Zur Bewertung der

Auswertepunkte für das WFP Körper / Sitz sind in Tabelle 6.14 jene aufgeführt, welche in die Regressionsmodelle aufgenommen wurden. Außerdem ist jeweils die Anzahl der Probanden und Varianten mit angegeben, welche zur Bewertung signifikanter Unterschiede benötigt werden. Dabei kann kein Auswertepunkt ausgeschlossen werden. Es gibt aber auch keinen, der bei jedem Versuch ins Regressionsmodell aufgenommen wird.

	Leerlauf1	Leerlauf2	Anfahren	Hochfahrt
n_{Var}	26	16 (2x8)	10	10
n (Sitz)	18	18	12	10
MM-T V R1	X	X	X	
MM-R V R1		X		
Torsion R1	X	X		X
SK V R1	X	X		X (M1)
LK V R1	X			

Tabelle 6.14: Anzahl der Probanden und Varianten; bei Objektivierung berücksichtigte Auswertepunkte zu WFP Körper / Sitz

In Abbildung 6.17 sind daher die Korrelationskoeffizienten zu allen Versuchen und Auswertepunkten dargestellt.

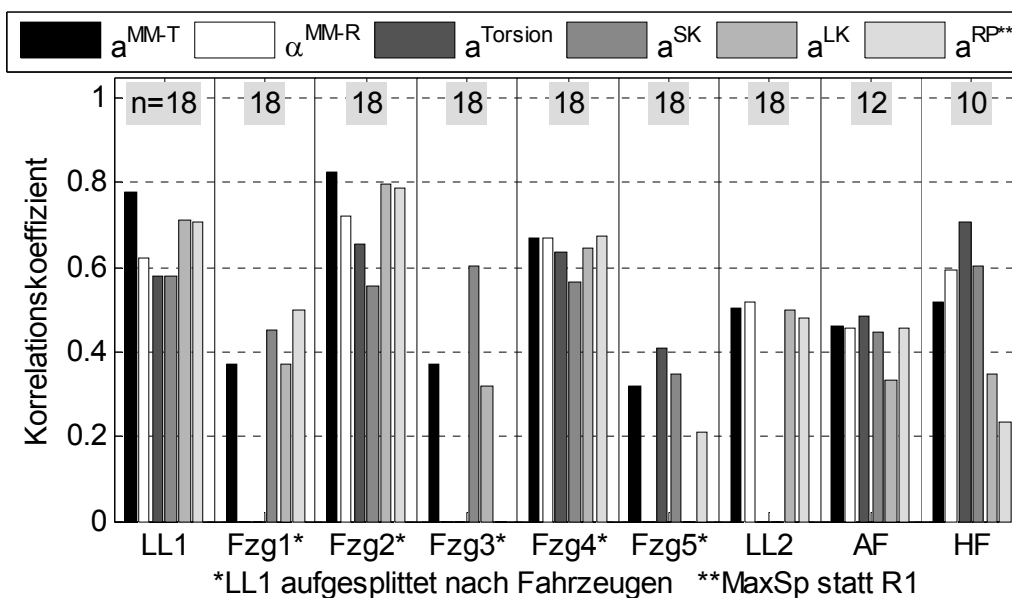


Abbildung 6.17: Korrelationen im WFP Körper / Sitz in Abhängigkeit von Versuch und Auswertepunkt anhand des Effektivwerts aus $a_1(t)$ des Vektorbetrags

Dies erfolgt anhand des Effektivwerts aus $a_1(t)$ jeweils des Vektorbetrags bzw. der Torsion. Der Fasiko-Referenzpunkt wird anhand des größten Maximums aus dem Spektrum ausgewertet. Dies entspricht dem Kennwert des bestehenden Ansatzes³⁴⁴. Der Probandenversuch Hochfahrt unterscheidet sich in den Korrelationen von den übrigen Versuchen. Die höchste Korrelation erreicht dort die Torsion der Fahrersitzkonsole, gefolgt vom Sitzkissen. Dies deckt sich mit dem Ergebnis aus der schrittweisen Regression³⁴⁵. Unter der Annahme, dass sich die Stichprobe aus dem Produkt von Probanden- und Variantenzahl ergibt, unterscheiden sich Torsion, Sitzkissen sowie Rotation der Fahrersitzkonsole nicht signifikant. Der Unterschied von Torsion zu Translation der Fahrersitzkonsole ist jedoch signifikant. Bei der Hochfahrt liegen die Anregungsfrequenzen höher als beispielsweise im Leerlauf. Es treten vermehrt lokale Verformungen der Karosserie auf, welche sich als Torsion der Sitzkonsole äußern können. Es liegt daher die Vermutung nahe, dass das Subjektivurteil mit dem dominanten Effekt korreliert. Bei einer Betrachtung der Versuche zu Leerlauf und Anfahren zeigt die Translation der Fahrersitzkonsole Mitte über alle Fahrzeuge hinweg die beste Korrelation. Einzige Ausnahme stellt dabei Fahrzeug 3 dar, bei welchem das Sitzkissen signifikant besser korreliert. Festzustellen ist außerdem, dass bei jedem Fahrzeug entweder das Sitz- oder das Lehnenkissen am besten korreliert. Damit bestimmt immer ein Auswertepunkt das Subjektivurteil, welcher direkt im WFP Körper / Sitz liegt. Die Translation der Fahrersitzkonsole ist äquivalent zur Anregung, welche in den Sitz eingeleitet wird. Dies ist auch der Erklärungsansatz dafür, dass dieser Auswertepunkt ebenfalls mit Ausnahme von Fahrzeug 3 am besten korreliert. Dies deckt sich mit der Analyse der Schwingformen³⁴⁶. Die Schwingform prägt sich in Abhängigkeit der Variante stärker in Sitz- oder Lehnenkissen aus. Bei der Gesamtbetrachtung von Versuch Leerlauf1³⁴⁷ wird zwischen den einzelnen Fahrzeugen nicht differenziert. Dadurch wird eine Mittelung der verschiedenen Schwingungsausprägungen erreicht. Die

³⁴⁴ vgl. Daimler 2010

³⁴⁵ vgl. Abschnitt 6.3.3

³⁴⁶ vgl. Abschnitt 4.2.2

³⁴⁷ In Abbildung 6.17 beschriftet mit „LL1“

einzelnen Schwingformen sind in der Sitzkonsole nicht so verschieden wie direkt in den WFP. Daher korreliert vermutlich der Auswertepunkt Fasiko Mitte Translation signifikant besser als die übrigen Auswertepunkte. Für das Ziel, einen über alle Segmente und Fahrzeuge gültigen Kennwert auszuwählen, ist also die Fahrersitzkonsole besser geeignet. Die Bewegung der Sitzkonsole hat den zusätzlichen Vorteil, dass sie das Schwingungsverhalten des Fahrzeugumfeldes, also beispielsweise von Tür, Schweller und Tunnel besser abbildet. Für die Objektivierung wird daher der Einsatz des Fasiko Mitte Translation empfohlen. Bei der Hochfahrt kann lediglich eine Tendenz angegeben werden, da die Stichprobe zu klein ist. Für dieses Manöver ist eine vertiefende Analyse des Sitzkissens erforderlich. Der Fasiko-Referenzpunkt, als Kennwert des bestehenden Ansatzes, korreliert bei den Versuchen LL1 und Hochfahrt signifikant schlechter als der Auswertepunkt Fasiko Mitte. Bei der Detailauswertung einzelner Fahrzeuge zu Versuch LL1 korreliert der Fasiko-Referenzpunkt nicht signifikant. Damit wird eine Einführung des Auswertepunktes Fasiko Mitte empfohlen.

Bei der Fahrersitzkonsole stellt sich die Frage, ob unter Umständen auch weniger Messpunkte ausreichen. Daher wird in Abbildung 6.18 die Korrelation der Eckpunkte mit der Fasiko Mitte Translation abgeglichen.

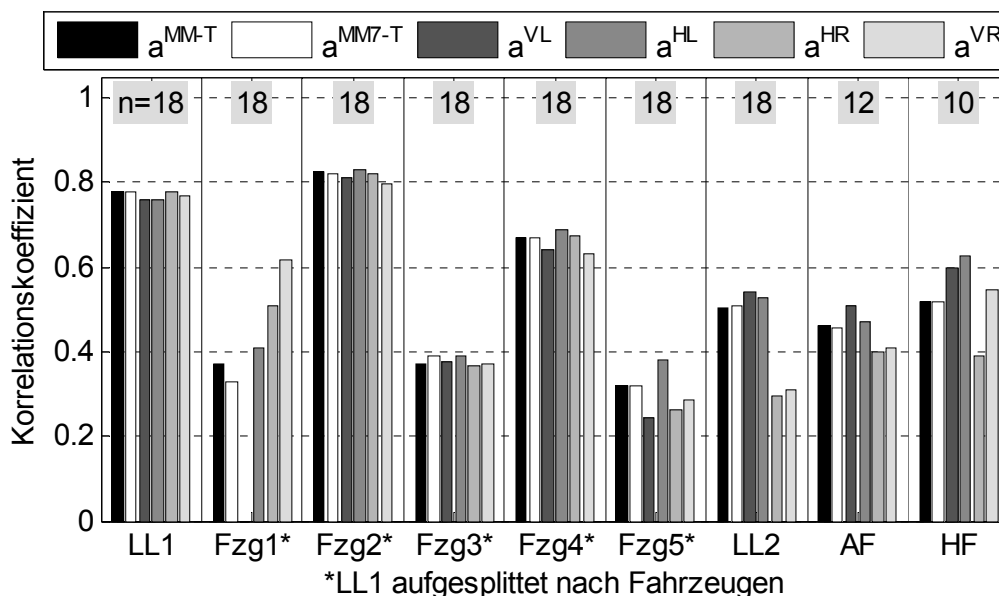


Abbildung 6.18: Vergleich der Korrelationen einzelner Messstellen an der Fahrersitzkonsole anhand des Effektivwerts aus $a_1(t)$ des Vektorbetrags

Hierbei stellt sich heraus, dass es durchaus Unterschiede zwischen den einzelnen Eckpunkten gibt. So korrelieren beispielsweise die Messpunkte auf der rechten Seite

zwar für Fahrzeug 1 besser als die Translation, dafür aber bei Leerlauf2 wiederum wesentlich schlechter. Da bei Fahrzeug 1 auch aufgrund der Notenverteilung die Korrelation insgesamt schwächer ist, wird die Fasiko Mitte Translation zur Objektivierung empfohlen. Als einziger Messpunkt korreliert Fasiko HL immer ähnlich hoch wie die Translation. Für die untersuchten Fahrzeuge ist Fasiko HL zur Objektivierung ebenfalls geeignet. Um eine bessere Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge zu ermöglichen, wird aber Fasiko Mitte Translation empfohlen. Äußert sich eine Resonanz beispielsweise nur auf der Tunnelseite, so wird diese vom Messpunkt hinten links nicht gesehen. Ob für die Berechnung des Fasiko Mitte Translation sieben oder 12 Kanäle herangezogen werden, ist für die Korrelation mit dem Subjektivurteil ohne Bedeutung.

In Tabelle 6.15 ist aufgeführt, welche potentiellen Lenkrad-Kennwerte bei der schrittweisen Regression in die Modelle aufgenommen wurden.

	Leerlauf1	Leerlauf2	Anfahren	Hochfahrt
n_{Var}	26	16 (2x8)	10	10
n (Lenkrad)	18	21	10	14
LR-T V R1	X	X		X
LR-R x R1	X	X		
LR-R z R1	X	X	X	
n (Fußraum)	18	13	11	10
FR V R1	X	X	X	X
FR V R2			X	
FR V S1	X			

Tabelle 6.15: Anzahl der Probanden und Varianten; bei Objektivierung berücksichtigte Auswertepunkte zu WFP Hand / Lenkrad und Fuß / Fußraum

In Abbildung 6.19 ist die Abhängigkeit der Korrelation für das WFP Hand / Lenkrad dargestellt. Bei Versuch LL1 ist der Unterschied zwischen Lenkrad Translation und dem Kennwert des bestehenden Ansatzes LR4-T nicht signifikant. Die beiden Rotations-Einzelrichtungen korrelieren aber signifikant schlechter als der Kennwert des bestehenden Ansatzes. Bei Fahrzeug 1 fiel an zwei Versuchstagen der Sensor am Lenkrad rechts aus. Diese Tatsache hat vermutlich einen Einfluss auf die Signifikanz des Ergebnisses. Bei Versuch LL2 gibt es keinen signifikanten Unterschied zwischen LR-T, LR-R in x-Richtung und LR4-T. Alle drei potentiellen Kennwerte korrelieren aber signifikant besser als die Rotation um die z-Richtung.

Beim Anfahren und der Hochfahrt unterscheiden sich die Korrelationskoeffizienten nicht signifikant. Die Rotation um die x-Achse führt bei keinem der beiden Versuche zu einer signifikanten Korrelation mit dem Subjektivurteil.

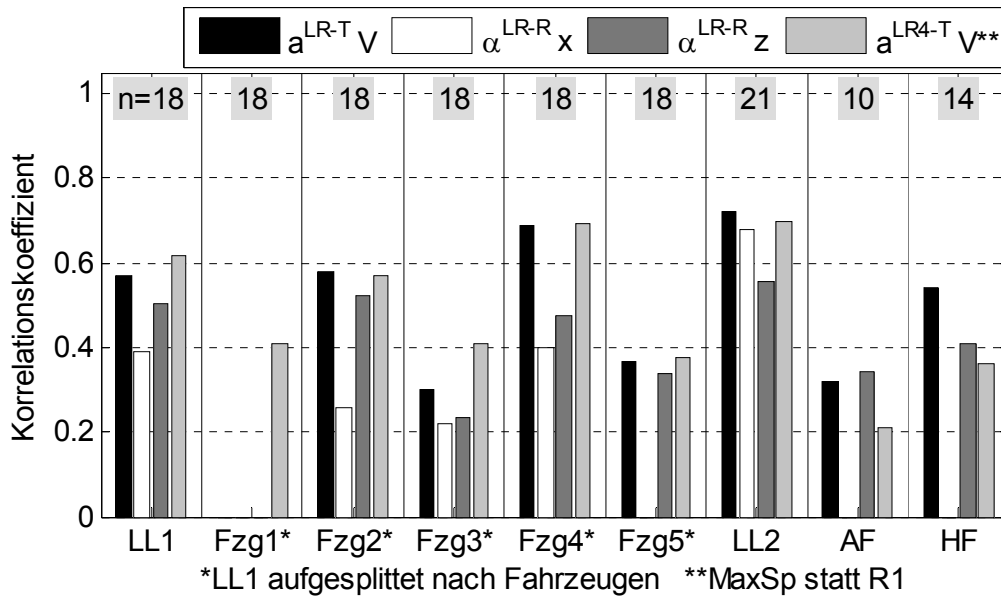


Abbildung 6.19: Korrelationen im WFP Hand / Lenkrad in Abhängigkeit von Versuch und Auswertepunkt anhand des Effektivwerts aus $a_1(t)$

Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Lenkrad Translation zur Objektivierung geeignet ist. Dabei kann diese sowohl aus vier oder sechs Kanälen berechnet werden. Die Ablösung des bestehenden Ansatzes ist nicht erforderlich.

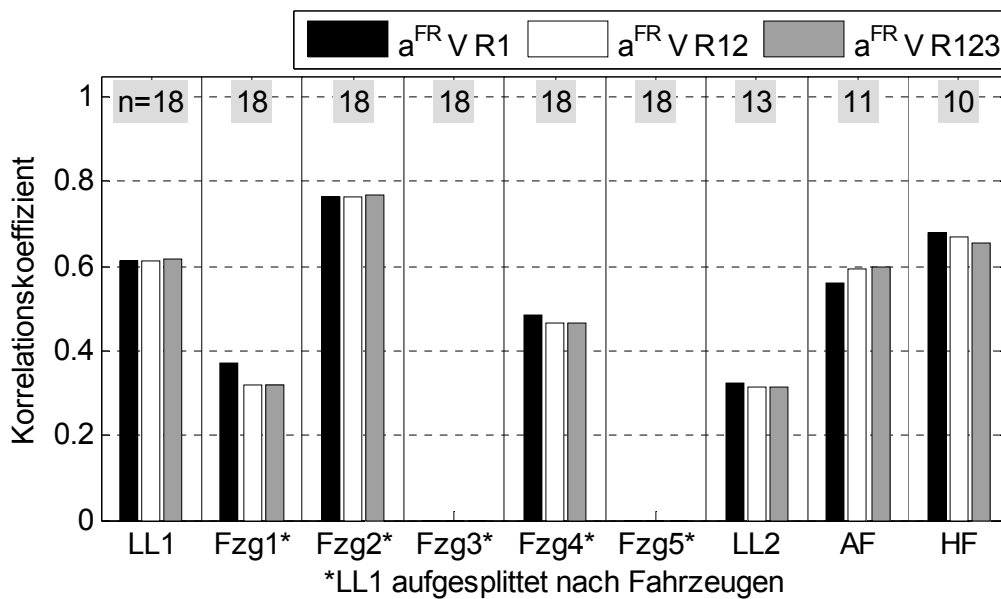


Abbildung 6.20: Korrelationen im WFP Fuß / Fußraum in Abhängigkeit von Versuch und Auswerte-Algorithmus

Für den Fußraum wird in allen Versuchen der Effektivwert aus $a_1(t)$ ins Regressionsmodell aufgenommen. Beim Versuch Anfahren wird außerdem der Effektivwert aus $a_2(t)$ berücksichtigt. In Abbildung 6.20 werden daher die Korrelationen des Subjektivurteils mit den Quadratsummen (4.21) und (4.22) dargestellt. Bei Fahrzeug 5 sind keine Balken eingezeichnet, da hier kein Sensor im Fußraum vorhanden war. Bei den übrigen Balkengruppen sind die minimalen Unterschiede zwischen R1, R12 und R123 nicht signifikant. Für das WFP3.1 ist daher auch der Effektivwert aus $a_1(t)$ für die Objektivierung hinreichend. Der Fußraum ist nicht Bestandteil des bestehenden Ansatzes. Eine mögliche Einführung wird in Abschnitt 6.5 anhand der Korrelationen zwischen den verschiedenen WFP diskutiert.

6.5 Subjektivurteil – Schwingungskennwert – Akustikkennwert

In den Abschnitten 6.3 und 6.4 wurden Schwingungskennwerte für die Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung in den WFP Körper / Sitz, Hand / Lenkrad und Fuß / Fußraum hergeleitet. Diese werden abschließend untereinander sowie mit den verschiedenen Subjektivurteilen und akustischen Kennwerten korreliert. Da mehrere WFP betrachtet werden, erfolgt hier keine Selektion der Probanden. Dadurch ist es möglich, dass die im Folgenden angegebenen Korrelationskoeffizienten von denen aus den vorangegangenen Abschnitten abweichen.

Zunächst wird beschrieben, welche akustischen Kennwerte für die Auswertung der einzelnen Manöver berechnet werden. Diese Kennwerte haben nicht den Anspruch auf Vollständigkeit bezüglich einer Objektivierung der subjektiv wahrgenommenen Geräusche. Da die Fragestellung in den Probandenversuchen auf Schwingungen abzielte, werden sie aber als hinreichend angesehen. Alle Geräuschsignale werden einer A-Bewertung unterzogen³⁴⁸. Diese Bewertungskurve wird in der Fahrzeugakustik überwiegend eingesetzt, da alle Bewertungsfilter bei komplexen Geräuschen nur eine sehr grobe Näherung an das subjektive Empfinden darstellen³⁴⁹. Zur Auswertung der Leerlauf-Vibrationen wird der Mittelwert des Gesamtpegels über der Zeit herangezogen. Beim Anfahren und bei der Hochfahrt wird der Gesamtpegel über

³⁴⁸ vgl. Schmidt 1968

³⁴⁹ vgl. Zeller 2009

der Motordrehzahl aufgetragen und zunächst geglättet. Als Kennwert wird beim Anfahren der Wert bei 1000 U/min abgelesen, bei der Hochfahrt bei 2000 U/min.

In Abbildung 6.21 sind die Korrelationskoeffizienten zwischen Kennwerten und Subjektivurteilen aus den Versuchen zu Leerlauf-Vibrationen und Vibrationen im Fahrbetrieb dargestellt.

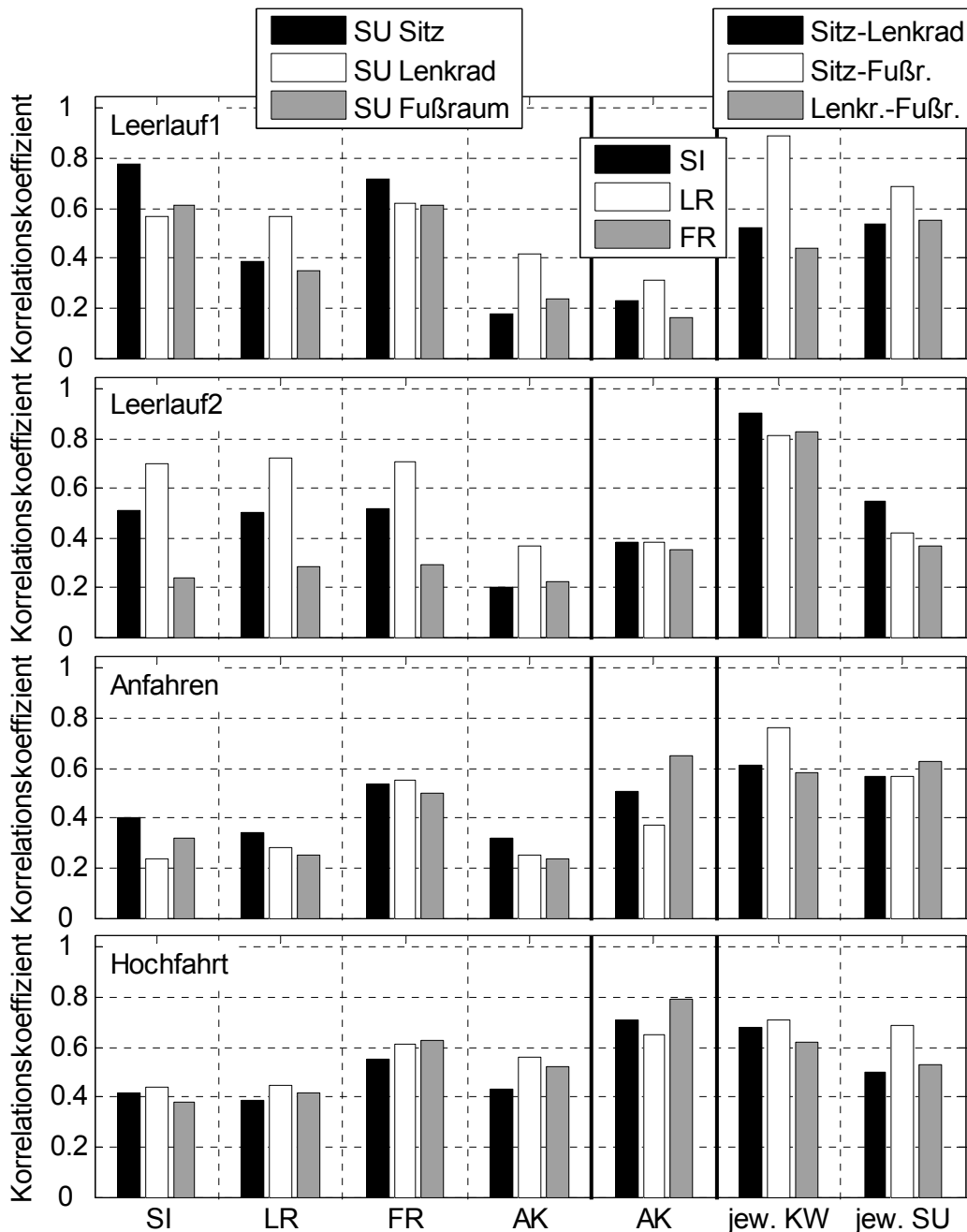


Abbildung 6.21: Korrelationen zwischen Subjektivurteilen und Kennwerten zu WFP1.1, WFP2.1 und WFP3.1 sowie Kennwerten der Akustik

Die ersten vier Balkengruppen zeigen die Korrelationen zwischen den Kennwerten zu Sitz (SI), Lenkrad (LR), Fußraum (FR) und Akustik (AK) jeweils mit den Subjektiv-

urteilen (SU) zu Sitz, Lenkrad und Fußraum. In der fünften Gruppe sind die Korrelationen des Akustikkennwerts mit den Schwingungskennwerten aufgetragen. Es folgt die Korrelation zwischen den Kennwerten untereinander in der sechsten Gruppe bzw. der Subjektivurteile untereinander in der siebten. Als Sitz-Kennwert wird der Vektorbetrag der Fasiko Mitte Translation herangezogen. Für das Lenkrad wird der Vektorbetrag der Lenkrad Translation verwendet. Aus diesen beiden Auswertepunkten sowie dem Fußraum-Messpunkt wird der Effektivwert aus $a_1(t)$ betrachtet.

In allen Versuchen zeigt der Fußraum-Kennwert die höchsten Korrelationen zu den Subjektivurteilen. Gleichzeitig korreliert dieser hoch mit dem Sitz-Kennwert, welcher aus gemessenen Zeitsignalen der Sitzkonsole berechnet wird. Ansonsten unterscheiden sich die Ergebnisse versuchsabhängig. Beim Versuch Leerlauf1 fällt auf, dass der Fußraum-Kennwert besser mit dem Subjektivurteil Sitz korreliert als mit dem Subjektivurteil Fußraum. Der Akustikkennwert korreliert am besten mit dem Subjektivurteil Lenkrad. Die höchste Korrelation ergibt sich zwischen Sitz- und Fußraum-Kennwert. Mögliche Gründe sind fahrzeugseitig die stärkere strukturelle Anbindung zwischen Sitz und Fußraum und die Tatsache, dass die Lenkung und insbesondere das Lenkrad nochmals ein eigenes Schwingungssystem darstellen. Fahrerseitig handelt es sich in den Schnittstellen Sitz und Fußraum um Ganzkörperschwingungen, am Lenkrad jedoch um Hand-Arm-Schwingungen. Ansonsten können die Probanden Schwingungen an den verschiedenen WFP unterscheiden. Beim Versuch Leerlauf2 spielt die Korrelation mit dem Subjektivurteil Lenkrad eine dominante Rolle. Alle vier Kennwerte korrelieren mit diesem Subjektivurteil am besten. In Verbindung mit der hohen Korrelation zwischen den verschiedenen Kennwerten muss hier gefolgert werden, dass der Diskomfort bei diesem Versuch dominant über das Lenkrad wahrgenommen wird. Die hohe Korrelation zwischen den Kennwerten untereinander zeigt, dass die Schwingungen bei diesem Versuch miteinander einhergehen. Es tritt hier kein gegenläufiges Verhalten in den verschiedenen WFP auf. Unzulässig ist die Schlussfolgerung über eine Abstufung der Wichtigkeit einzelner WFP. Eine mögliche Ursache für die Unterschiede zwischen den Versuchen Leerlauf1 und Leerlauf2 liegt in der Varianz der dargebotenen Varianten.

Die Ergebnisse der Versuche Anfahren und Hochfahrt ähneln einander. Der Akustikkennwert korreliert bei beiden Versuchen mit dem Subjektivurteil auf ähnlichem Niveau wie der zugehörige Schwingungskennwert. Einzige Ausnahme stellt beim

Anfahren der Fußraum dar. Der Akustikkennwert hängt bei beiden Versuchen stärker mit den anderen Kennwerten zusammen, so dass hierdurch die ähnliche Korrelation zumindest teilweise erklärt werden kann. Der Akustikkennwert korreliert mit den anderen Kennwerten aber auf ähnlichem Niveau wie die Kennwerte und Subjektivurteile aus den drei WFP untereinander. Da eine Unterscheidung der einzelnen WFP nicht gelingt, sind unter anderem zwei Erklärungsansätze denkbar. Entweder war die Aufgabenstellung zu schwierig oder es fällt Kunden im Fahrbetrieb tatsächlich schwerer, Diskomfort aufgrund von Schwingungen in den verschiedenen WFP zu trennen.

Die Unterschiede zwischen den Versuchen bezüglich der Akustik liegen sicherlich mit daran, dass jeweils ein Gesamtpegel ausgewertet wird, gerade im Leerlauf aber auch der Klang an sich und Effekte wie Ohrendruck stärker ins Gewicht fallen. Schwingungen und Akustik gehen miteinander einher. Dies zeigt sich auch bei den hier diskutierten Ergebnissen. Eine reine Objektivierung der Schwingungswahrnehmung ist zwar nicht hinreichend um ein bezüglich NVH gutes Fahrzeug zu entwickeln. Sie ist aber ein notwendiges Kriterium. Der Entwicklungsingenieur ist erst in der Lage Schwingungen und Akustik gemeinsam sinnvoll auszulegen, wenn er zunächst beide Teile für sich objektivieren kann. Der richtige Kompromiss kann dann subjektiv und objektiv im Fahrzeug erfolgen. Dasselbe gilt auch für die Betrachtung der einzelnen WFP. Als notwendige Bedingung muss zunächst jedes WFP für sich in Ordnung sein. Genau an dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an. Daher wird auch nicht der Fußraum-Kennwert als alleiniger Kennwert zur Objektivierung herangezogen.

In Abbildung 6.22 ist die Korrelation zwischen den verschiedenen WFP bei den Versuchen StartF und StoppF dargestellt. Als Kennwerte wird jeweils der Spitze-Spitze-Wert der Maximalrichtung aus Fahrersitzkonsole Mitte, Lenkrad Translation und Fußraum verwendet. Akustikkennwerte werden hier keine berechnet.

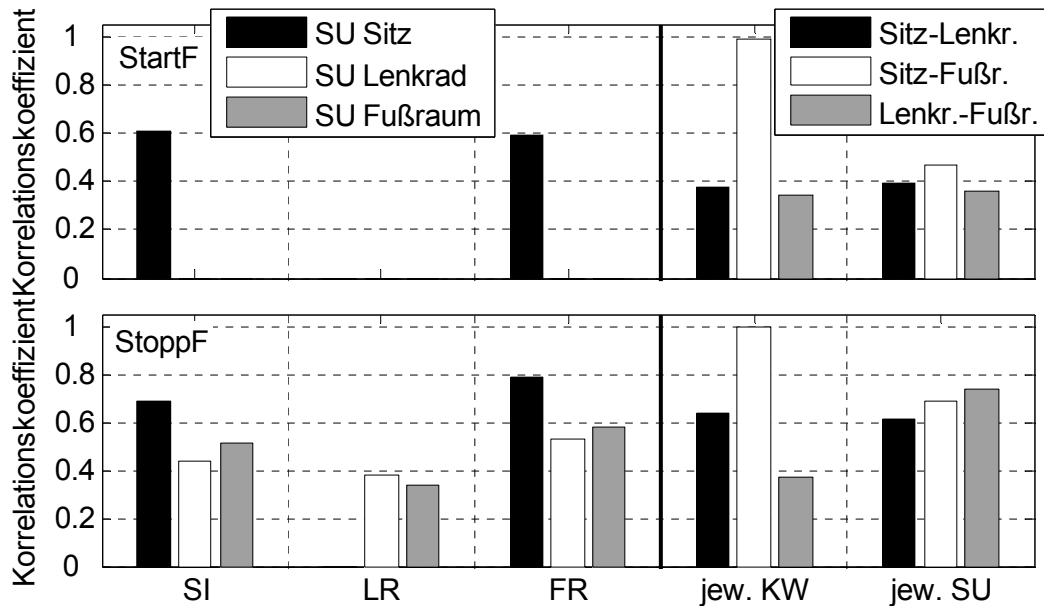


Abbildung 6.22: Korrelationen zwischen Subjekturteilen und Kennwerten zu WFP1.1, WFP2.1 und WFP3.1 bei den Versuchen StartF und StoppF

Bei beiden Versuchen fällt auf, dass die Korrelation von Sitz- und Fußraum-Kennwert zum Subjekturteil Sitz am stärksten ausgeprägt ist. Der Zusammenhang zwischen Sitz- und Fußraum-Kennwert ist nahezu linear. Damit ist eine zusätzliche Objektivierung der subjektiven Empfindung für das WFP Fuß / Fußraum beim Motorstart/-stopp nicht erforderlich. Die Korrelation zwischen Lenkrad-Kennwert und Subjekturteil ist wesentlich schwächer als beim WFP Körper / Sitz.

7. Anwendbarkeit im Handlungssystem

In den nachfolgenden Abschnitten werden Aspekte der Anwendbarkeit der Methode im Handlungssystem eines Automobilherstellers diskutiert. Die Angaben beziehen sich im X-in-the-Loop-Framework, wenn nicht anders beschrieben, auf die Ebene Vehicle-in-the-Loop. In Abschnitt 7.2 wird die Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen beschrieben. Diese stellt ein Werkzeug für die Makroaktivität Validierung aus Abbildung 2.3 dar. Validierung bedeutet der Abgleich hin zu den Kundenanforderungen. Daher ist der Proband an dieser Stelle zu berücksichtigen.

7.1 Mess-System-Analyse

Zunächst erfolgt eine Bewertung mittels der Mess-System-Analyse Gage R&R³⁵⁰. Die Streuung des Messobjekts (Part to Part) wurde bei den Versuchen durch die Darstellung verschiedener Varianten gezielt herbeigeführt³⁵¹. Voraussetzung für die Bestimmung der Wiederholbarkeit ist, dass einige Varianten bei einzelnen Probanden mindestens einmal wiederholt werden. Eine solche Versuchsgestaltung war ausschließlich bei Versuch Leerlauf2 möglich, weshalb im Folgenden dieser Versuch mittels der Mess-System-Analyse ausgewertet wird. Hierfür werden die in Abschnitt 6.4 ermittelten Leerlauf-Kennwerte für Sitz, Lenkrad und Fußraum herangezogen. In Abbildung 7.1 ist das Ergebnis der Mess-System-Analyse dargestellt. Die Genauigkeit der Messmethode wird durch die Balkengruppe Gage R&R angezeigt. Hierbei ist zu erkennen, dass sich Gage R&R und Part to Part zu 100% addieren. Außerdem kann der Wert Gage R&R für alle drei WFP in Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit aufgeschlüsselt werden. Dabei ist festzustellen, dass die Wiederholbarkeit den deutlich größeren Anteil an der Streuung der Messmethode aufweist. Die Reproduzierbarkeit hingegen führt nur zu einer kleinen Streuung der Messwerte. Eine Durchführung der Messungen durch

³⁵⁰ vgl. Abschnitt 2.3.2; realisiert mit der Funktion gagerr, MATLAB, Statistics Toolbox

³⁵¹ vgl. Abschnitte 5.1 und 5.2

verschiedene Personen ist im Leerlauf nahezu ohne Beeinträchtigung der Messgenauigkeit möglich.

