

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN  
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

# Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung

Dipl.-Ing. Peter Knauer

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

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Willibald A. Günthner

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing
2. Univ.-Prof. Dr. rer.nat. Heiner Bubb, i.R.

Die Dissertation wurde am 09.03.2010 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 13.07.2010 angenommen.



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen meiner Zeit am INI.TUM (INGOLSTADT INSTITUTE DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT MÜNCHEN) als Assistent am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik entstanden.

Es gibt zahlreiche Personen, die zum Gelingen der Arbeit, aber auch zu meiner persönlichen Entwicklung beigetragen haben. Ich möchte zunächst meinem Doktorvater Professor Bernd Heißing für die fortlaufende Unterstützung und die wertvollen fachlichen sowie außerfachlichen Ratschläge danken. Für die Betreuung und Zusammenarbeit innerhalb der Audi AG gilt mein Dank Dr. Friedemann Vogel, der durch seine Initiative diese Arbeit erst ermöglichte. Desweiteren möchte ich mich bei Professor Heiner Bubb für die Übernahme der Zweitkorrektur und bei Professor Willibald A. Günthner für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes bedanken.

Ein großer Dank geht an Michael Botsch, Tilo Koch, Albert Schlecht und Martin Stemmer, die mit hohem zeitlichen Einsatz an den vielen Versuchen am Prüfstand teilgenommen und durch inhaltliche Diskussionen zum Erfolg der Experimente beigetragen haben. In diesem Zusammenhang möchte ich es auch nicht versäumen, Andreas Ampferl und Thomas Ball für die immer währende, aber nie selbstverständliche Funktion der Prüfstandstechnik zu danken. Außerdem gilt mein Dank Dr. Uwe Koser und Dr. Peter-Felix Tropschuh für die Organisation und Unterstützung am INI.TUM. Meinen Kollegen am INI.TUM und am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik danke ich für die vielen gemeinsamen Aktivitäten, die fachübergreifenden Denkanstöße und die schöne Zeit.

Einen ganz besonderen Dank möchte ich an meine Mutter, Sigrid Knauer, richten, die durch zahlreiches Korrekturlesen nicht nur Schreibfehler innerhalb der Arbeit korrigierte, sondern auch jede Formel hinterfragte und jede Abbildung kritisch betrachtete. Ihr und meinem Vater, Hermann Knauer, danke ich persönlich, dass sie mir immer einen inneren Rückhalt gegeben haben und ich nach wie vor auf ihre Unterstützung bauen kann.

Ingolstadt, September 2010



# Inhaltsverzeichnis

<b>Liste häufig verwendeter Abkürzungen</b>	<b>v</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Was ist Komfort? . . . . .	1
1.2 Problemstellung und Zielsetzung . . . . .	2
1.3 Herangehensweise . . . . .	3
1.4 Grenzen der Aufgabenstellung . . . . .	5
1.5 Anregungsquellen . . . . .	8
1.6 Aufbau der Arbeit . . . . .	9
<b>2. Die menschliche Wahrnehmung</b>	<b>11</b>
2.1 Physiologie . . . . .	11
2.1.1 Mechanorezeptoren der Haut . . . . .	11
2.1.2 Der Vestibularapparat . . . . .	12
2.2 Vom Reiz zur Wahrnehmung . . . . .	12
2.3 Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen . . . . .	14
<b>3. Wissensstand</b>	<b>17</b>
3.1 Normen . . . . .	17
3.2 Korrelative Ansätze . . . . .	19
3.3 Menschmodelle . . . . .	24
3.4 Diskussion der Ansätze . . . . .	27
<b>4. Beschreibung und Charakterisierung realer Strecken</b>	<b>31</b>
4.1 Beschreibung der Anregung durch Fahrbahn und Reifen . . . . .	31
4.2 Charakterisierung realer Strecken . . . . .	35
<b>5. Komfortrelevanz</b>	<b>37</b>
5.1 Ansätze der Psychoakustik . . . . .	37
5.2 Übergang zur Vibrationswahrnehmung . . . . .	39
<b>6. Versuchsaufbau</b>	<b>43</b>
6.1 Flachbahnkomfortprüfstand . . . . .	43
6.1.1 Aufbau und Eigenschaften des Prüfstandes . . . . .	43
6.1.2 Iteration auf beliebige Response-Kanäle . . . . .	44
6.2 Messaufbau . . . . .	46
6.2.1 Beschleunigungsaufnehmer . . . . .	46
6.2.2 Messfahrzeug . . . . .	47

<b>7. Strukturierung der Versuche</b>	<b>49</b>
7.1 Grundanregung . . . . .	49
7.2 Detektion und Bewertung . . . . .	51
7.3 Definition komfortrelevanter Beurteilungskriterien . . . . .	52
7.4 Personenkollektiv . . . . .	55
<b>8. Versuchsdurchführung und Auswertung</b>	<b>57</b>
8.1 Maskierte Sinusanregung . . . . .	57
8.1.1 Vorbetrachtungen zu Perzeptionsschwellen . . . . .	57
8.1.2 Frequenzgruppen . . . . .	59
8.1.3 Ermittlung der Perzeptionsschwellen . . . . .	64
8.1.4 Gerade wahrnehmbare Unterschiede im Pegel . . . . .	66
8.2 Variation von Frequenzbändern . . . . .	72
8.3 Impulse . . . . .	78
8.3.1 Perzeptionsschwellen . . . . .	78
8.3.2 Gerade wahrnehmbare Unterschiede im Pegel . . . . .	80
8.4 Nachprellen von Impulsen . . . . .	82
8.4.1 Perzeptionsschwellen . . . . .	83
8.4.2 Gerade wahrnehmbare Unterschiede im Pegel . . . . .	86
8.5 Diskussion der Ergebnisse . . . . .	90
8.6 Anwendung der Ergebnisse am Beispiel . . . . .	94
<b>9. Komfortbewertung mittels Random Forests</b>	<b>101</b>
9.1 Grundlagen der Random Forests . . . . .	101
9.1.1 Entscheidungsbäume . . . . .	101
9.1.2 Anwendung der Entscheidungsbäume auf Zeitsignale . . . . .	103
9.1.3 Übergang zum Random Forest . . . . .	104
9.2 Anwendung der Random Forests auf den Schwingungskomfort . . . . .	106
9.2.1 Bewertung von Impulsen . . . . .	107
9.2.2 Bewertung von Sequenzen . . . . .	110
9.3 Diskussion . . . . .	111
<b>10. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>113</b>
<b>Anhang</b>	<b>117</b>
A1. Maskierung einer Sinusschwingung . . . . .	117
A2. Variation von Frequenzbändern . . . . .	121
A3. Entropie und Information Gain . . . . .	125
A4. Bewertung von Impulsen mittels Random Forests . . . . .	126
A5. Bewertung von Sequenzen mittels Random Forests . . . . .	127
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>129</b>

## Liste häufig verwendeter Abkürzungen

$a$	Beschleunigungssignal
$\hat{a}$	Amplitude der Beschleunigung
$\tilde{a}$	Effektivwert der Beschleunigung
$a_{1/2/3}$	Parameter der Trennfläche
$\tilde{a}_B$	Effektivwert des Frequenzbandes (weißes Rauschen)
$\tilde{a}_{B-S/R}$	Effektivwert der Frequenzbandes (weißes Rauschen) auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$\tilde{a}_{FB}$	Effektivwert des Frequenzbandes
$\tilde{a}_{FB_{max}}$	maximaler Effektivwert des Frequenzbandes
$\tilde{a}_{FB_{min}}$	minimaler Effektivwert des Frequenzbandes
$\tilde{a}_{FBs}$	Effektivwert des gestuften weißen Rauschens
$\tilde{a}_{FB}^*$	minimaler Effektivwert bei einem Stufensprung des bandbegrenzten Rauschens
$\tilde{a}_{FB-S/R}^*$	minimaler Effektivwert bei einem Stufensprung des bandbegrenzten Rauschens auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$\tilde{a}_H$	Effektivwert der harmonischen Anregung
$\tilde{a}_{Hs}$	gestuftes Sinussignal
$\tilde{a}_H^*$	minimaler Effektivwert bei einem Stufensprung der harmonischen Schwingung
$\tilde{a}_{H_{min}}$	Minimalwert des Effektivwertes der harmonischen Anregung
$\tilde{a}_{H_{max}}$	Maximalwert des Effektivwertes der harmonischen Anregung
$\tilde{a}_{H-S/R}^*$	minimaler Effektivwert bei einem Stufensprung der harmonischen Schwingung auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$\tilde{a}_{H-S/R}$	Effektivwert der harmonischen Anregung auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$\hat{a}_I$	Amplitude des Impulses
$\hat{a}_{I-S/R}$	Amplitude des Impulses auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$\bar{a}_{I-S/R}$	optimale Trenngerade zwischen als Impuls detektierten und nicht als Impuls detektierten Amplituden auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$a_j$	j-tes Attribut
$\tilde{a}_{st}$	Effektivwert der stochastischen Anregung
$\tilde{a}_{st_{min}}$	Minimalwert des Effektivwertes der stochastischen Anregung
$\tilde{a}_{st_{max}}$	Maximalwert des Effektivwertes der stochastischen Anregung
$\tilde{a}_{st-S/R}$	Effektivwert der stochastischen Anregung auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$\tilde{a}_{st-S/R_w}$	mit $W_{H-S/R}$ gewichteter Effektivwert der stochastischen

---

$a_w$	Anregung auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne frequenzbewertete Beschleunigung nach ISO2631
$\tilde{a}_w$	Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung
$\tilde{a}_{w\tau}$	gleitender Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung mit Wichtung zurückliegender Anteile
$A$	Frequenzspektrum der Beschleunigung $a$
$A1, A2, A3$	Bezeichnung der Rauschsignale
$AFC$	Alternative Forced Choice
$B$	Bewertungsfunktion
$B_G$	Bandbreite der Frequenzgruppen (Akustik)
$B_E$	Bewertungseinheit
$B_{soll}$	subjektive Bewertung (Zielgröße)
$B_{RF}$	Bewertung durch den Random Forest
$BMI$	Body-Mass-Index
$c$	Reizabhängige Konstante
$c_{ij}$	Wichtungsfaktoren innerhalb eines neuronalen Netzes
$d$	detektiert
$d\hat{a}$	Amplitudenunterschied
$d\hat{a}_{I-S/R}$	Amplitudenunterschied eines Impulses auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$d\bar{a}_{I-S/R}$	optimale Trennfläche zwischen detektierten und nicht detektierten Amplitudenunterschieden eines Impulses auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$d\tilde{a}_{FB}$	Unterschied im Effektivwert des Frequenzbandes
$d\tilde{a}_{FB-S/R}$	Unterschied im Effektivwert des Frequenzbandes auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$d\bar{a}_{FB}$	optimale Trennfläche zwischen detektierten und nicht detektierten Unterschieden im Effektivwert des Frequenzbandes
$d\bar{a}_{FB-S/R}$	optimale Trennfläche zwischen detektierten und nicht detektierten Unterschieden im Effektivwert des Frequenzbandes auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$d\tilde{a}_{H-S/R}$	Amplitudenunterschied der harmonischen Schwingung auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$d\bar{a}_H$	optimale Trennfläche zwischen detektierten und nicht detektierten Amplitudenunterschieden einer harmonischen Schwingung
$d\bar{a}_{H-S/R}$	optimale Trennfläche zwischen detektierten und nicht detektierten Amplitudenunterschieden einer harmonischen Schwingung auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$d\tilde{a}$	Unterschied im Effektivwert
$df$	Frequenzunterschied
$df_B$	Frequenzbandbreite
$d\bar{K}_S$	optimale Trennfläche des Sequenzkennwertes zwischen detektierten und nicht detektierten Sequenzen
$d\bar{K}_{S-S/R}$	optimale Trennfläche des Sequenzkennwertes zwischen detektierten und nicht detektierten Sequenzen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne



---

$DF$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede in der Frequenz
$DL$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede im Pegel
$DL_H$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede im Pegel von harmonischen Schwingungen
$DL_{H-S/R}$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede im Pegel von harmonischen Schwingungen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$DL_I$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede der Amplitude von Impulsen
$DL_{I-S/R}$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede der Amplitude von Impulsen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$DL_{FB}$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede im Pegel von Frequenzbändern
$DL_{FB-S/R}$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede im Pegel von Frequenzbändern auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$DL_S$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede des Kennwerts $K_S$ von Sequenzen
$DL_{S-S/R}$	gerade Wahrnehmbare Unterschiede des Kennwerts $K_S$ von Sequenzen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$E$	subjektive Empfindung
$f$	Frequenz
$f$	Verteilungsdichte der Amplituden
$f_B$	Frequenzbandbreite des weißen Rauschens
$f_H$	Frequenz der harmonischen Schwingung
$f_o$	obere Grenzfrequenz
$f_u$	untere Grenzfrequenz
$f_M$	Mittelfrequenz
$F$	Faktor
$FE$	Finite Elemente
$FFT$	Fast Fourier Transformation
$h$	Höhenfunktion der Oberflächenstruktur der Fahrbahn
$\tilde{h}$	Effektivwert der Höhenfunktion
$h_R$	Rauschenterm des Höhenprofils
$h_z$	Höhenprofil angeregt durch die Hydrozylinder
$H$	Frequenzspektrum der Höhenfunktion $h$
$H$	Entropie des Zielattributs
$I$	Informationsgehalt einer Nachricht
$IF$	Instationaritätsfaktor
$IG$	Information Gain/ Informationszuwachs
$k_i$	i-ter Kunde
$k_x, k_y, k_z$	Wichtungsfaktoren für mehrachsige Einpunktanregung nach ISO2631
$K_{erw}$	erweiterter K-Wert nach Hennecke
$K$ bzw. $K_{VDI}$	K-Wert nach VDI2057 (von 1987)
$KNN$	künstlich neuronale Netze
$K_S$	Sequenzkennwert
$K_{S-S/R}$	Sequenzkennwert auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$\bar{K}_{S-S/R}$	optimale Trennfläche des Sequenzkennwertes zwischen detektierten

---

	und nicht detektierten Sequenzen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$L$	Schalldruckpegel
$M$	Merkmale
$M_i$	$i$ -tes Merkmal
$MKS$	Mehrkörpersimulation
$MP$	MPEG-1 Audio Layer 3, Dateiformat
$nd$	nicht detektiert
$N_i$	$i$ -te Zeitreihe
$N_H$	Bewertung der Harmonischen Schwingung (Note)
$N_I$	Bewertung des Impulses (Note)
$N_{ref}$	Referenznote
$N_S$	Bewertung der Sequenz (Note)
$ooB$	Out-Off-Box
$p$	Auftrittswahrscheinlichkeit
$PS$	Perzeptionsschwelle
$PS_H$	Perzeptionsschwelle von harmonischen Schwingungen
$PS_{H-S/R}$	Perzeptionsschwelle von harmonischen Schwingungen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$PS_I$	Perzeptionsschwelle von Impulsen
$PS_{I-S/R}$	Perzeptionsschwelle von Impulsen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$PS_S$	Perzeptionsschwelle von Sequenzen
$PS_{S-S/R}$	Perzeptionsschwelle von Sequenzen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$R$	Reizstärke
$R_0$	Wahrnehmbarkeitsschwelle
$RL$	Rückenlehne
$RF$	Random Forest
$RF_H$	Random Forest für harmonische Schwingungen
$RF_I$	Random Forest für Impulse
$RF_S$	Random Forest für Sequenzen
$s$	Weg
$\hat{s}$	Amplitude des Weges
$SL$	Sitzlehne
$SR$	Schwingungsrichtung
$t$	Zeit
$t_{inc}$	Anstiegszeit der harmonischen Schwingung
$t_W$	Wahrnehmungszeitpunkt
$T$	Dauer des Signals
$TF$	Transferfunktion bzw. Übertragungsfunktion
$v$	Geschwindigkeit
$v_{ik}$	Wert des Zielattributs $z_k$
$\hat{v}$	Amplitude der Geschwindigkeit
$V$	Frequenzspektrum der Geschwindigkeit
$V$	Qualitätsmaß für die Güte der Klassifikation

---

$V_{SF/RL}$	Qualitätsmaß für die Güte der Klassifikation auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$w$	Welligkeit
$w_{ij}$	Wert des Attributs $a_j$
$W$	messpunkt- und richtungsabhängige Filterfunktion nach ISO2631
$W$	Einfluss des Merkmals auf die Klassifikation
$W_{H-S/R}$	Wichtungsfunktion der Frequenzanteile eines Rauschens in unmittelbarer Umgebung der Frequenz einer harmonischen Schwingung auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne
$z$	Anzahl der möglichen Zeichen
$z_k$	k-tes Zielattribut
$Z_k$	k-tes Zielattribut
$\beta$	Kurtosis
$\Delta f$	Frequenzabstand
$\mu_k$	Zentralmoment k-ter Ordnung
$\omega$	Kreisfrequenz
$\Omega$	Wegkreisfrequenz
$\Omega_0$	Bezugswegkreisfrequenz
$\sigma$	Standardabweichung
$\phi$	Phasengang eines Spektrums
$\Phi$	spektrale Leistungsdichte
$\Phi_h(\Omega_0)$ bzw. $\Phi(\Omega_0)$	Unebenheitsmaß



# 1. Einleitung

Personenkraftwagen haben heutzutage einen hohen technischen Stand erreicht. Neben Kriterien wie Design, Preis, Verbrauch oder Sicherheit ist auch der Komfort ein wichtiges Verkaufsargument.

## 1.1 Was ist Komfort?

Im Vorfeld dieser Untersuchungen ist zunächst zu klären, was unter dem weitreichenden Begriff des Komforts verstanden wird. 1958 hat Herzberg Komfort als die Abwesenheit von Diskomfort definiert. Diese lineare Abhängigkeit beider Begriffe wurde 1996 von Zhang, Helander und Dury [1] widerlegt. Sie konnten zeigen, dass Komfort und Diskomfort unabhängige Dimensionen haben, also orthogonale Größen darstellen (siehe Abb. 1.1). Während Diskomfort auf physiologische und biomechanische Faktoren zurückzuführen ist und somit das „Erleiden“ äußerer Umstände beschreibt, ist Komfort ein Begriff des „Gefallens“ der mit ästhetischen Aspekten in Verbindung gebracht wird. Auf naturwissenschaftlichem Weg lässt sich nur der Diskomfort gezielt untersuchen, da der Komfort durch individuelle Vorlieben geprägt ist und sich somit einer Objektivierung entzieht. Entsprechend der Bedürfnisspyramide nach Maslow gibt Bubb eine Komfortpyramide zur Hand [2], welche die Hierarchieebenen des Diskomforts aufzeigt.

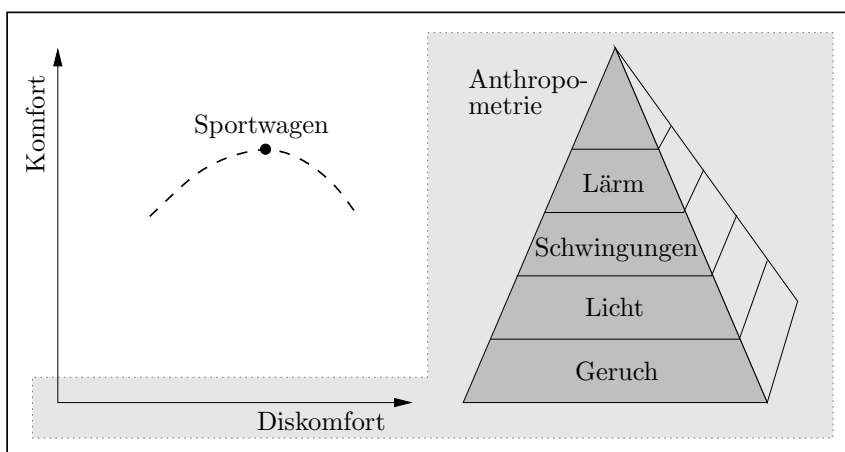


Abb. 1.1: **links:** Komfort-Diskomfort-Kennfeld nach [1] **rechts:** Komfortpyramide nach Bubb [2]

Für den Automobilhersteller besteht die Aufgabe darin, einen für den Charakter des Fahrzeugs optimalen Punkt im Kennfeld nach Abb. 1.1 festzulegen. Es ist durchaus denkbar, dass einem Sportwagen die unterbrochene Linie aus Abb. 1.1 zuzuordnen ist. Wäre das Auto leiser und hätte weichere Sitze würde sich das Diskomfortlevel reduzieren, was jedoch nicht zum Charakter eines Sportwagens passen und somit nicht mehr so gut „gefallen“ (Komfort) würde.

Die Komfortpyramide bildet die wesentliche Grundlage, um den Diskomfort im Fahrzeug in geeigneter Weise zu beeinflussen. Sind die Ansprüche des Fahrers bezüglich des Geruchs

und der Lichtverhältnisse erfüllt, bilden Schwingungen die nächste Bedürfnisseebene. In der überwiegenden Zahl der Fälle besteht die Aufgabe darin, deren Einfluss auf den Diskomfort zu minimieren. Hierzu werden Testfahrer eingesetzt, deren Urteil eine schrittweise Parametrierung der schwingungsbeeinflussenden Komponenten des Fahrzeugs zur Folge hat.

Bei der vorgenommenen Betrachtung der Schwingungen auf dem Fahrzeugsitz spricht man auch von „dynamischem Sitzkomfort“, wohingegen der „statische Sitzkomfort“ vorwiegend die Sitzdruckverteilung beschreibt.

## 1.2 Problemstellung und Zielsetzung

Die Beurteilung des Schwingungsdiskomforts (im Folgenden als Schwingungskomfort bezeichnet) durch Testfahrer ist stark subjektiv geprägt. Zudem kann eine Bewertung erst am fertigen Fahrzeug und nicht schon in der Konzeptionsphase vorgenommen werden. Für eine gezielte Entwicklungsarbeit wäre somit die Bewertung auf Basis messbarer und damit objektiver Kenngrößen wünschenswert. Es existieren bereits zahlreiche Ansätze, die dieses Ziel der objektiven Beurteilung von Schwingungen auf beliebigen Straßen verfolgen. In [3] wurde jedoch schon festgestellt, dass eine Korrelation der berechneten Bewertungsgrößen zu den Subjektivurteilen in den seltensten Fällen gefunden werden kann.

	Anregungspunkte und -richtungen	Berücksichtigung stoch. Anregungen	Berücksichtigung transienter Anteile	Summationsformel für mehrere Anregungspkt.	Bewertung im Frequenzbereich	Berücksichtigung Amplitudeneigenschaft.	Berücksichtigung sequentieller Eigenschaft.
K-Wert	für den sitzenden Menschen in x-, y- und z-Richtung				✓		
bewertete Schwingstärke $a_w$	Sitzkissen - x, y, z Füße - x, y, z Hände - z Rückenlehne - x Nicken Wanken Gieren			✓	✓		
Cucuz	Sitzkissen - z Füße - z Hände - z	✓	✓	✓	✓		
Klingner	Sitzkissen - x, y, z Füße - x, y, z Hände - z Rückenlehne - x,y Nicken Wanken	✓		✓	✓		
Hennecke	Sitzkissen - z Nicken	✓	✓	✓	✓	✓	

Tab. 1.1: Vergleich ausgewählter Ansätze zur Komfortbewertung

Erfahrungen mit Testfahrern haben gezeigt, dass Anregungen, deren Charakter sich über der Zeit nicht ändert (stationäre Anregungen), hinsichtlich des Schwingungskomforts schlecht oder gar nicht bewertet werden können. Aufgrund fehlender einprägsamer Merkmale der Strecke, anhand derer Unterschiede von Fahrzeugen und Fahrzeugvarianten detektiert werden, kann kein Absolutniveau für die Beurteilung gefunden werden. Mathematische Auswerteverfahren hingegen, wie die Spektralanalyse oder eine Effektivwertbildung, ermöglichen hier häufig eine klare Beurteilung anhand eines einfachen Amplituden- oder Pegelvergleichs. Stationäre Anregungen können fast ausschließlich auf dem Prüfstand erzeugt werden, da der Charakter öffentlicher Straßen meist instationär ist, die Eigenschaften der Strecke also über der Zeit variieren. Neben Änderungen im Amplituden- und Frequenzinhalt haben auch transiente Ereignisse (Impulse) wesentlichen Anteil am Oberflächenprofil instationärer Strecken.

So besitzt der überwiegende Teil realer Strecken charakteristische Abschnitte, anhand derer es Testfahrern deutlich leichter fällt Unterschiede zwischen Fahrzeugen und Fahrzeugvarianten zu detektieren. Dieser Grundansatz der selektiven Wahrnehmung ausgewählter Merkmale der Anregung hat sich auch im Gespräch mit Experten bestätigt. Ein überwiegender Anteil der Strecke hat keinen Einfluss auf die Bewertung, sondern dient lediglich zum gedanklichen Abspeichern des Wahrgenommenen.

Diesem Konflikt zwischen gut messbaren Strecken auf der einen Seite und gut beurteilbaren Strecken auf der anderen Seite soll in dieser Arbeit durch eine zielgerichtete Auswertung instationärer Zeitverläufe hinsichtlich komfortrelevanter Informationen begegnet werden. Tab. 1.1 zeigt, dass keiner der dargestellten Komfortansätze sequentielle Eigenschaften (Instationaritäten) in Zeitsignalen berücksichtigt, was als eine wesentliche Ursache für die zum Teil schlechte Korrelation der berechneten (objektiven) Größen zu Subjektivurteilen angesehen wird.

In der vorliegenden Arbeit werden Zeitfilter entwickelt, welche komfortrelevante Abschnitte instationärer Strecken selektieren. Hierzu werden Perzeptionsschwellen beurteilungsrelevanter Phänomene bestimmt, welche anschließend um die Betrachtung der gerade wahrnehmbaren Unterschiede ergänzt werden.

Grundlage der Untersuchungen bildet die Minimierung des Diskomforts. Die nicht quantifizierbaren Kenngrößen des Komforts müssen außer Acht gelassen werden, was im Sinne einer objektiven Entwicklung des Fahrzeugs jedoch zielführend ist.

### 1.3 Herangehensweise

Das Fahrzeug wird in Abhängigkeit seiner Geschwindigkeit und dem Oberflächenprofil der Fahrbahn zu Schwingungen angeregt, die über verschiedene Transferpfade zu den Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug weitergeleitet werden. Abb. 1.2 zeigt drei Vorgehensweisen (grau hinterlegte Bereiche), wie ausgehend von diesen Schnittstellensignalen eine objektive Bewertung erfolgen kann.

Der hier mit „1“ gekennzeichnete Weg stellt die am weitesten verbreitete Methode zur Komfortbeurteilung von Schwingungsphänomenen dar. Aus den Schnittstellensignalen werden mit Hilfe verschiedener Algorithmen Kenngrößen generiert, welche einen mathematischen Zusammenhang zu den dabei ermittelten Subjektivurteilen aufweisen. Auf

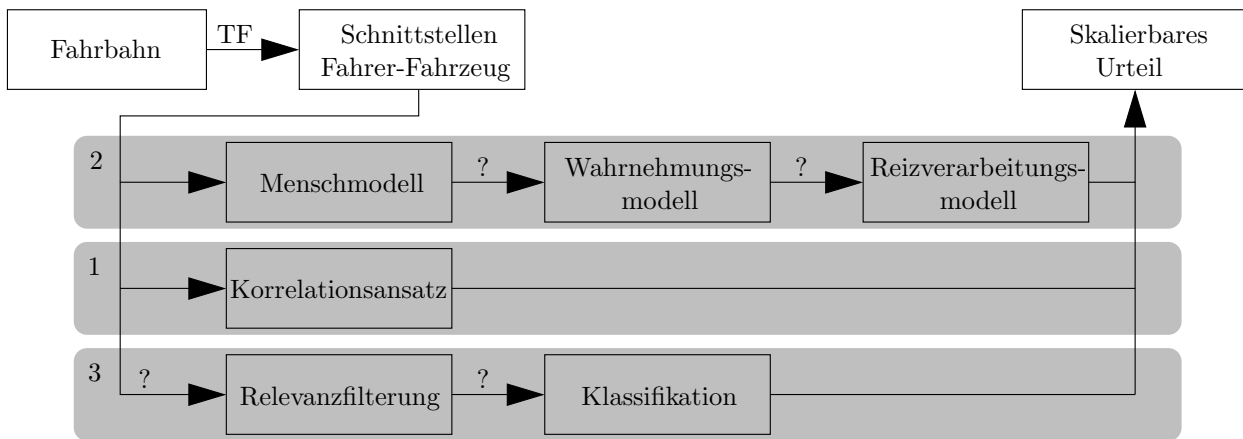


Abb. 1.2: Ansätze zur Objektivierung des Schwingungskomfortempfindens

einige ausgewählte Ansätze wird im Kapitel 3 noch genauer eingegangen. Wie schon im Abschnitt 1.2 angedeutet, besteht ein wesentliches Problem dieser Ansätze darin, dass Instationaritäten kaum Berücksichtigung finden.

In den letzten Jahren hat die Modellierung des menschlichen Körpers enorme Fortschritte gemacht. Auf diese Weise wird die Anregung des Fahrers transparent - Kräfte und Spannungen innerhalb des menschlichen Körpers werden berechenbar. Auf dem Weg zum skalierbaren Urteil, welcher in Abb. 1.2 mit „2“ gekennzeichnet wurde, bestehen jedoch noch zwei wesentliche aber derzeit ungelöste Herausforderungen. Zum Ersten ist noch nicht ausreichend bekannt, welche Relevanz die berechneten Kräfte und Spannungen für die Wahrnehmung haben. Es besteht somit zunächst der Bedarf nach einem geeigneten Wahrnehmungsmodells. Um ein Schwingungskomforturteil zu quantifizieren stellt sich zum Zweiten die Frage nach der Weiterverarbeitung der ermittelten, relevanten Informationen (Reizverarbeitungsmodell).

Die umfassende Modellierung des menschlichen Körpers, der Wahrnehmung sowie der Reizverarbeitung wird in Zukunft sicher zu den Forschungskernpunkten auf dem Gebiet der Objektivierung des Schwingungskomforts gehören. Da dieser Weg jedoch mit vielen Fragezeichen versehen ist, und eine Lösung der bestehenden Probleme auch in den nächsten Jahren nicht angenommen wird, soll in dieser Arbeit ein dritter Ansatz vorgeschlagen werden (in Abb. 1.2 mit „3“ bezeichnet).

Wie schon im Abschnitt 1.2 formuliert, wird angenommen, dass die Schnittstellensignale zwischen Fahrer und Fahrzeug Informationen enthalten, die für die Beurteilung des Schwingungskomforts nicht relevant sind. Gelingt es nun mittels geeigneter Filter nur die komfortrelevanten Informationen zu selektieren, können daraus Kenngrößen (Merkmale) erzeugt und deren Zusammenhang zum subjektiven Empfinden untersucht werden.

Beim Übergang von  $n$  Merkmalen zu einem quantifizierbaren Komforturteil handelt es sich um ein typisches Klassifikationsproblem womit der Einsatz maschineller Lernverfahren naheliegend ist, und anhand der Bewertung ausgewählter Anregungen untersucht werden soll. Im Speziellen kommt hier die Methode der Random Forests zum Einsatz (siehe Kapitel 9).



Die Erarbeitung der Filteralgorithmen wird in zwei Teilaufgaben untergliedert,

- die Ermittlung der Wahrnehmungsschwelle und
- die Reizbewertung, in Form der gerade wahrnehmbaren Unterschiede ausgewählter Merkmale der Anregung.

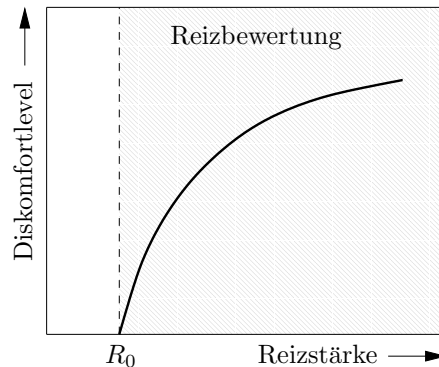


Abb. 1.3: Zusammenhang zwischen Reizstärke und Empfindung

Die Wahrnehmungsschwelle (oder auch Perzeptionsschwelle) gibt an, wie „stark“ ein Reiz mindestens sein muss, um vom Probanden detektiert werden zu können. Derartige Perzeptionsschwellen existieren bisher vorwiegend für reine Sinusschwingungen (siehe u.a. [4], [5]). Da reale Straßenanregungen jedoch große Rauschanteile enthalten, ist diese Betrachtung nicht ausreichend. In der vorliegenden Arbeit sollen zunächst ausgewählte Signalbestandteile hinsichtlich ihrer Wahrnehmung bei vorhandener Maskierung (Grundrauschen) untersucht werden. Einige Experimente finden hierbei Anlehnung an das Wissensgebiet der Psychoakustik.

Erst wenn ein Reiz die Wahrnehmungsschwelle  $R_0$  überschreitet, ist dessen Auswirkung auf das Diskomfortlevel bewertbar. Wie in Abb. 1.3 zu sehen, kann nicht von einem linearen Zusammenhang zwischen der Stärke des Reizes und dem Diskomfortlevel ausgegangen werden. Diese Aussage stützt sich auf das Weber-Fechnersche Gesetz:

$$E = c \cdot \ln \frac{R}{R_0} \quad (1.1)$$

Die Empfindung  $E$  ist demnach eine logarithmische Funktion der Reizstärke  $R$ . Hierbei ist  $c$  eine von der Art des Reizes abhängige Größe. In der vorliegenden Arbeit soll auf Basis der gerade wahrnehmbaren Unterschiede der Zusammenhang zwischen der Reizstärke und dem Diskomfortlevel für ausgewählte Anregungen untersucht werden.

Für die Komfortbewertung eines realen Signals werden entsprechend Ansatz „3“ (siehe Abb. 1.2) zunächst ausgewählte Signalbestandteile gesucht, welche oberhalb der jeweiligen Wahrnehmbarkeitsschwelle liegen. Im Anschluss können diese Abschnitte auf Basis der gerade wahrnehmbaren Unterschiede bzw. mittels der Anwendung maschineller Lernverfahren bewertet werden.

## 1.4 Grenzen der Aufgabenstellung

Die Bewertung des Schwingungskomforts durch Probanden unterliegt einer Vielzahl von Einflüssen, welche in Abb. 1.4 dargestellt sind. Zunächst werden die Schwingungen an

den Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug haptisch wahrgenommen. Auf die dabei beteiligten Rezeptoren wird genauer in den Abschnitten 2.1 und 2.2 eingegangen. Ab circa  $15\text{Hz}$  können die anregenden Schwingungen jedoch auch vom Gehör verarbeitet werden. Der haptische und akustische Wahrnehmungsanteil als Funktion der Frequenz  $f$  ist qualitativ in Abb. 1.5 dargestellt [6]. Bei  $80\text{Hz}$ , was der am häufigsten genannten Grenze für die Betrachtung fühlbarer Vibrationen entspricht, liegt der Einfluss der Akustik auf die Wahrnehmung schon bei über 70%. Eine gezielte Entwicklung des Schwingungskomforts ist somit nur möglich, wenn die hörbaren Anteile keine Berücksichtigung finden.

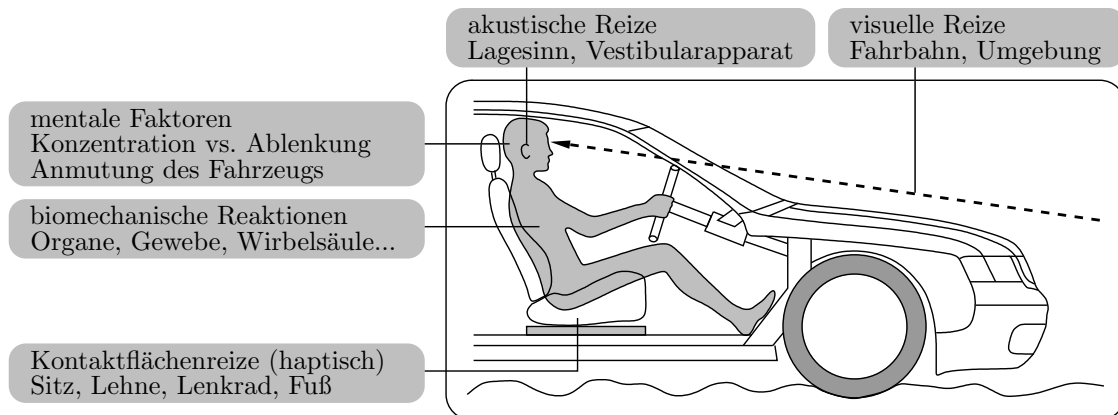


Abb. 1.4: Einflüsse auf das (individuelle) Komforturteil

Auch visuelle Reize der Oberflächenstruktur der Fahrbahn und der Umgebung können den Beurteilungsprozess beeinflussen. So ist beispielsweise bekannt, dass Schwingungen bis ca.  $2\text{Hz}$  optisch wahrgenommen werden [7].

Sehr stark individuell sind die biomechanischen Reaktionen eines jeden Fahrers auf die jeweilige Anregung. Spezifische Größen wie das Alter, das Geschlecht, der Körperbau und viele mehr prägen das „Schwingungssystem Mensch“.

Mentale Faktoren sind ebenfalls als wesentliche Einflussgrößen für die Komfortbewertung zu nennen. Hierzu zählen Attribute des Komforts (des „Gefallens“) wie die Anmutung, das „Flair“ oder das „Image“ des Fahrzeugs. Aber auch situationsbezogene Randbedingungen, wie die Konzentration oder die Ablenkung des Fahrers werden der Gruppe der mentalen Faktoren zugeordnet.

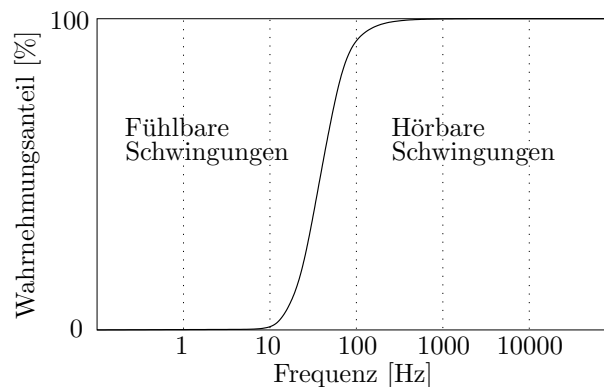


Abb. 1.5: Wahrnehmungsanteile Haptik vs. Akustik nach [6]

Eine Modellierung all dieser (individuell verschiedenen) Einflussgrößen ist nicht möglich

und wäre auch für die objektive, nicht individuelle Komfortbewertung kaum zielführend. Gerade mentale Faktoren besitzen wenig Informationsgehalt hinsichtlich der tatsächlich eingeleiteten Vibrationen und werden somit im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Biomechanischen Reaktionen als Antwort auf die Anregung durch das Oberflächenprofil der Fahrbahn sind individuell stark verschieden. Ihr Einfluss auf die Wahrnehmung ist weitestgehend unbekannt. Sie können folglich nur dann unberücksichtigt bleiben, wenn entweder die Testpersonen einen ähnlichen Körperbau aufweisen, oder wenn ein Absolutabgleich auf Basis einheitlicher Zielvorgaben zwischen den Probanden stattgefunden hat („Kalibrierung“ der Probanden).

Unter Berücksichtigung dieser Randbedingungen können nur Testpersonen eingesetzt werden, die in der Lage sind sich ausschließlich auf die haptische Wahrnehmung (Kontaktflächenreize) zu konzentrieren. Mentale Faktoren, akustische Reize und visuelle Reize der Umgebung dürfen keine Rolle spielen. Aufgrund dieser Anforderung, wurden in den durchgeführten Experimenten nur geübte Beurteiler zu Rate gezogen.

Ein Großteil der Versuche wurde auf dem Flachbahn-Komfortprüfstand (siehe Kapitel 6.1) durchgeführt. Dies hatte zur Folge, dass der Testperson keinerlei Informationen über die tatsächliche Anregung vorlagen und somit eine Absolutbewertung des Übertragungsverhaltens des Fahrzeugs nicht möglich war. Diese grundlegende Erkenntnis bedingt, dass alle Untersuchungen am Prüfstand als Relativvergleich zwischen verschiedenen Anregungssignalen ausgelegt werden müssen. Auf die Festlegung eines Absolutpegels wird im Kapitel 7.2 näher eingegangen.

Bisher wurden die auszuwertenden Messsignale nicht näher definiert. Wie schon oben formuliert, handelt es sich dabei um die Schnittstellensignale zwischen Mensch und Fahrzeug auf der Sitzfläche, an der Rückenlehne, an den Füßen und am Lenkrad jeweils in den drei Raumrichtungen  $x, y$  und  $z$ . Neben diesen rein translatorischen Komponenten gibt es die rotatorischen Anteile, Nicken, Wanken und Gieren.

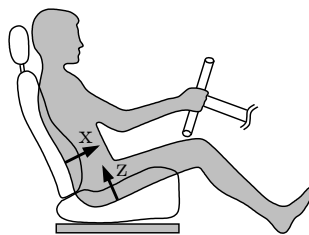


Abb. 1.6: Koordinatendefinition der Messpunkte

In der vorliegenden Arbeit wird von der Annahme ausgegangen, dass der überwiegende Teil des Komfortempfindens auf die translatorischen Beschleunigungssignale auf dem Sitz in  $z$ -Richtung sowie an der Rückenlehne in  $x$ -Richtung zurückzuführen ist (siehe Abb. 1.6). Diese Annahme geht einher mit Untersuchungen nach Klingner [8], der den Einfluss verschiedener Anregungspunkte auf das Schwingungskomfortempfinden untersuchte (siehe Abb. 3.1). Griffin [9] konnte zeigen, dass die durch Wanken und Nicken hervorgerufenen translatorischen Anteile schon in einigen Zentimetern Abstand vom Drehpunkt das Schwingungsempfinden dominieren. Die rotatorischen Komponenten werden somit nicht berücksichtigt.

Tab. 1.2 fasst die Annahmen und Einschränkungen dieses Abschnitts kurz zusammen.

Testpersonen	⇒	Experten
Messsignale	⇒	Beschleunigungen - Sitzkissen, z-Richtung - Rückenlehne, x-Richtung
Urteil	⇒	Relativbewertung

Tab. 1.2: Annahmen und Einschränkungen

## 1.5 Anregungsquellen

Die gemessenen Beschleunigungssignale auf dem Sitz in z-Richtung als auch an der Rückenlehne in x-Richtung stellen eine Summation von Schwingungsbestandteilen unterschiedlichen Ursprungs dar (siehe Abb. 1.7).

Externe Anregungen bezeichnen dabei die von außen eingprägten Unebenheiten durch das Höhenprofil der Fahrbahn.

Interne Anregungen entstammen dem Fahrzeug selbst, einerseits durch das Aggregat, andererseits durch den Rad-Reifen-Komplex [10].

Die rotierenden Massen des Motors erzeugen, abhängig von der Lage und der Anzahl der Zylinder, resultierende Lagerkräfte. Im stationären Fall handelt es sich dabei um rein periodische Signale entsprechend den Vielfachen der Motorordnung, was im Campbell-Diagramm besonders anschaulich wird ([11],[10]). Dynamische Vorgänge (z.B. abrupter Gaswechsel), erzeugen zudem transiente Anregungen mit anschließendem Ausschwingvorgang.

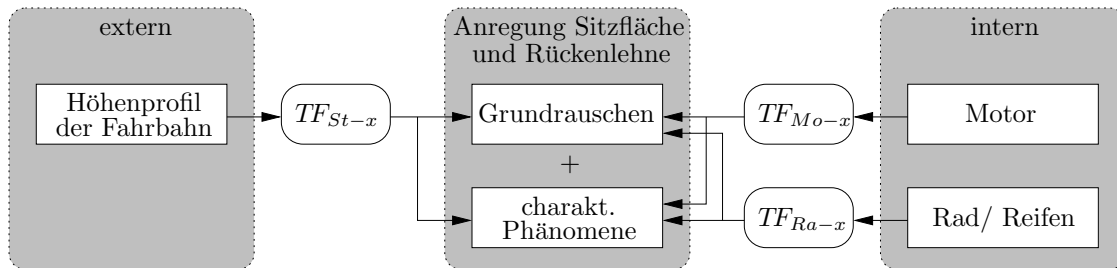


Abb. 1.7: Anregungsquellen

Durch Ungleichförmigkeiten am Rad-Reifen-Komplex ergeben sich Schwingungsanregungen, welche über die Radaufhängungen in die Karosserie eingeleitet werden. Im Falle eine Unwucht entstehen so Vertikalkräfte  $F_U = m_w r_U \omega^2 \sin \omega t$  bei einer Frequenz von  $f = v/2\pi R$  (siehe Abb. 1.8), wobei  $v$  die translatorische Geschwindigkeit und  $R$  den dynamischen Radius des Rades darstellt [10]. Liegen der geometrische Mittelpunkt  $M$  des Rades und der Durchstoßpunkt  $A$  der Achse nicht aufeinander, spricht man von Höhenschlag (siehe Abb. 1.8). Durch Diesen entstehen Anregungen der ersten und zweiten Radordnung [10]. Aufgrund von Fertigungstoleranzen des Reifens kann es vorkommen, dass die in Abb. 1.8 dargestellten Elementarfedern unterschiedlich sind. Dabei entstehen wiederum harmonische Anregungen, welche über das Feder-Dämpfer-System in den Fahrzeugaufbau eingeleitet werden (siehe Abb. 1.8).

Auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne ist die Summation all dieser Schwingungsanteile wirksam. In der vorliegenden Arbeit wird bei der Anregung zwischen dem Anteil des „Grundrauschens“ sowie verschiedenen „charakteristischen Ereignissen“ unterschieden. Die Auswertungen erfolgen nur anhand der Komfortbewertungspunkte im Innenraum. Aufgrund des somit nicht berücksichtigten Übertragungsverhaltens vom Rad zu den Schnittstellen zwischen

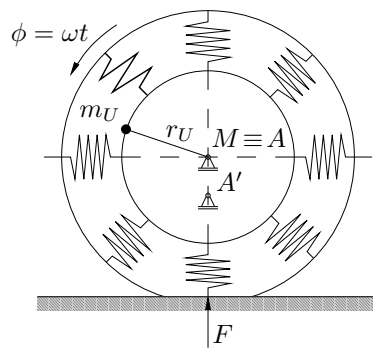


Abb. 1.8: mögliche Ungleichförmigkeiten des Rad-Reifen-Komplexes

Mensch und Fahrzeug, sind die Ursachen der Schwingungen, wie sie oben geschildert wurden, nicht ermittelbar. Sind im Signal beispielsweise harmonische Anteile enthalten, können diese vom Oberflächenprofil der Fahrbahn, vom Rad-Reifen-Komplex oder vom Motor herrühren. Für eine Relativbewertung, wie sie in der Entwicklung meist für den Vergleich bekannter Variationsumfänge angewendet wird, ist diese Herangehensweise jedoch zweckmäßig.

## 1.6 Aufbau der Arbeit

Abb. 1.9 gibt einen Überblick der Struktur der vorliegenden Arbeit.

Nach einer Einleitung im Kapitel 1 werden im Kapitel 2 zunächst physiologische Grundlagen zur Wahrnehmung des Menschen erläutert. Da der Mensch keinen Vibrationssinn besitzt, erfolgt die Detektion von Vibrationsreizen vorwiegend über die Mechanorezeptoren der Haut und den Vestibularapparat. Im Anschluss an diese physiologischen Betrachtungen wird auf wesentliche Aspekte der Neurobiologie eingegangen. Dabei wird besonders der zwingende Zusammenhang zwischen dem Bewusstwerden eines Reizes und dessen Wahrnehmung beleuchtet. Das Kapitel schließt mit einem Überblick verschiedener Untersuchungen zur Beanspruchung der menschlichen Skelettstruktur sowie verschiedener Organe durch mechanische Schwingungen.

Im Kapitel 3 werden zahlreiche Ansätze auf dem Gebiet der Schwingungskomfortobjektivierung vorgestellt. Neben korrelativen Ansätzen, welche im Wesentlichen auf der VDI-Norm 2057-1 bzw. ihrem internationalen Pendant ISO 2631-1 beruhen, gewinnt in jüngster Zeit die Simulation des statischen und dynamischen Sitzkomforts auf Basis von Modellen des menschlichen Körpers zunehmend an Bedeutung.

Aus diesen Betrachtungen werden in der vorliegenden Arbeit wesentliche Untersuchungsschwerpunkte zur Bewertung des Schwingungskomforts auf instationären Strecken abgeleitet.

Die Charakterisierung „realer Strecken“ sowie deren mathematische Beschreibung bilden den Inhalt des Kapitels 4. Dies ist eine wesentliche Grundlage für die Generierung der im Folgenden eingesetzten künstlichen Anregungssignale am Prüfstand.

In der Psychoakustik gibt es bereits zahlreiche Erkenntnisse zur Filterung akustisch relevanter Signalbestandteile. Im Kapitel 5 werden einige dieser Erkenntnisse vorgestellt und, aufbauend auf diesen, Untersuchungsansätze für den Vibrationskomfort abgeleitet.

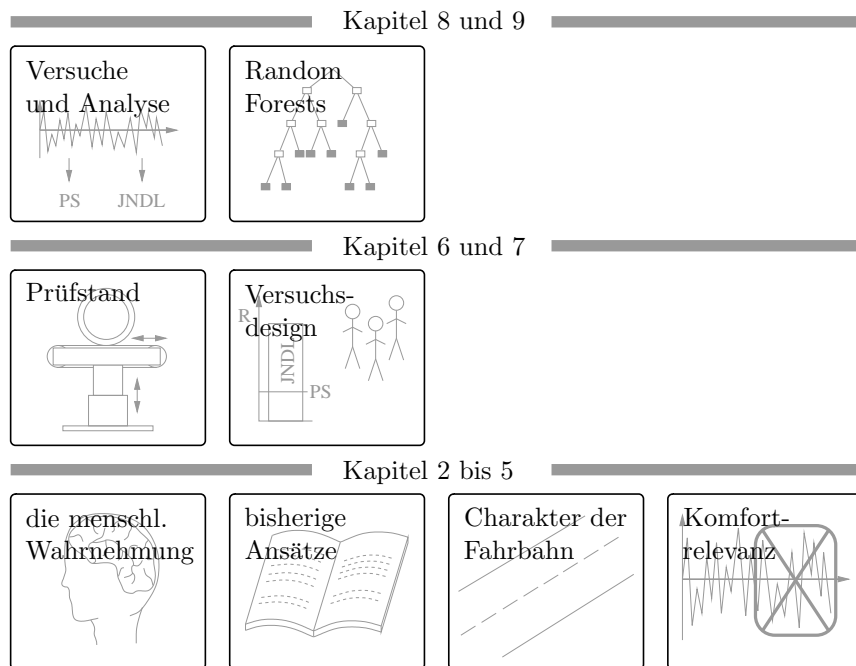


Abb. 1.9: Gliederung der vorliegenden Arbeit

Nach diesen grundlegenden, theoretischen Betrachtungen wird im Kapitel 6 auf den Versuchsaufbau eingegangen. Der eingesetzte Prüfstand stellt eine Kombination einer 4-Stempel-Hydropulsanlage mit vier Flachbandeinheiten dar. Durch die Möglichkeit der Iteration können definierte Anregungen an ausgewählten Stellen des Fahrzeugs erzeugt werden, was die zielgerichtete Untersuchung der im Kapitel 7 diskutierten Schwingungsphänomene erst ermöglicht. Die Ausführungen zur Detektion und Bewertung von Schwingungsreizen bilden hierbei die wesentliche Grundlage.

Die Analyse und Diskussion der Messergebnisse für die untersuchten Signalbestandteile erfolgt im Kapitel 8. Kapitel 9 zeigt mit den Random Forests eine weitere Möglichkeit der Bewertung des Schwingungskomforts auf und gibt damit Anstoß für weitere Arbeiten zur Anwendung moderner Maschinenlernverfahren auf dem Gebiet der Schwingungskomfortobjektivierung.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung der Erkenntnisse im Kapitel 10.

## 2. Die menschliche Wahrnehmung

In der vorliegenden Arbeit soll die Schwingungswahrnehmung des Menschen unter realen Fahrbedingungen untersucht werden. Deshalb werden in diesem Kapitel einige physiologische und psychophysikalische Aspekte der überwiegend taktilen Wahrnehmung erläutert. Es soll zunächst auf die für die Schwingungswahrnehmung zur Verfügung stehenden Mechanorezeptoren sowie auf den Vestibularapparat eingegangen werden. Im weiteren Verlauf wird kurz beschrieben, wie eingehende Reize empfangen, übertragen und verarbeitet werden. Den Abschluss dieses Kapitels bildet ein Überblick zu den aus der Literatur bekannten kritischen Frequenzbereichen verschiedener Organe und Körperteile des Menschen.

### 2.1 Physiologie

Der Mensch besitzt keinen eigentlichen Vibrationssinn [12]. Ein Schwingungsreiz beeinflusst praktisch alle Mechanorezeptoren sowie den Vestibularapparat [13].

#### 2.1.1 Mechanorezeptoren der Haut

Die Haut ist das schwerste Organ des Menschen. Neben Schutzfunktionen gegen Bakterien, chemische Substanzen und Schmutz können durch sie Temperaturen als auch taktile Reize (Verformungen der Haut) wahrgenommen werden [14]. Auch Vibrationen gehören zum Bereich der taktilen Wahrnehmung. Die dafür vorhandenen Rezeptoren werden im Folgenden kurz erläutert.

Dabei bezeichnet der Begriff der Adaption die „Gewöhnung“ an einen eingehenden Reiz. Eine schnelle Adaption bedeutet beispielsweise, dass der Rezeptor nur auf Änderungen des Reizes eine Reaktion zeigt.

**MERKEL-ZELLEN** Die Merkelzellen sind scheibenförmige Rezeptoren, welche in der oberen Hautschicht, der Epidermis angeordnet sind. Sie dienen vorwiegend als Druckrezeptoren und sprechen vor allem auf Frequenzen von  $0,3 - 3Hz$  an [15]. Merkelzellen adaptieren langsam und feuern mit einer zur Reizintensität (Druckstärke) proportionalen Frequenz. Der Begriff des Feuerns beschreibt die Aktionspotentiale der Zelle und wird im Kapitel 2.2 noch genauer erläutert.

**MEISSNER-KÖRPERCHEN** Die Meissner-Körperchen sind in der Dermis (direkt unterhalb der Epidermis) angeordnet und bestehen aus einem Stapel abgeflachter Zellen, durch die sich eine Nervenfasern windet [14]. Sie adaptieren sehr schnell und feuern nur bei Bewegung bzw. Veränderung der Reizstärke. Meissner-Körperchen reagieren vorwiegend auf einen Frequenzbereich von  $3 - 40Hz$ .

**RUFFINI-KÖRPERCHEN** Bei Ruffini-Körperchen handelt es sich um vielfach verzweigte Nervenfasern, die von zylinderförmigen Kapseln umschlossen werden [14] und in der Dermis angeordnet sind. Ruffini-Körperchen sind langsam adaptierende Dehnungsrezeptoren,

welche die Stellung der Gelenke und deren Auslenkungsgeschwindigkeit registrieren. Der empfindlichste Frequenzbereich für Schwingungen liegt zwischen  $15Hz$  und  $400Hz$ .

**PACINI-KÖRPERCHEN** Pacini-Körperchen sind in der Subkutis (Unterhaut) zu finden. Sie sind aus verschiedenen Schichten (zwiebförmig) aufgebaut und gehören zu der Gruppe der schnell adaptierenden Mechanorezeptoren der Haut [16]. Pacini-Körperchen reagieren auf einen Frequenzbereich von  $10Hz$  bis circa  $500Hz$ .

Rezeptor	Wahrnehmung	Frequenzbereich
Merkel-Zellen	Druck	$0,3 - 3Hz$
Meissner-Körperchen	Zittern	$3 - 40Hz$
Ruffini-Körperchen	Summen	$15 - 400Hz$
Pacini-Körperchen	Vibration	$10 - 500Hz$

Tab. 2.1: Mechanorezeptoren der Haut nach [14]

### 2.1.2 Der Vestibularapparat

Der Vestibularapparat ist das Gleichgewichtsorgan des Menschen. Angeordnet im Innenohr, besteht er aus drei orthogonal zueinander stehenden Bogengängen, die mit Lymphflüssigkeit gefüllt sind, sowie Sacculus und Utriculus.

Drehbewegungen in den drei Raumrichtungen werden über die Bogengänge detektiert. Durch die Trägheit der Lymphe entsteht eine Relativbewegung dieser zu den Gefäßwänden, was eine Auslenkung von Sinneshäärchen zur Folge hat.

Sacculus und Utriculus erfassen lineare Beschleunigungen des Körpers im Raum. Auch sie stehen senkrecht zueinander, so dass der Sacculus auf vertikale und der Utriculus auf horizontale Beschleunigungen anspricht [17].

Der Vestibularapparat ist in der Lage, sehr tieffrequente Schwingungen zu detektieren. So werden zum Beispiel Kinetosen (Seekrankheit, Reisekrankheit) auf den Unterschied der im Innenohr wahrgenommenen Beschleunigungen zu den Eindrücken anderer Sinnesorgane (z.B. Augen) zurückgeführt [18].

## 2.2 Vom Reiz zur Wahrnehmung

Bisher wurde nur beschrieben, auf welche Organe Schwingungsreize einwirken. Wie entsteht aber aus diesen äußeren Anregungen letztendlich die Wahrnehmung? Dieser Prozess wird im Folgenden am Beispiel der Mechanorezeptoren beschrieben, ist jedoch in analoger Weise auf die Sinneshäärchen im Vestibularapparat übertragbar.

Abhängig von der Intensität des Reizes ergibt sich als unmittelbare Folge ein Rezeptorpotential (siehe Abb. 2.1). Sobald diese membranelektrische Reaktion einen bestimmten Schwellwert überschreitet, erfolgt ein Aktionspotential (der Rezeptor „feuert“), welches eine frequenzmodulierte Codierung aufweist [19]. Die Amplitude der Impulse ist unabhängig von der Stärke des Reizes („Alles-oder-Nichts-Gesetz“ = digitales Verhalten). Ein andauernder konstanter Reiz zieht eine Abnahme des Rezeptorpotentials und damit der Impulsfrequenz der Aktionspotentiale nach sich. Dieser Vorgang wird als Adaption bezeichnet.