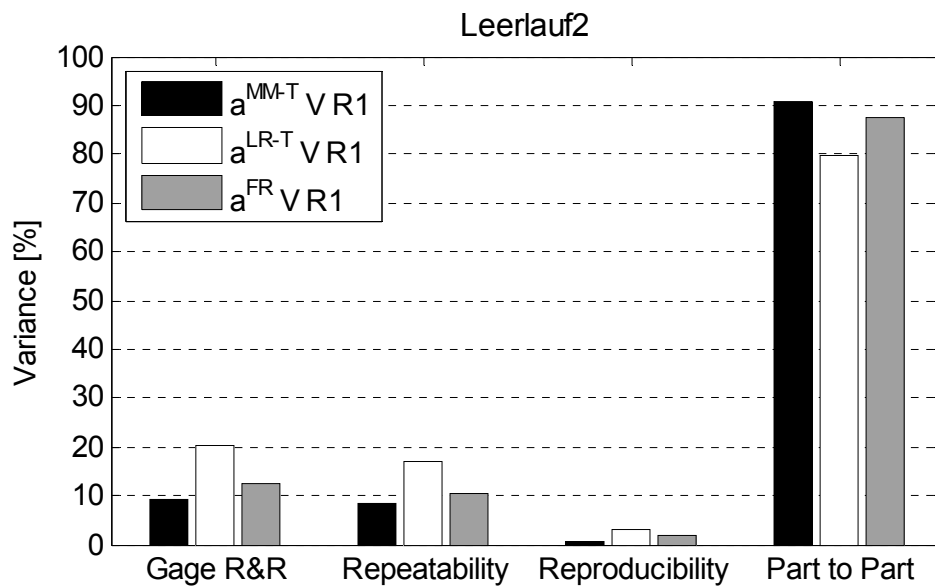


Abbildung 7.1: Ergebnis der Mess-System-Analyse beim Versuch Leerlauf2

Die Brauchbarkeit der Messmethode ist entsprechend der Beschreibung in Abschnitt 2.3.2 zu interpretieren. Für den Sitz-Kennwert liegt der Gage R&R bei ca. 9,3%, damit ist die Messmethode für diese Wirkfläche brauchbar. Der Lenkrad-Kennwert liegt zwischen 10% und 30%, hier kann die Mess-System-Analyse keine direkte Aussage treffen. Aufgrund dieser Unschärfe ist eine weitere Analyse zu den Wechselwirkungen im WFP Hand / Lenkrad erforderlich. Der Fußraum-Kennwert liegt nur sehr knapp über 10%, weshalb hier ebenfalls von einer Brauchbarkeit der Messmethode ausgegangen wird.

Die Ergebnisse in Abbildung 7.1 basieren auf der Auswertung eines Versuchs mit einem Fahrzeug. Im Sitz wird ca. 90% der Varianz durch die gewollte Variation der Leerlaufdrehzahl erreicht. Qualitativ stimmt dieses Ergebnis gut mit der Untersuchung zum Fasiko-Referenzpunkt in Abbildung 5.18 überein. Beim Versuch Leerlauf2 kam ein Fahrzeug mit 6-Zylinder-Ottomotor zum Einsatz. Dieser liegt messtechnisch in seinem Anregungsniveau nicht so hoch wie die im Versuch Leerlauf1 untersuchten Dieselmotoren. Auch liegen daher die Messwerte der einzelnen Varianten näher beieinander. Dies hat eine kleinere gewollte Streuung (Part to Part) zur Folge. Unter der Annahme, dass die Streuung aus der Messmethode bei beiden Motorvarianten ähnlich hoch ist, haben die Fahrzeuge mit Dieselmotor einen kleineren Gage R&R als das in Abbildung 7.1 betrachtete

Fahrzeug. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass die Aussage zur Brauchbarkeit der Messmethode auf Fahrzeuge mit Dieselmotor übertragbar ist.

Im Zusammenhang mit der Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit aus Abbildung 7.1 ist eine Bewertung der Messgenauigkeit wichtig. In Anlehnung an Toutenburg³⁵² berechnet sich die minimale Anzahl an notwendigen Messungen pro Betriebszustand

$$n_M \geq \left[\frac{z \cdot s_x}{G} \right]^2 \quad (7.1)$$

in Abhängigkeit von z-Wert, Standardabweichung und zugrunde liegender Genauigkeit G. Bei einer Irrtumswahrscheinlichkeit von 5% beträgt $z = 1,96$. Es ist dann zu 95% sicher, dass das Vertrauensintervall für den Erwartungswert die Genauigkeit G einhält.

7.2 Beschreibung der Methode

Zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen sind die Schritte

- Messaufbau,
- Fahrmanöver und
- Kennwertbildung³⁵³

erforderlich. Im Folgenden werden diese drei Schritte jeweils für die untersuchten Phänomene beschrieben. Dabei wird im Kontext der Fahrmanöver auch auf die Thematik Messunsicherheit eingegangen. In Abbildung 7.2 ist die Methode in Form eines Flussdiagramms dargestellt. Für nähere Informationen wird jeweils auf die entsprechenden Abschnitte verwiesen.

³⁵² Toutenburg / Knöfel 2008

³⁵³ Unterteilung analog Abschnitt 4.2 in Auswertepunkt, Richtung und Auswerte-Algorithmus

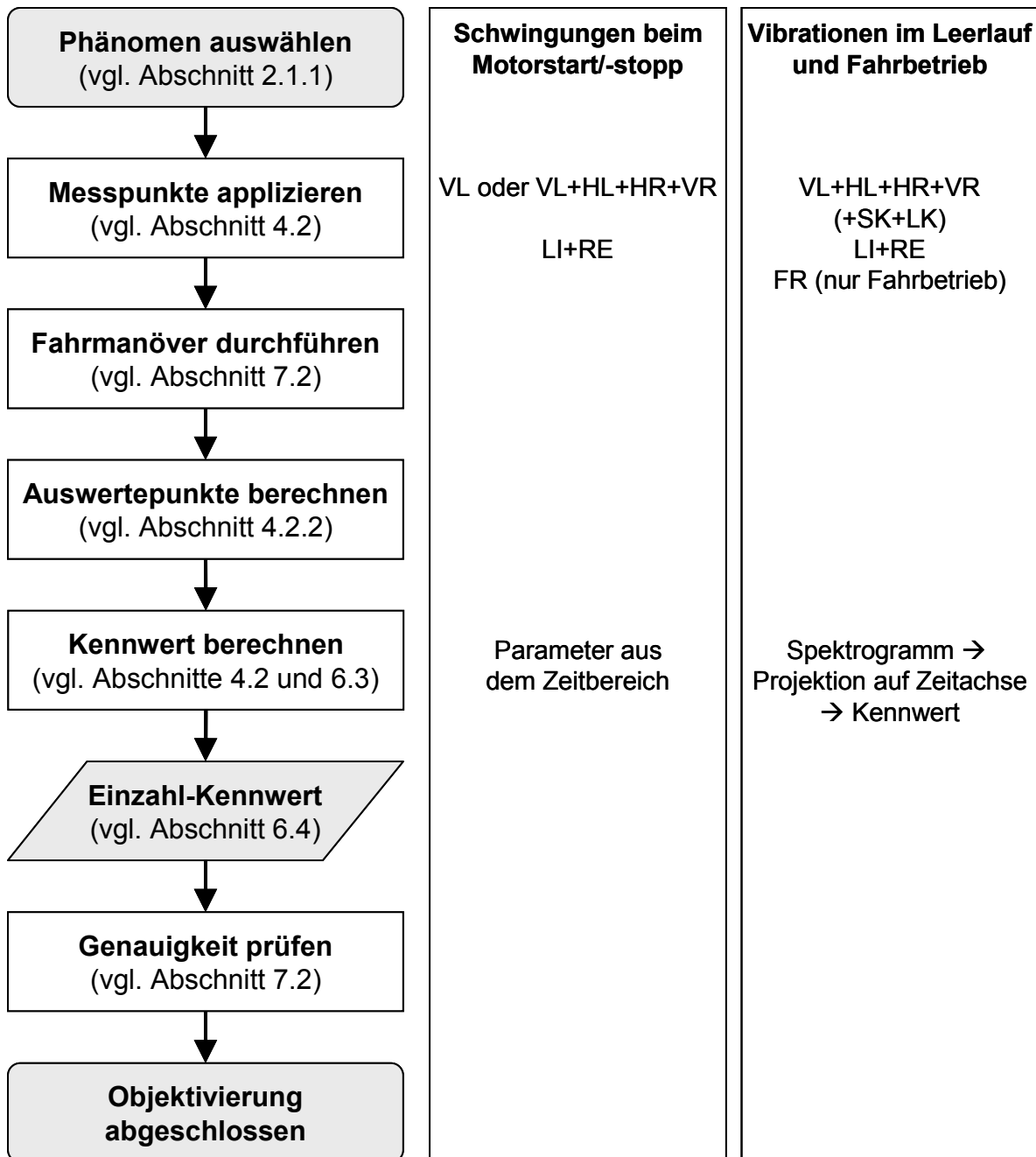


Abbildung 7.2: Flussdiagramm der Methode zur Objektivierung der subjektiv wahrgenommenen komfortrelevanten Fahrzeugschwingungen

7.2.1 Motorstart und Motorstopp

Eine Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp ist insbesondere für WFP Körper / Sitz erforderlich³⁵⁴. Die Sitz-Schwingungen können durch verschiedene Auswertepunkte unabhängig

³⁵⁴ vgl. Kapitel 6

voneinander erfasst werden, da sich das Fahrzeug einschließlich Sitz in einer Starrkörperschwingung befindet. Die Anregungsfrequenz liegt unterhalb der lokalen und globalen Moden der Karosserie. Als Messaufbau ist eine der folgenden Kombinationen aus Messpunkten hinreichend:

- Fahrersitzkonsole an den vier Eckpunkten in x-, y- und z-Richtung
- Fahrersitzkonsole a^{VL} in x, y, z; a^{HL} in z, a^{HR} in z, a^{VR} in z, insgesamt 7 Kanäle
- Fahrersitzkonsole a^{VL} in x, y, z

Unzulässig ist eine Objektivierung, welche ausschließlich auf Messpunkten des Lehnenkissens basiert. Eine Objektivierung der Schwingungswahrnehmung im WFP Hand / Lenkrad ist nur bedingt notwendig. Hierzu sind die Messpunkte Lenkrad links und rechts jeweils in allen drei Raumrichtungen hinreichend. Eine Objektivierung der subjektiv empfundenen Schwingungen im WFP Fuß / Fußraum ist wegen der hohen Korrelation zum Sitz-Kennwert nicht erforderlich³⁵⁵.

Das Fahrmanöver für Motorstart/-stopp wird im Folgenden beschrieben. Im Ausgangszustand steht das Fahrzeug im Leerlauf. Nach Start der Messung wird der Motor beispielsweise durch Drehen des Zündschlüssels manuell abgestellt. Nach Abklingen der Schwingung, was nach wenigen Sekunden der Fall sein sollte, wird der Motor wieder angestellt. Nachdem sich die Motordrehzahl im Leerlauf eingependelt hat, werden die zuvor beschriebenen Schritte mehrfach wiederholt. Anschließend wird die Messung im Leerlauf beendet. Bei Fahrzeugen mit Start-Stopp-Automatik oder bei Hybridfahrzeugen ist zu beachten, dass diese in Abhängigkeit der Betriebsstrategie zu – für den Fahrer – unerwarteten Zeitpunkten den Motor starten und stoppen. Außerdem verhindern bei diesen Fahrzeugen bestimmte Randbedingungen einen automatischen Motorstopp. Beispiele hierfür sind zu tiefe Temperaturen oder Lastanforderungen durch Nebenaggregate.

Die Schwingungen unterliegen Streuungen, welche sich unter anderem auf die Intensität auswirken³⁵⁶. Aus den vorliegenden Daten wird daher gemäß Gleichung (7.1) die Mindestanzahl notwendiger Messungen bestimmt. Dabei werden alle

³⁵⁵ vgl. Abschnitt 6.5

³⁵⁶ vgl. Abschnitt 2.2.1

Varianten der Versuche StartF und StoppF zusammengefasst. Die Mittelwerte der Varianten liegen für Sitz- und Lenkrad-Kennwert zwischen 0,09 und 1,08 m/s², für den Fußraum-Kennwert zwischen 0,13 und 1,46 m/s². Aus diesem Wertebereich wird in Tabelle 7.1 die Mindestanzahl notwendiger Messungen eines Betriebszustandes n_M in Abhängigkeit der zugrunde liegenden Genauigkeit G aufgeführt. Die angegebenen Werte basieren auf dem Mittelwert der Standardabweichung der einzelnen Varianten.

G [m/s²]	0,005	0,01	0,05	0,1	0,5
n_M für $a^{MM-T} xyz a$	265	67	3	1	1
n_M für $a^{LR-T} xyz a$	395	99	4	1	1
n_M für $a^{FR} xyz a$	733	184	8	2	1

Tabelle 7.1: Mindestanzahl an Messungen pro Variante zur Einhaltung eines Vertrauensintervalls von 95% für Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp

Bei einer Genauigkeit von 0,05 m/s² ist die Anzahl der notwendigen Messungen auf einem akzeptablen und durchführbaren Niveau. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass auf Basis von Untersuchungen mit einer kleinen Anzahl an Messungen pro Betriebszustand, genauere Aussagen statistisch nicht belastbar sind. Diese Aussagen sind im Rahmen der getroffenen Annahmen generalisierbar. Das zugrunde liegende Modell in Gleichung (7.1) wurde mit den vorhandenen Versuchsdaten parametrisiert. Die Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge wird in Abschnitt 7.3 diskutiert.

Zur Kennwertbildung wird der Auswertepunkt Fasiko vorne links oder Fasiko Mitte Translation empfohlen. Fasiko vorne links korrelierte in allen Versuchen von allen Auswertepunkten am besten. Der Auswertepunkt Fasiko Mitte Translation minimiert hingegen Messunsicherheiten durch unsauber positionierte Sensoren an der Fahrersitzkonsole. Außerdem bildet er die Schwingform der Sitzkonsole nach und hat daher eine physikalisch begründbare Basis. Bei der Korrelationsanalyse zeigt sich, dass die Korrelation des Subjektivurteils oft mit der Schwingform zusammenhängt³⁵⁷. Als Schwingungsrichtung wird der Einsatz der Maximalrichtung empfohlen, denn diese bildet auch eventuell dominante Längsschwingungen mit ab.

³⁵⁷ vgl. Kapitel 6

Bevor die Signale ausgewertet werden, sind die relevanten Anteile auszuschneiden. In Abschnitt 4.2.3 werden die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Grenzen beschrieben. Als Auswerte-Algorithmen können Amplitude, Effektivwert, Spitze-Spitze-Wert oder Vibration Dose Value eingesetzt werden. Zwischen diesen Algorithmen werden bei den durchgeführten Versuchen keine entscheidenden Unterschiede nachgewiesen. Die Korrelation ist jedoch gegenüber weiteren berechneten Kennwerten signifikant besser. Alle vier potentiellen Kennwerte bilden hauptsächlich die Intensität bzw. Energiehaltigkeit der Schwingung ab. Die Schwingungsdauer, als weitere Einflussgröße, lässt sich ebenso wenig prozesssicher abbilden wie eine Parametrisierung mit Schätzung einer Abklingkurve. Zielführend hingegen ist die Bestimmung der Periodenanzahl³⁵⁸. Beim Motorstopp im Fahrzeug ist es sinnvoll, die Periodenanzahl als Zusatzkennwert neben einem Kennwert der Intensität festzulegen. Hier führt eine längere Schwingung zu mehr Diskomfort. Beim Motorstart ist kein Mehrwert durch diesen Zusatzkennwert nachweisbar. Hier wird die Schwingung vermutlich durch die nachfolgenden Leerlauf-Vibrationen überdeckt. Die Frequenz kann zwar prozesssicher abgebildet werden und hat generell sicherlich einen Einfluss auf das Subjektivurteil. Da Schwingungen beim Motorstart/-stopp üblicherweise nur in einem schmalen Frequenzband auftreten, ist hier der Einfluss auf das Subjektivurteil vernachlässigbar. Eine Berücksichtigung der Frequenz wird für die Objektivierung daher als nicht notwendig und sinnvoll erachtet.

In der vorliegenden Arbeit wurde der Ride-Simulator zur Verfahrensentwicklung eingesetzt. Durch die Bestätigung des Starrkörperansatzes bei der Objektivierung im Fahrzeug ist der Schritt auf den Simulator zulässig. Ein Einsatz ist hierbei sowohl für methodische Zwecke als auch im Entwicklungsprozess für Fahrzeuge denkbar. Zu beachten ist dabei, dass eine zu feine Skalierung von Signalen auf dem Simulator zu Ergebnissen führen kann, welche sich im Fahrzeug als zu genau und damit irrelevant herausstellen. Die Translation der Sitzkonsole Mitte aus Gleichung (4.4) wird als Sollvorgabe für den Ride-Simulator empfohlen. Die Rotation sollte anhand der

³⁵⁸ vgl. Abschnitt 4.2.3

Gleichungen (4.5) bis (4.7) berechnet werden. Dabei handelt es sich um eine Kenngröße, welche die Rotation der Sitzkonsole Mitte annähernd beschreibt.

7.2.2 Leerlauf

Zur Objektivierung der Wahrnehmung von Leerlauf-Vibrationen am Sitz sind Sensoren an den Eckpunkten der Fahrersitzkonsole erforderlich³⁵⁹. Diese erfassen die Schwingform der Fahrersitzkonsole, welche äquivalent zu der in den Sitz eingeleiteten Anregung ist. Bei der Applikation der Sensoren ist darauf zu achten, möglichst Anschraubpunkte oder eine andere steife Position zu verwenden. Die Sitzmessmatte ist nicht zwingend erforderlich, hilft aber, wenn die Analyse der Schwingform des Gesamtsitzes im Vordergrund der Untersuchung steht. Die Sitzmessmatte hat sich außerdem als zielführend für Untersuchungen im Rahmen der Methodenentwicklung erwiesen. Am Lenkrad sind Sensoren links und rechts erforderlich um die wesentlichen Lenkrad-Schwingformen abzubilden. Der Fußraum-Messpunkt kann bei Leerlauf-Vibrationen entfallen, da er in der Schwingform der Fahrersitzkonsole mit abgebildet wird. Dies zeigt sich in der hohen Korrelation zwischen Sitz- und Fußraum-Kennwert³⁶⁰.

Als Fahrmanöver sind bei Leerlauf-Vibrationen kundenrelevante Betriebszustände zu berücksichtigen. Hierzu zählen insbesondere jene in WHS-D und mit eingeschalteter Klimaanlage. Eine Vergrößerung der Streuungen konnte bei den Varianten mit eingeschalteter Klimaanlage nicht nachgewiesen werden. Die Anzahl der notwendigen Messungen pro Betriebszustand wird nach (7.1) bestimmt und in Tabelle 7.2 zusammengefasst. Berücksichtigt werden dabei alle Varianten aus den Versuchen Leerlauf1 und Leerlauf2. In diesem Fall werden die Fahrzeuge 2a und 2b separat betrachtet. Die Varianten-Mittelwerte liegen für den Sitz-Kennwert zwischen 0,02 und 0,21 m/s², für den Lenkrad-Kennwert zwischen 0,02 und 0,41 m/s² und für den Fußraum-Kennwert zwischen 0,02 und 0,16 m/s². Die Genauigkeit wird daher gegenüber Motorstart und Motorstopp bis 0,001 m/s² gestuft. Mit einer vertretbaren Anzahl an Messungen ist für Sitz und Fußraum eine Genauigkeit von 0,01 m/s²

³⁵⁹ vgl. Kapitel 6

³⁶⁰ vgl. Abschnitt 6.5

erreichbar. Bei Lenkrad-Vibrationen sind die Störeinflüsse größer, hier sind mit vertretbarem Aufwand lediglich Aussagen mit einer Genauigkeit von $0,05 \text{ m/s}^2$ möglich.

G [m/s²]	0,001	0,005	0,01	0,05	0,1
n_M für $a^{\text{MM-T}}$ V R1	186	8	2	1	1
n_M für $a^{\text{LR-T}}$ V R1	8953	359	90	4	1
n_M für a^{FR} V R1	239	10	3	1	1

Tabelle 7.2: Mindestanzahl an Messungen pro Variante zur Einhaltung eines Vertrauensintervalls von 95% für Leerlauf-Vibrationen

Die ermittelten Genauigkeiten basieren auf der Annahme, dass die Messungen durch verschiedene Personen durchgeführt werden. Das Lenkrad wurde bei den Versuchen angefasst. Es ist zu vermuten, dass die Genauigkeit des Lenkrad-Kennwerts durch das Anfassen beeinträchtigt wird. Hier ergibt sich allerdings ein Zielkonflikt zwischen Kundenrelevanz und Messgenauigkeit, welcher weiterer Analysen bedarf. Die Messungen erfolgten außerdem an verschiedenen Tagen und zu verschiedenen Tageszeiten. Diese Einflüsse sind also auch in der Genauigkeit berücksichtigt. Die Angaben sind im Rahmen der getroffenen Annahmen generalisierbar. Das zugrunde liegende Modell in Gleichung (7.1) wurde mit den vorhandenen Versuchsdaten parametrisiert. Die Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge wird in Abschnitt 7.3 diskutiert.

Zur Kennwertbildung im WFP Körper / Sitz wird die Translation der Fahrersitzkonsole Mitte gemäß (4.4) berechnet. Diese Mittelung der Eckpunktsignale entspricht geometrisch einer Transformation in den Mittelpunkt der Sitzkonsole. Die Lenkrad-Schwingungen werden ebenfalls mittels der Translation nach (4.16) objektiviert. Beide Verrechnungen erfolgen im Zeitbereich. Die nachfolgenden Schritte können für Sitz- und Lenkrad analog erfolgen. Zunächst werden die Zeitsignale in den Frequenzbereich transformiert. Dies erfolgt mittels einer Kurzzeitspektralanalyse. Als FFT-Parameter werden dabei ein Flattop-Fenster mit einer Blocklänge von 1 s und einer Überlappung von 80% vorgeschlagen³⁶¹. Die Spektren der Einzelrichtungen werden blockweise zu einem Vektorbetrag zusammengefasst. Hierdurch werden die

³⁶¹ vgl. Abschnitt 4.2.3

verschiedenen Phänomene berücksichtigt. Zum einen sind dies die Strukturschwingungen der Karosserie, welche hauptsächlich in Quer- und Hoch-Richtung auftreten. Zum anderen werden auch reine Starrkörperschwingungen erfasst. Ein Beispiel hierfür ist eine Längsschwingung der Karosserie auf den Reifen, welche auch im Leerlauf durch den Motor angeregt werden kann. Das Spektrogramm des Vektorbetrags wird anschließend blockweise ausgewertet. Dabei reicht es, aus jedem Block innerhalb der Frequenzgrenzen das Maximum auszulesen. Es resultiert $a_1(t)$, wie in Abbildung 4.16 exemplarisch dargestellt. Als Kennwert wird der Effektivwert aus $a_1(t)$ empfohlen. Alternativ können Leerlauf-Vibrationen auch mit dem Maximum aus $a_1(t)$ objektiviert werden, welches sich in der Korrelation zum Subjektivurteil nicht vom Effektivwert unterscheidet. Dies hat unter Umständen den Vorteil, dass die Beschreibung des Kennwerts einfacher ist. Eine Berücksichtigung vorhandener Bewertungskurven aus der Literatur wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter verfolgt³⁶².

7.2.3 Fahrbetrieb (Anfahren und Hochfahrt)

Beim Anfahren kann der Messaufbau analog wie bei Leerlauf-Vibrationen erfolgen³⁶³. Die Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Vibrationen bei der Hochfahrt ist ebenfalls auf Basis von Signalen der Fahrersitzkonsole möglich. Dort korreliert allerdings die Torsion der Fahrersitzkonsole signifikant besser als die Fasiko Mitte Translation. Sitzkissen und Fasiko Mitte Rotation korrelieren fast auf gleichem Niveau wie die Torsion. Sowohl beim Anfahren als auch bei der Hochfahrt ist im Gegensatz zu Leerlauf-Vibrationen eine Kennwertermittlung im Fußraum sinnvoll. Hierfür wird ein Messkissen unter der Fußmatte empfohlen³⁶⁴. Die Versuche Anfahren und Hochfahrt basieren allerdings auf wenigen Varianten. Die beschriebenen Empfehlungen sind daher als Tendenz zu sehen. Für belastbare Aussagen sind weitere Untersuchungen erforderlich.

³⁶² vgl. Abschnitt 6.1

³⁶³ vgl. Kapitel 6 und Abschnitt 7.2.2

³⁶⁴ vgl. Abschnitt 4.2

Eine Durchführung der Manöver wird analog des Vorschlags in Abschnitt 4.1.2 empfohlen. Die Vorgehensweise bei der Ermittlung einer Kurvenschar wird im Folgenden beispielhaft vorgestellt. Aus Abbildung 4.4 wird ermittelt, wie die mittlere Längsbeschleunigung von der Anfangsgeschwindigkeit abhängt. In den ersten beiden Spalten von Tabelle 7.3 sind einige Beispiele dargestellt, welche häufiger auftreten.

a_m [m/s ²]	v_0 [km/h]	t_m [s]	v_2 [km/h]
0,4	50	14	70,2
0,6	50	13,6	79,4
0,6	70	11,9	95,7
0,6	100	11,3	124,4
0,8	50	12	84,6
1	30	12,7	75,7
1,5	30	11,6	92,6

Tabelle 7.3: Kurvenschar für eine kundenrelevante Hochfahrt

Aus Abbildung 4.5 wird die mittlere Dauer ermittelt, welche in Tabelle 7.3 in der dritten Spalte aufgeführt ist. Mit Hilfe von Gleichung (4.1) wird die erreichte Geschwindigkeit v_2 in der vierten Spalte errechnet. Das Polynom, welches als Sollkurve eingesetzt werden kann, berechnet sich aus Gleichung (4.2) und (4.3). Hierfür muss lediglich $t_0 = 0$ und $t_2 = t_m$ gesetzt werden. Hierbei ist zu beachten, dass es sich bei allen Werten um Mittelwerte handelt. Die Versuchsdurchführung wird dabei durch den Einsatz automatischer Regelsysteme für die Längsdynamik erleichtert. Beim Versuch Hochfahrt wurde dies aus organisatorischen Gründen mit dem fahrzeugeigenen Tempomat realisiert. Für jede Kurve ist dabei eine Mindestanzahl an Messungen notwendig, welche nach (7.1) berechnet wird. Die Werte zum Versuch Anfahren sind in Tabelle 7.4 dargestellt.

G [m/s²]	0,001	0,005	0,01	0,05	0,1
n_M für $a^{MM-T} \vee R1$	100	4	1	1	1
n_M für $a^{LR-T} \vee R1$	8903	357	90	4	1
n_M für $a^{FR} \vee R1$	87	4	1	1	1

Tabelle 7.4: Mindestanzahl an Messungen pro Variante zur Einhaltung eines Vertrauensintervalls von 95% für Vibrationen beim Anfahren

Die Varianten-Mittelwerte liegen dabei für den Sitz-Kennwert zwischen 0,03 und 0,09 m/s², für den Lenkrad-Kennwert zwischen 0,09 und 0,23 m/s² und für den

Fußraum-Kennwert zwischen 0,03 und 0,06 m/s². Die Genauigkeit wird daher analog wie bei Leerlauf-Vibrationen untersucht. Für Sitz- und Fußraum-Kennwert ist beim Anfahren mit vertretbarem Aufwand eine Messgenauigkeit von 0,005 m/s² zu erreichen. Für den Lenkrad-Kennwert ist allerdings analog wie bei den Leerlauf-Vibrationen nur eine Genauigkeit von 0,05 m/s² möglich. In Tabelle 7.5 ist die Mindestanzahl der notwendigen Messungen für den Versuch Hochfahrt zusammengefasst.

G [m/s²]	0,001	0,005	0,01	0,05	0,1
n_M für a^{MM-T} V R1	157	7	2	1	1
n_M für a^{LR-T} V R1	30293	1212	303	13	4
n_M für a^{FR} V R1	1222	49	13	1	1

Tabelle 7.5: Mindestanzahl an Messungen pro Variante zur Einhaltung eines Vertrauensintervalls von 95% Vibrationen bei der Hochfahrt

Die Varianten-Mittelwerte liegen dabei für den Sitz-Kennwert zwischen 0,06 und 0,13 m/s², für den Lenkrad-Kennwert zwischen 0,2 und 0,67 m/s² und für den Fußraum-Kennwert zwischen 0,1 und 0,23 m/s². Die Genauigkeit wird trotz des größeren Wertebereichs analog wie bei Leerlauf und Anfahren untersucht. Für den Sitz-Kennwert ist mit vertretbarem Aufwand eine Genauigkeit von 0,01 m/s² zu erreichen, mit leicht erhöhtem Aufwand gar 0,005 m/s². Für den Lenkrad-Kennwert dagegen wird mit vertretbarem Aufwand lediglich eine Genauigkeit von 0,1 m/s² erreicht. Für den Fußraum-Kennwert ist ohne großen Messaufwand eine Messgenauigkeit von 0,05 m/s² möglich. Die Aussagen für Anfahren und Hochfahrt sind im Rahmen der getroffenen Annahmen generalisierbar. Das zugrunde liegende Modell in Gleichung (7.1) wurde mit den vorhandenen Versuchsdaten parametrisiert. Die Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge wird in Abschnitt 7.3 diskutiert.

Die Auswertung erfolgt analog wie bei Leerlauf-Vibrationen mit Hilfe einer Kurzzeit-spektralanalyse. Hierzu wird $a_1(t)$ des Vektorbetrags berechnet. Beim Anfahren und bei der Hochfahrt korreliert der Effektivwert aus $a_1(t)$ besser als das Maximum. Daher wird dieser als Kennwert empfohlen³⁶⁵.

³⁶⁵ vgl. Abschnitt 6.3.3

7.3 Übertragbarkeit auf andere Fahrzeugsegmente

Zunächst werden Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp diskutiert. Dabei basiert die Objektivierung auf der Annahme, dass sich die Sitzkonsole wie ein Starrkörper verhält. Hiermit wird auch der Schritt in die Teilsystem-Ebene begründet. Die untersuchten Mittelklasse-Fahrzeuge verfügten über längs eingebaute Motoren, welche phänomenologisch ein Schütteln um die Längsachse anregen. Dabei handelt es sich um eine Starrkörperschwingung der Karosserie. Die kleinste globale Eigenform der C-Klasse-Karosserie³⁶⁶ liegt beispielsweise oberhalb von 25 Hz. Bei Motorstart und Motorstopp verhält sich die Karosserie mit Ausnahme statischer Verformungen als Starrkörper. Die Frequenzlage der globalen Karosseriemoden unterscheidet sich mit Ausnahme von Cabrios bei anderen Fahrzeugen nicht entscheidend. Damit ist eine Grundvoraussetzung für die Übertragbarkeit gegeben. Auf Fahrzeuge mit längs eingebautem Motor kann die Methode mit geringem Risiko übertragen werden. Weitere mögliche Phänomene sind Längsschwingungen und ein Schütteln um die Querachse. Letzteres wird üblicherweise bei quer eingebauten Motoren angeregt. Aus der Korrelationsanalyse wurde hergeleitet, dass die Maximalrichtung zur Objektivierung am besten geeignet ist. Ein Einsatz der Maximalrichtung hat aber noch einen weiteren Vorteil. Die subjektive Wahrnehmung der dominanten Schwingungsrichtung wird auch dann objektiviert, wenn als Phänomen kein Schütteln um die Längsachse auftritt. Es deuten zumindest einige Indizien darauf hin, dass die dominante Schwingungsrichtung den Diskomfort maßgeblich beeinflusst. Der Nachweis der Gültigkeit für andere Fahrzeugsegmente wurde in der vorliegenden Arbeit nicht geführt. Dieser muss nicht zwangsläufig in der Vehicle-in-the-Loop-Ebene erfolgen. Vielmehr ist hier eine Untersuchung im relevanten Teilsystem hinreichend. Beispiel ist eine Versuchsreihe auf dem Ride-Simulator, bei der Längsschwingung und Schütteln um die Querachse gezielt variiert wird. Steht kein adäquater Simulator zur Verfügung, so ist zunächst zu überprüfen, welche Einzelrichtungen dominant sind. Handelt es sich dabei um die Translation in y- und z-Richtung sowie die Rotation um die x-Achse, dann ist die beschriebene Methode mit geringem Risiko übertragbar. Sind andere Richtungen dominant, dann ist zur

³⁶⁶ Baureihe 204

Absicherung der Übertragbarkeit optimalerweise eine Versuchsreihe mit subjektiv guten und schlechten Fahrzeugen erforderlich. Die Längsschwingung wurde in Versuch Start2 berücksichtigt. Allerdings war die x-Richtung nur bei einer einzigen Variante dominant. Da das Ergebnis dieses Versuchs sich im Wesentlichen mit den übrigen Versuchen deckt, kann eine ebenfalls auftretende Längsschwingung toleriert werden. Damit ist die Übertragbarkeit zumindest auf jene Hybridfahrzeuge erleichtert, welche über einen konventionellen Ritzelstarter verfügen. Eine interessante Anwendung der Methode ist beispielsweise eine Untersuchung mit verschiedenen Motor- oder Getriebelagervarianten. In Abbildung 7.3 ist ein Flussdiagramm zur Anwendbarkeit der Methode für Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp dargestellt. Dieses ist gültig für die WFP Körper / Sitz und Hand / Lenkrad. Eine Objektivierung der subjektiv wahrgenommenen Schwingungen im WFP Fuß / Fußraum wird, wie beschrieben, für nicht notwendig erachtet.

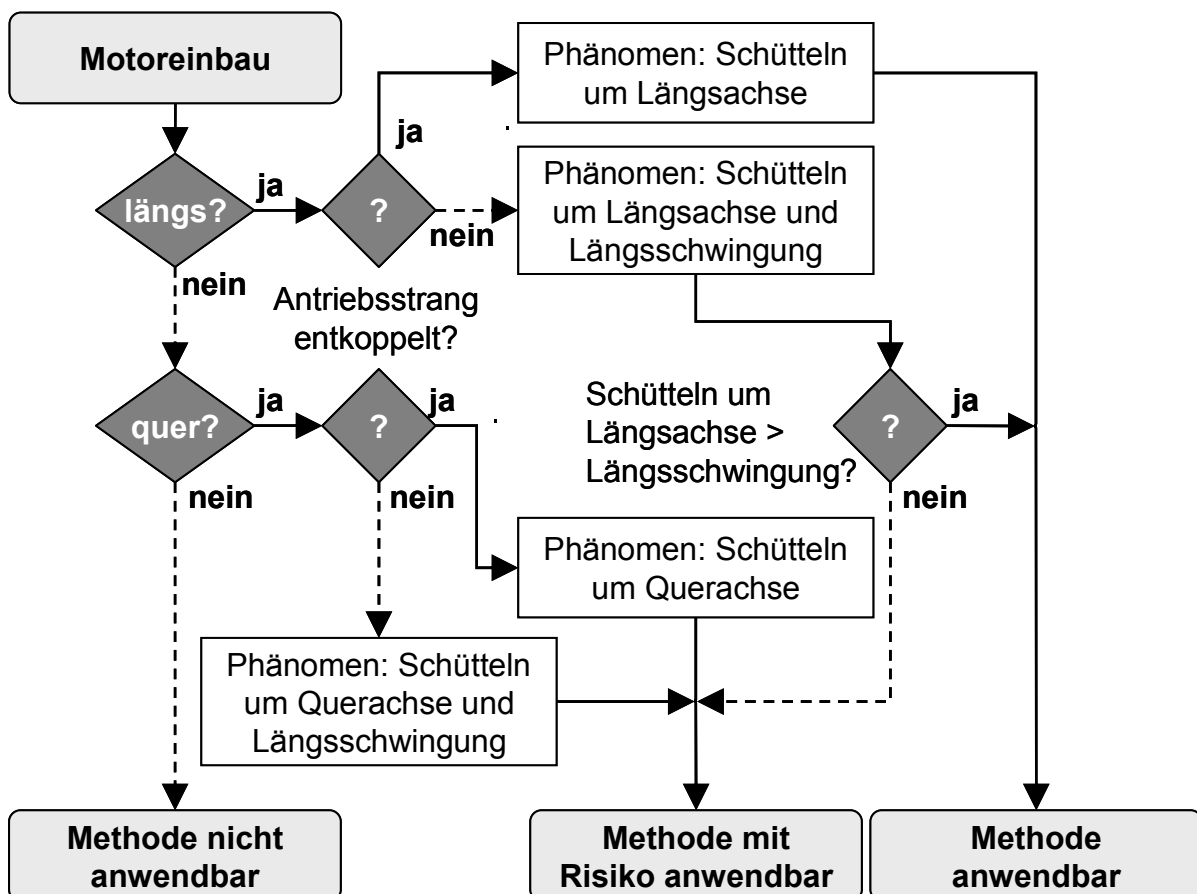


Abbildung 7.3: Flussdiagramm zur Anwendbarkeit der Methode für Schwingungen beim Motorstart/-stopp, gültig für WFP Körper / Sitz und Hand / Lenkrad

Bei Leerlauf-Vibrationen bestimmen üblicherweise lokale und globale Moden der Karosserie den Diskomfort. Dies gilt insbesondere für Sitz und Fußraum. Die

Schwingungen am Lenkrad werden außerdem durch Resonanzen des Lenksystems und des Lenkradkranzes mitbestimmt. Die Fahrzeugkarosserie verhält sich aufgrund der geometrischen Verhältnisse in Längsrichtung wesentlich steifer als in den beiden anderen Einzelrichtungen. So bildet sich in dieser Richtung kaum ein Hebelarm zur tragenden Struktur aus. Die Leerlauf-Schwingform wird bei allen Fahrzeugen durch globale und lokale Biege- und Torsionsschwingungen dominiert, welche hauptsächlich in Quer- und Hochrichtung auftreten. Damit sind die Schwingformen ähnlich und die Methode ist mit geringem Risiko auf andere Fahrzeuge übertragbar. Mit den Messpunkten an den Eckpunkten der Sitzkonsole wird deren Schwingform erfasst. Die Anregung, welche in den Sitz eingeleitet wird, ist bei allen Fahrzeugen ähnlich. Die Antwort des Schwingungssystems Sitz-Mensch hängt allerdings von der Gestaltung des Sitzes ab. An den Versuchen waren Personen mit verschiedenem Körperbau beteiligt. Unterscheidet sich der Aufbau eines Sitzes stark von den im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendeten Fahrzeugsitzen, so ist zur Bestätigung der Übertragbarkeit eine Analyse des Schwingungsverhaltens mit Hilfe der Sitzmessmatte ³⁶⁷ sinnvoll. Auch bei Leerlauf-Vibrationen deuten einige Indizien für Sitz und Lenkrad darauf hin, dass der Diskomfort durch antriebsstrangerregte Schwingungen entscheidend durch die Schwingform beeinflusst wird. Die Schwingform wird durch Berechnung des Auswertepunktes Fasiko Mitte abgebildet. Durch die Bildung des Vektorbetrags ist außerdem sichergestellt, dass alle drei Einzelrichtungen unabhängig von ihrer Größe bei der Objektivierung berücksichtigt werden. Eine reine Längsschwingung wurde bei den untersuchten Fahrzeugen nicht festgestellt. Ist eine solche in den Messdaten zwar erkennbar, subjektiv aber nicht als solche wahrzunehmen, so kann die Methode mit geringem Risiko eingesetzt werden. Auf Basis der Ergebnisse aus der Korrelationsbetrachtung wird davon ausgegangen, dass unterschiedliche Schwingungsrichtungen und insbesondere Rotationen subjektiv nicht voneinander unterschieden werden können. Aus diesem Grund stellt der Vektorbetrag auch für andere Baureihen einen guten Kompromiss aus den Einzelrichtungen dar.

³⁶⁷ vgl. Abschnitt 4.2

Bei Vibrationen im Fahrbetrieb sind einige Aspekte vergleichbar zu Leerlauf-Vibrationen. Die Anregungsfrequenzen liegen höher, werden aber durch Fahrbahnanregung überlagert. Die Bildung des Vektorbetrags führt auch hier zu einer Berücksichtigung aller relevanter Teilphänomene. Im bei der Hochfahrt angeregten Frequenzbereich liegen, anders als im Leerlauf, auch erste Moden in Längsrichtung vor. Hierbei handelt es sich um Schubverformungen der Karosserie. Außerdem treten hier auch zunehmend lokale Moden auf³⁶⁸. Dies gilt nicht nur für die untersuchten Fahrzeuge. Damit ist die Methode, vorbehaltlich eines Nachweises mit breiterer Basis, auf andere Fahrzeuge übertragbar. Für das Lenkrad ist allerdings zu überprüfen, ob das Fahrzeug über ein ausgeprägtes Lenkradkribbeln verfügt³⁶⁹. Dies gelingt durch langsames Durchfahren des Drehzahlbereichs. Wenn kein Lenkradkribbeln festgestellt wird, so ist die Methode übertragbar. Bei einem zusätzlichen Kribbeln ist eine Berücksichtigung weiterer Maxima sinnvoll.

In Abbildung 7.4 ist ein Flussdiagramm zur Anwendbarkeit der Methode für Leerlauf-Vibrationen und Vibrationen im Fahrbetrieb dargestellt. Dieses ist gültig für die WFP Körper / Sitz, Hand / Lenkrad und Fuß / Fußraum.

³⁶⁸ z. B. Bodenbiegung, Teilflächenschwingungen

³⁶⁹ vgl. Abschnitt 2.2.2

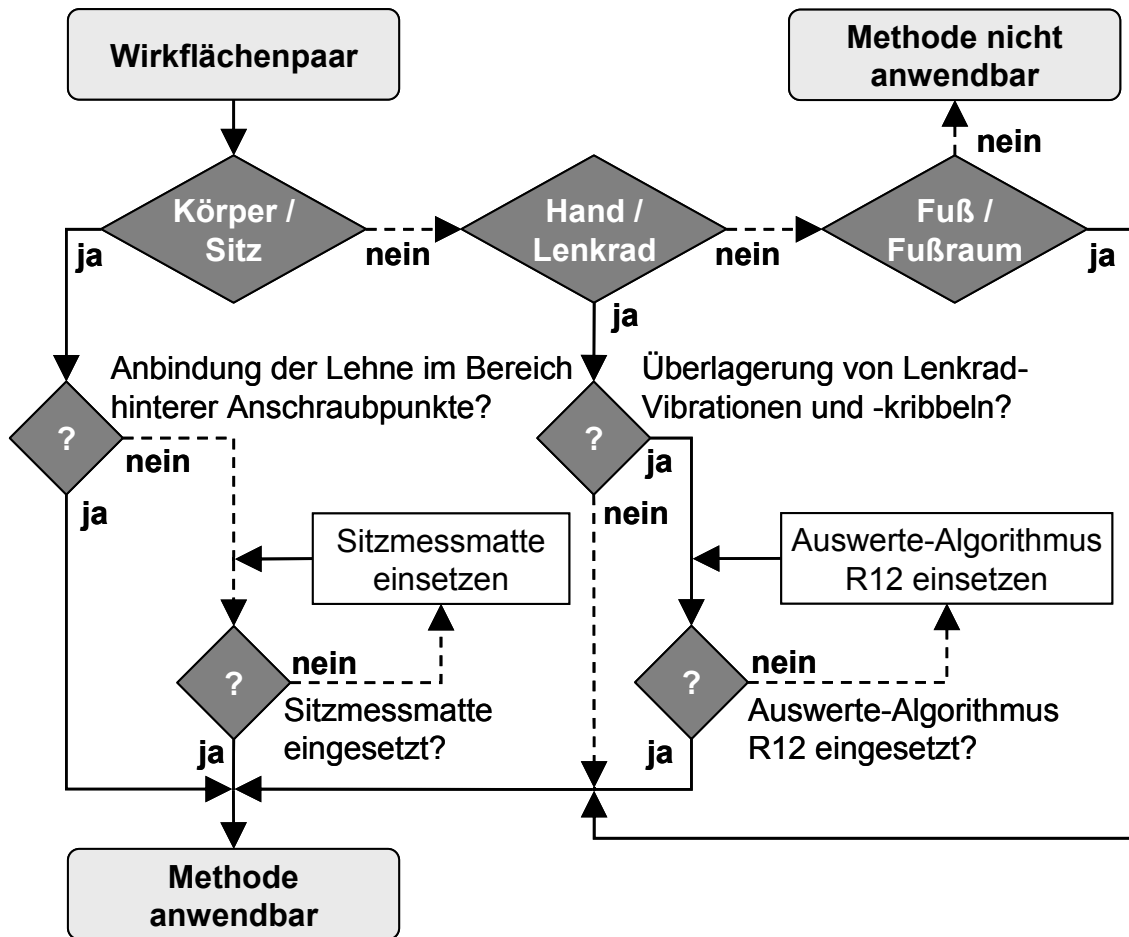


Abbildung 7.4: Flussdiagramm zur Anwendbarkeit der Methode für Leerlauf-Vibrationen und Vibrationen im Fahrbetrieb, gültig für die aufgeführten WFP

8. Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird eine Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Schwingungen entwickelt. Als Phänomene werden Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp, Leerlauf-Vibrationen sowie Vibrationen im Fahrbetrieb behandelt. Als fahrzeugseitige Wirkflächen werden Sitz, Lenkrad und Fußraum bearbeitet. Die Methode umfasst dabei die Auswahl der physikalischen Messgröße sowie der richtigen Auswertepunkte für die Schwingungen. Außerdem werden Algorithmen beschrieben, welche die gemessenen Zeitsignale zu physikalisch begründbaren skalaren Kennwerten komprimieren. Die Arbeit setzt dabei auf einem erfahrungsbasierten unternehmensinternen Ansatz auf.

Die zentrale Hypothese, dass eine Objektivierung auf Basis von skalaren Kennwerten möglich ist, wird verifiziert. Dabei ist zu beachten, dass die Gestaltung des Versuchs einen großen Einfluss auf die Stärke der Korrelation sowie insbesondere der Signifikanz hat. Für den Umfang der dargestellten Varianten wird die zentrale Hypothese damit verifiziert, denn der Nachweis einer signifikanten Korrelation wird erbracht. Die Restunsicherheit, welche für die Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge besteht, wird in Abschnitt 7.3 diskutiert. Die vorgestellte Methode unterstützt den Entwicklungsingenieur bei der Festlegung des Zielsystems, sowie der zielgerichteten Analyse des Objektsystems. Darüber hinaus bietet die vorliegende Arbeit ein Erklärungsmodell für den Zusammenhang zwischen Schwingungsverhalten im Fahrzeug und subjektiv wahrgenommenem Diskomfort. Dadurch ergibt sich eine höhere Sicherheit bei der Auslegung neuer Fahrzeuge. Die Arbeit leistet damit einen Beitrag für die Aktivität der Validierung im Handlungssystem der Fahrzeugentwicklung.

In Kapitel 2 wird der Stand der Forschung beleuchtet und damit der Grundstein zur Formulierung der Zielsetzung in Kapitel 3 gelegt. Es wird aufgezeigt, dass es keine durchgängige Beschreibung einer Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen gibt. In Kapitel 4 werden die Wechselwirkungen zwischen Fahrer und Fahrzeug analysiert. Hieraus wird ein Messaufbau abgeleitet sowie kundenrelevante Fahrzeug-Betriebszustände

diskutiert. Zum Messaufbau gehört eine neu entwickelte Sitzmessmatte, welche eine gleichzeitige Messung und subjektive Beurteilung von Sitz-Schwingungen ermöglicht. Mittels Modellbildung wird ein Ansatz entwickelt, welcher Zeitsignale zu Skalaren komprimiert. Aufgeteilt ist dieses Modell in Auswertepunkt, Schwingungsrichtung und Auswerte-Algorithmus. Dabei wird auch die Objektivierung auf Teilsystem-Ebene am Beispiel von Schwingungen beim Motorstart und Motorstopp beschrieben.

Der Messaufbau wird anschließend sowohl in der Vehicle- als auch in der Subsystem-in-the-Loop-Ebene umgesetzt. Auf Basis der Manöver des bestehenden Ansatzes werden Probandenversuche durchgeführt. In Kapitel 5 erfolgt die Beschreibung der Versuche, sowie eine erste Analyse der Subjektivurteile und Messwerte. Hierfür wird ein Fragebogen entworfen sowie Randbedingungen zur Versuchsdurchführung festgelegt. Die Analyse von Subjektivurteilen und Kennwerten des bestehenden Ansatzes führt zu Vorgaben für die weitere Auswertung der Versuchsdaten. Ein Beispiel hierfür ist, dass von einem Zusammenfassen von Probanden abgesehen wird.

Die Korrelationsanalyse in Kapitel 6 bewertet die skalaren Kennwerte hinsichtlich ihrer Korrelation mit dem Subjektivurteil. Dabei wird gemäß der in Kapitel 4 beschriebenen Schritte ausgewertet. Neben der einfachen Korrelationsrechnung kommt die schrittweise Regression zum Einsatz, um das Zusammenwirken mehrerer Auswertepunkte auf die Korrelation aufzuzeigen. Sowohl für das WFP Körper / Sitz als auch für Hand / Lenkrad stellt sich heraus, dass das Subjektivurteil mit der Schwingform korreliert. Dies zeigt sich beispielsweise für Schwingungen beim Motorstart in der Richtungsabhängigkeit. Ein wesentliches Ergebnis ist, dass der Diskomfort im WFP Körper / Sitz am zuverlässigsten durch einen sitzkonsolenbasierten Kennwert objektiviert werden kann. Dies liegt daran, dass dieser äquivalent zur Anregung des Sitzes ist. Je nach Ausprägung der Schwingungen wird das Subjektivurteil stärker durch Sitz- oder Lehnenkissen beeinflusst. Bei einer Betrachtung über mehrere Fahrzeuge erfolgt eine Mittelwertbetrachtung. Der Einfluss akustischer Kennwerte auf die Korrelation wird ebenfalls untersucht. Dabei wird aber nicht das Ziel verfolgt, einen Kombinationskennwert aus Schwingungen und Akustik zu entwickeln. Vielmehr wird die reine Objektivierung der Schwingungswahrnehmung als eine notwendige Bedingung für ein bezüglich NVH gutes Fahrzeug angesehen.

Die resultierende Methode wird in Kapitel 7 beschrieben. Auf Basis der Versuchsdaten aus dem Fahrzeug wird die Genauigkeit der skalaren Kennwerte abgeleitet. Dies hilft dem Entwicklungsingenieur, Unterschiede zwischen verschiedenen Fahrzeugen oder Varianten einzuschätzen. Außerdem werden die Grenzen der Anwendbarkeit bei der Übertragbarkeit auf andere Fahrzeugsegmente beschrieben. Hierbei wird jeweils abgeschätzt, welche Schritte erforderlich sind, um belastbare Aussagen treffen zu können. Die Betrachtung des Teilsystems Sitz auf dem Ride-Simulator ist bei der Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Schwingungen bei Motorstart und Motorstopp zulässig.

8.2 Ausblick

Nachdem eine Objektivierung auf Gesamtfahrzeug- sowie Teilsystem-Ebene möglich ist, können weitere Arbeiten daran ansetzen und entsprechende Kennwerte für Komponenten des Antriebsstrangs festlegen. Damit wäre eine Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von Fahrzeugschwingungen innerhalb des gesamten X-in-the-Loop-Frameworks möglich.

In der vorliegenden Arbeit wird die Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen am Beispiel eines Fahrzeugsegmentes untersucht. Die Übertragbarkeit auf andere Fahrzeugsegmente und insbesondere Fahrzeuge mit alternativen Antrieben wird diskutiert, aber nicht nachgewiesen. Für Beifahrer und Mitfahrer ist die Methode bedingt übertragbar. Diese können keinen direkten Einfluss auf die Fahrsituation nehmen. Außerdem entfällt bei Mitfahrern das WFP Hand / Lenkrad und damit ein Übertragungsweg der Schwingungen.

Ein interessantes Themenfeld stellt die Festlegung von Zielwerten bei abwechselndem Auftreten von Leerlauf-Vibrationen und Schwingungen beim Motorstart/-stopp dar. Hier könnten in Abhängigkeit des Niveaus der auftretenden Leerlauf-Vibrationen die Zielwerte insbesondere für Schwingungen beim Motorstart angepasst werden.

Einen weiteren wichtigen Aspekt stellt der Zielkonflikt zwischen Kundenrelevanz und Messgenauigkeit bei der Objektivierung der Wahrnehmung von Lenkrad-Schwingungen dar. Beim Anfassen des Lenkrades durch den Kunden oder Entwicklungsingenieur wird die Schwingung beeinflusst. Dies ist insbesondere im

Leerlauf kritisch. Hier ist bei der Festlegung von Zielwerten und bei der Durchführung von wiederholbaren und reproduzierbaren Schwingungen Vorsicht geboten.

Für weitere Versuche zu Vibrationen bei der Hochfahrt könnte die Herangehensweise wie folgt aussehen. Zur subjektiven Beurteilung darf der Fahrer das Fahrzeug frei bewegen und bekommt die Aufgabe, auffällige Drehzahlbereiche jeweils für die interessierenden WFP zu benennen. Im Anschluss werden die benannten Motordrehzahlen nochmals gezielt angefahren und mehrere Messungen durchgeführt. Eine solche Versuchsgestaltung war beim Versuch Hochfahrt in der vorliegenden Arbeit aus Zeitgründen nicht möglich. Außerdem bietet sich unter Umständen eine Videokamera zur Dokumentation von Sitz- und Lenkradhaltung an.

Zur Vertiefung der Analyse der Schwingformen an Sitzkonsole und Lenkrad ist das folgende Vorgehen zu überdenken. Die Kenntnis über die Übertragungsfunktionen einer aufsetzbaren Karosserie bietet die Möglichkeit, die aus den Starrkörperschwingungen des Motors resultierenden Schwingformen im Fahrzeuginnenraum zu identifizieren. Dadurch könnten Unterschiede verschiedener Fahrzeuge und Motorlagerungskonzepte analysiert werden. Im Optimalfall wäre hierbei eine Beschränkung auf wenige relevante Schwingformen für die Objektivierung mittels skalaren Kennwerten möglich. Um dieses Verfahren nutzbar zu machen, müssten bei der Modalanalyse von Fahrzeugkarosserien lediglich die komfortrelevanten Messstellen erfasst werden.

Bei der Objektivierung können Modulationseffekte einen Einfluss auf das Subjektivurteil haben, auch wenn dies im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht nachgewiesen wurde. Es ist durchaus sinnvoll, die Thematik der Modulation bei antriebsstrangerregten Schwingungen weiter zu verfolgen. Eine Untersuchung im Fahrzeug wird hierbei aber als nicht zielführend angesehen. Hierzu ist ein entsprechender Simulator erforderlich, welcher in der Lage ist Modulationseffekte gezielt zu variieren.

9. Literaturverzeichnis

- Ahn / Griffin 2008** Ahn, Se-Jin; Griffin, Michael J.: Effects of frequency, magnitude, damping, and direction on the discomfort of vertical whole-body mechanical shocks. *Journal of Sound and Vibration* 311 (2008), pp. 485-497, 2008
- Ajovalasit / Giacomini 2005** Ajovalasit, M.; Giacomini, J.: Human subjective response to steering wheel vibration caused by diesel engine idle. *Proc. IMechE. Vol. 219, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2005
- Ajovalasit / Giacomini 2007a** Ajovalasit, M.; Giacomini, J.: Effect of automobile operating condition on the subjective equivalence of steering wheel vibration and sound. *International Journal Vehicle Noise and Vibration*, Vol. 3, No. 2, pp. 197-215, 2007
- Ajovalasit / Giacomini 2007b** Ajovalasit, M.; Giacomini, J.: Hand-arm equal sensation curves for steering wheel rotational vibration. 11th International Conference on Hand-Arm Vibration, HAV 11 Bologna, Italy, June 3-7, 2007
- Ajovalasit / Giacomini 2009** Ajovalasit, M.; Giacomini, J.: Non-linear dependency of the subjective perceived intensity of steering wheel rotational vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, Volume 39, Issue 1, January 2009, pp. 58-67, 2009
- Albers 1994** Albers, Albert: Fortschritte beim ZMS – Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge. 5. LuK Kolloquium, 1994
- Albers 2008** Albers, Albert: Einführung in Antriebssysteme. In: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2008
- Albers 2009** Albers, Albert: Produktentstehung (PE). Vorlesungsumdruck zur Vorlesung an der Universität Karlsruhe (TH), Sommersemester 2009
- Albers 2010** Albers, Albert: The Integrated Product Engineering Model (iPeM) and its Central Hypotheses. *Proceedings of the TMCE 2010*, April 12-16, Ancona, Italy, 2010
- Albers / Albrecht 2002** Albers, Albert; Albrecht, Marc: Vorhersage subjektiver Komforturteile mittels künstlicher neuronaler Netze. VDI-Tagung: Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, 11. Internationaler Kongress, Würzburg, 01.-02. Oktober 2002. Tagungsband: VDI-Berichte 1701, VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 401-420, 2002
- Albers / Albrecht 2005** Albers, Albert; Albrecht, Marc: Abbildung der individuellen subjektiven Komfortbeurteilung von Kunden aus objektiven Messwerten am Beispiel des automatisierten Anfahrens. Tagungsband *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik III: Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben*, Laschet, 01.-02.03.2005, Haus Sankt Ulrich, Augsburg, 2005

- Albers / Dylla 2006** Albers, Albert; Dylla, Simon: Development of a method for objective evaluation of gear control quality manual-shifted vehicles. In: 5th International CTI Symposium Innovative Automotive Transmissions, Berlin, 2006
- Albers / Herbst 1998** Albers, A. ; Herbst, D.: Rupfen – Ursachen und Abhilfen. In: LuK GmbH & Co.KG (Veranstaltung): 6. LuK Internationales Kolloquium (Baden Baden 1998). Bühl: LuK GmbH & Co.KG, S. 23-46, 1998
- Albers / Lux 2001** Albers, Albert; Lux, Ralph: Universalprüfstand für Kfz-Antriebsstränge. In: Automotive Engineering Partners, Band 1, S. 26-29, 2001
- Albers / Matthiesen 2002** Albers, Albert; Matthiesen, Sven: Konstruktions-methodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme - Das Elementmodell "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zur Analyse und Synthese technischer Systeme. Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung, Band 54, Heft 7/8 – 2002, S. 55 - 60; Springer-VDI-Verlag GmbH & Co. KG, Düsseldorf, 2002
- Albers / Meboldt 2007** Albers, A.; Meboldt, M.: iPeMM - Integrated Product Development Process Management Model Based on Systems Engineering and Systematic Problem Solving. Proceedings of the 16th International Conference on Engineering Design - ICED 07, Paris, France, 2007
- Albers et al. 2004** Albers, A.; Eckert, C.; Ohmer, M.: Engineering Design in a different Way: Cognitive Perspective on the Contact & Channel Model Approach. Proceedings of the 3rd International Conference Visual & Spatial Reasoning in Design, MIT, Cambridge, USA, 2004
- Albers et al. 2005** Albers, A.; Burkardt, N.; Ohmer, M.: Approaches for the Synthesis of Technical Systems within the Contact and Channel Model C&CM. Proceedings of the 15th International Conference on Engineering Design, The Design Society, Melbourne, 2005
- Albers et al. 2007a** Albers, A.; Behrendt, M.; Ott, S.: Entwicklungsmethodik für Kupplungssysteme – Modellbildung, Versuch und Simulation. VDI-Berichte Nr. 1987, Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2007, Wiesloch bei Heidelberg, VDI, 2007
- Albers et al. 2007b** Albers, A.; Lerspalungsanti, S.; Ott, S.: Methode zur Generierung und Schwingungskomfortbewertung von virtuellen Fahrten am Beispiel des Anfahrens mittels Antriebsstrangsimulationsmodellen und Bewertungsmodellen auf Basis Künstlicher Neuronaler Netze (KNN). 3. Nationale VDI-Tagung Humanschwingungen, Auswirkung auf Gesundheit - Leistung - Komfort. 8. und 9. Oktober 2007 in Dresden, VDI-Berichte Nr. 2002, S. 229-245, 2007
- Albers et al. 2008** Albers A.; Düser T.; Ott, S.: X-in-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebssystemen. 8. Tagung Hardware-in-the-loop-Simulation, Kassel, 16./17. September, 2008

- Albers et al. 2009** Albers, A.; Ott, S.; Behrendt, M.; Düser, T.; Geier, M.; Stier, C.: Simulationsgestützte Methoden IDE und XiL zur Entwicklung von Antriebsstrangkomponenten. ATZextra – Automotive Engineering Partners, Ausgabe 2009-06, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2009
- Albers et al. 2011** Albers, A.; Sadowski, E.; & Marxen, L.: A new Perspective on Product Engineering – Overcoming Sequential Process Models. In: The Future of Design Methodology, Birkhofer, Springer-Verlag, London, 2011
- Albrecht 2005** Albrecht, Marc: Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens. Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe (TH), Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 18, Dissertation, 2005
- Alink 2010** Alink, Thomas: Bedeutung, Darstellung und Formulierung von Funktion für das Lösen von Gestaltungsproblemen mit dem C&C-Ansatz. Institut für Produktentwicklung am KIT, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 48, Dissertation, 2010
- Allman-Ward et al. 2003** Allman-Ward, Mark; Venor, Joe, Williams, Roger; Cockrill, Martin; Distler, Hartwig; Crewe, Alun; Heinz, Thorsten: The Interactive NVH Simulator as a Practical Engineering Tool. SAE Technical Paper 2003-01-1505, Warrendale, Noise & Vibration Conference and Exhibition, Traverse City, Michigan, May 5-8, 2003
- Altinsoy 2007** Altinsoy, Ercan: Einfluss von auditiven Wahrnehmungsereignissen auf die taktile Rauigkeitswahrnehmung. In: Proceedings of the "DAGA 2007 – 33rd German Annual Conference on Acoustics", March 19-22, 2007, Stuttgart, 2007
- Altinsoy / Merchel 2010** Altinsoy, Ercan; Merchel, Sebastian: Cross-Modal Frequency Matching: Sound and Whole-Body Vibration. In: R. Nordahl et al. (Eds.): HAID 2010, LNCS 6306, pp. 37–45, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010
- Altinsoy et al. 2002** Altinsoy, Ercan; Blauert, J.; Treier, C.: Zur Wahrnehmung von Synchronität bei auditiv-taktil dargebotenen Stimuli. Fortschritte der Akustik - DAGA'02. Oldenburg, Deutsche Gesellschaft für Akustik, 2002
- Amman et al. 2002** Amman, Scott; Pielemeier, Bill; Meier, Ray: Powertrain Idle Vibration Subjective Study and Contribution Analysis. Sound Quality Symposium SQS 2002, Dearborn, Michigan, August 22, 2002
- Amman et al. 2003** Amman, Scott; Pielemeier William; Meier, Ray; Bergeon, Scott; Shiau, Nae-Ming; Gorodisher, Alex: Subjective and Objective Quantification of Steady-State Idle Vibration Felt Through the Seat. SAE Technical Paper 2003-01-1512, Warrendale, USA, 2003
- Amman et al. 2005a** Amman, Scott; Meier, Ray; Mouch, Tim; Gu, Perry: A Survey of Sound and Vibration Interaction. SAE Technical Paper, 2005-01-2472, Warrendale, SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, Traverse City, Michigan, May 16-19, 2005

- Amman et al. 2005b** Amman, Scott; Meier, Ray; Trost, Kelly; Gu, Perry: Equal Annoyance Contours for Steering Wheel Hand-arm Vibration. SAE Technical Paper, 2005-01-2473, Warrendale, SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, Traverse City, Michigan, May 16-19, 2005
- Ammon et al. 2004** Ammon, Dieter; Frank, Peter; Gimmler Helmut; Götz, Jochen; Hilf, Klaus-Dieter; Rauh, Jochen; Scheible, Gerhard; Stuess, Peter: Fahrzeugschwingungen – von der Fahrbahnanregung bis zum Komfortempfinden. VDI-Berichte Nr. 1821, 2004
- Aral 2009** Aral Studie: Trends beim Autokauf 2009. Aral Aktiengesellschaft, Marktforschung, 2009
- Backhaus et al. 2000** Backhaus, Klaus; Erichson, Bernd; Plinke, Wulff; Weiber, Rolf: Multivariate Analysemethoden – Eine anwendungsorientierte Einführung. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2000
- Bartlett 1953** Bartlett, M. S.: An Introduction to Stochastic Processes with Special Reference to Methods and Applications. Cambridge University Press, Cambridge, 1953
- Basshuysen / Schäfer 2010a** van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 5. Auflage, Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2010
- Basshuysen / Schäfer 2010b** van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred: Motorlexikon. <http://www.motorlexikon.de>, 2006 – 2010
- Baumann et al. 2001** Baumann, Ingo; Bellmann, Michael A.; Mellert, Volker; Weber, Reinhard: Wahrnehmungs- und Unterschiedsschwellen von Vibrationen auf einem Kraftfahrzeugsitz. Fortschritte der Akustik, DAGA 2001, Hamburg-Harburg, 2001
- Becker 2008** Becker, Klaus: Methoden zur Objektivierung von subjektiven Fahreindrücken – Ergebnisse und Erfahrungen beim Benchmarking von Leerlaufgeräuschen. HdT-Fachtagung Fahrzeuggeräusche, 25. November, 2008
- Bellmann 2002** Bellmann, Michael A.: Perception of Whole-Body Vibrations: From basic experiments to effects of seat and steering-wheel vibrations on the passenger's comfort inside vehicles. Shaker Verlag, Aachen, Universität Oldenburg, Dissertation, 2002
- Bellmann / Weber 2006** Bellmann, M. A.; Weber, R.: Psycho-physikalische Untersuchungen zur Wahrnehmung von Sitzvibrationen auf einem realem Fahrzeugsitz im Labor. In: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III, Haus der Technik Fachbuch; 56, Essen, Expert Verlag, Renningen, 2006
- Bellmann et al. 2001** Bellmann, M. A.; Baumann, I.; Hillebrand, P.; Mellert, V. & Weber, R.: Wirkung von Sitz- und Lenkradvibrationen auf den Komfort im Fahrzeug. In: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II, Becker, K., Expert Verlag, Renningen, 2001