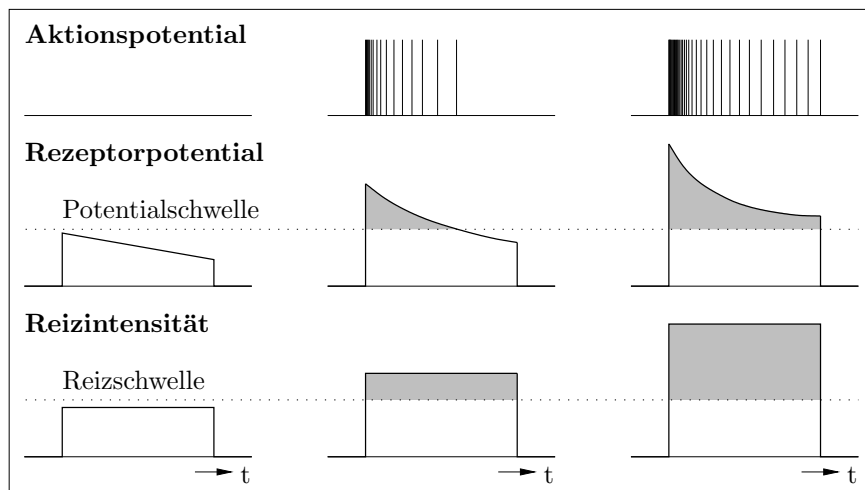


Abb. 2.1: vom Reiz zum Aktionspotential für unterschiedliche Reizintensitäten nach [20]

Über die Nervenfasern werden die Aktionspotentiale zum Gehirn weitergeleitet. Die Neurobiologie spricht erst dann von einer Wahrnehmung, wenn die Signale Empfindungen auslösen und somit bewusst werden. Die unzähligen auf den Menschen einströmenden Sinneseindrücke können nur selektiv wahrgenommen werden. Eine derartige Reizfilterung erfolgt auf unterschiedlichen Ebenen der Reizverarbeitung: bereits im Sinnesorgan, im Verlauf der Weiterleitung der Erregung zum Gehirn oder aber im Zentralnervensystem. Selektive Wahrnehmung beruht auf dem grundlegendem Mechanismus des menschlichen Gehirns, ständig auf der Suche nach Mustern und Strukturen zu sein.

Diese neurobiologischen Kenntnisse sind natürlich auch auf die Schwingungswahrnehmung übertragbar. Es können nicht alle Informationen der Schnittstellensignale auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne in das Bewusstsein des Menschen vordringen. Nur charakteristische Muster werden als relevanter Bestandteil der Beurteilung abgespeichert.

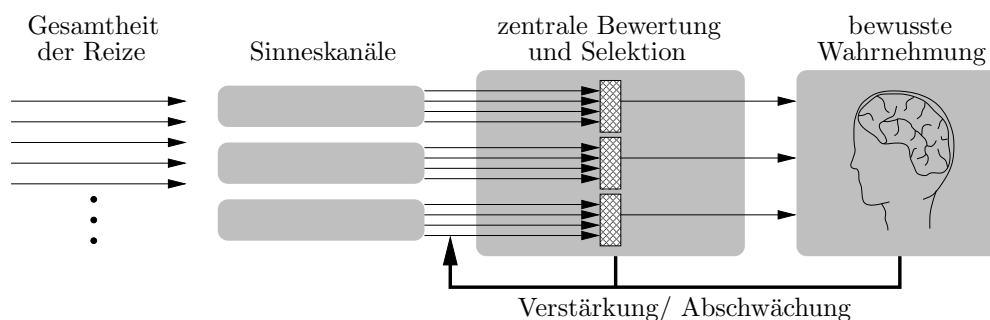


Abb. 2.2: selektive Wahrnehmung dominanter Reize

Eine weitere wesentliche Annahme dieser Arbeit ist, dass zu jedem Zeitpunkt nur der dominante Reiz in die Bewertung einbezogen wird. Diese These wird in [21] gestützt, wo darauf hingewiesen wird, „dass der Grad der Interferenz (Störung) zwischen zwei Aufgaben von der zerebralen<sup>1</sup> Distanz der dabei beteiligten Analysatoren abhängt. Je mehr sich diese überlappen (also gemeinsame Ressourcen benützen), um so größer die Interferenz.“.

Dies bedeutet also, dass Reize, die verschiedene Sinne ansprechen, durchaus parallel verar-

<sup>1</sup>Distanz der zuständigen Gehirnareale

beitet werden können. Dagegen ist ein einzelner Sinneskanal nicht in der Lage, gleichzeitig Informationen aufzunehmen (siehe Abb. 2.2). Als Beispiel wird in [21] aufgeführt, dass es einer Versuchsperson möglich ist eine Rechenoperationen sowie eine Handgeschicklichkeitsaufgabe gleichzeitig durchzuführen („geteilte Aufmerksamkeit“). Dagegen konnten dieselben Rechenoperationen nicht mehr durchgeführt werden, wenn gleichzeitig Wahlreaktionen auf visuell dargebotene Zahlen erfolgen sollten.

Da die Schwingungsbewertung aufgrund paralleler Signale auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne eine stark überlappende Aufgabe darstellt, ist die Annahme der seriellen Verarbeitung der momentan dominanten Reize gerechtfertigt.

Die wesentlichen Punkte dieses Kapitels sind in Tab. 2.2 zusammengefasst.

---

Selektive Wahrnehmung des Menschen durch Reizfilterung  
Wahrnehmung nur eines Schwingungsreizes zu jedem Zeitpunkt

---

Tab. 2.2: Neurobiologische Grundlagen

### 2.3 Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen

In den vorhergehenden Abschnitten wurde erläutert, wie ein Schwingungsreiz wahrgenommen wird. Dieser Abschnitt soll Erkenntnisse auf dem Gebiet der Beanspruchung des menschlichen Körpers durch mechanische Schwingungen zusammenfassen.

Die Beanspruchung des Menschen resultiert aus den auf ihn einwirkenden Belastungen (Amplitude, Frequenz, Stoßhaltigkeit,...) gepaart mit individuellen Voraussetzungen (Alter, Geschlecht, Konstitution,...) [13].

Der Mensch ist nicht in der Lage, auf jegliche Schwingungsanregung mit sinnvollen Reaktionen zu antworten [12]. Dupuis et al. konnten auf Grundlage von Elektromyogrammen nachweisen, dass bei sinusförmigen oder periodischen Anregungen eine aktive dynamische Muskelarbeit geleistet wird, was der Stabilisierung des Körpers dient [22]. Bei stochastischen Schwingungen hingegen, ist der Anteil dynamischer Muskelarbeit sehr gering. Hier kommt es mangels eines Verhaltensmusters zu ständiger statischer Muskelanspannung ohne Erholungsphasen. Dies verändert die Resonanzfrequenzen in verschiedenen Körperbereichen und dient zudem als Abwehrreaktion gegen nicht vorhersehbare Schwingungskomponenten. Aus diesen Erkenntnissen schließen Dupuis et al., dass der Mensch stochastischen Schwingungen gegenüber empfindlicher reagiert als gegenüber Sinusschwingungen gleichen Effektivwerts.

Durch die Muskelaktivität wird die Skelettstruktur entlastet sowie der Resonanzbereich innerer Organe beeinflusst. Vor allem die Wirbelsäule ist Gegenstand zahlreicher Forschungen, da dem Druck in den Bandscheiben ein großer Anteil am Diskomfortempfinden zugeschrieben wird. Besonders die Lendenwirbelsäule wird bei vertikaler Schwingungseinwirkung im Sitzen stark belastet. So ist der Druck in den Bandscheiben L3/L4 im Sitzen um fast 50% größer als im Stehen [23].

Aktuelle Forschungen nutzen zunehmend die Möglichkeiten der Simulation, um basierend auf Finite-Elemente-Modellen Vorhersagen über die Verformung der Bandscheiben und der Wirbelkörper treffen zu können (siehe [24], [25], [26], [27], [28]).

Das Schwingungsverhalten der inneren Organe kann, wie oben schon erwähnt, durch die

Muskulatur beeinflusst werden. Besonders dem Magen wird besondere Aufmerksamkeit gegeben, da man auch diesem einen sehr großen Einfluss auf das Diskomfortempfinden zuschreibt. Dupuis und Christ [29] zeigten, dass die Resonanzkurven des Magens individuell starke Unterschiede aufweisen, was auf verschiedene Magenformen und Ausprägungen der Magen- und Bauchmuskulatur zurückgeführt wird. Die Resonanzspitze lag jedoch für alle Versuchspersonen im Bereich von  $4 - 5\text{Hz}$ .

Abb. 2.3 gibt einen Überblick, wo die Resonanzfrequenzen ausgewählter Körperteile des Schwingungssystems „Mensch“ liegen. Die Breite der Frequenzbereiche ergibt sich aus der Zusammenfassung der Untersuchungen unterschiedlicher Autoren ([30], [31], [32], [33], [34]). In [35] wird darauf hingewiesen, dass die Ergebnisse teilweise erheblichen Streuungen unterliegen. Dies ist unter anderem auf unterschiedliche Messmethoden zurückzuführen. Auch konnte durch das zum Teil noch hohe Gewicht der Messsysteme eine Rückwirkung auf das Messobjekt nicht ausgeschlossen werden.

Es sei zudem erwähnt, dass es sich bei der bloßen Analyse der Resonanzfrequenzen um eine rein mechanische Betrachtungsweise handelt und der Zusammenhang zur tatsächlichen Wahrnehmung weitestgehend unbekannt ist.

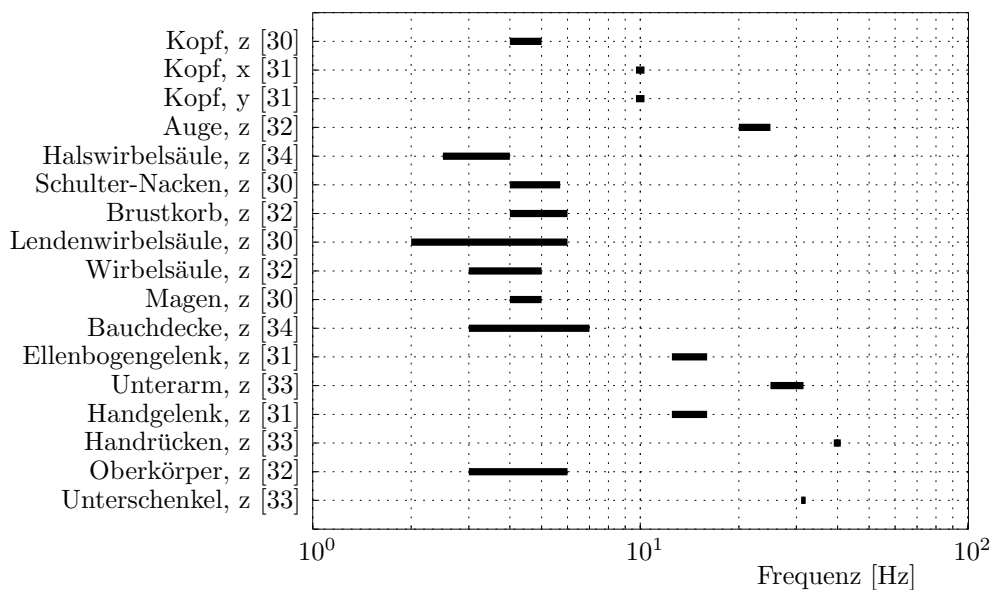


Abb. 2.3: Resonanzbereiche verschiedener Organe und Körperteile

Allgemein wird trotz allem davon ausgegangen, dass kritische Frequenzbereiche bzgl. der Resonanzen von Körperteilen auch für die Wahrnehmung eine entscheidende Rolle spielen. Diese Annahmen sollen in die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Experimente einfließen.

In Abb. 2.3 ist auffällig, dass die Resonanzen vieler Organe um  $3 - 7\text{Hz}$  liegen. Dieser Bereich entspricht auch nach VDI 2057-2 den am stärksten gewichteten Frequenzen für den sitzenden Menschen bei Anregung in z-Richtung.

Der überwiegende Teil der Ergebnisse wurde mittels harmonischer Anregung in der entsprechenden Richtung ermittelt. Die Übertragbarkeit auf regellose und ungleichmäßig regellose Schwingungen, wie sie im realen Fahrbetrieb auftreten, ist weitestgehend unbekannt.



## 3. Wissensstand

Dieses Kapitel soll einen Überblick geben, welche Ansätze im Bereich der Komfortbewertung von Schwingungen bereits existieren. Aufgrund unzähliger Arbeiten auf diesem Wissensgebiet kann hierbei kein Anspruch auf Vollständigkeit bestehen. Es wird jedoch versucht, einen möglichst breiten Einblick in verschiedenen Herangehensweisen zur Objektivierung des Schwingkomforts zu geben.

Eine grobe Gliederung unterschiedlicher Ansätze wurde bereits in Abb. 1.2 gegeben. Neben korrelativen Ansätzen, welche von Messsignalen auf dem Sitz oder an anderen Komfortpunkten auf ein Objektivurteil schließen, existieren auch Menschmodelle, welche zunächst die Kräfte und Momente im menschlichen Körper berechnen. Die Kette hin zu einem Komforturteil ist hier allerdings noch nicht geschlossen (siehe auch Abschnitt 1.3). Basis zahlreicher Untersuchungen bildet die VDI-Norm 2057-1 [36] bzw. ihr internationales Pendant ISO 2631-1 [5]. Diese Normen werden im folgenden Kapitel vorgestellt, bevor auf bestehende korrelative Ansätze und Menschmodelle eingegangen wird. Im letzten Abschnitt dieses Kapitels soll die Anwendbarkeit der Ansätze auf Messsignale aus realen Straßenmessungen diskutiert werden.

### 3.1 Normen

Maßgebliche Normen auf dem Gebiet der Ganz-Körper-Schwingungen sind die VDI-Norm 2057-1 [36] und ihr internationales Pendant ISO 2631-1 [5]. Sie beschreiben eine Methode zur objektiven Bewertung von Beschleunigungssignalen, welche an den Schnittstellen zwischen dem Menschen und der schwingungsinduzierenden Fläche aufgenommen wurden.

Die nachfolgenden Ausführungen beschränken sich auf das Kriterium „Wohlbefinden“ für den sitzenden Menschen im Frequenzbereich von  $0,5Hz$  bis  $80Hz$ . In den Normen wird auch auf andere Körperhaltungen sowie gesundheitsbeeinflussende Schwingungen eingegangen, was jedoch für die vorliegende Arbeit nicht relevant ist.

Alle Betrachtungen basieren auf dem Effektivwert  $\tilde{a}_w$  der frequenzbewerteten Beschleunigung  $a_w(t)$ . Die frequenzbewertete Beschleunigung  $a_w(t)$  entsteht durch die Wichtung des Spektrums  $A(f)$  des Messsignals mit einer messpunkt- und richtungsabhängigen Filterfunktion  $W(f)$  (siehe Tab. 3.1).

Liegt eine mehrachsige Einpunktanregung vor, muss  $\tilde{a}_w$  für jede Schwingungsrichtung berechnet werden. Durch den Vektorbetrag werden die mit  $k_x$ ,  $k_y$  und  $k_z$  gewichteten Einzelwerte zu einem Wert  $\tilde{a}_{wv}$  zusammengefasst (siehe Tab. 3.1).

Für eine mehrachsige Mehrpunktanregung kann durch erneute Vektorbetragsbildung aller  $\tilde{a}_{wv_i}$  der Anregungspunkte ein Gesamtwert der an unterschiedlichen Wirkflächen des Körpers eingeleiteten Schwingungen berechnet werden. Gilt für einen Einleitungspunkt  $i0$   $\tilde{a}_{wv_{i0}} < 0,25max(\tilde{a}_{wv_i})$  so kann dieser in der Berechnung vernachlässigt werden. Das gilt auch für eine einzelne Schwingungsrichtung  $SR$ , wenn  $\tilde{a}_{w_{SR}}$  25% des Maximalwertes einer

einachsige Einpunktanregung																				
$\tilde{a}_w = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt}$ $a_w(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} A(f)W(f)e^{j\omega t} dt$																				
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Messort</th> <th>Richtung</th> <th>Filter</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sitzfläche</td> <td>z</td> <td><math>W_k</math></td> </tr> <tr> <td></td> <td>x,y</td> <td><math>W_d</math></td> </tr> <tr> <td>Rückenlehne</td> <td>x</td> <td><math>W_c</math></td> </tr> <tr> <td>Fußplattform</td> <td>x,y,z</td> <td><math>W_k</math></td> </tr> <tr> <td>Rotation</td> <td><math>r_x, r_y, r_z</math></td> <td><math>W_e</math></td> </tr> </tbody> </table>	Messort	Richtung	Filter	Sitzfläche	z	$W_k$		x,y	$W_d$	Rückenlehne	x	$W_c$	Fußplattform	x,y,z	$W_k$	Rotation	$r_x, r_y, r_z$	$W_e$	
Messort	Richtung	Filter																		
Sitzfläche	z	$W_k$																		
	x,y	$W_d$																		
Rückenlehne	x	$W_c$																		
Fußplattform	x,y,z	$W_k$																		
Rotation	$r_x, r_y, r_z$	$W_e$																		
mehrachsige Einpunktanregung																				
$\tilde{a}_{wv} = \sqrt{k_x^2 \tilde{a}_{wx}^2 + k_y^2 \tilde{a}_{wy}^2 + k_z^2 \tilde{a}_{wz}^2}$	Messort	Richtung	Faktor																	
	Sitzfläche	x,y,z	1,00																	
Rückenlehne	x	0,80																		
	y	0,50																		
	z	0,40																		
mehrachsige Mehrpunktanregung																				
$\tilde{a}_{wvges} = \sqrt{\tilde{a}_{wv_1}^2 + \tilde{a}_{wv_2}^2 + \dots + \tilde{a}_{wv_n}^2}$	$\tilde{a}_{wvges} [m/s^2]$	Diskomfortlevel																		
	< 0,315	nicht unkomfortabel																		
0,315 bis 0,63	etwas unkomfortabel																			
0,5 bis 1	merklich unkomfortabel																			
0,8 bis 1,6	unkomfortabel																			
1,25 bis 2,5	sehr unkomfortabel																			
> 2	extrem unkomfortabel																			

Tab. 3.1: Berechnung der bewerteten Schwingstärke  $\tilde{a}_w$  nach [36]

anderen Achse am selben Einleitungspunkt unterschreitet.

Ein Bezug des berechneten Gesamtwertes  $\tilde{a}_{wvges}$  zum Komfortempfinden ist in Tab. 3.1 ersichtlich. In den Normen wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass es sich dabei nur um grobe Richtwerte handelt, da das tatsächliche Diskomfortempfinden auch von anderen Faktoren, wie der Erwartung, der Temperatur oder vom Geräuschpegel abhängt.

Neben der bewerteten Schwingstärke beinhalten die Normen noch weitere Berechnungsgrößen, wie den gleitenden Effektivwert oder den Crestfaktor. Diese dienen der Bewertung

von kurzzeitigen Beurteilungszeiträumen bzw. stoßhaltigen Schwingungen. Der gleitende Effektivwert  $\tilde{a}_{w\tau}$  wichtet auch zurückliegende Bestandteile des Zeitsignals über die Abklingkonstante  $\tau$ .

$$\tilde{a}_{w\tau} = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{\xi=0}^t a_w^2(\xi) e^{\frac{\xi-t}{\tau}} d\xi} \quad (3.1)$$

Der Crestfaktor bildet das Verhältnis aus der Maximalamplitude zum Effektivwert des Signals.

Mit der bewerteten Schwingstärke  $\tilde{a}_{wvges}$  ist es gelungen, eine einheitliche Berechnungsgröße zur Beurteilung von Schwingungsphänomenen zur Verfügung zu stellen.

Da die Filterfunktionen jedoch auf Basis einzelner Sinusschwingungen ermittelt wurden, ist eine Übertragbarkeit auf überlagerte Sinusschwingungen oder stochastische Anregungen zunächst fragwürdig. In den Normen wird lediglich davon ausgegangen, dass stochastische Anregungen bei gleichem Effektivwert als stärker empfunden werden als harmonische Anregungen. Untersuchungen ([37], [38], [39]) hierzu zeigen, dass die entsprechend den Normen gewichteten Parameter für Lenkradvibrationen höhere Korrelationskoeffizienten mit den subjektiven Qualitätsurteilen aufweisen als spektral ungewichtete Parameter. Dieses Ergebnis ließ sich jedoch nicht auf Sitzvibrationen übertragen. Hier konnten erst durch eine Begrenzung des Frequenzbereichs auf ein Intervall um die dominanten Motorordnungen signifikante Korrelationskoeffizienten bestimmt werden. Es wird somit deutlich, dass die Bewertung von stochastischen Anregungen entsprechend den Normen VDI 2057-1 bzw. ISO 2631-1 nicht in jedem Fall mit den Urteilen von Testpersonen in Einklang zu bringen ist.

Die Beurteilung stoßhaltiger Schwingungsphänomene ist durch ein rein spektrales Verfahren nicht möglich. Hierfür definieren die Richtlinien den Crestfaktor  $C_F$ , welcher die Maximalamplitude des Signals ins Verhältnis zu dessen Effektivwert setzt. Weder die Anzahl der Stöße, noch deren Verteilung im Zeitsignal finden Eingang in die Bewertung. Es wird somit nicht davon ausgegangen, dass der Crestfaktor ein ausreichendes Maß für die Bewertung der Stoßhaltigkeit einer Anregung darstellt.

Es sei noch erwähnt, dass in der VDI 2057-1 bis 1987 nicht die bewertete Schwingstärke, sondern der K-Wert Anwendung fand. Der Wechsel hin zur bewerteten Schwingstärke diente der Anpassung an die internationale Norm ISO 2631-1 und ging einher mit einer Erweiterung der Bewertungsfilter für zusätzliche Anregungspunkte und -richtungen. Die Umrechnung des K-Wertes in die bewertete Schwingstärke kann [40] entnommen werden.

### 3.2 Korrelative Ansätze

Es gibt zahlreiche Berechnungsansätze, welche auf Basis der Kennwerte aus der VDI-Norm 2057-1 bzw. der ISO 2631-1 den Gesamtschwingungskomfort oder auch einzelne Komponenten dessen bewerten.

Cucuz [41] untersucht die Einwirkung regelloser vertikaler Schwingungen im Frequenzbereich  $0,5Hz$  bis  $20Hz$ . Er bestimmt Bewertungsfaktoren zu den K-Werten für verschiedene

Einleitungspunkte in z-Richtung, welche er aus berechneten Bewertungsfunktionen ableitet. Desweiteren gibt er eine Wichtung der Einleitungsstellen auf das Komfortempfinden von  $\text{Sitz}(z) : \text{Fuß}(z) : \text{Hand}(z) = 100 : 13,6 : 6,2$  an.

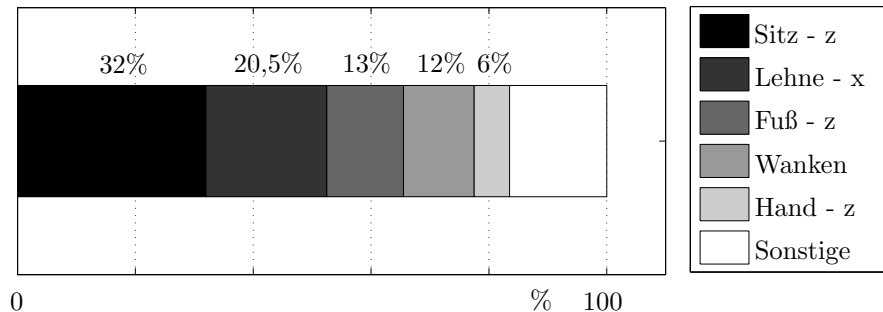


Abb. 3.1: Einfluss der Einleitungsstellen auf das Komfortempfinden (nach [8])

Klingner [8] erweitert den Ansatz von Cucuz um zahlreiche Anregungspunkte und -richtungen. Er berücksichtigt auch die rotatorischen Komponenten Wanken und Nicken. Nach Griffin [9] überwiegen jedoch die durch die Rotation hervorgerufenen translatorischen Komponenten schon in einigen Zentimetern Abstand vom Drehpunkt das Schwingempfinden. Auch Klingner gibt die prozentualen Anteile der Einleitungsstellen an der Gesamtwahrnehmung an (siehe Abb. 3.1), welche durch den Bezug der quadrierten Einzelschwingstärken auf die quadrierte Gesamtschwingstärke berechnet wurden. Der hohe Einfluss des Wankens ist auf das verwendete Versuchsfahrzeug zurückzuführen, welches eine gegenüber durchschnittlichen Fahrzeugen größere Wankneigung besaß [42]. Die berechneten Anteile an der Gesamtwahrnehmung sind anregungs- und fahrzeugspezifisch. Eine Übertragbarkeit auf beliebige Straßenprofile und unterschiedliche Fahrzeuge ist somit nicht gegeben und bedarf weiterer Untersuchungen.

Mit den Ausführungen zu Cucuz und Klingner wurden zwei Ansätze vorgestellt, welche eine Bewertung im Frequenzbereich vornehmen. In zahlreichen Veröffentlichungen ([43], [44], [32], [45]) wird jedoch erwähnt, dass auch das Zeitverhalten entscheidenden Einfluss auf die subjektive Bewertung hat. Sofort einleuchtend ist dies bei impulshaltigen Signalen, da Einzereignisse im Spektrum nicht sichtbar werden. Aufgrund der fehlenden Zeitinformation sind Frequenzspektren streng genommen nur auf stationäre Signale, also Signale deren Informationsgehalt zeitunabhängig ist, anwendbar. Mitschke definiert solche Anregungsformen als „gleichmäßig regellos“ [46]. Ungleichmäßig regellose Signale ändern ihren Charakter abhängig von der Zeit - sie sind instationär. Beschreiben lässt sich die Stoßhaltigkeit über den Crestfaktor. Wie schon zuvor beschrieben, beinhaltet dieser Wert keinerlei Information über die Häufigkeit der Impulse. Zudem wird ausschließlich ein Verhältnis unabhängig von der absoluten Höhe des Impulses angegeben. Die Anwendbarkeit des Faktors bzgl. einer Aussage zum subjektiven Empfinden wird demnach angezweifelt (siehe auch [13]).

Eine weitere Größe zur Beschreibung von Impulsen ist das Stoßmaß nach Scheibe [34]. Es setzt die Auftrittswahrscheinlichkeit der Amplituden des Messsignals, welche größer der dreifachen Standardabweichung sind, mit der entsprechenden Auftrittswahrscheinlichkeit eines Gaußsignals ins Verhältnis. Ergeben sich hierbei Werte größer Eins, wird von einem stoßhaltigen Signal gesprochen.

Eine sehr interessante Arbeit zur Bewertung instationärer Anregungen bilden die Untersuchungen von Hennecke [32]. Er berücksichtigt neben den Frequenzeigenschaften, charakteri-



siert über den K-Wert aus der VDI2057-1, auch die Amplitudeneigenschaften des Zeitsignals. Beschrieben wird dies über den sogenannten Instationaritätsfaktor  $IF$ , welcher die vierte Wurzel aus dem Verhältnis der Kurtosis  $\beta$  des Signals zur Kurtosis  $\beta_{sin}$  einer Sinusschwingung darstellt (siehe auch Abschnitt 4.1). Bei Vorliegen einer reinen Sinusschwingung ergibt sich demnach ein Faktor von eins, was nach Formel 3.2 einer reinen Bewertung nach VDI bzw. ISO entspricht. Für eine gaußverteilte stochastische Anregung beträgt  $IF = 1,189$ . Je mehr impulshaltige Anteile vorliegen, desto größer wird der Instationaritätsfaktor (siehe Abb. 3.2).

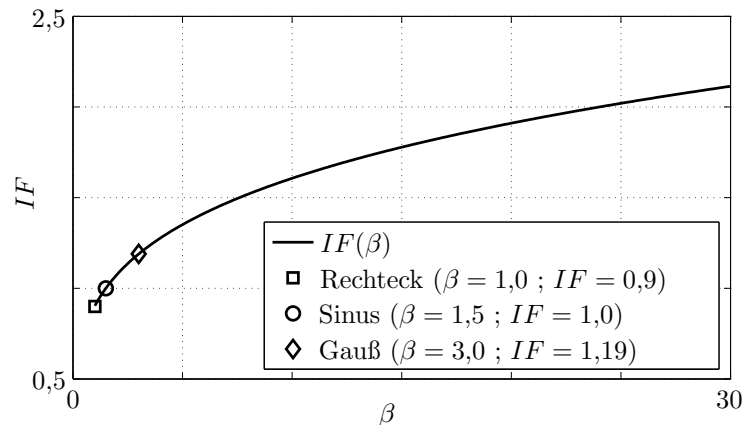


Abb. 3.2: Verlauf des Instationaritätsfaktors in Abhängigkeit der Kurtosis (nach [32])

Durch die Multiplikation des K-Wertes mit  $IF$  wird der erweiterte K-Wert  $K_{erw}$  definiert, welcher Amplituden und Frequenzeigenschaften in sich vereint.

$$K_{erw} = IF \cdot K_{VDI} \quad (3.2)$$

In den Auswertungen konnten mittels der Größe  $K_{erw}$  sehr gute Korrelationen zum subjektiven Empfinden erzielt werden, was gleichmäßig regellose Anregungen mit und ohne Überlagerung eines Störsignals (Sinus, Trapez, Rechteck) betrifft. Auch eine Summationsformel für das gleichzeitige Auftreten von Hub- und Nickschwingungen wurde abgeleitet. Der Vergleich mit den Kennwerten der VDI2057 zeigt die deutlich bessere Anwendbarkeit des erweiterten K-Wertes vor allem bei nicht-sinusförmiger Anregung.

Mohr [47] wendet das Verfahren nach Hennecke auf die Beurteilung stoßhaltiger Ganzkörper-Schwingungen an. Als wesentliche Vorteile stellt er besonders heraus, dass das bewährte Basisverfahren nach VDI2057-1 beibehalten werden kann und zudem  $K_{erw}$  unabhängig von Amplitude sowie Frequenzzusammensetzung des Signals ist. Mittels der Anwendung von  $K_{erw}$  auf unterschiedlichste Arten von gleichmäßig sowie ungleichmäßig regellosen Anregungen zeigt Mohr, dass  $K_{erw}$  den Schwingformfort über reine Sinusanregungen hinaus quantifizieren kann, und eine sinnvolle Erweiterung der bewerteten Schwingstärke  $\tilde{a}_w$  darstellt.

Die bisher vorgestellten Ansätze basieren auf der Bewertung einzelner Anregungspunkte und -richtungen bzw. den rotatorischen Komponenten Nicken, Wanken und Gieren. Die gemessenen Zeitsignale  $a_i(t)$  bilden die Eingangsgrößen für Bewertungsfunktionen  $B_i$ , welche daraus Kennwerte  $K_i$  berechnen (siehe Abb. 3.3 linke Seite). In einer sich anschließenden

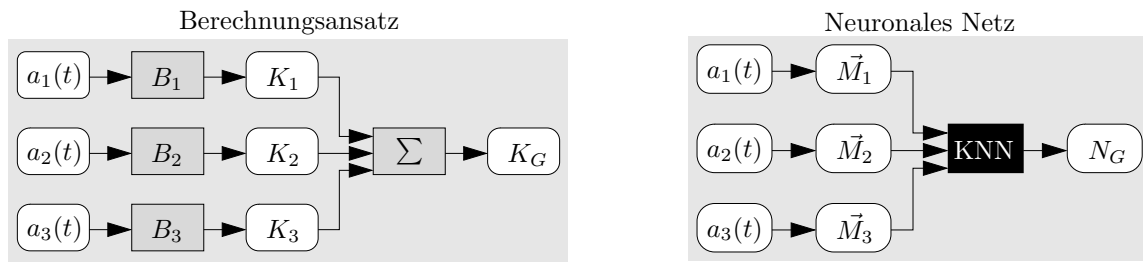


Abb. 3.3: Unterschiede der Herangehensweisen eines Berechnungsansatzes für die Komfortbewertung im Vergleich zur Anwendung neuronaler Netz auf die Komfortbewertung

Summation wird aus diesen Einzelkennwerten ein quantifizierbares Gesamturteil  $K_G$  gebildet. Die Bestimmung der Bewertungsfunktionen  $B_i$  sowie der Summenfunktion  $\Sigma$  erfolgt meist durch Korrelationsanalysen.

In der Literatur gibt es zahlreiche Ansätze, welche das Komforturteil unter Zuhilfenahme künstlich neuronaler Netze (KNN) bestimmen. Dabei ist es zunächst notwendig, die gemessenen Zeitsignale  $a_i(t)$  über Merkmale  $M_i$  zu beschreiben (siehe Abb. 3.3 rechte Seite). Der vermutete aber unbekannt funktionale Zusammenhang zwischen  $\vec{M}_i$  und dem subjektiven Gesamturteil  $N_G$  wird über das neuronale Netz abgebildet. Dabei ist es für den Anwender nicht nachvollziehbar, wie die Merkmale  $M_i$  das Urteil beeinflussen. Dieses Black-Box-Verhalten ist ein häufiger Kritikpunkt bei der Anwendung neuronaler Netze.

Bevor Ansätze zur Komfortbewertung mittels neuronaler Netze vorgestellt werden, sollen noch einige wesentliche Punkte zu den Eigenschaften neuronaler Netze erläutert werden. Nur so ist es möglich, die Anwendbarkeit und Grenzen der Ansätze zu beschreiben.

Neuronale Netze bestehen aus zahlreichen Knotenpunkten (Neuronen), welche über Verbindungen gekoppelt werden. In sehr rudimentärer Form orientieren sich neuronale Netze somit an der Struktur des menschlichen Gehirns. Angeordnet werden die Knotenpunkte eines neuronalen Netzes in der Eingabeschicht, einer oder mehreren verdeckten Schichten und der Ausgabeschicht. Häufig erfolgt die Ausbreitungsrichtung der Information in einer Richtung. Es gibt jedoch auch Modelle, in denen beide Richtungen möglich sind [48]. Die Anzahl der Neuronen in der Ein- und Ausgabeschicht ist durch die vom Anwender definierten Ein- und Ausgabewerte festgelegt. In den Zwischenschichten können beliebig viele Neuronen verwendet werden. Deren Anzahl beeinflusst jedoch entscheidend das Verhalten des Netzwerkes, worauf im Folgenden noch genauer eingegangen wird. Jedes Neuron ist mit den Neuronen der darauffolgenden Schicht verbunden, wobei jeder dieser Verbindungen eine Wichtung  $c_{ij}$  zugeordnet ist. Der so genannte Nettoinput  $net_j$  eines Neurons berechnet sich aus der mit  $c_{ij}$  gewichteten Summe der zu übertragenden Werte. Mittels  $net_j$  wird in jedem Neuron über eine definierte Aktivierungsfunktion eine Ausgangsgröße  $x_j$  berechnet. Die Eigenschaften dieser Funktion sind für den verwendeten Lernalgorithmus von entscheidender Bedeutung, worauf jedoch hier nicht näher eingegangen werden soll.

Die Wichtungen der Verbindungen  $c_{ij}$  bilden die Parameter des Netzes. Auf Basis von Trainingsdaten müssen diese Wichtungen zunächst so angepasst werden, dass die errechneten Ausgabewerte möglichst genau den gewünschten Zielwerten entsprechen. Ein hierfür häufig verwendetes Verfahren ist der Backpropagation-Algorithmus, welcher ausgehend von der Abweichung zwischen tatsächlichem und gewünschtem Ausgabewert rücklaufend die Wichtungen anpasst.

Wie schon zuvor erwähnt, hat auch die Anzahl der Neuronen in der Zwischenschicht bzw. den Zwischenschichten Einfluss auf das Verhalten des Netzes. Viele Neuronen sind vorteilhaft für ein schnelles Erlernen der Abbildungsfunktion zu den Trainingsdaten. Wesentlich für die Anwendung eines neuronalen Netzes ist jedoch vor allem dessen Generalisierbarkeit, das heißt die Übertragbarkeit auf unbekannte Eingabewerte. Hierfür ist eine geringe Anzahl von Neuronen von Vorteil [49]. Die „ideale“ Anzahl der Neuronen kann nur experimentell ermittelt werden.

Ein weiteres Problem bei der Anwendung neuronaler Netze bildet die Wahl der Anfangsbelegung für die Wichtungen  $c_{ij}$ . Möglicherweise läuft die Fehlerfunktion (Abweichung zwischen berechnetem und gewünschtem Ausgabewert) in ein lokales Minimum ein, welches jedoch nicht dem globalen Minimum entspricht [48]. Es gibt keinerlei Kontrollmöglichkeit der Findung des globalen Minimums. Somit muss auch hier experimentell vorgegangen werden.

Die Anzahl der Trainingsdaten ist eine weitere vom Anwender zu definierende Größe. Zu viele Trainingsdaten führen zum so genannten „Overfitting“. Hierbei werden die Besonderheiten und Fehler in den Trainingsdaten durch das Netz exakt abgebildet, was eine schlechte Generalisierbarkeit zur Folge hat. Zu wenig Trainingsdaten können den durch die Eingangsdaten aufgespannten Raum und deren Wertebereich nicht abdecken. Somit ist das angelegte Netz nicht auf beliebige Daten übertragbar. Eine möglichst geringe Anzahl an Eingangsgrößen, welche die relevanten Informationen enthalten, ist somit anzustreben.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Anwendung neuronaler Netze immer dann sinnvoll ist, wenn eine Korrelation zwischen verschiedenen Daten vermutet wird, deren Gesetzmäßigkeit jedoch unbekannt ist [50]. Sie können somit zur Lösung bisher nicht handhabbarer Probleme eingesetzt werden. Aufgrund der hohen Anzahl der vom Anwender experimentell zu definierenden Größen, wie die Initialisierung der Wichtungen  $c_{ij}$ , die Anzahl der Zwischenschichten und der Neuronen in den Zwischenschichten oder die Anzahl der Trainingsdaten, wird die Anwendung neuronaler Netze stark erschwert. Hinzu kommt, dass die Generalisierbarkeit des Netzes kaum überprüfbar ist. Die Ergebnisse auf Basis neuronaler Netze sollten somit mit besonderer Vorsicht betrachtet werden und einer ständigen Plausibilisierung unterliegen.

Albrecht und Albers [51] wenden die Methode der Neuronalen Netze auf die Untersuchung der Anfahrcharakteristik eines Fahrzeugs mit automatisierter Kupplung an. Softwareseitig werden verschiedene Anfahrvarianten implementiert und von Experten beurteilt.

Dabei werden drei Trainingsalgorithmen des Netzes sowie unterschiedliche Neuronentypen (Aktivierungsfunktion) untersucht. Zudem erfolgt eine Variation der Anzahl der Neuronen in der verdeckten Schicht.

Die Eingabe des Netzes bildet ein 21-stelliger Merkmalsvektor, welcher aus drei Kriterien im Zeit- und 18 Kriterien im Frequenzbereich zusammengesetzt ist. Ausgegeben wird das Urteil eines Anfahrvorganges bzgl. Anfahrkomfort. Die Ausgabeschicht besteht somit aus nur einem Neuron. Das Training und die Verifikation des Netzes erfolgte auf Basis von 84 Arbeitsdatensätzen, bestehend aus 21 Objektivwerten und einem Subjektivurteil für jeweils vier Probanden. Von den so entstandenen 336 Datensätzen wurden etwa 80% für das Training verwendet. Dies entspricht einer Verteilung von circa 270 Datenpunkten in einem 21-dimensionalen Raum. Wäre die Streuung der Punkte in diesem Raum sehr groß, so könnte aufgrund der geringen Verteilungsdichte keine sinnvolle Regression durch das

Netz gefunden werden. Da jedoch die Anwendbarkeit des neuronalen Netzes nachgewiesen werden konnte, ist davon auszugehen, dass nur ein sehr schmaler Definitionsbereich des 21-dimensionalen Eingangsraumes durch die Trainingsdaten abgedeckt wurde. Die Berechnung der Urteile durch das Netz ist somit auch nur in diesem Bereich zulässig.

Die Überprüfung der Neuronenzahl in einer verdeckten Schicht anhand der Verifikationsdaten ergab eine optimale Anzahl von vier Neuronen. Bei einer Netzwerktopologie mit deutlich mehr Neuronen wurden zwar die Trainingsdaten besser abgebildet, die Übertragbarkeit auf ungesehene Datensätze war jedoch schlechter. Auch bei einem Netzwerktraining mit zu vielen Iterationen wurde die Generalisierbarkeit stark negativ beeinflusst. Ein rechtzeitiger Abbruch des Trainings auf Basis des Early-Stopping Verfahrens führte zu deutlich besseren Ergebnissen bei der Plausibilisierung des Netzwerkes mit den Verifikationsdaten.

Eine weitere Anwendung fanden neuronale Netze in den Untersuchungen nach Stammen [52]. Hier wurden künstlich neuronale Netze für die Bewertung des Schwingungskomforts verwendet. Dabei sollte ein bestehendes Komfortmodell nach Kosfelder [53] mittels neuronaler Netze approximiert werden. Es ist somit besonders hervorzuheben, dass mittels dieser Untersuchungen keine unbekannte Übertragungsfunktion abgebildet wurde, sondern eine prinzipielle Überprüfung der Anwendbarkeit neuronaler Netze stattfand. Auch hier werden wiederum unterschiedliche Trainingsalgorithmen und Netzwerktopologien verwendet, um eine möglichst hohe Korrelation zwischen den nach Kosfelder berechneten und durch das Netz approximierten Noten zu erhalten.

Die sehr hohen Korrelationskoeffizienten von über 0,99 bestätigen, dass neuronale Netze in der Lage sind, Übertragungsfunktionen abzubilden. Inwiefern sich diese Ergebnisse auf subjektiv bestimmte Noten unabhängig von dem Modell nach Kosfelder übertragen lassen, bleibt in den Untersuchungen offen. Auch das Verhältnis zwischen Trainingsdatensätzen und Eingangsgrößen, welches im vorliegenden Fall teilweise bei 1 : 10 lag, muss hinterfragt werden.

Die vorgestellten Anwendungen neuronaler Netze auf die Objektivierung der Bewertung von Schwingungen zeigen das stark experimentelle Vorgehen bei der Auswahl der Netzparameter. Zwar können durch eine geeignete Netzwerktopologie bzw. einen geeigneten Trainingsalgorithmus teils sehr gute Ergebnisse erzielt werden, jedoch ist die Übertragbarkeit auf ungesehene Datensätze schwer überprüfbar.

Für die Entwicklung des Schwingungskomforts im Fahrzeug wird somit eine selektive Untersuchung einzelner Schwingungsphänomene und deren Parameter als zielführender angesehen. So können wesentliche Einflüsse auf das Vibrationsempfinden abgeleitet werden, was durch das Black-Box-Verhalten der neuronalen Netze nicht möglich ist.

### 3.3 Menschmodelle

Neben korrelativen Ansätzen, wie sie in Abschnitt 3.2 vorgestellt wurden, wird in den letzten Jahren zunehmend das Schwingungssystem Mensch modelliert. Hierdurch gelingt es, sowohl Schnittgrößen an den Berührungsflächen zwischen Mensch und Fahrzeug zu berechnen, als auch Kräfte und Spannungen im menschlichen Körper zu bestimmen. Wie in Abb. 1.2 dargestellt, ist der Weg hin zum Komforturteil wegen fehlender Wahrnehmungs- und Reizverarbeitungsmodelle allerdings noch nicht nachvollzogen.

In diesem Abschnitt soll ein Überblick der Möglichkeiten und Grenzen derzeit bestehender virtueller Menschmodelle gegeben werden.

Derzeitige Modelle des Menschen lassen sich im Wesentlichen in zwei große Kategorien, die anthropometrischen Modelle und die biomechanischen Modelle, einordnen. Anthropometrische Modelle dienen vorwiegend der Untersuchung ergonomischer Gesichtspunkte wie

- der Bewegungssimulation und -aufzeichnung,
- der Erreichbarkeit von Bedienelementen,
- den Sichtverhältnissen am Einsatzort,
- der Haltung am Einsatzort oder
- Kollisionseinflüssen mit der Umgebung.

Wesentliche Vertreter dieser Kategorie sind die Modelle ERGONOMIX, JACK und RAMSIS. Im Modell ERGONOMIX der Firma IC:IDO (I see : I do) wird besonderer Wert auf eine realistische Darstellung des Menschen gelegt. Es eignet sich sehr gut für den Einsatz in VR-Umgebungen [54].

JACK dient der Untersuchung der Ergonomie von Produkten und Arbeitsplätzen und liefert auch Informationen zum Verletzungspotential und zur Ermüdung von Arbeitern [55].

Das bei weitem umfangreichste und sogar für die Bewertung des Komforts in gegebener Körperhaltung einsetzbare anthropometrische Modell ist RAMSIS. RAMSIS wird heute fast weltweit in der Automobilindustrie zur Packagebewertung und zur Konstruktion eingesetzt.

Für die Bewertung des dynamischen und statischen Sitzkomforts müssen biomechanische Modelle erstellt werden. In [56] wurde ein umfassender Vergleich derartiger Modelle des Menschen durchgeführt. Die wesentlichen Punkte sind in Tab. 3.2 zusammengefasst.

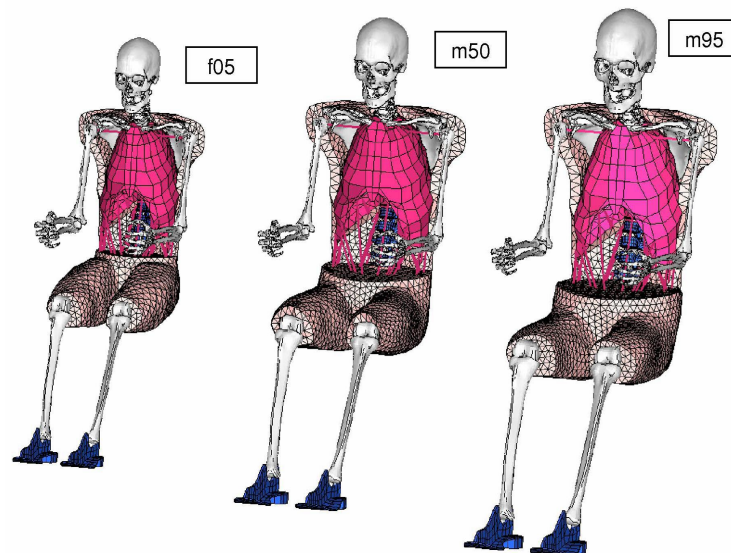


Abb. 3.4: Menschmodell CASIMIR und die Variabilität in Perzentilen

Hier ist auch das Menschmodell CASIMIR aufgeführt, welches in [56] noch keine Berücksichtigung fand.

	Umfang	wesentliche Punkte
Moes, 2000 [57],[58]	detailliertes FE-Modell eines Oberschenkels und der Hälfte des Beckens	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Modell zur Untersuchung des Sitzkomforts</li> <li>- Abbildung der Weichteile und der Knochenstruktur</li> <li>- die gemessene Druckverteilung konnte mit unterschiedlichen Materialgesetzen nicht nachvollzogen werden</li> <li>- Modell nicht validiert</li> </ul>
Brosh und Arcan, 2000 [59]	2D-FE-Modell des sitzenden Menschen	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Weichteilverhalten durch Eindrückversuche an Testpersonen ermittelt und auf Modell übertragen</li> <li>- guter Abgleich zwischen Berechnungsergebnissen und Versuchsdaten</li> <li>- Modell zur Untersuchung von Gewebeeigenschaften, weniger für den Sitzkomfort geeignet</li> </ul>
Schmale, 2002 [60]	MKS-Modell des Menschen und FE-Modell des Sitzes	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mensch als starrer Körper auf weichem Sitz modelliert</li> <li>- Gesäß nicht deformierbar</li> <li>- Druckverteilung auf Sitzen ist somit nicht ermittelbar</li> </ul>
Verver, 2004 [61]	MKS-Gesamtkörpermodell und FE-Modell des Gesäßes	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Knochen und Weichteile als FE-Modell basierend auf der Analyse eines postmortalen männlichen Körpers</li> <li>- auf Realsitz und auf Holzplatte validiertes Modell für die Bewertung von Sitzkomfort</li> <li>- dyn. Sitzkomfort auf Basis des MKS-Modells im Bereich 0-15Hz untersucht</li> <li>- FE-Modell wurde unter statischen Bedingungen validiert</li> </ul>
Wölfel et al.	CASIMIR FE-Modell des sitzenden Menschen	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Abbildung der kompletten Skelettstruktur</li> <li>- Abbildung der Weichteile der Oberschenkel, des Gesäßes und des Rückens</li> <li>- Abbildung der Bauch und Rückenmuskulatur</li> <li>- variabel in Perzentil und Haltung</li> <li>- Sitzdruckverteilung berechenbar</li> <li>- Sitzübertragungsfunktionen bestimmbar</li> </ul>

Tab. 3.2: Übersicht biodynamischer Menschmodelle

CASIMIR ist das derzeit umfassendste biomechanische Modell des Menschen (siehe Abb. 3.4). Es bildet die komplette Anatomie des sitzenden Menschen in einem FE-Modell ab ([62], [63], [27]), wobei auch sämtliche Weichteile der Oberschenkel, des Gesäßes und des Rückens modelliert sind. Das Modell der Bauch- und Rückenmuskulatur wird über nichtlineare und frequenzabhängige Feder- und Dämpfer-Elemente umgesetzt. Die Muskelaktivität für die aufrechte Haltung wird über Optimierungsverfahren bestimmt, wobei als Zielkriterium, die vom Körper aufzubringende Energie minimiert werden soll.

Da CASIMIR speziell für die Sitzentwicklung zum Einsatz kommt, ist es variabel in Perzentil und Haltung (siehe Abb. 3.4). Es lassen sich sowohl der statische Sitzkomfort in Form der Sitzdruckverteilung als auch der dynamische Sitzkomfort anhand der Sitzübertragungsfunktion bewerten.

Aus den Gegenüberstellungen der Menschmodelle kristallisieren sich zwei Modelle heraus, welche auf dem jeweiligen Gebiet die umfassendsten Aussagen liefern können.

Für anthropometrische Fragestellungen eignet sich besonders das 3D-Simulationsmodell

RAMSIS, im Bereich der Biomechanik das FE-Modell CASIMIR. Beide Modelle unterliegen einer permanenten Weiterentwicklung und Detaillierung. Eine Übersicht bzgl. der Funktionen beider Modelle kann Tab. 3.3 entnommen werden.

	RAMSIS	CASIMIR
Kategorie	anthropometrisch	biomechanisch
Bewegungssimulation	✓	
Erreichbarkeit der Bedienelemente	✓	
Sicht	✓	
Bedienkräfte	✓	
Haltungskomfort	✓	
Raumbedarf	✓	
Kollision mit Umgebung	✓	
Sitzdruckverteilung		✓
Sitzübertragungsfunktion		✓
Gelenkkräfte (Skelettstruktur)		✓

Tab. 3.3: Funktionsvergleich der Menschmodelle RAMSIS und CASIMIR

Hier gehen nochmals die klar unterschiedlichen Zielrichtungen der Ansätze hervor. Der dynamische Schwingungskomfort, der in der vorliegenden Arbeit behandelt werden soll, kann nicht mit anthropometrischen Modellen untersucht werden. Doch selbst biomechanische Modelle, allen voran CASIMIR, beschränken sich bislang für den dynamischen Sitzkomfort auf die Ermittlung der Sitzübertragungsfunktion. Dies ist ein wesentliches Auslegungskriterium für die Sitzentwicklung. Es kann jedoch nicht als alleiniger Indikator für den dynamischen Sitzkomfort zu Rate gezogen werden. Wenn es gelingt, die an den Schnittstellen zwischen Mensch und Fahrzeug auftretenden Kräfte und Beschleunigungen auf Basis regelloser und impulshaltiger Anregungen zu validieren, können die in den Menschen eingeleiteten Anregungen bewertet werden. Im Sinne einer konsequenten Weiterentwicklung der Modelle sollte dann versucht werden, mittels der berechneten Kräfte und Spannungen im menschlichen Körper ein Wahrnehmungsmodell zu erstellen, welches relevante Schnittgrößen detektiert und diese in einem Reizverarbeitungsmodell einer Bewertung unterzieht. Da bislang jedoch keine Untersuchung auf diesem Gebiet bekannt sind, werden auch simulative Ansätze auf den berechneten Schnittstellensignalen zwischen Mensch und Fahrzeug aufbauen müssen. Für instationäre Signale ist somit ebenfalls der Bedarf gegeben, Filterfunktionen zu erstellen, welche aus den berechneten Verläufen relevante Zeitabschnitte selektieren und eine Bewertung ausschließlich auf Basis dieser Abschnitte vornehmen. Die in der vorgelegten Arbeit erstellten Filter bilden somit auch für die Simulation eine wichtige Arbeitsgrundlage.

### 3.4 Diskussion der Ansätze

In den vorangegangenen Abschnitten wurden zahlreiche Ansätze vorgestellt, welche der Analyse und Bewertung des Schwingungskomforts im Fahrzeug dienen. Die vorhandenen Normen auf dem Gebiet der Ganzkörpervibrationen VDI-Norm 2057-1 [36] und ISO 2631-1 [5] gelten nur für harmonische Schwingungen. Durch die reine Frequenzbewertung ist eine Übertragbarkeit auf ungleichmäßig regellose oder transiente Anregungen nicht gegeben. Für den Fall gleichmäßig regelloser Schwingungen werden Abschätzungen getroffen, welche allerdings kaum validiert sind. Ein wesentlicher Vorteil der Normen

liegt in der großen Fülle an Frequenzwichtungsfunktionen für zahlreiche Anregungspunkte und -richtungen. Die Definition der bewerteten Schwingstärke führt zu einer sehr guten Vergleichbarkeit der Wirkung von Schwingungen in vielen Bereichen der Technik. Hierbei muss jedoch stets die Anwendbarkeit der Normen für die jeweilige Anregung hinterfragt werden.

Die gezeigten Ansätze von Cucuz [41] und Klingner [8] basieren neben harmonischen Schwingungen auch auf stochastischen Anregungen. Durch Probandenversuche mit mehreren spektralen Anteilen konnten neue Wichtungsfunktionen bestimmt werden, wodurch eine Bewertung von Ganzkörpervibrationen über die Definitionen in den dargestellten Normen hinaus möglich ist. Die Anwendbarkeit auf instationäre Signale ist jedoch durch den fehlenden Zeitbezug auch mit diesen Ansätzen nicht möglich.

Hennecke [32] gelang es erstmals durch das Einführen des erweiterten K-Wertes  $K_{erw}$ , Frequenz- und Amplitudeneigenschaften zu vereinen. Hierdurch ist es möglich, stochastische und transiente Signalbestandteile zu berücksichtigen. Hennecke gibt eine Summationsformel für das gleichzeitige Auftreten von Hub- und Nickschwingungen an. Offen bleibt auch hier die Betrachtung ungleichmäßig regelloser Schwingungen.

Eine Zusammenfassung dieser Ansätze und ihrer Grenzen wurde bereits in Tab. 1.1 gegeben. Aufgrund des fehlenden Zeitbezugs, sind instationäre Anregungen nicht messbar. Hier soll die vorliegende Arbeit anknüpfen, indem Filterfunktionen im Zeitbereich definiert werden, die nur die Zeitabschnitte selektieren, welche für die Beurteilung des Schwingkomforts relevant sind.

Aufgrund der häufigen Anwendung neuronaler Netze im Bereich der Schwingungskomfortobjektivierung wurde ein Überblick des Aufbaus und der Funktion neuronaler Netze gegeben. Die Netze bilden eine unbekannte Übertragungsfunktion der Eingangsgrößen zum Komforturteil ab. Es wurde diskutiert, dass dieses Vorgehen mit zahlreichen Schwierigkeiten verbunden ist. Eine der wesentlichen Eigenschaften, die Generalisierbarkeit, ist nicht überprüfbar. Somit bleibt für den gegebenen Anwendungsfall immer eine Unsicherheit bzgl. der Ergebnisse des neuronalen Netzes. Für Untersuchungen eines unbekanntem Zusammenhangs zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen, welcher schwer in einem Modell abzubilden ist, kann die Anwendung neuronaler Netze zielführend sein. Eine analytische Untersuchung bzgl. eines funktionalen Zusammenhangs zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen ist jedoch mit neuronalen Netzen nicht möglich.

Aufgrund der aufgezeigten Grenzen des neuronalen Ansatzes, wird in Kapitel 9 mit den Random Forests eine vergleichbare, aber weitreichendere Methode auf dem Gebiet der Maschinenlernverfahren vorgestellt.

Die Modellierung des menschlichen Körpers hat in den letzten Jahren enorme Fortschritte gemacht. Im Abschnitt 3.3 wurde ein breiter Überblick derzeitiger Modelle gegeben. Zum einen gibt es die vorwiegend anthropometrisch geprägten Modelle, welche meist für ergonomische Fragestellungen verwendet werden. Für die Beurteilung des statischen und dynamischen Sitzkomforts wurden umfassende biodynamische Modelle einzelner Körperteile bis hin zur kompletten Anatomie des menschlichen Körpers erstellt. Besonders ist hier



das FE-Modell CASIMIR hervorzuheben, welches neben der Sitzdruckverteilung bereits auch Sitzübertragungsfunktionen berechnen kann. Es ist somit ein absehbares Ziel, die Schnittstellensignale zwischen Mensch und Fahrzeug für beliebige Anregungen berechnen zu können. In sehr frühen Phasen der Entwicklung lassen sich anschließend Bewertungsfilter auf diese Signale anwenden und Aussagen bzgl. des Komforts treffen.

Im Falle von ungleichmäßig regellosen oder transienten Signalen müssen auch hier Filter zur Selektion komfortrelevante Signalbestandteile Anwendung finden.



## 4. Beschreibung und Charakterisierung realer Strecken

### 4.1 Beschreibung der Anregung durch Fahrbahn und Reifen

Die Oberflächenstruktur der Fahrbahn lässt sich als dreidimensionale Funktion darstellen. Die Trajektorie der gewählten Fahrspur bestimmt eine Höhenfunktion  $h$  in Abhängigkeit des Weges  $s$  [64].

Bei konstanter Geschwindigkeit  $v$  gilt somit:

$$h(s) = h(v \cdot t) \quad (4.1)$$

Für  $v \neq konst$  ergibt sich der Weg durch die Integration der Geschwindigkeit über der Zeit  $t$ . Daraus folgt der Zusammenhang zwischen der weg- und der zeitabhängigen Höhenfunktion  $h$ .

$$s(t) = \int_{t_0}^t v(\tau) d\tau \quad (4.2)$$

$$h(s(t)) = h(t) \quad (4.3)$$

Mittels der Fast-Fourier-Transformation (kurz FFT) lässt sich nun dieses zeitabhängige Signal in den Frequenzbereich transformieren. Als Ergebnis erhält man ein Amplitudenspektrum  $H(f)$  und den dazu gehörigen Phasengang  $\Phi(f)$ . Mittels dieser Transformation geht keinerlei Information des Signals verloren. Es ist vollständig rekonstruierbar. Dies bedeutet auch, dass keine Verdichtung der Information stattgefunden hat. Besteht die diskrete Zeitfunktion aus  $N$  Abtastwerten, so haben Amplitudenspektrum und Frequenzgang jeweils  $N/2$  Werte.