- Bendat / Piersol 1980** Bendat, Julius S.; Piersol, Allan G.: Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis. John Wiley & Sons, New York, 1980
- Bergler et al. 1975** Bergler, Reinhold; Diehl, Brigitte; Fuchs, Albert; Oppermann, Reinhard; Schäfer, Bernd: Das Eindrucksdifferential – Theorie und Technik. Verlag Hans Huber, Bern, Stuttgart, 1975
- Biral et al. 2005** Biral, F.; Da Lio, M.; Bertolazzi, E.: Combining Safety Margins of User Preferences into a Driving Criterion for Optimal Control-Based Computation of Reference Manoeuvres for an ADAS (Advanced Driver Assistance System) of the Next Generation. IEEE IV 2005, Las Vegas, June 6-8, 2005
- Bitter 2006** Bitter, Thorsten: Objektivierung des dynamischen Sitzkomforts. Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik Band 9, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Dissertation, 2006
- Bohn 2006** Bohn, Peter: Wechselwirkungen von Schwingungen zwischen Motor-Getriebe-Verbund und Kurbeltrieb als Grundlage für Körperschallanalysen. Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme der Technischen Universität Berlin, Dissertation, 2006
- Borg 2004** Borg, G.: The Borg CR10 Scale® Folder. A method for measuring intensity of experience. Hasselby, Sweden, Borg Perception, 2004
- Bortz 2005** Bortz, Jürgen: Statistik für Human- und Sozialwissenschaftler. Springer Medizin Verlag Heidelberg, 6. Auflage, 2005
- Bortz / Döring 2006** Bortz, Jürgen; Döring, Nicola: Forschungsmethoden und Evaluation für Human- und Sozialwissenschaftler. Springer Medizin Verlag, Heidelberg, 2006
- Bradley / Terry 1952** Bradley, R. A.; Terry, M. E.: Rank analysis of incomplete block designs, I. the method of paired comparisons. Biometrika, 39, pp. 324–345, 1952
- Bubb 2003a** Bubb, Heiner: Wie viele Probanden braucht man für allgemeine Erkenntnisse aus Fahrversuchen? Darmstädter Kolloquium Fahrversuche mit Probanden – Nutzwert und Risiko, Technische Universität Darmstadt, 3./4. April, 2003
- Bubb 2003b** Bubb, Heiner: Skriptum zur Vorlesung Produktergonomie, Technische Universität München, Lehrstuhl für Ergonomie, 2003
- Buld et al. 2006** Buld, Susanne; Hoffman, Sonja; Krüger, Hans-Peter: Fahrerassistenz auf der Grundlage von Umgebungs- und Fahrervariablen. 4. Fahrerassistenzsysteme-Workshop, Löwenstein/Hößlinsülz, Tagungsband, S. 52-59, Karlsruhe, Oktober, 2006
- Bußmann 2008** Bußmann, Hadumod: Lexikon der Sprachwissenschaft. Alfred Kröner Verlag, Stuttgart, 2008

- Conover 1980** Conover, W. J.: Practical Nonparametric Statistics. Second Edition, John Wiley & Sons, New York, 1980
- Cucuz 1992** Cucuz, Stojan: Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn. Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität zu Braunschweig, Dissertation, 1992
- Daimler 2010** Grimm, Karlheinz; Hupfeld, Jan; Kolb, Karl-Heinz; Maier, Patrick; Pies, Daniel; Polifke, Norbert; Zauner, Matthäus: Schwingungshandbuch – Phänomene, Messverfahren, Auswertungen, Arbeitsmittel und -methoden. Interne Dokumentation der Messverfahren, Daimler AG, 2010
- Delavoye 2006** Delavoye, Carole: Dynamischer Sitzkomfort: Objektivierung von subjektiven Komforteindrücken. Fahrzeugtechnik, Technische Mitteilungen 99, Heft 3, 2006
- Deml et al. 2007** Deml, B.; Freyer, J.; Färber, B.: Ein Beitrag zur Prädiktion des Fahrstils. In: Fahrer im 21. Jahrhundert – Human Machine Interface, VDI-Berichte Nr. 2015, 4. und 15. November in Braunschweig, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2007
- Dragon et al. 2007** Dragon, L.; Faul, R.; Grossmann, T.; Colditz, J.: Objektive und subjektive Abstimmung der Fahrkultur mittels digitaler Prototypen unter Einbeziehung von Simulatoren. 3. Nationale VDI-Tagung Humanschwingungen; Auswirkung auf Gesundheit - Leistung - Komfort. 8. und 9. Oktober 2007 in Dresden, VDI-Berichte Nr. 2002, S. 229-245, 2007
- Draper 1998** Draper, N. R.; Smith, H.: Applied Regression Analysis. Hoboken, NJ: Wiley-Interscience, pp. 307–312, 1998
- Duden 2006** Dudenredaktion (Hrsg.) – Deutsches Universalwörterbuch. Bibliographisches Institut, Mannheim, 6. überarbeitete und erweiterte Auflage, 2006
- Düser 2010** Düser, Tobias: X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen. Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 47, Dissertation, 2010
- Dylla 2009** Dylla, Simon: Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiv erlebten Schaltbetätigungsqualität von Fahrzeugen mit manuellem Schaltgetriebe. Institut für Produktentwicklung am KIT, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 42, Dissertation, 2009
- Fastl / Zwicker 2007** Fastl, Hugo; Zwicker, Eberhard: Psychoacoustics – Facts and Models. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2007
- Fesefeldt 2010** Fesefeldt, Thomas: Ganzheitliche Betrachtung zur Auswahl der Starteinrichtung des Verbrennungsmotors eines Parallel-Hybrids mit Trennkupplung. Fachbereich Maschinenbau an der Technischen Universität Darmstadt, Dissertation, 2010

- Fidlin / Seebacher 2006** Fidlin, A.; Seebacher, R.: Simulationstechnik am Beispiel des ZMS – die Stecknadel im Heuhaufen finden. In: LuK GmbH & Co.KG (Veranst.): 8. LuK Internationales Kolloquium (Baden Baden 2006). Bühl: LuK GmbH & Co.KG, S. 55-71, 2006
- Fülbier 2001** Fülbier, Klaus-Peter: Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen. Fakultät für Maschinenwesen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Aachen, Dissertation, 2001
- Gausemeier 2002** Gausemeier, Jürgen: Strategiekompetenz und Agilität. Unternehmertagung 2002 des VDMA, 6./7. November, 2002
- Gausemeier et al. 2008** Gausemeier, J.; Kahl, S.; Pook, S.: From Mechatronics to Self-optimizing Systems. In: Self-optimizing Mechatronic Systems – Design the Future. Proceedings of the 7th International Heinz Nixdorf Symposium, February 20-21, 2008, Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 223, 2008
- Gauterin 2006** Gauterin, Frank: Fahrzeugkomfort und -akustik I und II. Vorlesungsumdruck, Institut für Fahrzeugtechnik, Universität Karlsruhe (TH), 2006
- Genuit et al. 2000** Genuit, Klaus; Poggenburg, Jens; Zimmer, Martin: Die Wiedergabe von binauraler Akustik und Schwingungen im Fahrzeuginnenraum als Verfahren zur Ermittlung des subjektiven Komfortempfindens. In: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen, Becker, Haus der Technik Essen, 2001
- Giacomin / Hacaambwa 2001** Giacomin, J.; Hacaambwa, T.: Performance of ISO2631 and BS6841 Comfort Criteria for Evaluating Automobile Road Vibrations. ATA 7th International Conference on the Role of Experimentation in the Modern Automotive Product Development Process, May 23-25, Florence, Italy, 2001
- Giacomin / Screti 2005** Giacomin, J.; Screti, A.: Self-reported upper body discomfort due to driving: effect of driving experience, gender and vehicle age. Zeitschrift für Arbeitswissenschaft, 5, pp. 409-418, 2005
- Giacomin et al. 2004** Giacomin, J.; Shayaa, M. S.; Dormegnien, E.; Richard, L.: A Frequency weighting for the evaluation of steering wheel rotational vibration. International Journal of Industrial Ergonomics, Vol. 33, pp. 527-541, 2004
- Godfrey et al. 2008** Godfrey, A.; Conway, R.; Meagher, D.; O'Laighin, G.: Direct measurement of human movement by accelerometry. Medical Engineering & Physics 30, pp. 1364–1386, 2008
- Griffin 1990** Griffin, Michael J.: Handbook of Human Vibration. Academic Press, London, 1990
- Griffin 2007** Griffin, Michael J.: Discomfort from feeling vehicle vibration. Vehicle Systems Dynamics, 45:7, pp. 679-698, Taylor and Francis, 2007

- Häckh et al. 2005** Häckh, Jakob; Klos, Wolfgang; Willmerding, Günter: Bestimmung der Lastkollektive für Kraftfahrzeuggetriebe durch Kombination von Messung und Simulation. Tagungsband in der Kfz-Antriebstechnik III: Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben, Laschet, 01.-02.03.2005, Haus Sankt Ulrich, Augsburg, 2005
- Hagerodt 2001** Hagerodt, Bernd: Systemidentifikation von frontgetriebenen Personenkraftwagen beim Lastwechsel. Tagungsband Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik: Modellierung, Simulation und Beurteilung von Fahrzeugantrieben, Laschet, 15.-16.11.2000, Haus der Technik, Essen, 2001
- Hartung 2006** Hartung, Jürgen: Objektivierung des statischen Sitzkomforts auf Fahrzeugsitzen durch die Kontaktkräfte zwischen Mensch und Sitz. Lehrstuhl für Ergonomie der Technischen Universität München, Dissertation, 2006
- Hartung et al. 1998** Hartung, Joachim; Elpelt, Bärbel; Klösener, Karl-Heinz: Statistik: Lehr- und Handbuch der angewandten Statistik. R. Oldenbourg Verlag, München, 1998
- Hennecke 1995** Hennecke, Dieter: Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationären Anregungen. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 237, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- Hibbeler 2006** Hibbeler, Russell C.: Technische Mechanik 3 Dynamik. Pearson Studium, München, 2006
- Hillebrandt 2009** Hillebrandt, Thomas: Krankmachender Gestank. Text zum Fernsehbeitrag in der ARD-Sendung W wie Wissen vom 26.04.2009, 2009
- Hogarth / Einhorn 1992** Hogarth, Robin M.; Einhorn, Hillel J.: Order Effects in Belief Updating: The Belief-Adjustment Model. *Cognitive Psychology*, 24, pp. 1-55, 1992
- Horst et al. 2002** Horst, M.; Schäfer, U.; Schmidt, R.: Ermittlung von statistisch abgesicherten Kunden-Lastkollektiven für Personenkraftwagen. Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V., DVM-Bericht 129, Fahrwerke und Betriebsfestigkeit, 29. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, 9. und 10. Oktober 2002, Osnabrück, 2002
- Howarth / Griffin 1990** Howarth, H. V. C.; Griffin, M. J.: Subjective Response to Combined Noise and Vibration: Summation and Interaction Effects. *Journal of Sound and Vibration* (1990), 143(3), pp. 443-454, 1990
- IPEK 2007** Institut für Produktentwicklung am KIT, Schulungsunterlagen, 2007
- Irtel 1993** Irtel, Hans: Experimentalpsychologisches Praktikum. Springer-Verlag, Heidelberg, 1993
- Jeon et al. 2008** Jeon, B.; Ajovalasit, M.; Giacomini, J.: Effects of gender differences on the subjective perceived intensity of steering wheel rotational vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 2008

- Johannsen 1993** Johannsen, Gunnar: Mensch-Maschine-Systeme. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1993
- Kaneko et al. 2005** Kaneko, C., Hagiwara, T., Maeda, S.: Evaluation of Whole-Body Vibration by the Category Judgment Method. *Industrial Health* 2005, 43, pp. 221-232, 2005
- Karrenberg 2005** Karrenberg, Ulrich: Signale – Prozesse – Systeme: Eine multimediale und interaktive Einführung in die Signalverarbeitung. 4. Auflage, Springer, Berlin, Heidelberg, 2005
- Kauke et al. 2009** Kauke, Wolfgang; Kühn, Roland; Follak, Mathias; Mayer, Peter; Haas, Börge; Melchger, Nicolai; Rabenstein, Thomas; Sartorius, Carsten; Liefoghe, Diederik; Säuberlich, Wolfgang; Kurz, Siegfried; Bauer, Achim; Raiser, Klaus; Breitfeld, Thorsten: Schwingungs- und Akustikkomfort. *ATZextra – Die neue E-Klasse von Mercedes-Benz*, Ausgabe 2009-01, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2009
- Klingner 1996** Klingner, Burkhard: Einfluss der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug. Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Braunschweig, Dissertation, 1996
- Kosfelder 2005** Kosfelder, Markus: Die Objektivierung des Schwingungskomforts von Kraftfahrzeugen auf der Grundlage globaler Bewegungsformen. 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2005
- Kraft 2010** Kraft, Christian: Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Karlsruhe, Dissertation, 2010
- Kramer 2005** Kramer, Ulrich: Potentialanalyse des Direktstarts für den Einsatz in einem Stopp-Start-System an einem Ottomotor mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung unter besonderer Berücksichtigung des Motorauslaufvorgangs. Fakultät Ingenieurwissenschaften Abteilung Maschinenwesen, Campus Essen der Universität Duisburg, Dissertation, 2005
- Kramer 2008** Kramer, Ulrich: Kraftfahrzeugführung, Modelle – Simulation – Regelung. Carl Hanser Verlag, München, 2008
- Krist 1993** Krist, Renate: Modellierung des Sitzkomforts - eine experimentelle Studie. Katholische Universität Eichstätt, Philosophisch-Pädagogische Fakultät, Inaugural-Dissertation, 1993
- Krüger / Neukum 2001** Krüger, Hans-Peter; Neukum, Alexandra: Bewertung von Handlungseigenschaften – zur methodischen und inhaltlichen Kritik des korrelativen Forschungsansatzes. In: Jürgensohn, Thomas (Hrsg.); Timpe, Klaus-Peter (Hrsg.): *Kraftfahrzeugführung*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, S. 245-262, 2001
- Kücükay / Kassel 2007** Kücükay, Ferit; Kassel, Tobias: Anforderungsoptimierung für Getriebe und Komponenten. *ATZ*, Ausgabe 2007-09, Jahrgang 109, S. 812-819, 2007

- Kudritzki 1999** Kudritzki, Detlef: Analysis of Ride Comfort Considering Driver Assessment. Vehicle Performance, J.P. Pauwelussen (ed.), pp. 196-217, 1999
- Kudritzki 2007** Kudritzki, Detlef: Ridemeter – Ein Werkzeug zur Berechnung des Fahrkomforts von PKW. In: Wie objektiv sind Fahrversuche? Darmstädter Kolloquium Mensch & Fahrzeug, Technische Universität Darmstadt, 14./15. März, 2007
- Lennert / Wölfel 2007** Lennert, S., Wölfel, H.P.: Ansatz zur Objektivierung von Schwingungskomfort und Erläuterung anhand eines Praxisbeispiels. 3. Nationale VDI-Tagung Humanschwingungen; Auswirkung auf Gesundheit - Leistung - Komfort. 8. und 9. Oktober 2007 in Dresden, VDI-Bericht Nr. 2002, 2007
- Lerspalungsanti 2010** Lerspalungsanti, Sarawut: Ein Beitrag zur Modellierung des menschlichen Komfortempfindens und Beurteilung der NVH-Eigenschaften in der Antriebsstrangentwicklung auf Basis von Künstlichen Neuronalen Netzen. Institut für Produktentwicklung am KIT, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 43, Dissertation, 2010
- Lewis 2005** Lewis, Christopher: Variability in Measurements of Seat Transmissibility with an Active Anthropodynamic Dummy and with Human Subjects. 40th UK Conference on Human Response to Vibration, Health and Safety Executive, Liverpool, September 13-15, 2005
- Lindemann 2009a** Lindemann, Udo: Methodische Entwicklung technischer Produkte – Methoden flexibel und situationsgerecht anwenden. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2009
- Lindemann 2009b** Lindemann, Udo: Methoden der Produktentwicklung, Vorgehensmodelle – Grundprinzipien – Methoden. Vorlesungsskript, Lehrstuhl für Produktentwicklung, Technische Universität München, 2009
- Ljunggren et al. 2007** Ljunggren, Fredrik; Wang, Junye; Agren; Anders: Human vibration perception from single- and dual-frequency components. Journal of Sound and Vibration 300 (2007), pp. 13-24, 2007
- Maass / Klier 1981** Maass, Harald; Klier, Heiner: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, Wien, New York, 1981
- Maeda 2005** Maeda, S.: Necessary Research for Standardization of Subjective Scaling of Whole-Body Vibration. Industrial Health 2005, 43, pp. 390-401, 2005
- Maier / Riedel 2010** Maier, Patrick; Riedel, Stephan: Offenlegungsschrift DE 10 2010 005 486 A1 2010.10.14 – Sitzpositionierhilfe. Deutsches Patent- und Markenamt, 2010
- Maier et al. 2009** Maier, Patrick; Olfens, Christian; Albers, Albert: Komfortbewertung powertrainererregter Fahrzeugschwingungen auf Basis objektiver Kennwerte. In: Becker (Hrsg.) und 40 Mitautoren: „Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen IV“, Haus der Technik Fachbuch, Band 108, expert verlag, pp. 64-75, 2009

- Mansfield 2001** Mansfield, Neil J.: Localized vibration at the automotive seat-person interface. The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, The Hague, The Netherlands, August 27-30, 2001
- Mansfield et al. 1999** Mansfield, N. J.; Holmlund, P.; Lundström, R.: Comparison of subjective responses to vibration and shock with standard analysis methods and absorbed power. *Journal of Sound and Vibration* Vol. 230, No. 3, February 2000, pp. 477-491, 2000
- Marjanen et al. 2006** Marjanen, Ykä; Mansfield, Neil; Maeda, Setsuo: Requirements for validating the standardized whole body vibration comfort evaluation method. 14th Japan Conference on Human Response to Vibration, Tokyo, August 2-4, 2006
- Martin 2008** Martin, Frank: Die Akustik des Golf VI. ATZextra – Der VW Golf VI, Ausgabe 2008-06, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2008
- Maslow 1977** Maslow, Abraham H.: Motivation und Persönlichkeit. Walter-Verlag, Olten und Freiburg im Breisgau, 1977
- Matsumoto et al. 2006** Matsumoto, Yasunao; Ohdo, Katsutoshi; Saito, Tetsuro: Dynamic and subjective responses of seated subjects exposed to simultaneous vertical and fore-and-aft whole-body vibration: The effect of the phase between the two single-axis components. *Journal of Sound and Vibration* 298 (2006), pp. 773–787, 2006
- Matthiesen 2002** Matthiesen, Sven: Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 6, Dissertation, 2002
- Meboldt 2008** Meboldt, Mirko: Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung – als Beitrag zum integrierten Produktentstehungs-Modell (iPeM). Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe (TH), Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 29, Dissertation, 2008
- Meier et al. 1997** Meier, R.; Otto, N.; Pielemeier, W.; Jeyabalan, V.: A New Tool for the Vibration Engineer. SAE Paper 97-19-79, SAE Noise and Vibration Conference, Traverse City, MI, May 20-22, 1997
- Meier et al. 1998** Meier, R.; Otto, N.; Pielemeier, W.; Jeyabalan, V.: The Ford Vehicle Vibration Simulator for Subjective Testing. *Sound and Vibration*, Vol. 32, No. 5, May, 1998
- Mitschke / Wallentowitz 2004** Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2004
- Moosbrugger / Kelava 2007** Moosbrugger, Helfried; Kelava, Augustin: Testtheorie und Fragebogenkonstruktion. Springer Medizin Verlag, Heidelberg, 2007

- Morioka 2006** Morioka, Miyuki: Thresholds for the perception of vibration: Are two hands better than one? 41st United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, QinetiQ, Farnborough, Hampshire, England, September 20-22, 2006
- Morioka / Griffin 2001** Morioka, Miyuki; Griffin, Michael J.: Effect of vibration frequency and contact area on sensation magnitudes for hand-transmitted vibration. 9th International Conference on Hand-Arm Vibration, June 5-8, Nancy, 2001
- Morioka / Griffin 2006a** Morioka, Miyuki; Griffin, Michael J.: Magnitude-dependence of equivalent comfort contours for fore-and-aft, lateral and vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, Volume 298, Issue 3, December 12, pp. 755-772, 2006
- Morioka / Griffin 2006b** Morioka, Miyuki; Griffin, Michael J.: Magnitude-dependence of equivalent comfort contours for fore-and-aft, lateral and vertical hand-transmitted vibration. *Journal of Sound and Vibration*, Volume 295, pp. 633-648, 2006
- Morioka / Griffin 2008a** Morioka, Miyuki; Griffin, Michael J.: Equivalent comfort contours for vertical vibration of steering wheels: Effect of vibration magnitude, grip force, and hand position. *Applied Ergonomics* 2008, Aug 6, 2008
- Morioka / Griffin 2008b** Morioka, Miyuki; Griffin, Michael J.: Absolute thresholds for the perception of fore-and-aft, lateral and vertical vibration at the hand, the seat and the foot. *Journal of Sound and Vibration*, 314, (1-2), pp. 357-370, 2008
- Morioka / Griffin 2009** Morioka, Miyuki; Griffin, Michael J.: Equivalent comfort contours for vertical vibration of steering wheels: Effect of vibration magnitude, grip force, and hand position. *Applied Ergonomics* 40 (2009), pp. 817-825, 2009
- Mozaffarin et al. 2007** Mozaffarin, A.; Pankoke, S.; Bersiner, F.; Cullmann, A.: MEMOSIK® V – Entwicklung und Einsatz eines aktiven, 3-dimensionalen Dummys zur Messung des Schwingungskomforts auf Fahrzeugsitzen. 3. Nationale VDI-Tagung Humanschwingungen; Auswirkung auf Gesundheit - Leistung - Komfort. 8. und 9. Oktober 2007 in Dresden, VDI-Bericht Nr. 2002, 2007
- Müller 2010** Müller, Sören: Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren – Untersuchung, Bewertung, Optimierung. Fachbereich Maschinenbau an der Technischen Universität Darmstadt, Dissertation, 2010
- Norm BS 6841** British Standard 6841: Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. The British Standards Institution, London, September, 1987
- Norm BS 6842** British Standard 6842: Measurement and Evaluation of Human Exposure to Vibration Transmitted to the Hand. The British Standards Institution, London, September, 1987

- Norm DIN 1311-1** DIN 1311-1: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme – Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung. Beuth Verlag, Berlin, Februar, 2000
- Norm DIN 45679** DIN 45679: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Greif- und Andruckkräfte zur Beurteilung der Schwingungsbelastung des Hand-Arm-Systems. Beuth Verlag, Berlin, September, 2005
- Norm DIN EN 12299** DIN EN 12299: Bahnanwendungen – Fahrkomfort für Fahrgäste – Messung und Auswertung. Beuth Verlag, Berlin, August, 2009
- Norm DIN EN ISO 5349-1** DIN EN ISO 5349-1: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen. Beuth Verlag, Berlin, Dezember, 2001
- Norm DIN EN ISO 8041** DIN EN ISO 8041: Schwingungseinwirkung auf den Menschen – Messeinrichtung. Beuth Verlag, Berlin, Juni, 2006
- Norm ISO 2631-1** ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1997
- Norm ISO 2631-4** ISO 2631-4: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 4: Guidelines for the evaluation of the effects of vibration and rotational motion on passenger and crew comfort in fixed-guideway transport systems. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2001
- Norm ISO 5349-1** ISO 5349-1: Mechanical Vibration – Measurement and Assessment of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration – Part 1: General Guidelines. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2001
- Norm ISO 13091-1** ISO 13091-1: Mechanical vibration – Vibrotactile perception thresholds for the assessment of nerve dysfunction – Part 1: Methods of measurement at the fingertips. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2001
- Norm ISO 13091-2** ISO 13091-2: Mechanical vibration – Vibrotactile perception thresholds for the assessment of nerve dysfunction – Part 2: Analysis and interpretation of measurements at the fingertips. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2003
- Oerding 2009** Oerding, Jochen: Ein Beitrag zum Modellverständnis der Produktentstehung - Strukturierung von Zielsystemen mittels C&CM. Institut für Produktentwicklung am KIT, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 37, Dissertation, 2009
- Oppenheim / Schafer 1999** Oppenheim, Alan V.; Schafer, Ronald W.: Zeitdiskrete Signalverarbeitung. 3. Auflage, R. Oldenbourg Verlag, München, 1999

- Oudenhuijzen 2003** Oudenhuijzen, Aernout; Tan, Koen; Morsch, Femke: The Relationship Between Seat Pressure and Comfort. SAE Technical Paper 2003-01-2213, Warrendale, Digital Human Modeling for Design and Engineering Conference and Exposition, Montreal, Canada, June 16-19, 2003
- Pankoke et al. 2005** Pankoke, Steffen; Siefert, Alexander; Breiffeld, Thorsten: Numerische Simulation von Sitz-Schwingungen in Oberklasse-Pkw: Einsatz des Finite-Elemente-Mensch-Modells CASIMIR. VDI-Kongress Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn, Hannover, Oktober 2005, VDI-Berichte Nr. 1912, VDI Verlag Düsseldorf, 2005
- Parizet et al. 2007** Parizet, Etienne; Amari, Maël; Nosulenko, Valery: Vibro-acoustical comfort in cars at idle: human perception of simulated sounds and vibrations from 3- and 4-cylinder diesel engines. Int. J. Vehicle Noise and Vibration, Vol. 3, No. 2, pp. 143-156, 2007
- Pflüger et al. 2010** Pflüger, Martin; Brandl, Franz; Bernhard, Ulrich; Feitzelmayer, Karl: Fahrzeugakustik. Springer-Verlag, Wien, New York, 2010
- Pielemeier et al. 2001** Pielemeier, William; Greenberg, Jeffry; Meier, Ray; Jeyabalan, Vadivelu; Otto, Norman C.: Some Factors in the Subjective Evaluation of Laboratory Simulated Ride. SAE Technical Paper 2001-01-1569, Warrendale, Noise and Vibration Conference & Exposition, Traverse City, Michigan, April 30 - May 3, 2001
- Pielemeier et al. 2005** Pielemeier, William J.; Meier, Raymond C.; Greenberg, Jr. and Jeffry A.: Threshold of Perception for Whole-Body Seated Vibration. SAE Technical Paper 2005-01-2476, Warrendale, USA, 2005
- Pies 2011** Pies, Daniel: Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. Institut für Fahrzeugsystemtechnik am KIT, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Karlsruhe, Dissertation, 2011
- Quiring / Stoffels 2005** Quiring, Stefan; Stoffels, Harald: Schwingungs- und Einflussgrößenanalyse an Fahrzeugen mit Start-Stopp Funktionalität. Tagungsband Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik III: Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben, Laschet, 01.-02.03.2005, Haus Sankt Ulrich, Augsburg, 2005
- Reik et al. 1998** Reik, Wolfgang; Seebacher, Roland; Kooy, Ad: Das Zweimassenschwungrad. In: 6. LuK-Kolloquium, Bühl, 1998
- Rericha 1986** Rericha, I.: Methoden zur objektiven Bewertung des Fahrkomforts. Automobil-Industrie 2/86, S. 175-182, 1986
- Riedel 2000** Riedel, Stephan: Schwingungswirkungen auf den Menschen - Analyse des Normungsdefizits und experimentelle Arbeiten zur Ergänzung des Kenntnisstandes, Shaker Verlag, TU Darmstadt, Dissertation, 2000

- Ropers et al. 2003** Ropers, C.; Saemann, E.-U.; Gauterin, F.: Hybridmethode zur Bestimmung der Betriebsschwingungen von Reifen. Tagungsband der DAGA 03 (Fortschritte der Akustik), S. 302-303, Deutsche Gesellschaft für Akustik, Oldenburg, 2003
- Ropohl 1979** Ropohl, Günter: Eine Systemtheorie der Technik - Zur Grundlegung der Allgemeinen Technologie. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1979
- Ropohl 2009** Ropohl, Günter: Allgemeine Technologie: Eine Systemtheorie der Technik. 3. Auflage, Karlsruhe, Universitätsverlag, 2009
- Schmidt 1968** Schmidt, Helmut: Schalltechnisches Taschenbuch. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1968
- Schmidt et al. 2005** Schmidt, Robert F.; Lang, Florian; Thews, Gerhard: Physiologie des Menschen mit Pathophysiologie. Springer Medizin Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005
- Schoeggel / Ramschak 2000** Schoeggel, Peter; Ramschak, Erich: Vehicle Driveability Assessment using Neural Networks for Development, Calibration and Quality Tests. SAE Technical Paper Series, 2000-01-0702, Detroit, Michigan, 2000
- Schyr 2006** Schyr, C.: Modellbasierte Methoden für die Validierungsphase im Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung. Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 22, Dissertation, 2006
- Shannon 1949** Shannon, Claude Elwood: Communication in the Presence of Noise. Proc. IRE, Vol. 37, No. 1, 1949
- Shell 2009** Shell: Shell PKW-Szenarien bis 2030 – Fakten, Trends und Handlungsoptionen für nachhaltige Auto-Mobilität. 2009
- Stammen / Meywerk 2007** Stammen, K.; Meywerk, M.: Anwendbarkeit künstlicher neuronaler Netze auf die Bewertung des Schwingungskomforts im Kraftfahrzeug – Eine Untersuchung im Rahmen der virtuellen Fahrzeugentwicklung. 3. Nationale VDI-Tagung Humanschwingungen; Auswirkung auf Gesundheit - Leistung - Komfort. 8. und 9. Oktober 2007 in Dresden, VDI-Bericht Nr. 2002, 2007
- Stachowiak 1973** Stachowiak, Herbert: Allgemeine Modelltheorie. Springer-Verlag, Wien, 1973
- Steinel 2009** Steinel, Klaus: Schwingungsphänomene beim Anfahrvorgang: Analyse und Abhilfemaßnahmen. Tagungsband Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik V: Schwingungen im Getriebe und im Antriebsstrang – NVH-Optimierungen – Systemabstimmungen von Hybridfahrzeugen – Akustische Beurteilungen, Laschet, 10.-11. März, Maritim Hotel, München, 2009

- Stelling et al. 2005** Stelling, Jürgen; Dupuis, Heinrich; Fischer, Marion: Beanspruchung des Hand-Arm-Systems durch multiaxiale mechanische Schwingungen. Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung, gebundene Ausgabe, 1995
- Technische Regel VDI 2057 Blatt 1a** VDI 2057 Blatt 1: Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen: Grundlagen, Gliederung, Begriffe. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Dezember, 1983
- Technische Regel VDI 2057 Blatt 1b** VDI 2057 Blatt 1: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Ganzkörper-Schwingungen. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, September, 2002
- Technische Regel VDI 2057 Blatt 2a** VDI 2057 Blatt 2: Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen; Schwingungseinwirkung auf den menschlichen Körper. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Mai, 1981
- Technische Regel VDI 2057 Blatt 2b** VDI 2057 Blatt 2: Einwirkung mechanische Schwingungen auf den Menschen – Hand-Arm Schwingungen. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, September, 2002
- Technische Regel VDI 2057 Blatt 3** VDI 2057 Blatt 3: Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen; Schwingungsbeanspruchung des Menschen. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Februar, 1979
- Technische Regel VDI 2206** VDI 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Juni, 2004
- Thurstone 1927** Thurstone, Louis Leon: A law of comparative judgement. Psychological Review, 34, pp. 278–286, 1927
- Toutenburg / Knöfel 2008** Toutenburg, Helge; Knöfel, Philipp: Six Sigma – Methoden und Statistik für die Praxis. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2008
- Urlaub 1995** Urlaub, Alfred: Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion. Springer-Verlag, Berlin, 1995
- Wang et al. 2004** Wang, Xuguang; Le Breton-Gadegbeku, Blandine; Bouzon, Lionel: Biomechanical evaluation of the comfort of automobile clutch pedal operation. International Journal of Industrial Ergonomics 34, pp. 209-221, 2004
- Wangenheim 2008** Wangenheim, Lutz v.: Aktive Filter und Oszillatoren – Entwurf und Schaltungstechnik mit integrierten Bausteinen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2008
- Weichert / Wülker 2000** Weichert, Norbert; Wülker, Michael: Messtechnik und Messdatenerfassung. Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, München, Wien, 2000

- Weidner 1991** Weidner, Georg: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität, Fakultät für Konstruktions- und Fertigungstechnik, Forschungsberichte des Instituts für Maschinenelemente / Lechner, G. (Hrsg.), Band 41, Dissertation, 1991
- Weiler et al. 2010** Weiler, Benedikt; Kassel, Tobias; Küçükay, Ferit; Deisinger, Rolf; Hertweck, Mario: Repräsentative Erprobung von Nutzfahrzeugen. ATZ, Ausgabe 2010-09, 112. Jahrgang, S. 678-683, 2010
- Welch 1970** Welch, P. D.: The Use of the Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra. IEEE Trans. Audio Electroacoustics, Vol. AU-15, pp. 70-73, 1970
- Wos et al. 1988** Wos, H., Marek, T., Noworol, C., Borg, G.: The reliability of self-ratings based on Borg's scale for hand-arm vibrations of short duration (Part II). International Journal of Industrial Ergonomics Volume 2, Issue 2, February, pp. 151-156, 1988
- Zeller 2009** Zeller, Peter (Hrsg.): Handbuch Fahrzeugakustik – Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009
- Zhang et al. 1996** Zhang, Lijan; Helander, M. G.; Drury, C. G.: Identifying Factors of Comfort and Discomfort in Sitting. Human Factors, 38 (3), pp. 377-389, 1996
- Zöfel 2003** Zöfel, Peter: Statistik für Psychologen im Klartext. Pearson Studium, München, 2003
- Zschocke 2009** Zschocke, Alexander K.: Ein Beitrag zur objektiven und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen. Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe (TH), Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 34, Dissertation, 2009
- Zschocke / Albers 2008** Zschocke, Alexander K.; Albers, Albert: Links between subjective and objective evaluations regarding the steering character of automobiles. International Journal of Automotive Technology 9, No. 4, S. 473-481, 2008
- Zwicker / Fastl 1990** Zwicker, Eberhard; Fastl, Hugo: Psychoacoustics – Facts and Models. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1990

Anhang

A.1	Korrelationen und schrittweise Regression zu StartF	212
A.2	Korrelationen und schrittweise Regression zu StoppF.....	215
A.3	Korrelationen und schrittweise Regression zu Start1.....	219
A.4	Korrelationen und schrittweise Regression zu Start2.....	221
A.5	Korrelationen und schrittweise Regression zu Stopp2.....	223
A.6	Korrelationen und schrittweise Regression zu Start3.....	225
A.7	Korrelationen und schrittweise Regression zu Leerlauf1	227
A.8	Korrelationen und schrittweise Regression zu Leerlauf2	232
A.9	Korrelationen und schrittweise Regression zu Anfahren.....	238
A.10	Korrelationen und schrittweise Regression zu Hochfahrt.....	244

A.1 Korrelationen und schrittweise Regression zu StartF

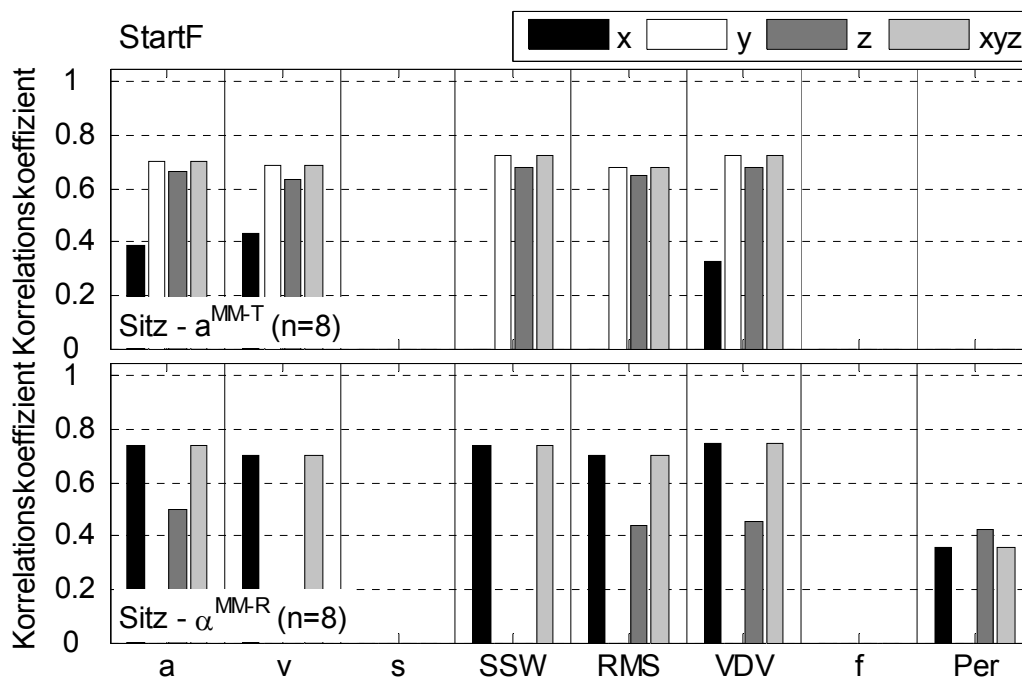


Abbildung A.1: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{MM-T} und a^{MM-R} beim Versuch StartF

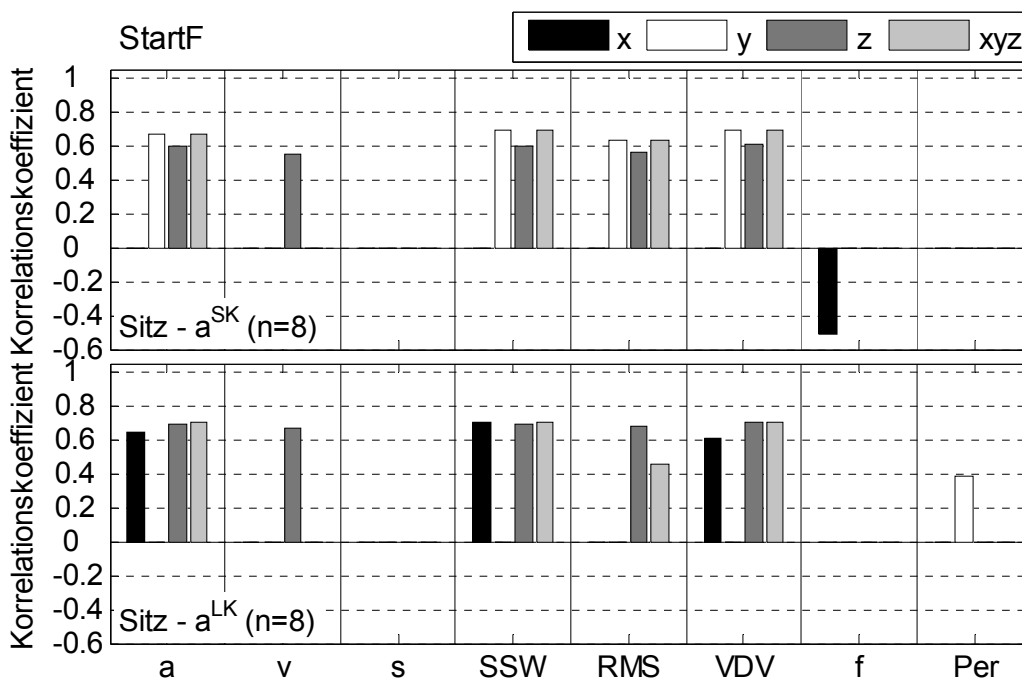


Abbildung A.2: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{SK} und a^{LK} beim Versuch StartF

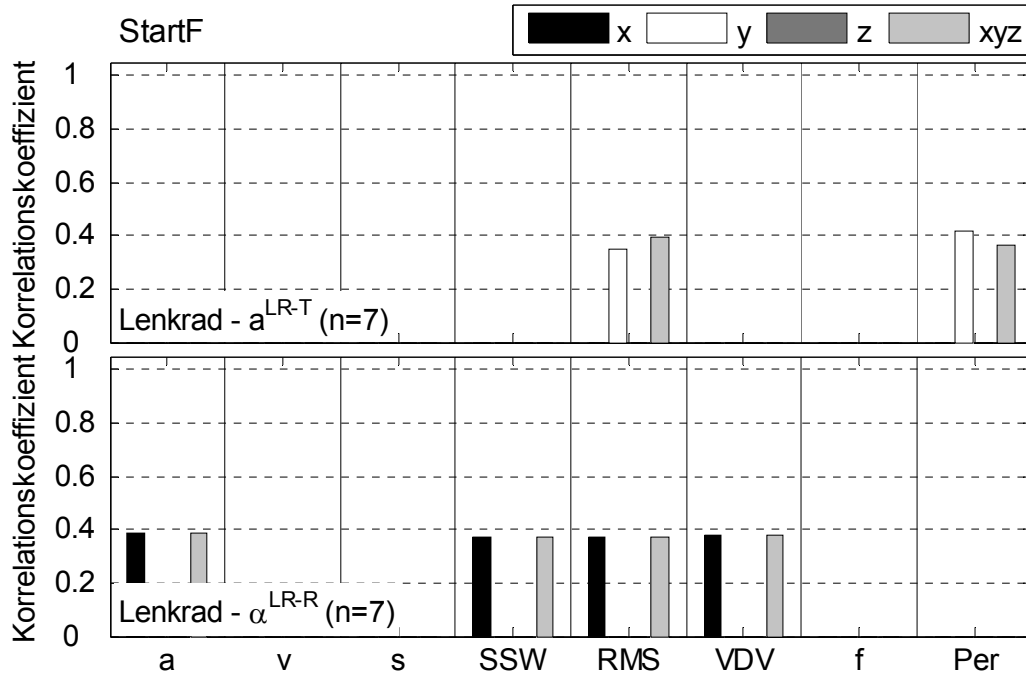


Abbildung A.3: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Lenkrad und den Kennwerten a^{LR-T} und α^{LR-R} beim Versuch StartF

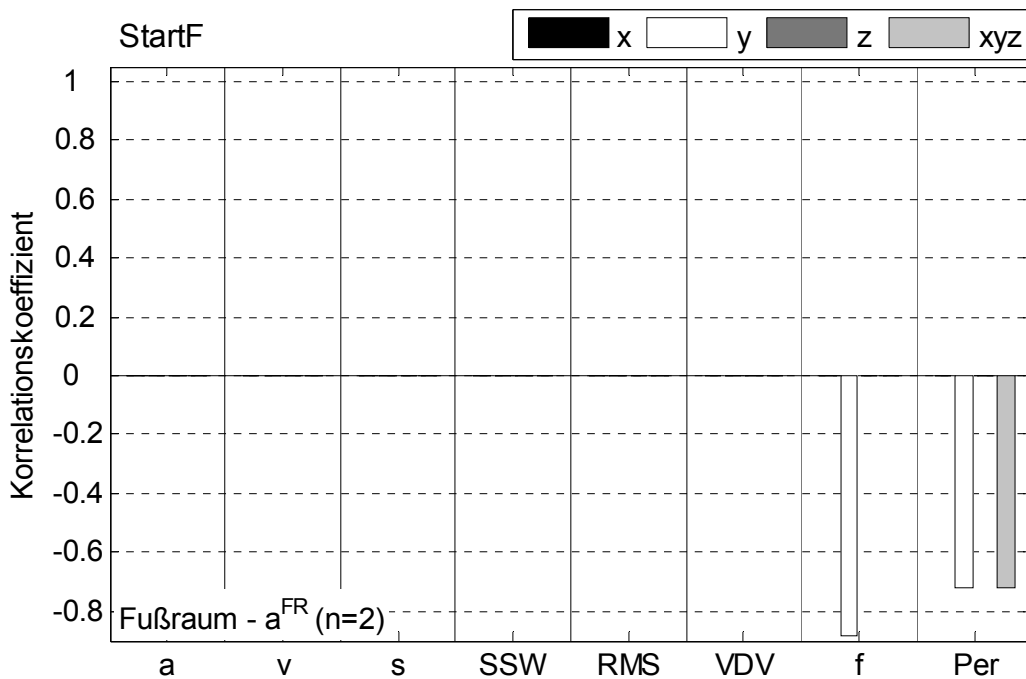


Abbildung A.4: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Fußraum und dem Kennwert a^{FR} beim Versuch StartF

StartF	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T xyz a	1		16		13		4	
MM-T xyz RMS	2		15		14		3	
MM-T xyz f	3		14		15		2	
MM-T xyz Per	4		13		16		1	
MM-R xyz a	5	0,74	12	0,74	9	0,74	8	0,74
MM-R xyz RMS	6		11		10		7	
MM-R xyz f	7		10		11		6	
MM-R xyz Per	8		9		12		5	
SK xyz a	9		8		5		12	
SK xyz RMS	10		7		6		11	
SK xyz f	11		6		7		10	
SK xyz Per	12		5		8		9	
LK xyz a	13		4		1		16	
LK xyz RMS	14		3		2		15	
LK xyz f	15		2		3		14	
LK xyz Per	16		1		4		13	
R ²	0,73	0,54	0,73	0,54	0,73	0,54	0,73	0,54

Tabelle A.1: Schrittweise Regression zum Versuch StartF, WFP Körper / Sitz

StartF	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
LR-T xyz a	1		8		5		4	
LR-T xyz RMS	2	0,39	7	0,39	6	0,39	3	0,39
LR-T xyz f	3		6		7		2	
LR-T xyz Per	4		5		8		1	
LR-R xyz a	5		4		1		8	
LR-R xyz RMS	6		3		2		7	
LR-R xyz f	7		2		3		6	
LR-R xyz Per	8		1		4		5	
R ²	0,22	0,15	0,22	0,15	0,22	0,15	0,22	0,15

Tabelle A.2: Schrittweise Regression zum Versuch StartF, WFP Hand / Lenkrad

Beim Versuch StartF wird für das WFP Fuß / Fußraum keine schrittweise Regression durchgeführt. Grund ist die kleine Anzahl berücksichtigter Probanden. Kein potentieller Kennwert korreliert positiv signifikant.

A.2 Korrelationen und schrittweise Regression zu StoppF

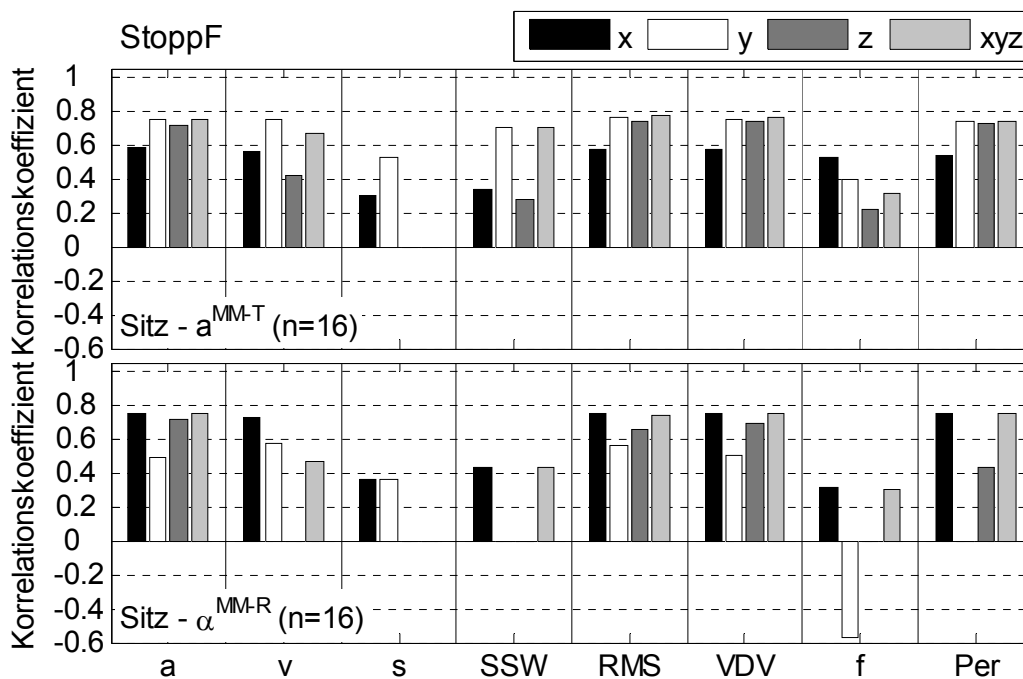


Abbildung A.5: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{MM-T} und a^{MM-R} beim Versuch StoppF

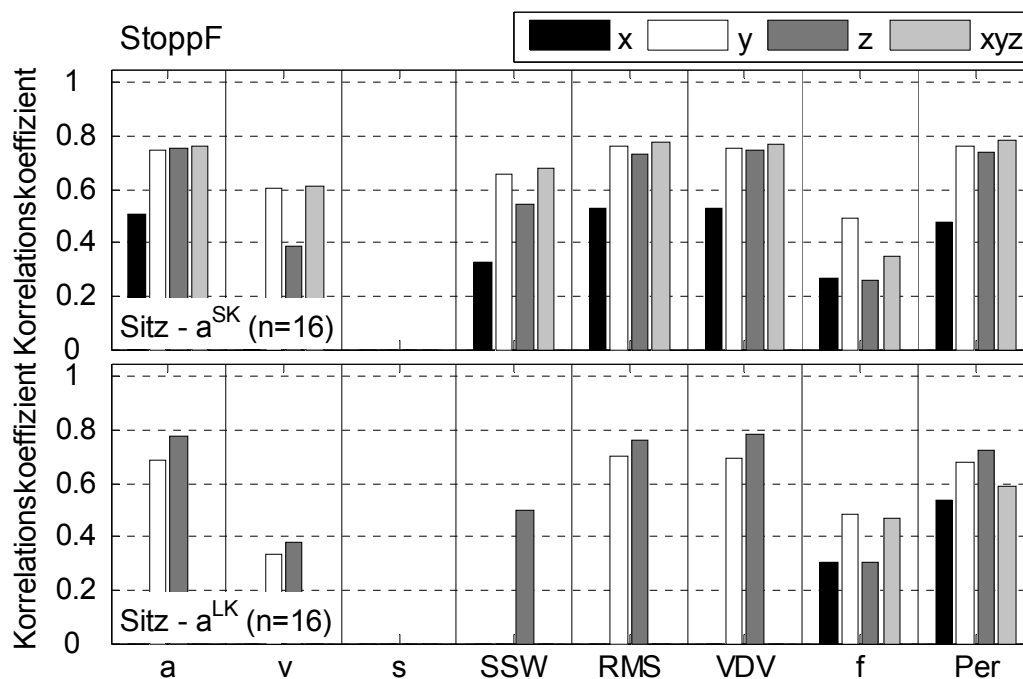


Abbildung A.6: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{SK} und a^{LK} beim Versuch StoppF

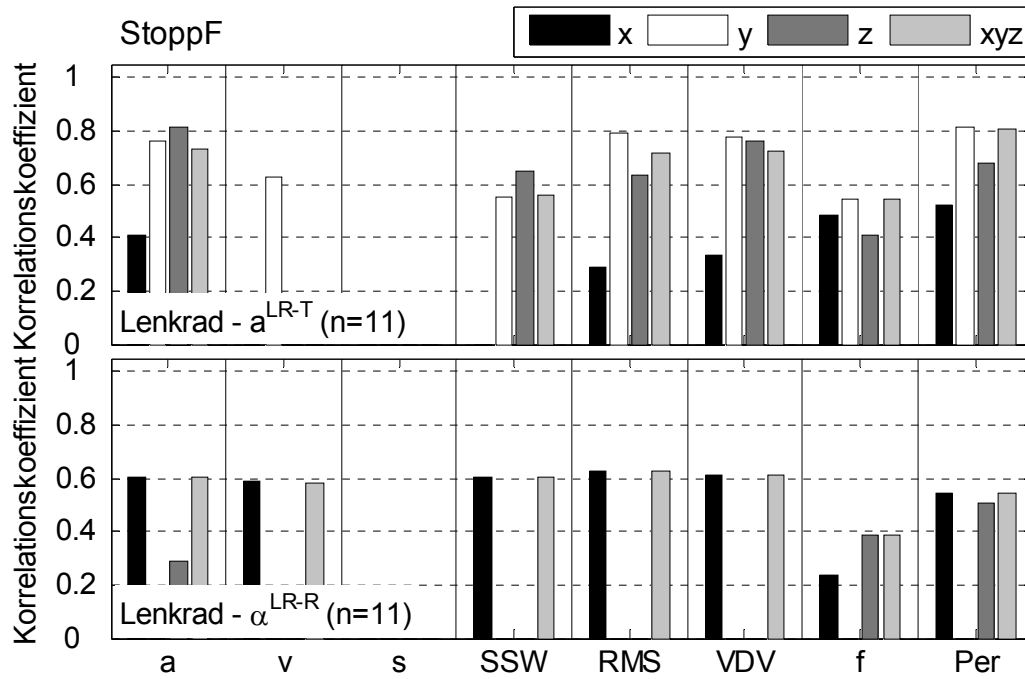


Abbildung A.7: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Lenkrad und den Kennwerten a^{LR-T} und α^{LR-R} beim Versuch StoppF

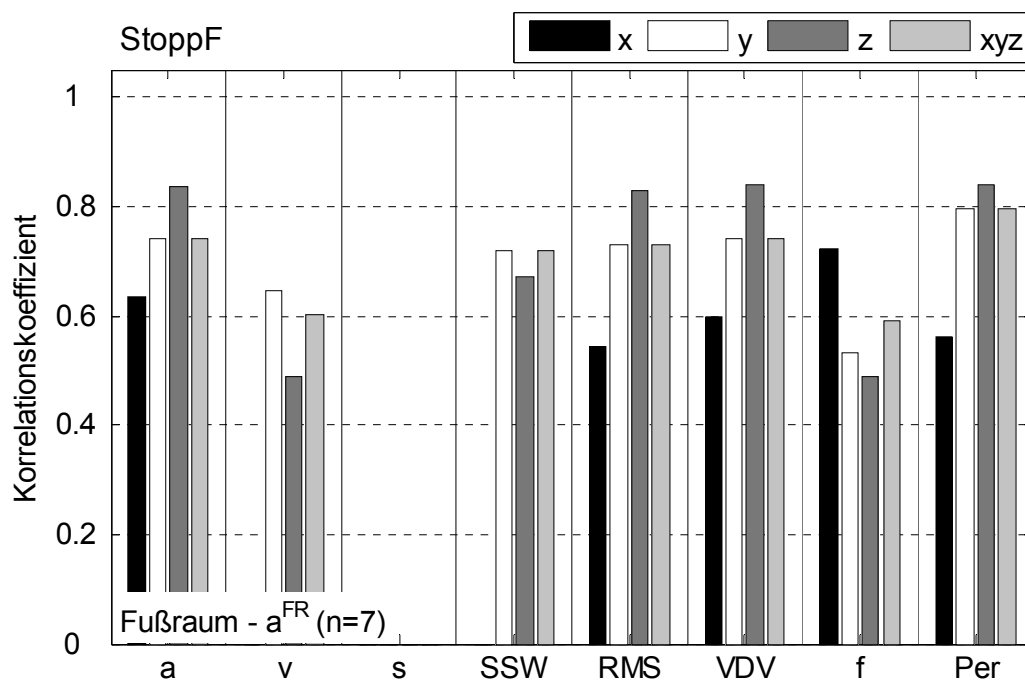


Abbildung A.8: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Fußraum und dem Kennwert a^{FR} beim Versuch StoppF

StoppF	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T xyz a	1		16		13		4	
MM-T xyz RMS	2		15		14		3	
MM-T xyz f	3		14		15		2	
MM-T xyz Per	4	0,4	13		16	0,4	1	0,4
MM-R xyz a	5		12		9		8	
MM-R xyz RMS	6	-0,62	11		10		7	-0,62
MM-R xyz f	7		10		11		6	
MM-R xyz Per	8		9		12		5	
SK xyz a	9		8		5	0,47	12	
SK xyz RMS	10	1,09	7	0,42	6		11	1,09
SK xyz f	11		6		7		10	
SK xyz Per	12		5	0,42	8		9	
LK xyz a	13		4		1		16	
LK xyz RMS	14		3		2		15	
LK xyz f	15		2		3		14	
LK xyz Per	16		1		4		13	
R ²	0,64	0,68	0,64	0,65	0,64	0,65	0,64	0,68

Tabelle A.3: Schrittweise Regression zum Versuch StoppF, WFP Körper / Sitz

StoppF	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
LR-T xyz a	1		8		5		4	
LR-T xyz RMS	2		7		6		3	
LR-T xyz f	3		6		7		2	
LR-T xyz Per	4	0,7	5	0,7	8	0,7	1	0,7
LR-R xyz a	5	0,2	4	0,2	1	0,2	8	0,2
LR-R xyz RMS	6		3		2		7	
LR-R xyz f	7		2		3		6	
LR-R xyz Per	8		1		4		5	
R ²	0,7	0,68	0,7	0,68	0,7	0,68	0,7	0,68

Tabelle A.4: Schrittweise Regression zum Versuch StoppF, WFP Hand / Lenkrad

StoppF	Modell 1		Modell 2	
Subjektivurteil Fußraum	pot.	beta	pot.	beta
FR xyz a	1	0,35	4	0,35
FR xyz RMS	2		3	
FR xyz f	3	0,27	2	0,27
FR xyz Per	4	0,45	1	0,45
R ²	0,73	0,73	0,73	0,73

Tabelle A.5: Schrittweise Regression zum Versuch StoppF, WFP Fuß / Fußraum

A.3 Korrelationen und schrittweise Regression zu Start1

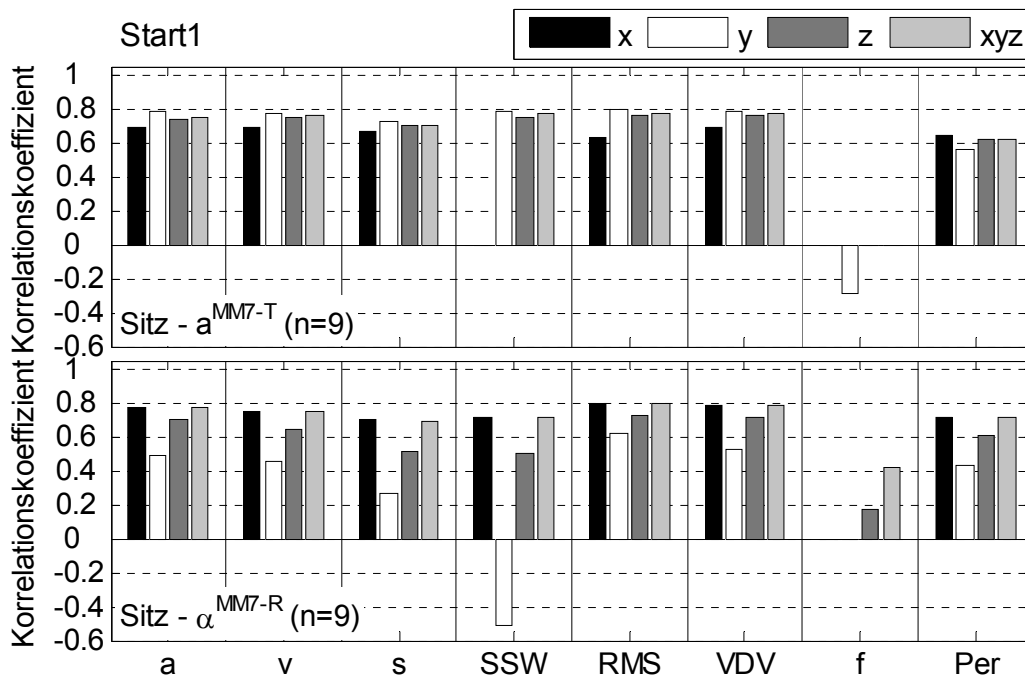


Abbildung A.9: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{MM7-T} und a^{MM7-R} beim Versuch Start1

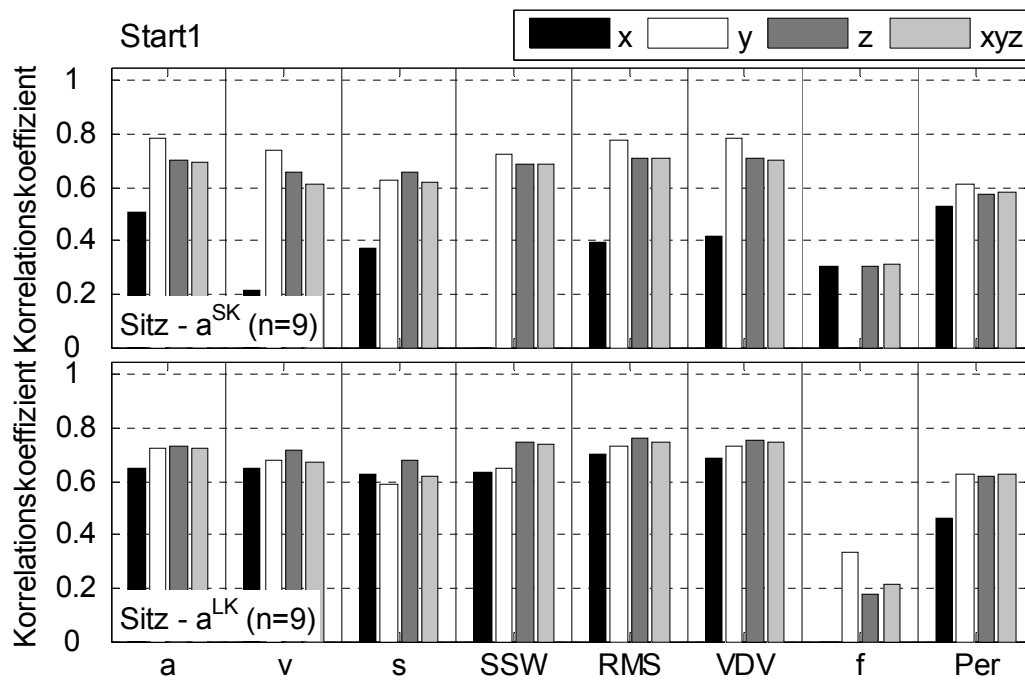


Abbildung A.10: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{SK} und a^{LK} beim Versuch Start1

Start1	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM7-T xyz a	1	-0,93	16	-0,93	13	-0,93	4	
MM7-T xyz RMS	2		15		14		3	0,8
MM7-T xyz f	3		14		15		2	
MM7-T xyz Per	4		13		16		1	
MM7-R xyz a	5		12		9		8	
MM7-R xyz RMS	6	1,89	11	1,89	10	1,89	7	
MM7-R xyz f	7		10		11		6	
MM7-R xyz Per	8		9		12		5	0,44
SK xyz a	9		8		5		12	
SK xyz RMS	10		7		6		11	
SK xyz f	11		6		7		10	
SK xyz Per	12		5		8		9	-0,26
LK xyz a	13		4		1		16	
LK xyz RMS	14		3		2		15	
LK xyz f	15		2		3		14	
LK xyz Per	16		1		4		13	
R ²	0,67	0,64	0,67	0,64	0,67	0,64	0,67	0,65

Tabelle A.6: Schrittweise Regression zum Versuch Start1 – Teil 1

Start1	Modell 5		Modell 6	
	pot.	beta	pot.	beta
MM7-T xyz a	1	-1,51	7	-1,51
MM7-T xyz RMS	2	1,03	6	1,03
MM7-T xyz f	3		5	
MM7-T xyz Per	4		4	
MM7-R xyz a	5	1,43	3	1,43
SK xyz a	6		2	
LK xyz a	7		1	
R ²	0,63	0,63	0,63	0,63

Tabelle A.7: Schrittweise Regression zum Versuch Start1 – Teil 2

A.4 Korrelationen und schrittweise Regression zu Start2

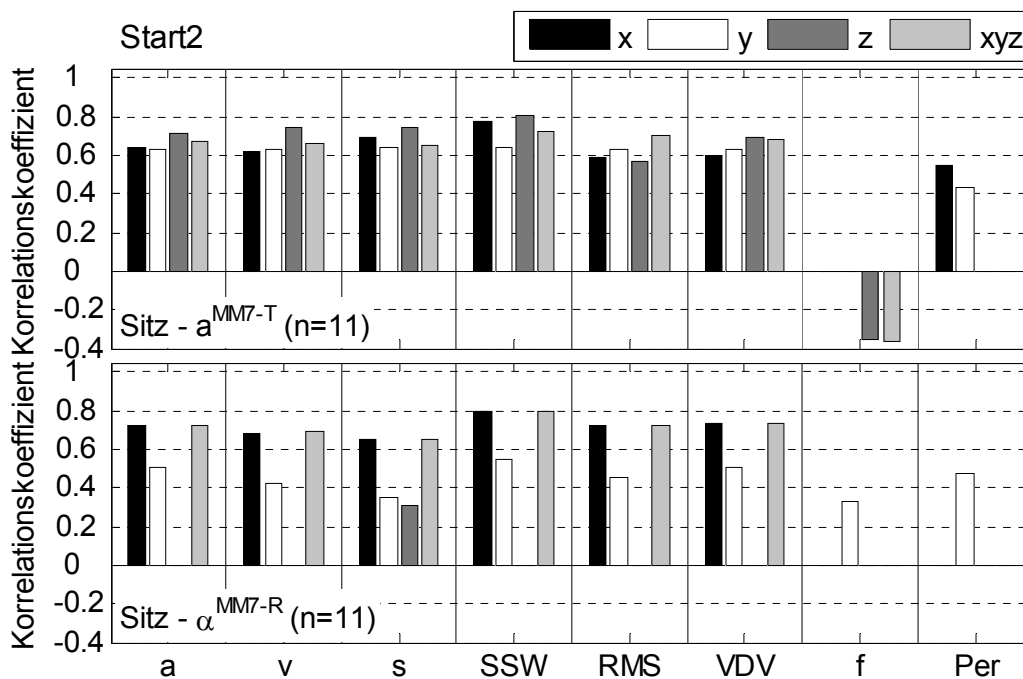


Abbildung A.11: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{MM7-T} und a^{MM7-R} beim Versuch Start2

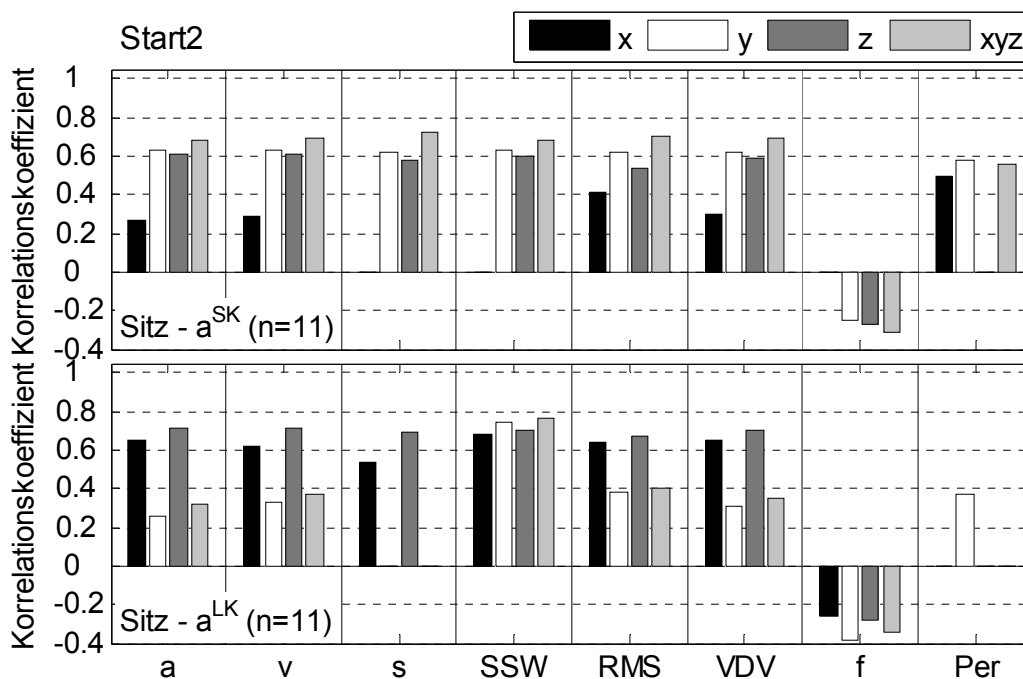


Abbildung A.12: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{SK} und a^{LK} beim Versuch Start2