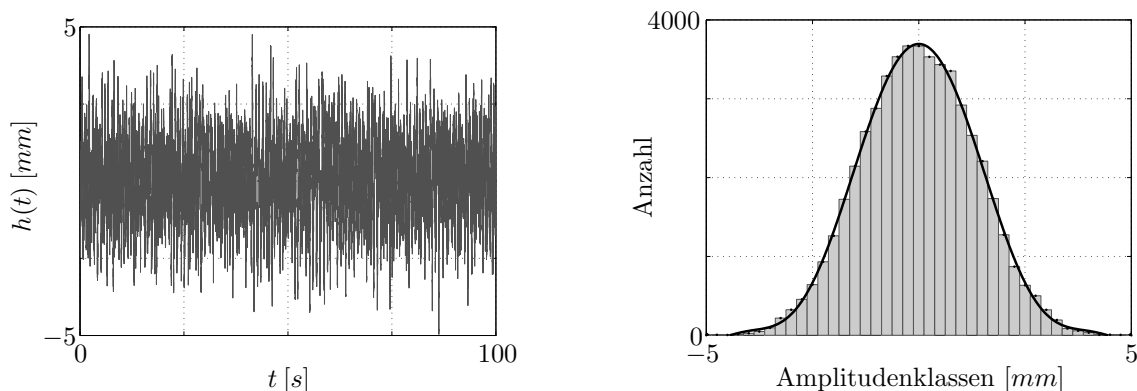


Abb. 4.1: Histogrammdarstellung eines straßentypischen Höhensignals  $h(t)$

Um Aussagen zu den Amplituden des Signals zu treffen, kann die Verteilungsfunktion verwendet werden. Für kontinuierliche Funktionen ist sie definiert als die Wahrscheinlichkeit  $P$ , dass die Amplitude kleiner gleich einer Grenze  $G$  ist.

$$F(G) = P(h \leq G), \quad -\infty < G < \infty \quad (4.4)$$

Die Ableitung der Funktion  $F(G)$  wird als Verteilungsdichte  $f(G)$  bezeichnet. Da in der Praxis nur endlich viele Abtastwerte  $N$  zur Verfügung stehen, geht die Verteilungsdichte  $f(G)$  über in eine Histogrammdarstellung (siehe rechte Seite in Abb. 4.1). Diese wird ganz maßgeblich von der definierten Klassenbreite beeinflusst. Für die Anzahl  $k$  der Klassen existieren Empfehlungen wie z.B.  $k = \sqrt{N}$ ,  $k = 2\sqrt{N}$  oder  $k = 10 \cdot \log_{10} N$  [65]. Häufig entscheidet jedoch der subjektive optische Eindruck über die Klassenbreite.

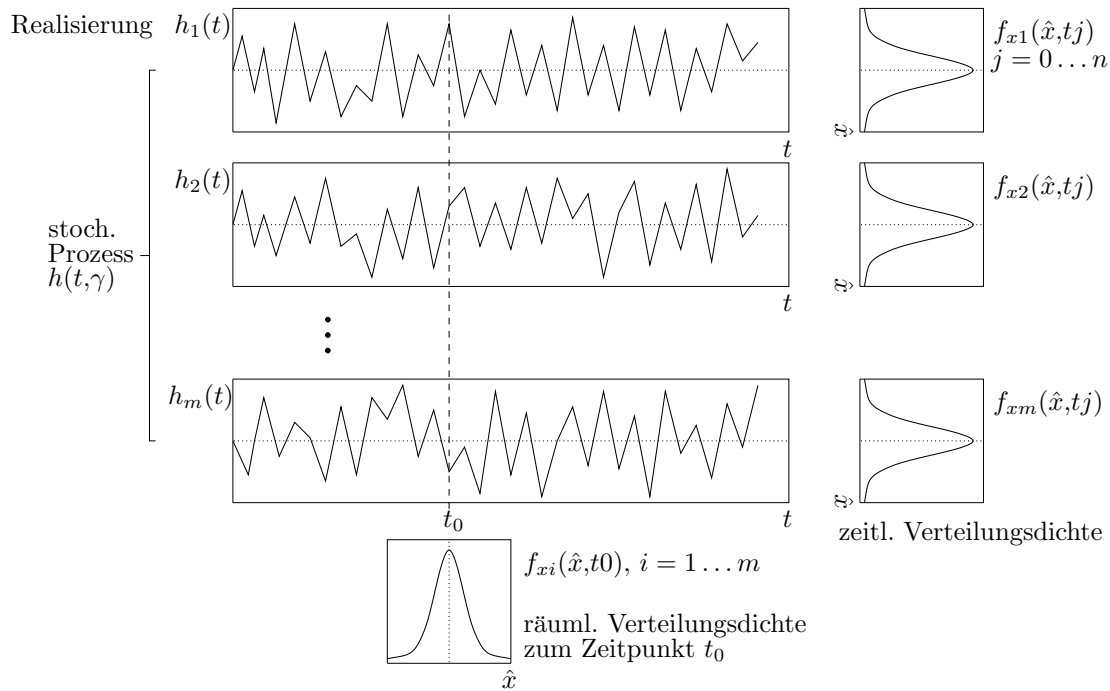


Abb. 4.2: Realisierungen eines stochastischen Prozesses nach [32]

Die Verteilungsdichte kann unter anderem für Aussagen zur Stationarität und Ergodizität von Signalen verwendet werden.

Fahrbahnunebenheiten lassen sich als Realisationen stochastischer Prozesse  $h(t, \gamma)$  beschreiben. Neben der Zeit  $t$ , sind sie auch vom Zufall  $\gamma$  abhängig. Ein stochastischer Prozess beschreibt zufällige Ereignisse durch ein Ensemble an Zeitfunktionen  $h_i(t)$  (siehe Abb. 4.2). Jede Zeitfunktion wird als Realisation des stochastischen Prozesses bezeichnet.

Von Stationarität spricht man, wenn die statistischen Eigenschaften der Realisationen unabhängig von der Zeit sind. So bleibt beispielsweise die Verteilungsdichtefunktion unabhängig vom gewählten Zeit-Nullpunkt konstant.

Wenn zusätzlich die statistischen Eigenschaften der Ensemblewerte zu einem beliebigen Zeitpunkt  $t_0$  mit den statistischen Eigenschaften über der Zeit einer jeden Realisation übereinstimmen, ist der Prozess ergodisch. Man spricht in diesem Fall von einer Übereinstimmung der zeitlichen und räumlichen statistischen Eigenschaften [66].

Ist ein stochastischer Prozess ergodisch, so lassen sich aus einer einzigen Realisierung die statistischen Eigenschaften der Grundgesamtheit ermitteln [32]. Die Annahme der Ergodizität muss auf Unebenheitsprofile von Straßen angewendet werden, da die Ergebnisse der Messung einer Fahrbahn nur so auf weitere Realisationen (Unebenheitsprofile) übertragbar sind.

Abb. 4.1 zeigt im linken Bild ein straßentypisches Höhenprofil, welches im rechten Bild

in eine Histogrammdarstellung überführt wurde. Es ist zu erkennen, dass es sich um ein gaußähnliches Rauschen handelt. Werden dem Signal weitere Anteile überlagert, wird sich die Form der Amplitudenverteilungsfunktion ändern. Im Falle einer zusätzlichen Sinusschwingung hoher Amplitude oder transienter Anteile werden sich gerade in den Extrembereichen des Histogramms große Überhöhungen ausbilden. Die Eigenschaften der Verteilungsdichtefunktion bzw. des Histogramms lassen sich über die Momente der Verteilung und daraus abgeleiteten Größen beschreiben. Die Zentralmomente  $k$ -ter Ordnung berechnen sich im Falle der Ergodizität nach:

$$\mu_k = \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \bar{x}(t)]^k dt \quad (4.5)$$

Somit ergibt sich für das Zentralmoment 1. Ordnung der Wert "0". Das Zentralmoment 2. Ordnung beschreibt das Quadrat der Standardabweichung  $\mu_2 = \sigma^2$ . Die Form der Verteilung lässt sich über die Schiefe  $\nu$  und die Kurtosis  $\beta$  beschreiben. Die Schiefe ergibt sich aus dem auf die dritte Potenz der Standardabweichung bezogenem Zentralmoment 3. Ordnung.

$$\nu = \frac{\mu_3}{\sigma^3} \quad (4.6)$$

Die Kurtosis ergibt sich entsprechend durch den Bezug des Zentralmoments 4. Ordnung auf die vierte Potenz der Standardabweichung.

$$\beta = \frac{\mu_4}{\sigma^4} = \frac{\mu_4}{\mu_2^2} \quad (4.7)$$

Die Kurtosis findet zum Beispiel in den Ausführungen nach Hennecke (siehe Abschnitt 3.2) Anwendung.

Zur Beschreibung von Fahrbahnunebenheiten im Frequenzbereich wird für stationäre Prozesse häufig die spektrale Leistungsdichte  $\Phi_h(\Omega)$  verwendet. Die spektrale Leistungsdichte gibt an, wie der quadratische Mittelwert eines Prozesses über der Frequenz verteilt ist [64]. Sie ist definiert über der Wegkreisfrequenz  $\Omega$ , wobei der Zusammenhang gilt:

$$\omega = v \cdot \Omega \quad (4.8)$$

Hierbei bezeichnet  $\omega$  die Kreisfrequenz und  $v$  die Geschwindigkeit des Fahrzeugs.

Durch den Verlust der Phaseninformation findet eine Verdichtung der Signalinformation statt. Das Signal ist aus  $\Phi_h(\Omega)$  nicht rekonstruierbar.

Die spektrale Leistungsdichte von Fahrbahnunebenheiten lässt sich nach Braun [67] über die folgende Näherungsformel definieren:

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left( \frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (4.9)$$

Darin bezeichnet  $\Phi_h(\Omega_0)$  das Unebenheitsmaß bei der Bezugswegkreisfrequenz  $\Omega_0$ . Der Exponent  $w$  wird als Welligkeit bezeichnet. Je größer  $w$  desto geringer ist der Anteil hochfrequenter Spektralanteile des Höhenprofils. Der Graph nach (4.9) ergibt in doppeltlogarithmischer Darstellung eine abfallende Gerade, welche sich für unterschiedliche

Straßentyp	Welligkeit $w$	Unebenheitsmaß $\Phi_h(\Omega)$
Kreisstraße	2,3	$12,2m^3$
Landesstraße	2,4	$5,3m^3$
Bundesstraße	2,3	$2,1m^3$
Autobahn	2,0	$1,0m^3$

Tab. 4.1: Welligkeit  $w$  und Unebenheitsmaß  $\Phi_h(\Omega)$  verschiedener Straßentypen

Fahrbahnprofile bestimmen lässt. Mitschke [10] verwendet hierbei die Kategorien AUTOBAHN, BUNDESSTRASSE, LANDESSTRASSE und KREISSTRASSE. Für die Welligkeit  $w$  und das Unebenheitsmaß  $\Phi_h(\Omega_0)$  wurden die in Tab. 4.1 aufgelisteten Werte festgelegt. Es ergeben sich die in Abb. 4.3 abgebildeten Verläufe.

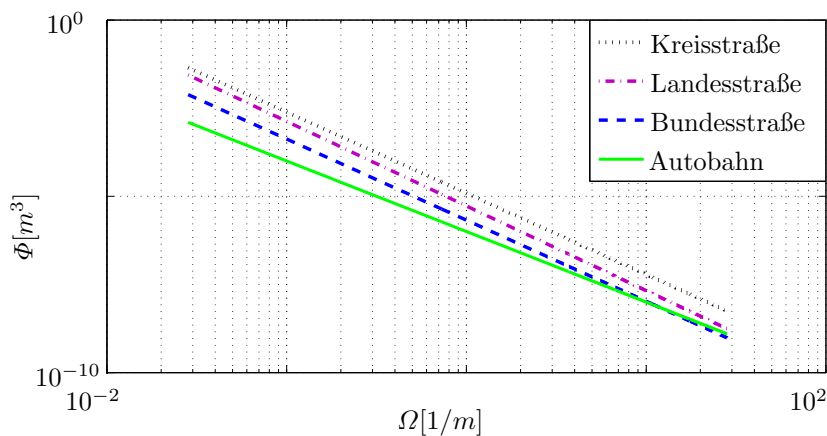


Abb. 4.3: spektrale Leistungsdichte  $\Phi(\Omega)$  unterschiedlicher Fahrbahnoberflächen

Die bisher dargestellten Analyseverfahren sind nur sinnvoll auf stationäre Signale anwendbar. Überprüfen lässt sich die Stationarität mittels der schon diskutierten Verteilungsdichtefunktion.

Messsignale, welche auf realen Fahrbahnen aufgenommen wurden, haben jedoch sehr häufig stark instationären Charakter. Die Signale müssen daher in abschnittsweise stationäre Zeitintervalle zerlegt werden, um eine aussagekräftige Auswertung zu gewährleisten.

Anschaulich verdeutlicht Abb. 4.4 den Streubereich der Amplitudenverteilung sowie der Spektren eines instationären Signals. Dabei wurden innerhalb eines über das Signal gleitenden Zeitfensters (Breite  $5s$ ) fortlaufend die Funktionen  $f(\hat{a})$  sowie  $A(f)$  erfasst. Fett dargestellt sind die gemittelte Amplitudenverteilung  $\bar{f}(\hat{a})$  sowie das gemittelte Spektrum  $\bar{A}(f)$  bei Berücksichtigung aller Fenster. Es wird deutlich, dass mit  $\bar{f}(\hat{a})$  und  $\bar{A}(f)$  der Streubereich bei weitem nicht repräsentiert werden kann und somit diese gemittelte Angabe nicht sinnvoll ist.

In der Gesamtfahrzeugbeurteilung soll häufig die Wirkung eingebrachter Variationen schwingungsrelevanter Bauteile untersucht werden. In einer spektralen Auswertung werden die verschiedenen Bauzustände gegenüber gestellt. Wie eben gezeigt, ist dieses Vorgehen nur bei einer stationären Anregung aussagefähig. Werden instationäre Strecken verwendet, ist die Variation möglicherweise nur in ausgewählten zeitlichen Abschnitten wirksam. Die Auswertung der mittleren Verläufe kann diese Unterschiede jedoch kaum aufzeigen, da nicht relevante Signalinformationen mit einbezogen werden. Somit muss bei der Messung

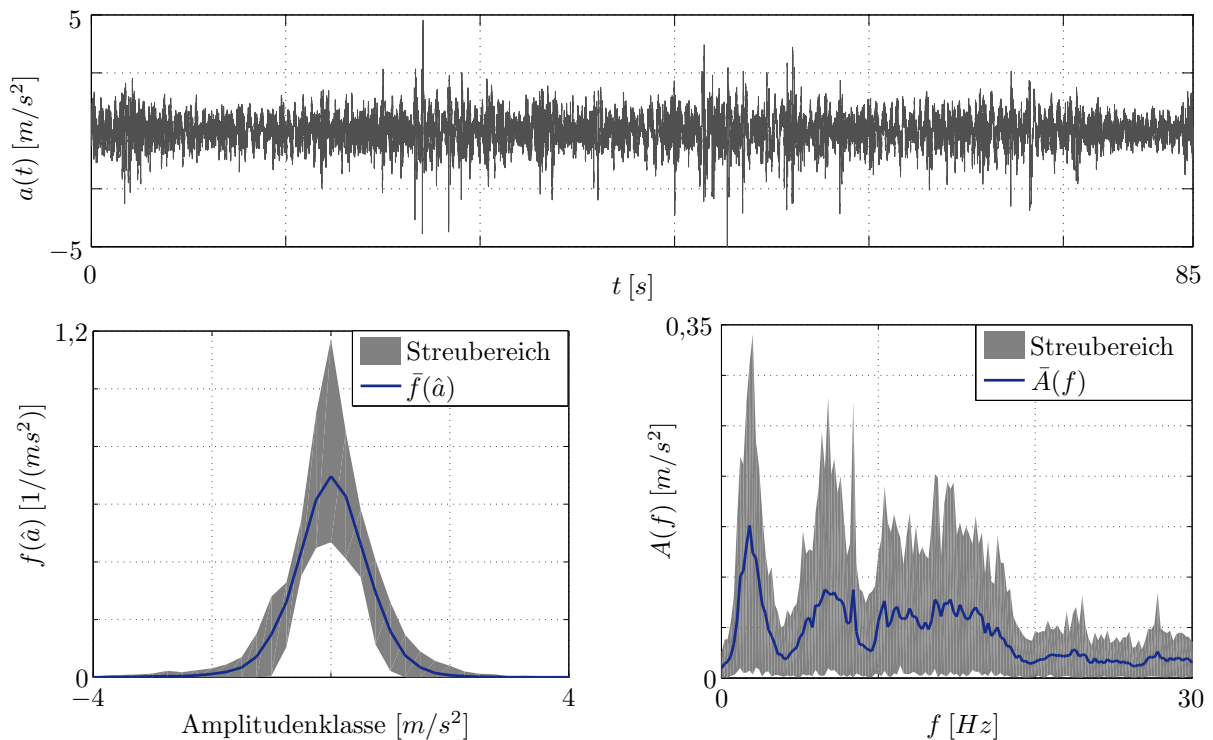


Abb. 4.4: spektrale Auswertung eines instationären Beschleunigungssignals  $a(t)$

instationärer Strecken eine Zerlegung des Anregungssignals in relevante und nicht relevante, stationäre Abschnitte erfolgen.

Eine Sonderstellung in der Analyse von Schwingungssignalen besitzen transiente Anteile. Ein Impuls erstreckt sich im Spektrum auf einen breiten Frequenzbereich. Die spektrale Auswertung ist somit kaum möglich.

Im Wesentlichen lässt sich ein Impuls durch seine Amplitude und seine Dauer charakterisieren. Findet in Folge des Impulses ein Ausschwingvorgang statt, so kann dieser über die Abklingfrequenz und die Abklingkonstante beschrieben werden.

In der Schwingungskomfortbewertung ist zudem interessant, wie der Impuls in das Messsignal eingebettet ist. So wird beispielsweise durch den schon im Abschnitt 3.1 vorgestellten Crestfaktor auch der Effektivwert des Schwingungssignals berücksichtigt.

## 4.2 Charakterisierung realer Strecken

Im vorherigen Abschnitt wurden verschiedene Methoden der Signalanalyse zur Beschreibung von Messsignalen im Fahrzeug vorgestellt.

Die Anwendung dieser Methoden muss entsprechend dem Charakter der Fahrbahn erfolgen. Abb. 4.5 gibt eine Übersicht, wie sich die Eigenschaften einer Fahrbahnanregung strukturieren lassen.

Es gibt stationäre und instationäre Anregungen. Bei Vorliegen eines instationären Signals ist dieses in abschnittsweise stationäre Abschnitte zu zerlegen.

Ausgehend von den so festgelegten Signalen, lassen sich weitere Unterkategorien der Anregung finden. So gibt es stark periodisch geprägte Anregungen, welche durch deutliche Peaks

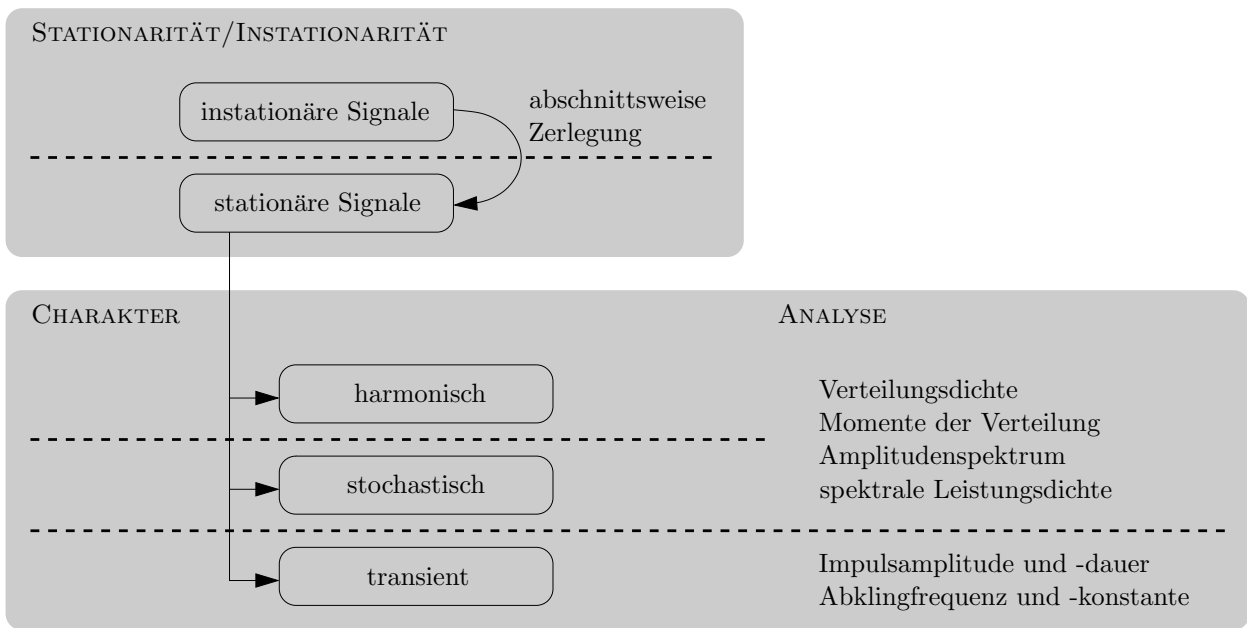


Abb. 4.5: Charakterisierung von Fahrbahnoberflächen

im Frequenzspektrum gekennzeichnet sind. Vorwiegend stochastische Signale weisen diese Peaks im Spektrum nicht auf. Sie besitzen häufig eine gaußähnliche Verteilungsdichte und können auch durch gemittelte Kenngrößen, wie zum Beispiel den Effektivwert beschrieben werden. Transiente Anregungen sind im Frequenzbereich nicht darstellbar. Hier können nur Kenngrößen wie die Amplitude oder die Dauer der Einzelimpulse zu Rate gezogen werden.



## 5. Komfortrelevanz

### 5.1 Ansätze der Psychoakustik

Die Psychoakustik beschäftigt sich mit der Wahrnehmung von Schwingungen im hörbaren Bereich. Im Gegensatz zu Vibrationen lässt sich die Wahrnehmung hier auf ein Organ, das Ohr, beschränken. In diesem Kapitel sollen ausgewählte Ansätze der Psychoakustik vorgestellt werden, die möglicherweise auch auf die Vibrationswahrnehmung übertragbar sind.

Eine besonders populäre Anwendung psychoakustischer Erkenntnisse bildet die Audiodatenkompression im MP3-Format. Hier werden Signalinformationen, welche in der menschlichen Wahrnehmung keine Rolle spielen, nicht berücksichtigt. So werden beispielsweise nicht hörbare Frequenzen oberhalb  $20\text{kHz}$  abgeschnitten und vom Menschen nicht bewusst wahrgenommene Töne weggelassen.

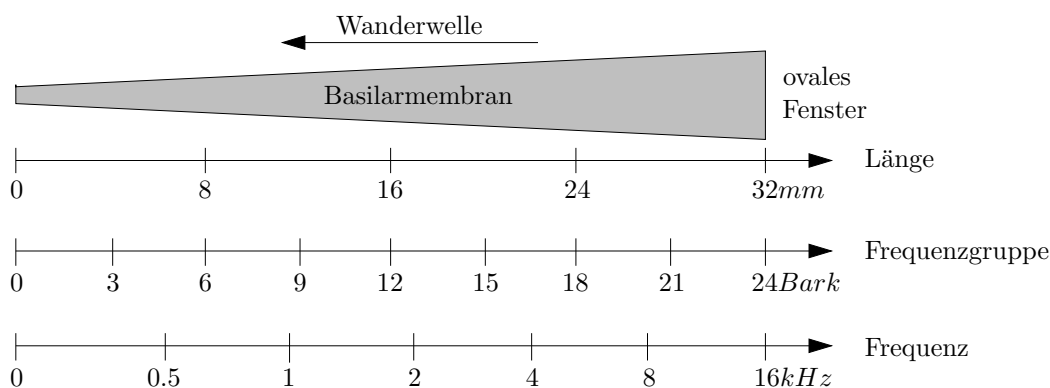


Abb. 5.1: Zusammenhang zwischen der Länge der Basilarmembran, der Frequenz und den Frequenzgruppen nach [17]

Viele Erkenntnisse der Psychoakustik lassen sich sehr gut am Aufbau des Innenohrs erklären. Die Schallwellen werden über das Trommelfell auf die Gehörknöchelchen übertragen und von dort aus über das ovale Fenster als Druckwelle in das Innenohr eingeleitet [17]. Im schneckenförmig aufgebauten Innenohr ist längs entlang des Kanals die Basilarmembran angeordnet. Diese ist abgerollt in Abb. 5.1 dargestellt. Die eingeleitete Druckwelle wandert durch das Innenohr und regt die Basilarmembran zu Schwingungen an. Über Haarzellen werden diese Schwingungen in einen Nervenimpuls umgesetzt [17].

Die Basilarmembran ist ein Schwingungssystem, welches abhängig von der Frequenz an unterschiedlichen Stellen in Resonanz gerät. So führen hohe Frequenzen in der Nähe des ovalen Fensters zu einem Auslenkungsmaximum, wohingegen tiefe Frequenzen erst das gesamte Innenohr durchlaufen und am Ende der Basilarmembran zu deren Resonanz führen [17]. Abb. 5.1 zeigt den Zusammenhang zwischen der Frequenz und der entsprechenden Resonanzlage auf der Basilarmembran.

Sehr dicht liegende Frequenzanteile führen an einem ähnlichem Ort der Basilarmembran zu Schwingungen. Hieraus resultiert eine gegenseitige Beeinflussung dieser Frequenzanteile,

welche bei sehr dominanten Tönen zu einer vollständigen Verdeckung bzw. Maskierung des umliegenden Spektralbereichs führen kann. Erst ab einer gewissen spektralen Distanz können sich Frequenzen nicht mehr beeinflussen. Diese Distanz wird als Frequenzgruppe bezeichnet. Abb. 5.1 zeigt den linearen Zusammenhang zwischen der Länge der Basilarmembran und den Frequenzgruppen, welche in der Einheit „Bark“ gemessen werden. Die Abhängigkeit der Bandbreite  $B_G$  der Frequenzgruppen von deren Mittenfrequenz  $f_M$  ist Abb. 5.2 zu entnehmen.

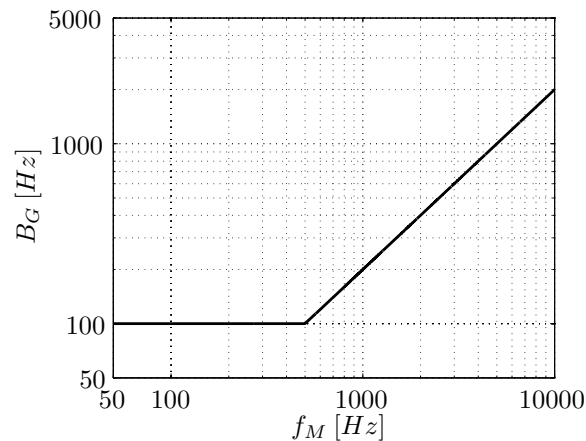


Abb. 5.2: Abhängigkeit der Bandbreite  $B_G$  der Frequenzgruppen von deren Mittenfrequenz  $f_M$

Ein einzelner Ton der Frequenz  $f_0$  ist erst dann wahrnehmbar wenn er eine gewisse Schwelle überschreitet und damit die Basilarmembran in Schwingung versetzt. Diese Schwelle wird als Ruhehörschwelle bezeichnet. Die Ruhehörschwelle ist frequenzabhängig. Sie liegt bei der Frequenz von  $2\text{kHz}$  bei einem Pegel von  $0\text{dB}$  (Referenzschalldruckpegel =  $20\mu\text{pa}$ ) und hat ihr Minimum zwischen  $3,5\text{kHz}$  und  $4\text{kHz}$  (siehe Abb. 5.3).

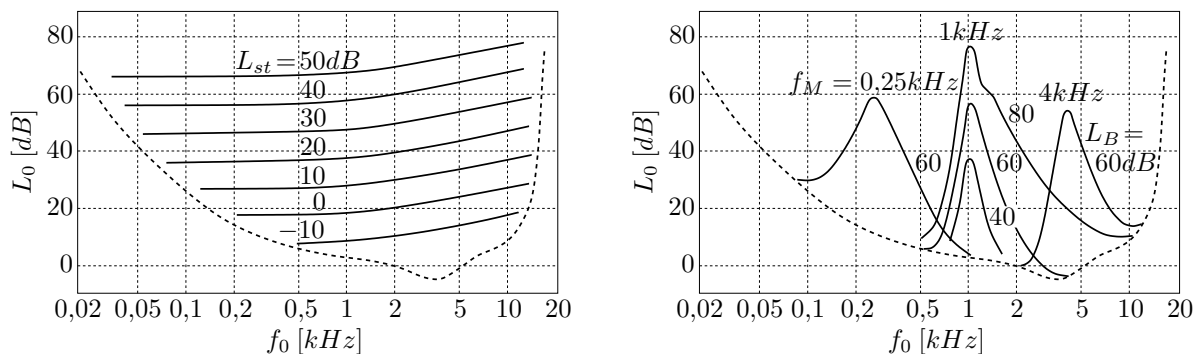


Abb. 5.3: **linke Seite:** Pegel eines Einzeltones, der gerade von einem weißem Rauschen mit dem Pegel  $L_{st}$  überdeckt wird, als Funktion der Frequenz des Einzeltones  $f_0$ ; die Strichlinie markiert die Ruhehörschwelle (Abbildung nach [17]) **rechte Seite:** Pegel eines Einzeltones, der gerade von einem Bandrauschen (Bandbreite = 1Bark, Mittenfrequenz  $f_M = 0,25; 1; 4\text{kHz}$ ) unterschiedlichen Pegels überdeckt wird; die Strichlinie markiert die Ruhehörschwelle (Abbildung nach [17])

Wird ein breitbandiges weißes Rauschen mit dem Schalldruckpegel  $L_{st}$  zugrunde gelegt, liegt die Hörschwelle für Einzeltöne oberhalb der Ruhehörschwelle. Diese Abhängigkeit vom Pegel  $L_{st}$  des weißen Rauschens kann der linken Seite von Abb. 5.3 entnommen werden. Auch ein schmalbandiges Rauschen kann naheliegende Frequenzanteile maskieren. Wie

oben schon erwähnt, ist dies auf die Lage der Resonanzstellen auf der Basilmembran zurückzuführen. Ein Einzelton der Frequenz  $f_0$  ist erst dann wahrnehmbar, wenn er die in Abb. 5.3 (rechte Seite) dargestellten Schwellen überschreitet. Diese Schwellen steigen mit zunehmenden Pegel des schmalbandigen Rauschens  $L_B$  an [17].

Im folgenden Kapitel wird deutlich, dass einige der hier vorgestellten Erkenntnisse der Psychoakustik auch für die Vibrationswahrnehmung eine Rolle spielen. Gerade vor dem Hintergrund der Relevanzfilterung bei instationären Vibrationssignalen sind Parallelen zur Psychoakustik und der MP3-Codierung naheliegend.

## 5.2 Übergang zur Vibrationswahrnehmung

Die auf die Insassen eines Fahrzeugs einwirkenden Vibrationsreize bilden im Frequenzbereich eine breitbandige Anregung. Auch hier lässt sich entsprechend den Ansätzen aus der Psychoakustik die Frage stellen, inwiefern die spektralen Anteile Auswirkung auf die subjektive Wahrnehmung haben.

Abb. 5.4 gibt eine Übersicht, in welchen Intervallen sich der Effektivwert des Beschleunigungssignals auf dem Sitzkissen in z-Richtung für unterschiedliche Anregungen bewegt. Als Vergleichswert wurde der Bereich der Perzeptionsschwelle zwischen  $5\text{Hz}$  und  $80\text{Hz}$  nach Bellmann [4] ebenfalls dargestellt.

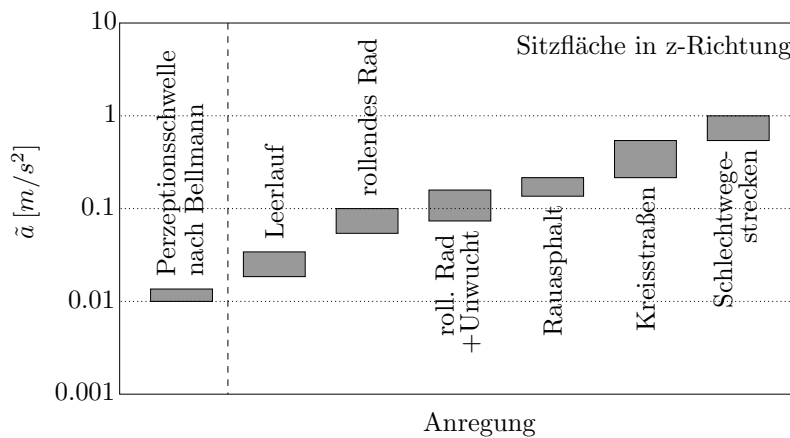


Abb. 5.4: Bereiche des Effektivwertes  $\tilde{a}$  auf dem Sitzkissen (z) für unterschiedliche Anregungen

Es wird deutlich, dass bereits im Leerlauf des Motors die Sitzkissenbeschleunigungen deutlich oberhalb der Perzeptionsschwelle liegen. Werden die Räder zusätzlich in eine Drehbewegung versetzt, erhöht sich die Anregung weiter. Versieht man eines der Räder mit einer Unwucht, kann diese bei glatter Fahrbahn und rollendem Rad deutlich wahrgenommen werden. Sobald jedoch der Belag zu Rauasphalt wechselt, wird die Detektion der Unwucht erschwert. Bei einer kreisstraßenähnlichen Anregung (siehe Abschnitt 4.1) ist die Unwucht nicht mehr wahrzunehmen, sie wird maskiert. Obwohl ein derartiger Unwuchtanteil im Spektrum klar durch einen Peak detektiert werden kann, ist er im Falle einer Kreisstraße nicht relevant für die Wahrnehmung. Die Wahrnehmbarkeitsschwelle der Sinusschwingung ist somit abhängig vom Pegel der Grundanregung.

Dies gilt auch für gerade wahrnehmbare Unterschiede auf verschiedenen Fahrbahnprofilen.

So kann beispielsweise in einem A/B-Vergleich von Fahrzeugvarianten ein Amplitudenunterschied  $\hat{d}a$  einer harmonischen Schwingung auf Rauasphalt spürbar sein, wohingegen der gleiche Unterschied  $\hat{d}a$  auf Kreisstraßen nicht wahrnehmbar ist.

Es gibt bereits zahlreiche Untersuchungen zu Wahrnehmbarkeitsschwellen bzw. Perzeptionsschwellen und gerade wahrnehmbaren Unterschieden von harmonischen Schwingungen.

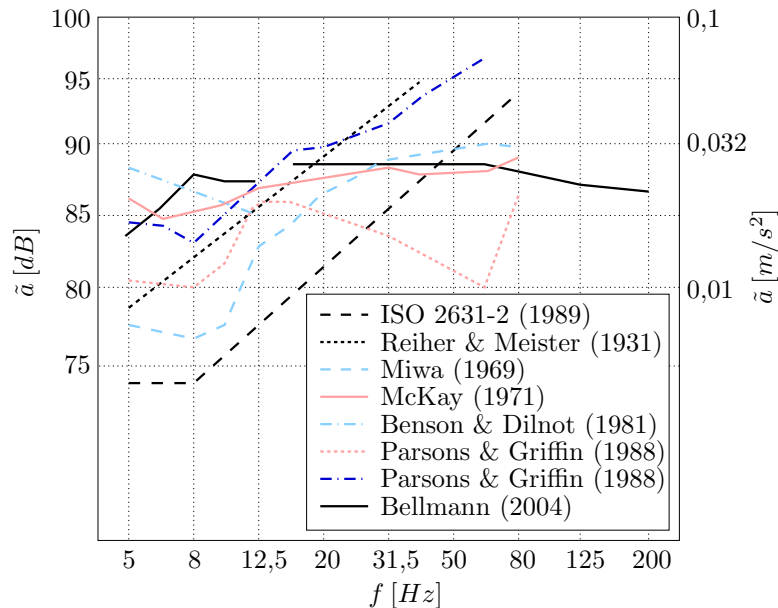


Abb. 5.5: gemessene Perzeptionsschwellen für vertikale Ganzkörpervibrationen des sitzenden Menschen nach Bellmann [4]

In Abb. 5.5 sind gemessene Perzeptionsschwellen für singuläre, harmonische Schwingungen zahlreicher Autoren gegenübergestellt. Neueste Untersuchungen nach Bellmann [4] zeigen, dass die Angaben nach ISO2631-2 (von 1989) die Perzeptionsschwellen im Frequenzbereich unterhalb  $50Hz$  deutlich zu tief und oberhalb  $50Hz$  zu hoch ansetzen. Entsprechende Perzeptionsschwellen in anderen Richtungen und für weitere Körperhaltungen sind in der Literatur zu finden (siehe z.B. [9]). Auch hier wird deutlich, dass zum Teil große Unterschiede in den Untersuchungsergebnissen der einzelnen Autoren bestehen.

Für die Relativbewertungen von Schwingungen sind die gerade wahrnehmbaren Unterschiede von großem Interesse. Entsprechend gibt Bellmann [4] die gerade wahrnehmbaren Unterschiede harmonischer Schwingungen bzgl. deren Pegel und deren Frequenz an (siehe Abb. 5.6). Es zeigt sich, dass die gerade wahrnehmbaren Pegelunterschiede  $DL$  kaum von der Frequenz abhängen, wohingegen die wahrgenommenen Frequenzunterschiede  $DF$  mit steigender Referenzfrequenz  $f_R$  zunehmen.

Grundlage der vorgestellten Untersuchungen zu Perzeptionsschwellen und gerade wahrnehmbaren Unterschieden harmonischer Schwingungen sind rein periodische Anregungen. Im obigen Beispiel einer Unwucht am Rad wurde bereits dargestellt, dass reale Strecken ein breitbandiges Spektrum aufweisen, welches einzelne harmonische Schwingungen maskieren kann. In der Gesamtfahrzeugbeurteilung wären somit Perzeptionsschwellen und gerade wahrnehmbare Unterschiede bei einer vorhandenen Grundanregung von großem Nutzen. So ließe sich für einzelne Spektralanteile definieren, ob sie für die Wahrnehmung eine Rolle

spielen. Auch könnte der Bezug gemessener Signalunterschiede zum Beispiel aufgrund einer Umbaumaßnahme am Fahrzeug zur subjektiven Bewertung hergestellt werden. An dieser Stelle soll die vorliegende Arbeit anknüpfen, worauf im Detail noch in Kapitel 7 eingegangen wird.

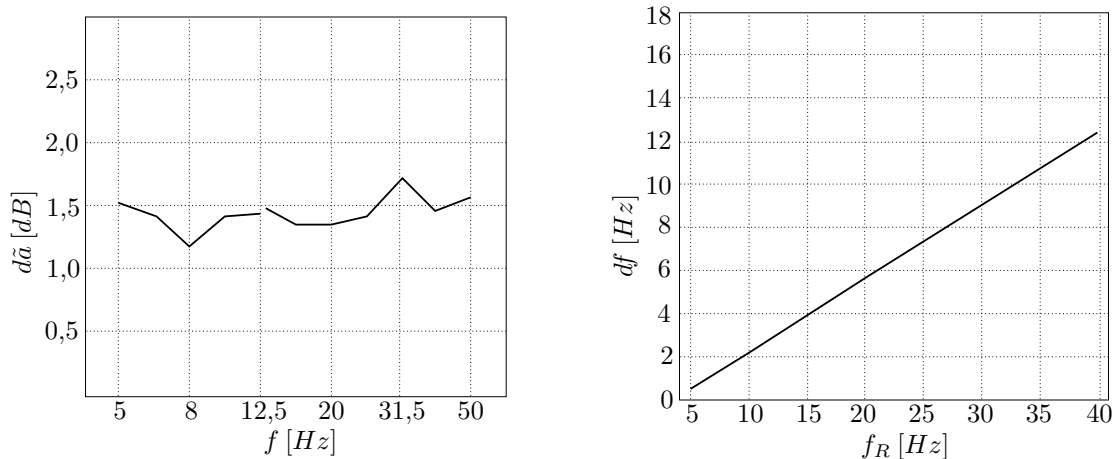


Abb. 5.6: Gerade wahrnehmbare Unterschiede des Pegels und der Frequenz von harmonischen Schwingungen nach Bellmann [4]

Periodische Anregungen spielen in der Gesamtfahrzeugbewertung eine wesentliche Rolle (siehe auch Abb. 7.3). Es gibt jedoch zahlreiche weitere Signalanteile, für welche ähnliche Untersuchungen zu Perzeptionsschwellen und gerade wahrnehmbaren Unterschieden nützlich wären. Im Speziellen werden im Abschnitt 7.3 Frequenzbänder, die Schlaghärte von Impulsen sowie das Nachprellen in Folge von Impulsen erläutert.

Es sei noch erwähnt, dass ein Reiz, welcher oberhalb der Wahrnehmbarkeitsschwelle liegt, nicht zwingend auch ins Bewusstsein des Beurteilers vordringen muss. Durch das gleichzeitige Einwirken vieler Schwingungsreize, kann eine Maskierung innerhalb des Sinneskanals stattfinden (siehe auch Abschnitt 2.2). Erst wenn der Beurteiler sich bewusst auf die entsprechende Anregung konzentriert, ist er in der Lage, einen Reiz der größer gleich dessen Perzeptionsschwelle ist, zu detektieren. In der Fahrzeugentwicklung ist davon auszugehen, dass der Fokus des Subjektivbeurteilers auf ausgewählten Signalbestandteilen liegt und die Bewertung des betrachteten Reizes ab dessen Perzeptionsschwelle erfolgt. Die Wahrnehmbarkeitsschwelle ist somit ein sinnvolles Kriterium für die Komfortrelevanz und soll in der vorliegenden Arbeit für ausgewählte Signalbestandteile ermittelt werden (siehe auch Abschnitt 7.2). Für die Relativbewertung von Signalen werden zahlreiche Untersuchungen zu gerade wahrnehmbaren Unterschieden der auch schon für Perzeptionsschwellen betrachteten Reize durchgeführt.

Für diese Experimente steht ein sehr leistungsfähiger Flachband-Hydropuls-Prüfstand zur Verfügung, welcher im folgenden Abschnitt vorgestellt werden soll.



## 6. Versuchsaufbau

### 6.1 Flachbahnkomfortprüfstand

Sämtliche Probandenversuche wurden am Flachbahnkomfortprüfstand der Audi AG durchgeführt. Im Folgenden sollen der Aufbau sowie die Möglichkeiten und Grenzen der Versuchseinrichtung beschrieben werden.

#### 6.1.1 Aufbau und Eigenschaften des Prüfstandes

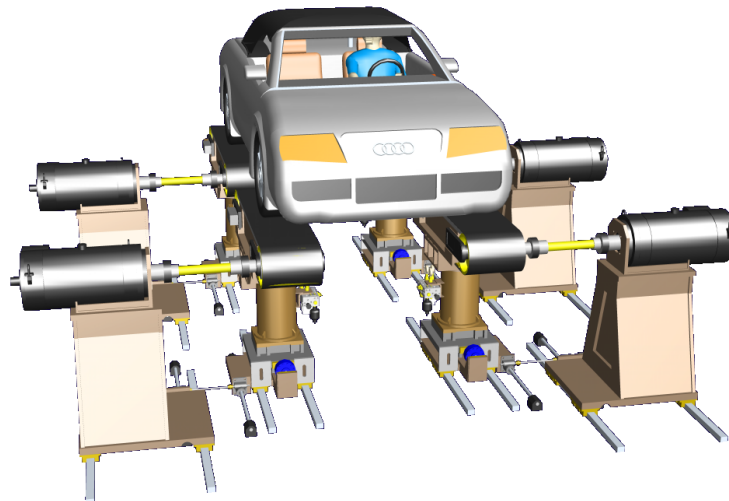
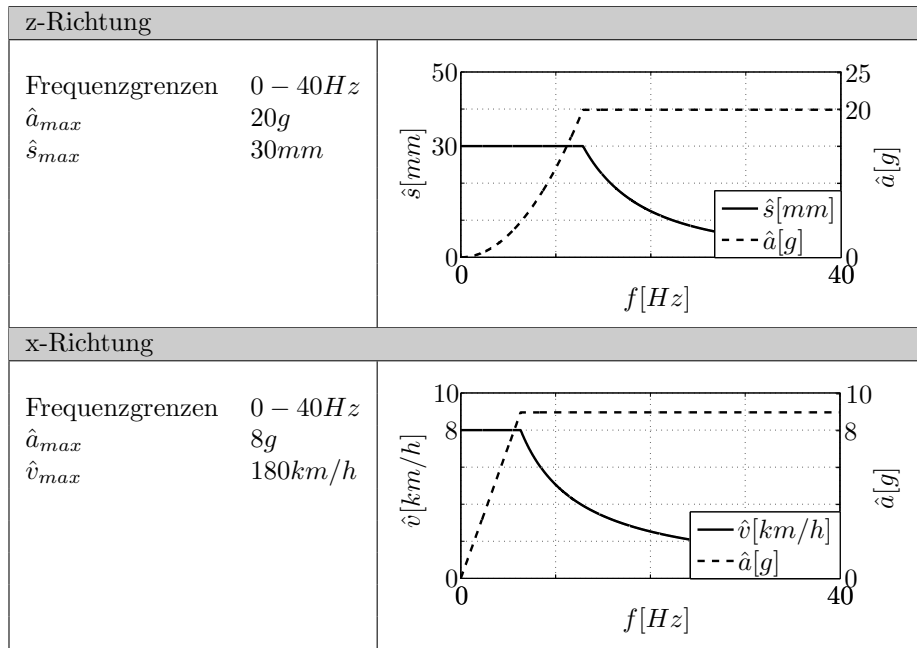


Abb. 6.1: Aufbau des Flachbahnkomfortprüfstands

Der grundlegende Aufbau des Prüfstands ist Abb. 6.1 zu entnehmen. Das Fahrzeug wird auf vier Flachbandeinheiten positioniert, welche jeweils auf einem Hydraulikzylinder angeordnet sind. Angetrieben werden die an der Oberseite hydrostatisch gelagerten Bänder (Luftpolyester) mittels E-Maschinen, welche jeweils eine Leistung von 280kW aufweisen. Somit wird es möglich, die Vorteile klassischer Hydropulsanlagen mit denen von Rollenprüfständen zu kombinieren.

Die Räder können entweder vom Motor des Fahrzeugs selbst oder mittels der Bänder durch die E-Maschinen in Drehbewegung versetzt werden. In beiden Fällen ist es möglich, dem quasistatischen Grundmoment ein breitbandiges Moment im Frequenzbereich von 0 bis 40Hz zu überlagern. Auch die Hydraulikzylinder sind in der Lage Unebenheitssignale aufzubringen, welche spektrale Anteile bis zu 40Hz enthalten können. Die Grenzen des Prüfstandes sind Tab. 6.1 zu entnehmen.

Durch die im Vergleich zu reinen Hydropulsanlagen zusätzliche Möglichkeit der x-Anregung können einem Straßensignal vergleichbare Schwingungen in das Fahrzeug eingeleitet werden.



Tab. 6.1: Grenzen des Flachbahnkomfortprüfstandes

### 6.1.2 Iteration auf beliebige Response-Kanäle

Der große Vorteil eines Prüfstandes liegt vor allem darin, dass Messungen reproduzierbar durchgeführt werden können. Bei Straßenmessungen kann häufig nicht entschieden werden, ob detektierte Unterschiede in den aufgenommenen Signalen tatsächlich auf eine Variation am Fahrzeug oder lediglich auf Streuungen zwischen den Messungen zurückzuführen sind. Somit liegt es nahe, charakteristische Fahrbananregungen auf den Prüfstand zu übertragen. Eine erste sehr aufwändige Möglichkeit besteht darin, das Straßenprofil zu vermessen. Im Anschluss können die Hydraulikzylinder des Prüfstandes direkt mit dem ermittelten Unebenheitssignal beaufschlagt werden. Neben dem hohen technischen Aufwand besteht ein weiterer Nachteil dieses Vorgehens darin, dass das Fahrzeug nur in z-Richtung erregt wird. Die durch das Abrollen des Reifens auf der Straße entstehenden Longitudinalkräfte werden nicht abgebildet.

Der Flachbahnkomfortprüfstand bietet die Möglichkeit, auf beliebige im Fahrzeug ermittelte Beschleunigungssignale zu iterieren. Hierfür werden bei Überfahrt einer ausgewählten Strecke die Beschleunigungen in x- und z-Richtung an einem beliebigen Punkt im Fahrzeug bestimmt. Sie werden mit  $a_x(t)$  und  $a_z(t)$  bezeichnet. Sinnvoll ist, den Sensor möglichst nahe an der Einleitungsstelle der Unebenheiten, zum Beispiel am Radträger, zu platzieren.

Am Prüfstand werden nun automatisiert die Übertragungsfunktionen  $TF_{xx}(f)$ ,  $TF_{xz}(f)$ ,  $TF_{zx}(f)$  und  $TF_{zz}(f)$  vom Ort der Einleitung hin zum Beschleunigungsaufnehmer ermittelt. So kann mittels der Gleichungen 6.1 und 6.2 berechnet werden, wie die Anregung in x- und in z-Richtung sein sollte, um das auf der Straße gemessene Signal auch am Prüfstand einzustellen.  $V_x(f)$  bezeichnet hierbei das Spektrum des Geschwindigkeitssignals der Bänder,  $H_z(f)$  das Spektrum des Wegsignals der Hydraulikzylinder.

$$A_x(f) = TF_{xx}(f)V_x(f) + TF_{zx}(f)H_z(f) \quad (6.1)$$

$$A_z(f) = TF_{xz}(f)V_x(f) + TF_{zz}(f)H_z(f) \quad (6.2)$$



Das Transferverhalten zwischen der Anregung am Reifen und dem Beschleunigungsaufnehmer, zum Beispiel am Radträger, ist stark nichtlinear. Somit ist die Übertragungsfunktion also nicht nur von der Frequenz, sondern auch von der Amplitude abhängig. In einem einzelnen Rechenschritt auf Basis der Gleichungen 6.1 bis 6.2 kann die tatsächliche Anregung des Fahrzeugs somit nicht ermittelt werden. In weiteren Iterationen wird jeweils die Abweichung zwischen geforderten und tatsächlichen Messverläufen am Beschleunigungssensor bestimmt. Auf Basis dieser Differenzen können  $TF_{xx}(f)$ ,  $TF_{xz}(f)$ ,  $TF_{zx}(f)$  und  $TF_{zz}(f)$  angepasst werden, und es ergeben sich neue Verläufe  $V_x(f)$  und  $H_z(f)$ . Genügt die Abweichung den Genauigkeitsanforderungen des Anwenders, wird die Iteration abgebrochen.

Im Grunde handelt es sich hierbei um eine iterative Optimierung, die ähnlich einer Regelstrecke dargestellt werden kann (siehe Abb. 6.2).

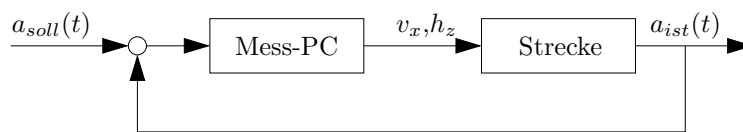


Abb. 6.2: iterative Optimierung der Anregung am Prüfstand

Aus der Abweichung zwischen  $a_{ist}(t)$  und  $a_{soll}(t)$  ermittelt der Mess-PC die angepasste Transferfunktion und erzeugt daraus die neuen Verläufe  $v_x(t)$  bzw.  $h_z(t)$ . Die Strecke bildet der Transferpfad zwischen der Anregung und dem Beschleunigungssensor.

Im Vergleich zum oben beschriebenen Verfahren der direkten Vermessung von Oberflächenprofilen werden hier auch Schwingungen in x-Richtung am Reifenaufstandspunkt eingeleitet, wodurch die Anregung durch die Fahrbahn deutlich realistischer nachgebildet werden kann.

Aus Abb. 6.3 ist die Qualität der Iteration auf einen Beschleunigungsaufnehmer am Radträger in x- und z-Richtung ersichtlich. Wird der Prüfstand als reine Hydropulsanlage bei stillstehenden Bändern betrieben, liefert die Iteration zwar in z-Richtung sehr gute Ergebnisse, in Längsrichtung jedoch ergeben sich große Unterschiede zur Straßenmessung. Erst durch den Einsatz der Bändereinheiten gelingt es, auch diese Richtung in Einklang mit den Messungen zu bringen.

Die Qualität der Iteration ist umso besser, je näher der Messpunkt am Einleitungsort der Schwingung liegt. Bei sehr langen Transferpfaden mit vielfältig ausgeprägten Nichtlinearitäten können trotz allem höhere Abweichungen im Vergleich zur Messung auftreten.

Das Verfahren der hier beschriebenen Iteration ist nicht nur auf Straßenmessungen anwendbar. Es können auch künstliche Signale erzeugt werden, die an beliebigen Punkten im Fahrzeug dargestellt werden sollen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden häufig Wunschverläufe auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne definiert. Mittels mehrerer Iterationen konnten im Anschluss die dafür notwendigen Anregungen durch die Bänder bzw. die Hydraulikzylinder erzeugt werden. Hierbei ist zu beachten, dass die Zielsignale durch das Schwingungssystem des Fahrzeugs darstellbar sein müssen. Es gelingt nicht, gekoppelte Komponenten unabhängig voneinander zu betreiben. Eine stochastische Sitzflächenanregung bei gleichzeitiger Ruhe der Sitzlehne ist somit keine sinnvolle Zielvorgabe.

Iterationen auf den Sitz sind nur mit einer darauf sitzenden Versuchsperson sinnvoll. Die sich dann ergebenden Anregungen durch die Bänder und die Hydraulikzylinder gelten streng genommen nur für diese Person.

In Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden zahlreiche Iterationen auf die Sitzfläche bzw. die

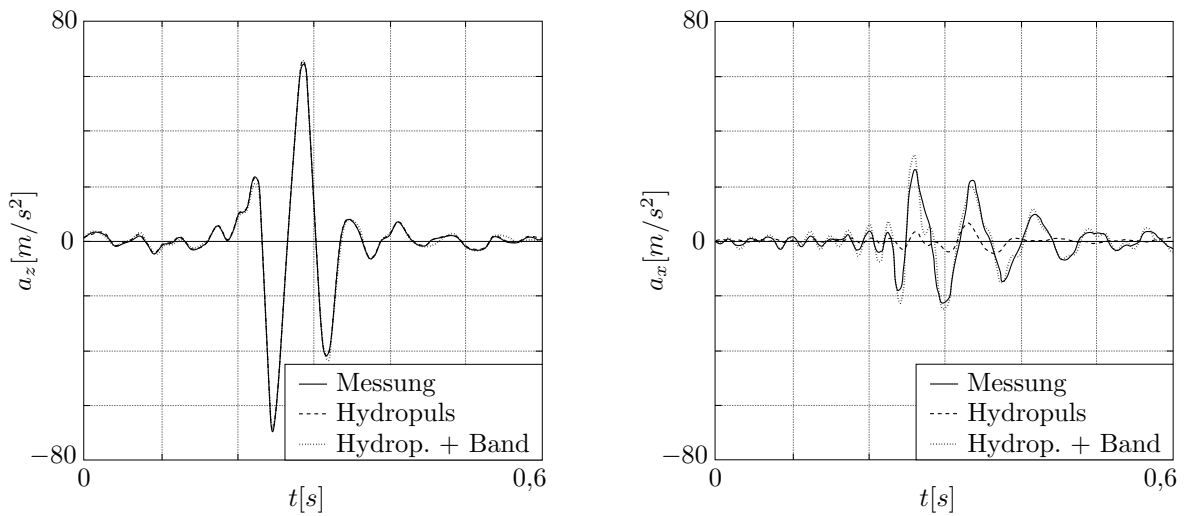


Abb. 6.3: **links:** Qualität der Iteration in z-Richtung **rechts:** Qualität der Iteration in x-Richtung

Rückenlehne durchgeführt. Aufgrund des dafür notwendigen hohen Zeitaufwandes, erfolgten diese Iterationen nur für einen Probanden. Es ist somit darauf zu achten, dass alle weiteren Probanden einen ähnlichen Körperbau aufweisen. Eine Verallgemeinerung auf Testpersonen beliebigen Körperbaus kann nicht vorgenommen werden.

## 6.2 Messaufbau

### 6.2.1 Beschleunigungsaufnehmer



Abb. 6.4: Messpositionen der Beschleunigungssensoren

In dieser Arbeit wurden Untersuchungen auf Basis von Beschleunigungssignalen durchgeführt. Als wesentliche Gründe sind dabei die einfache Handhabung und die weite Verbreitung dieser Messtechnik zu nennen.

Bei den verwendeten Beschleunigungsaufnehmern handelt es sich ausschließlich um Sensoren

in ICP-Bauweise (Integrated Circuit Piezoelectric). Aufgrund deren unterer Frequenzgrenze von rund 2Hz ist es somit nicht möglich, den Bereich von Kinetosen zu untersuchen, was jedoch auch nicht Bestandteil der vorliegenden Arbeit sein soll.

Abb. 6.4 zeigt einen Überblick des Messaufbaus. Der Sitz wurde für die zur Iteration eingesetzte Versuchsperson optimal positioniert. Alle weiteren Probanden durften diese Einstellung nicht mehr ändern. Da jedoch darauf geachtet wurde, dass sich Körpergröße und Körperbau kaum unterschieden, war eine erneute Verstellung des Sitzes nicht notwendig.

Bei den Messungen kamen ausschließlich triaxiale Beschleunigungssensoren zum Einsatz. Auf der Sitzfläche wurde ein speziell für diesen Anwendungsfall konstruierter Aufnehmer verwendet, welcher in ein gummiertes Sitzkissen eingebettet ist. Der Sitzkomfort wird auf diese Weise kaum beeinträchtigt. Ein weiterer Vorteil dieser Ausführung ist, dass durch die große Auflagefläche die Sensibilität bezüglich der Sitzposition herabgesetzt wird und somit die Reproduzierbarkeit der Messungen deutlich erhöht wird. Der Sensor wurde in Querrichtung mittig und in Längsrichtung 20cm vor dem Auftreffpunkt der Rückenlehne auf der Sitzfläche positioniert.

Der Beschleunigungsaufnehmer an der Sitzlehne wurde 15cm oberhalb der Sitzfläche angebracht. Durch die Nachgiebigkeit des Schaumstoffes der Sitzfläche liegt dies im Bereich des unteren Rückens, welcher hauptsächlich für die Abstützung von Kräften in x-Richtung verantwortlich ist. Der Sensor wurde aus Komfortgründen in Querrichtung nicht mittig platziert sondern um 5cm zur Fahrzeugmitte versetzt. So konnte ein Druck auf die Wirbelsäule verhindert werden. Eine zusätzliche Schaumstoffabdeckung half den Druck im Bereich des Messaufnehmers soweit zu reduzieren, dass er kaum noch spürbar war.

Der Lenkradsensor wurde nahe der drei-Uhr-Position platziert. Aufgrund der geforderten Handhaltung am Lenkrad bei drei Uhr und neun Uhr war somit sichergestellt, dass die gemessenen Beschleunigungen denen entsprechen, die über die Hände in den Körper eingeleitet werden.

Für die Ermittlung von Perzeptionsschwellen war es notwendig, einen weiteren Sensor als Signalgeber am Lenkrad zu positionieren. Dieser war bequem über den Mittelfinger oder den Zeigefinger zu erreichen und diente ausschließlich dazu, durch ein kurzes Antippen einen Wahrnehmungszeitpunkt zu markieren.

## 6.2.2 Messfahrzeug



Abb. 6.5: eingesetztes Messfahrzeug

Sämtliche Versuche wurden mit einem Audi A5, 3.0l TDI quattro mit Handschaltung durchgeführt (siehe Abb. 6.5).

Wie zuvor erwähnt, ist das Messfahrzeug jedoch nicht entscheidend für die Untersuchungen, da die Iterationen auf die Sitzfläche und auf die Rückenlehne durchgeführt wurden. Zu beachten ist jedoch, dass die somit ermittelten Anregungssignale für die Bänder und die Hydraulikzylinder nicht auf andere Fahrzeuge übertragbar sind. Nur in Kombination mit dem für die Iteration verwendeten Fahrzeug ergeben sich auch die gewünschten Schwingungsverläufe auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne.

## 7. Strukturierung der Versuche

### 7.1 Grundanregung

In der vorliegenden Arbeit sollen Filteralgorithmen im Zeitbereich zur Selektion komfortrelevanter Streckenabschnitte entwickelt werden. Es sei an dieser Stelle erneut darauf hingewiesen, dass ausschließlich der Schwingungsdiskomfort der Messung zugänglich ist. Die Fragestellung lautet: Gibt es Zeitintervalle, die vom Fahrer als störend empfunden werden und somit Eingang in die Beurteilung finden?

Ein Schwingungsreiz ist folglich nur dann relevant, wenn er im Bereich der Wahrnehmung und damit oberhalb der Perzeptionsschwelle liegt. Die Perzeptionsschwelle ist abhängig von mehreren Faktoren wie:

- der Stärke des Schwingungsreizes selbst
- der Überlagerung weiterer Schwingungsanregungen
- mentalen Faktoren (Konzentration, ...)
- dem Umfeld (Stadtgebiet, Landstraße...)
- ...

Im Abschnitt 1.4 wurde bereits darauf eingegangen, dass mentale Faktoren und Einflüsse des Umfelds ausgeschlossen werden müssen.

Eine ganz wesentliche Eigenschaft von Anregungen auf realen Strecken ist jedoch, dass ein ausgewähltes charakteristisches Schwingungsphänomen nie einzeln vorliegt, sondern nur in Kombination mit einer breitbandigen Grundanregung anzutreffen ist. Dieses stochastische Rauschen ist auf die Struktur der Fahrbahnoberfläche sowie das Reifenprofil zurückzuführen. Bisher ermittelte Wahrnehmungsschwellen basieren ausschließlich auf singulären Reizen, wie zum Beispiel Sinusanregungen. Eine Übertragbarkeit dieser Schwellenwerte auf reale Anregungen der Straße ist nicht möglich.

In dieser Arbeit wurde die Dimension der Wahrnehmungsschwellen  $PS$  um den Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  erweitert. Es ergibt sich somit:

$$PS = g(\vec{R}^T, \tilde{a}_{st}). \quad (7.1)$$

$\vec{R}^T$  ist der Vektor der den betrachteten Schwingungsreiz beschreibenden Größen.

Mittels der im Abschnitt 4.1 beschriebenen spektralen Leistungsdichte (SLD) lassen sich Anregungen typischer Fahrbahnprofile erzeugen.

Auf Basis der Näherungsformel der spektralen Leistungsdichte für Unebenheiten von Straßenprofilen 4.9 soll nun eine Realisation eines tatsächlichen Höhenprofils erzeugt werden.

Aus

$$\Phi(\omega) = \frac{1}{v} \cdot \Phi(\Omega) \quad (7.2)$$

$$\Phi(\omega) = \frac{1}{2\pi} \cdot \Phi(f) \quad (7.3)$$

und dem Zusammenhang zwischen dem kontinuierlichem und dem diskretem Spektrum

$$\Phi(f_k) = \frac{1}{\Delta f} \cdot \Phi[k] \quad (7.4)$$

folgt:

$$\Phi(\Omega_k) = \frac{v}{2\pi} \cdot \Phi(f_k) = \frac{v}{2\pi\Delta f} \cdot \Phi[k] \quad (7.5)$$

Mit dem Zusammenhang

$$\Phi[k] = H^*[k] \cdot H[k] \quad (7.6)$$

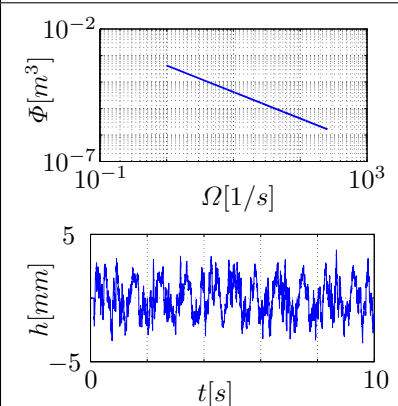
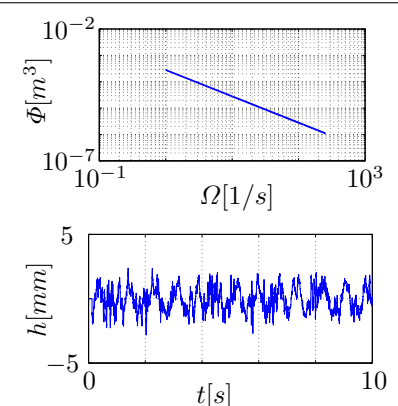
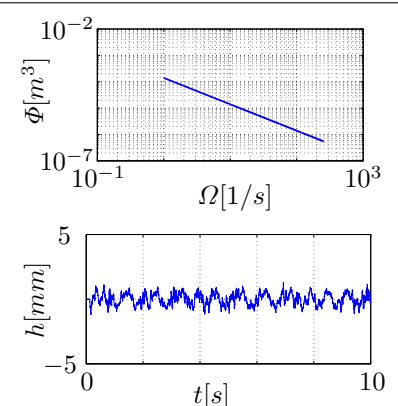
und  $\Delta f = 1/T$  ergibt sich:

$$\Phi(\Omega_k) = \frac{v \cdot T}{2\pi} \cdot |H[k]|^2 \quad (7.7)$$

Für das Wegspektrum  $H[k]$  folgt hieraus:

$$H[k] = \sqrt{\frac{2\pi \cdot \Phi(\Omega_k)}{v \cdot T}} \quad (7.8)$$

$H[k]$  ist das Spektrum des Höhenprofils der Fahrbahn. Zusammen mit einer zufälligen Phase  $\varphi \in [-\pi, \pi]$  lässt sich somit aus einer vorgegebenen spektralen Dichte  $\Phi(\Omega)$ , wie sie über die Näherung 4.9 definiert ist, das Höhenprofil  $h_{v,T}(t)$  generieren. Parameter hierbei sind die Geschwindigkeit  $v$  und die Dauer des Signals  $T$ .

<b>A1</b>	<b>A2</b>	<b>A3</b>
Parameter der Näherung der SLD (Unebenheitsmaß $\Phi(\Omega_0)$ , Bezugswegkreisfrequenz $\Omega_0$ , Welligkeit $w$ )		
$\Phi(\Omega_0) = 1\text{cm}^3$ $\Omega_0 = 1\text{m}^{-1}$ $w = 2$	$\Phi(\Omega_0) = 0.44\text{cm}^3$ $\Omega_0 = 1\text{m}^{-1}$ $w = 2$	$\Phi(\Omega_0) = 0.11\text{cm}^3$ $\Omega_0 = 1\text{m}^{-1}$ $w = 2$
Geschwindigkeit $v$		
$v = 80\text{km/h}$	$v = 80\text{km/h}$	$v = 80\text{km/h}$
Frequenzbereich $[f_u \dots f_o]$		
$f_u = 1\text{Hz}$ $f_o = 256\text{Hz}$	$f_u = 1\text{Hz}$ $f_o = 256\text{Hz}$	$f_u = 1\text{Hz}$ $f_o = 256\text{Hz}$
Effektivwert des Rauschens $\tilde{h}$		
$\tilde{h} = 1,34\text{mm}$	$\tilde{h} = 0,90\text{mm}$	$\tilde{h} = 0,45\text{mm}$
		

Tab. 7.1: Definition des Grundrauschens auf Grundlage der spektralen Leistungsdichte  $\Phi(\Omega)$

In Tab. 7.1 sind die generierten Rauschsignale  $A1$  bis  $A3$  aufgelistet.

Auf der Straße entsteht durch das Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn auch eine x-Anregung. Durch Beaufschlagen der Hydropulszylinder mit dem Signal  $h(t)$  werden die Räder jedoch zunächst nur in z-Richtung angeregt. Schon am Radträger sind die Beschleunigungspegel auch in x-Richtung mit denen auf der Straße vergleichbar, was vor allem auf die Kinematik der Radaufhängung zurückzuführen ist. Da ausschließlich der Beschleunigungspegel als charakterisierende Größe des Grundrauschens berücksichtigt wird, ist es somit ausreichend, die Hydraulikzylinder mit dem stochastischem Signal  $h(t)$  zu beaufschlagen. Für die Erzeugung exakt definierter Kurvenverläufe, wie sie in den Versuchen der Grundanregung überlagert werden sollen, ist dieses Vorgehen nicht ausreichend.

In Abbildung 7.1 sind die Pegel der Radträgerbeschleunigungen auf Basis des generierten Grundrauschens im Vergleich zu den auf realen Strecken gemessenen Pegeln aufgetragen. Die Anregungen  $A1$  bis  $A3$  liegen im Bereich der guten Bundesstraße bei  $80\text{km/h}$  und der Kreisstraße bei  $80\text{km/h}$  und decken somit den größten Teil realer Fahrbahnoberflächen ab.

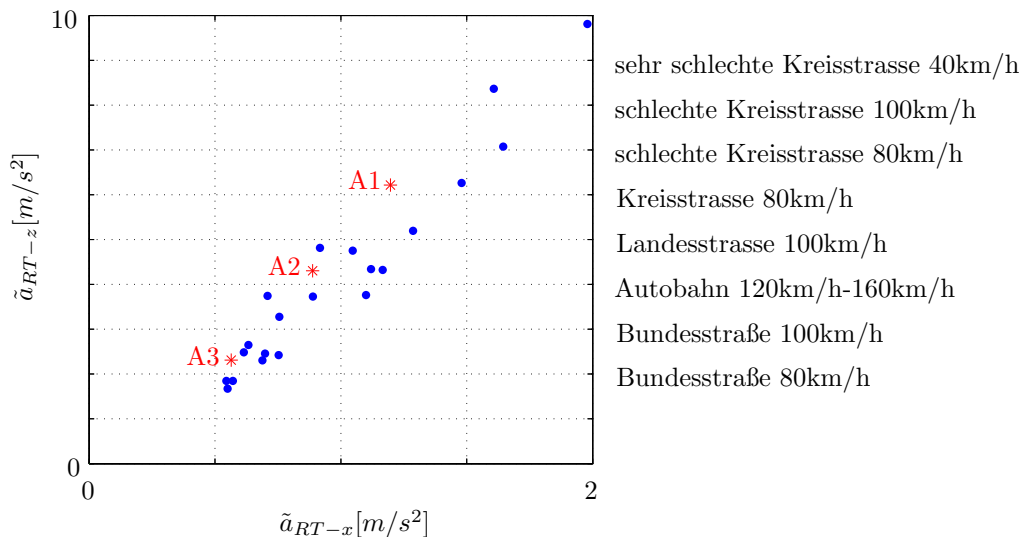


Abb. 7.1: Pegel der Radträgerbeschleunigungen in x- und z-Richtung

## 7.2 Detektion und Bewertung

Im Abschnitt 2.2 wurde bereits umfassend auf die Verarbeitung mechanischer Reize im menschlichen Körper eingegangen. Erst wenn ein Aktionspotential im Gehirn eine Empfindung auslöst und somit bewusst wird, spricht man von Wahrnehmung.

Übertragen auf den Schwingungskomfort im Fahrzeug können Signalanteile erst dann detektiert werden, wenn sie eine Grenze überschreiten, die man als Perzeptionsschwelle bzw. Wahrnehmungsschwelle bezeichnet. Definiert man nun komfortrelevante Kriterien, wie dies im folgenden Kapitel vorgenommen wird, ist zunächst der Schwellwert von Interesse, oberhalb dessen diese Kriterien überhaupt einen Einfluss auf das Komfortempfinden des Menschen haben können. Ausschließlich im Bereich der Wahrnehmung kann die Stärke eines Reizes bewertet werden.

Ziel der Objektivierung ist immer, den Absolutpegel einer Anregung beziehungsweise den relativen Unterschied zwischen Varianten anhand einer Skala zu quantifizieren. Erfahrungen

aus der subjektiven Beurteilungspraxis des Schwingungskomforts zeigen, dass ein gerade wahrnehmbarer Unterschied zweier Reize in Form einer halben Note (entspricht einer Bewertungseinheit  $BE$ ) differenziert wird. Dieser Bezug einer physikalisch messbaren Größe zu einer bereits bewährten Skala dient als wesentliche Grundlage der Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit.

Die Experimente gliedern sich somit in zwei Abschnitte:

- 1) Ermittlung der Perzeptionsschwellen für ausgewählte Kriterien
- 2) Ermittlung der gerade wahrnehmbaren Unterschiede (DL: Just Noticeable Differences in Level) für diese Kriterien

Abb. 7.2 veranschaulicht die Vorgehensweise.

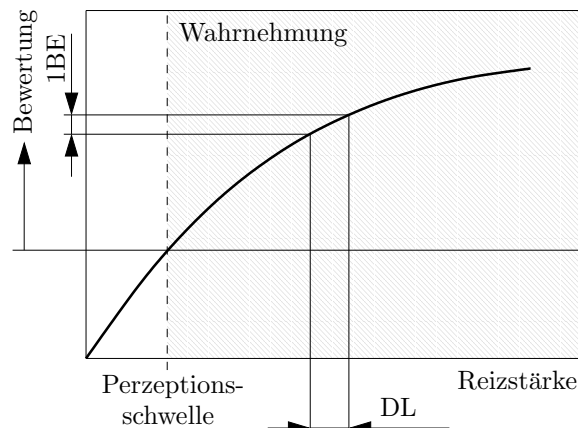


Abb. 7.2: Detektion und Bewertung von Reizen

Durch den Bezug der gerade wahrnehmbaren Unterschiede zu einer Bewertungsskala können nur relative Unterschiede in Form von Noten ermittelt werden. Der Absolutpegel ist nicht durch Messungen bestimmbar, sondern wird aufgrund von Erfahrung festgelegt. Dabei spielen verschiedenste Kriterien eine Rolle wie

- die Fahrzeugklasse (A-, B-, C- oder D-Reihe)
- die Fahrzeuggeneration
- die Wirkung eingebrachter schwingungsmindernder Maßnahmen
- ...

Hieraus ist ersichtlich, dass der Absolutpegel eine fahrzeugspezifische und sogar zeitlich dynamische Größe darstellt. Eine objektive Beschreibung des Absolutpegels ist somit nicht möglich.

### 7.3 Definition komfortrelevanter Beurteilungskriterien

Die Gesamtfahrzeugbeurteilung beinhaltet alle auf den Fahrer einwirkenden Schwingungen, egal ob diese mechanischer oder akustischer Natur sind. Dabei wurden Begriffe für ausgezeichnete Phänomene definiert, welche innerhalb charakteristischer Frequenzbereiche anzutreffen sind (siehe Abb. 7.3 [68], [69], [70]). Da die akustischen Schwingungen in dieser Arbeit nicht betrachtet werden, sind sie separat aufgeführt.

Ein Großteil der in Abb. 7.3 dargestellten Phänomene hat ausschließlich harmonischen Charakter. Die Überlagerung eines Grundrauschens mit einer reinen Sinusanregung wird somit



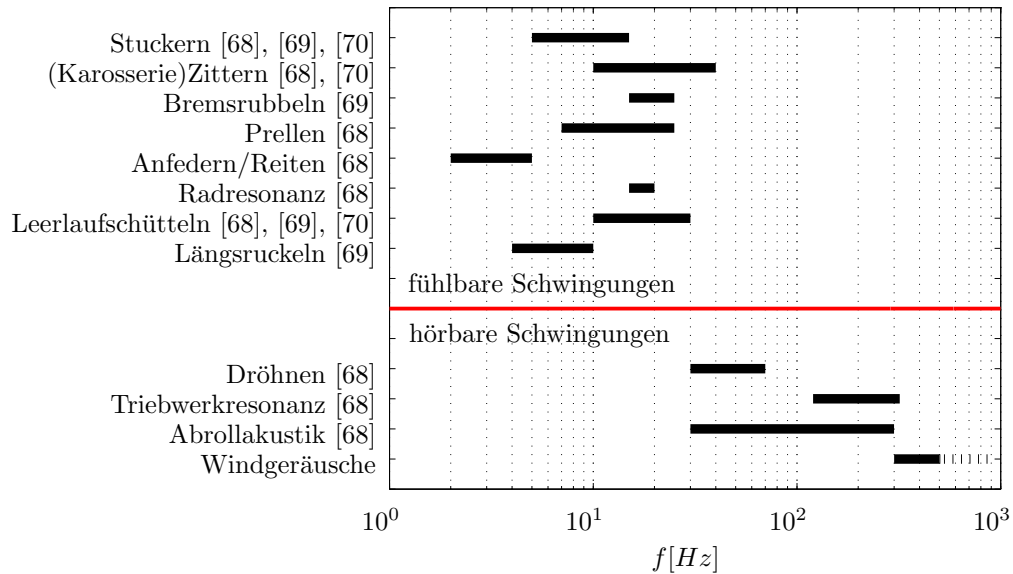


Abb. 7.3: Charakteristische Frequenzbereiche im Fahrzeug

als ein komfortrelevantes Kriterium definiert und im Folgenden untersucht.

Wie im vorhergehenden Kapitel erwähnt, wird zunächst die Perzeptionsschwelle  $PS_H$  ermittelt. Neben der Frequenz ist der Pegel des Grundrauschens eine weitere abhängige Größe. Es gilt:

$$PS_H = g(f, \tilde{a}_{st}) \quad (7.9)$$

Im Anschluss an die Untersuchungen zur Detektion soll die Bewertung von harmonischen Schwingungen bei überlagertem Grundrauschen betrachtet werden. Dazu werden die gerade wahrnehmbaren Unterschiede  $DL$  der harmonischen Schwingung in Abhängigkeit der Frequenz  $f$ , des Grundpegels der Sinusschwingung  $\tilde{a}_H$  und des Rauschpegels  $\tilde{a}_{st}$  ermittelt.

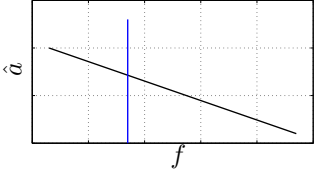
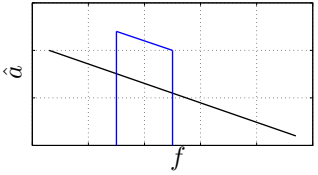
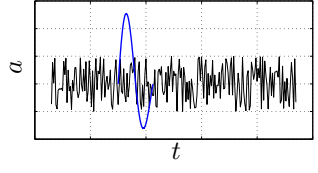
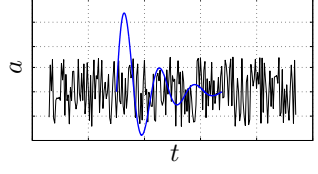
$$DL_H = g(f, \tilde{a}_H, \tilde{a}_{st}) \quad (7.10)$$

Diese Untersuchungen erfolgen separat für das Sitzkissen in z-Richtung sowie die Rückenlehne in x-Richtung.

Neben der Betrachtung einzelner Sinusschwingungen ist es in der Beurteilungspraxis häufig von Interesse, den Einfluss von Änderungen in Frequenzbändern auf das Komfortempfinden zu untersuchen. So kann zum Beispiel in Folge des Einsatzes einer Tilgermasse<sup>1</sup> ein zusammenhängender Bereich im Spektrum beeinflusst werden. Die Frage hierbei könnte nun lauten: Wie groß muss die Absenkung des interessierenden Spektralbereichs sein, um eine spürbare Wirkung zu erzielen?

Als weiteres charakteristisches Merkmal sollen somit die gerade wahrnehmbaren Unterschiede des Pegels einzelner Frequenzbänder bei gleichzeitigem Grundrauschen untersucht werden. Die Parameter hierbei sind die Mittenfrequenz  $f_M$ , die Frequenzbandbreite  $df_B$  und der Pegel

<sup>1</sup>Ein Tilger ist eine schwingend gelagerte Masse, welche im Fahrzeug vor allem dazu dient, die Schwingungsamplituden von Komponenten des Antriebsstrangs, der Lenkung oder sogar der gesamten Karosserie in einem bestimmten Frequenzbereich  $[f_u..f_o]$  zu reduzieren. Das Feder-Dämpfer-Masse-System wird so ausgelegt, dass die Überhöhungsfunktion ihr Maximum an der Stelle  $f_M = (f_o + f_u)/2$  erreicht, wodurch der Tilger dem System im Bereich dieser Frequenz Schwingungsenergie entzieht.

Überlagerung eines Grundrauschens mit einer harmonischen Schwingung	
	$PS_H = g(f, \tilde{a}_{st})$ $DL_H = g(f, \tilde{a}_H, \tilde{a}_{st})$
Überlagerung eines Grundrauschens mit einem Frequenzband	
	$DL_{FB} = g(f_M, df_B, \tilde{a}_{FB}, \tilde{a}_{st})$
transiente Anregung bei vorhandenem Grundrauschen	
	$PS_I = g(\tilde{a}_{st})$ $DL_I = g(\hat{a}_I, \tilde{a}_{st})$
Abklingvorgang in Folge eines Impulses bei vorhandenem Grundrauschen	
	$PS_S = g(\hat{a}_I, \tilde{a}_{st})$ $DL_S = g(K_S, \hat{a}_I, \tilde{a}_{st})$

Tab. 7.2: Überblick der in dieser Arbeit zu untersuchenden Komfortkriterien

$\tilde{a}_{FB}$  des Frequenzbandes sowie der Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$ .

$$DL_{FB} = g(f_M, df_B, \tilde{a}_{FB}, \tilde{a}_{st}) \quad (7.11)$$

Die Definition einer Wahrnehmungsschwelle für Frequenzbänder ist kein beurteilungsrelevantes Kriterium.

Auch transiente Ereignisse spielen für die Komfortbewertung eine entscheidende Rolle. Die Schlaghärte beziehungsweise die Beschleunigungsamplitude, mit der ein Impuls zum Insassen des Fahrzeugs weitergegeben wird, ist dabei ein wichtiges Beurteilungskriterium. Hier ist zunächst von Interesse, wie groß der Beschleunigungspegel eines Signalanteils im Vergleich zum Grundrauschen sein muss, um als Impuls interpretiert zu werden. Die abhängige Größe für die so definierte Perzeptionsschwelle stoßartiger Anregungen ist folglich der Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$ .

$$PS_I = g(\tilde{a}_{st}) \quad (7.12)$$

Für die Bewertung in Form der gerade wahrnehmbaren Unterschiede kommt die Amplitude des Impulses  $\hat{a}_I$  als weitere abhängige Größe hinzu.

$$DL_I = g(\hat{a}_I, \tilde{a}_{st}) \quad (7.13)$$

Bei Kantenüberfahrten wird neben der Schlaghärte vor allem auch das Nachprellen infolge des Impulses überprüft. Die Kombination des Impulses mit einer abklingenden Schwingung wird in den weiteren Ausführungen als Sequenz bezeichnet. Hieraus resultiert der verwendete Index  $S$ . Für das Ziel der Objektivierung muss zunächst überprüft werden, wie „stark“ das Nachprellen mindestens sein muss, um detektiert zu werden. Um den Untersuchungsaufwand im Rahmen zu halten, sollte diese „Stärke“ der abklingenden Schwingung in einem Kennwert  $K_S$  beschrieben werden, worauf im Abschnitt 8.4.1 genauer eingegangen wird. Die Perzeptionsschwelle  $PS_S$  bildet also den Grenzwert der Größe  $K_S$ , oberhalb derer ein Nachprellen wahrnehmbar ist. Als abhängige Variablen werden die Höhe des Impulse  $\hat{a}_I$  und der Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  untersucht.

$$PS_S = g(\hat{a}_I, \tilde{a}_{st}) \quad (7.14)$$

Die Ermittlung der gerade wahrnehmbaren Unterschiede bedingt als weitere abhängige Größe den Kennwert des Abklingvorganges  $K_S$ .

$$DL_S = g(K_S, \hat{a}_I, \tilde{a}_{st}) \quad (7.15)$$

Die Untersuchungen zur Schlaghärte und zu Sequenzen basieren vorwiegend auf Betrachtungen im Zeitbereich, wohingegen einzelne Harmonische und Frequenzbänder besser im Frequenzbereich zu beschreiben sind.

Tab 7.2 gibt einen Überblick der in diesem Abschnitt beschriebenen Untersuchungen. Für die Objektivierung des Schwingungskomforts bilden die oben erläuterten Perzeptionsschwellen und die gerade wahrnehmbaren Unterschiede eine wesentliche Grundlage. Erst so wird es möglich, wesentliche komfortrelevante Streckenabschnitte zu detektieren und zu bewerten.

## 7.4 Personenkollektiv

Die in dieser Arbeit entwickelten Filter sollen im Rahmen der Fahrzeugentwicklung Einsatz finden. Werden für die Untersuchungen Probanden eingesetzt, welche noch keinerlei Erfahrung auf dem Gebiet der Gesamtfahrzeugbeurteilung haben, liegen die ermittelten Schwellwerte und die gerade wahrnehmbaren Unterschiede möglicherweise höher, als dies im Rahmen der Entwicklung notwendig ist. Ziel der Arbeit ist also nicht, auf Basis von Feldversuchen durchschnittliche Grenzwerte zu bestimmen. Statt dessen sollen die Schwellwerte und die gerade wahrnehmbaren Unterschiede ermittelt werden, auf Basis derer momentan auch die Subjektivbeurteilung in der Fahrzeugentwicklung stattfindet. Somit werden nur geübte Beurteiler für die Untersuchungen eingesetzt.

	Proband 1	Proband 2	Proband 3	Proband 4
<b>Alter in Jahren</b>	29	28	27	25
<b>Körpergröße</b>	1,77m	175cm	178cm	175cm
<b>Körpergewicht</b>	73kg	75kg	75kg	70kg
<b>BMI</b>	23,3kg/m <sup>2</sup>	24,5kg/m <sup>2</sup>	23,7kg/m <sup>2</sup>	22,9kg/m <sup>2</sup>

Tab. 7.3: Übersicht der eingesetzten Probanden

Im Abschnitt 6.1.2 wurde bereits darauf eingegangen, dass die auf die Sitzfläche bzw. die Rückenlehne iterierten Signale nur für die Person exakt gültig sind, mit der sie erstellt

wurden. Es wäre ein enormer Zeitaufwand, für jeden Probanden individuelle Iterationen durchzuführen. Deshalb kommen im Rahmen dieser Arbeit nur Probanden zum Einsatz, die einen ähnliche Körperbau besitzen. Die Sitzposition kann somit unverändert bleiben und es ergeben sich ähnliche Anregungssignale.

Für die Versuche wurden vier Probanden eingesetzt, die über den Verlauf der Messreihen gleich blieben. Es handelt sich um männliche Beurteiler im Alter zwischen 25 und 29 Jahren. Daten zum Gewicht und den Körperabmaßen können Tab. 7.3 entnommen werden.

## 8. Versuchsdurchführung und Auswertung

### 8.1 Maskierte Sinusanregung

#### 8.1.1 Vorbetrachtungen zu Perzeptionsschwellen

In diesem Kapitel sollen die Perzeptionsschwellen einer Sinusanregung auf der Sitzfläche  $PS_{H-S}$  sowie an der Rückenlehne  $PS_{H-R}$  bei vorhandenem Grundrauschen ermittelt werden. Als abhängige Größen werden, wie bereits im Abschnitt 7.3 diskutiert, die Frequenz  $f$  und der Pegel des stochastischen Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  berücksichtigt.

$$PS_{H-S} = g(f, \tilde{a}_{st-S}); PS_{H-R} = g(f, \tilde{a}_{st-R}) \quad (8.1)$$

Die Anregungssignale für Sitz und Rückenlehne wurden so gestaltet, dass eine Sinusschwingung der Frequenz  $f$  und langsam ansteigender Amplitude  $\hat{a}_H(t)$  von einem Rauschen mit festem Pegel (siehe Abschnitt 7.1) überlagert wurde (Abb. 8.1). Ein Beschleunigungsaufnehmer am Lenkrad (Abb. 6.4) diente als Signalgeber für den Wahrnehmungszeitpunkt der Sinusschwingung.

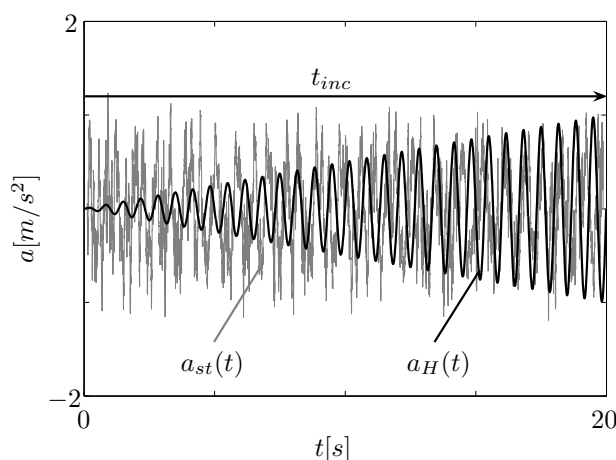


Abb. 8.1: Überlagerung eines ansteigenden Sinussignals mit einem Rauschen

Zunächst wurde die Iterationen der Funktionen  $a_H(t)$  auf die Sitzfläche und die Rückenlehne für eine Versuchsperson durchgeführt (siehe Tab. 8.1). Aufgrund der Kopplung zwischen Sitzfläche und Rückenlehne ist die Forderung des Stillstands einer der beiden Flächen bei der Iteration der Sinusbewegung auf die jeweils andere Fläche nicht erzielbar. Hierdurch wird jedoch erreicht, dass eine größtmögliche Spreizung der Anregungen an Sitzfläche und Rückenlehne entsteht. Nur durch diese getrennte Betrachtung der anregenden Flächen sind auch getrennte Wahrnehmungsschwellen ermittelbar. Die in Tab. 8.1 mit  $A_S$  und  $A_R$  bezeichneten Maximalamplituden der ansteigenden harmonischen Schwingung müssen für jede Frequenz individuell so angepasst werden, dass die Wahrnehmung der Sinusschwingung möglichst spät innerhalb der Zeitdauer  $t_{inc}$  erfolgt. So ist gewährleistet, dass der Proband tatsächlich den Wahrnehmungszeitpunkt markiert und nicht, aufgrund eines zu schnellen

	Sitzfläche	Rückenlehne
Zielvorgabe für die Iteration auf die Sitzfläche	$a_{H-S}(t) = \sin(2\pi ft) \cdot (A_{St})$ $f \in [3,5,7,10,15,20,25,30,35,40]Hz$ $t = 0..t_{inc}$ $t_{inc} = 20s$	$a_{H-R}(t) = 0$
Zielvorgabe für die Iteration auf die Rückenlehne	$a_{H-S}(t) = 0$	$a_{H-R}(t) = \sin(2\pi ft) \cdot (A_{Rt})$ $f \in [3,5,7,10,15,20,25,30,35,40]Hz$ $t = 0..t_{inc}$ $t_{inc} = 20s$

Tab. 8.1: Iterationen der ansteigenden harmonischen Schwingung auf Sitzfläche und Rückenlehne

Anstiegs der Amplitude der Sinusschwingung, zu spät reagiert. Aus den Iterationen ergaben sich die entsprechenden Anregungssignale der Hydraulikzylinder  $h_z(t)$  und der Bänder  $v_x(t)$ . Die Rauschterme liegen bereits als Höhenprofil  $h_R(t)$  vor und müssen somit lediglich zu  $h_z(t)$  hinzu addiert werden.

Die Pegel A1 bis A3 des Grundrauschens wurden im Abschnitt 7.1 festgelegt. Durch Kombination der iterierten Sinussignale mit den Rauschtermen ergeben sich somit jeweils für die Sitzfläche und die Rückenlehne 30 Anregungssignale.

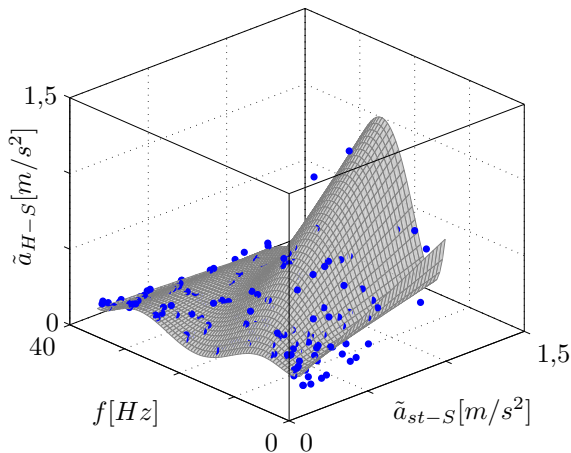


Abb. 8.2: Reproduzierbarkeit der Messungen auf der Sitzfläche

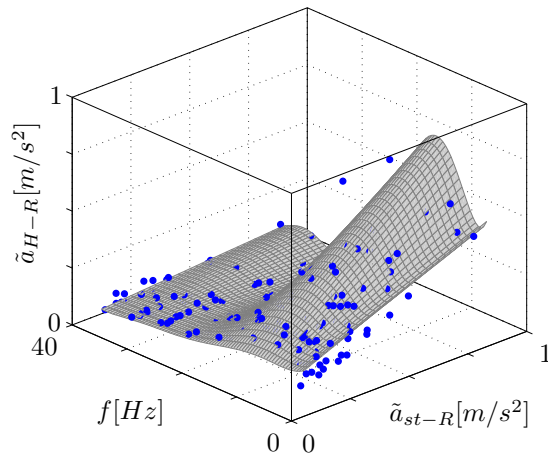


Abb. 8.3: Reproduzierbarkeit der Messungen an der Rückenlehne

Um die Anwendbarkeit des Verfahrens zu bestätigen sollte zunächst die Reproduzierbarkeit der Messungen nachgewiesen werden. Dazu wurden einem Probanden die 30 Anregungssignale jeweils fünf mal dargeboten und die Werte  $PS(f, \tilde{a}_{st})$  ermittelt. Ein Probelauf vor jeder Messung diente der Sensibilisierung des Probanden für die zu bewertende Schwingfrequenz. Abb. 8.2 und Abb. 8.3 zeigen die ermittelten Perzeptionsschwellen  $\tilde{a}_H(f, \tilde{a}_{st})$  auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne. Eine Sinusschwingung, deren Effektivwert oberhalb dieser Grenzflächen liegt, wird vom Probanden wahrgenommen. Die sehr geringen mittleren Abweichungen der Messpunkte von der Regressionsfläche von  $\bar{D}_S = 0,04m/s^2$  auf der Sitzfläche bzw.  $\bar{D}_R = 0,07m/s^2$  an der Rücklehne lassen auf eine gute Reproduzierbarkeit und somit die Einsetzbarkeit des Verfahrens schließen.

Die Grenzflächen zeigen für Sinusanregungen bis circa  $20Hz$  den zu erwartenden Verlauf. Je größer der Effektivwert des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$ , desto größer muss auch die Energie der harmonischen Schwingung  $\tilde{a}_H$  sein, um wahrgenommen zu werden. Bei Frequenzen ober-

halb  $20Hz$  ist dieser Zusammenhang jedoch nicht mehr ersichtlich. Hier bleibt der Pegel der wahrgenommenen periodischen Schwingung unabhängig vom Effektivwert des Maskers auf einem Niveau.

Im Frequenzbereich ab circa  $20Hz$  unterscheiden sich die Anregungspegel auf der Sitzfläche beziehungsweise an der Rückenlehne unabhängig vom Straßenprofil nur noch unwesentlich. Dies ist vor allem auf die tiefpassfilternde Wirkung der Reifen-, Aufbau- und Sitzfeder zurückzuführen. Es liegt somit die Vermutung nahe, dass die Maskierung der Sinusschwingung nur durch angrenzende Frequenzen erfolgt und entfernt liegende Spektralanteile keinen Einfluss haben. Dies würde die oben beschriebene Beobachtung konstanter Pegel der wahrgenommenen harmonischen Schwingung auch bei steigendem Gesamteffektivwert der stochastischen Anregung erklären. Ein solches Phänomen ist bereits aus der Psychoakustik bekannt, wo eine spektrale Maskierung nur innerhalb von Frequenzgruppen möglich ist. Im folgenden Kapitel soll untersucht werden, ob sich derartige Frequenzgruppen auch im Bereich der Vibrationswahrnehmung finden lassen.

### 8.1.2 Frequenzgruppen

Im vorhergehenden Abschnitt wurde die Vermutung geäußert, dass entfernt liegende Frequenzanteile im geringeren Maße zur Maskierung einer einzelnen Sinusschwingung beitragen als Frequenzanteile in unmittelbarer Nähe.

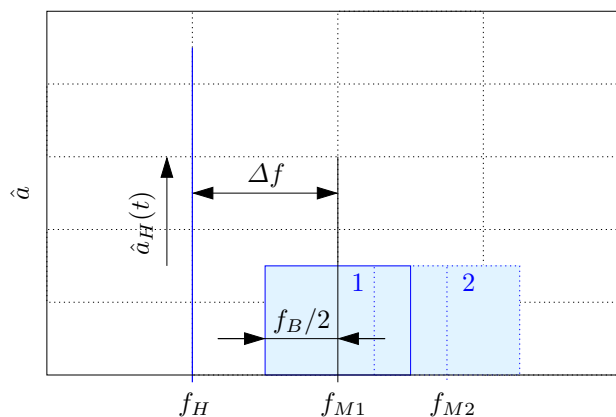


Abb. 8.4: Überlagerung eines Sinussignals mit einem Bandrauschen

Um diese Hypothese zu prüfen wurden Anregungssignale entsprechend Abb. 8.4 generiert. Ein bandbegrenzte Rauschen  $a_B(t)$  mit einer Frequenzbandbreite von  $f_B = 5Hz$  und der Mittenfrequenz  $f_{M1}$  diente als Masker für die harmonische Schwingung  $a_H(t)$ , deren Amplitude  $\hat{a}_H(t)$  linear mit der Zeit zunahm. Der Proband sollte durch Antippen des Signalgebers den Zeitpunkt markieren, zu welchem er die Sinusschwingung wahrnimmt. Dieser Versuch wurde für verschiedene Distanzen  $\Delta f$  (bzw. unterschiedlichen Mittenfrequenzen  $f_{Mi}$ ) des Frequenzbandes und für unterschiedliche Frequenzen  $f_H$  der harmonischen Schwingung durchgeführt. Der Energiegehalt des Maskers  $\tilde{a}_B$  blieb unabhängig von der Mittenfrequenz  $f_{Mi}$  konstant. Da jedoch auch eine Abhängigkeit der Maskierung von  $\tilde{a}_B$  denkbar ist, wurde die komplette Versuchsreihe mit zwei weiteren Pegeln  $\tilde{a}_B$  durchgeführt. Der Umfang der Untersuchungen ist Tab. 8.2 zu entnehmen. Da am Prüfstand Frequenzen bis maximal  $40Hz$  sowohl in x- als auch in z-Richtung darstellbar sind, kann  $f_M$  bei der gewählten Bandbreite von  $5Hz$  maximal  $37,5Hz$  betragen. Um eine genügend große Distanz zwischen  $f_H$  und  $f_M$  darstellen

zu können, wurde  $f_H$  nur im Bereich zwischen  $3Hz$  und  $25Hz$  variiert. Bei  $f_H = 25Hz$  erfolgte die Verschiebung der maskierenden Frequenzbänder hin zu tieferen Frequenzen, da die Variationsbreite bis zur Leistungsgrenze des Prüfstandes von  $40Hz$  zu gering wäre. In den Versuchen wird eine frequenzsymmetrische Maskierung um  $f_H$  angenommen.

	Iteration auf die Sitzfläche			Iteration auf die Rückenlehne		
	$\approx 0,05m/s^2$	$\approx 0,13m/s^2$	$\approx 0,19m/s^2$	$\approx 0,05m/s^2$	$\approx 0,13m/s^2$	$\approx 0,19m/s^2$
$f_H$	$f_H = 3; 5; 7; 10; 15; 20; 25Hz$					
$f_M$	$f_{M3Hz} = 3; 6,5; 9,5; 12,5; 15,5; 18,5Hz$ $f_{M5Hz} = 5; 9,5; 12,5; 15,5; 18,5; 21,5Hz$ $f_{M7Hz} = 7; 12,5; 15,5; 18,5; 21,5; 24,5Hz$ $f_{M10Hz} = 10; 15,5; 18,5; 21,5; 24,5; 27,5Hz$ $f_{M15Hz} = 15; 18,5; 21,5; 24,5; 27,5; 30,5Hz$ $f_{M20Hz} = 20^*; 24,5; 27,5; 30,5; 33,5; 36,5Hz$ $f_{M25Hz} = 25^*; 21,5; 18,5; 15,5; 12,5; 9,5Hz$					

Tab. 8.2: Umfang der Untersuchungen zu Frequenzgruppen; \*: nur bei Iteration auf Rückenlehne  
 Der Proband sollte im Anschluss einer jeden Messung anhand einer „Bodymap“ (siehe Abb. 8.5) die Körperbereiche benennen, die am stärksten zur Wahrnehmung der harmonischen Schwingung beigetragen haben. Hierbei war es durchaus erlaubt, eine Auswahl mehrerer Ziffern zu treffen.

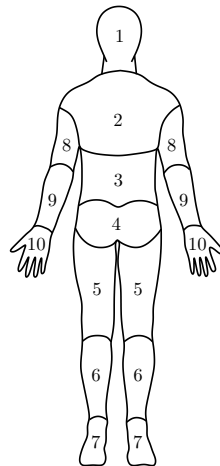


Abb. 8.5: Bodymap

Die Untersuchungen wurden mit vier Probanden (siehe Abschnitt 7.4) durchgeführt. Der zeitliche Aufwand betrug für jede Testperson in etwa vier Stunden. Um eine ausreichende Konzentration zu gewährleisten, wurde die maximale Messzeit auf eine Stunde pro Tag begrenzt. Nach  $20min$  bzw.  $40min$  erfolgte eine Pause von  $15min$ . Zusätzlich konnte der Proband individuelle Pausen einlegen. Um Fehlinterpretationen bezüglich der zu beurteilenden Frequenz auszuschließen, wurde vor jedem Wechsel der Frequenz  $f_H$  eine Testanregung präsentiert.

Neben den ansteigenden Sinussignalen musste für diesen Versuch auch das bandbegrenzte Rauschen auf die Sitzfläche bzw. die Rückenlehne iteriert werden. Somit ist das Übertragungsverhalten vom Rad zu den Komfortpunkten (Sitzfläche und Rückenlehne) berücksichtigt, und es ist gewährleistet, dass die eingeleitete Energie an den Wahrnehmungsstellen unabhängig von der Mittenfrequenz konstant bleibt.



Tab. 8.3 zeigt die Auswertung der Körperbereiche, an denen die Sinusschwingung bei den unterschiedlichen Frequenzen wahrgenommen wurde. Zur besseren Übersicht sind sinnvolle Gruppen zusammengefasst:

- 1: Kopf
- 2,3: oberer und unterer Rücken
- 4,5: Gesäß und Oberschenkel im Bereich der Beinauflage
- 6,7: Waden und Füße
- 8,9,10: Hand-Arm-System

Es handelt sich um eine auf die maximale Anzahl der Nennungen normierte Darstellung, wodurch die Vergleichbarkeit zwischen den unterschiedlichen Iterationen auf die Sitzfläche  $SL(z)$  bzw. die Rückenlehne  $RL(x)$  gewährleistet ist. Die Diagramme zeigen, dass die Iteration auf die Sitzfläche überwiegend zu einer Wahrnehmung im Gesäß- und Oberschenkelbereich führte. Die Wahrnehmung im Bereich des oberen und unteren Rückens tritt jedoch auch sehr deutlich hervor und bildet für die Frequenz  $f_H = 20Hz$  sogar das Maximum. Für Frequenzen ab  $10Hz$  gewinnt der Einfluss des Hand-Arm-Systems zunehmend an Bedeutung.

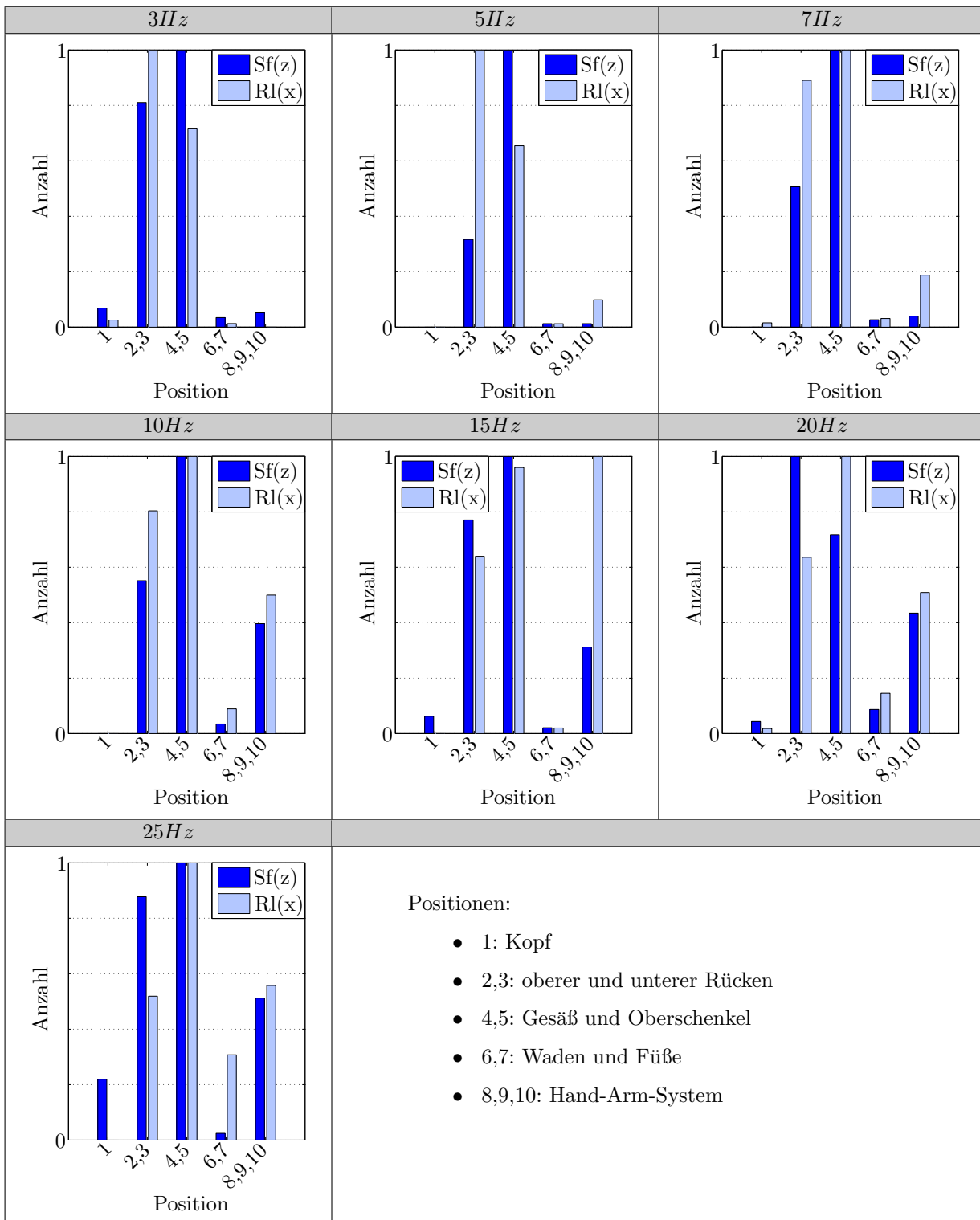
Bei der Iteration auf die Sitzlehne liegt die Hauptwahrnehmung nur bis  $f_H = 5Hz$  im Bereich des Rückens. Höhere Frequenzen werden größtenteils über das Gesäß und die Oberschenkelauflage wahrgenommen. Auch hier zeigt sich ab  $f_H = 10Hz$  ein sehr deutlicher Einfluss des Hand-Arm-Systems. Bei der Frequenz  $f_H = 15Hz$  liegt dieser sogar leicht über dem Einfluss des unteren und oberen Rückens.

Somit kann geschlussfolgert werden, dass es keinen ausgewiesenen Bereich des Körpers gibt, der alleinig für die Perzeption der harmonischen Schwingung verantwortlich ist. Auch mittels der Iteration auf die Sitzfläche in z-Richtung und die Rückenlehne in x-Richtung war es nicht möglich, die Aufmerksamkeit des Probanden ausschließlich auf diese Anregungsstellen und -richtungen zu fokussieren. Außerdem wurde die Wahrnehmung über die Hände nicht berücksichtigt. Aufgrund der nicht durchgeführten Iterationen auf das Lenkrad sind die Lenkradsignale abhängig vom Übertragungsverhalten des Fahrzeugs und somit für die Auswertung nicht geeignet.

Da die Wahrnehmung nicht eindeutig einem Körperbereich zugeordnet werden konnte, sind die im Folgenden ermittelten Grenzflächen als untere Schranken anzusehen. Wird eine dieser Grenzflächen für die Sitzfläche in z-Richtung bzw. die Rückenlehne in x-Richtung überschritten, kann die Sinusschwingung frühestens detektiert werden.

Die Versuche der Iteration auf die Sitzfläche ergaben für jeden Probanden die Grenzflächen  $\tilde{a}_{H-S}(f_M, \tilde{a}_{B-S})$  bei den festgelegten Frequenzen  $f_H$  im Bereich  $3 - 25Hz$ . Aus der Mittelung über die Probanden folgt für jede Frequenz  $f_H$  eine Grenzfläche entsprechend Abb. 8.6. Alle weiteren Abbildungen können den Tabellen A1 und A2 im Anhang A1 entnommen werden. Erwartungsgemäß zeigt sich, dass mit abnehmendem Pegel des Bandrauschens die Wahrnehmung der Sinusschwingung bei geringeren Pegeln erfolgt.

Das primäre Ziel der Untersuchung bestand jedoch darin, den Zusammenhang  $\tilde{a}_H(\Delta f)$  zu ermitteln. Auch hier zeigt sich eine klar abnehmende Tendenz hin zu größer werdendem  $\Delta f$  bis  $f_H = 20Hz$ . Dies bestätigt die Vermutung, welche eingangs des Abschnitts getätigt wurde, dass weiter entfernt liegende Frequenzanteile nicht so stark zur Maskierung der Sinusschwingung beitragen wie Frequenzanteile in unmittelbarer Umgebung. Da es bei der Iteration auf die Sitzfläche für die Frequenzen  $f_H = 20Hz$  und  $f_H = 25Hz$  zu Schwebungseffekten im Fall  $f_H = f_M$  kam, konnten keine sinnvollen Ergebnisse in diesen



Tab. 8.3: Übersicht der Körperbereiche an denen die Sinusschwingung wahrgenommen wurde

Punkten erzielt werden. Die Flächen grenzen somit nicht unmittelbar an die Frequenz  $f_H$ . Bei  $f_H = 25Hz$  nimmt der Pegel der wahrgenommenen harmonischen Schwingung mit größer werdendem  $\Delta f$  zu. Dieses entgegengesetzte Verhalten im Vergleich zu den tiefer

liegenden Frequenzen bedarf weiterer Untersuchungen und kann an dieser Stelle nicht interpretiert werden. In den weiteren Ausführungen wird diese Frequenz somit nicht berücksichtigt.

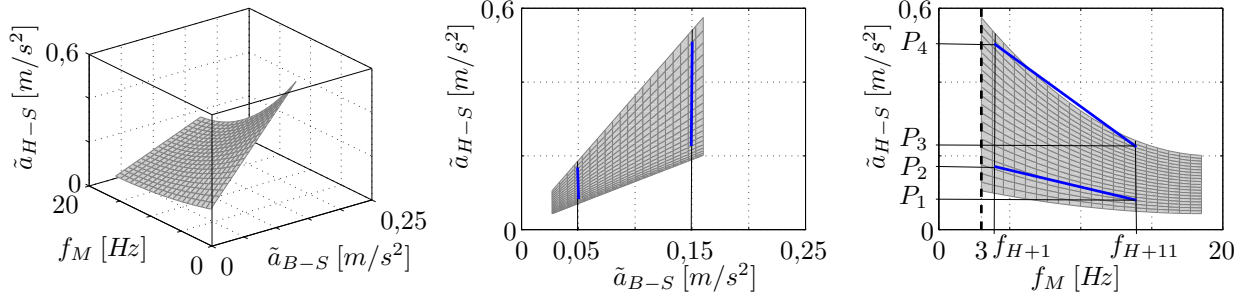


Abb. 8.6: Wahrnehmung einer auf die Sitzfläche in  $z$ -Richtung iterierten Sinusschwingung der Frequenz  $f_H = 3Hz$ , welche durch ein Bandrauschen der Mittenfrequenz  $f_M$  maskiert wurde

Die Ergebnisse der Iterationen auf die Rückenlehne können den Tabellen A3 und A4 im Anhang A1 entnommen werden. Gerade für Frequenzen  $f_H > 5Hz$  ergeben sich hier kaum zu interpretierende Verläufe der Grenzflächen. Dies wird größtenteils darauf zurückgeführt, dass die Wahrnehmung der harmonischen Schwingung ab  $7Hz$  nicht mehr im Bereich des Rückens, sondern auf der Sitzfläche erfolgte (siehe Tab. 8.3). Eine weitere Auswertung der Flächen ist somit nur für die Frequenzen  $3Hz$  und  $5Hz$  sinnvoll.

Im rechten Teil der Abb. 8.6 sind zusätzliche Linien eingezeichnet, welche den Abfall der Fläche linear annähern. Dabei wird ein Frequenzbereich von  $f_H + 1Hz \leq f \leq f_H + 11Hz$  betrachtet. Es zeigt sich für alle Flächen eine weitgehende Übereinstimmung der Verhältnisse  $P_2/P_1$  und  $P_4/P_3$ . Die Wichtung unmittelbar angrenzender Frequenzanteile zu entfernt liegenden Frequenzanteilen ist somit unabhängig vom Pegel des stochastischen Bandrauschens für  $0,05m/s^2 \leq \tilde{a}_{st} \leq 0,15m/s^2$ .

Abb. 8.7 und Abb. 8.8 zeigen die Wichtungsgeraden für alle Frequenzen  $f_H$  an Sitz und Rückenlehne. Die abfallenden Funktionen gehen für größere Distanzen in einen waagerechten Verlauf über. Dabei wird die Annahme getroffen, dass für große Distanzen  $\Delta f$ , welche hier nicht untersucht wurden, die Wichtung nicht wieder ansteigt. In diesem Fall bildet die Gerade eine obere Schranke und berücksichtigt möglicherweise entfernt liegende Frequenzanteile zu stark.

Um die Anwendung der Ergebnisse zu erleichtern, wurde ein über alle Frequenzen  $f_H$  gemittelter Verlauf jeweils für die Sitzfläche  $W_{H-S}(\Delta f)$  und die Rückenlehne  $W_{H-R}(\Delta f)$  erstellt (siehe fett gezeichnete Verläufe in Abb. 8.7 und Abb. 8.8).

$$W_{H-S} = \begin{cases} -0,041\Delta f + 1 & ; \Delta f \leq 12,5Hz \\ 0,49 & ; \Delta f > 12,5Hz \end{cases} \quad \text{für } f_H = 3; 5; 7; 10; 15; 20Hz \quad (8.2)$$

$$W_{H-R} = \begin{cases} -0,025\Delta f + 1 & ; \Delta f \leq 14Hz \\ 0,65 & ; \Delta f > 14Hz \end{cases} \quad \text{für } f_H = 3; 5Hz \quad (8.3)$$

Die Funktionen  $W_{H-S}(\Delta f)$  und  $W_{H-R}(\Delta f)$  bilden die Grundlage für die Ermittlung der Perzeptionsschwellen im nachfolgenden Kapitel.

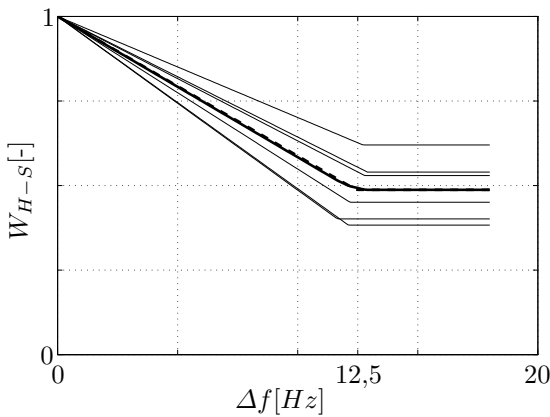


Abb. 8.7: Wichtung der Frequenzanteile auf der Sitzfläche in Abhängigkeit von  $\Delta f$

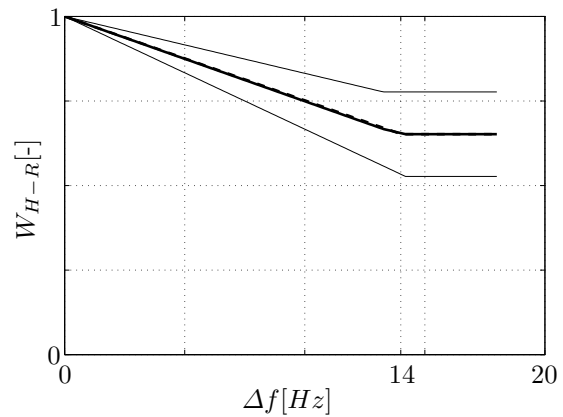


Abb. 8.8: Wichtung der Frequenzanteile an der Rückenlehne in Abhängigkeit von  $\Delta f$

### 8.1.3 Ermittlung der Perzeptionsschwellen

Im Abschnitt 8.1.1 wurde bereits auf die Anregungssignale eingegangen, welche zur Ermittlung der Perzeptionsschwellen dienen sollen. Eine Sinusschwingung  $a_H(t)$  mit langsam anwachsender Amplitude  $\hat{a}_H(t)$  wurde von einem stochastischem Masker überlagert. Im Gegensatz zum vorhergehenden Kapitel, ist das Spektrum dieses Grundrauschens jedoch nicht auf ein Band begrenzt, sondern besitzt Anteile über den gesamten durch die Grenzen des Prüfstandes vorgegebenen Frequenzbereich  $0 - 40Hz$ .