Start2	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM7-T xyz a	1		16		13		4	
MM7-T xyz RMS	2		15		14		3	
MM7-T xyz f	3		14		15		2	
MM7-T xyz Per	4		13		16		1	
MM7-R xyz a	5		12		9		8	
MM7-R xyz RMS	6	0,59	11	0,59	10	0,59	7	0,59
MM7-R xyz f	7		10		11		6	
MM7-R xyz Per	8		9		12		5	
SK xyz a	9		8		5		12	
SK xyz RMS	10		7		6		11	
SK xyz f	11		6		7		10	
SK xyz Per	12		5		8		9	
LK xyz a	13		4		1		16	
LK xyz RMS	14		3		2		15	
LK xyz f	15		2		3		14	
LK xyz Per	16		1		4		13	
R ²	0,82	0,52	0,82	0,52	0,82	0,52	0,82	0,52

Tabelle A.8: Schrittweise Regression zum Versuch Start2

A.5 Korrelationen und schrittweise Regression zu Stopp2

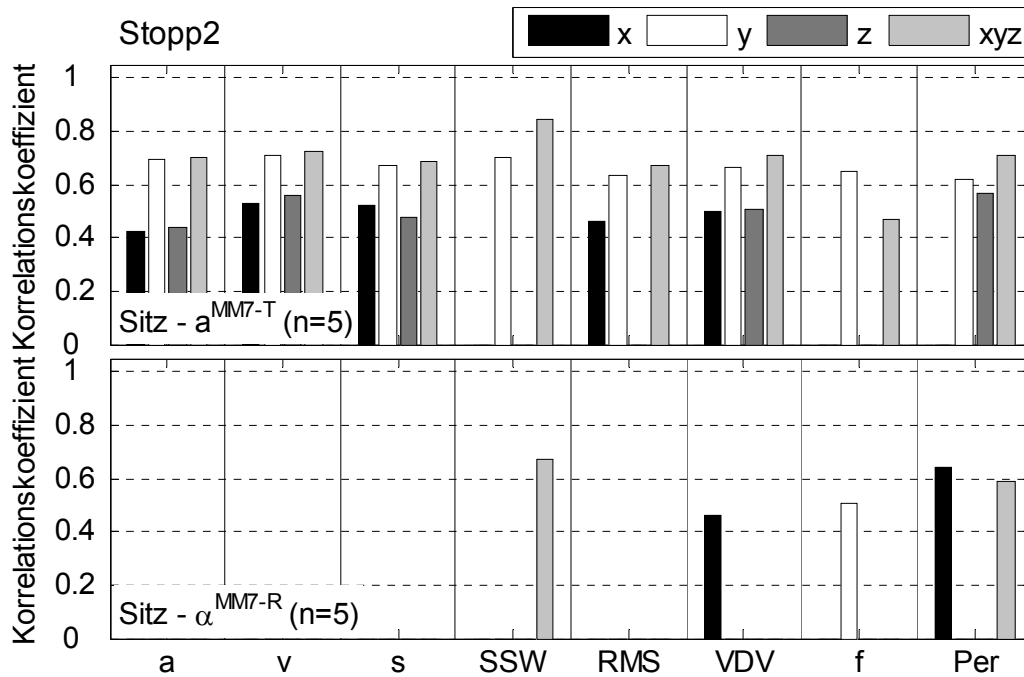


Abbildung A.13: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{MM7-T} und a^{MM7-R} beim Versuch Stopp2

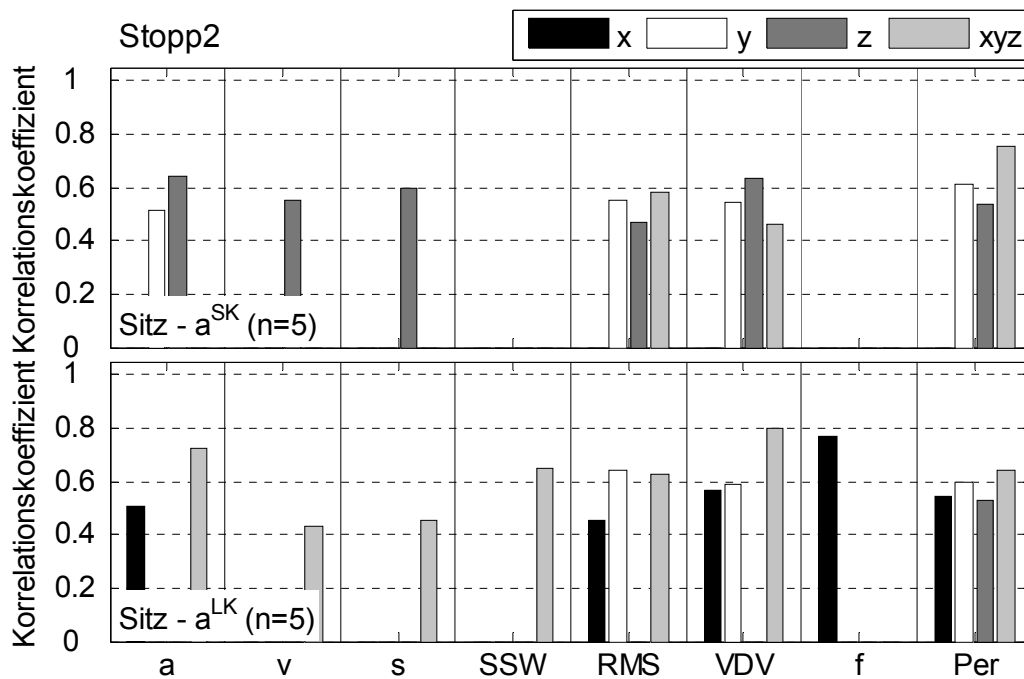


Abbildung A.14: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{SK} und a^{LK} beim Versuch Stopp2

Stopp2	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM7-T xyz a	1		16		13		4	
MM7-T xyz RMS	2		15		14		3	
MM7-T xyz f	3	0,21	14	0,21	15	0,21	2	0,21
MM7-T xyz Per	4		13		16		1	
MM7-R xyz a	5		12		9		8	
MM7-R xyz RMS	6		11		10		7	
MM7-R xyz f	7		10		11		6	
MM7-R xyz Per	8		9		12		5	
SK xyz a	9		8		5		12	
SK xyz RMS	10		7		6		11	
SK xyz f	11		6		7		10	
SK xyz Per	12		5		8		9	
LK xyz a	13	0,75	4	0,75	1	0,75	16	0,75
LK xyz RMS	14		3		2		15	
LK xyz f	15		2		3		14	
LK xyz Per	16		1		4		13	
R ²	1	0,73	1	0,73	1	0,73	1	0,73

Tabelle A.9: Schrittweise Regression zum Versuch Stopp2

A.6 Korrelationen und schrittweise Regression zu Start3

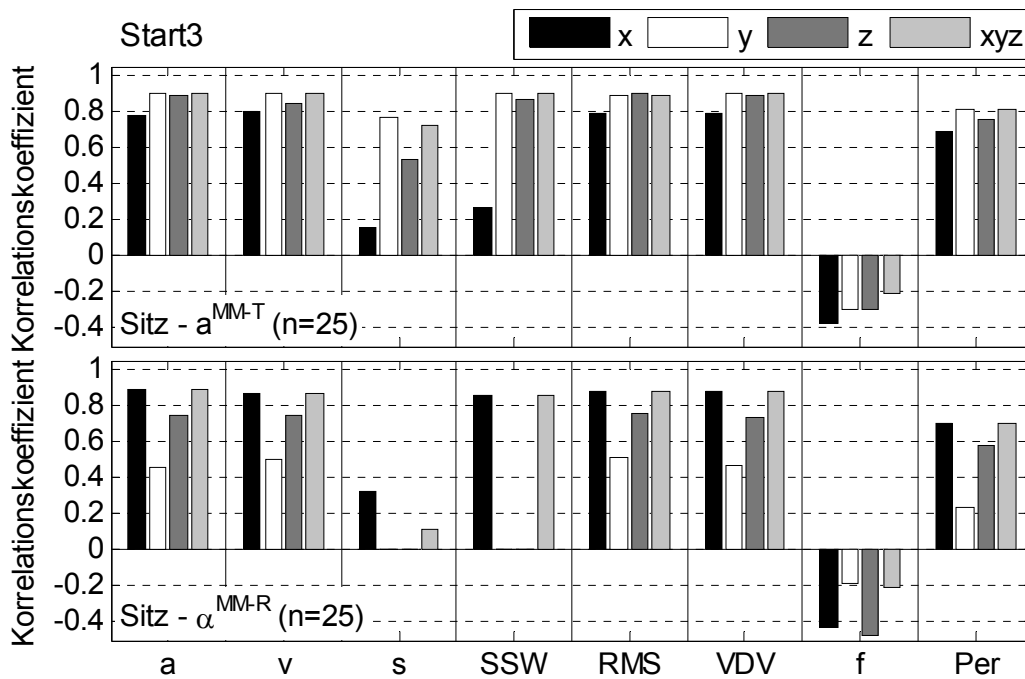


Abbildung A.15: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{MM-T} und α^{MM-R} beim Versuch Start3

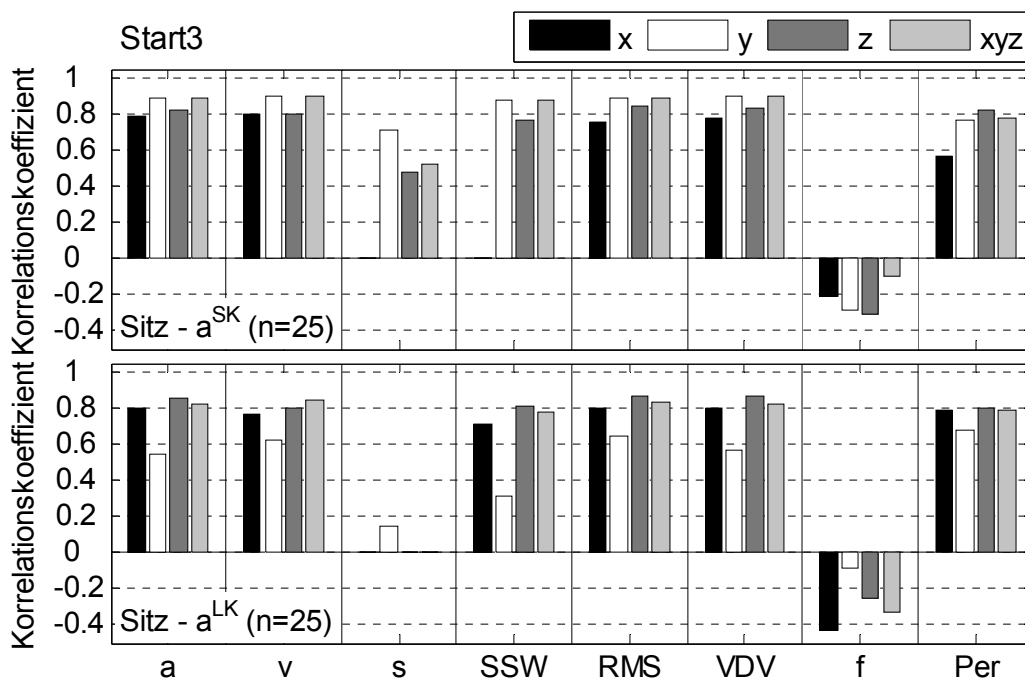


Abbildung A.16: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und den Kennwerten a^{SK} und a^{LK} beim Versuch Start3

Start3	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T xyz a	1	1,11	16	1,16	13	1,11	4	0,73
MM-T xyz RMS	2		15		14		3	
MM-T xyz f	3	0,12	14	0,11	15	0,12	2	0,17
MM-T xyz Per	4		13		16		1	0,18
MM-R xyz a	5		12		9		8	
MM-R xyz RMS	6		11		10		7	
MM-R xyz f	7	0,08	10	0,11	11	0,08	6	
MM-R xyz Per	8	-0,15	9	-0,13	12	-0,15	5	-0,13
SK xyz a	9	-0,3	8	-0,52	5	-0,3	12	
SK xyz RMS	10		7	0,3	6		11	
SK xyz f	11		6		7		10	
SK xyz Per	12	0,15	5		8	0,15	9	
LK xyz a	13	0,15	4	0,31	1	0,15	16	0,17
LK xyz RMS	14		3	-0,17	2		15	
LK xyz f	15	-0,11	2	-0,1	3	-0,11	14	-0,1
LK xyz Per	16		1		4		13	
R ²	0,84	0,83	0,84	0,83	0,84	0,83	0,84	0,83

Tabelle A.10: Schrittweise Regression zum Versuch Start3 – Teil 1

Start3	Modell 5		Modell 6	
	pot.	beta	pot.	beta
MM-T xyz a	1	1,18	7	1,18
MM-T xyz RMS	2		6	
MM-T xyz f	3	0,13	5	0,13
MM-T xyz Per	4		4	
MM-R xyz a	5		3	
SK xyz a	6	-0,33	2	-0,33
LK xyz a	7	0,16	1	0,16
R ²	0,85	0,85	0,85	0,85

Tabelle A.11: Schrittweise Regression zum Versuch Start3 – Teil 2

A.7 Korrelationen und schrittweise Regression zu Leerlauf1

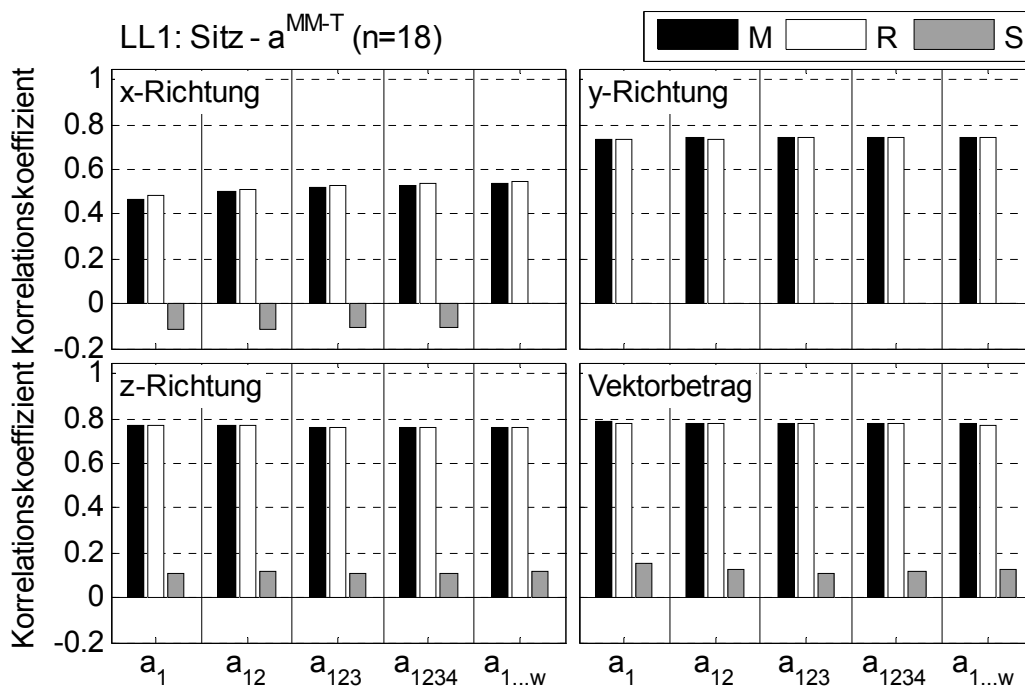


Abbildung A.17: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert a^{MM-T} beim Versuch Leerlauf1

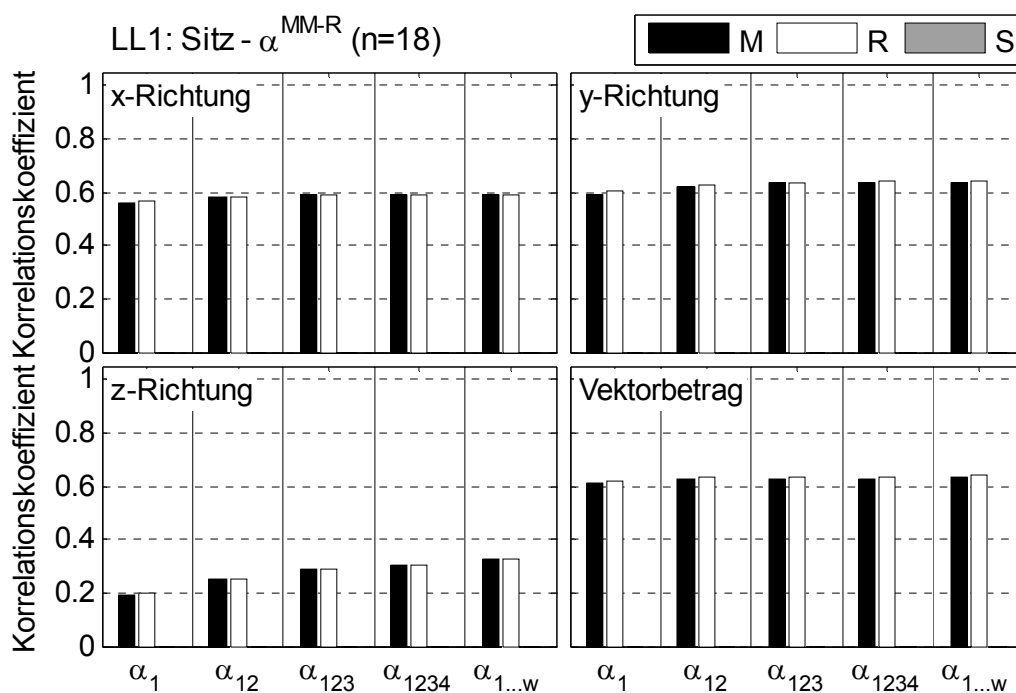


Abbildung A.18: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert α^{MM-R} beim Versuch Leerlauf1

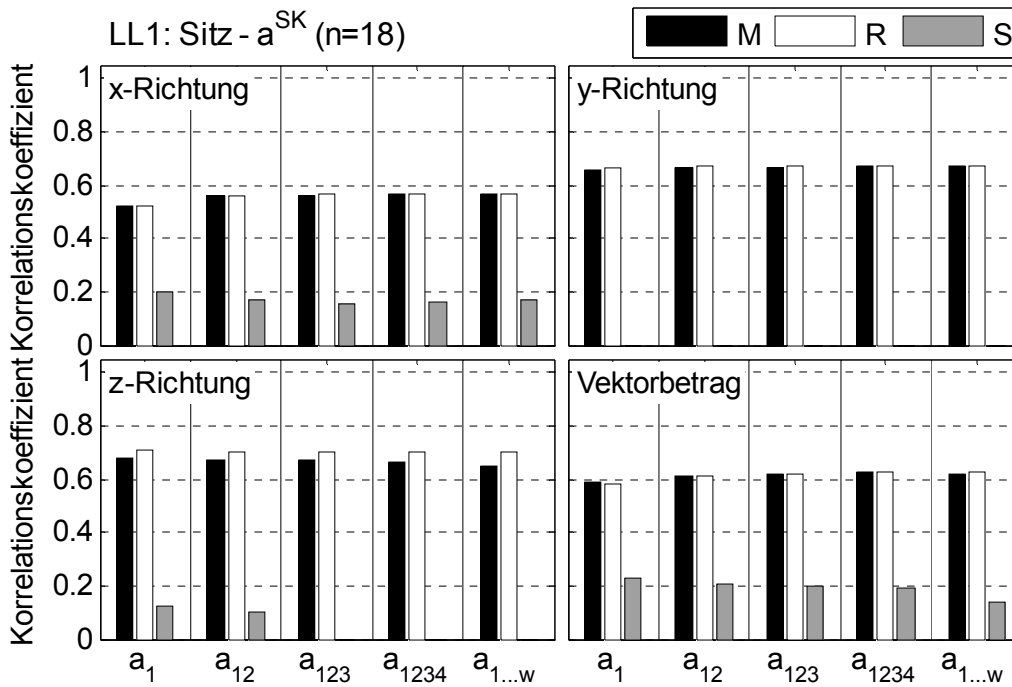


Abbildung A.19: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert a^{SK} beim Versuch Leerlauf1

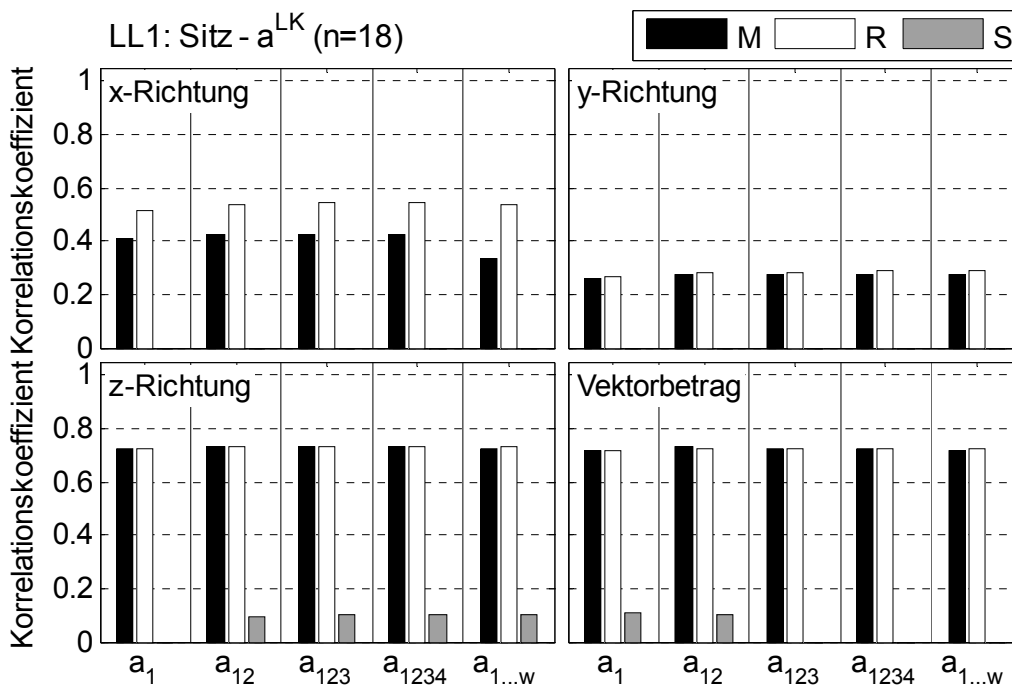


Abbildung A.20: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert a^{LK} beim Versuch Leerlauf1

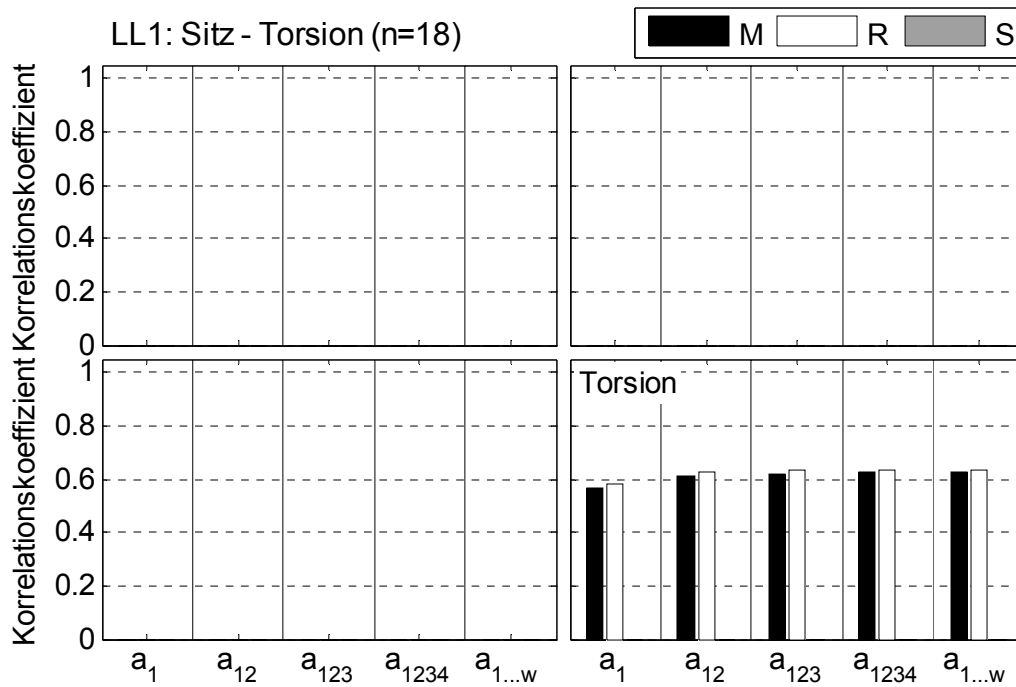


Abbildung A.21: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert Torsion beim Versuch Leerlauf1

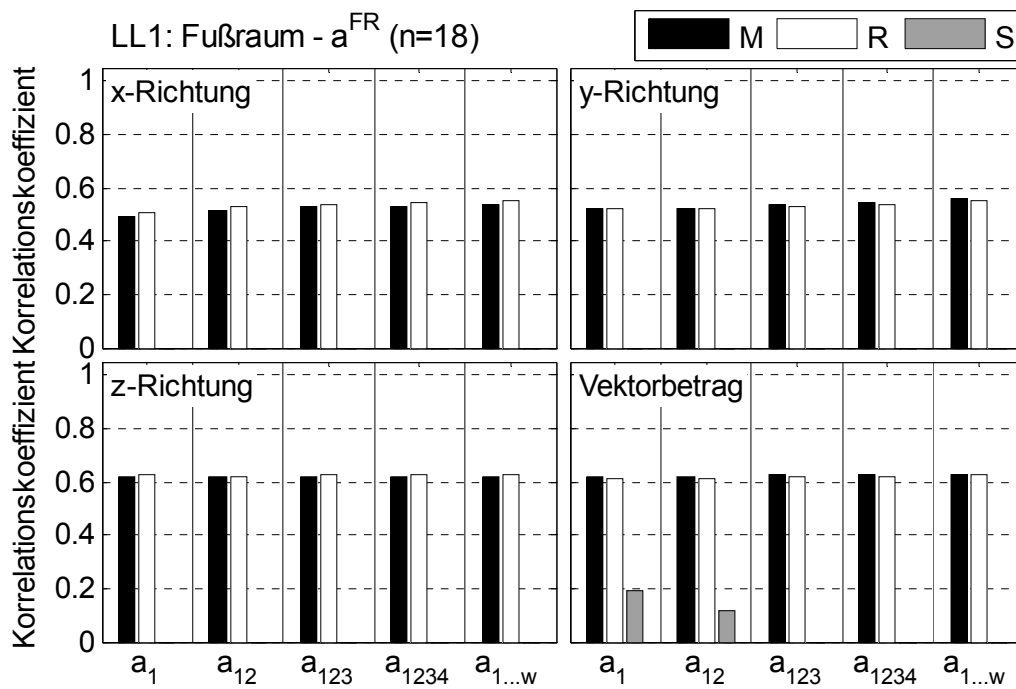


Abbildung A.22: Korrelationen zwischen Subjekturteil Fußraum und Kennwert a^{FR} beim Versuch Leerlauf1

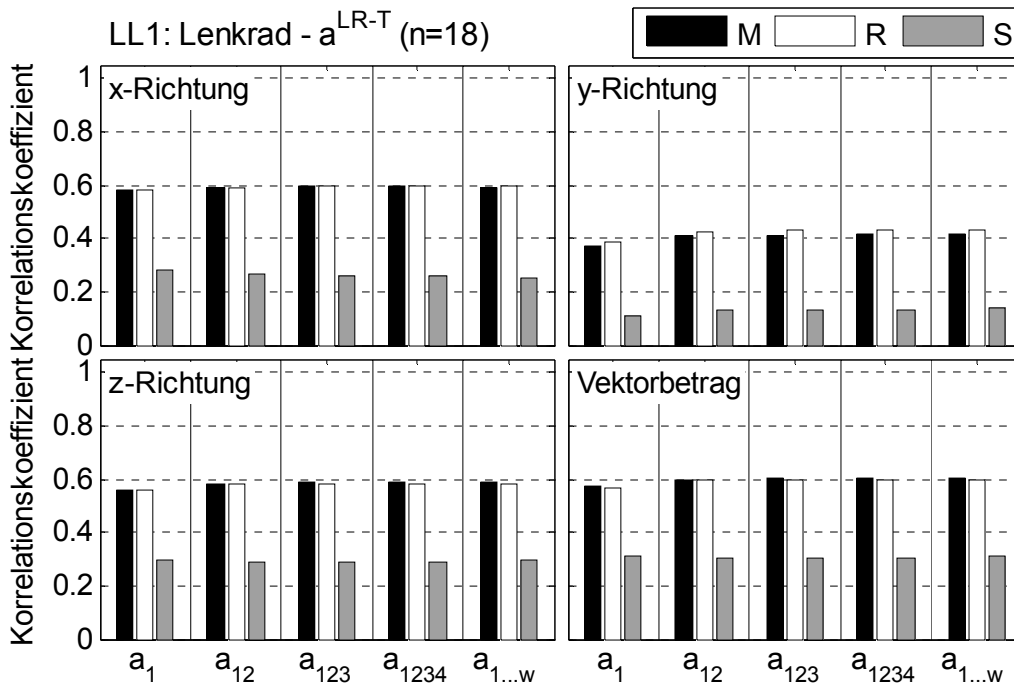


Abbildung A.23: Korrelationen zwischen Subjekturteil Lenkrad und Kennwert a^{LR-T} beim Versuch Leerlauf1

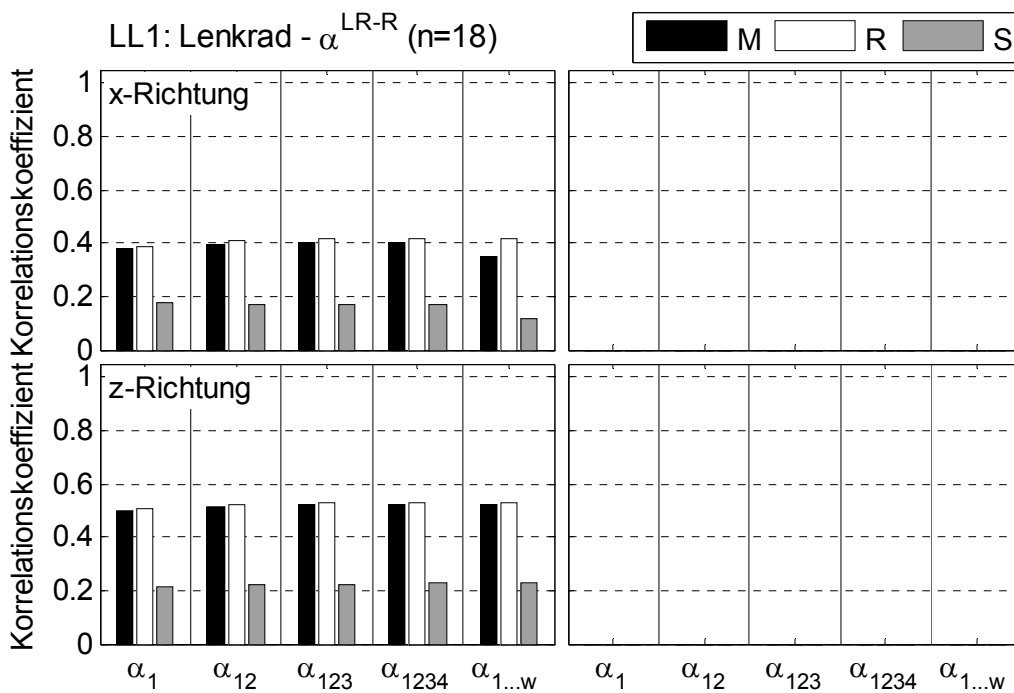


Abbildung A.24: Korrelationen zwischen Subjekturteil Lenkrad und Kennwert α^{LR-R} beim Versuch Leerlauf1

Leerlauf1	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T V R1	1	0,53	10	0,53	9	0,53	2	0,53
MM-T V S1	2	0,09	9	0,09	10	0,09	1	0,09
MM-R V R1	3		8		7		4	
MM-R V S1	4		7		8		3	
Torsion R1	5	0,11	6	0,11	5	0,11	6	0,11
Torsion S1	6		5		6		5	
SK V R1	7	0,15	4	0,15	3	0,15	8	0,15
SK V S1	8		3		4		7	
LK V R1	9	0,12	2	0,12	1	0,12	10	0,12
LK V S1	10		1		2		9	
R ²	0,67	0,66	0,67	0,66	0,67	0,66	0,67	0,66

Tabelle A.12: Schrittweise Regression zum Versuch Leerlauf1, WFP Körper / Sitz

Leerlauf1	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
LR-T V R1	1	0,3	6	0,3	5	0,3	2	0,3
LR-T V S1	2	0,12	5	0,12	6	0,12	1	0,12
LR-R x R1	3	0,17	4	0,17	3	0,17	4	0,17
LR-R x S1	4		3		4		3	
LR-R z R1	5	0,23	2	0,23	1	0,23	6	0,23
LR-R z S1	6		1		2		5	
R ²	0,41	0,4	0,41	0,4	0,41	0,4	0,41	0,4

Tabelle A.13: Schrittweise Regression zum Versuch Leerlauf1, WFP Hand / Lenkrad

Leerlauf1	Modell 1		Modell 2	
	pot.	beta	pot.	beta
FR V R1	1	0,64	2	0,64
FR V S1	2	0,1	1	0,1
R ²	0,38	0,38	0,38	0,38