Die Probanden markieren den Zeitpunkt der Wahrnehmung  $t_W$  der Sinusschwingung durch Antippen des Signalgebers.

Ziel ist die Ermittlung der Kennfelder  $\bar{a}_{H-S}(f_{H-S}, \tilde{a}_{st-SW})$  und  $\bar{a}_{H-R}(f_{H-R}, \tilde{a}_{st-RW})$ . Der Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  wird nun durch die im vorhergehenden Abschnitt ermittelten Funktionen  $W_{H-S}$  und  $W_{H-R}$  gewichtet und es entstehen die Größen  $\tilde{a}_{st-SW}$  bzw.  $\tilde{a}_{st-RW}$ . Der Vorgang der Analyse der Messignale ist anschaulich in Abb. 8.9 dargestellt.

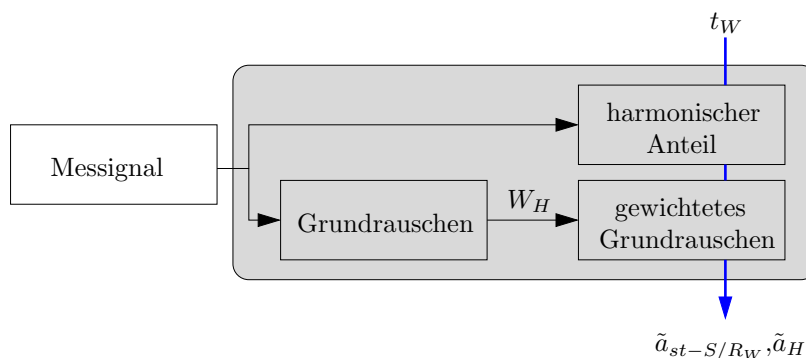


Abb. 8.9: Analyse der Messignale zur Bestimmung der Größen  $\tilde{a}_{st-S/RW}$  und  $\tilde{a}_H$

Auf Basis dieser Auswertungen ergeben sich die in Abb. 8.10 und Abb. 8.11 dargestellten Grenzflächen. Es sei erneut darauf hingewiesen, dass es sich um untere Schranken der Wahrnehmung handelt, da nicht genau aufgelöst werden konnte, an welcher Körperstelle die Schwingung wahrgenommen wurde. Aufgrund der Einschränkung des Frequenzbereichs auf  $3 - 20Hz$  am Sitz bzw. nur  $3 - 5Hz$  an der Rückenlehne gelten die Ergebnisse nur für die grau gefärbten Anteile der Flächen. Bei Annahme einer ähnlichen Wichtung auch bei

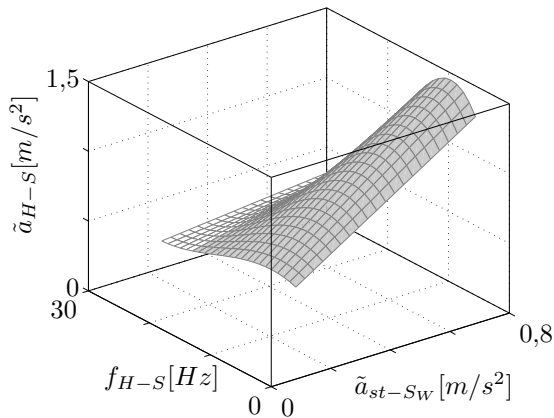


Abb. 8.10: Untere Schranke der Wahrnehmung einer harmonischen Schwingung auf der Sitzfläche

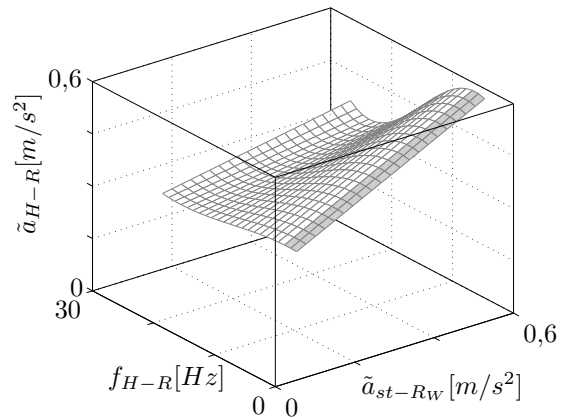


Abb. 8.11: Untere Schranke der Wahrnehmung einer harmonischen Schwingung an der Rückenlehne

höheren Frequenzen lassen sich die Grenzflächen, wie in den Abbildungen angedeutet, erweitern.

Die durch Regression ermittelten Flächen werden durch folgende Formeln beschrieben:

$$\bar{a}_{H-S}(f_{H-S}, \tilde{a}_{st-SW}) = (0,44f_{H-S}^3 \tilde{a}_{st-SW} - 21,58f_{H-S}^2 \tilde{a}_{st-SW} + \dots + 237,13f_{H-S} \tilde{a}_{st-SW} + 837,64\tilde{a}_{st-SW} + 344,16) \cdot 10^{-3} \quad (8.4)$$

$$\bar{a}_{H-R}(f_{H-R}, \tilde{a}_{st-RW}) = (0,16f_{H-R}^3 \tilde{a}_{st-RW} - 6,43f_{H-R}^2 \tilde{a}_{st-RW} + \dots + 48,73f_{H-R} \tilde{a}_{st-RW} + 481,69\tilde{a}_{st-RW} + 270,08) \cdot 10^{-3} \quad (8.5)$$

Die Absolutwerte liegen deutlich oberhalb der bisher bekannten Perzeptionsschwellen, welche ohne ein maskierendes Grundrauschen ermittelt wurden. Eine Extrapolation auf  $\tilde{a}_{st-SW} = 0$  bzw.  $\tilde{a}_{st-RW} = 0$  ist folglich nicht zulässig.

Aus den ermittelten Schwellen könnte man zunächst die Schlussfolgerung ziehen, dass Frequenzen bis  $15Hz$  einen deutlich stärker maskierenden Charakter besitzen als hohe Frequenzen. Es ist jedoch zu beachten, dass die Flächen nur für ein straßenähnliches Grundrauschen gelten. Die Hauptfrequenzanteile auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne liegen hier im Bereich bis  $15Hz$ . Da die ermittelten Wichtungsfunktionen  $W_{H-S}$  und  $W_{H-R}$  auch weit entfernt liegende Frequenzanteile zu mindestens 49% auf der Sitzfläche bzw. 65% an der Rückenlehne berücksichtigen, ist der Einfluss niederfrequenter Werte  $< 15Hz$  im gesamten Spektrum dominant. In weiterführenden Arbeiten sind somit vertiefende Betrachtungen notwendig, um den Gültigkeitsbereich der Wichtungsfunktionen zu erweitern sowie deren Symmetrie zu überprüfen.

### 8.1.4 Gerade wahrnehmbare Unterschiede im Pegel

Nachdem im vorhergehenden Kapitel Grenzen für die Relevanz einer harmonischen Schwingung bei vorhandenem Grundrauschen festgelegt wurden, soll in diesem Abschnitt die Bewertung in Form der gerade wahrnehmbaren Unterschiede untersucht werden.

Neben den somit schon bekannten Größen  $\tilde{a}_{st}$  und der Frequenz  $f_H$  muss hier zusätzlich die Ausgangshöhe des Pegels  $\tilde{a}_H^*$  der harmonischen Schwingung berücksichtigt werden.

$$DL_{H-S} = g(f_H, \tilde{a}_{H-S}^*, \tilde{a}_{st-S}) \quad (8.6)$$

$$DL_{H-R} = g(f_H, \tilde{a}_{H-R}^*, \tilde{a}_{st-R}) \quad (8.7)$$

Als zu beurteilendes Signal dient eine auf die Sitzfläche in  $z$ -Richtung bzw. die Rückenlehne in  $x$ -Richtung iterierte, gestufte Sinusschwingung  $a_{H_s}(t)$  entsprechend Abb. 8.12, welche mit einem Rauschen  $a_{st}(t)$  überlagert wird.

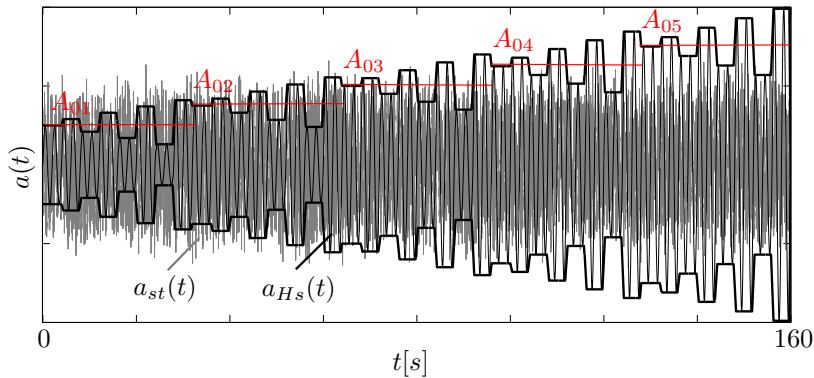


Abb. 8.12: Überlagerung eines gestuften Sinussignals mit einem Rauschen

Der Proband soll im Verlauf der Messung alle die Zeitpunkte markieren, zu denen er eine Änderung der Amplitude der harmonischen Schwingung wahrnimmt. Es wurde darauf geachtet, dass der Pegel der Sinusschwingung während des gesamten Beurteilungszeitraums oberhalb der Wahrnehmbarkeitsgrenze liegt.

Ausgehend von fünf Grundamplituden  $A_{01}$  bis  $A_{05}$  wird die Amplitude der Sinusschwingung stufenweise variiert. Jede Stufe wird über eine Dauer von  $4s$  konstant gehalten, wodurch sich bei einer Signallänge von  $160s$  39 Amplitudenänderungen der harmonischen Schwingung ergeben. Die Untersuchungen werden für sieben Frequenzen  $f_H$  im Intervall  $3$  bis  $25Hz$  durchgeführt. Der Pegel des Grundrauschens variiert in drei Stufen von  $A1$  bis  $A3$  (siehe Abschnitt 7.1).

Im vorhergehenden Abschnitt wurde bereits diskutiert, dass die Wichtungsfunktionen  $W_{H-S}$  und  $W_{H-R}$  noch hinsichtlich Symmetrieeigenschaften überprüft werden müssen und zudem eine Erweiterung des Gültigkeitsbereichs notwendig ist. Die Anwendung der spektralen Wichtung ist nur dann sinnvoll, wenn durch sie eine Unabhängigkeit vom spektralen Verlauf der Anregung erzielt werden kann. In den nachfolgenden Auswertung wird somit auf die Funktionen  $W_{H-S}$  und  $W_{H-R}$  verzichtet. Die Ergebnisse sind zunächst nur auf straßentypische Anregungen übertragbar.

In den Auswertungen soll für jede Frequenz  $f_H$  die Pegeländerung  $d\tilde{a}_H$  aller Stufen der harmonischen Schwingung in Abhängigkeit vom Effektivwert  $\tilde{a}_H^*$  und vom Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  ermittelt werden. Dabei entspricht  $\tilde{a}_H^*$  dem minimalen Effektivwert einer Variation,

was im Falle einer steigende Flanke dem Pegel vor der Variation, im Falle einer fallenden Flanke dem nach der Variation entspricht.

Um die Fläche der gerade wahrnehmbaren Unterschiede  $DL_H(\tilde{a}_H^*, \tilde{a}_{st})$  zu finden, muss die Funktion gesucht werden, welche die detektierten und nicht detektierten Pegeländerungen am besten separiert. Als Optimierungsparameter wird hierzu das Verhältnis  $V$  definiert, welches die kumulierten Distanzen der, bezogen auf die gesuchte Fläche, falsch detektierten ( $nd$ ) Pegelvariationen auf die kumulierten Distanzen der, bezogen auf die gesuchte Fläche, richtig detektierten ( $d$ ) Pegelvariationen bezieht.

$$V = \frac{\sum_{nd} |DL_H(\tilde{a}_{st_{nd}}, \tilde{a}_{H_{nd}}) - d\hat{a}_H(\tilde{a}_{st_{nd}}, \tilde{a}_{H_{nd}})|}{\sum_d |DL_H(\tilde{a}_{st_d}, \tilde{a}_{H_d}) - d\hat{a}_H(\tilde{a}_{st_d}, \tilde{a}_{H_d})|} \quad (8.8)$$

Wird die Differenz im Zähler und Nenner jeweils mit  $\Delta_{nd}$  bzw.  $\Delta_d$  bezeichnet, so ergibt sich die Formel:

$$V = \frac{N_{nd} \cdot \bar{\Delta}_{nd}}{N_d \cdot \bar{\Delta}_d} \quad (8.9)$$

Das Verhältnis  $V$  ist somit nicht nur von der Anzahl der richtig und falsch klassifizierten Werte  $N_d$  und  $N_{nd}$  abhängig, sondern auch von deren mittlerem Abstand  $\bar{\Delta}_d$  bzw.  $\bar{\Delta}_{nd}$  zur separierenden Fläche.

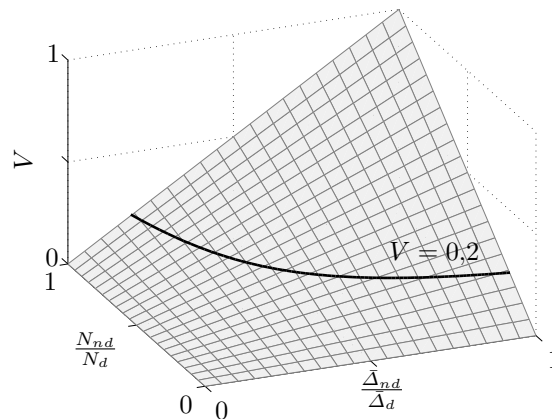


Abb. 8.13: Qualitätsmaß  $V$  als Optimierungsparameter einer bestmögliche Klassifikation

Das als Qualitätsmaß der Klassifikation verwendete Verhältnis  $V$  ist anschaulich in Abb. 8.13 dargestellt. Kleine Werte von  $V$  weisen auf eine gute Klassifikation hin. Je größer  $V$  wird, desto schlechter ist durch die gefundene Fläche eine Separation der detektierten und nicht detektierten Pegelunterschiede der harmonischen Schwingung möglich. Es sind verschiedene Grenzfälle des Qualitätsmaßes  $V$  denkbar wie beispielsweise:

- das Verhältnis  $N_{nd}/N_d$  ist sehr klein,  $\bar{\Delta}_{nd}/\bar{\Delta}_d$  jedoch sehr groß  $\rightarrow$  möglicherweise handelt es sich bei den falsch detektierten Werten um Ausreißer, die nicht berücksichtigt werden müssen
- das Verhältnis  $N_{nd}/N_d$  ist sehr groß,  $\bar{\Delta}_{nd}/\bar{\Delta}_d$  jedoch sehr klein  $\rightarrow$  auch bei kleinen Werten von  $V$  handelt es sich hierbei um keine gute Klassifikation, da die falsch detektierten Werte sehr dicht um die separierende Fläche streuen, eine Trennung jedoch nicht vollzogen wurde

Um somit die Fehldeutung eines sehr kleinen Verhältnisses  $V$  zu verhindern, muss im Anschluss an jede Optimierung eine optische Kontrolle der Klassifikation durchgeführt werden.

In den Auswertungen hat sich gezeigt, dass  $V < 0,2$  einen sinnvollen Grenzwert für eine gute Klassifikation darstellt. Für Werte von  $V$  größer als 0,25 kann hingegen kaum noch von einer Trennung der Messpunkte gesprochen werden.

Die Optimierungen werden mit einer linearen Fläche der Form  $d\tilde{a}_H = a_3\tilde{a}_{st} + a_2\tilde{a}_H^* + a_1$  durchgeführt. Inwiefern diese Annahme sinnvoll ist, muss im Folgenden anhand der Qualität der Klassifikation überprüft werden.

Aus den Untersuchungen in Abschnitt 8.1.2 ist bereits bekannt, dass ab  $10Hz$  die Wahrnehmung von harmonischen Schwingungen zunehmend über die Hand erfolgt. Obwohl die Iteration auf das Lenkrad nicht durchgeführt wurde, konnte das gestufte Sinussignal für Frequenzen  $f \geq 10Hz$  am Lenkrad in x- als auch in z-Richtung häufig wiedergefunden werden. Die Auswertungen wurden somit um das Lenkrad in x- und z-Richtung erweitert.

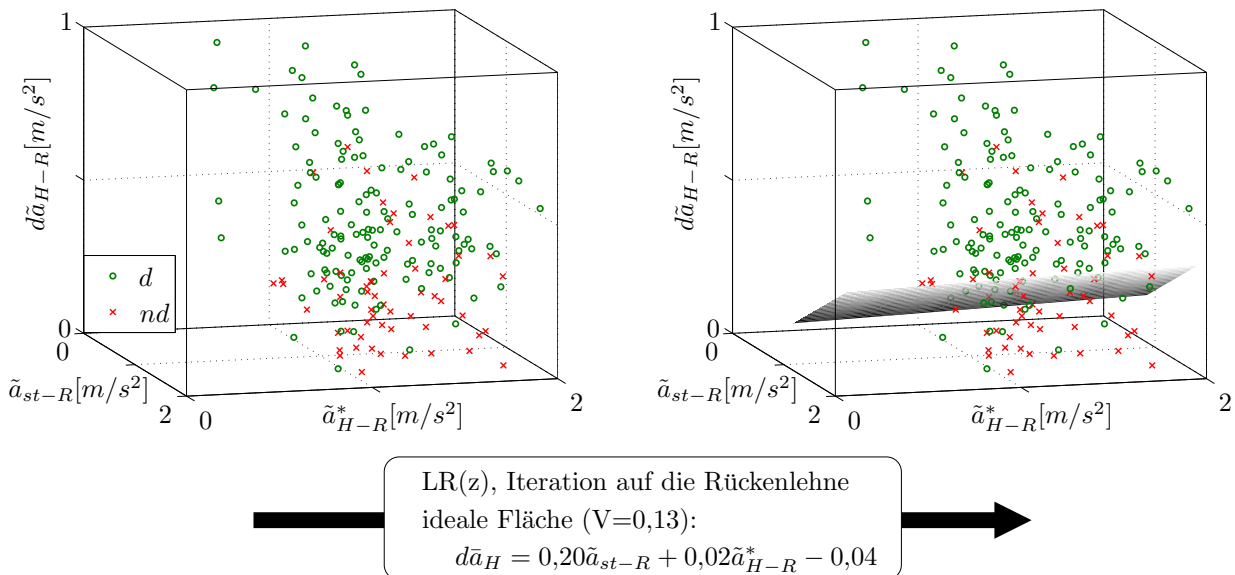


Abb. 8.14: bestmögliche Klassifikation einer Punktwolke mittels des Qualitätsmaßes  $V$

Abb. 8.14 zeigt ein Beispiel für die Separation einer Punktwolke durch einer Fläche  $DL_H$ , deren Parameter  $a_1$  bis  $a_3$  mittels der oben beschriebenen Optimierung gefunden wurden. Auf diese Weise lassen sich für alle Frequenzen und alle Messpunkte Trennflächen bestimmen (siehe Tab. 8.4 und Tab. 8.5).

Es ist ersichtlich, dass die Tabellen Lücken bezüglich der Frequenz  $f_H$  aufweisen. So sind beispielsweise für das Lenkrad in z-Richtung (LR(z)) und Iteration auf die Sitzfläche nur Flächenparameter für  $f_H = 10Hz, 15Hz, 25Hz$  angegeben. Hingegen fehlen diese Parameter für  $f_H = 3Hz, 5Hz, 7Hz, 20Hz$ . Grund hierfür ist die mangelnde Auffindbarkeit des gestuften Sinussignals im Messsignal des entsprechenden Anregungspunktes für die nicht aufgelisteten Frequenzen  $f_H$ . Somit ist auch die Wahrnehmung an diesem Messpunkt ausgeschlossen. Desweiteren müssen die Trennflächen unberücksichtigt bleiben, bei denen  $V$  einen Wert



Iteration auf die Sitzfläche									
Position	$f_H$ [Hz]	Flächenparameter			Gültigkeitsgrenzen in $[m/s^2]$				V
		$a_1$	$a_2$	$a_3$	$\tilde{a}_{st_{min}}$	$\tilde{a}_{st_{max}}$	$\tilde{a}_{H_{min}}$	$\tilde{a}_{H_{max}}$	
SF(z)	3	0,02	0,00	0,26	0,22	0,71	0,46	2,05	0,16
	5	-0,14	0,00	0,40	0,23	0,82	0,31	1,15	0,45
	7	-0,04	0,02	0,18	0,26	0,84	0,68	1,75	0,19
	10	0,04	0,00	0,22	0,26	0,84	0,54	1,76	0,15
	15	0,00	0,00	0,22	0,26	0,77	0,49	1,33	0,15
	25	-0,56	0,00	0,98	0,27	0,92	0,06	0,66	0,36
RL(x)	10	-0,02	0,00	0,18	0,17	0,54	0,07	0,51	0,35
LR(x)	10	0,06	0,00	0,24	0,62	1,86	0,08	3,01	0,13
	15	0,10	0,02	0,14	0,62	1,83	0,73	2,97	0,10
	20	0,10	0,00	0,12	0,67	1,79	1,07	4,47	0,28
	25	0,00	0,00	0,24	0,62	1,97	1,09	4,42	0,13
LR(z)	10	-0,14	0,00	0,34	0,65	1,66	0,13	1,69	0,08
	15	0,10	0,00	0,24	0,68	1,88	0,39	3,43	0,09
	25	-0,04	0,00	0,24	0,72	1,68	0,30	1,97	0,15

Tab. 8.4: Flächenparameter und Gültigkeitsgrenzen der optimal separierenden Flächen bei Iteration auf die Sitzfläche

Iteration auf die Rückenlehne									
Position	$f_H$ [Hz]	Flächenparameter			Gültigkeitsgrenzen in $[m/s^2]$				V
		$a_1$	$a_2$	$a_3$	$\tilde{a}_{st_{min}}$	$\tilde{a}_{st_{max}}$	$\tilde{a}_{H_{min}}$	$\tilde{a}_{H_{max}}$	
SF(z)	10	0,00	0,00	0,04	0,27	0,84	0,06	0,66	0,29
RL(x)	3	0,02	0,00	0,30	0,16	0,58	0,61	1,80	0,14
	5	-0,16	0,00	0,60	0,19	0,62	0,41	0,99	0,51
	7	0,04	0,00	0,12	0,19	0,61	0,24	1,13	0,35
	10	0,04	0,00	0,04	0,23	0,68	0,35	1,03	0,26
	15	-0,02	0,12	0,00	0,23	0,56	0,02	0,60	0,28
	20	0,02	0,00	0,08	0,21	0,59	0,05	0,59	0,30
LR(x)	20	0,13	0,00	0,16	0,64	1,77	0,85	4,55	0,13
	25	0,04	0,00	0,21	0,73	2,48	1,42	6,01	0,05
LR(z)	10	0,04	0,00	0,23	0,67	1,77	0,10	1,87	0,16
	15	0,10	0,00	0,23	0,68	1,97	0,08	2,95	0,08
	20	-0,04	0,02	0,20	0,76	1,81	0,11	2,02	0,13

Tab. 8.5: Flächenparameter und Gültigkeitsgrenzen der optimal separierenden Flächen bei Iteration auf die Rückenlehne

größer als 0,25 annimmt (s.o.). In Tab. 8.4 und Tab. 8.5 sind diese Flächen grau hinterlegt. Die weiteren Auswertungen beziehen sich ausschließlich auf die nicht markierten Flächenparameter.

Zunächst soll die Iteration auf die Sitzfläche betrachtet werden. Für die Frequenzen  $f_H = 3Hz$  und  $f_H = 7Hz$  verbleibt nur die Sitzfläche als mögliche Wahrnehmungsstelle und es handelt sich somit tatsächlich um die gerade wahrnehmbaren Pegelunterschiede harmonischer Schwingungen bei vorhandenem Grundrauschen.

Auch die gestufte Sinusschwingung der Frequenz  $f_H = 5Hz$  ist nur in den Messverläufen der Sitzfläche wiederzufinden. Da die Klassifikation der Messpunkte jedoch nicht möglich war ( $V = 0,45$ ), kann für diese Frequenz keine Grenzfläche ermittelt werden.

Bei den Frequenzen  $f_H = 10Hz$  und  $f_H = 15Hz$  ist die Klassifikation sowohl auf der

Sitzfläche als auch am Lenkrad in x- und z-Richtung sehr gut möglich. Folglich kann für diese Frequenzen nicht entschieden werden, an welchem Anregungspunkt die Wahrnehmung erfolgte. Die gefundenen Trennflächen sind vorerst als untere Schranken anzusehen, bei deren Überschreiten frühestens eine Wahrnehmung möglich ist.

Wie bei  $f_H = 5Hz$  können auch bei  $f_H = 20Hz$  keine Flächenparameter gefunden werden. Bei  $f_H = 25Hz$  verbleibt als mögliche Wahrnehmungsstelle nur das Lenkrad. Sowohl in x- als auch in z-Richtung ist das Qualitätsmaß  $V$  deutlich kleiner als 0,2. Auf Basis der folgenden Auswertungen zur Iteration auf die Rückenlehne kann jedoch gezeigt werden, dass nur die z-Richtung des Lenkrads Ursache der Wahrnehmung gewesen sein kann, womit es sich auch hier um die gerade wahrnehmbaren Pegelunterschieden handelt.

Die Iteration auf die Rückenlehne und deren Übertragbarkeit auf die Probanden ist nur für die Frequenz  $f_H = 3Hz$  gelungen. Nur hier ließ sich ein gutes Klassifikationsergebnis erzielen. Die zugehörige Trennfläche beschreibt die gerade wahrnehmbaren Unterschiede der harmonischen Schwingung, da an keinem anderen Anregungspunkt das gestufte Sinussignal in den Messverläufen wiedergefunden werden konnte.

Für die Frequenzen  $f_H = 5Hz$  und  $f_H = 7Hz$  lassen sich an keinem der ausgewählten Punkte Trennflächen finden.

Die Sinussignale der Frequenzen  $f_H = 10Hz$  und  $f_H = 15Hz$  können nur am Lenkrad in z-Richtung sinnvoll ausgewertet werden. Die Flächenparameter beschreiben somit die gerade wahrnehmbaren Pegelunterschiede der harmonischen Schwingung. Die zuvor für die Iteration auf die Sitzfläche am Lenkrad in z-Richtung für  $f_H = 10Hz$  und  $f_H = 15Hz$  bestimmten unteren Schranken werden demnach nicht weiter berücksichtigt.

Wiederum untere Schranken der Wahrnehmung wurden am Lenkrad in x- und z-Richtung für die Frequenz  $f_H = 20Hz$  ermittelt. Aufgrund der sehr guten Klassifikation in beiden Richtungen kann die tatsächlich für die Wahrnehmung verantwortliche Richtung nicht ermittelt werden.

Für die Frequenz  $f_H = 25Hz$  lässt sich das Sinussignal nur am Lenkrad in x-Richtung wiederfinden. Somit liegt der Punkt und die Richtung der Wahrnehmung fest, und es handelt sich um die gerade wahrnehmbaren Unterschiede der harmonischen Schwingung. Die zuvor für die Iteration auf die Sitzfläche bei dieser Frequenz ermittelte untere Schranke am Lenkrad in x-Richtung ist somit nicht mehr relevant. Hier war folglich das Lenkrad in z-Richtung für die Wahrnehmung verantwortlich. Die ermittelten Flächenparameter beschreiben die gerade wahrnehmbaren Unterschiede der harmonischen Schwingung.

Aus diesen Betrachtungen ergeben sich die in Tab. 8.6 aufgelisteten Flächen. Die fett markierten Zeilen beschreiben dabei Grenzflächen der gerade wahrnehmbaren Unterschiede von harmonischen Schwingungen bei überlagertem Grundrauschen. Alle übrigen Flächen sind untere Schranken, bei deren Überschreiten frühestens eine Wahrnehmung möglich ist. Abb. 8.15 enthält eine Darstellung aller ermittelten Flächen an den ausgewerteten Punkten. Es wird deutlich, dass gerade an der Rückenlehne weitere Untersuchungen notwendig sind, um den Frequenzbereich bis mindestens  $15Hz$  abzudecken. Obwohl der Körperbau der Probanden vergleichbar war, ist offensichtlich die Übertragbarkeit der iterierten Rückenlehensignale sehr kritisch zu bewerten. Dies wird größtenteils auf unterschiedliche Abstützkräfte am Lenkrad und am Fußpunkt zurückgeführt. Auf der Sitzfläche konnte für die Frequenz  $f_H = 5Hz$  keine Grenzfläche gefunden werden. Da der Frequenzbereich

Resultierende Flächenparameter der Iterationen auf Sitzfläche und Rückenlehne									
Position	f[Hz]	Flächenparameter			Gültigkeitsgrenzen				V
		a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	$\tilde{a}_{st_{min}}$	$\tilde{a}_{st_{max}}$	$\tilde{a}_{H_{min}}$	$\tilde{a}_{H_{max}}$	
SF(z)	<b>3</b>	<b>0,02</b>	<b>0,00</b>	<b>0,26</b>	<b>0,22</b>	<b>0,71</b>	<b>0,46</b>	<b>2,05</b>	<b>0,16</b>
	<b>7</b>	<b>-0,04</b>	<b>0,02</b>	<b>0,18</b>	<b>0,26</b>	<b>0,84</b>	<b>0,68</b>	<b>1,75</b>	<b>0,19</b>
	10	0,04	0,00	0,22	0,26	0,84	0,54	1,76	0,15
	15	0,00	0,00	0,22	0,26	0,77	0,49	1,33	0,15
RL(x)	<b>3</b>	<b>0,02</b>	<b>0,00</b>	<b>0,30</b>	<b>0,16</b>	<b>0,58</b>	<b>0,61</b>	<b>1,80</b>	<b>0,14</b>
LR(x)	10	0,06	0,00	0,24	0,62	1,86	0,08	3,01	0,13
	15	0,10	0,02	0,14	0,62	1,83	0,73	2,97	0,10
	20	0,13	0,00	0,16	0,64	1,77	0,85	4,55	0,13
	<b>25</b>	<b>0,06</b>	<b>0,00</b>	<b>0,20</b>	<b>0,62</b>	<b>2,48</b>	<b>1,09</b>	<b>6,01</b>	<b>0,08</b>
LR(z)	<b>10</b>	<b>0,04</b>	<b>0,00</b>	<b>0,23</b>	<b>0,67</b>	<b>1,77</b>	<b>0,10</b>	<b>1,87</b>	<b>0,16</b>
	<b>15</b>	<b>0,10</b>	<b>0,00</b>	<b>0,23</b>	<b>0,68</b>	<b>1,97</b>	<b>0,08</b>	<b>3,43</b>	<b>0,09</b>
	20	-0,04	0,02	0,20	0,76	1,81	0,11	2,02	0,13
	<b>25</b>	<b>-0,04</b>	<b>0,00</b>	<b>0,24</b>	<b>0,72</b>	<b>1,68</b>	<b>0,30</b>	<b>1,97</b>	<b>0,15</b>

Tab. 8.6: Ermittelte Grenzflächen bzw. untere Schranken der gerade wahrnehmbaren Unterschiede einer harmonischen Schwingung bei überlagertem Grundrauschen

um  $5Hz$  für die Wahrnehmung von Ganzkörpervibrationen jedoch eine große Rolle spielt (siehe Abschnitt 2.3), müssen auch an dieser Stelle noch weiterführende Experimente angeschlossen werden.

Die Wahrnehmung von harmonischen Schwingungen am Lenkrad ist erst ab Frequenzen größer gleich  $10Hz$  relevant (siehe Tab. 8.3). Die ermittelten Trennflächen liegen somit im, für diesen Anregungspunkt, wichtigen Frequenzbereich zwischen  $10Hz$  und  $25Hz$ .

Bei allen Flächen fällt auf, dass der Anstieg in Richtung  $a_H$  annähernd Null ist, was bedeutet, dass die wahrgenommenen Unterschiede kaum von der Grundamplitude der harmonischen Schwingung abhängen. Dieses zunächst unerwartete Ergebnis kann so erklärt werden, dass die Amplitudenänderungen der Sinusschwingung vorwiegend durch das stochastische Grundrauschen maskiert wurden, dessen Pegel im Verlauf einer Messung konstant blieb.

Die Extrapolation der Flächen auf  $\tilde{a}_{st} = 0$  kann nicht vorgenommen werden, da die sich ergebenden Werte nicht mit den bekannten Werten aus der Literatur übereinstimmen. Die Annahme einer linearen Grenzfläche ist somit für sehr kleine Pegel des Grundrauschens nicht mehr gültig, was jedoch für Straßenmessungen kaum von Bedeutung ist.

Die angestellten Versuche zur Perzeption von harmonischen Schwingungen bei vorhandenem Grundrauschen und der gerade wahrnehmbaren Unterschiede haben gezeigt, dass es den Probanden aufgrund der Fülle von Schwingungsreizen meist nicht möglich ist, die tatsächliche Stelle der Wahrnehmung zu benennen. Es wird nach wie vor davon ausgegangen, dass es einen dominanten Punkt der Wahrnehmung geben muss, die Fokussierung jedoch zwischen unterschiedlichen Körperbereichen schwankt. Somit erfolgt die Wahrnehmung abhängig von der Konzentration des Probanden auf die jeweiligen Schnittstellen zum Fahrzeug, was zum Teil große Streuungen in den Ergebnisse nach sich zieht. In vielen Fällen ist die Grenzfläche der gerade wahrnehmbaren Unterschiede nicht ermittelbar. Aber schon die Angabe von unteren Schranken der Wahrnehmung ist für eine zielgerichtete Entwicklung des Schwingkomforts von hohem Nutzen.

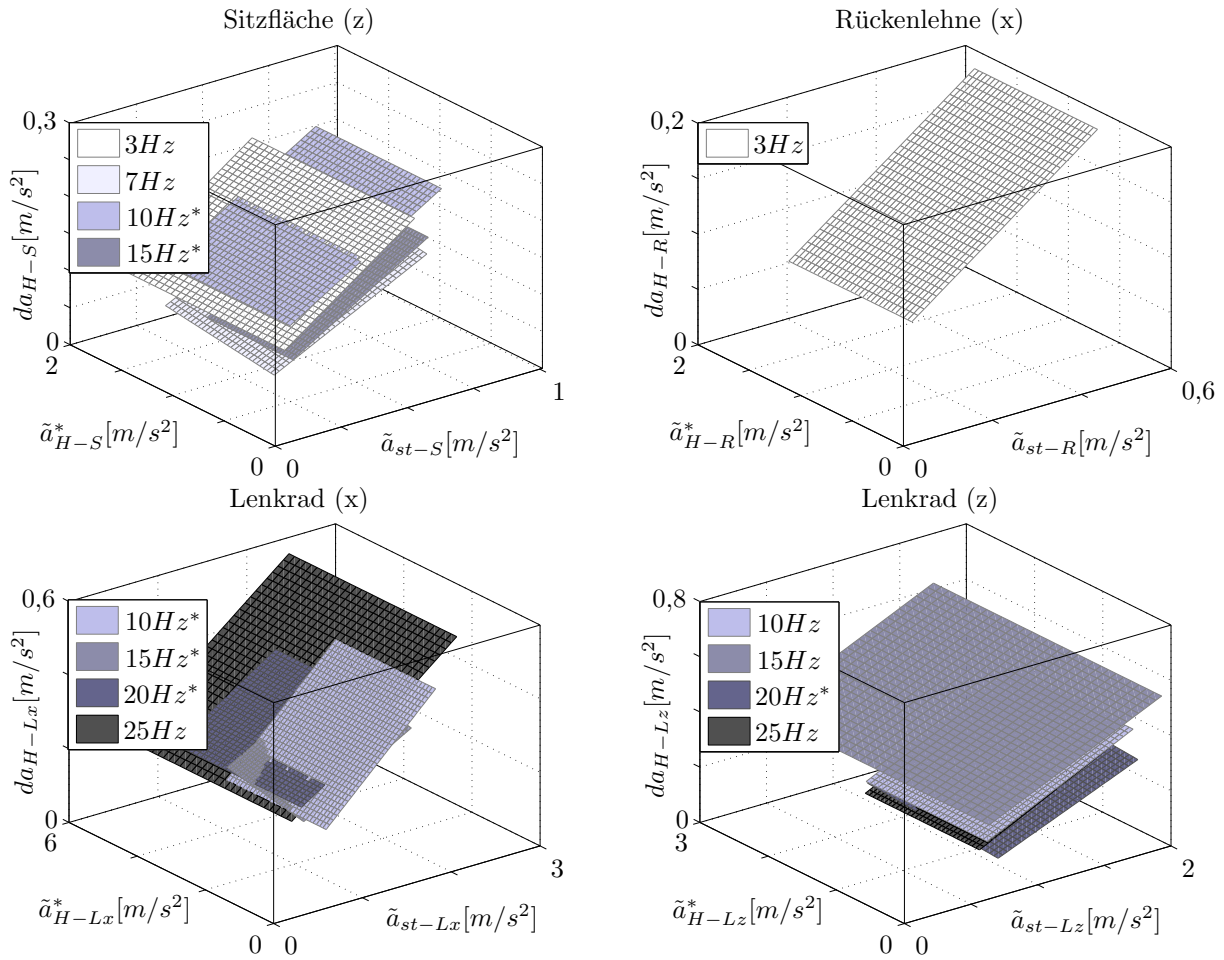


Abb. 8.15: Darstellung der ermittelten Grenzflächen bzw. unteren Schranken der gerade wahrnehmbaren Unterschiede einer harmonischen Schwingung bei überlagertem Grundrauschen

## 8.2 Variation von Frequenzbändern

Neben der Betrachtung einzelner harmonischer Schwingungen, wie sie in den vorhergehenden Abschnitten untersucht wurden, spielt auch die Variation von Frequenzbändern in der Komfortbewertung eine wesentliche Rolle. Aufgrund von Bauteilvariationen, Versteifungsmaßnahmen, dem Einsatz von Tilgern und vielem mehr werden Teilbereiche des Spektrums beeinflusst. Häufig ist dabei von Interesse, inwiefern sich die eingebrachte Veränderung auf die subjektive Wahrnehmung auswirkt. Die Definition einer Perzeptionsschwelle ist an dieser Stelle wenig sinnvoll, da das Ausblenden eines kompletten Frequenzbandes keiner realen Anregung im Fahrzeug entspricht.

Die folgenden Untersuchungen beschränken sich auf die gerade wahrnehmbaren Unterschiede von Frequenzbändern. Als Parameter werden die Mittenfrequenz  $f_M$ , die Frequenzbandbreite  $df_B$ , der Pegel innerhalb des Frequenzbandes  $\tilde{a}_{FB}$  und der Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  betrachtet.

$$DL_{FB-S} = g(f_M, df_B, \tilde{a}_{FB-S}^*, \tilde{a}_{st-S}) \quad (8.10)$$

$$DL_{FB-R} = g(f_M, df_B, \tilde{a}_{FB-R}^*, \tilde{a}_{st-R}) \quad (8.11)$$

Die Anregung ist ähnlich dem schon im Abschnitt 8.1.4 für die Bewertung von harmonischen Schwingungen verwendeten Signal (siehe Abb. 8.16). Das Spektrum der dem Grundrauschen überlagerten Schwingung entspricht nun jedoch einem bandbegrenzten, weißen Rauschen und besteht nicht mehr nur aus einem einzelnen Peak.

Die in Abb. 8.16 dargestellten Stufen beschreiben den Effektivwert  $\tilde{a}_{FBs}(t)$  des überlagerten Signals. Auch hier werden ausgehend von fünf Grundpegeln  $A_{01}$  bis  $A_{05}$  kleinere Variationen durchgeführt.

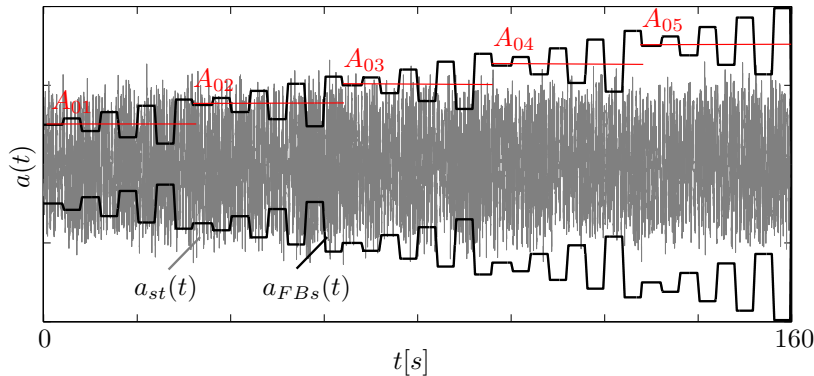


Abb. 8.16: Überlagerung eines Grundrauschens mit einem gestuften, bandbegrenzten Rauschen

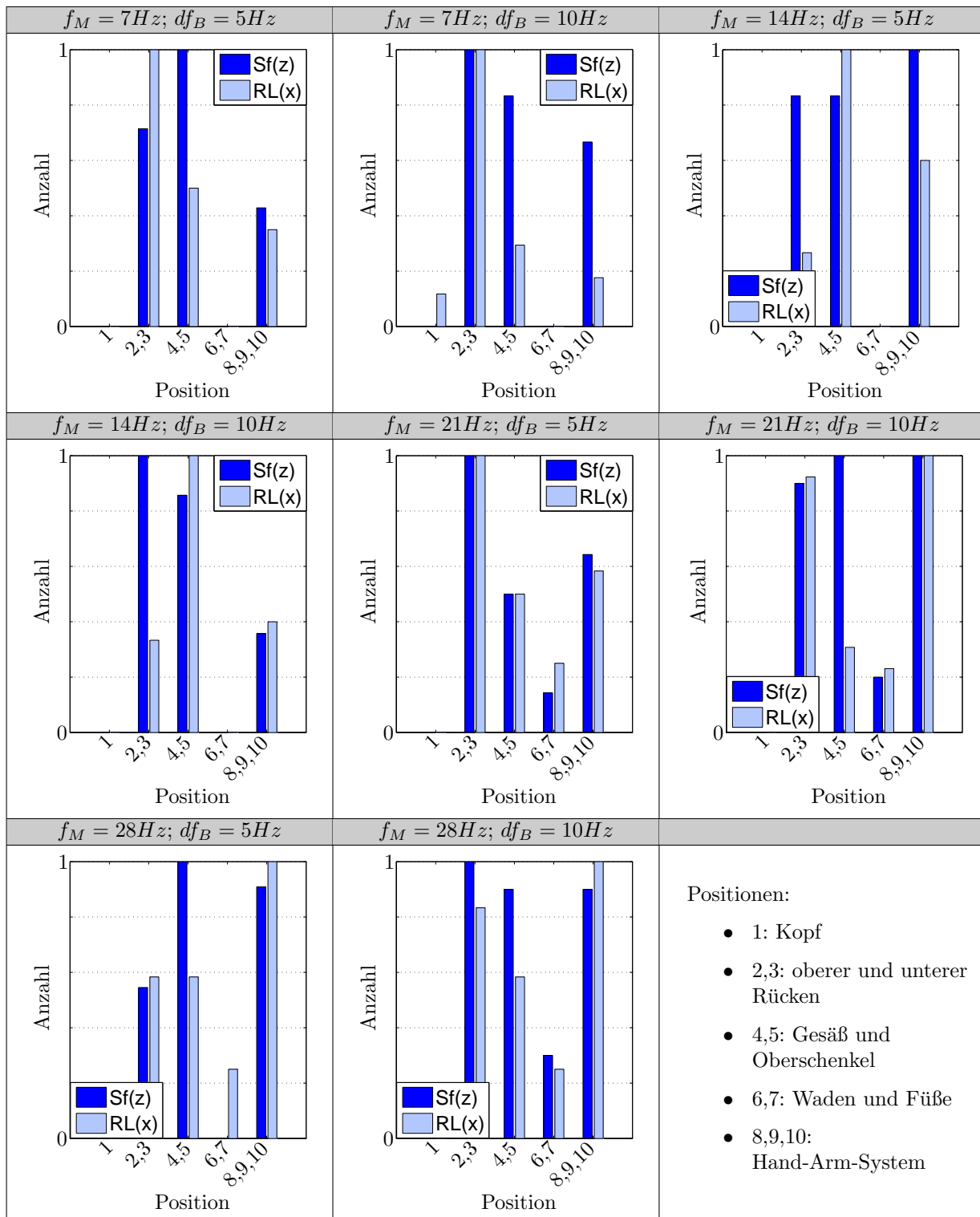
Der Proband sollte durch Antippen des Signalgebers am Lenkrad die wahrgenommenen Stufenunterschiede markieren, sowie die Körperbereiche der Wahrnehmung mittels der Bodymap (siehe Abb. 8.5) benennen. Das bandbegrenzte Rauschen  $a_{FBs}(t)$  wird auf die Sitzfläche und die Rückenlehne iteriert. Somit ergeben sich die in Tab. 8.7 dargestellten Variationen. Da die umfassende Betrachtung von vier Parametern ein sehr großes Versuchsprogramm erfordert, wird die Breite  $df_B$  des Frequenzbandes zunächst nur bei  $df_B = 5Hz$  und  $df_B = 10Hz$  untersucht. Sollte die Klassifikationsaufgabe für die gemeinsame Betrachtung dieser beiden Frequenzbreiten keine plausiblen Ergebnisse liefern, muss die Auswertung separat erfolgen. Für die Ermittlung eines funktionalen Zusammenhangs sind in Folge dessen weitere Untersuchungen anzuschließen.

Iteration auf die Sitzfläche	Iteration auf die Rückenlehne
$\tilde{a}_{st} = A1; A2; A3$	
$\tilde{a}_{FBs} = A_{01}; A_{02}; A_{03}; A_{04}; A_{05}$	
$f_M = 7; 14; 21; 28Hz$	
$df_B = 5; 10Hz$	

Tab. 8.7: Umfang der Untersuchungen zu Frequenzbändern

Die Auswertung der Körperbereiche, an denen die Änderung des Frequenzbandes wahrgenommen wurde, ist Abb. 8.8 zu entnehmen. Es wird deutlich, dass den Probanden trotz der Iteration auf die Sitzfläche in  $z$ -Richtung (SF( $z$ )) bzw. die Rückenlehne in  $x$ -Richtung (RL( $x$ )) eine klare Benennung der Wahrnehmungsstelle nicht möglich war. Ähnlich wie bei der Maskierung von harmonischen Schwingungen, wurden auch hier der Rücken, die Beinauflage, das Gesäß sowie das Hand-Arm-System als Hauptanregungspunkte identifiziert. Bereits ab der Mittenfrequenz  $f_M = 7Hz$  ist die Hand maßgeblich an der Wahrnehmung beteiligt, was in Übereinstimmung mit Tab. 8.3 auf die im betrachteten Frequenzband enthaltenen Spektralanteile um  $10Hz$  zurückgeführt wird.

Auch in diesen Untersuchungen können somit ausschließlich untere Schwellen der Wahrnehmung ermittelt werden, bei deren Überschreiten frühestens ein Unterschied im entsprechenden Frequenzband detektierbar ist.



Tab. 8.8: Übersicht der Körperbereiche, an denen die Pegeländerung innerhalb von Frequenzbändern wahrgenommen wurde

Die sich einstellenden Stufenunterschiede der Pegelvariationen weisen eine hohe Korrelation zwischen den Messpunkten auf (siehe Tab. A5 bis Tab. A7 im Anhang). Es wäre somit möglich, nur einen Anregungspunkt zu betrachten und ausgehend von diesem eine untere Schranke der Wahrnehmung zu definieren. Das Verhältnis der Beschleunigungspegel an den verschiedenen Stellen der Anregung ist jedoch fahrzeugspezifisch, wodurch die Berücksichtigung ausschließlich eines Schnittstellensignals nicht sinnvoll ist.

Iteration auf die Sitzfläche									
Position	$f_M$ [Hz]	Flächenparameter			Gültigkeitsgrenzen				$V$
		$a_1$	$a_2$	$a_3$	$\tilde{a}_{st_{min}}$	$\tilde{a}_{st_{max}}$	$\tilde{a}_{FB_{min}}$	$\tilde{a}_{FB_{max}}$	
SF(z)	7	0	0,02	0,26	0,155	0,765	0,016	0,429	0,10
	14	0,06	0,04	0,12	0,234	0,739	0,020	0,299	0,12
	21	0,04	0,02	0,14	0,212	0,864	0,021	0,372	0,13
	28	0,1	0	0,02	0,235	0,938	0,016	0,379	0,35
RL(x)	7	0,02	0,16	0	0,119	0,590	0,012	0,232	0,25
	14	0,02	0,08	0,02	0,183	0,590	0,014	0,166	0,15
	21	0,02	0,16	0,04	0,166	0,623	0,017	0,286	0,16
	28	0,02	0,06	0,04	0,199	0,723	0,007	0,211	0,41
LR(x)	7	0,02	0	0,06	0,508	1,621	0,007	0,306	0,12
	14	0,1	0	0	0,489	1,524	0,011	0,372	0,14
	21	0,02	0,16	0,14	0,511	1,414	0,016	0,760	0,12
	28	0,12	0	0,18	0,460	1,322	0,028	0,787	0,34
LR(z)	7	0,02	0,04	0,06	0,405	1,712	0,011	0,320	0,09
	14	0,1	0,12	0,04	0,430	1,399	0,029	0,520	0,13
	21	0,1	0,06	0,28	0,397	1,420	0,030	1,653	0,11
	28	0,2	0	0,38	0,417	1,440	0,041	1,282	0,13

Tab. 8.9: Trennflächenparameter zur Wahrnehmung von Pegelunterschieden in Frequenzbändern bei der Iteration auf die Sitzfläche (der Parameter  $df_B$  ist nicht berücksichtigt)

Den Tabellen 8.9 und 8.10 können die Trennflächen der Iteration auf die Sitzfläche sowie die Rückenlehne für alle Messpunkte und jede untersuchte Mittenfrequenz  $f_M$  entnommen werden. Wie zuvor erwähnt, wurden die Messwerte für die Frequenzbandbreiten  $df_B = 5Hz$  und  $df_B = 10Hz$  zunächst gemeinsam betrachtet.

Ziel war es wiederum, die detektieren Unterschiede im Pegel des betrachteten Frequenzbandes von den nicht detektierten Unterschieden mittels einer linearen Fläche der Form

$$d\tilde{a}_{FB} = a_3\tilde{a}_{st} + a_2\tilde{a}_{FB}^* + a_1 \quad (8.12)$$

zu trennen. Als Optimierungskriterium diente die Größe  $V$  (siehe Kap. 8.1.4).  $\tilde{a}_{FB}^*$  bezeichnet den kleineren der beiden Effektivwertpegel des Frequenzbandes bei einer Stufe.

Die Werte für  $V$  wurden zur besseren Übersichtlichkeit in Tab. 8.11 erneut aufgelistet. Dabei wurden die Felder grau hinterlegt, bei denen  $V$  eine schlechte Klassifikation repräsentiert.

Die zum überwiegenden Teil sehr guten Klassifikationsergebnisse zeigen, dass die gemeinsame Betrachtung für  $df_B = 5Hz$  und  $df_B = 10Hz$  zielführend war und somit der Einfluss der Frequenzbandbreite für  $df_B \geq 5Hz$  auf die Wahrnehmung gering ist.

Bei der Mittenfrequenz  $f_M = 28Hz$  und der Iteration auf die Sitzfläche kommt als Wahrnehmungsstelle nur das Lenkrad in z-Richtung in Frage. Die Klassifikation an allen anderen Messpunkten liefert kein gutes Qualitätsmaß  $V$ . Somit stellt die gefundene Fläche bei  $f_M = 28Hz$  am Lenkrad in z-Richtung die gerade wahrnehmbaren Pegelunterschiede der

Iteration auf die Rückenlehne									
Position	$f_M$ [Hz]	Flächenparameter			Gültigkeitsgrenzen				V
		$a_1$	$a_2$	$a_3$	$\bar{a}_{st_{min}}$	$\bar{a}_{st_{max}}$	$\bar{a}_{FB_{min}}$	$\bar{a}_{FB_{max}}$	
SF(z)	7	0,1	0	0	0,503	1,524	0,011	0,343	0,39
	14	0,04	0	0	0,213	0,837	0,020	0,616	0,34
	21	0	0,18	0,04	0,238	0,803	0,021	0,470	0,15
	28	0	0,18	0,04	0,252	0,857	0,015	0,205	0,10
RL(x)	7	0,02	0,08	0,28	0,162	0,611	0,017	0,332	0,13
	14	0,04	0,06	0,02	0,183	0,613	0,013	0,205	0,15
	21	0,02	0,02	0,02	0,165	0,617	0,017	0,278	0,35
	28	0,04	0	0,06	0,175	0,690	0,007	0,211	0,15
LR(x)	7	0,02	0,18	0,02	0,463	1,542	0,007	0,275	0,16
	14	0,1	0	0	0,489	1,524	0,011	0,372	0,14
	21	0	0,1	0,1	0,538	1,538	0,014	0,479	0,14
	28	0,18	0	0	0,470	1,577	0,044	0,793	0,14
LR(z)	7	0	0,1	0,06	0,377	1,794	0,016	0,452	0,13
	14	0,16	0	0,04	0,430	1,657	0,029	0,568	0,07
	21	0	0,06	0,32	0,438	1,574	0,029	1,118	0,09
	28	0,18	0	0,24	0,467	1,943	0,039	1,837	0,09

Tab. 8.10: Trennflächenparameter zur Wahrnehmung von Pegelunterschieden in Frequenzbändern bei der Iteration auf die Rückenlehne (der Parameter  $df_B$  ist nicht berücksichtigt)

$f_M$ [Hz]	$V_{SF}$ (Iteration Sitzfläche)				$V_{RL}$ (Iteration Rückenlehne)			
	SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)	SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)
<b>7</b>	0,10	0,25	0,12	0,09	0,39	0,13	0,16	0,13
<b>14</b>	0,12	0,15	0,14	0,13	0,34	0,15	0,14	0,07
<b>21</b>	0,13	0,16	0,12	0,11	0,15	0,35	0,14	0,09
<b>28</b>	0,35	0,41	0,34	<b>0,13</b>	0,10	0,15	0,14	0,09

Tab. 8.11: Optimierungsparameter  $V$  zur Untersuchung der Wahrnehmung von Pegelunterschieden in Frequenzbändern und ohne Berücksichtigung der Frequenzbandbreite  $df_B$

Frequenzbänder dar. Für alle weiteren Mittenfrequenzen  $f_M$  konnten ausschließlich untere Schranken der Wahrnehmung gefunden werden, da die Klassifikation an mehreren Punkten sehr gute Ergebnisse lieferte.

Es wurde schon erwähnt, dass die Flächen der gerade wahrnehmbaren Unterschiede unabhängig von der Iteration sein müssen. Im Folgenden werden die Tabellen 8.9 und 8.10 zeilenweise verglichen. Die tiefer liegende Fläche kann nicht für die Perzeption der Unterschiede verantwortlich sein, da die Wahrnehmung für die jeweils andere Iteration dann auch früher eingetreten wäre. Somit wird die höherliegende Fläche als untere Schranke definiert. In den Fällen, in denen nur eine Trennfläche entweder bei der Iteration auf die Sitzfläche oder der Iteration auf die Rückenlehne gefunden werden konnte, wird diese Trennfläche für weitere Betrachtungen verwendet.

Die somit final erhaltenen Flächen sind in Abb. 8.17 dargestellt. Die Parameter können Tab. A8 im Anhang entnommen werden. Tab. 8.12 fasst die Werte  $V$  für alle Messpunkte und Mittenfrequenzen zusammen. Es ist ersichtlich, dass eine der insgesamt 16 Flächen tatsächlich die gerade wahrnehmbaren Unterschiede definiert (fett markiert). Alle übrigen beschreiben untere Schranken der Wahrnehmung.



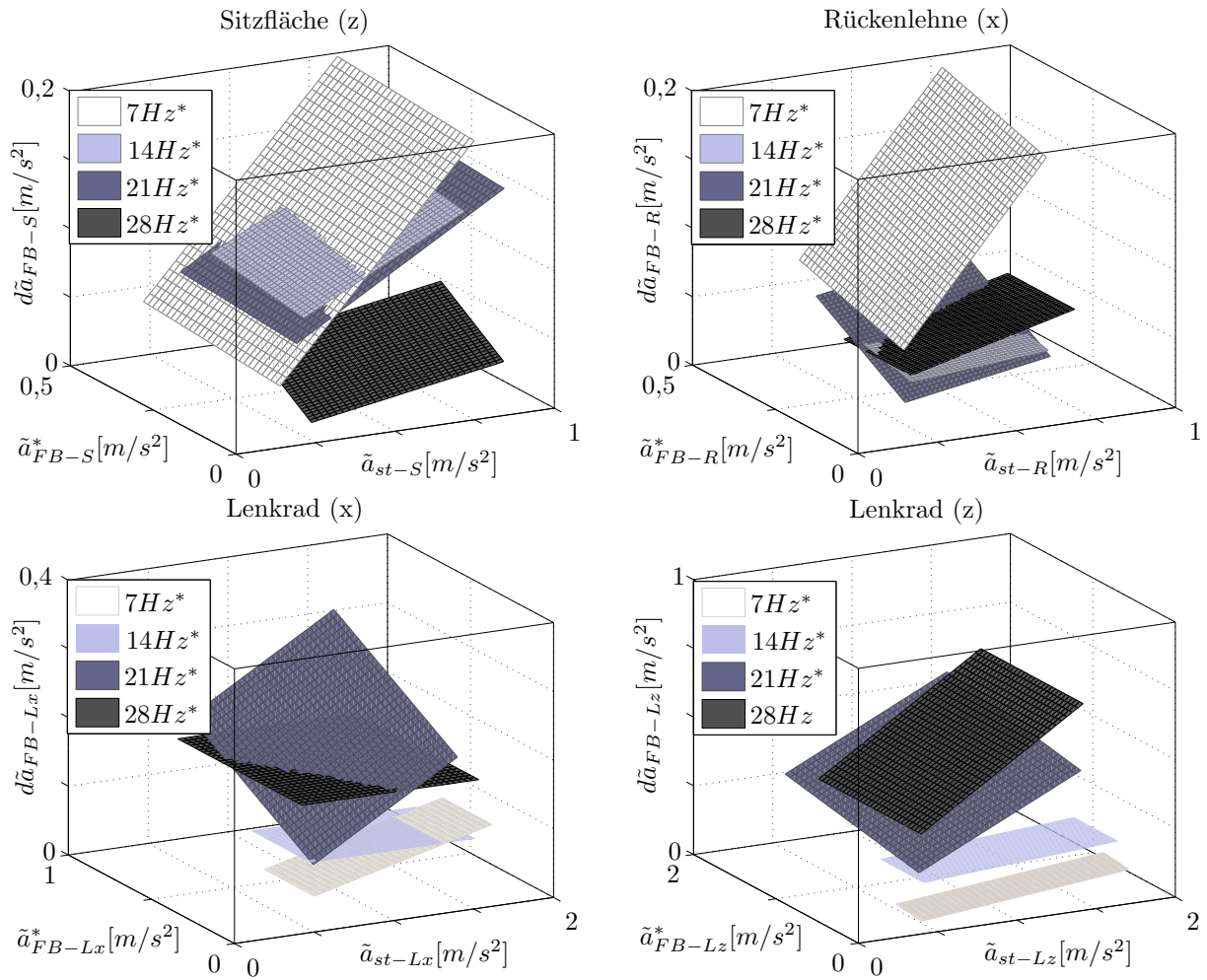


Abb. 8.17: Darstellung der ermittelten Grenzflächen bzw. unteren Schranken der gerade wahrnehmbaren Unterschiede des Pegels von Frequenzbändern bei überlagertem Grundrauschen

$f_M$ [Hz]	SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)
7	0,10	0,13	0,12	0,09
14	0,12	0,15	0,14	0,07
21	0,13	0,16	0,12	0,11
28	0,10	0,15	0,14	<b>0,13</b>

Tab. 8.12: Optimierungsparameter  $V$  zur Untersuchung der Wahrnehmung von Pegelunterschieden in Frequenzbändern (unabhängig von der Iteration und der Frequenzbandbreite  $df_B$ )

Die Flächen in Abb. 8.17 zeigen, dass der Anstieg in Richtung  $\tilde{a}_{FB}$  in den meisten Fällen nahe bei Null liegt. Ähnlich wie bei der Maskierung von Sinusschwingungen lässt sich dieses Ergebnis dadurch begründen, dass die Pegeländerung des Frequenzbandes vorwiegend durch das stochastische Grundrauschen maskiert wird, dessen Pegel im Verlauf einer Messung konstant blieb.

Der Anstieg der Flächen in Richtung  $\tilde{a}_{st}$  entspricht der Erwartung, dass die wahrnehmbaren Pegelunterschiede bei höheren Pegeln des Grundrauschens zunehmen müssen.

Die Lage der Flächen kann schwer interpretiert werden, da unbekannt ist, an welchem Punkt die Wahrnehmung bei der entsprechenden Mittenfrequenz stattgefunden hat. An einigen

Flächen wird jedoch deutlich, dass die unteren Schranken noch nicht mit den tatsächlich wahrnehmbaren Unterschieden übereinstimmen können. So ist beispielsweise die tiefe Lage der Fläche am Lenkrad in z-Richtung bei  $f_M = 7Hz$  nicht mit Untersuchungen vereinbar, bei denen gerade der Frequenzbereich um  $15Hz$  als besonders empfindsam an der Hand herausgearbeitet wurde. Dementsprechend ist die Fläche für  $f_M = 7Hz$  zumindest oberhalb der Fläche für  $f_M = 14Hz$  zu erwarten. Ähnliches gilt für die tiefe Lage der Fläche auf dem Sitz in z-Richtung bei  $f_M = 28Hz$ . Auch hier könnte man zunächst schlussfolgern, dass der Mensch um  $28Hz$  empfindlicher reagiert als um  $7Hz$ , was bekannten Untersuchungen widerspricht.

Für eine sinnvolle Interpretation müssen die Diagramme gemeinsam betrachtet werden. Bezogen auf die eben erwähnten Beispiele hat die Wahrnehmung bei  $f_M = 7Hz$  aller Wahrscheinlichkeit nach nicht am Lenkrad, sondern am Sitz stattgefunden, wohingegen bei  $f_M = 28Hz$  die Detektion am Lenkrad erfolgte.

Auch die angestellten Versuche zu den gerade wahrnehmbaren Unterschieden innerhalb von Frequenzbändern haben gezeigt, dass es den Probanden aufgrund der Fülle von Schwingungsreizen meist nicht möglich war, die tatsächliche Stelle der Wahrnehmung zu benennen. Dies deckt sich mit den Untersuchungen zur Maskierung von harmonischen Schwingungen durch ein Grundrauschen (siehe Abschnitt 8.1).

Die ermittelten Trennflächen zeigen einen in Richtung  $\tilde{a}_{FB}$  und  $\tilde{a}_{st}$  nachvollziehbaren Verlauf. Aufgrund des unbekanntem Wahrnehmungspunktes bei den verschiedenen Mittenfrequenzen, lassen sich vorwiegend untere Schranken der Wahrnehmung von Pegelvariationen ermitteln. Somit kann erst bei Überschreiten aller Trennflächen bei einer Frequenz  $f_M$  gesichert von der Wahrnehmung eines Pegelunterschiedes ausgegangen werden.

## 8.3 Impulse

Für die Komfortbewertung spielen auch transiente Ereignisse eine wesentliche Rolle. So wird bei Kantenüberfahrten die Schlaghärte bewertet, welche im Wesentlichen die Amplitude der an den Schnittstellen zwischen Mensch und Fahrzeug eingeleiteten Beschleunigung beschreibt. In der realen Fahrsituation entstehen Impulse hauptsächlich in Folge der Überfahrt von Querfugen, starken Fahrbahnunebenheiten oder auch baulich bedingten Stufen durch Kanaldeckel und ähnliches.

Zur Untersuchung von transienten Ereignissen ist die Spektralanalyse nicht geeignet. Im Gegensatz zur Untersuchung von harmonischen Schwingungen oder Frequenzbändern muss die Auswertung hier somit im Zeitbereich erfolgen.

### 8.3.1 Perzeptionsschwellen

In diesem Abschnitt soll zunächst untersucht werden, wie hoch die Beschleunigungsamplitude eines Impulses an den Einleitungsstellen zwischen Mensch und Fahrzeug sein muss, um überhaupt als Impuls wahrgenommen zu werden. Einziger Parameter hierbei ist der Pegel des maskierenden Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$ , welcher in drei Stufen zwischen A1 und A3 (siehe Abschnitt 7.1) variiert wurde. Die Perzeptionsschwelle  $PS_I$  ist somit eine Funktion von  $\tilde{a}_{st}$ .

$$PS_I = g(\tilde{a}_{st}) \quad (8.13)$$

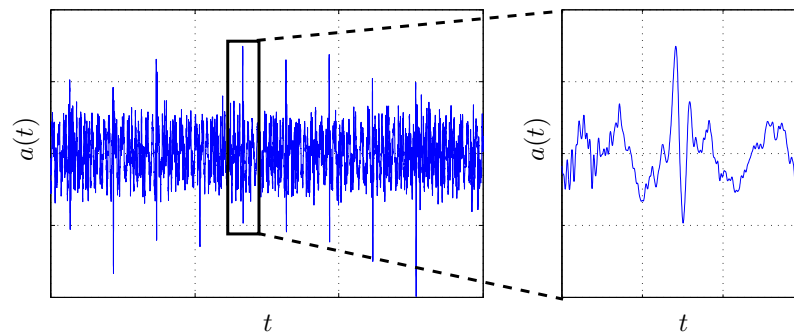


Abb. 8.18: Anregungssignal zur Ermittlung der Wahrnehmungsschwellen von Impulsen

Auf das Sitzkissen in z-Richtung bzw. die Rückenlehne in x-Richtung wurde ein Beschleunigungssignal  $a(t)$  entsprechend Abb. 8.18 iteriert. Impulse mit unterschiedlichen Amplituden waren über einen Zeitraum von rund 70s verteilt. Der Proband sollte durch Antippen des Signalgebers am Lenkrad die Beschleunigungsamplituden markieren, welche er als Impuls wahrnimmt. Zudem sollte anhand der Bodymap (siehe Abb. 8.5) entschieden werden, welche Körperbereiche für die Wahrnehmung bestimmend waren.

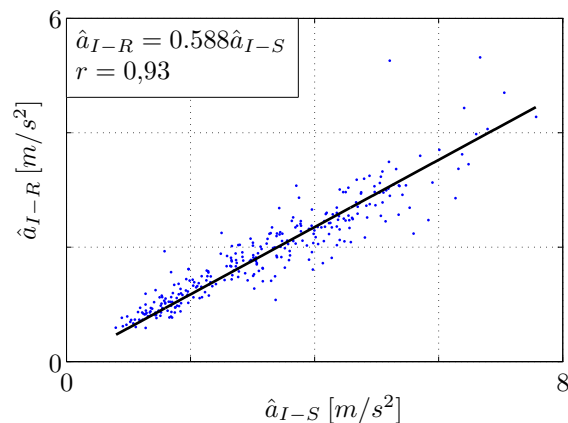


Abb. 8.19: Zusammenhang der Impulsamplituden an Sitz und Rückenlehne

Durch die Kopplung der Anregung zwischen Sitzfläche und Rückenlehne war eine ausschließliche Anregung einer der beiden Flächen nicht möglich. In Abb. 8.19 wurden für alle Messungen und unabhängig von der Iteration die Impulsamplituden auf dem Sitz (z-Richtung) und an der Rückenlehne (x-Richtung) aufgetragen. Offensichtlich besteht ein stark linearer Zusammenhang dieser beiden Größen, was auch der Korrelationskoeffizient mit  $r = 0,93$  verdeutlicht. Die Steigung der Korrelationsgeraden ist fahrzeugspezifisch, wodurch die Angabe der Perzeptionsschwelle anhand einer der beiden Kenngrößen  $\hat{a}_{I-S}$  bzw.  $\hat{a}_{I-R}$  nicht ausreichend ist.

Die Probanden konnten auch aufgrund dieses eben beschriebenen Zusammenhanges keine klare Stelle der Wahrnehmung benennen. Die Wahrnehmung erfolgte über den ganzen Körper, wobei die Hände explizit ausgeschlossen wurden. Impulse, die über das Lenkrad eingeleitet werden und somit eher einer Lenkungsstößigkeit entsprechen, sind separat zu untersuchen und werden in der vorliegenden Arbeit nicht berücksichtigt.

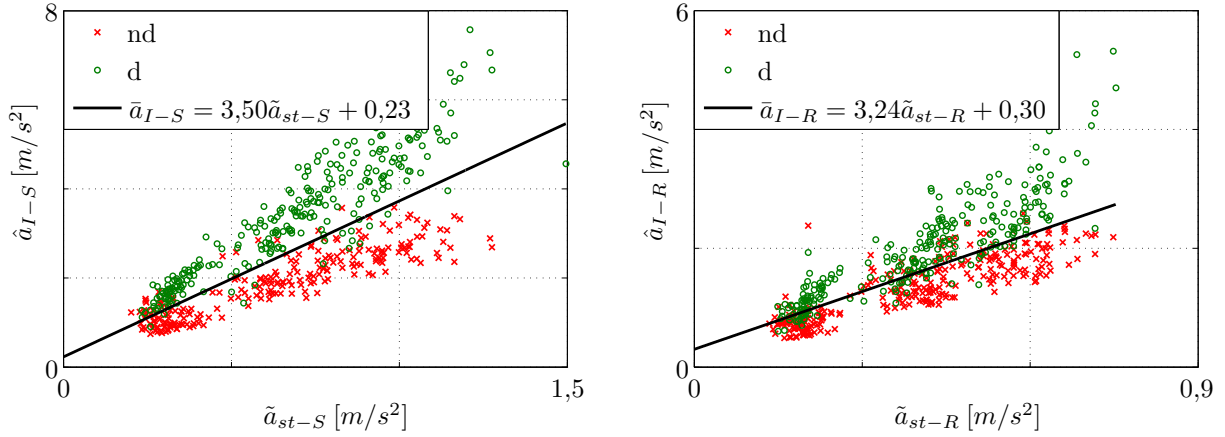


Abb. 8.20: Untere Schranken der Wahrnehmung von Impulsen bei überlagertem Grundrauschen auf der Sitzfläche in z-Richtung und an der Rückenlehne in x-Richtung

Aufgrund der strengen Kopplung der Anregungen auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne werden die Messwerte unabhängig von der Iteration gemeinsam betrachtet. Für die Auswertung wurde die größte Amplitude in einem Intervall bis zu  $0,5s$  vor dem Antippen des Signalgebers durch den Probanden verwendet.  $\tilde{a}_{st}$  wurde aus dem in unmittelbarer Umgebung des Impulses liegenden Grundrauschen errechnet.

Ziel war es wiederum, die detektierten Impulse von den nicht detektierten Impulsen mittels einer Geraden zu trennen. Das Qualitätsmaß  $V$  diente als Optimierungskriterium.

Abb. 8.20 zeigt die detektierten (d) und nicht detektierten (nd) Amplitudenhöhen an Sitz und Rückenlehne. Die Klassifikation ergab die dargestellten Separationsgeraden der Form:

$$\bar{a}_{I-S} = 3,50\tilde{a}_{st-S} + 0,23 \quad (8.14)$$

$$\bar{a}_{I-R} = 3,24\tilde{a}_{st-R} + 0,30 \quad (8.15)$$

Da der Punkt der Wahrnehmung nicht ermittelt werden konnte, handelt es sich bei den Geraden um untere Schranken der Wahrnehmung von Impulsen bei vorhandenem Grundrauschen. Das Qualitätsmaß  $V = 0,04$  auf der Sitzfläche bzw.  $V = 0,08$  an der Rückenlehne bestätigt die schon optisch erkennbare sehr gute Klassifikation.

Aus den Formeln der Geraden wird ersichtlich, dass ein Beschleunigungspegel mindestens um den Faktor 3,50 auf der Sitzfläche bzw. 3,24 auf der Rückenlehne plus einen Absolutterm von 0,23 bzw. 0,30 größer sein muss als der Effektivwert des Grundrauschens, um als Impuls interpretiert zu werden. Zunächst scheint das Verhältnis sehr hoch zu sein. Hält man sich jedoch vor Augen, dass bei einem weißen Rauschen 2% der Spitzenwerte der Amplituden bereits einen Faktor von über 2,5 zum Effektivwert des Signals aufweisen, werden die Ergebnisse plausibel.

### 8.3.2 Gerade wahrnehmbare Unterschiede im Pegel

Im vorhergehenden Abschnitt sind untere Schranken der Wahrnehmung der Schlaghärte von Impulsen ermittelt worden. Die folgenden Ausführungen sollen nun wiederum den Bereich der Bewertung von Impulsen anhand der gerade wahrnehmbaren Unterschiede  $DL_I$  behandeln. Neben dem Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  kommt hier die Amplitude des Impulses  $\hat{a}_I$  als

weiterer Parameter hinzu.

$$DL_I = g(\hat{a}_I, \tilde{a}_{st}) \quad (8.16)$$

Zur Beurteilung wurde eine 3 AFC (Alternative Forced Choice) Methode verwendet. Dabei waren drei Impulse im Abstand von drei Sekunden einem Grundrauschen überlagert (siehe Abb. 8.21). Zwei dieser Impulse hatten die gleiche Höhe  $\hat{a}_{I_1}$ , wohingegen sich ein dritter Impuls durch eine davon abweichende Amplitude  $\hat{a}_{I_2}$  auszeichnete. Die Reihenfolge dieser drei Impulse wurde zufällig gewählt.

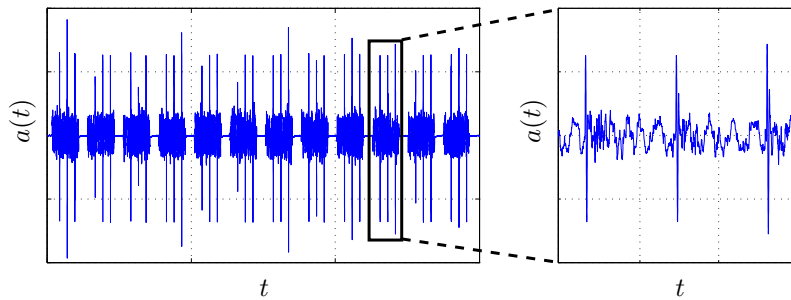


Abb. 8.21: Anregungssignal zur Ermittlung der gerade wahrnehmbaren Amplitudenunterschiede von Impulsen

Der Proband sollte in einer kurzen Pause im Anschluss an jede Dreierfolge den Impuls identifizieren, der seiner Meinung nach von den anderen abgewichen ist und zusätzlich sagen, ob dessen Amplitude größer oder kleiner in Bezug zu den beiden anderen Impulsen war.

Der Versuch wurde für mehrere Pegel des stochastischen Grundrauschens zwischen A1 und A3 durchgeführt. Die Amplitude der Impulse an Sitz und Rückenlehne variierte dabei von Werten knapp oberhalb der im vorhergehenden Abschnitt ermittelten unteren Schranken der Wahrnehmung bis zu Werten von circa  $20m/s^2$ . Abhängig vom Pegel des Grundrauschens entspricht dies einem Verhältnis  $V_I = \hat{a}_I/\tilde{a}_{st}$  im Intervall  $4 \leq V_I \leq 60$ .

Aus dem vorhergehenden Abschnitt ist bereits bekannt, dass eine Zuordnung der Impulswahrnehmung zu bestimmten Körperstellen nicht möglich war. Deshalb werden auch hier die Messungen unabhängig von der Iteration gemeinsam betrachtet, und es können ausschließlich untere Schranken für die gerade wahrnehmbaren Unterschiede angegeben werden.

Die Trennung der detektierten von den nicht detektierten Unterschieden soll mit einer linearen Trennfläche der Form:

$$d\bar{a}_I = a_3\hat{a}_I + a_2\tilde{a}_{st} + a_1 \quad (8.17)$$

erfolgen. Als Optimierungsparameter der Klassifikation dient wiederum die Größe  $V$ .

Abb. 8.22 zeigt die detektierten und nicht detektierten Unterschiede der Amplituden an Sitz und Rückenlehne. Die Klassifikation ergab die dargestellten Separationsflächen der Form:

$$d\bar{a}_{I-S} = 0,20\hat{a}_{I-S} + 0,58\tilde{a}_{st-S} - 0,65 \quad (8.18)$$

$$d\bar{a}_{I-R} = 0,17\hat{a}_{I-R} + 1,02\tilde{a}_{st-R} - 0,09 \quad (8.19)$$

Da der Wahrnehmungsort nicht ermittelt werden konnte, handelt es sich bei diesen Flächen um untere Schranken der gerade wahrnehmbaren Unterschiede der Amplitudenhöhe von Impulsen bei vorhandenem Grundrauschen.

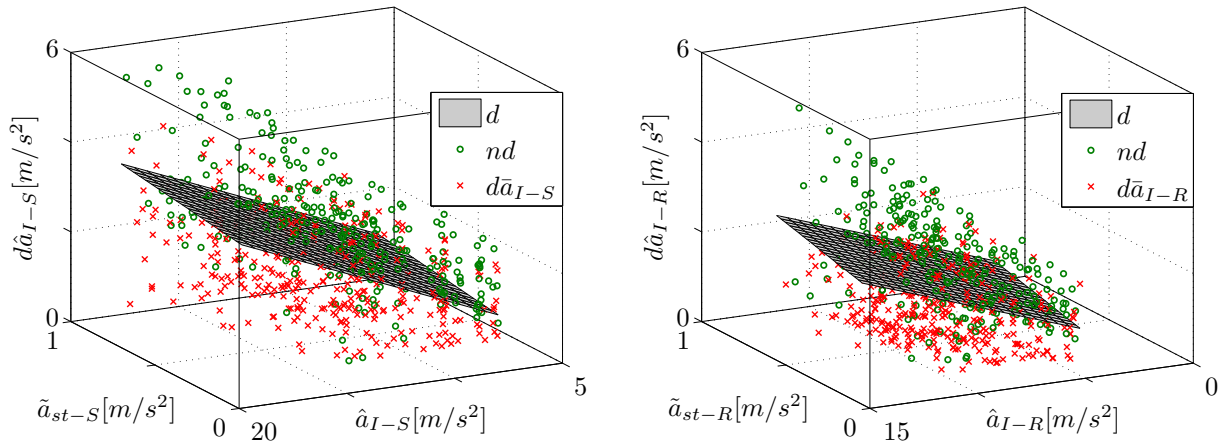


Abb. 8.22: Gerade wahrnehmbare Unterschiede der Amplitudenhöhe von Impulsen bei überlagertem Grundrauschen auf der Sitzfläche in z-Richtung und an der Rückenlehne in x-Richtung

Der Optimierungsparameter  $V$  liegt auf der Sitzfläche bei  $V = 0,20$  und an der Rückenlehne bei  $V = 0,18$ . Es kann somit noch von einer Trennung der detektierten von den nicht detektierten Amplitudenunterschieden gesprochen werden, auch wenn der Streubereich im Vergleich zur Perzeption von Impulsen (siehe Abb. 8.20) deutlich breiter ist.

Erwartungsgemäß hat die Trennfläche einen mit größer werdender Amplitude des Impulses sowie größer werdendem Pegel des Grundrauschens ansteigenden Verlauf. Der Anstieg in Richtung  $\hat{a}_I$  liegt dabei auf der Sitzfläche sowie an der Rückenlehne auf ähnlichem Niveau. In Richtung  $\tilde{a}_{st}$  ist der Anstieg an der Rückenlehne fast doppelt so groß, wie auf der Sitzfläche. Der Absolutterm an der Rückenlehne ist deutlich niedriger als auf der Sitzfläche. Da es sich um untere Schranken der Wahrnehmung von Amplitudenunterschieden handelt, kann hieraus jedoch nicht geschlussfolgert werden, dass die Sensibilität in x-Richtung größer ist als in z-Richtung. Die hinreichende Bedingung für die Wahrnehmung eines Amplitudenunterschiedes von Impulsen ist wiederum die Überschreitung beider Trennflächen für Sitz und Rückenlehne.

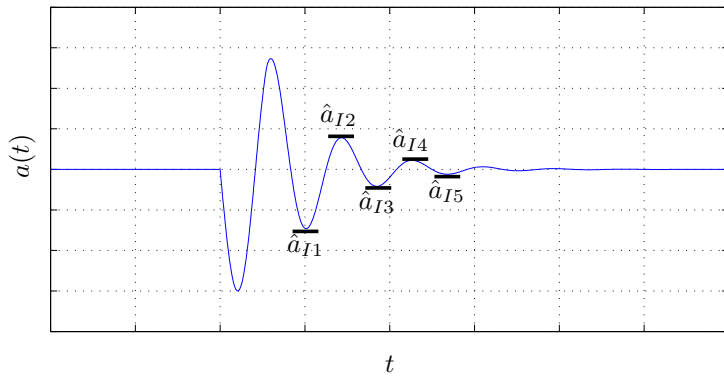
## 8.4 Nachprellen von Impulsen

Nachdem in den vorhergehenden beiden Abschnitten die Schlaghärte in Form der Amplitude von Impulsen betrachtet wurde, soll in diesem und dem folgenden Abschnitt der Ausschwingvorgang von Impulsen untersucht werden.

In der Gesamtfahrzeugbeurteilung wird dieses Phänomen auch als Nachprellen bezeichnet und bei der Überfahrt von Querfugen untersucht. Ziel ist es, den Ausschwingvorgang möglichst kurz und kaum wahrnehmbar zu gestalten. Als wesentliche Stellgröße hierfür ist vor allem die Fahrwerksabstimmung zu nennen.

Auch dieses Phänomen kann ausschließlich im Zeitbereich untersucht werden.

### 8.4.1 Perzeptionsschwellen



$$K_S = 1/5 \cdot \sum_{i=1}^5 |\hat{a}_{Ii}| \quad (8.20)$$

Abb. 8.23: Amplituden zur Bestimmung von  $K_S$

In diesem Abschnitt soll untersucht werden, wie hoch die Amplituden des Ausschwingvorganges sein müssen, um bei einem vorhandenen Grundrauschen überhaupt wahrgenommen werden zu können.

Hierfür ist es notwendig, einen Kennwert zu definieren, welcher den Ausschwingvorgang charakterisiert. Der Abklingkoeffizient der Amplituden wäre hierbei eine naheliegende Größe, ist aber aufgrund der Unregelmäßigkeit der Amplitudenhöhe in realen Messungen nur schwer zu definieren. Deshalb wurde als beschreibende Größe der Mittelwert  $K_S$  der fünf sich an den Impuls anschließenden Amplitudenbetragsmaxima verwendet, wie dies schematisch in Abb. 8.23 dargestellt ist. Der Index „S“ bezeichnet dabei die Sequenz eines Impulses mit sich anschließendem Ausschwingvorgang.

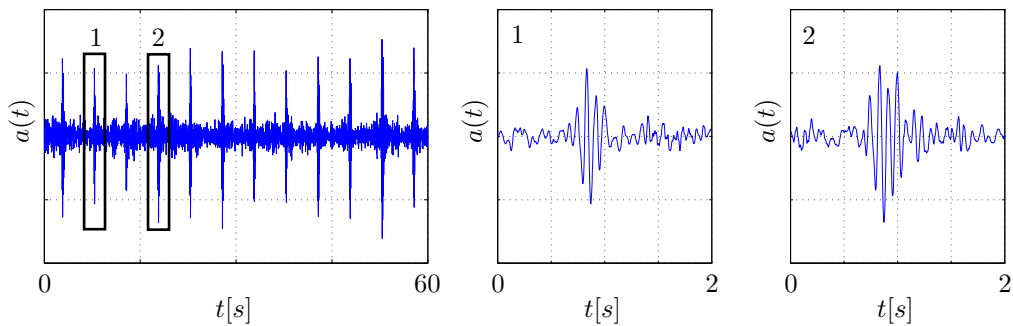


Abb. 8.24: Anregungssignal zur Ermittlung der Wahrnehmbarkeitsgrenze von Sequenzen

Bei der Berechnung von  $K_S$  wird davon ausgegangen, dass die Abklingfrequenz nicht entscheidend zur Wahrnehmung beiträgt. Der Ausschwingvorgang ist von einem Grundrauschen mit dem Effektivwert  $\tilde{a}_{st}$  überlagert. Außerdem ist es möglich, dass die Impulsamplitude eine Maskierung im Zeitbereich verursacht, die sich über die Dauer des Schlages hinaus erstreckt. Somit wird auch die Höhe des Impulses  $\hat{a}_I$  als Einflussparameter betrachtet. Die zu ermittelnde Funktion lautet somit:

$$PS_S = g(\hat{a}_I, \tilde{a}_{st}) \quad (8.21)$$

Das Anregungssignal bestand aus einem Grundrauschen, welchem Impulse verschiedener Schlaghärte und mit unterschiedlichem Abklingvorgang (charakterisiert über  $K_S$ ) überlagert



wurden (siehe Abb. 8.24). Das Grundrauschen variierte dabei zwischen den diskreten Stufen A1 bis A3 (siehe Abschnitt 7.1).

Der Proband sollte den Signalgeber am Lenkrad dann betätigen, wenn er ein Nachprellen in Folge eines Impulses verspürte. Zu Beginn der Versuchsreihe wurde speziell darauf hingewiesen, dass nicht die Höhe des Impulses, sondern das Nachprellen in Folge des Impulses bewertet werden soll.

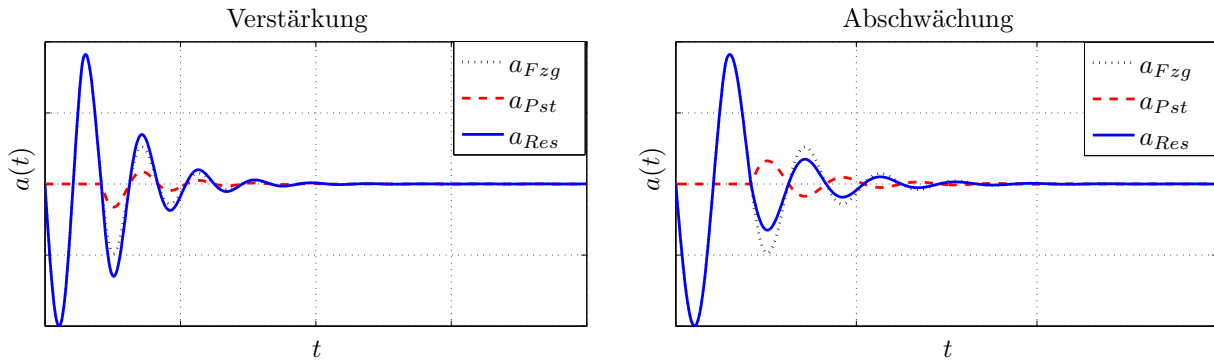


Abb. 8.25: Verstärkung bzw. Abschwächung des Abklingvorganges durch gezielte Iteration

Nur mittels der Iteration auf die Sitzfläche bzw. auf die Rückenlehne ist es möglich, Abklingvorgänge mit beliebigen  $K_S$  zu erzeugen. So gelingt es am Prüfstand, das „natürliche“ Nachprellen des verwendeten Fahrzeugs durch das gezielte Überlagern einer weiteren abklingenden Sinusschwingung zu verstärken bzw. abzuschwächen, was anschaulich in Abb. 8.25 dargestellt ist.  $a_{Fzg}$  beschreibt hier die Beschleunigung des Fahrzeugs,  $a_{Pst}$  die überlagerte Beschleunigung durch den Prüfstand und  $a_{Res}$  die somit resultierende Beschleunigung.

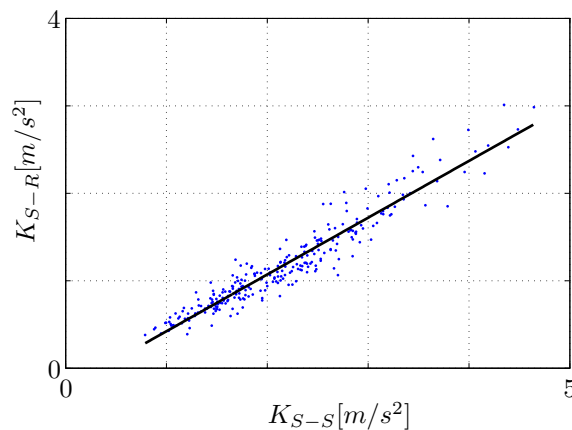


Abb. 8.26: Zusammenhang von  $K_{S-S}$  und  $K_{S-R}$

Bei der Untersuchung der Schlaghärte fiel auf, dass die Amplituden auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne sehr stark korrelieren (siehe Abb. 8.19). Abb. 8.26 zeigt die entsprechende Auswertung für die Kennwerte  $K_{S-S}$  bzw.  $K_{S-R}$ . Auch hier wird mit einem Korrelationskoeffizienten von  $r = 0,96$  der sehr hohe lineare Zusammenhang beider Größen deutlich. Eine klare Trennung der Anregungsrichtungen ist somit nicht möglich und die Wahrnehmungsstelle nicht ermittelbar. Dies wurde auch durch die Aussagen der Probanden bestätigt, welche den Ausschwingvorgang als Ganzkörperschwingung beschrieben.



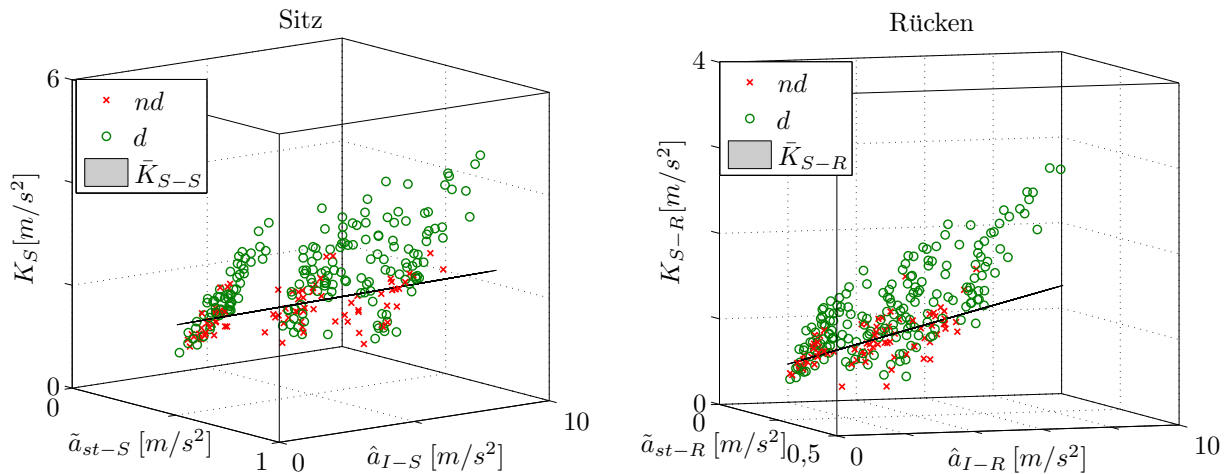


Abb. 8.27: Trennung der detektierten von den nicht-detektierten Ausschwingvorgängen auf der Sitzfläche bzw. an der Rückenlehne mittels einer linearen Fläche

Die Trennung der detektierten von den nicht detektierten Ausschwingvorgängen soll mit einer linearen Fläche der Form:

$$\bar{K}_S = a_3 \hat{a}_I + a_2 \tilde{a}_{st} + a_1 \quad (8.22)$$

erfolgen. Als Optimierungsparameter der Klassifikation dient wiederum die Größe  $V$ .

In Abb. 8.27 ist das Ergebnis der Optimierung dargestellt. Schon optisch ist zu sehen, dass die geforderte Trennung der Kennwerte  $K_S$  für detektierte und nicht detektierte Ausschwingvorgänge kaum möglich ist. Dies wird durch  $V = 0,34$  auf dem Sitz bzw.  $V = 0,35$  an der Rückenlehne bestätigt.

Ein wesentlicher Grund dieser schlechten Trennung der Messwerte ist Abb. 8.28 zu entnehmen. Hier ist für alle Messungen die Impulsamplitude  $\hat{a}_I$  über dem Pegel des stochastischen Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne aufgetragen. Das Nachprellen in Form des Kennwerts  $K_S$  bleibt somit unberücksichtigt. Trotz dieses Verzichts auf  $K_S$  ist es hier deutlich besser möglich, die Messwerte zu separieren. Die ermittelten Trenngeraden haben die Form:

$$\bar{a}_{I-S} = 3,84 \tilde{a}_{st-S} + 2,82 \quad (8.23)$$

$$\bar{a}_{I-R} = 6,25 \tilde{a}_{st-R} + 1,32 \quad (8.24)$$

Der Optimierungsparameter  $V$  erreicht einen Wert von  $V_S = V_R = 0,21$ .

Offensichtlich ist es den Probanden nicht gelungen, die Schlaghärte des Impulses aus ihrer Bewertung auszugrenzen. Die Ermittlung von Perzeptionsschwellen bzw. unterer Schranken ist somit an dieser Stelle nicht möglich. Es sei darauf hingewiesen, dass die ermittelten Geraden  $\hat{a}_{I-S}(\tilde{a}_{st-S})$  und  $\hat{a}_{I-R}(\tilde{a}_{st-R})$  laut Abb. 8.28 nicht mit den zuvor für die Wahrnehmung von Impulsen ermittelten Geraden vergleichbar sind (siehe Abschnitt 8.3). Zwar ist die Achsenbeschriftung identisch, jedoch liegt die Amplitude der im aktuellen Abschnitt verwendeten Impulse ausschließlich im wahrnehmbaren Bereich. Der Fokus der Probanden war somit nicht darauf gerichtet, ob, sondern wie sie den Impuls wahrgenommen haben. Dabei hat die Schlaghärte den wesentlichen Beitrag für die Bewertung geliefert.

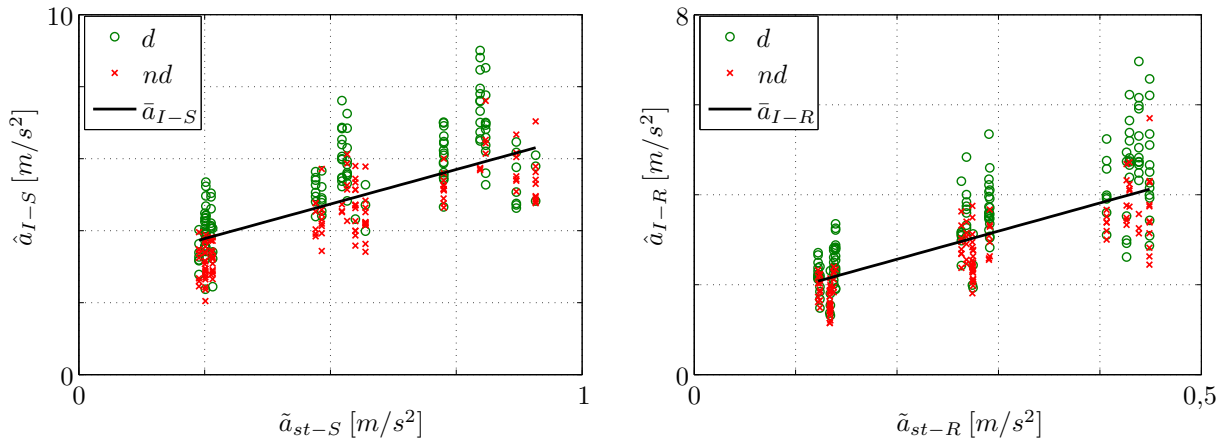


Abb. 8.28: Trennung der detektierten von den nicht-detektierten Ausschwingvorgängen mittels einer Geraden ohne Berücksichtigung des Kennwertes  $K_S$

Aufgrund der vorliegenden Ergebnisse ist es notwendig, weiterführende Untersuchungen mit möglicherweise verändertem Versuchsdesign anzuschließen, welche allerdings nicht mehr Gegenstand der vorliegenden Arbeit werden können.

#### 8.4.2 Gerade wahrnehmbare Unterschiede im Pegel

In diesem Abschnitt sollen die gerade wahrnehmbaren Unterschiede von Ausschwingvorgängen untersucht werden. Da das Versuchsdesign im Vergleich zu den im vorhergehenden Kapitel diskutierten Perzeptionsschwellen variiert wurde, können hier möglicherweise bessere Ergebnisse erzielt werden.

Neben den schon im vorhergehenden Abschnitt betrachteten Parametern  $\hat{a}_I$  und  $\tilde{a}_{st}$  muss hier der Kennwert des Nachschwings  $K_S$  berücksichtigt werden.

$$DL_S = g(\hat{a}_I, \tilde{a}_{st}, K_S) \quad (8.25)$$

Um den Versuchsaufwand im Rahmen zu halten, wird  $a_{st}$  zunächst für zwei Stufen  $A1$  bzw.  $A3$  (siehe Abschnitt 7.1) betrachtet. Die Auswertungen basieren aus Gründen der Übersichtlichkeit auf diesen beiden Stufen der stochastischen Grundanregung.

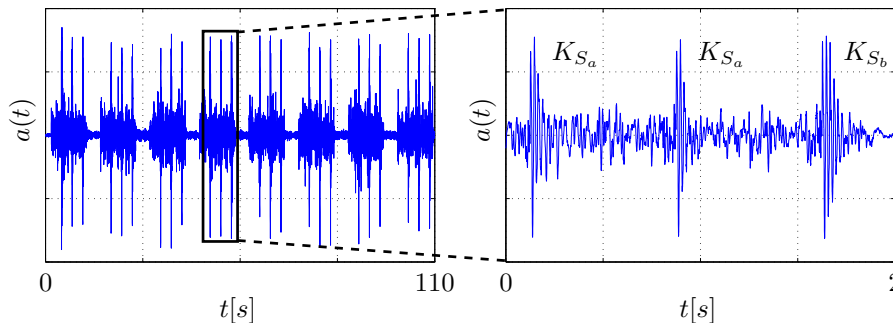


Abb. 8.29: Anregungssignal zur Ermittlung der gerade wahrnehmbaren Unterschiede von Sequenzen

In den Versuchen findet wiederum die schon eingesetzte 3 AFC-Methode Anwendung. Präsentiert wurden Dreiergruppen von Impulsen. Die Schlaghärte innerhalb jeder dieser Gruppen blieb dabei nahezu identisch. Lediglich der Ausschwingvorgang wurde bei einem

der Impulse variiert (siehe Abb. 8.29). Der Proband sollte im Anschluss an jede Dreiergruppe zunächst den Impuls benennen, dessen Abklingamplituden im Vergleich zu den anderen beiden Impulsen am deutlichsten variierten. Außerdem sollte der Proband eine Aussage über die Richtung der Variation treffen (stärkeres oder schwächeres Abklingen). Die Angabe der Stelle der Wahrnehmung am Körper wurde hier nicht mehr gefordert, da aus den vorherigen Untersuchungen bereits bekannt war, dass die Probanden nicht genau auflösen konnten, wo die Wahrnehmung erfolgte. Aufgrund der hohen Korrelation der Sequenzkennwerte  $K_{S-S}$  und  $K_{S-R}$  werden ausschließlich untere Schranken der Wahrnehmung auf der Sitzfläche in z-Richtung und an der Rückenlehne in x-Richtung ermittelt.

In Abb. 8.29 ist bereits zu erkennen, dass es selbst mit Hilfe der Iteration nicht möglich war, die Höhe der Impulse immer exakt gleich zu halten. Dies ist jedoch auch auf die zufällige Amplitude des addierten Grundrauschens zurückzuführen. Inwiefern sich dies auf die Ergebnisse auswirkt muss im Folgenden genauer untersucht werden.

Für die Auswertung werden die Messwerte in zwei Gruppen  $G1$  für  $0 < \tilde{a}_{st-S/R} < 0,25m/s^2$  und  $G2$  für  $0,25m/s^2 \leq \tilde{a}_{st-S/R} < 0,75m/s^2$  geteilt. Diese Trennung ist sehr gut möglich, da für das Grundrauschen zunächst nur die Pegel  $A1$  und  $A3$  betrachtet wurden. In Abb. 8.30 ist diese Teilung grafisch dargestellt. Jedes Kreuz markiert hierbei ein Set von acht Dreiergruppen von Impulsen, die innerhalb einer Messung und damit bei gleichem Rauschpegel an Sitz und Rückenlehne gemessen wurden.

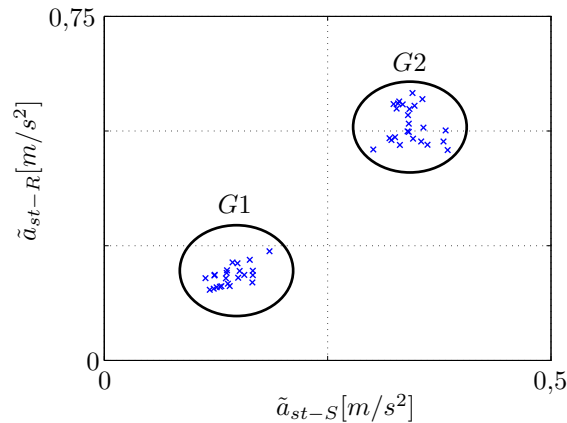


Abb. 8.30: Gruppierung der Messwerte in Abhängigkeit der Effektivwerte des Grundrauschens an Sitz und Rückenlehne

Die Trennflächen sollen durch eine Funktion der Form

$$d\bar{K}_S = a_3 K_S + a_2 \hat{a}_I + a_1 \quad (8.26)$$

beschrieben werden. Optimierungsparameter der Klassifikation ist die Größe  $V$ .

Die Auswertung ergab die folgenden Trennflächen.

$$G1 : \quad d\bar{K}_{S-S} = 0,16K_{S-S} + 0\hat{a}_{I-S} + 0; \quad V = 0,16 \quad (8.27)$$

$$d\bar{K}_{S-R} = 0,18K_{S-R} + 0\hat{a}_{I-R} - 0,02; \quad V = 0,17 \quad (8.28)$$

$$G2 : \quad d\bar{K}_{S-S} = 0K_{S-S} + 0\hat{a}_{I-S} + 0,34; \quad V = 0,12 \quad (8.29)$$

$$d\bar{K}_{S-R} = 0K_{S-R} + 0,02\hat{a}_{I-R} + 0,14; \quad V = 0,13 \quad (8.30)$$

Der Parameter  $V$  zeigt deutlich, dass eine gute Klassifikation auf Basis des Kennwertes  $K_S$  möglich war. Die entsprechenden Trennflächen sind in Abb. 8.31 dargestellt.

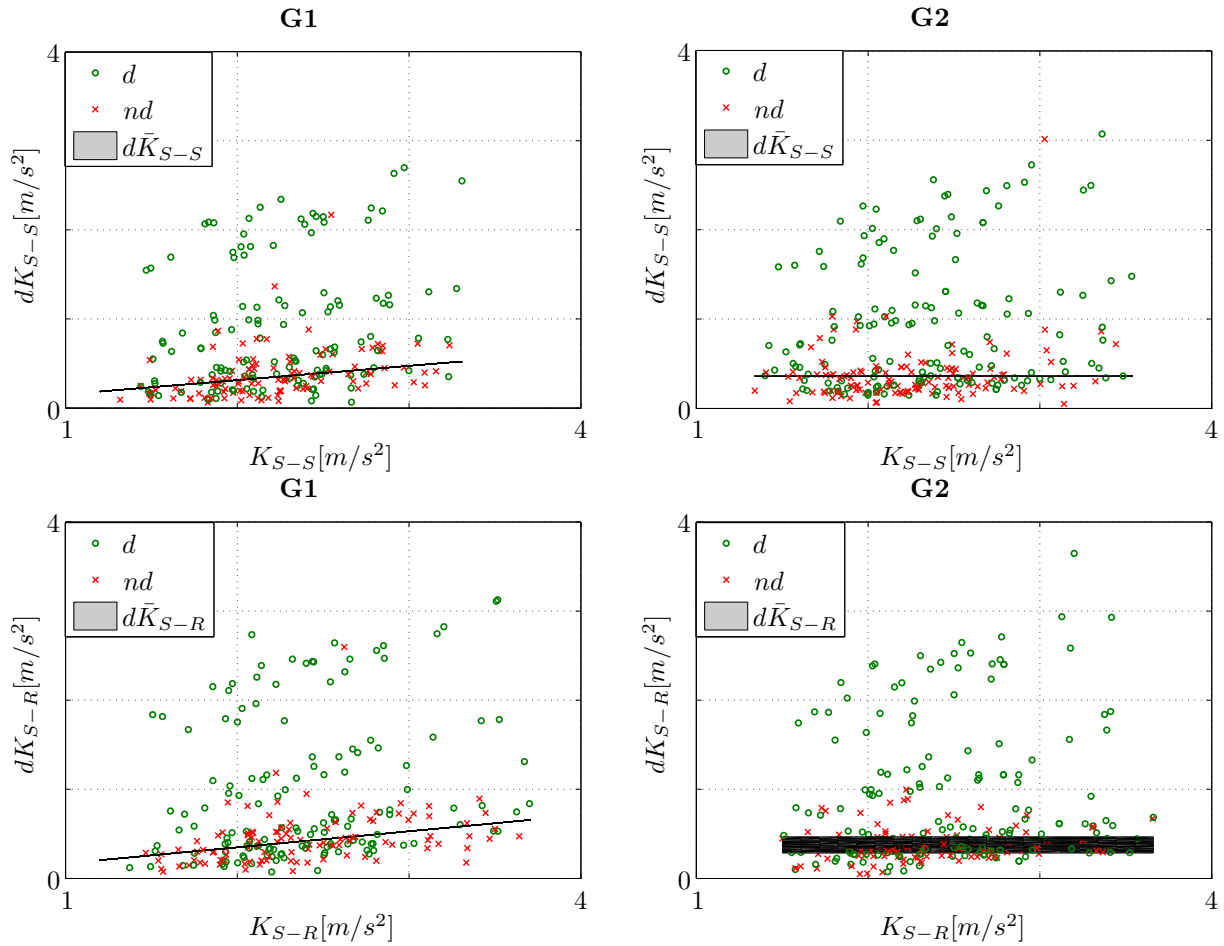


Abb. 8.31: Untere Schranken der gerade wahrnehmbaren Unterschiede von Sequenzen (getrennte Betrachtung von G1 und G2)

Eine leichte Abhängigkeit von der Schlaghärte des Impulse  $\hat{a}_I$  ist nur an der Rückenlehne für größere Amplituden der Gruppe G2 zu erkennen. Alle weiteren Flächen  $dK_S$  sind ausschließlich von der Größe  $K_S$  abhängig, was die gewünschte Bewertung auf Basis des Abschwingvorganges widerspiegelt. Die Flächen liegen jeweils für die Sitzfläche und die Rückenlehne für beide Gruppen G1 und G2 auf vergleichbarem Niveau. Da sich die Qualität der Klassifikation bei Variation des Anstiegs in Richtung  $K_S$  nur wenig ändert, kann eine gemeinsame Trennlinie für die Gruppen definiert werden. Diese von dem Pegel des stochastischen Grundrauschens sowie der Impulsamplitude unabhängigen Flächen sind in Abb. 8.32 dargestellt. Die Flächen wurden mit einem Qualitätsparameter von  $V_S = 0,14$  auf der Sitzfläche bzw.  $V_R = 0,15$  an der Rückenlehne ermittelt, was einer guten Klassifikation entspricht. Sie werden beschrieben durch folgende Formeln:

$$d\bar{K}_{S-S} = 0,06K_{S-S} + 0,20 \quad (8.31)$$

$$d\bar{K}_{S-R} = 0,10K_{S-R} + 0,12 \quad (8.32)$$

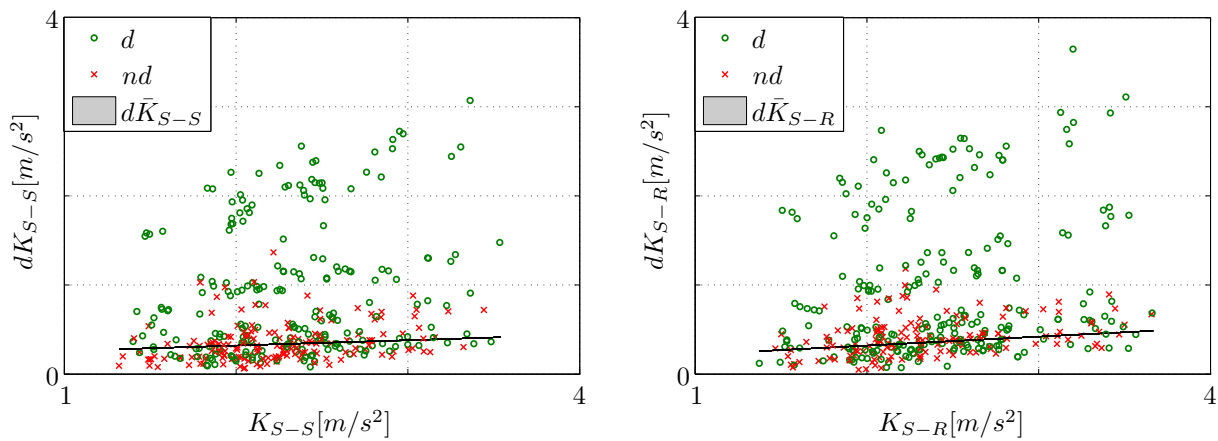


Abb. 8.32: Untere Schranken der gerade wahrnehmbaren Unterschiede von Sequenzen (gemeinsame Betrachtung von G1 und G2)

Die Trennung der detektierten von den nicht detektierten Unterschieden erfolgte in einem Bereich, in welchem die Punkte sehr dicht gedrängt liegen und auch stark ineinander übergehen. Die Steigung  $m$  und der Absolutwert  $n$  der erhaltenen Trenngeraden sind somit mit einer gewissen Unsicherheit versehen. Der dunkel eingefärbte Bereich der Flächen in Abb. 8.33 markiert die Funktionspaare  $(m,n)$ , für die gilt  $V \leq 0,2$ . Die gewählten Trenngeraden sind somit als eine Abschätzung der unteren Schranke der gerade wahrnehmbaren Unterschiede von Ausschwingvorgängen zu betrachten.

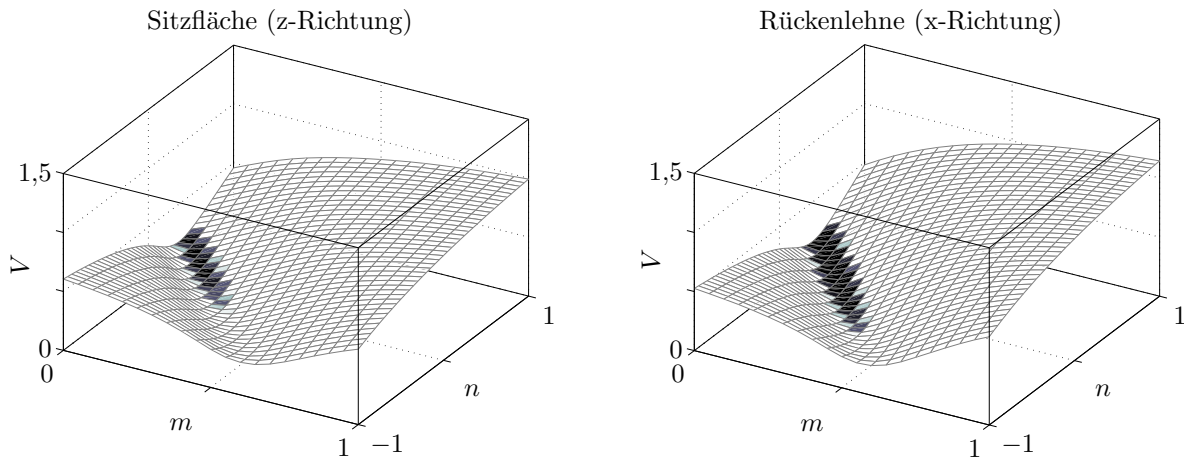


Abb. 8.33: Sensibilität des Optimierungsparameters  $V$  auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne bei Trennung der detektierten von den nicht detektierten Unterschieden von Ausschwingvorgängen

In diesem Kapitel ist es gelungen, untere Schranken der gerade wahrnehmbaren Unterschiede von Ausschwingvorgängen auf der Sitzfläche und an der Rückenlehne zu ermitteln. Durch die Anwendung der 3AFC Methode war es den Probanden möglich, nicht die Impulshöhe, sondern tatsächlich den Ausschwingvorgang zu bewerten. Hierbei konnte keine Abhängigkeit vom Pegel des stochastischen Grundrauschens festgestellt werden. Die Amplituden der Ausschwingvorgänge waren folglich im Vergleich zum Pegel des Grundrauschens so hoch, dass eine Maskierung weitestgehend ausgeschlossen werden kann.

## 8.5 Diskussion der Ergebnisse

In den vorhergehenden Abschnitten wurden Perzeptionsschwellen und gerade wahrnehmbare Unterschiede für die in Abschnitt 7.3 definierten komfortrelevanten Beurteilungskriterien untersucht.

Tab. 8.13 gibt einen Überblick der erzielten Ergebnisse.

Untersuchung	Perzeptionsschwelle	gerade wahrnehmbare Unterschiede
Harmonische Schwingungen bei vorhandenem Grundrauschen	✓*	✓*
Frequenzbänder bei vorhandenem Grundrauschen		✓*
Impulse bei vorhandenem Grundrauschen	✓*	✓*
Sequenzen bei vorhandenem Grundrauschen	x	✓*

Tab. 8.13: Überblick der durchgeführten Untersuchungen (\*es konnten vorwiegend untere Schranken der Wahrnehmung ermittelt werden)

Die Versuche wurden mit einem Fahrzeug am Prüfstand durchgeführt. Aufgrund der Iteration von beliebigen Signalen war es möglich, unterschiedliche Übertragungsverhalten von Fahrzeugen und Fahrzeugvarianten zu simulieren. Die Analysen basieren auf den subjektiven Urteilen von vier geübten Probanden sowie Messverläufen der Sitzfläche, der Rückenlehne und des Lenkrads. Da die iterierten Anregungssignale nicht auf Personen mit deutlich unterschiedlichem Körperbau übertragbar sind, wurden Probanden ausgewählt, welche eine ähnliche Körpergröße sowie ein ähnliches Körpergewicht aufwiesen (siehe Abschnitt 7.4).

Die Grenzen der Anwendbarkeit der hier ermittelten Ergebnisse müssen demnach in einer Sensibilitätsanalyse untersucht werden. Da dies nicht mehr Teil der vorliegenden Arbeit ist, können die Ergebnisse zunächst nur für Probanden Gültigkeit besitzen, deren Körperbau ähnlich dem der Testpersonen ist.

Einige der Untersuchungen basieren auf Ansätzen aus der Psychoakustik, wo zahlreiche Phänomene intensiv untersucht wurden und auf physiologische Ursachen zurückführbar sind. Es konnte gezeigt werden, dass einige Zusammenhänge auch auf den Bereich der Vibrationswahrnehmung anwendbar sind. Physiologische oder psychologische Zusammenhänge wurden nicht hergestellt, was aufgrund der komplexen Wahrnehmung von Vibrationsreizen auch in naher Zukunft kaum gelingen wird. Selbst existierenden sehr umfangreichen Modellen zur Berechnung von Kräften und Spannungen im menschlichen Körper fehlt ein entsprechendes Wahrnehmungsmodell, welches die Verarbeitung der berechneten Größen beschreibt. Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen basieren demnach auf Bewertungen, die auf gezielte Veränderungen von Parametern eines Schwingungsreizes zurückzuführen sind. Die psychologische und weitestgehend auch physiologische Verarbeitung muss dabei als Black Box angesehen werden.

Harmonische Schwingungen bilden ein wesentliches Kriterium bei der Bewertung des Schwingungskomforts von Fahrzeugen. Im Abschnitt 8.1.2 wurde festgestellt, dass die

Maskierung von einzelnen Sinusanteilen nicht durch das gesamte Spektrum gleichermaßen erfolgt. Vor allem Frequenzanteile in der näheren Umgebung beeinflussen wesentlich die Wahrnehmung der harmonischen Schwingung. Entsprechende Wichtungsfunktionen für die Sitzfläche in z-Richtung und die Rückenlehne in x-Richtung sind den Abb. 8.7 und 8.8 zu entnehmen. Es ergibt sich ein linearer Abfall über dem Abstand zur betrachteten Frequenz. Für eine bessere Anwendbarkeit in der Praxis wurde eine mittlere Wichtungsfunktion für die betrachteten Frequenzen erstellt. An der Rückenlehne ließen sich nur für die Frequenzen  $3Hz$  und  $5Hz$  entsprechende Geraden ableiten, wohingegen auf der Sitzfläche Wichtungsfunktionen für den Frequenzbereich  $3Hz$  bis  $20Hz$  gefunden wurden. Die maskierenden Frequenzbänder hatten einen Abstand von maximal  $15Hz$ , was vorwiegend auf die noch darstellbaren Anregungsfrequenzen am Prüfstand zurückzuführen ist. Somit kann über Spektralbereiche größeren Abstands keine Aussage getroffen werden. Es wird jedoch nicht erwartet, dass deren Wichtung wieder zunimmt. Deshalb wird zunächst die vorsichtige Abschätzung eines konstanten Verlaufs der Wichtungsfunktion ab einem Frequenzabstand von  $\approx 12,5Hz$  auf der Sitzfläche bzw.  $\approx 14Hz$  an der Rückenlehne getroffen. Es ist jedoch zu vermuten, dass die Geraden weiter abfallen und somit entfernt liegende Frequenzanteile in den vorliegenden Untersuchungen zu stark gewichtet werden.