Tabelle A.14: Schrittweise Regression zum Versuch Leerlauf1, WFP Fuß / Fußraum

A.8 Korrelationen und schrittweise Regression zu Leerlauf2

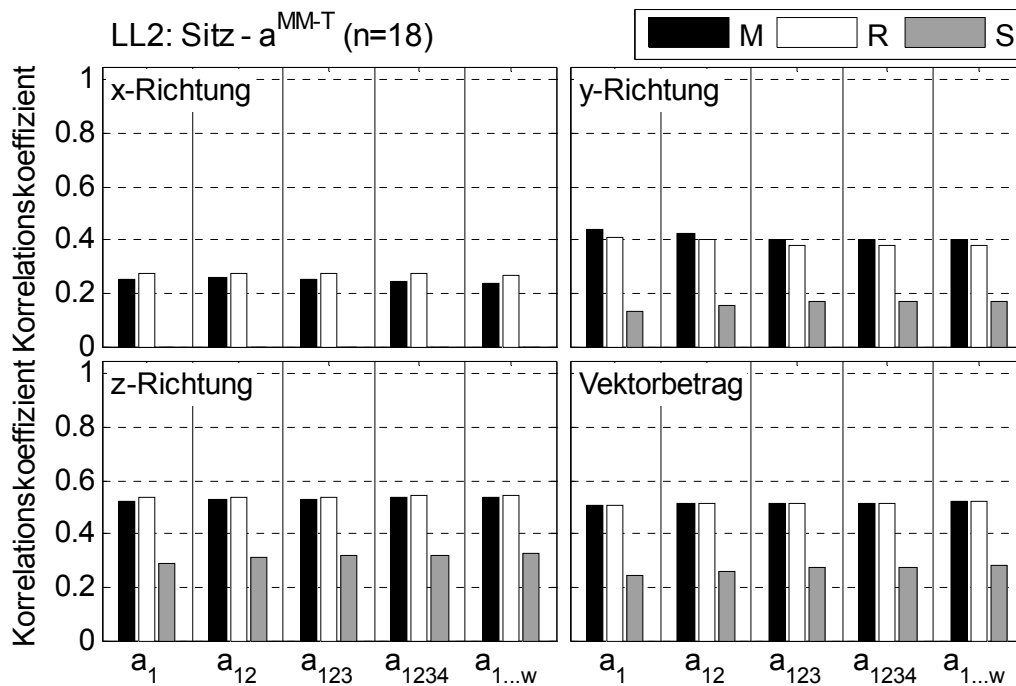


Abbildung A.25: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert a^{MM-T} beim Versuch Leerlauf2

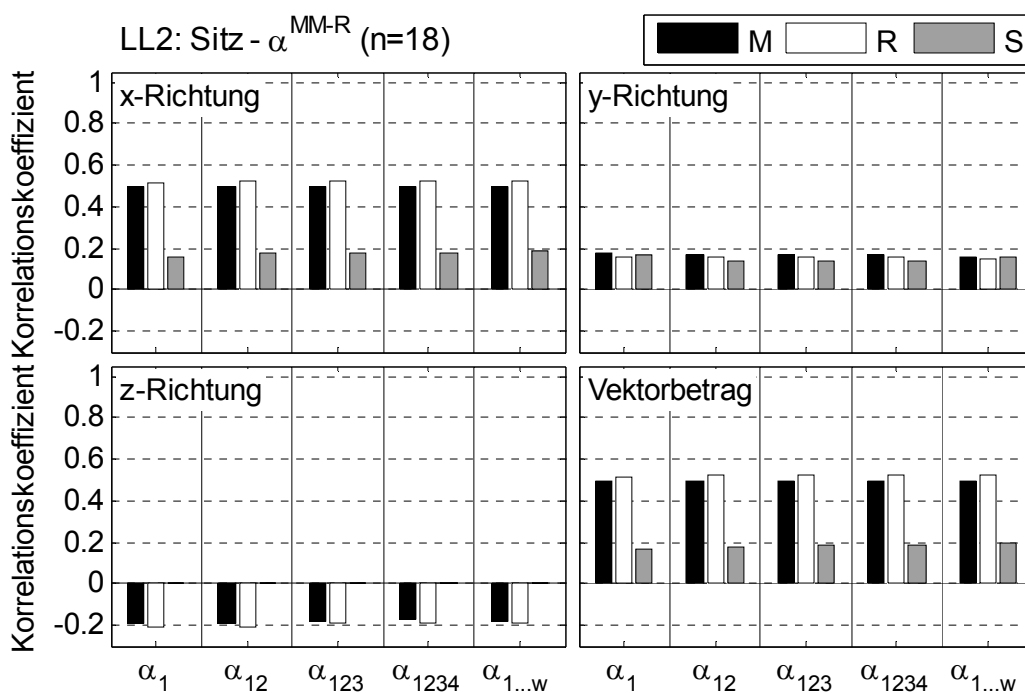


Abbildung A.26: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert α^{MM-R} beim Versuch Leerlauf2

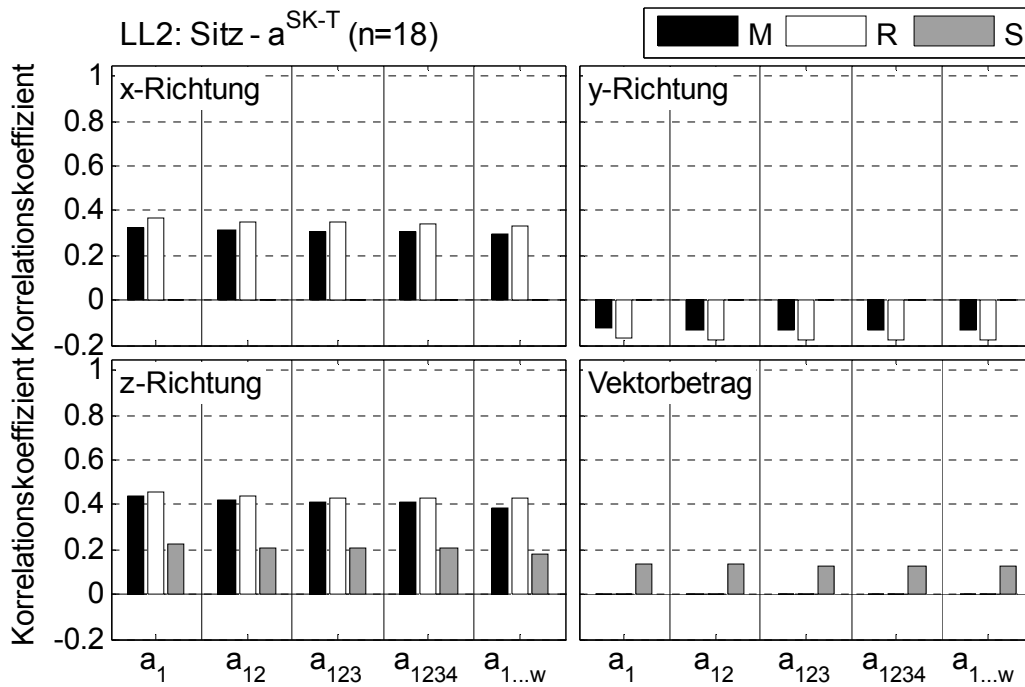


Abbildung A.27: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert a^{SK-T} beim Versuch Leerlauf2

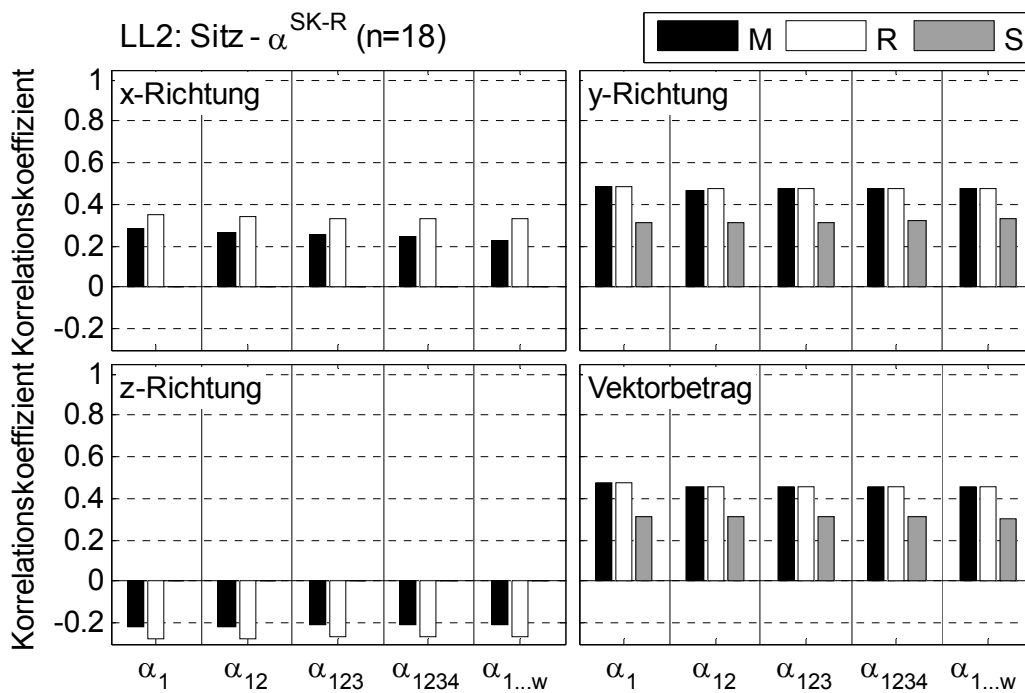


Abbildung A.28: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert α^{SK-R} beim Versuch Leerlauf2

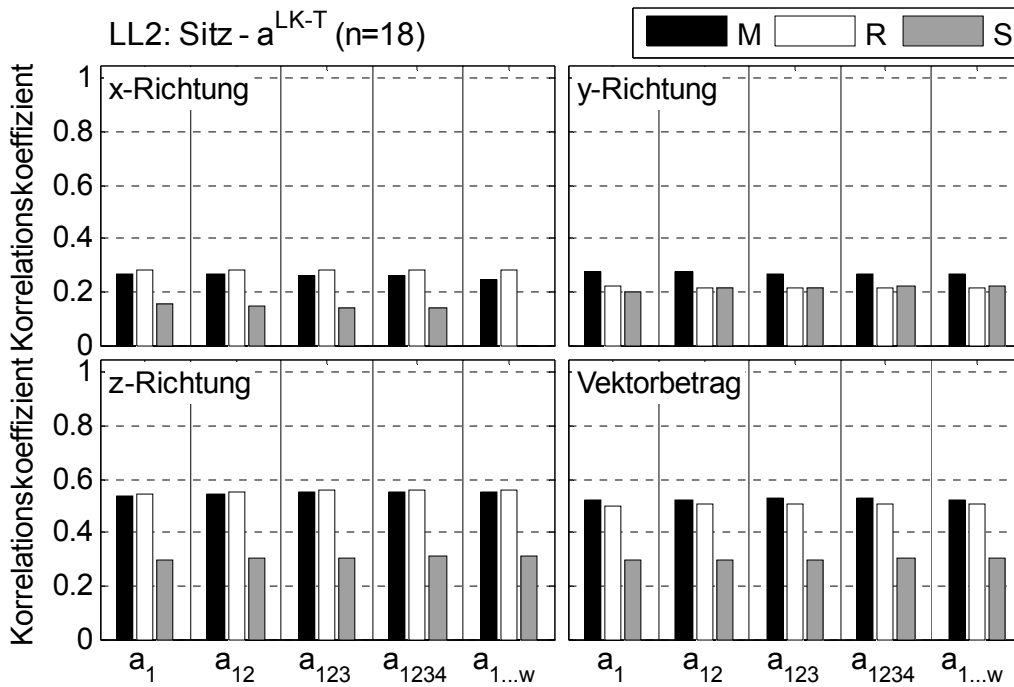


Abbildung A.29: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert a^{LK-T} beim Versuch Leerlauf2

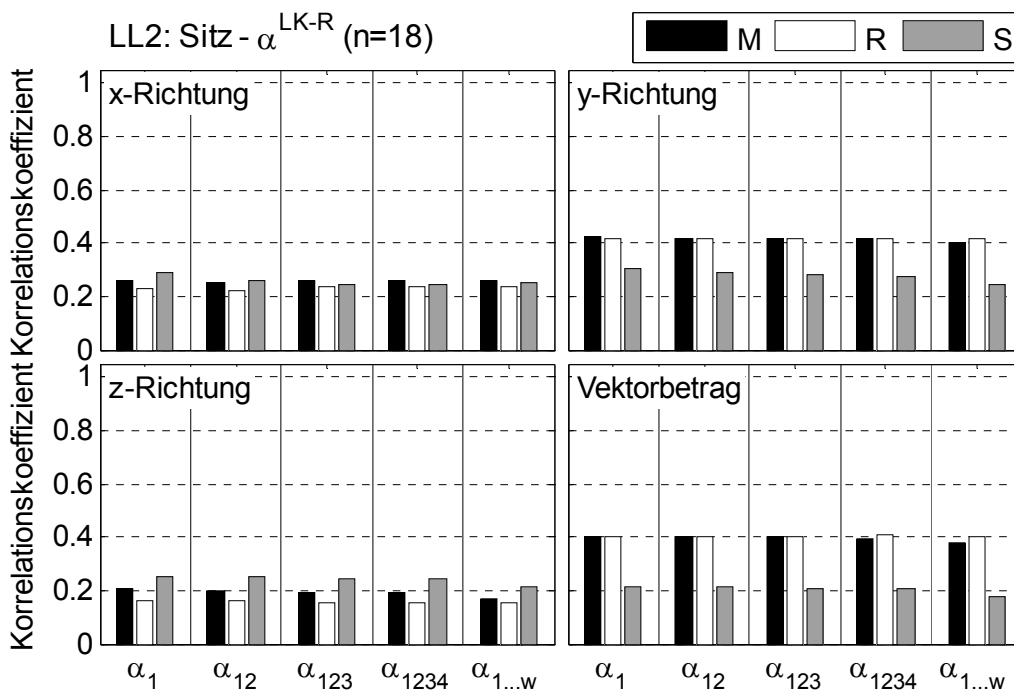


Abbildung A.30: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert α^{LK-R} beim Versuch Leerlauf2

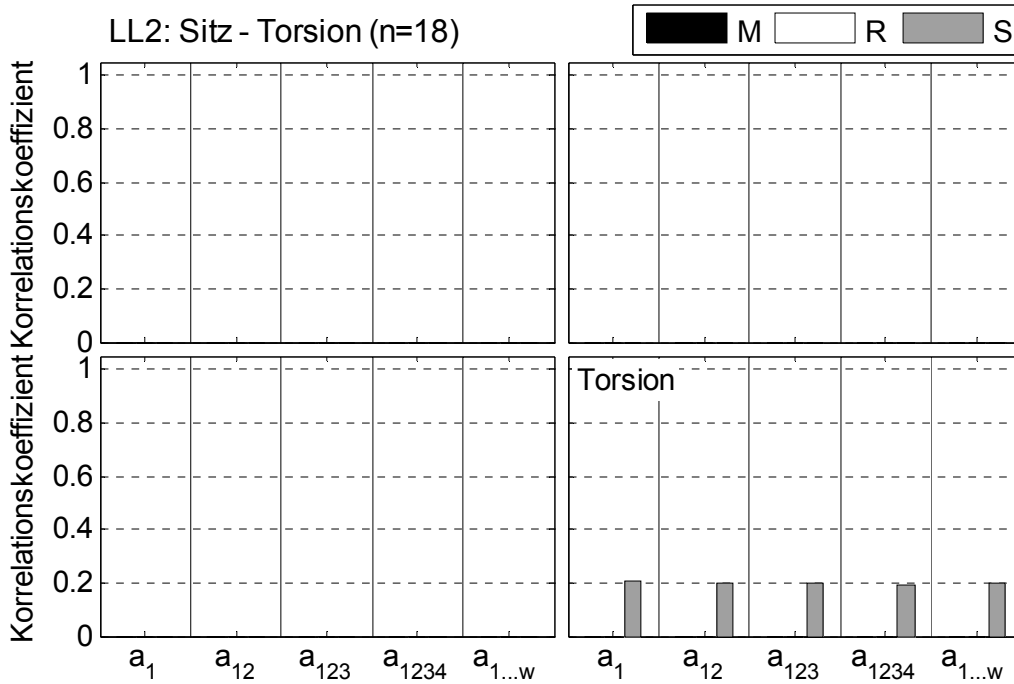


Abbildung A.31: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert Torsion beim Versuch Leerlauf2

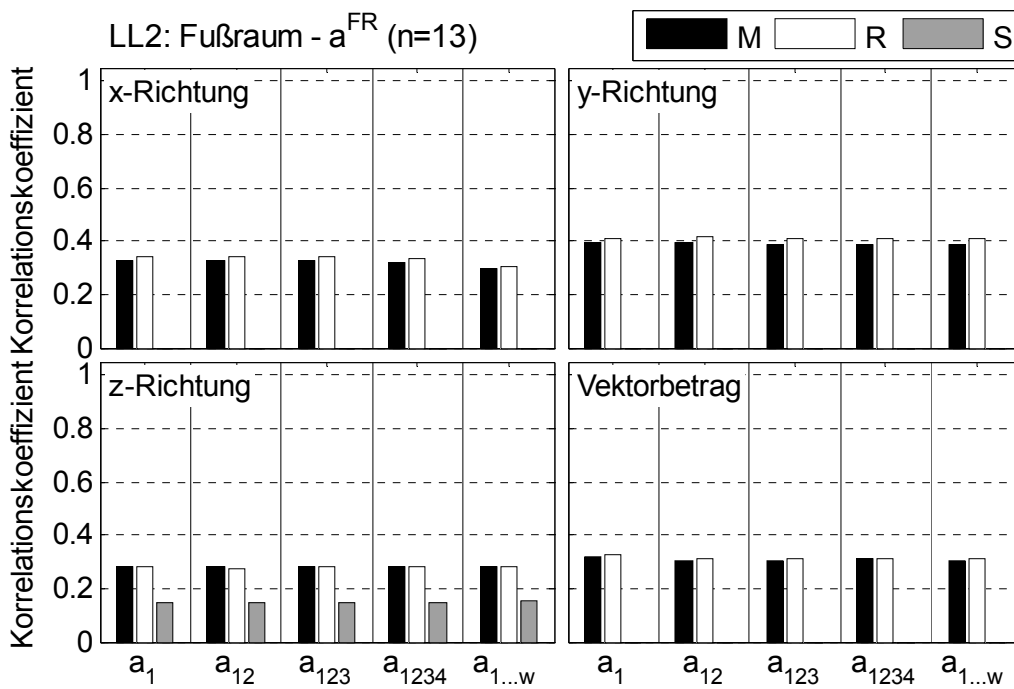


Abbildung A.32: Korrelationen zwischen Subjekturteil Fußraum und Kennwert a^{FR} beim Versuch Leerlauf2

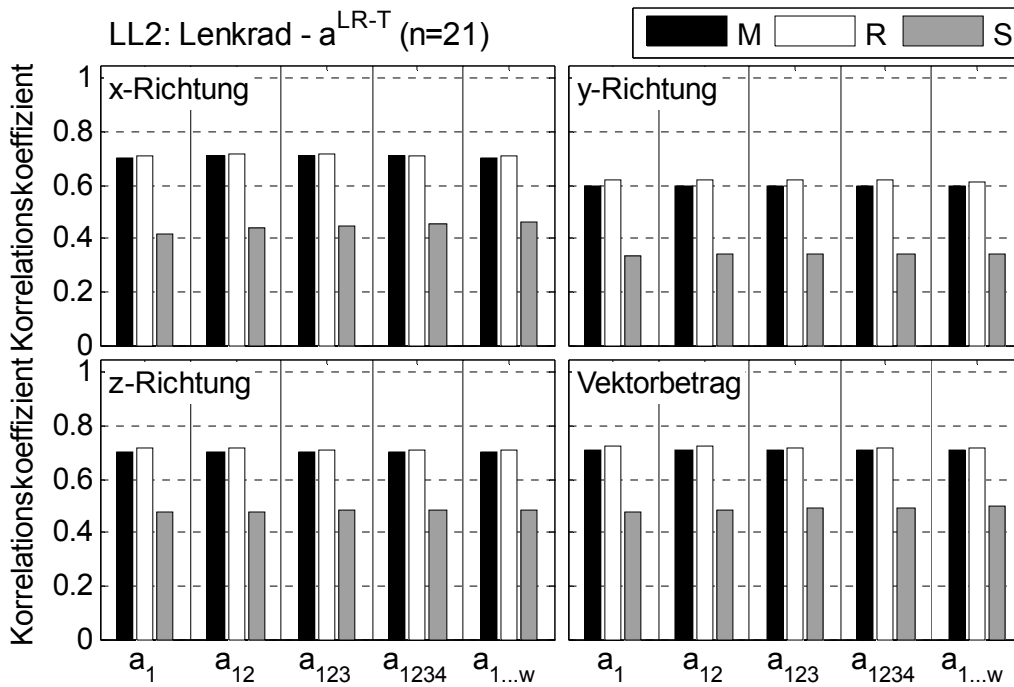


Abbildung A.33: Korrelationen zwischen Subjekturteil Lenkrad und Kennwert a^{LR-T} beim Versuch Leerlauf2

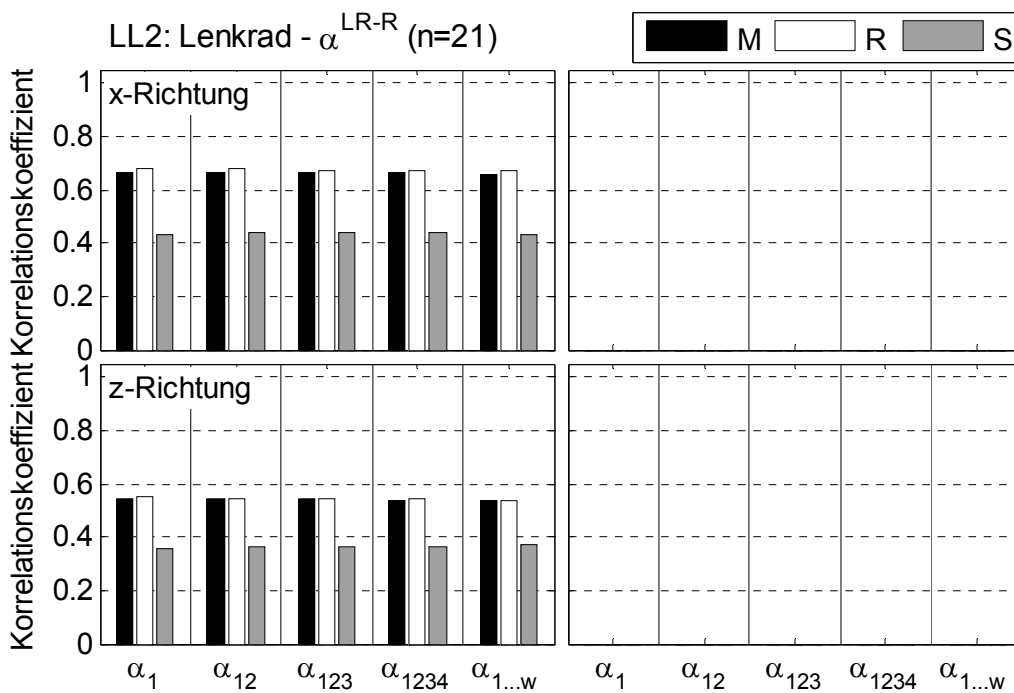


Abbildung A.34: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert α^{LR-R} beim Versuch Leerlauf2

Leerlauf2	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T V R1	1	0,37	14	0,37	13	0,37	2	0,37
MM-T V S1	2		13		14		1	
MM-R V R1	3	0,39	12	0,39	11	0,39	4	0,39
MM-R V S1	4		11		12		3	
Torsion R1	5	0,1	10	0,1	9	0,1	6	0,1
Torsion S1	6		9		10		5	
SK-T V R1	7	0,27	8	0,27	7	0,27	8	0,27
SK-T V S1	8	0,13	7	0,13	8	0,13	7	0,13
SK-R V R1	9		6		5		10	
SK-R V S1	10		5		6		9	
LK-T V R1	11		4		3		12	
LK-T V S1	12		3		4		11	
LK-R V R1	13		2		1		14	
LK-R V S1	14		1		2		13	
R ²	0,41	0,39	0,41	0,39	0,41	0,39	0,41	0,39

Tabelle A.15: Schrittweise Regression zum Versuch Leerlauf2, WFP Körper / Sitz

Leerlauf2	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
LR-T V R1	1	0,52	6	0,52	5	0,52	2	0,52
LR-T V S1	2		5		6		1	
LR-R x R1	3	0,23	4	0,23	3	0,23	4	0,23
LR-R x S1	4		3		4		3	
LR-R z R1	5		2		1		6	
LR-R z S1	6		1		2		5	
R ²	0,54	0,53	0,54	0,53	0,54	0,53	0,54	0,53

Tabelle A.16: Schrittweise Regression zum Versuch Leerlauf2, WFP Hand / Lenkrad

Leerlauf2	Modell 1		Modell 2	
	pot.	beta	pot.	beta
FR V R1	1	0,32	2	0,32
FR V S1	2		1	
R ²	0,11	0,1	0,11	0,1

Tabelle A.17: Schrittweise Regression zum Versuch Leerlauf2, WFP Fuß / Fußraum

A.9 Korrelationen und schrittweise Regression zu Anfahren

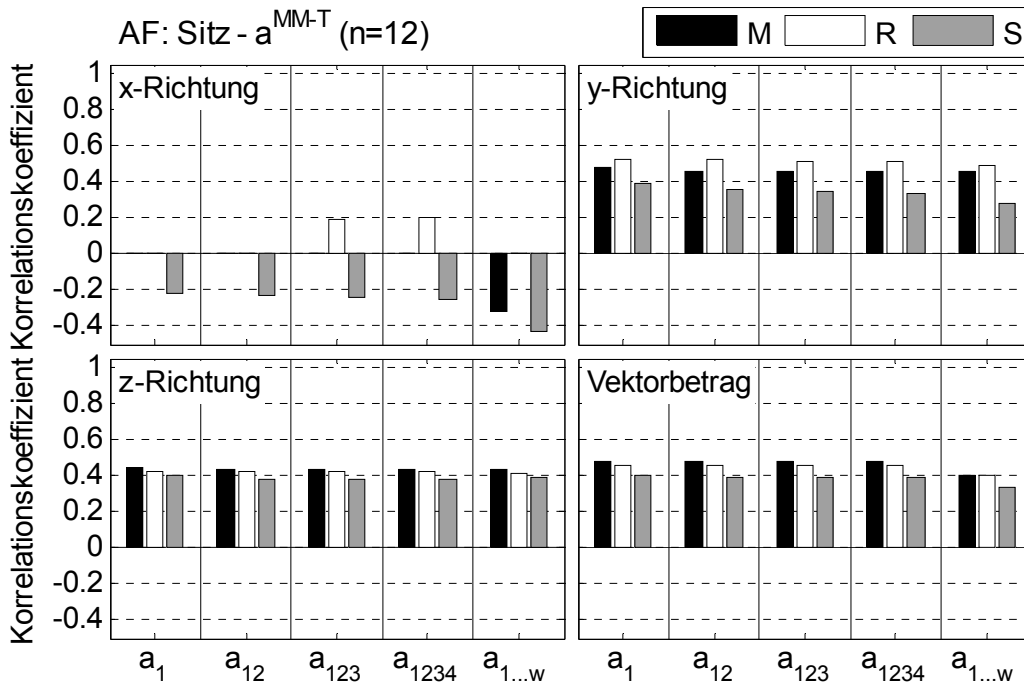


Abbildung A.35: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert a^{MM-T} beim Versuch Anfahren

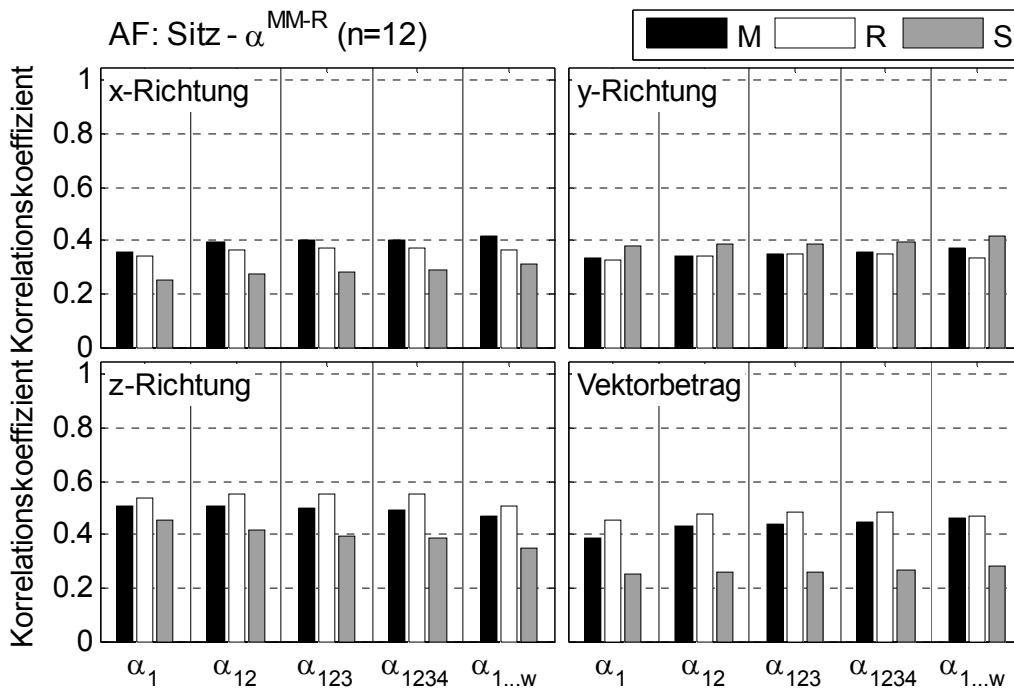


Abbildung A.36: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert α^{MM-R} beim Versuch Anfahren

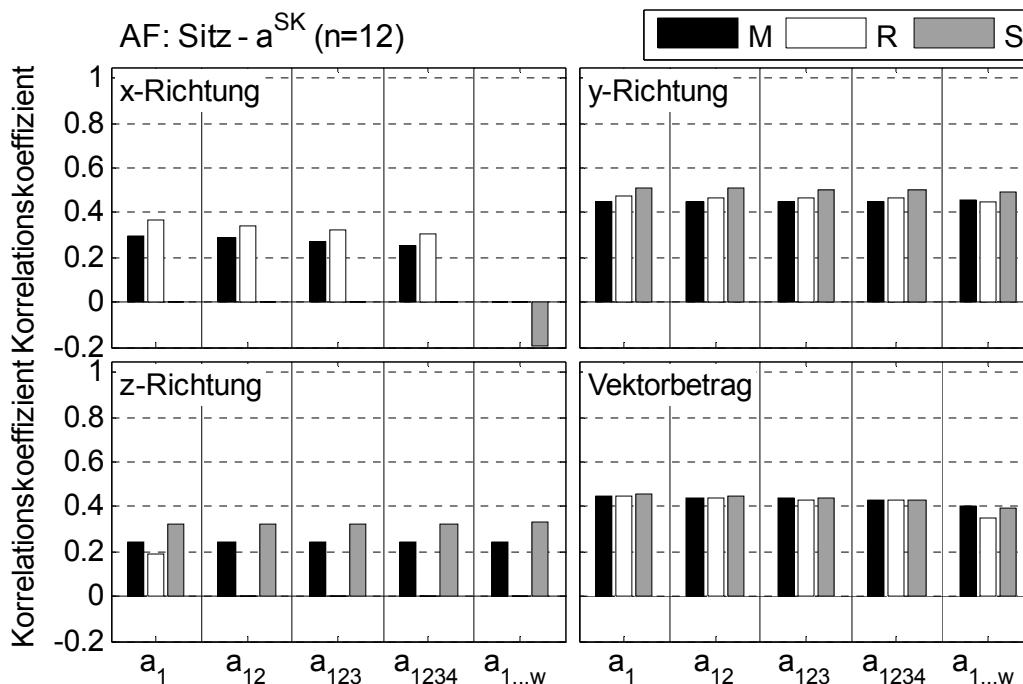


Abbildung A.37: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert a^{SK} beim Versuch Anfahren

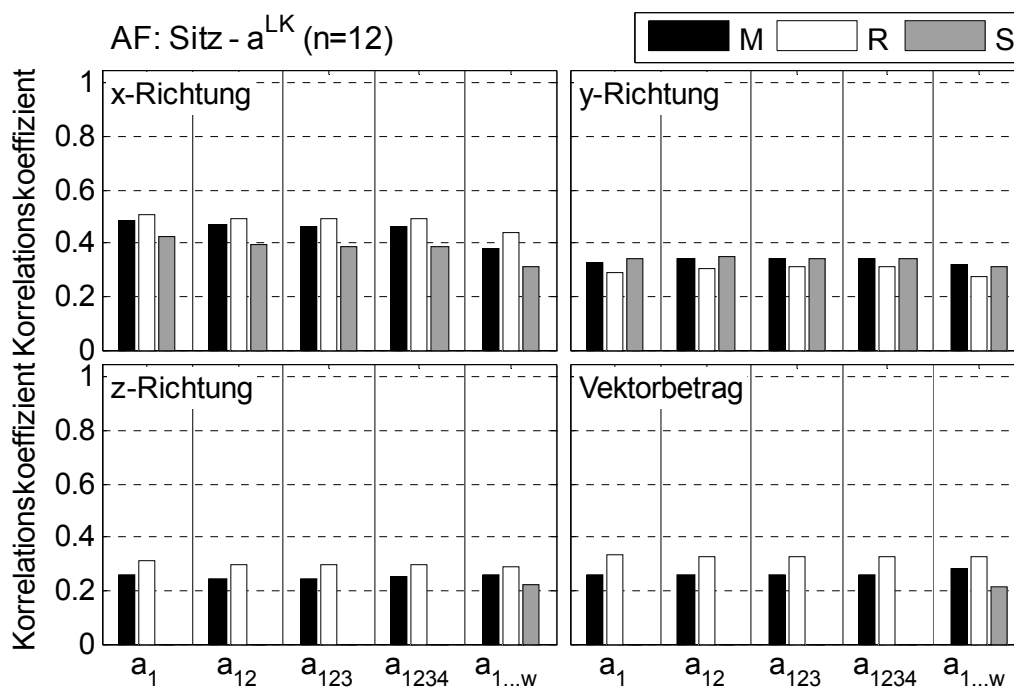


Abbildung A.38: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert a^{LK} beim Versuch Anfahren