Die ermittelten Funktionen bildeten eine wesentliche Grundlage für die Auswertung der Maskierung einer Sinusschwingung mit einem breitbandigen Masker entsprechend der Straßenanregung. Dabei wurde davon ausgegangen, dass sich die Frequenzgruppen symmetrisch in Richtung tieferer und höherer Spektralanteile ausbilden. Die sich ergebenden Grenzflächen der Wahrnehmung (siehe Abb. 8.10 und Abb. 8.11) sind für eine straßenähnliche Grundanregung gültig. Aufgrund der noch sehr hohen Wichtung entfernt liegender Frequenzanteile (50% Sitzfläche, 65% Sitzlehne) beeinflussen auch im hochfrequenten Bereich vor allem die dominanten tieffrequenten Anteile die Form der Grenzfläche, obwohl sie möglicherweise nicht zur Maskierung beitragen. Die scheinbar größere Empfindlichkeit bei der Wahrnehmung höherer Frequenzen wird somit erklärbar. Bei den Flächen handelt es sich um untere Schranken der Wahrnehmung, da keine eindeutige Zuordnung der Wahrnehmung zu einem Bereich des menschlichen Körpers identifiziert werden konnte (siehe auch Tab. 8.3).

Für weitere Untersuchungen zur Maskierung harmonischer Schwingungen mit einem stochastischem Grundrauschen werden vor allem folgende Punkte als wichtig erachtet:

- Sensibilitätsanalyse für Probanden anderer Perzentile
- Untersuchungen zu weiteren Frequenzen der Harmonischen vor allem an der Rückenlehne
- Untersuchungen zu größeren Frequenzabständen der Maskierung
- Untersuchung der Symmetrieeigenschaft der Frequenzgruppen

Für die Bewertung von harmonischen Schwingungen bei vorhandenem Grundrauschen wurde die Amplitude eines andauernden Sinussignals in verschiedenen Stufen geändert. Die Probanden sollten die wahrgenommenen Unterschiede durch einen Signalgeber markieren. Die detektierten und nicht detektierten Unterschiede wurden in einem Diagramm dargestellt und sollten mittels einer linearen Fläche separiert werden. Zur Findung der optimalen Fläche diente der Parameter  $V$  (siehe Abschnitt 8.1.4), welcher im Wesentlichen den mittleren Abstand der Messpunkte von der Trennfläche sowie die Anzahl der Messpunkte mit einbezieht.

Auf diese Weise konnten die in Abb. 8.15 dargestellten Flächen ermittelt werden. Da

besonders für Frequenzen ab  $10Hz$  auch die Hand als Wahrnehmungsstelle genannt wurde, beziehen sich die Auswertungen auch auf Messsignale am Lenkrad in z-Richtung und x-Richtung. Einige der Flächen konnten durch Ausschluss anderer als Grenzfläche der gerade wahrnehmbaren Unterschiede identifiziert werden. In den meisten Fällen handelt es sich jedoch um untere Schranken der Wahrnehmung, bei deren Überschreiten frühestens die Detektion eines Amplitudenunterschiedes der Sinusschwingung erfolgen kann.

An der Rückenlehne konnte nur für die Frequenz  $f_H = 3Hz$  eine Trennfläche ermittelt werden. Für alle anderen Frequenzen der harmonischen Schwingung war keine gute Trennung der detektierten von den nicht detektierten Unterschieden möglich, was auf eine mangelhafte Übertragbarkeit der Rückenlehneniterationen auf die einzelnen Probanden zurückgeführt wird. Da die Rückenlehne für die Wahrnehmung jedoch eine sehr große Rolle spielt, sind hier weitere Untersuchungen für höhere Frequenzen anzuschließen.

Die Iteration der Signale erfolgte ausschließlich auf die Sitzfläche und die Rückenlehne. Es ist somit möglich, dass das Verhältnis der Effektivwerte vom Lenkradsignal zu den Sitzsignalen über der Frequenz  $f_H$  variiert und unterschiedliche Anregungsstellen dominieren. Auch aus diesem Grund ist es nicht möglich, den genauen Ort der Wahrnehmung der harmonischen Schwingung zu bestimmen und es muss besonders für Schwingungen ab  $10Hz$ , bei denen auch das Lenkrad von Bedeutung ist, von unteren Schranken der Wahrnehmung gesprochen werden.

Die Untersuchung von Frequenzbändern bezog sich ausschließlich auf die gerade wahrnehmbaren Pegelunterschiede des Signals. Das Ermitteln einer Wahrnehmungsschwelle ist an dieser Stelle für die Gesamtfahrzeugbeurteilung kein zielführendes Kriterium, da reale Strecken immer eine breitbandige Anregung nach sich ziehen.

Ähnlich der Anregung zur Untersuchung von harmonischen Schwingungen wurde auch hier dem Grundrauschen ein fortlaufendes, bandbegrenztes Signal überlagert, dessen Pegel sich in Stufen änderte. Die Probanden sollten durch den Signalgeber am Lenkrad die wahrgenommenen Unterschiede markieren. Für die betrachteten Anregungsstellen ergaben sich wiederum detektierte und nicht detektierte Pegeldifferenzen, welche mittels einer linearen Fläche separiert werden sollten. Als Optimierungsparameter diente die Größe  $V$  (siehe Abschnitt 8.1.4). Als Hauptwahrnehmungsstellen wurden das Lenkrad, die Sitzfläche und die Rückenlehne identifiziert, weshalb diese Punkte den Kern der Analyse bildeten.

Um den Versuchsumfang in Grenzen zu halten, wurde die Frequenzbandbreite  $df_B$  nur bei  $5Hz$  und  $10Hz$  untersucht. Es stellte sich heraus, dass der Einfluss von  $df_B$  auf die Wahrnehmung gering ist und somit eine gemeinsame Betrachtung der Messwerte bei  $df_B = 5Hz$  und  $df_B = 10Hz$  erfolgen kann.

Für die Mittenfrequenz  $f_M = 28Hz$  am Lenkrad in z-Richtung konnten die gerade wahrnehmbaren Unterschiede identifiziert werden. Bei allen anderen Trennflächen handelt es sich um untere Schranken der Wahrnehmung von Pegeldifferenzen. Aus diesem Grund ist die Lage der Flächen schwer zu interpretieren. Auffällig für einen Großteil der Trennflächen ist der sehr geringe Anstieg in Richtung  $\tilde{a}_{FB}$ . Die Maskierung der Pegeldifferenzen ist folglich vorwiegend vom Pegel des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st}$  beeinflusst.

Sowohl bei der Maskierung harmonischer Schwingungen durch ein Grundrauschen, als auch bei den eben diskutierten Frequenzbändern können die unteren Schranken der Wahrnehmung als Abschätzung dienen, ob eine eingebrachte Maßnahme spürbaren Einfluss



auf den Schwingungskomfort hat. Liegt die Pegelreduktion zum Beispiel eines eingebrachten Tilgers unterhalb der ermittelten Grenzflächen, kann davon ausgegangen werden, dass dessen Wirkung den Mehrpreis und das Zusatzgewicht nicht rechtfertigt. Dem entgegen steht jedoch die Tatsache, dass bei Überschreiten mindestens einer der vier Flächen noch keine spürbare Komfortverbesserung vorausgesetzt werden kann. Das Überschreiten einer der vier Flächen ist in diesem Sinne eine notwendige aber keine hinreichende Bedingung für die Verbesserung des Schwingungskomforts. Erst ein Überschreiten aller Flächen kann als hinreichende Bedingung gelten.

Bei den Untersuchungen zu Impulsen wurde zunächst ermittelt, wann ein Beschleunigungspegel als Impuls empfunden wird. Die Anregung bildete hierbei ein straßentypisches Grundrauschen, welches an zufälligen Stellen mit höheren Amplituden versehen wurde. Die Probanden sollten wiederum über den Signalgeber am Lenkrad die Zeitpunkte markieren, zu denen sie einen Impuls empfunden haben. Die transienten Ereignisse wurden als Ganzkörperschwingung beschrieben und waren keinem Körperbereich eindeutig zuordenbar. Aus diesem Grund muss auch bei diesen Auswertungen von unteren Schranken der Wahrnehmung gesprochen werden. Das Lenkrad spielte für die Wahrnehmung keine Rolle und wurde in den Analysen nicht mit ausgewertet.

Da sich der Pegel des Grundrauschens als einzige abhängige Größe der Impulswahrnehmung herauskristallisierte, konnten die detektierten von den nicht detektierten Amplituden entsprechend Abb. 8.20 mittels einer Gerade getrennt werden.

Die gerade wahrnehmbaren Unterschiede der Impulsamplitude wurden mittels einer 3AFC Methode ermittelt. Dabei mussten die Probanden aus einer Dreiergruppe von Impulsen denjenigen Impuls auswählen, welcher sich von den jeweils anderen unterschied. Auch hier sollten die detektierten von den nichtdetektierten Amplitudenunterschieden getrennt werden, wobei der Optimierungsparameter  $V$  als Zielkriterium für die Lage der Trennfläche diene. Bei den erhaltenen Flächen handelt es sich um untere Schranken der Wahrnehmung, welche erwartungsgemäß einen positiven Anstieg in Richtung des Pegels des Grundrauschens sowie in Richtung der Impulsamplitude aufweisen. Aufgrund der hohen Korrelation der Impulsamplituden auf dem Sitzkissen in  $z$ -Richtung und an der Rückenlehne in  $x$ -Richtung wäre für dieses Fahrzeug eine Definition der gerade wahrnehmbaren Unterschiede anhand einer der beiden Flächen möglich. Da das Verhältnis dieser Amplituden jedoch fahrzeugspezifisch ist, müssen beide Trennflächen berücksichtigt werden.

Weiterer Untersuchungsgegenstand der vorliegenden Arbeit bildete die Wahrnehmung des Nachprellens in Folge von Impulsen. Hierzu wurde der Ausschwingvorgang durch unterschiedliche Werte der Abklingkonstanten variiert. Als Masker diene wiederum ein straßentypisches Grundrauschen. Mittels des Signalgebers am Lenkrad konnten die Probanden alle Impulse markieren, bei denen sie einen klaren Ausschwingvorgang verspürten. Als beschreibende Größe des Nachprellens diene der Kennwert  $K_S$  (siehe Abschnitt 8.4.1). Bei der Trennung der detektierten von den nicht detektierten Ausschwingvorgängen fiel auf, dass  $K_S$  für die Klassifizierung kein notwendiger Parameter ist. Allein die Impulsamplitude und der Pegel des Grundrauschens führten zu einer guten Separation (siehe Abb. 8.28). Wenn jedoch die Impulsamplitude und nicht das Nachschwingen in Form von  $K_S$  für die Wahrnehmung verantwortlich war, haben die Probanden offensichtlich vorwiegend die Schlaghärte und nicht das Nachprellen beurteilt. Es sind weitere Experimente anzuschließen, in denen durch ein

geändertes Versuchsdesign die Aufmerksamkeit der Probanden auf den Ausschwingvorgang zu fokussieren ist.

Die Untersuchungen zu den gerade wahrnehmbaren Unterschieden von Nachprellvorgängen basierten, wie schon bei Impulsen, auf einer 3AFC-Methode. Dazu wurde eine 3er Gruppe von Impulsen mit nahezu gleicher Schlaghärte präsentiert. Bei einem der Impulse variierte jedoch die Abklingkonstante des Ausschwingens. Aufgabe des Probanden war die Identifikation dieser Sequenz. In der Auswertung ist es gelungen, Trennflächen für die Sitzfläche in z-Richtung und die Rückenlehne in x-Richtung zu finden, welche vom Pegel des Grundrauschens unabhängig sind. Folglich lagen die Nachschwingpegel in einem Bereich, in dem das Grundrauschen keine maskierende Wirkung zeigt.

Auch die Amplitude des Impulses hat im betrachteten Intervall keinen Einfluss auf die Separation. Damit ergeben sich einfache Trenngeraden abhängig vom Kennwert  $K_S$ . Auch hier handelt es sich wiederum um untere Schranken der Wahrnehmung, da eine Zuordnung der Wahrnehmung bezüglich bestimmter Körperbereiche nicht möglich war.

## 8.6 Anwendung der Ergebnisse am Beispiel

Im Folgenden sollen die ermittelten Ergebnisse beispielhaft auf zwei Messverläufe der Vertikalbeschleunigung der Sitzfläche angewandt werden, welche auf einem Autobahnabschnitt mit zwei verschiedenen Fahrwerkeinstellungen des geregelten Fahrwerks gemessen wurden (Abb. 8.34). In den Auswertungen werden die beiden Signale mittels der Indizes „1“ bzw. „2“ unterschieden.

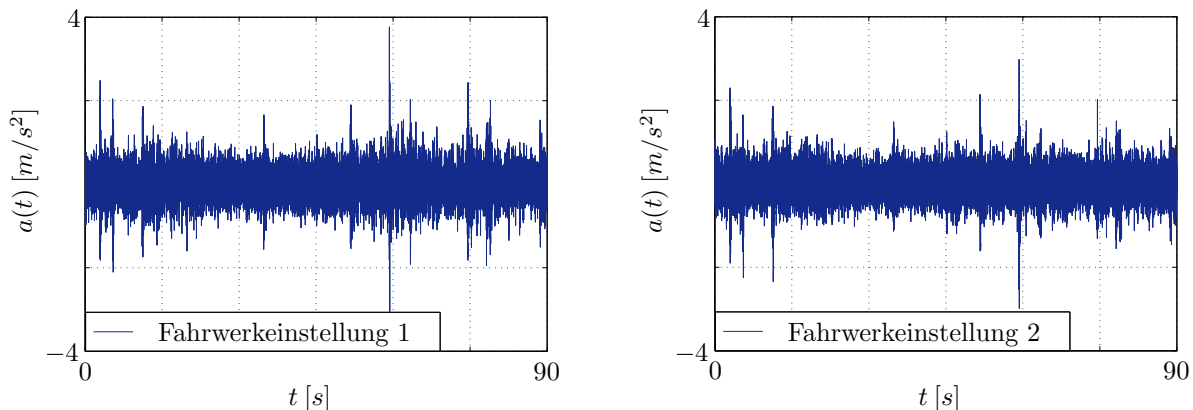


Abb. 8.34: Messverläufe des Sitzkissens in z-Richtung bei Autobahnfahrt mit 130km/h und verschiedenen Einstellungen des regelbaren Fahrwerks

Um reale Messverläufe vergleichen zu können, müssen diese zunächst zeitsynchron vorliegen. Hierfür wurden die Startzeitpunkte der Signale  $a_1(t)$  und  $a_2(t)$  durch Anwendung der Korrelationsfunktion zunächst angeglichen. Leichte Geschwindigkeitsunterschiede des Fahrzeugs, welche sich bei der Messwerterfassung nicht vermeiden lassen, konnten durch Dehnen bzw. Stauchen der entsprechenden Zeitintervalle korrigiert werden (siehe auch [3]). Diese Aufbereitung der Daten bildet die Grundlage für die Anwendung der Filterfunktionen, welche im Rahmen der vorliegenden Arbeit ermittelt wurden.

Mit Hilfe des in Abb. 8.9 dargestellten Ablaufs werden die Messsignale  $a_1(t)$  bzw.  $a_2(t)$

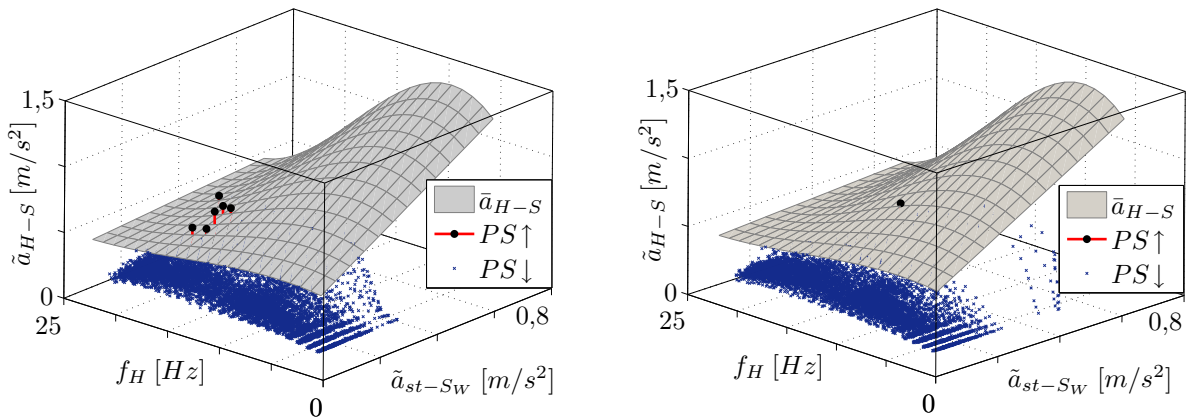


Abb. 8.35: Analyse der Zeitsignale 1 (links) und 2 (rechts) hinsichtlich harmonischer Anteile oberhalb der Perzeptionsschwelle  $\bar{a}_{H-S}$

zunächst in harmonische Anteile und das gewichtete Grundrauschen zerlegt. Durch Anwendung der Kurzzeit-FFT (STFT) lassen sich für jede Frequenz  $f_0$  und jeden Zeitpunkt  $t_0$  die Größen  $\tilde{a}_{st-S_W}$  (Effektivwert des gewichteten Grundrauschens) und  $\tilde{a}_H$  (Effektivwert der harmonischen Schwingung) bestimmen. Die Festlegung der Fensterbreite  $\Delta t$  der STFT sowie die Überschneidung der Fenster muss durch den Anwender, abhängig von den zu analysierenden Zielgrößen, erfolgen. Im vorliegenden Fall wurde  $\Delta t = 1s$  mit einer Überschneidung von 75% gewählt, wodurch harmonische Anteile einer Länge von mindestens 1s detektiert werden können. Die Untersuchung erfolgte im Frequenzbereich zwischen 4 und 24Hz und im Zeitintervall 0 – 90s. Somit ergeben sich für die beiden Signale jeweils ca. 7600 Punkte ( $f_H, \tilde{a}_{st-S_W}, \tilde{a}_{H-S}$ ). Alle Punkte, welche oberhalb der Perzeptionsschwelle  $\bar{a}_{H-S}(f_{H-S}, \tilde{a}_{st-S_W})$  liegen, entsprechen einem wahrnehmbaren harmonischen Anteil im betrachteten Zeitintervall (siehe Abb. 8.35).

t [s]	f [Hz]	$\tilde{a}_{st-S_W}$ [m/s²]	$\tilde{a}_{H-S}$ [m/s²]
59,75	21	0,40	0,60
78,75	17	0,31	0,63
79,00	17	0,29	0,65
79,25	17	0,24	0,55
79,50	17	0,21	0,61
79,25	18	0,30	0,54
79,50	18	0,19	0,53

Tab. 8.14: Werte oberhalb der Perzeptionsschwelle  $\bar{a}_{H-S}$  für  $a_1(t)$

t [s]	f [Hz]	$\tilde{a}_{st-S_W}$ [m/s²]	$\tilde{a}_{H-S}$ [m/s²]
11,25	13	0,30	0,74

Tab. 8.15: Werte oberhalb der Perzeptionsschwelle  $\bar{a}_{H-S}$  für  $a_2(t)$

Die zugehörigen Werte in den Tabellen 8.14 und 8.15 zeigen, dass die Fahrwerkeinstellung 1 vorwiegend im Frequenzbereich um 17 – 18Hz spürbare harmonische Anteile auf die Sitzfläche zum Fahrer überträgt. Dieser Frequenzbereich entspricht der 1. Radordnung bei der gewählten Geschwindigkeit von 130km/h. Im Gegensatz dazu weist die Fahrwerkeinstellung 2 hier keinerlei kritische Werte auf und ist somit unempfindlicher bzgl. Radunwuchten. Lediglich ein Punkt innerhalb von  $a_2(t)$  bei  $f_H = 13Hz$  überschreitet die

Perzeptionsschwelle  $\bar{a}_{H-S}$ .

Da die Zeitabschnitte, in denen harmonische Anteile der Signale die Perzeptionsschwelle überschreiten, für  $a_1(t)$  und  $a_2(t)$  unterschiedlich sind, muss dieser Unterschied in den Signalen spürbar sein. Die Untersuchung hinsichtlich gerade wahrnehmbarer Unterschiede ist somit nicht notwendig. Zur beispielhaften Anwendung der Filterfunktionen  $d\bar{a}_H$  sind in Tab. 8.16 für alle ermittelten Werte oberhalb der Perzeptionsschwelle die theoretischen gerade wahrnehmbaren Pegelunterschiede aufgelistet. Da die Trennflächen  $d\bar{a}_H$  für diskrete Frequenzwerte vorliegen, muss für jede zu betrachtende Frequenz die zutreffendste Filterfunktion gewählt werden. Beispielsweise ist der in Tab. 8.16 aufgelistete Pegelunterschied bei  $21Hz$  auf Basis der Funktion  $d\bar{a}_{H-S_{20Hz}}$  berechnet worden.

t [s]	f [Hz]	$\tilde{a}_{st-S_w}[m/s^2]$	$DL_{H-S}$
11,25	13	0,41	0,09
59,75	21	0,53	0,12
78,75	17	0,45	0,10
79,00	17	0,38	0,08
79,25	17	0,32	0,07
79,50	17	0,29	0,06
79,25	18	0,38	0,08
79,50	18	0,28	0,06

Tab. 8.16: gerade wahrnehmbare Unterschiede  $DL_{H-S}$  der harmonischen Anteile für alle Werte oberhalb der Perzeptionsschwelle

Die in den Untersuchungen der gerade wahrnehmbaren Unterschiede innerhalb von Frequenzbänden verwendeten Mittenfrequenzen  $7Hz$ ,  $14Hz$  und  $21Hz$  sollen auch in der Anwendung näher beleuchtet werden. Wie schon bei der Betrachtung einzelner harmonischer Schwingungen wird durch eine Kurzzeit-FFT ( $\Delta t = 1s$ , Überschneidung 75%) das Signal für jeden Zeitpunkt  $t_0$  in die Bestandteile des Grundrauschens  $\tilde{a}_{st-S}$  und den Effektivwert des betrachteten Frequenzbandes  $\tilde{a}_{FB-S}$  zerlegt. Dabei wurde eine Frequenzbandbreite von  $df_B = 5Hz$  gewählt. Hieraus ergeben sich in etwa 360 Wertepaare ( $\tilde{a}_{st-S}, \tilde{a}_{FB-S}$ ) für jede Frequenz  $f_M$ , aus denen auf Basis der Flächen aus Abb. 8.17 ein zeitabhängiger Grenzwert  $\bar{a}_{FB-S}[t]$  der gerade wahrnehmbaren Unterschiede berechnet werden kann. Liegt der Unterschied  $d\tilde{a}_{FB-S} = |\tilde{a}_{FB-S_1} - \tilde{a}_{FB-S_2}|$  der Signale  $a_1$  und  $a_2$  oberhalb dieses Grenzwertes, kann  $d\tilde{a}_{FB-S}$  detektiert ( $d$ ) werden. Andernfalls ist  $d\tilde{a}_{FB-S}$  nicht detektierbar ( $nd$ ).

Abb. 8.36 veranschaulicht die Ergebnisse für die Mittenfrequenzen  $7Hz$ ,  $14Hz$  und  $21Hz$ . Die Werte  $d_1$  bezeichnen dabei detektierbare Pegelunterschiede, bei denen das Signal 1 höhere Effektivwerte innerhalb des betrachteten Frequenzbandes im Vergleich zu Signal 2 aufweist. Entsprechend repräsentieren die Werte  $d_2$  höhere Effektivwerte des Signals 2. Aus diesen Betrachtungen lässt sich schlussfolgern, dass die Fahrwerkabstimmung 1 zu wahrnehmbar höheren Pegeln besonders im Frequenzbereich um  $21Hz$  führt. Dahingegen erreicht die Fahrwerkeinstellung 2 nur für ausgewählte Punkte höhere Werte  $\tilde{a}_{FB-S}$  und ist somit hinsichtlich der Betrachtung von Frequenzbändern als komfortabler zu bewerten.

Die Impulshaltigkeit der Signale lässt sich mittels der in Abschnitt 8.3 ermittelten unteren Schranke der Wahrnehmung  $\bar{a}_{I-S}$  bestimmen. Zunächst wird der gleitende Effektivwert

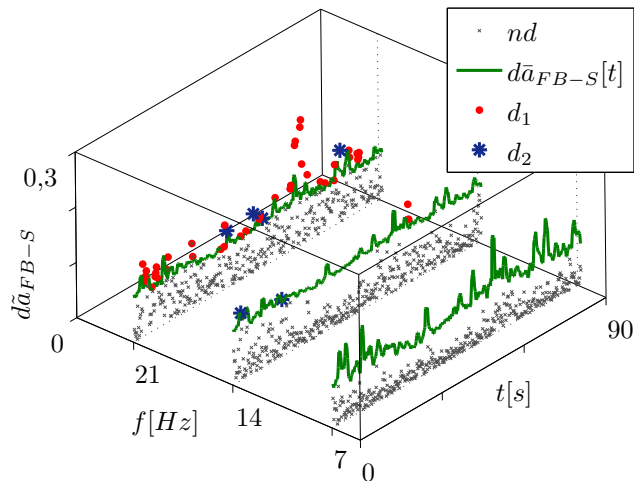


Abb. 8.36: gerade wahrnehmbare Unterschiede innerhalb von Frequenzbändern bei den Mittenfrequenzen  $f_M = 7Hz, 14Hz, 28Hz$  (Frequenzbandbreite  $df_B = 5Hz$ )

$\tilde{a}_{st-s}(t)$  des Signals bestimmt. Die Fensterbreite  $\Delta t$  bildet dabei wiederum einen vom Anwender zu definierenden Parameter. An dieser Stelle wurde  $\Delta t = 2s$  gewählt, wodurch auch sichergestellt ist, dass große Effektivwertänderungen über der Zeit hinreichend dynamisch abgebildet werden. Durch Anwendung der Formel 8.14 lässt sich somit ein zeitlicher Grenzwert  $\bar{a}_{I-S}(t)$  bestimmen, bei dessen Überschreitung Beschleunigungsamplituden als Impulse wahrgenommen werden. Abb. 8.37 zeigt die auf Basis dieses Vorgehens detektierten Impulse für die Signale  $a_1(t)$  und  $a_2(t)$ . Es wird deutlich, dass  $a_1(t)$  häufiger den Grenzwert  $\bar{a}_{I-S}(t)$  überschreitet, als dies bei  $a_2(t)$  der Fall ist. Folglich ist die Fahrwerkeinstellung 1 als etwas sensibler bezüglich der Übertragung transienter Fahrbahnereignisse einzustufen.

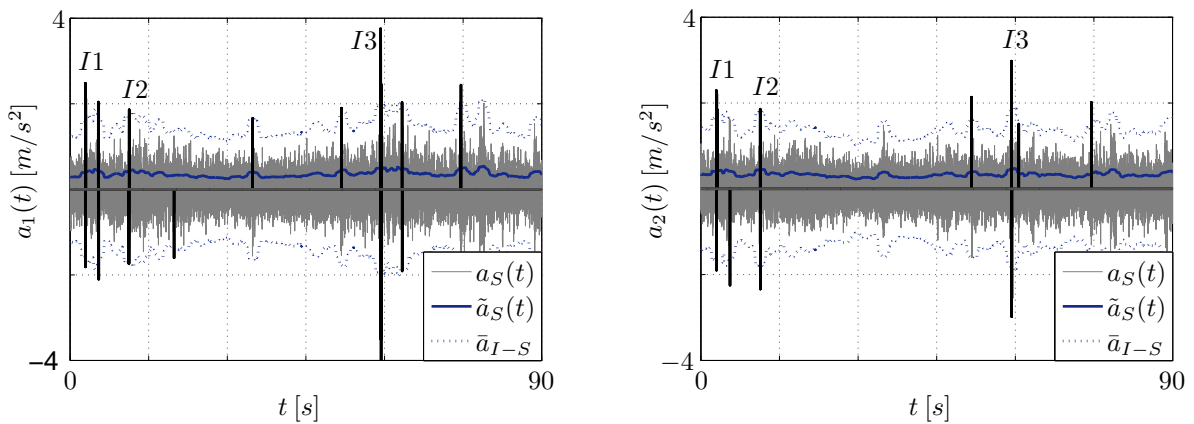


Abb. 8.37: Ermittlung der als Impulse wahrgenommenen Amplituden für die Signale  $a_1(t)$  und  $a_2(t)$

Den direkten Vergleich der detektierten Impulse zeigt Abb. 8.38 (Amplitudenbetragsdarstellung). Die Dreiecke deuten an, wie groß der Unterschied zwischen den Impulsen mindestens sein müsste, um wahrgenommen werden zu können. Die Berechnung erfolgte mittels der Formel 8.18. Hierbei wurde die kleinste in Abschnitt 8.3.2 betrachtete Impulsamplitude von  $5m/s^2$  eingesetzt, da die Gültigkeit der Formel für die vorliegenden kleineren Amplituden nicht nachgewiesen ist. Es ist folglich zu erwarten, dass die für eine Wahrnehmung erforder-

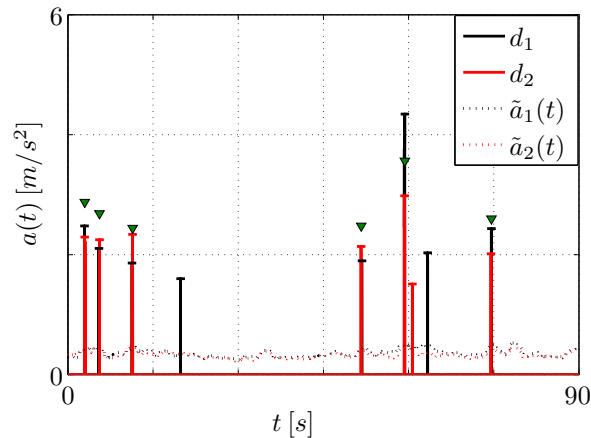


Abb. 8.38: Vergleich der Impulsamplituden hinsichtlich wahrnehmbarer Pegelunterschiede

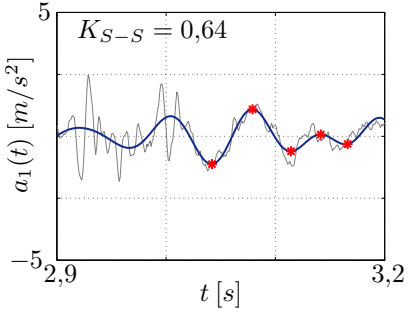
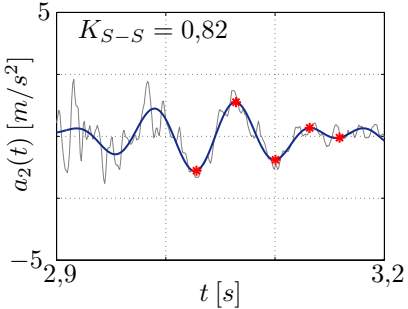
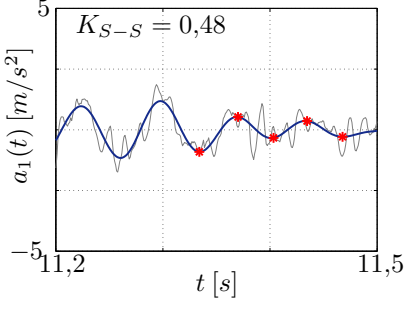
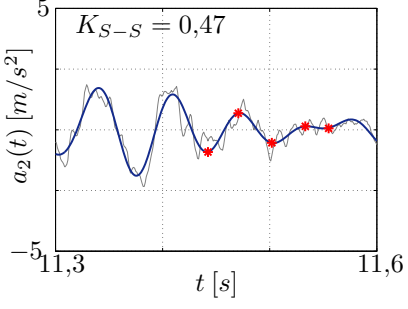
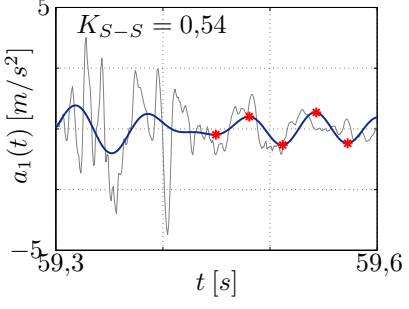
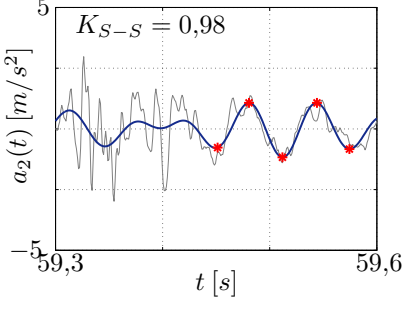
lichen Amplitudenunterschiede kleiner als die in Abb. 8.38 gezeigten sind. Zunächst lässt sich jedoch nur feststellen, dass der Impuls bei etwa 60s im Signal 1 spürbar stärker ist als im Signal 2. Eine Wichtung, ob die Fahrwerkeinstellung 1 oder die Fahrwerkeinstellung 2 transiente Ereignisse stärker auf die Sitzfläche überträgt, lässt sich hieraus nicht ableiten.

Für den Vergleich des Ausschwingvorgangs in Folge von Impulsen wurden drei Impulse  $I1$  bis  $I3$  ausgewählt und in Tab. 8.17 gegenüber gestellt. Die Ermittlung des Kennwertes  $K_S$  erfolgt auf Basis der bandpassgefilterten Signale  $a_{1f}(t)$  und  $a_{2f}(t)$  (Filtergrenzen  $[2Hz, 40Hz]$ ). Durch die Filterung werden ein möglicher Offset sowie Rauschanteile im Signal entfernt. Die fünf sich an den Impuls anschließenden Amplitudenbetragsmaxima bilden die Eingangsgrößen in die Formel 8.20 und es folgt der Kennwert  $K_{S-S}$  für die Sitzfläche. In Spalte 3 der Tab. 8.17 sind die Beträge der Differenzen zwischen den Werten  $K_{S-S}$  der Signale  $a_{1f}(t)$  und  $a_{2f}(t)$  für die jeweiligen Impulse aufgelistet. Mit Hilfe der Formel 8.31 werden die wahrnehmbaren Unterschiede  $d\bar{K}_{S-S}$  berechnet (Spalte 4 in Tab. 8.17). Es zeigt sich, dass nur für  $I3$  der Unterschied in den Abklingamplituden oberhalb der durch Formel 8.31 vorgegebenen Grenze liegt. Folglich ist dieser Unterschied spürbar. Aus dem Vergleich dieser drei Impulse tendiert die Fahrwerkeinstellung 2 zu etwas höheren Abklingamplituden.

Zusammenfassend werden bei der Fahrwerkeinstellung 1 einzelne harmonische Schwingungen häufiger in die Sitzfläche eingeleitet. Der Pegel in ausgewählten Frequenzbändern, besonders um  $21Hz$ , ist mit der Einstellung 1 spürbar höher. Auch transiente Ereignisse führen in der Einstellung 1 häufiger zu einer Impulswahrnehmung als dies mit der Einstellung 2 der Fall ist. Lediglich der Abklingvorgang in Folge von Impulsen ist mit der Einstellung 2 etwas stärker ausgeprägt.

Die Ergebnisse zeigen somit, dass die Fahrwerkeinstellung 2 einer etwas komfortableren Auslegung entspricht, wohingegen mit der Einstellung 1 eher die Dynamik des Fahrzeugs im Vordergrund steht.

Der Vergleich der Signale  $a_1(t)$  und  $a_2(t)$  veranschaulicht die prinzipielle Anwendbarkeit der in dieser Arbeit ermittelten Perzeptionsschwellen und gerade wahrnehmbaren Unterschiede in der Praxis. Es wird deutlich, dass zunächst die komfortrelevanten Zeitintervalle inner-

Signal 1	Signal 2	$ dK_{S-S} $	$d\bar{K}_{S-S}$
Impuls I1			
		0,18	0,24
Impuls I2			
		0,01	0,23
Impuls I3			
		<b>0,44</b>	<b>0,23</b>

Tab. 8.17: Vergleich der Kennwerte  $K_{S-S}$  für drei ausgewählte Impulse

halb eines Signals ermittelt werden und nur diese für die Relativbewertung Verwendung finden. Zur Untersuchung der gerade wahrnehmbaren Unterschiede von Impulsen muss der Definitionsbereich der Formel 8.18 auf geringere Impulsamplituden erweitert werden.





## 9. Komfortbewertung mittels Random Forests

Im Abschnitt 3.2 wurde bereits die Möglichkeit der Komfortbewertung auf Basis von neuronalen Netzen diskutiert. Neuronale Netze können unbekannte Übertragungsfunktionen zwischen beliebig vielen Ein- und Ausgangsgrößen abbilden. Als wesentliche Nachteile sind jedoch das Black-Box-Verhalten und die kaum mögliche Abschätzbarkeit der Generalisierung zu nennen. Zudem ist es nicht möglich, die Eingangsmerkmale bezüglich ihrer Relevanz für die Ausgangsgrößen zu überprüfen.

2001 wurde von Breiman und Cutler [71] mit den Random Forests eine neue Methode auf dem Gebiet der Maschinenlernverfahren eingeführt, durch die die Nachteile der neuronalen Netze weitestgehend aufgelöst werden können. Random Forests erscheinen damit als geeigneter Ansatz für die Bewertung des Schwingungskomforts. Angewendet auf die relevanten Signalbestandteile von Beschleunigungssignalen, sollen sie als weitere Möglichkeit zur Skalierung eines Komforturteils untersucht werden.

Dazu werden im folgenden Abschnitt zunächst wesentliche Grundlagen der Random Forests erläutert, bevor im Abschnitt 9.2 anhand zweier Beispiele eine Übertragung auf die Bewertung des Schwingungskomforts vorgenommen wird.

### 9.1 Grundlagen der Random Forests

#### 9.1.1 Entscheidungsbäume

Um gleich zu Beginn eine Vorstellung zu bekommen, um was es sich bei einem Entscheidungsbaum handelt, soll an dieser Stelle mit einem Beispiel begonnen werden [72].

Abb. 9.1 zeigt einen Baum, der in Abhängigkeit von Einzelkriterien (bzw. Attributen) entscheidet, ob ein Kreditantrag angenommen oder abgelehnt wird.

Da es sich in diesem Fall um diskrete Werte bzw. Klassen des Zielkriteriums (angenommen bzw. abgelehnt) handelt, spricht man von Klassifikation. Eine Regression hat im Gegensatz dazu unendlich viele (kontinuierliche) Werte der Zielkriterien.

Folgende Eigenschaften charakterisieren einen Entscheidungsbaum:

- er kann aus Beispielen erstellt werden
- er ist leicht interpretierbar
- er ist in Regeln fassbar (Wenn-Dann-Aussagen)

Im gezeigten Beispiel wird der Kunde  $k_i$  beschrieben durch Werte  $w_{ij}$  (ja/nein) zu den Attributen  $a_j$  (Einkommen, Schufa-Auskunft, Arbeitslos...). Mit Hilfe des Entscheidungsbaums soll der Wert  $v_{ik}$  des Zielattributs  $z_k$  (Kreditwürdigkeit) vorhergesagt werden [72]. Es handelt sich also um eine Abbildung:

$$w_{ij} \rightarrow v_{ik} \quad (9.1)$$

Um einen Entscheidungsbaum zu erstellen, benötigt man eine gewisse Anzahl von Beispielen mit den dazugehörigen Werten der Zielattribute. Im Fall des Kreditantrags wären also eine

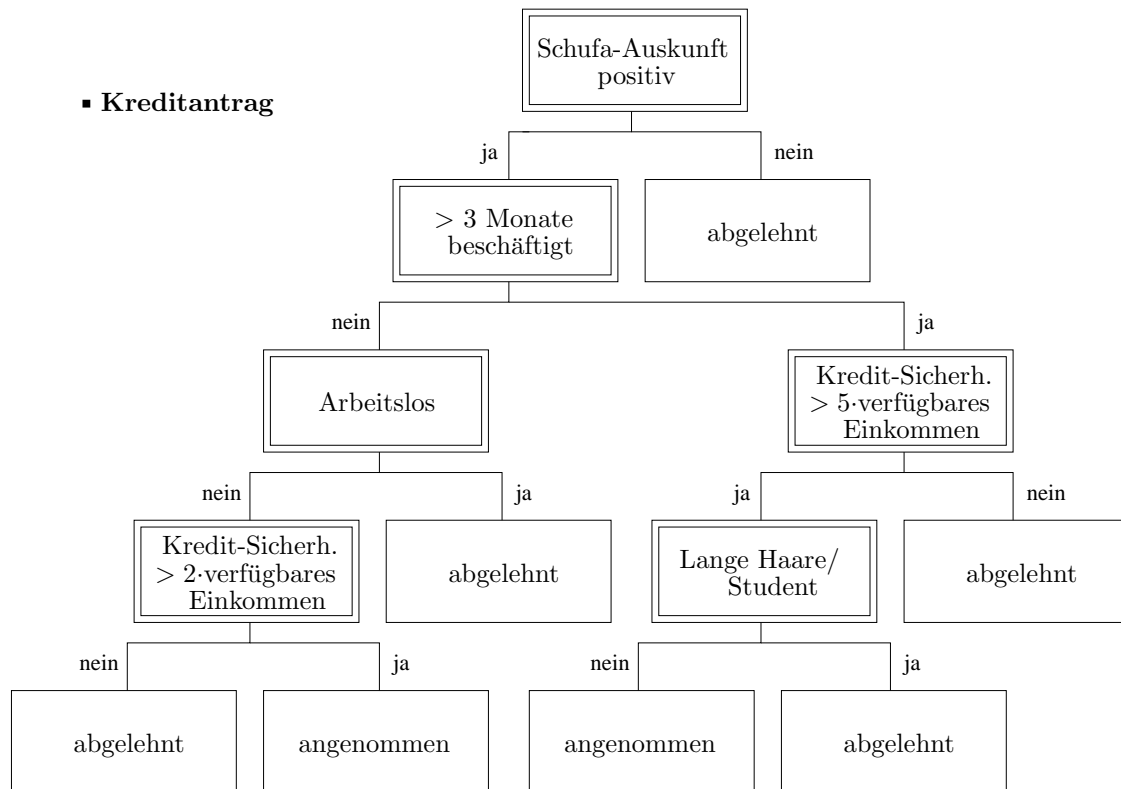


Abb. 9.1: Beispiel eines Entscheidungsbaumes (nach [72])

Reihe von Kunden  $k_i$  nötig, für welche bereits die Werte  $w_{ij}$  bestimmt und  $v_{ik}$  festgelegt wurden. Man erhält folgende Eingabematrix:

	$\mathbf{a}_1$	$\mathbf{a}_2$	$\mathbf{a}_3$	$\dots$	$\mathbf{a}_n$	$\mathbf{z}_1$
$\mathbf{k}_1$	$w_{11}$	$w_{12}$	$w_{13}$	$\dots$	$w_{1n}$	$v_{11}$
$\mathbf{k}_2$	$w_{21}$	$w_{22}$	$w_{23}$	$\dots$	$w_{2n}$	$v_{21}$
$\mathbf{k}_3$	$w_{31}$	$w_{32}$	$w_{33}$	$\dots$	$w_{3n}$	$v_{31}$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\ddots$	$\vdots$	$\vdots$
$\mathbf{k}_m$	$w_{m1}$	$w_{m2}$	$w_{m3}$	$\dots$	$w_{mn}$	$v_{m1}$

Tab. 9.1: Eingabematrix zum Erstellen eines Entscheidungsbaumes für ein Zielattribut  $z_1$ 

Nun kann man folgende Anforderungen formulieren [72]:

- Finde den Entscheidungsbaum, der die Beispiele entsprechend des Zielattributs richtig klassifiziert!
- Im Sinne einer einfachen Interpretierbarkeit und eines überschaubaren Aufwandes an Entscheidungen sollte der Baum möglichst klein sein.

Um einen möglichst kleinen Baum zu erhalten, versucht man, in jedem Knoten des Baumes (Entscheidungspunkt bzgl. eines Attributs) den Test zu wählen, der die Unsicherheit bezüglich des Zielattributs maximal verringert. Als Maß für die Ungewissheit kann die Entropie  $H$  des Zielattributes verwendet werden (siehe auch Anhang A3).

$$H = - \sum_w p(w) \log_a(p(w)) \quad (9.2)$$

Im Beispiel hat die Schufa-Auskunft den größten Informationsgehalt in Bezug auf die Kreditwürdigkeit. Möchte man also einen Baum mit Hilfe der Attributwerte von 100 Kunden erstellen, von denen 30 eine negative Schufa-Auskunft bekommen, wurde die Unsicherheit der Klassifikation mit diesem Test schon um 30% reduziert. Kein anderes Attribut kann diese Aussagekraft aufweisen. In gleicher Weise setzt sich nun die Generierung des Baumes bis zu den Terminalknoten (in Abb. 9.1 einfach umrandet) fort. Das Ergebnis ist ein Entscheidungsbaum, der die vorliegenden Beispiele perfekt klassifizieren kann.

### 9.1.2 Anwendung der Entscheidungsbäume auf Zeitsignale

Im vorhergehenden Abschnitt 9.1.1 wurde die Klassifizierung am Beispiel eines Entscheidungsbaumes zur Überprüfung der Kreditwürdigkeit erläutert.

In Aussicht auf die Anwendung dieser Art von Klassifikatoren auf den Schwingungskomfort soll an dieser Stelle der Zusammenhang zu Zeitsignalen hergestellt werden.

Da Zeitreihen nicht direkt auf einen Entscheidungsbaum angewendet werden können, müssen sie zunächst über Merkmale  $M$  beschrieben werden. Die Merkmale entsprechen den aus Abschnitt 9.1.1 bekannten Attributen. Es ist nun dem Anwender überlassen, diese Merkmale zu definieren. Als Beispiel könnten der Effektivwert, der Mittelwert und Maximalwerte des Zeitsignals sowie der Energieinhalt in verschiedenen Frequenzbändern des Spektrums verwendet werden. Wichtig ist, dass die bezüglich der Ausgabegrößen relevanten Informationen des Signals auch in den Merkmalen wiedergefunden werden können. Nur wenn ein Zusammenhang der Werte der beschreibenden Attribute (Merkmale) zu den Werten der Zielattribute gegeben ist, kann eine gute Klassifikation erfolgen. Es sollte daher ein Großteil des Aufwandes darin bestehen, sinnvolle Merkmale zu definieren.

Eine Anzahl von  $m$  Messungen bzw. Zeitreihen  $N_i$  ( $i = 1..m$ ), mit den jeweiligen Werten  $w_{ij}$  der definierten Merkmale  $M_j$  ( $j = 1..n$ ) und den dazugehörigen Werten  $v_{ik}$  der Zielattribute  $Z_k$  (z.B. Noten) dienen nun als Trainingsdatenset zur Erstellung des Entscheidungsbaumes. Die Bezeichnungen in der Eingangsmatrix, die auch in den folgenden Kapiteln verwendet werden sollen, ändern sich im Vergleich zu Tab. 9.1 wie folgt:

	$M_1$	$M_2$	$M_3$	$\dots$	$M_n$	$Z_1$
$N_1$	$w_{11}$	$w_{12}$	$w_{13}$	$\dots$	$w_{1n}$	$v_{11}$
$N_2$	$w_{21}$	$w_{22}$	$w_{23}$	$\dots$	$w_{2n}$	$v_{21}$
$N_3$	$w_{31}$	$w_{32}$	$w_{33}$	$\dots$	$w_{3n}$	$v_{31}$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\ddots$	$\vdots$	$\vdots$
$N_m$	$w_{m1}$	$w_{m2}$	$w_{m3}$	$\dots$	$w_{mn}$	$v_{m1}$

Tab. 9.2: Eingabematrix zum Erstellen eines Entscheidungsbaumes für Zeitreihen bei einem Zielattribut  $Z_1$

Hat ein Merkmal  $M_l$  keine Aussagekraft bzgl. der Klassifizierung, so wird dieses im Entscheidungsbaum nicht verwendet, da die Terminalknoten auch ohne  $M_l$  erreicht werden. Die Definition zu vieler Kriterien ist somit nicht problematisch. Wichtig ist ausschließlich, dass in den Merkmalen die wesentlichen Informationen in einer unbekanntem Verteilung enthalten sind.

### 9.1.3 Übergang zum Random Forest

In Abschnitt 9.1.1 wurde die Klassifizierung mit Hilfe von Entscheidungsbäumen vorgestellt. Solch ein Klassifikator bildet die gesehenen Trainingsdaten perfekt ab, woraus unmittelbar geschlussfolgert werden kann, dass eine Übertragbarkeit auf neue Datensätze (Generalisierbarkeit) kaum gegeben ist. Dies wird in Abb. 9.2 deutlich. Auf der Abszisse ist der Eingangsvektor der Werte der Merkmale  $\vec{w}$  aufgetragen und auf der Ordinate der Vektor der Werte der Zielattribute  $\vec{v}$ . Da es sich um eine Klassifizierung handelt, kann  $\vec{v}$  nur diskrete Werte (punktierte Linien) annehmen.

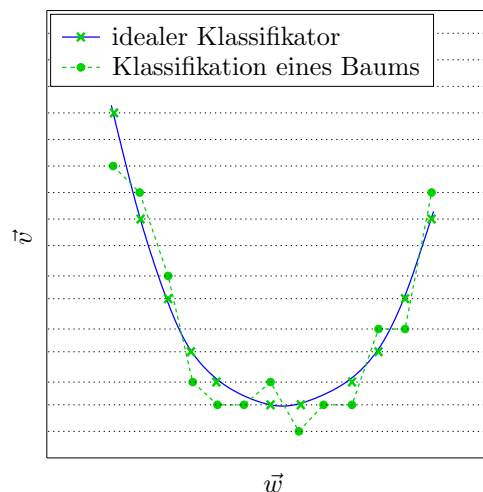


Abb. 9.2: Gegenüberstellung des idealen Klassifikators und der Klassifikation auf Basis eines Entscheidungsbaumes

Die Punkte repräsentieren die Trainingsdaten. Ein Entscheidungsbaum, der mit Hilfe dieser Datensätze erstellt wurde, wird auch für unbekannte Daten genau diese Einteilung vornehmen. Die durchgezogene Linie soll nun die über die Gesamtheit der möglichen Beispiele beste Klassifizierung (idealer Klassifikator) andeuten. Auf Basis des Eingangsvektors ergäbe sich somit an vielen Stellen eine von den Punkten abweichende und durch Kreuze gekennzeichnete Klassifizierung. Das Ziel, dieser unbekanntem Klassifizierung möglichst nahe zu kommen, wird von einem einzelnen Entscheidungsbaum nur sehr schlecht erfüllt.

An dieser Stelle setzt die Idee der Random Forests an, die 2001 von Leo Breiman entwickelt wurde. Es handelt sich hier, wie der Name vermuten lässt, nicht mehr um einen einzelnen Entscheidungsbaum, sondern um einen Wald aus beliebig vielen Bäumen. Zur Generierung dieses Waldes werden zufällige Elemente eingefügt, die letztlich der deutlich besseren Generalisierbarkeit des Klassifikators dienen. Es wird eine Anzahl  $b$  von Bäumen generiert, von denen jeder Baum nur zufällige 66% der Trainingsdaten „sieht“. Dies wird erreicht, indem bei  $m$  Messungen  $m$  mal gezogen wird (mit Zurücklegen). Außerdem wird jedem Knoten im Baum nur eine zufällige Anzahl  $k$  der  $n$  Merkmale zur Entropiebestimmung zur Verfügung gestellt. Auf diese Weise erhält man einen maximal unkorrelierten Wald, wodurch der Fehler zum idealen Klassifikator minimiert wird [73]. Außerdem lässt sich zeigen, dass mit größer werdendem Wald der Generalisierungsfehler gegen einen festen Wert konvergiert [73]. Einfach formuliert könnte man sagen: „Je mehr Bäume der Wald hat, umso besser.“. Ist der Random Forest generiert, werden unbekannte Daten von allen Bäumen des Waldes klassifiziert. Das Ergebnis ist die Klasse (Wert des Zielattributs), die von den

meisten Bäumen entschieden wurde (Mehrheitsprinzip).

Ein Random Forest hat neben der sehr guten Generalisierbarkeit zwei weitere wesentliche Vorteile:

- 1) Der Generalisierungsfehler lässt sich abschätzen.
- 2) Es können die Merkmale bestimmt werden, welche die Klassifizierung beeinflussen (Stärke der Merkmale).

Als Nachteil muss jedoch erwähnt werden, dass Random Forests im Gegensatz zu Entscheidungsbäumen nicht in Regeln fassbar sind.

**Abschätzbarkeit des Generalisierungsfehlers** Es wurde bereits erläutert, dass jeder Baum circa 1/3 der Daten nicht „sieht“. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass bei Vorliegen vieler Bäumen jede einzelne Messung für circa 1/3 des Waldes unbekannt ist. Dieses Drittel wird für jede Messung von verschiedenen Bäumen repräsentiert.

Somit ist es sinnvoll, jeden einzelnen Trainingsdatensatz von genau den Bäumen bewerten zu lassen, welche diesen noch nicht gesehen haben. Der Wald entscheidet sich nun nach dem Mehrheitsprinzip jeweils für eine Klasse  $K_0$ . Bezieht man die Anzahl der Falschentscheidungen von  $K_0$  auf die Gesamtanzahl der Messungen, erhält man eine Abschätzung des Generalisierungsfehlers [71]. Hierbei handelt es sich sogar um eine negative Schätzung, da neue Daten von allen Bäumen und nicht nur von einem Drittel dieser klassifiziert werden.

Das Besondere an einem Random Forest ist also, dass er ALLE TRAININGSDATEN SOWOHL ZUM ERSTELLEN ALS AUCH ZUM TESTEN des Waldes verwenden kann.

**Stärke der Merkmale** Liegt ein Signal, charakterisiert über eine große Anzahl von Merkmalen, vor, so wird nicht jedes einzelne dieser Merkmale zur Klassifizierung beitragen. Eine herausragende Eigenschaft der Random Forests liegt nun darin, dass sie in der Lage sind, die wichtigen Merkmale zu selektieren und deren Einfluss zu bestimmen.

Auch hier werden wiederum alle Messungen auf jeweils die  $m$  Bäume angewendet, denen der entsprechende Datensatz unbekannt ist. Die Anzahl der richtigen Klassifizierungen wird mit  $A_{org}$  bezeichnet. Anschließend werden die Werte eines Merkmals  $M_l$  in der Eingangsmatrix (Tab. 9.2) zufällig permutiert (verrauscht). Nun wird erneut die Anzahl der richtigen Entscheidungen  $A_{neu}$  registriert. Aus dem Quotienten

$$W_l = \frac{A_{org} - A_{neu}}{m} \quad (9.3)$$

ergibt sich der Einfluss/ die Wichtigkeit  $W_l$  des Merkmals  $M_l$ . War z.B. vor und nach der Permutation die Anzahl der richtigen Entscheidungen gleich, so ist  $W = 0$  und das entsprechende Merkmal hat keinen Informationsgehalt bzgl. der Klassifizierung.

In dieser Form lässt sich nun jedem Merkmal ein  $W_j$  zuordnen und in einem Diagramm darstellen.

Es ist zielführend, den Random Forest iterativ zu erzeugen. Im ersten Schritt werden alle generierten Merkmale verwendet und deren Stärken ermittelt. Anschließend werden alle Kenngrößen weggelassen, die nicht oder nur wenig zur Klassifizierung beigetragen haben, und es wird erneut ein Wald erstellt. Dies wird nun solange fortgesetzt, bis der abgeschätzte Generalisierungsfehler (s.o.) die vom Anwender gesetzten Forderungen erfüllt. Dabei sollte unbedingt versucht werden, die Anzahl der Merkmale zu reduzieren, da wenige Kenngrößen

häufig sogar eine bessere Klassifizierung liefern und zudem zur besseren Interpretierbarkeit beitragen.

**Nicht in Regeln fassbar** Ein einzelner Entscheidungsbaum kann, wie in Abschnitt 9.1.1 bereits erwähnt, in Regeln gefasst werden (Wenn-Dann-Aussagen). Dies macht die Entscheidungen für den Anwender besonders durchsichtig und leicht nachvollziehbar.

Durch die Kombination vieler Bäume in einem Wald mit zufälligen Elementen geht diese Eigenschaft bei den Random Forests verloren. Es kann zwar nachvollzogen werden, wie jeder Baum seine Entscheidung trifft, aber die Überprüfung sämtlicher Bäume (aufgrund des Mehrheitsprinzips notwendig) ist in der Anwendung wenig praktikabel.

## 9.2 Anwendung der Random Forests auf den Schwingungskomfort

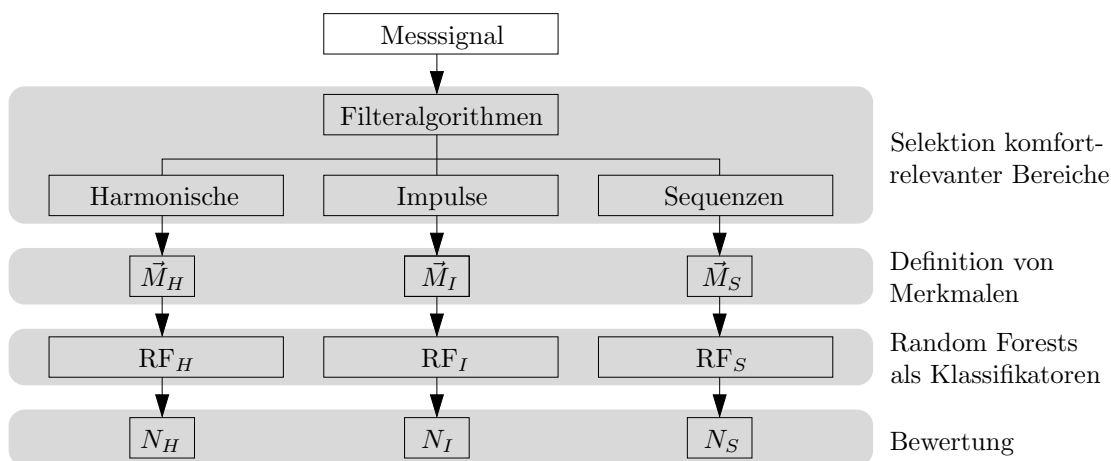


Abb. 9.3: Anwendung der Random Forests auf die Schwingungskomfortbewertung

In diesem Kapitel soll die Methode der Random Forests auf konkrete Beispiele der Komfortbewertung angewendet werden. Hierzu müssen aus den Messsignalen Merkmale generiert werden, welche in einer unbekannt Form die Information der subjektiven Bewertung in sich bergen.

Bei rein stationären Signalen können Kennwerte aus dem gesamten Messsignal erstellt werden, wie der Effektivwert, die Kurtosis, Amplitudenspitzenwerte und ähnliches. Verwendet man diese Kennwerte auch für instationäre Signale, werden die komfortrelevanten Zeitabschnitte mit den für die Bewertung nicht ausschlaggebenden Zeitabschnitten gemittelt. Damit tragen die Merkmale nicht die Information in sich, die der subjektiven Bewertung zu Grunde lag.