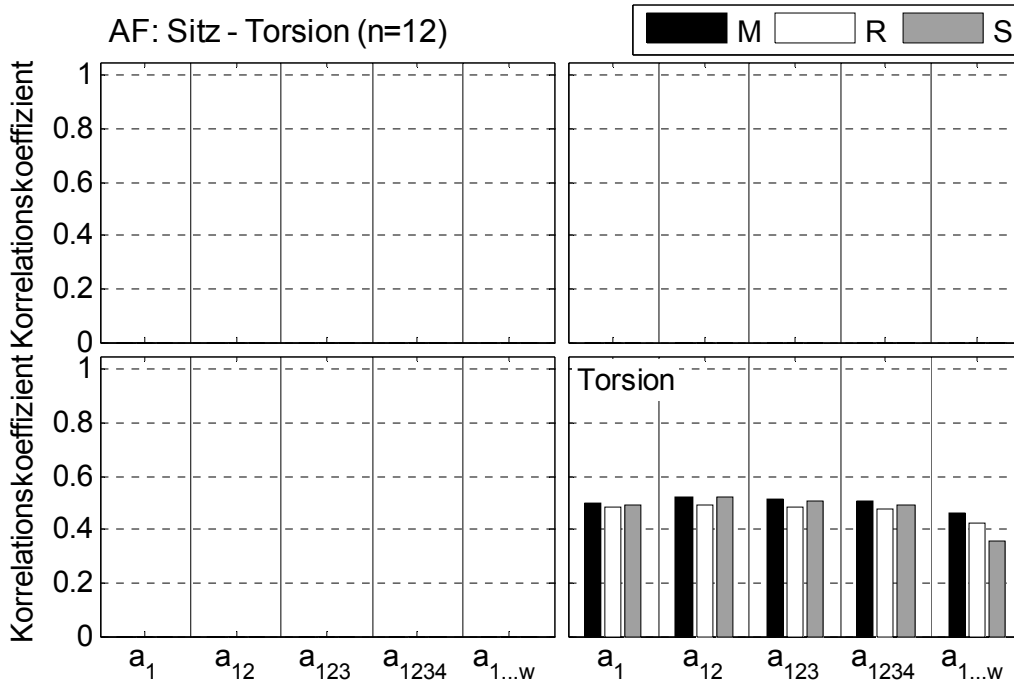


Abbildung A.39: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert Torsion beim Versuch Anfahren

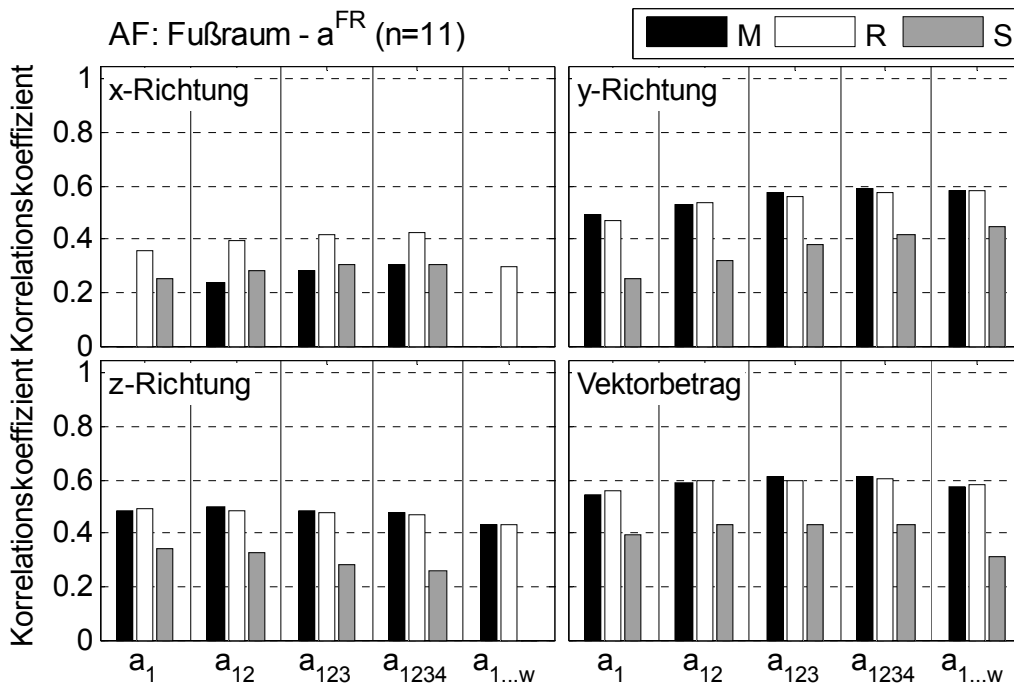


Abbildung A.40: Korrelationen zwischen Subjekturteil Fußraum und Kennwert a^{FR} beim Versuch Anfahren

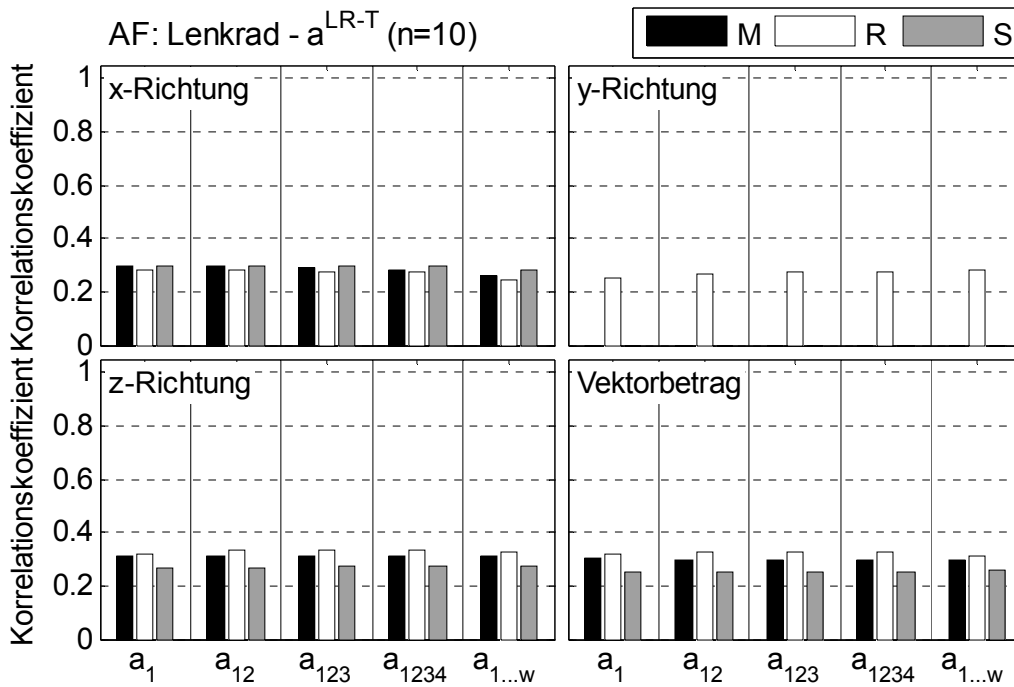


Abbildung A.41: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Lenkrad und Kennwert a^{LR-T} beim Versuch Anfahren

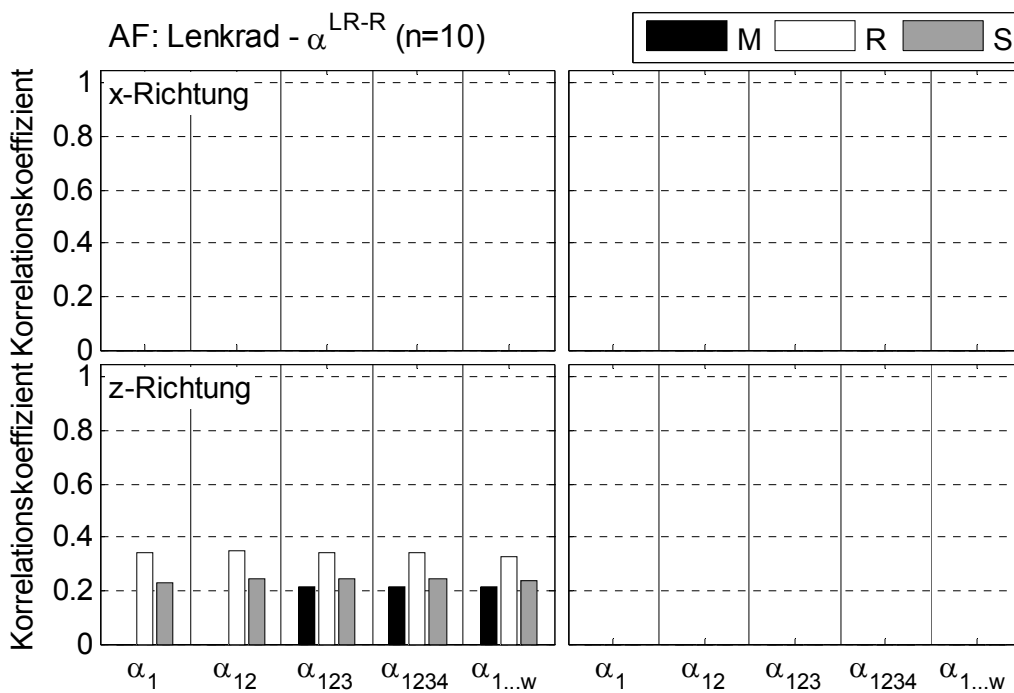


Abbildung A.42: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert α^{LR-R} beim Versuch Anfahren

Anfahren	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T V M1	1		15		13		3	
MM-T V R1	2	0,52	14	0,52	14	0,52	2	0,52
MM-T V S1	3		13		15		1	
MM-R V M1	4		12		10		6	
MM-R V R1	5		11		11		5	
MM-R V S1	6		10		12		4	
Torsion M1	7		9		7		9	
Torsion R1	8		8		8		8	
Torsion S1	9	0,31	7	0,31	9	0,31	7	0,31
SK V M1	10		6		4		12	
SK V R1	11		5		5		11	
SK V S1	12	0,29	4	0,29	6	0,29	10	0,29
LK V M1	13		3		1		15	
LK V R1	14		2		2		14	
LK V S1	15	-0,49	1	-0,49	3	-0,49	13	-0,49
R ²	0,55	0,44	0,55	0,44	0,55	0,44	0,55	0,44

Tabelle A.18: Schrittweise Regression zum Versuch Anfahren, WFP Körper / Sitz

Anfahren	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	Beta
LR-T V M1	1		9		7		3	
LR-T V R1	2		8		8		2	
LR-T V S1	3		7		9		1	
LR-R x M1	4		6		4		6	
LR-R x R1	5		5		5		5	
LR-R x S1	6		4		6		4	
LR-R z M1	7	-0,53	3	-0,53	1	-0,53	9	-0,53
LR-R z R1	8	0,82	2	0,82	2	0,82	8	0,82
LR-R z S1	9		1		3		7	
R ²	0,31	0,17	0,31	0,17	0,31	0,17	0,31	0,17

Tabelle A.19: Schrittweise Regression zum Versuch Anfahren, WFP Hand / Lenkrad

Anfahren	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
FR V M1	1		12		9		4	
FR V M2	2		11		10		3	
FR V M3	3		10		11		2	
FR V M4	4		9		12		1	
FR V R1	5	0,38	8	0,38	5	0,38	8	0,38
FR V R2	6	0,29	7	0,29	6	0,29	7	0,29
FR V R3	7		6		7		6	
FR V R4	8		5		8		5	
FR V S1	9		4		1		12	
FR V S2	10		3		2		11	
FR V S3	11		2		3		10	
FR V S4	12		1		4		9	
R ²	0,41	0,37	0,41	0,37	0,41	0,37	0,41	0,37

Tabelle A.20: Schrittweise Regression zum Versuch Anfahren, WFP Fuß / Fußraum

A.10 Korrelationen und schrittweise Regression zu Hochfahrt

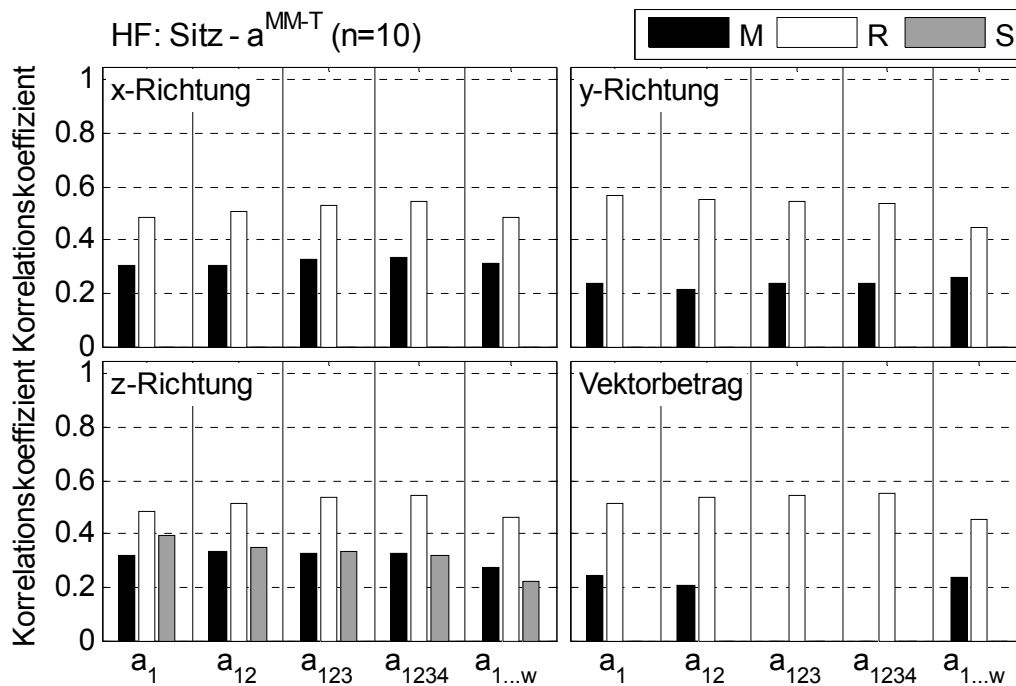


Abbildung A.43: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert a^{MM-T} beim Versuch Hochfahrt

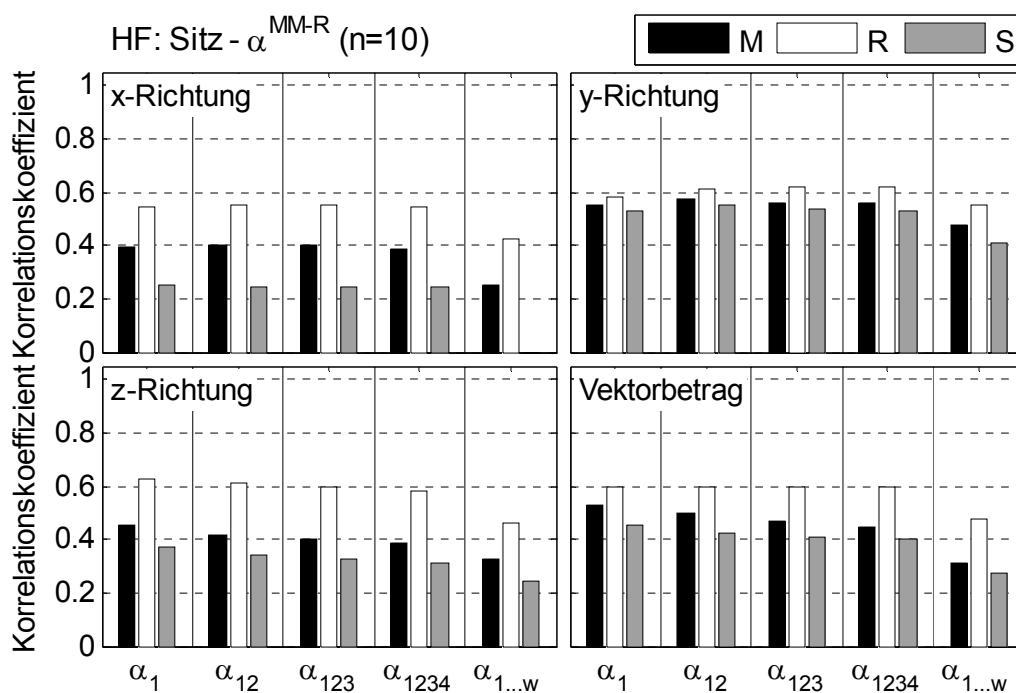


Abbildung A.44: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert α^{MM-R} beim Versuch Hochfahrt

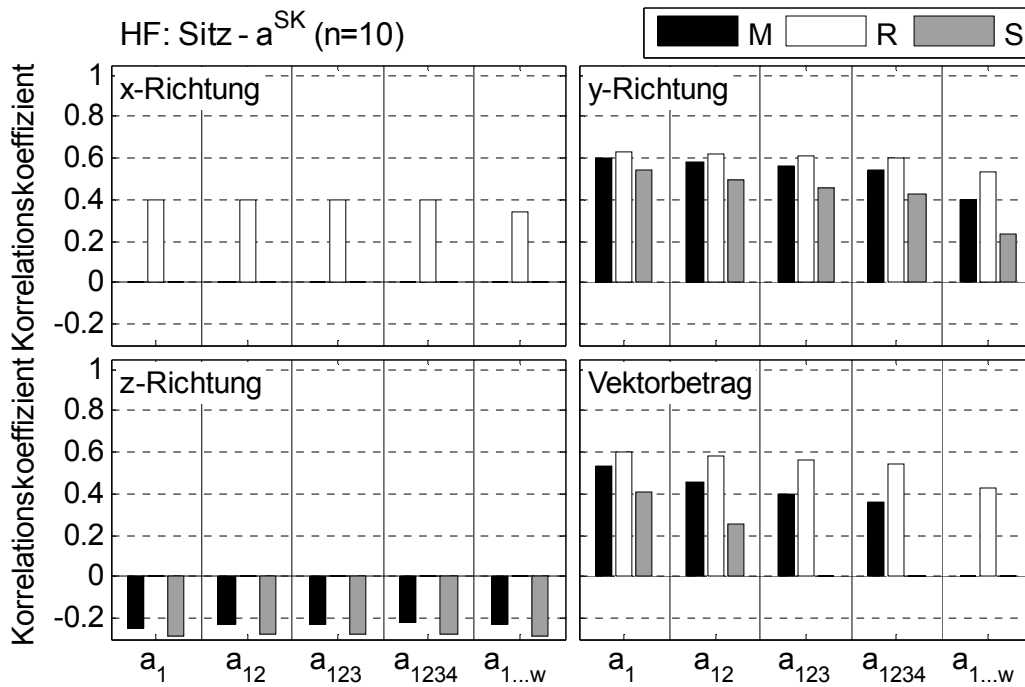


Abbildung A.45: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert a^{SK} beim Versuch Hochfahrt

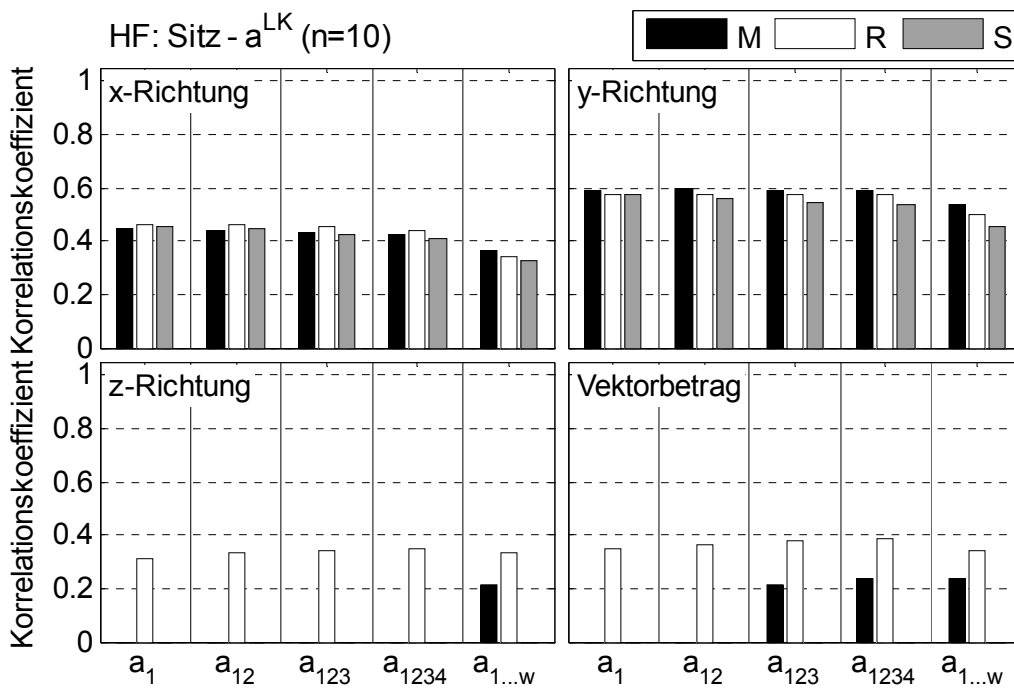


Abbildung A.46: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert a^{LK} beim Versuch Hochfahrt

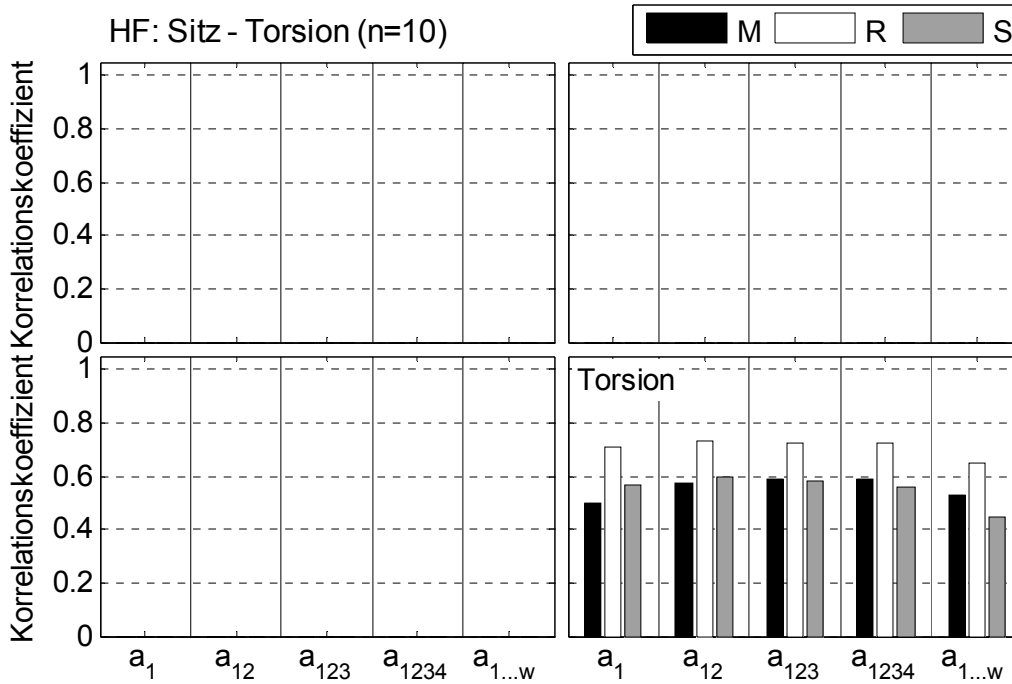


Abbildung A.47: Korrelationen zwischen Subjekturteil Sitz und Kennwert Torsion beim Versuch Hochfahrt

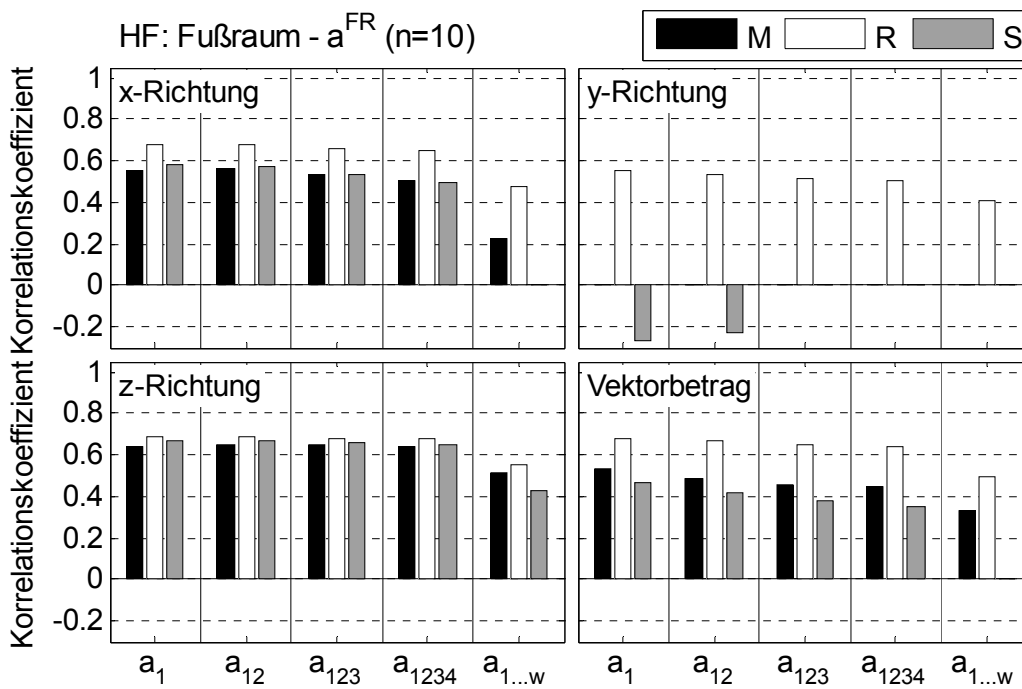


Abbildung A.48: Korrelationen zwischen Subjekturteil Fußraum und Kennwert a^{FR} beim Versuch Hochfahrt

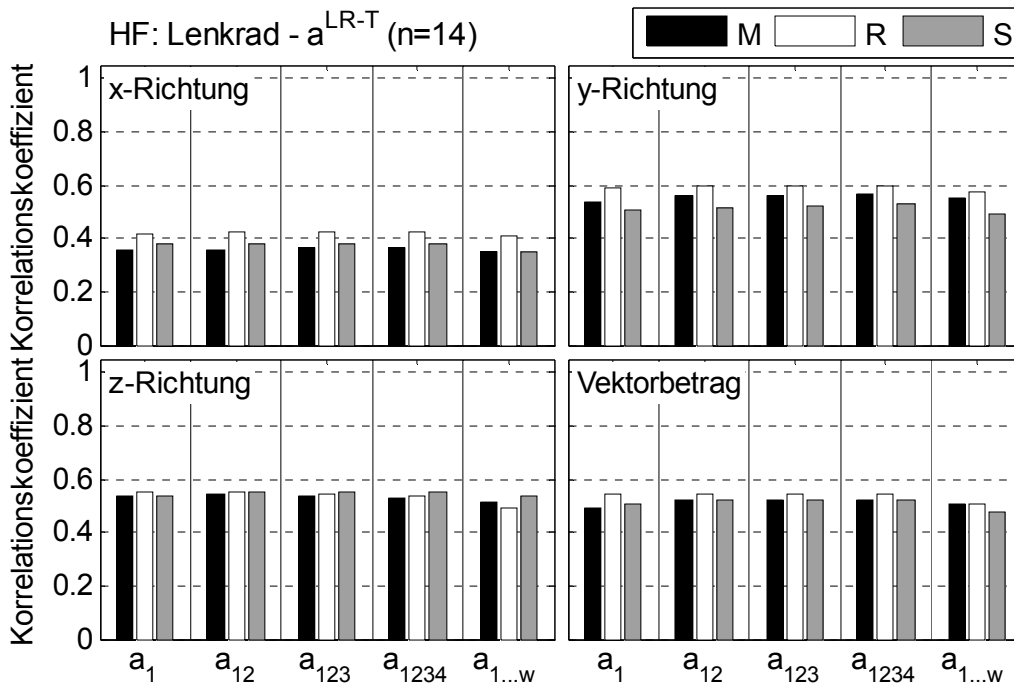


Abbildung A.49: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert a^{LR-T} beim Versuch Hochfahrt

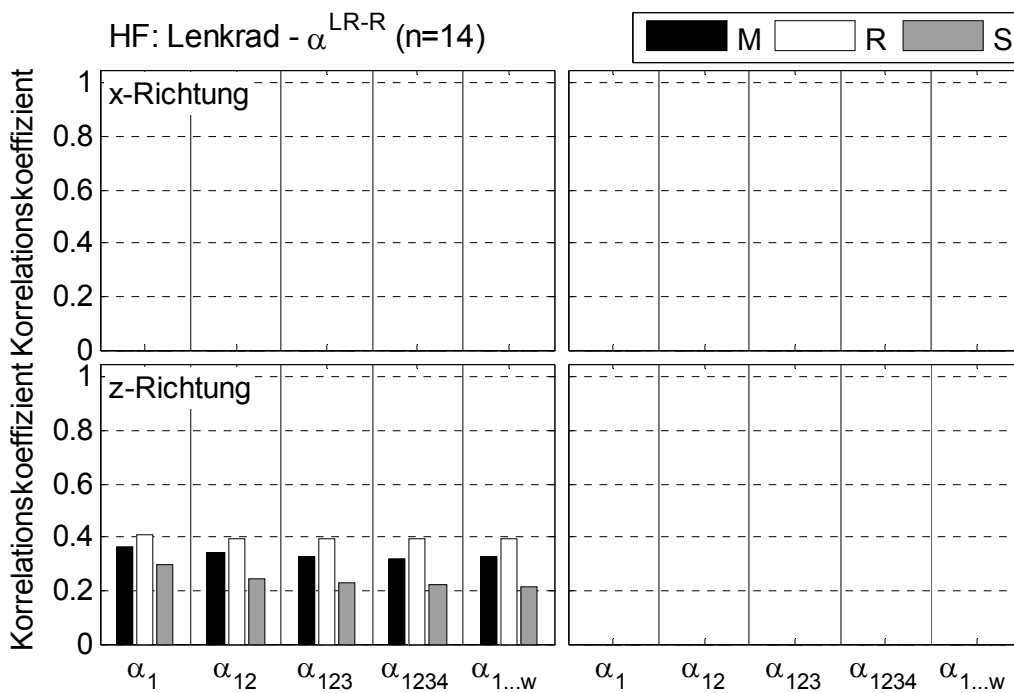


Abbildung A.50: Korrelationen zwischen Subjektivurteil Sitz und Kennwert α^{LR-R} beim Versuch Hochfahrt

Hochfahrt	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
MM-T V M1	1		15		13		3	
MM-T V R1	2		14		14		2	
MM-T V S1	3		13		15		1	
MM-R V M1	4		12		10		6	
MM-R V R1	5		11		11		5	
MM-R V S1	6		10		12		4	
Torsion M1	7		9		7		9	
Torsion R1	8	0,74	8	0,74	8	0,74	8	0,74
Torsion S1	9		7		9		7	
SK V M1	10	0,59	6	0,59	4	0,59	12	0,59
SK V R1	11		5		5		11	
SK V S1	12	-0,69	4	-0,69	6	-0,69	10	-0,69
LK V M1	13		3		1		15	
LK V R1	14		2		2		14	
LK V S1	15		1		3		13	
R ²	0,61	0,56	0,61	0,56	0,61	0,56	0,61	0,56

Tabelle A.21: Schrittweise Regression zum Versuch Hochfahrt, WFP Körper / Sitz

Hochfahrt	Modell 1		Modell 2		Modell 3		Modell 4	
	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta	pot.	beta
LR-T V M1	1		9		7		3	
LR-T V R1	2	0,51	8	0,51	8	0,51	2	0,51
LR-T V S1	3		7		9		1	
LR-R x M1	4		6		4		6	
LR-R x R1	5		5		5		5	
LR-R x S1	6		4		6		4	
LR-R z M1	7		3		1		9	
LR-R z R1	8		2		2		8	
LR-R z S1	9		1		3		7	
R ²	0,33	0,29	0,33	0,29	0,33	0,29	0,33	0,29

Tabelle A.22: Schrittweise Regression zum Versuch Hochfahrt, WFP Hand / Lenkrad

Hochfahrt	Modell 1		Modell 2	
Subjektivurteil Fußraum	pot.	beta	pot.	beta
FR V M1	1		3	
FR V R1	2	0,74	2	0,74
FR V S1	3		1	
R ²	0,5	0,46	0,5	0,46

Tabelle A.23: Schrittweise Regression zum Versuch Hochfahrt, WFP Fuß / Fußraum

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Patrick Maier
Geburtsdatum/-ort: 25. Juli 1982 in Karlsruhe
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig

Bildungsgang

08/1989 – 06/1993 Grundschule Beiertheim
08/1993 – 06/2002 Goethe-Gymnasium Karlsruhe (Abschluss: Allgemeine Hochschulreife)
10/2002 – 07/2007 Studium des Maschinenbaus mit Vertiefungsrichtung Fahrzeugtechnik an der Universität Karlsruhe (TH) (Abschluss: Diplom)

Berufstätigkeit

04/2005 – 09/2005 Wissenschaftliche Hilfskraft am IPEK – Institut für Produktentwicklung Karlsruhe; Universität Karlsruhe (TH)
CAE/Optimierung
05/2006 – 09/2006 Praktikant bei der LuK USA LLC in Wooster, Ohio
Torque Converter Systems Group
11/2006 – 01/2007 Wissenschaftliche Hilfskraft am IPEK – Institut für Produktentwicklung Karlsruhe; Universität Karlsruhe (TH)
CAE/Optimierung
08/2007 – 07/2010 Doktorand bei der Daimler AG in Sindelfingen
Schwingungen Gesamtfahrzeug-Versuch
seit 08/2010 Entwicklungsingenieur bei der Daimler AG in Stuttgart
Mechanik und Akustik der LKW-Abgasanlage