Der wichtigste Schritt, bevor also überhaupt das Werkzeug der Random Forests angewendet werden kann, ist, die komfortrelevanten Bereiche zu detektieren. Dies erfolgt auf Basis von Perzeptionsschwellen, wie sie in den vorangegangenen Abschnitten ermittelt wurden. Erst im Anschluss kann eine selektive Bewertung auf Basis der Random Forests sinnvoll eingesetzt werden. Dies ist schematisch in Abb. 9.3 dargestellt. Ausgehend von einem Messsignal werden komfortrelevante Zeitabschnitte selektiert und jeweils die Merkmalsvektoren  $\vec{M}$  definiert. Für jede Art der Anregung (harmonische Schwingung, Impuls, Sequenz...) muss ein separater Random Forest erstellt werden. Die entstehenden Bewertungen gelten selektiv für

das betrachtete Ereignis. Die Verrechnung zu einer „Gesamtkomfortnote“ ist im Rahmen der systematischen technischen Entwicklung eines Fahrzeuges nicht zielführend. Eine gewichtete Mittelung der Einzelnoten wäre denkbar, wobei der Wichtungsvektor auf Basis von umfangreichen Probandenversuchen zu erstellen ist. Dies ist im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht vorgesehen.

In den folgenden Abschnitten soll die Anwendbarkeit der Random Forests anhand zweier Beispiele überprüft werden. Alle Versuche wurden vorerst mit einem Probanden durchgeführt. Die abgegebenen Urteile zusammen mit den selektierten Merkmalen dienten als Trainingsdatensätze für die Erstellung der Random Forests.

### 9.2.1 Bewertung von Impulsen

Für die Erstellung der Random Forests ist zunächst ein umfassendes Trainingsdatenset notwendig.

Hierzu wurden 696 Paarvergleiche von Impulsen am Prüfstand generiert. Der Proband war dabei aufgefordert, jeweils den zweiten Impuls relativ zum ersten zu bewerten. Die dabei verwendete Bewertungsskala kann Tab. 9.3 entnommen werden.

Relativbewertung	Beschreibung
-2,0	viel stärker/unangenehmer
-1,5	deutlich stärker/unangenehmer
-1,0	stärker/unangenehmer
-0,5	gerade wahrnehmbar stärker/unangenehmer
±0	gleiches Komfortlevel
+0,5	gerade wahrnehmbar schwächer/angenehmer
+1,0	schwächer/angenehmer
+1,5	deutlich schwächer/angenehmer
+2,0	viel schwächer/angenehmer

Tab. 9.3: Skala der Relativbewertung

Die Schlaghärte des jeweils ersten Referenzimpulses wurde in vier Schritten variiert. Um ein Absoluturteil zu erzeugen, welches aus schon umfangreich beschriebenen Gründen auf dem Prüfstand nicht bestimmt werden kann, wurde dem Referenzimpuls die Note  $N_{ref} = 7$  zugeordnet. Die Vergleiche sind somit die Nachbildung einer realen Kantenüberfahrt mit zwei verschiedenen Fahrzeugen oder Fahrzeugvarianten.

Tab. 9.4 gibt einen Überblick der Variationen des jeweils zweiten Impulses.

Variationen der Impulse
– Multiplikation verschiedener Frequenzbänder mit einem Faktor im Intervall $F = [0,25..1,75]$
– Multiplikation des Frequenzbereichs $0..40Hz$ mit verschiedenen ansteigenden bzw. fallenden Geraden
– Variation der Impulsamplitude
– Variation der Schlaghärte an der Vorder- bzw. der Hinterachse
– Variation des Pegels des Grundrauschens

Tab. 9.4: Überblick zu den Variationen der Impulse

Bei dem Versuch wurde angenommen, dass die Variation des Impulses nicht aus der Anregung herrührt, sondern auf das unterschiedliche Übertragungsverhalten vom Rad zu den

Einleitungsstellen zwischen Mensch und Fahrzeug zurückzuführen ist.

		<b>I1</b>	<b>I2</b>	<b>I3</b>	<b>I4</b>	<b>I5</b>	<b>I6</b>
<b>Merkmale der Straße</b>							
Crestfaktor	$CF_{St}$	1	1	1	1	1	1
Effektivwert des Grundrauschens	$\tilde{h}$	2	2				
Energie im Frequenzband 0 – 5Hz	$\tilde{h}_{0-5Hz}$	3					
Energie im Frequenzband 5 – 10Hz	$\tilde{h}_{5-10Hz}$	4	3				
Energie im Frequenzband 10 – 15Hz	$\tilde{h}_{10-15Hz}$	5					
Energie im Frequenzband 15 – 20Hz	$\tilde{h}_{15-20Hz}$	6	4				
Energie im Frequenzband 20 – 25Hz	$\tilde{h}_{20-25Hz}$	7					
Energie im Frequenzband 25 – 30Hz	$\tilde{h}_{25-30Hz}$	8	5				
Energie im Frequenzband 30 – 35Hz	$\tilde{h}_{30-35Hz}$	9	6	2			
Energie im Frequenzband 35 – 40Hz	$\tilde{h}_{35-40Hz}$	10	7	3			
Impulsamplitude	$I_{St}$	11					
<b>Merkmale des Sitzflächensignals</b>							
Impulsamplitude	$I_S$	12	8	4	2	2	2
Standardabweichung der Gaußnäherung	$\sigma_S$	13	9				
1. Maximum nach Impulsamplitude	$MAX_{1S}$	14	10				
2. Maximum nach Impulsamplitude	$MAX_{2S}$	15	11	5			
Effektivwert des Grundrauschens	$\tilde{a}_{stS}$	16					
Crestfaktor	$CF_S$	17	12	6	3	3	
<b>Merkmale des Rückenlehnsignals</b>							
Impulsamplitude	$I_R$	18	13	7			
Standardabweichung der Gaußnäherung	$\sigma_R$	19	14				
1. Maximum nach Impulsamplitude	$MAX_{2R}$	20	15	8	4		
2. Maximum nach Impulsamplitude	$MAX_{3R}$	21	16	9			
Effektivwert des Grundrauschens	$\tilde{a}_{stR}$	22					
Crestfaktor	$CF_R$	23	17	10	5	4	3
ooB-Error		0,95	0,97	0,95	1,01	0,99	1,01

Tab. 9.5: Iterationen zur Erstellung eines Random Forests am Beispiel von Impulsen

Für die Erstellung des Random Forests wurde ein Merkmalsvektor definiert, welcher der ersten Spalte in Tab. 9.5 entnommen werden kann. Zur Beschreibung des Impulses wird unter anderem eine Gaußfunktion mit der Amplitude des Impulses verwendet, welche entsprechend der Methode der kleinsten Quadrate an die fünf größten Maxima der Zeitfunktion angepasst wird. Die Standardabweichung  $\sigma$  dieser Glockenkurve geht als Merkmal in die Erstellung der Random Forests ein.

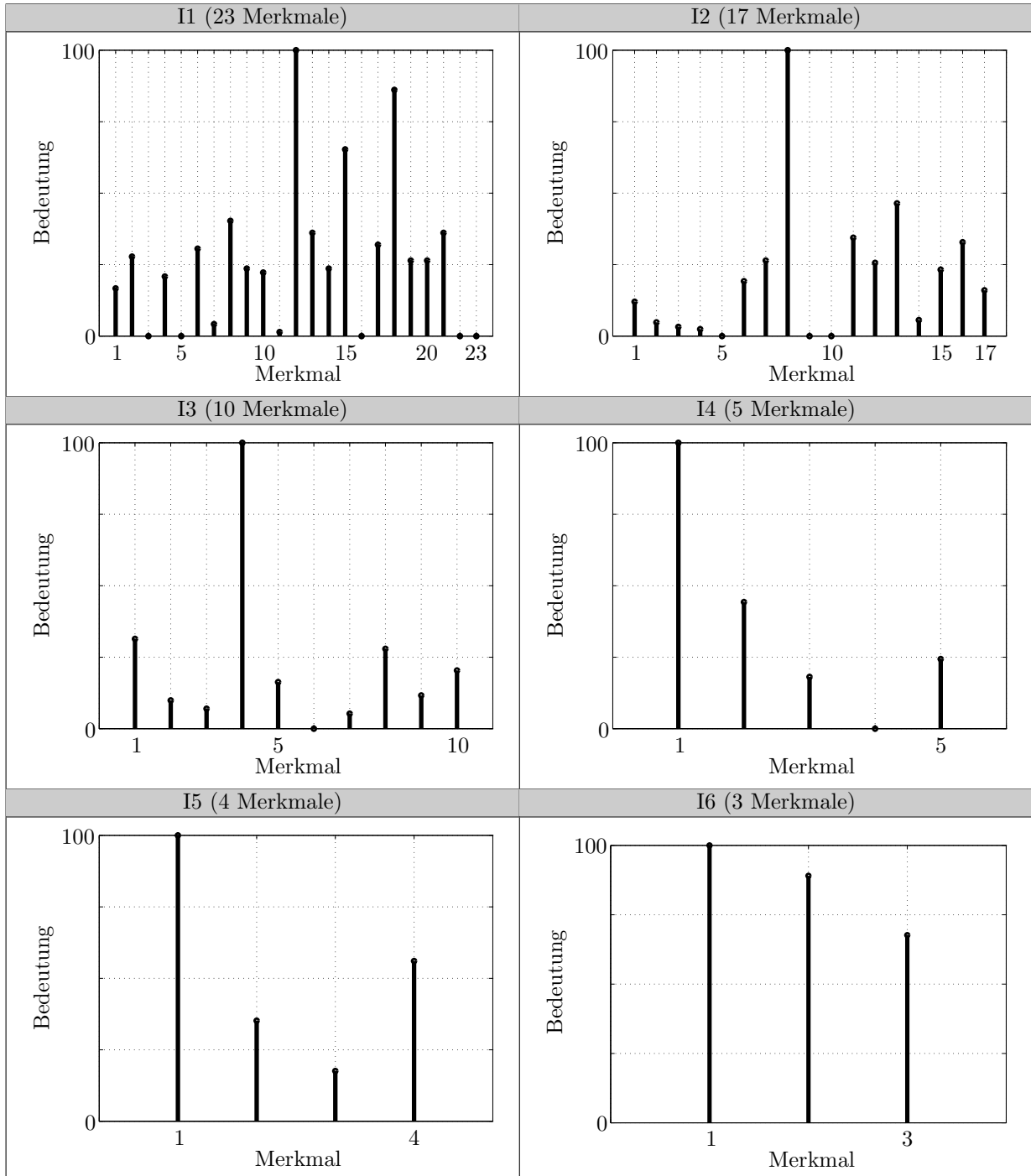
Wie schon oben beschrieben, sollen Unterschiede im Übertragungsverhalten von Pkw simuliert werden. Es ist folglich wichtig, dass die beschreibenden Merkmale der Straße für den zweiten Impuls identisch denen des ersten Impulses angenommen werden, obwohl die Änderung von der Anregung herrührt.

Im ersten Iterationsschritt *I1* wird nun ein Wald auf Basis all dieser Merkmale erstellt. Die Bedeutung der Merkmale für die Klassifikation ist in Tab. 9.6 dargestellt. Der „out-of-Box-Error“ (ooB-Error) liegt hier bei 0,95, was die Standardabweichung zwischen tatsächlich abgegebener Note und klassifizierter Note darstellt.

Im zweiten Iterationsschritt *I2* wird nun ein neuer Wald erstellt, dessen Merkmalsvektor auf die entscheidungsrelevanten Größen beschränkt ist. Der Crestfaktor an der Rückenlehne wurde trotz der geringen Bedeutung für die Klassifikation übernommen. Da er eine Kombination aus Impulshöhe und dem Pegel des stochastischen Grundrauschens darstellt, wird



angenommen, dass er diese beiden Größen in weiteren Iterationsschritten ersetzen könnte. Wiederum ergeben sich die in Tab. 9.6 dargestellten Bedeutungen der Merkmale und ein oob-Error von 0,97. Hieraus wird ersichtlich, dass trotz der Verwendung von deutlich weniger Merkmalen die Bewertung nur unwesentlich schlechter geworden ist.



Tab. 9.6: Bedeutung der Merkmale bei den verschiedenen Iterationen

Die Iterationen werden nun bis zum Iterationsschritt 6 (*I6*) fortgesetzt. Die drei verbleibenden Merkmale führen zu einem oob-Error von 1,01 und beziehen die Straße als anregende

Größe mit ein. Somit kann davon ausgegangen werden, dass der Proband tatsächlich das Übertragungsverhalten des Fahrzeugs und nicht ausschließlich die Impulshöhe bewertet hat. Die Verteilung der Abweichungen zwischen tatsächlicher Bewertung und der Bewertung durch den Random Forest kann Tab. A9 im Anhang entnommen werden. Hier wird nochmals deutlich, dass der ooB-Error als Standardabweichung nur rund 68% der Beurteilungen beinhaltet. Über 30% der Noten sind folglich mit einem Fehler von über einer Note belastet, was für die reale Beurteilung kein zufriedenstellendes Ergebnis bedeutet.

Das Beispiel zeigt die prinzipielle Anwendbarkeit der Random Forests für die Bewertung von Impulsen in Prüfstandsversuchen. Für die Anwendung der Methode muss der ooB-Error deutlich reduziert werden. Mögliche Ansätze hierfür wären eine noch größere Anzahl an Paarvergleichen sowie die gezielte Suche nach Merkmalen, welche den Impuls besser beschreiben. Durch die Bewertung von Impulsen auf Grundlage einer größeren Probandenanzahl wird die individuelle Streuung zu einem gemittelten Urteil vereint. Diese Reduzierung des unsystematischen Fehlers der Zielgröße resultiert auch in einer Verringerung des ooB-Errors, da der Random Forest nicht mehr gezwungen wird, individuelle Schwankungen abzubilden.

### 9.2.2 Bewertung von Sequenzen

Ähnlich wie unter 9.2.1 soll in diesem Abschnitt die Methode der Random Forests auf die Bewertung von Sequenzen (Nachprellen in Folge von Impulsen) angewendet werden.

Das Trainingsdatenset wurde auf Basis von 486 Paarvergleichen generiert. Wiederum diente jeweils die erste der beiden Sequenzen als Referenz, zu welcher die zweite relativ bewertet werden sollte. Die dazu verwendete Bewertungsskala ist Tab. 9.3 zu entnehmen.

Verschiedene Variationen in der Anregung (siehe Tab. 9.7) simulieren dabei ein unterschiedliches Übertragungsverhalten des Fahrzeugs.

Variationen der Sequenzen
– Multiplikation des Frequenzintervalls $[10..20]Hz$ mit einem Faktor im Intervall $F = [0.25..1.75]$
– Variation der Nachschwingamplituden an der Vorder- bzw. der Hinterachse
– Variation der Abklingkonstanten des Nachschwingens
– Variation der Impulsamplitude
– Variation des Pegels des Grundrauschens

Tab. 9.7: Überblick zu den Variationen der Sequenzen

Der Merkmalsvektor kann der ersten Spalte in Tab. 9.8 entnommen werden. Zunächst wird wieder ein Random Forest auf Basis der 23 definierten Merkmale generiert. Hierbei ergibt sich ein ooB-Error von 0,84. Die Standardabweichung der Bewertung durch den Random Forest von der tatsächlichen Bewertung beträgt also 0,84 Noten. Nach Reduktion der Merkmale auf die relevanten Größen wird nun ein neuer Wald erzeugt, der einen unwesentlich schlechteren ooB-Error von 0,85 aufweist. Die Relevanz der Merkmale kann Tab. A10 im Anhang entnommen werden. Nach der fünften Iterationsstufe verbleiben vier Merkmale. Der ooB-Error liegt nach wie vor bei einem Wert von 0,86. Dieses Ergebnis scheint zunächst sogar besser zu sein als bei der Bewertung von Impulsen. Betrachtet man jedoch die verbleibenden Merkmale für die fünfte Iteration (I5), wird deutlich, dass die beschreibenden Größen des Nachschwingens bereits entfallen sind. Weder die Breite der Glockenkurve über dem Impuls (erfasst durch  $\sigma$ ) noch die Nachschwingamplituden

spielen eine Rolle. Lediglich die Höhe des ersten Maximums nach der Impulsamplitude geht als Merkmal in die Klassifizierung ein. Diese Größe kann jedoch sicher nicht den Nachschwingvorgang in Gänze erfassen.

Offensichtlich war es dem Probanden also nicht möglich, seine Bewertung unabhängig von der Höhe des Impulses zu treffen.

Die Anwendung der Random Forests an diesem Beispiel zeigt, dass diese Methode auch zum Aufdecken von Schwächen im Versuchsdesign bzw. zum Vorbeugen von Fehlinterpretationen der Ergebnisse eingesetzt werden kann.

		I1	I2	I3	I4	I5
<b>Merkmale der Straße</b>						
Crestfaktor	$CF_{St}$	1	1	1	1	1
Effektivwert des Grundrauschens	$\tilde{h}$	2	2			
Energie im Frequenzband 0 – 5Hz	$\tilde{h}_{0-5Hz}$	3	3			
Energie im Frequenzband 5 – 10Hz	$\tilde{h}_{5-10Hz}$	4				
Energie im Frequenzband 10 – 15Hz	$\tilde{h}_{10-15Hz}$	5	4			
Energie im Frequenzband 15 – 20Hz	$\tilde{h}_{15-20Hz}$	6	5	2		
Energie im Frequenzband 20 – 25Hz	$\tilde{h}_{20-25Hz}$	7	6	3	2	
Energie im Frequenzband 25 – 30Hz	$\tilde{h}_{25-30Hz}$	8	7	4		
Energie im Frequenzband 30 – 35Hz	$\tilde{h}_{30-35Hz}$	9	8	5	3	
Energie im Frequenzband 35 – 40Hz	$\tilde{h}_{35-40Hz}$	10	9	6		
Impulsamplitude	$I_{St}$	11	10			
<b>Merkmale des Sitzflächensignals</b>						
Impulsamplitude	$I_S$	12				
Standardabweichung der Gaußnäherung	$\sigma_S$	13	11	7		
1. Maximum nach Impulsamplitude	$MAX_{1_S}$	14	12	8	4	2
2. Maximum nach Impulsamplitude	$MAX_{2_S}$	15	13			
Effektivwert des Grundrauschens	$\tilde{a}_{st_S}$	16				
Crestfaktor	$CF_S$	17	14	9		
<b>Merkmale des Rückenlehnsignals</b>						
Impulsamplitude	$I_R$	18				
Standardabweichung der Gaußnäherung	$\sigma_R$	19				
1. Maximum nach Impulsamplitude	$MAX_{2_R}$	20	15			
2. Maximum nach Impulsamplitude	$MAX_{3_R}$	21				
Effektivwert des Grundrauschens	$\tilde{a}_{st_R}$	22	16	10	5	3
Crestfaktor	$CF_R$	23	17	11	6	4
ooB-Error		0,84	0,85	0,86	0,86	0,86

Tab. 9.8: Iterationen zur Erstellung eines Random Forests am Beispiel von Sequenzen

### 9.3 Diskussion

In den letzten beiden Abschnitten 9.2.1 und 9.2.2 wurde die Anwendung der Methode der Random Forests auf die Bewertung von Impulsen sowie Sequenzen vorgestellt. Im Vergleich zu neuronalen Netzen ermöglichen Random Forests eine wesentlich transparentere Arbeitsweise. Mit dem Out-Of-Box-Error steht ein Wert zur Abschätzung der Generalisierbarkeit des erstellten Waldes zur Verfügung, auf Basis dessen sich die Qualität sowohl der Merkmale als auch des Trainingsdatensatzes quantifizieren lässt. In [74] wird gezeigt, dass der Out-Of-Box-Error sogar eine obere Schranke für den Generalisierungsfehler darstellt. Im Gegensatz

zu neuronalen Netzen wird der gesamte Trainingsdatensatz auch als Testdatensatz verwendet, was die Anzahl der notwendigen Trainingsdaten reduziert.

Die angesprochene Transparenz der Random Forests begründet sich besonders auf die Möglichkeit, die definierten Merkmale hinsichtlich ihrer Relevanz für die Zielgröße(n) zu testen. Für die Bewertung der Schlaghärte von Impulsen bzw. die Bewertung von Nachschwingeffekten konnte so ermittelt werden, welche Eigenschaften der untersuchten Signale tatsächlich Eingang in die Beurteilung fanden. Im Falle der sequentiellen Aneinanderreihung von Impulsen mit den entsprechenden Abklingvorgängen ergab sich aus dieser Betrachtung, dass nicht das Nachschwingen selbst, sondern besonders die Schlaghärte bewertet wurde. Eine Anwendung von neuronalen Netzen hätte aufgrund der fehlenden Analyse relevanter Merkmale möglicherweise zu Fehlinterpretationen geführt.

Es konnte gezeigt werden, dass Random Forests für die Bewertung des Komfortempfindens ausgewählter Schwingungsphänomene einen lohnenswerten Untersuchungsgegenstand darstellen. Als wesentlicher Schwerpunkt ist dabei die Reduzierung des ooB-Errors zu nennen, was durch eine Erhöhung der Probandenzahl sowie die Definition weiterer aussagekräftiger Merkmale geschehen kann.

## 10. Zusammenfassung und Ausblick

Für die Entwicklung von Fahrzeugen spielt die Bewertung des Schwingungskomforts eine wesentliche Rolle. Da bislang die Beurteilung vorwiegend durch Testfahrer und damit subjektiv erfolgt, haben sich zahlreiche Autoren sowohl in der Vergangenheit als auch in der Gegenwart mit der Objektivierung des Schwingungskomforts befasst. Gerade die objektive Bewertung realer Fahrbahnen bereitet jedoch große Schwierigkeiten. Aufgrund des instationären Charakters treffen Testfahrer ihr Urteil auf Basis ausgewählter Streckenabschnitte. Eine objektive Bewertung, welche die gesamte Information des Messsignals berücksichtigt, kann demnach zu keinen guten Übereinstimmungen mit dem subjektiven Empfinden führen. Die vorliegende Arbeit liefert wesentliche Grundlagen zur Analyse von instationären Beschleunigungssignalen, welche an den Schnittstellen zwischen Mensch und Fahrzeug aufgenommen wurden. Ziel dabei ist es, den menschlichen Beurteilungsprozess nachzubilden. Somit muss zunächst eine Vorfilterung erfolgen, durch welche „komfortrelevante“ Signalbestandteile selektiert werden. Erst im Anschluss kann eine Bewertung dieser Abschnitte erfolgen. Ansätze zur Relevanzfilterung von Informationen sind bereits aus der Psychoakustik bekannt. So bleiben im Falle der MP3-Codierung von Audiodaten beispielsweise akustisch nicht wahrnehmbare Signalbestandteile unberücksichtigt. Einige der Ansätze aus der Psychoakustik werden in der vorliegenden Arbeit auf die Wahrnehmung von Vibrationsreizen angewandt. Dazu zählen die Maskierung von harmonischen Schwingungen sowie von Frequenzbändern durch ein Grundrauschen. Analog zu den Frequenzgruppen der Psychoakustik wird dabei besonders auf die Abhängigkeit der Maskierung von der spektralen Distanz der Frequenzanteile des Maskers eingegangen. Neben diesen Untersuchungen werden weitere grundlegende Phänomene für die Gesamtfahrzeugbeurteilung wie die Schlaghärte von Impulsen und Nachprelleffekte in Folge von Impulsen (Sequenzen) betrachtet.

Abb. 10.1 gibt im oberen Teil einen Überblick der in der vorliegenden Arbeit untersuchten charakteristischen Signalbestandteile. Als Kriterium für die Komfortrelevanz dient die Perzeptionsschwelle ( $PS$ ), oberhalb welcher der entsprechende Reiz wahrnehmbar wird. Die Relativbewertung erfolgt auf Basis der gerade wahrnehmbaren Unterschiede ( $DL$ ) des Reizes. Eine ganz wesentliche Grundlage der Untersuchungen ist, dass  $PS$  und  $DL$  bei einer vorhandenen stochastischen Grundanregung  $a_{st}(t)$  ermittelt werden, wobei  $a_{st}(t)$  auf Basis der spektralen Leistungsdichte generiert wird.

Die Experimente erfolgen auf einer 4-Stempel-Hydropuls-Anlage, welche zusätzlich mit vier Flachbandeinheiten ausgestattet ist. Neben Anregungen in Hochrichtung sind somit auch Anregungen in Längsrichtung möglich, wodurch die Generierung (Iteration) gezielter Anregungssignale im Fahrzeug besser erfolgen kann. Da die Ergebnisse der Untersuchungen für die Fahrzeugentwicklung Anwendung finden sollen, basiert die Ermittlung der Perzeptionsschwellen und der gerade wahrnehmbaren Unterschiede nicht auf der Bewertung von Durchschnittskunden, sondern auf Expertenurteilen. Es werden die Anregungssignale an den Einleitungsstellen zwischen Mensch und Fahrzeug, der Sitzfläche (in z-Richtung), der Rückenlehne (in x-Richtung) und dem Lenkrad (in x- und z-Richtung), aufgenommen.

Abb. 10.1 enthält eine Übersicht der ermittelten Ergebnisse. In der überwiegenden

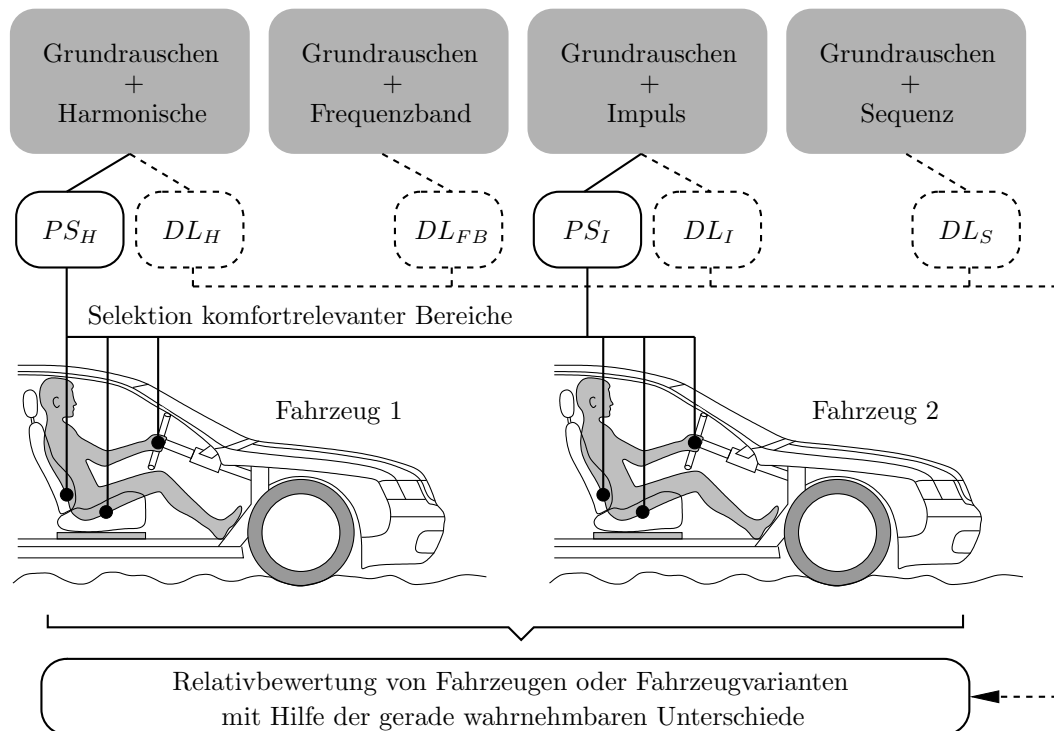


Abb. 10.1: Anwendung der Ergebnisse der vorliegenden Arbeit auf die Bewertung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung

Zahl der Fälle handelt es sich um untere Schranken der Wahrnehmung, bei deren Überschreiten frühestens eine Detektion durch den Probanden erfolgen kann. Dies ist darauf zurückzuführen, dass es nicht möglich war, die Anregung ausschließlich auf einen Körperbereich zu beschränken. Durch die somit resultierende undefinierte Wahrnehmung über die Einleitungsstellen der Anregung können die Perzeptionsschwellen und gerade wahrnehmbaren Unterschiede nicht selektiv für die einzelnen Messpunkte angegeben werden. Hieraus folgt die Abschätzung durch untere Schranken der Wahrnehmung.

Aus den Untersuchungen zu Frequenzgruppen im Bereich der fühlbaren Schwingungen ließ sich ableiten, dass die spektrale Distanz von Frequenzanteilen ein wesentliches Kriterium für deren gegenseitige Beeinflussung darstellt. Am Beispiel einzelner harmonischer Schwingungen haben nahe liegende Frequenzanteile einen deutlich stärker maskierenden Effekt als entfernt liegende Frequenzanteile. Aufgrund der Einschränkung des Frequenzbereichs am verwendeten Prüfstand auf  $0 - 40\text{ Hz}$  lassen die Untersuchungen offen, ob diese Maskierung symmetrisch um die Frequenz der harmonischen Schwingung erfolgt. Es können zudem keine Aussagen für große spektrale Distanzen getroffen werden.

Die Analysen zu den Perzeptionsschwellen von Nachschwingeffekten in Folge von Impulsen haben gezeigt, dass die Probanden vorwiegend die Schlaghärte und nicht den Abklingvorgang bewertet haben. Somit müssen weitere Experimente mit verändertem Versuchsdesign angeschlossen werden.

Mit den ermittelten Perzeptionsschwellen bzw. unteren Schranken der Wahrnehmung von harmonischen Schwingungen, Frequenzbändern und Impulsen können reale Messsignale hinsichtlich enthaltener relevanter Streckenabschnitte überprüft werden. Dies wurde am Beispiel zweier Beschleunigungssignale der Sitzfläche, welche mit einem Fahrzeug bei un-

terschiedlichen Einstellungen des regelbaren Fahrwerks bei einer realen Fahrbahnanregung aufgenommen wurden, umfassend diskutiert. Innerhalb eines über das Signal gleitenden Fensters ließ sich für die untersuchten Phänomene bestimmen, ob sie sich oberhalb der Grenze der Wahrnehmung befinden. Die selektierten Streckenabschnitte bildeten dann die Grundlage der Bewertung mit Hilfe der gerade wahrnehmbaren Unterschiede.

Auf diese Weise kann im direkten Vergleich von Fahrzeugen bzw. Fahrzeugvarianten objektiv bestimmt werden, ob ein spürbarer Unterschied vorliegt und beispielsweise der Einsatz einer Umbaumaßnahme gerechtfertigt ist.

Mit den Random Forests wird eine Methode aus dem Bereich der Maschinenlernverfahren vorgestellt, welche sehr gut für die Beurteilung ausgewählter Schwingungsphänomene geeignet ist. Ähnlich den neuronalen Netzen muss auch hier das Eingangssignal durch Merkmale beschrieben werden. Großer Vorteil ist jedoch, dass das Black-Box-Verhalten von neuronalen Netzen bei Random Forests zwar nicht vollkommen aufgehoben, aber deutlich weniger ausgeprägt ist. Vor allem durch die Möglichkeit, die eingebrachten Merkmale hinsichtlich ihrer Relevanz für die Zielgröße zu testen, wird die Entscheidung des Waldes transparenter und interpretierbar. Am Beispiel der Bewertung von Sequenzen konnte so aufgezeigt werden, dass der Proband nicht die Nachschwingeffekte selbst, sondern vorwiegend die Schlaghärte der Impulse bewertet hat. Eine derartige Überprüfung hinsichtlich der Eignung des Versuchsdesigns ist mit Hilfe von neuronalen Netzen nicht möglich und kann möglicherweise sogar zu Fehlinterpretationen führen.

Da diese Methode in der vorliegenden Arbeit an zwei Beispielen und auf Basis der Trainingsdatensätze eines Probanden getestet wurde, kann bislang nur eine prinzipielle Anwendbarkeit der Random Forests auf die Komfortbewertung geschlussfolgert werden. Es handelt sich jedoch um ein sehr vielversprechendes Verfahren, so dass weitere Arbeiten auf diesem Gebiet durchaus lohnenswert erscheinen.

Die vorliegende Arbeit zeigt einen Weg auf, reale Fahrstrecken mit instationärem Charakter objektiv bewerten zu können. Hierfür wurden zahlreiche Filter erstellt, welche zunächst relevante Streckenabschnitte selektieren, bevor diese einer Bewertung zugänglich werden. Die bei länger andauernden Reizen auftretenden Adaptionseffekte bleiben unberücksichtigt. Auch das aus der Neurobiologie bekannte Priming (Bahnung), welches die Sensibilisierung bestimmter Nervenbahnen bei wiederholt einwirkenden Reizen beschreibt, ist nicht Inhalt der vorliegenden Arbeit.

Die durchgeführten Untersuchungen geben Anstoß zu zahlreichen möglichen Forschungsaktivitäten. So muss die gegenseitige Beeinflussung von Frequenzanteilen bei größeren spektralen Abständen untersucht werden. Auch die in dieser Arbeit angenommene Symmetrieeigenschaft der Frequenzgruppen ist näher zu beleuchten.

Es wäre wünschenswert, die ermittelten unteren Schranken der Wahrnehmung durch tatsächliche Grenzwerte an den einzelnen Einleitungsstellen zu ersetzen. Hierfür muss das Versuchsdesign so geändert werden, dass es gelingt, die Aufmerksamkeit des Probanden ausschließlich auf die zu bewertende Einleitungsstelle zu fokussieren.

Die eingesetzten Probanden wiesen alle einen ähnlichen Körperbau auf, da nur so von einer vergleichbaren Anregung an den Einleitungsstellen ausgegangen werden kann. Die Übertragbarkeit auf Probanden anderer Perzentile ist somit in weiteren Arbeiten genauer zu hinterfragen.

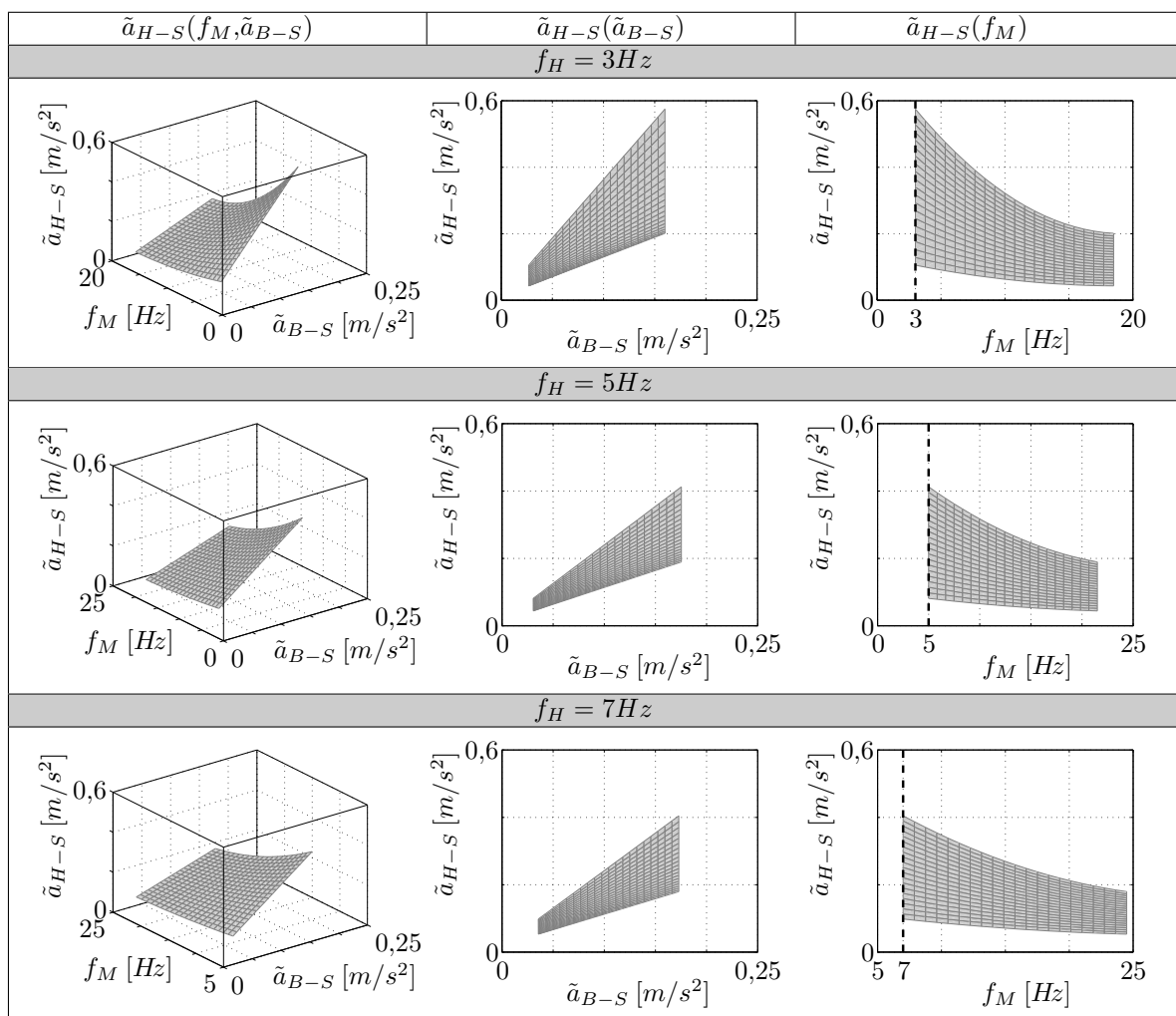




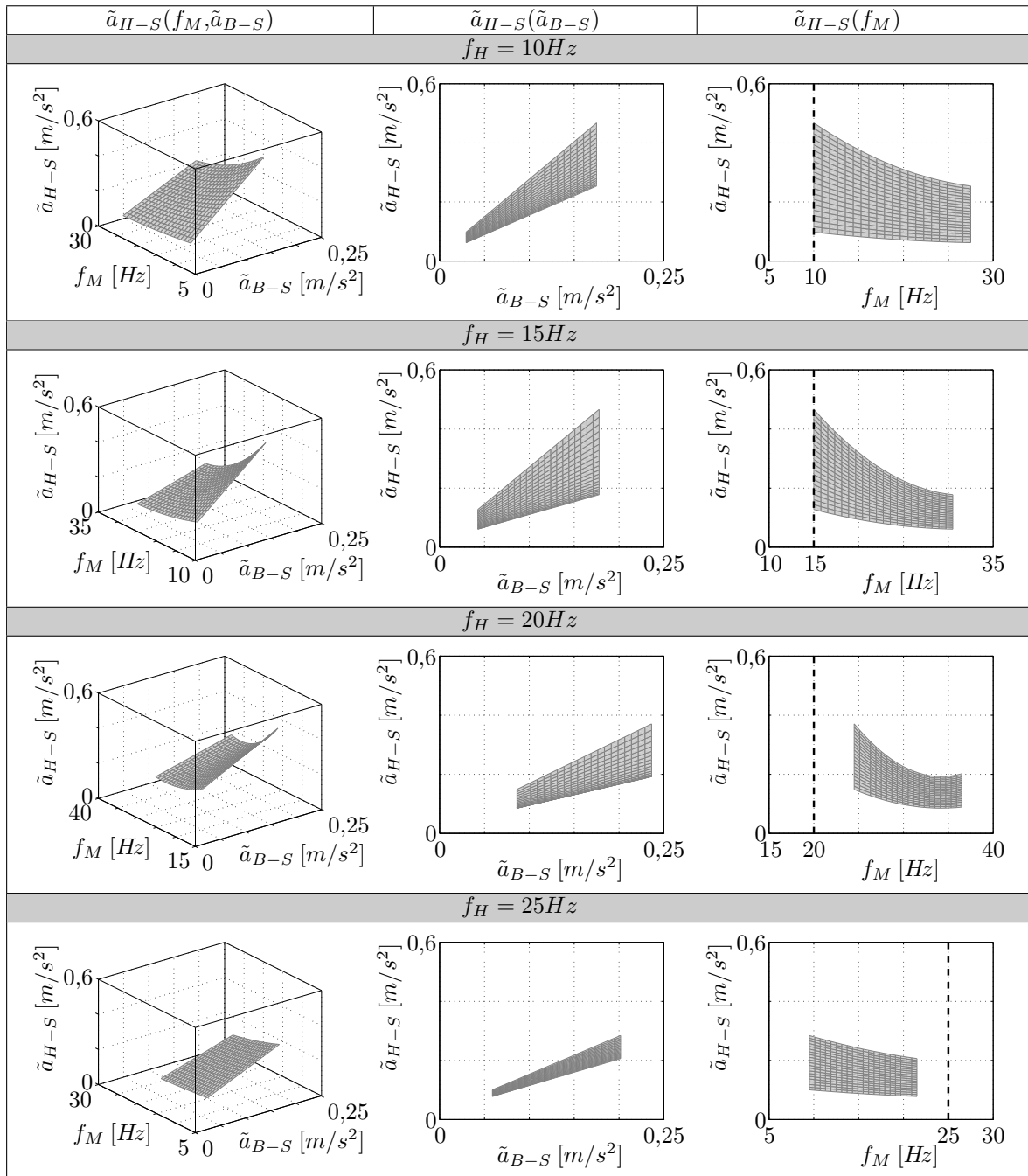
# Anhang

## A1. Maskierung einer Sinusschwingung

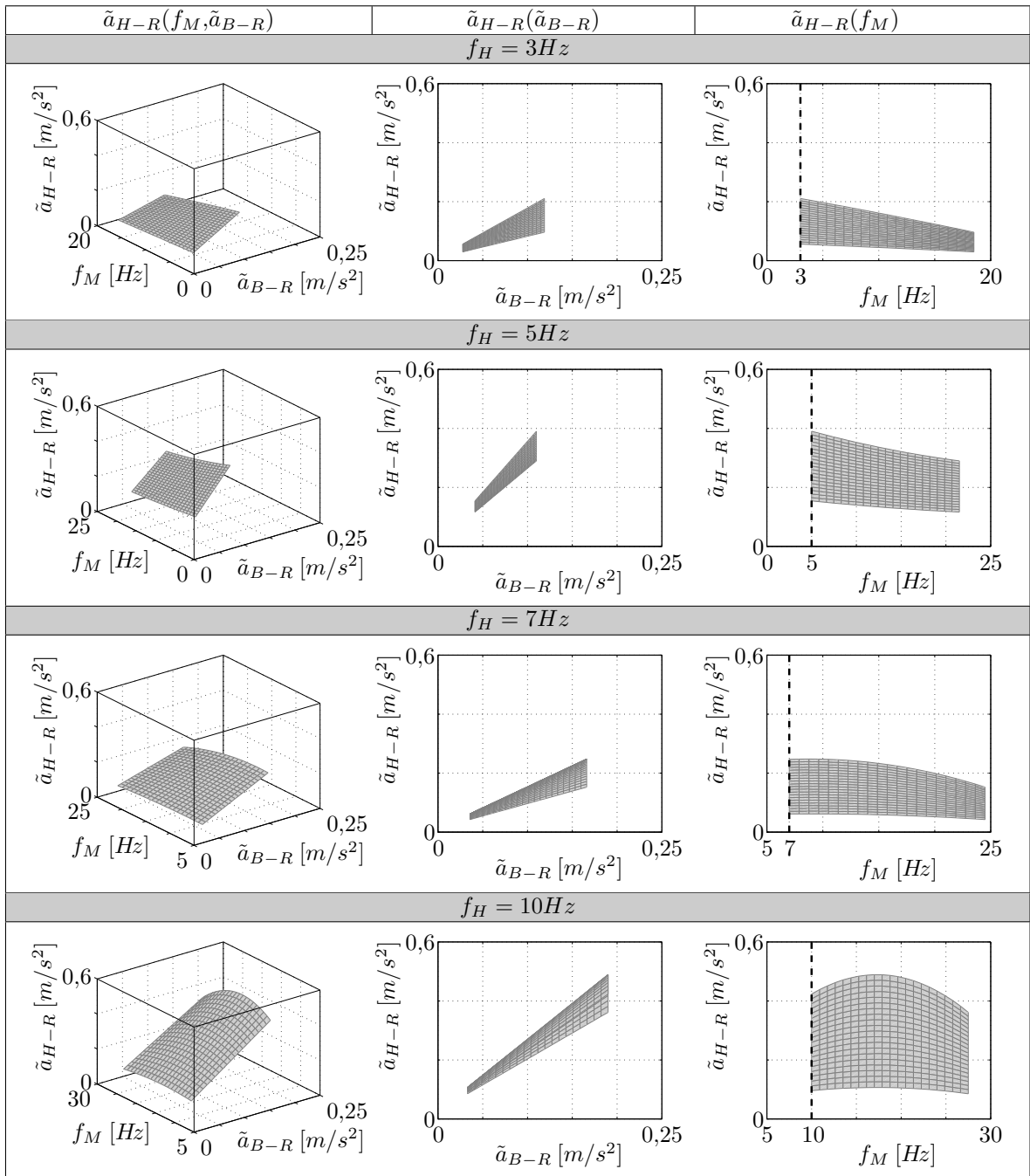
Die folgenden Tabellen A1 bis A4 sind eine Ergänzung der in Abschnitt 8.1.2 dargestellten Versuchsergebnisse. Sie zeigen die Grenzflächen  $\tilde{a}_{H-S}(f_M, \tilde{a}_{B-S})$  bzw.  $\tilde{a}_{H-R}(f_M, \tilde{a}_{B-R})$  für die Wahrnehmung einer Sinusschwingung bei maskierendem Grundrauschen.



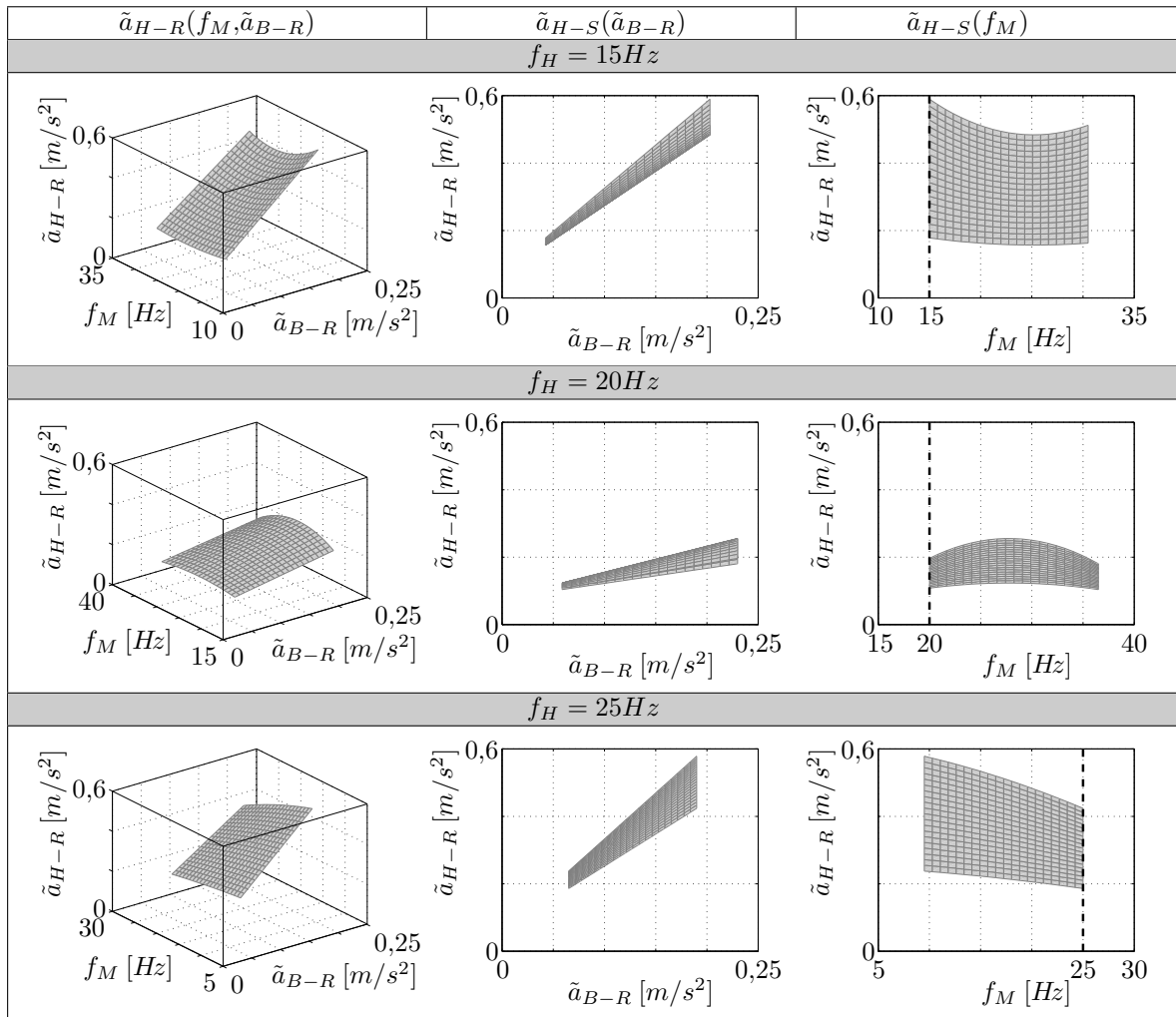
Tab. A1: Wahrnehmung einer auf die Sitzfläche in z-Richtung iterierten Sinusschwingung der Frequenz  $f_H$ , welche durch ein Bandrauschen der Mittenfrequenz  $f_M$  maskiert wurde



Tab. A2: Wahrnehmung einer auf die Sitzfläche in z-Richtung iterierten Sinusschwingung der Frequenz  $f_H$ , welche durch ein Bandrauschen der Mittenfrequenz  $f_M$  maskiert wurde



Tab. A3: Wahrnehmung einer auf die Rückenlehne in x-Richtung iterierten Sinusschwingung der Frequenz  $f_H$ , welche durch ein Bandrauschen der Mittenfrequenz  $f_M$  maskiert wurde



Tab. A4: Wahrnehmung einer auf die Rückenlehne in x-Richtung iterierten Sinusschwingung der Frequenz  $f_H$ , welche durch ein Bandrauschen der Mittenfrequenz  $f_M$  maskiert wurde

## A2. Variation von Frequenzbändern

Für die Ermittlung der gerade wahrnehmbaren Pegelunterschiede in Frequenzbändern (siehe Abschnitt 8.2) wurde ein stufenförmiges, bandbegrenztetes Rauschen einem breitbandigen Rauschen überlagert (siehe Abb. 8.16). In den nachfolgenden Tabellen A5 bis A7 sind die Korrelationskoeffizienten der sich einstellenden Pegelunterschiede der Stufen zwischen den verschiedenen Schnittstellensignalen dargestellt. Die Bezeichnungen der einzelnen Balken in den Diagrammen sind Kurzformen der Anregungspunkte sowie der betrachteten Richtung. So steht „SFz“ für die Sitzfläche in z-Richtung, „RLx“ für die Rückenlehne in x-Richtung, „LRx“ für das Lenkrad in x-Richtung und „LRz“ für das Lenkrad in z-Richtung.

$f_M [Hz]$	$f_B [Hz]$		Iteration Sitzfläche (z)				Iteration Rückenlehne (x)			
			SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)	SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)
7	5	SF(z)	1,00	0,83	0,96	0,81	1,00	0,87	0,85	0,74
		RL(x)	0,83	1,00	0,77	0,69	0,87	1,00	0,91	0,81
		LR(x)	0,96	0,77	1,00	0,80	0,85	0,91	1,00	0,82
		LR(z)	0,81	0,69	0,80	1,00	0,74	0,81	0,82	1,00
7	10	SF(z)	1,00	0,82	0,93	0,76	1,00	0,69	0,61	0,29
		RL(x)	0,82	1,00	0,78	0,69	0,69	1,00	0,91	0,38
		LR(x)	0,93	0,78	1,00	0,82	0,61	0,91	1,00	0,51
		LR(z)	0,76	0,69	0,82	1,00	0,29	0,38	0,51	1,00

Tab. A5: Korrelation der sich einstellenden Pegelunterschiede der Frequenzbänder an den verschiedenen Messpunkten für die Mittenfrequenz des Bandes  $f_M = 7Hz$

		Iteration Sitzfläche (z)				Iteration Rückenlehne (x)				
$f_M[Hz]$	$f_B[Hz]$		SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)	SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)
14	5	SF(z)	1,00	0,93	0,98	0,97	1,00	0,74	0,56	0,60
		RL(x)	0,93	1,00	0,92	0,93	0,74	1,00	0,85	0,92
		LR(x)	0,98	0,92	1,00	0,96	0,56	0,85	1,00	0,89
		LR(z)	0,97	0,93	0,96	1,00	0,60	0,92	0,89	1,00
14	10	SF(z)	1,00	0,94	0,89	0,94	1,00	0,93	0,85	0,83
		RL(x)	0,94	1,00	0,83	0,91	0,93	1,00	0,91	0,85
		LR(x)	0,89	0,83	1,00	0,90	0,85	0,91	1,00	0,94
		LR(z)	0,94	0,91	0,90	1,00	0,83	0,85	0,94	1,00
21	5	SF(z)	1,00	0,85	0,96	0,95	1,00	0,87	0,92	0,92
		RL(x)	0,85	1,00	0,77	0,77	0,87	1,00	0,81	0,80
		LR(x)	0,96	0,77	1,00	0,97	0,92	0,81	1,00	0,96
		LR(z)	0,95	0,77	0,97	1,00	0,92	0,80	0,96	1,00
21	10	SF(z)	1,00	0,95	0,97	0,96	1,00	0,88	0,90	0,92
		RL(x)	0,95	1,00	0,91	0,90	0,88	1,00	0,85	0,82
		LR(x)	0,97	0,91	1,00	0,99	0,90	0,85	1,00	0,96
		LR(z)	0,96	0,90	0,99	1,00	0,92	0,82	0,96	1,00

Tab. A6: Korrelation der sich einstellenden Pegelunterschiede der Frequenzbänder an den verschiedenen Messpunkten für die Mittenfrequenzen des Bandes  $f_M = 14Hz$  und  $f_M = 21Hz$

$f_M [Hz]$	$f_B [Hz]$		Iteration Sitzfläche (z)				Iteration Rückenlehne (x)			
			SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)	SF(z)	RL(x)	LR(x)	LR(z)
28	5	SF(z)	1,00	0,95	0,90	0,92	1,00	0,56	0,45	0,55
		RL(x)	0,95	1,00	0,86	0,89	0,56	1,00	0,85	0,90
		LR(x)	0,90	0,86	1,00	0,93	0,45	0,85	1,00	0,85
		LR(z)	0,92	0,89	0,93	1,00	0,55	0,90	0,85	1,00
28	10	SF(z)	1,00	0,92	0,91	0,95	1,00	0,43	0,59	0,71
		RL(x)	0,92	1,00	0,88	0,89	0,43	1,00	0,80	0,78
		LR(x)	0,91	0,88	1,00	0,94	0,59	0,80	1,00	0,87
		LR(z)	0,95	0,89	0,94	1,00	0,71	0,78	0,87	1,00

Tab. A7: Korrelation der sich einstellenden Pegelunterschiede der Frequenzbänder an den verschiedenen Messpunkten für die Mittenfrequenz des Bandes  $f_M = 28Hz$

Tab. A8 beinhaltet die Funktionsparameter und Gültigkeitsgrenzen der in Abb. 8.17 dargestellten Flächen. Die Flächen separieren die detektierten Pegelunterschiede von den nicht detektierten Pegelunterschieden verschiedener Frequenzbänder bestmöglich. Es handelt sich dabei größtenteils um untere Schranken der Wahrnehmung. Ausschließlich bei der Mittenfrequenz  $f_M = 28\text{Hz}$  konnten am Lenkrad in  $z$ -Richtung die gerade wahrnehmbaren Unterschiede ermittelt werden.

Position	$f_M[\text{Hz}]$	Flächenparameter			Gültigkeitsgrenzen				V
		$a_1$	$a_2$	$a_3$	$\tilde{a}_{st_{min}}$	$\tilde{a}_{st_{max}}$	$\tilde{a}_{B_{min}}$	$\tilde{a}_{B_{max}}$	
<b>SF(z)</b>	7	0	0,02	0,26	0,155	0,765	0,016	0,429	0,10
	14	0,06	0,04	0,12	0,234	0,739	0,020	0,299	0,12
	21	0,04	0,02	0,14	0,212	0,864	0,021	0,372	0,13
	28	0	0,18	0,04	0,252	0,857	0,015	0,205	0,10
<b>RL(x)</b>	7	0,02	0,08	0,28	0,162	0,611	0,017	0,332	0,13
	14	0,04	0,06	0,02	0,183	0,613	0,013	0,205	0,15
	21	0,02	0,16	0,04	0,166	0,623	0,017	0,286	0,16
	28	0,04	0	0,06	0,175	0,690	0,007	0,211	0,15
<b>LR(x)</b>	7	0,02	0	0,06	0,508	1,621	0,007	0,306	0,12
	14	0,1	0	0	0,489	1,524	0,011	0,372	0,14
	21	0,02	0,16	0,14	0,511	1,414	0,016	0,760	0,12
	28	0,18	0	0	0,470	1,577	0,044	0,793	0,14
<b>LR(z)</b>	7	0,02	0,04	0,06	0,405	1,712	0,011	0,320	0,09
	14	0,16	0	0,04	0,430	1,657	0,029	0,568	0,07
	21	0,1	0,06	0,28	0,397	1,420	0,030	1,653	0,11
	<b>28</b>	<b>0,2</b>	<b>0</b>	<b>0,38</b>	<b>0,417</b>	<b>1,440</b>	<b>0,041</b>	<b>1,282</b>	<b>0,13</b>

Tab. A8: Trennflächenparameter zur Wahrnehmung von Pegelunterschieden in Frequenzbändern (unabhängig von der Iteration und der Frequenzbandbreite  $df_B$ )



### A3. Entropie und Information Gain

In der Informationstheorie ist die Entropie  $H$  ein Maß für den mittleren Informationsgehalt eines Zeichensystems. Der Informationsgehalt  $I$  einer Nachricht gibt an, wieviel Information in der Nachricht übertragen wurde [75].  $I$  ist definiert als:

$$I(p(w)) = \log_z(1/p(w)) = -\log_z(p(w)) \quad (\text{A1})$$

$z$  entspricht dabei der Anzahl der möglichen Zeichen. Soll ein Text binär ( $z = 2$ ) codiert werden, so ist es sinnvoll, häufig vorkommende Buchstaben mit wenigen Bits zu codieren. Ist die Auftrittswahrscheinlichkeit des Buchstaben „e“ beispielsweise  $p(w = e) = 0,5$  so ist zur Codierung mindestens  $-\log_2(p(w = e)) = 1\text{bit}$  notwendig. Bei einer Auftrittswahrscheinlichkeit von  $p(w) = 0,03$  hingegen sind  $5\text{bit}$  erforderlich. Der Informationsgehalt gibt somit die Anzahl der zur Codierung notwendigen Zeichen an.

Die Entropie ist der Erwartungswert des Informationsgehalts [76]

$$H = \sum_w p(w)I(p(w)), \quad (\text{A2})$$

und somit die mittlere Anzahl an notwendigen Zeichen zur Codierung einer Nachricht.

Mit Hilfe der Entropie lässt sich der „Information Gain“  $IG$  eines Merkmals/Attributs  $M_x$  definieren zu [72]:

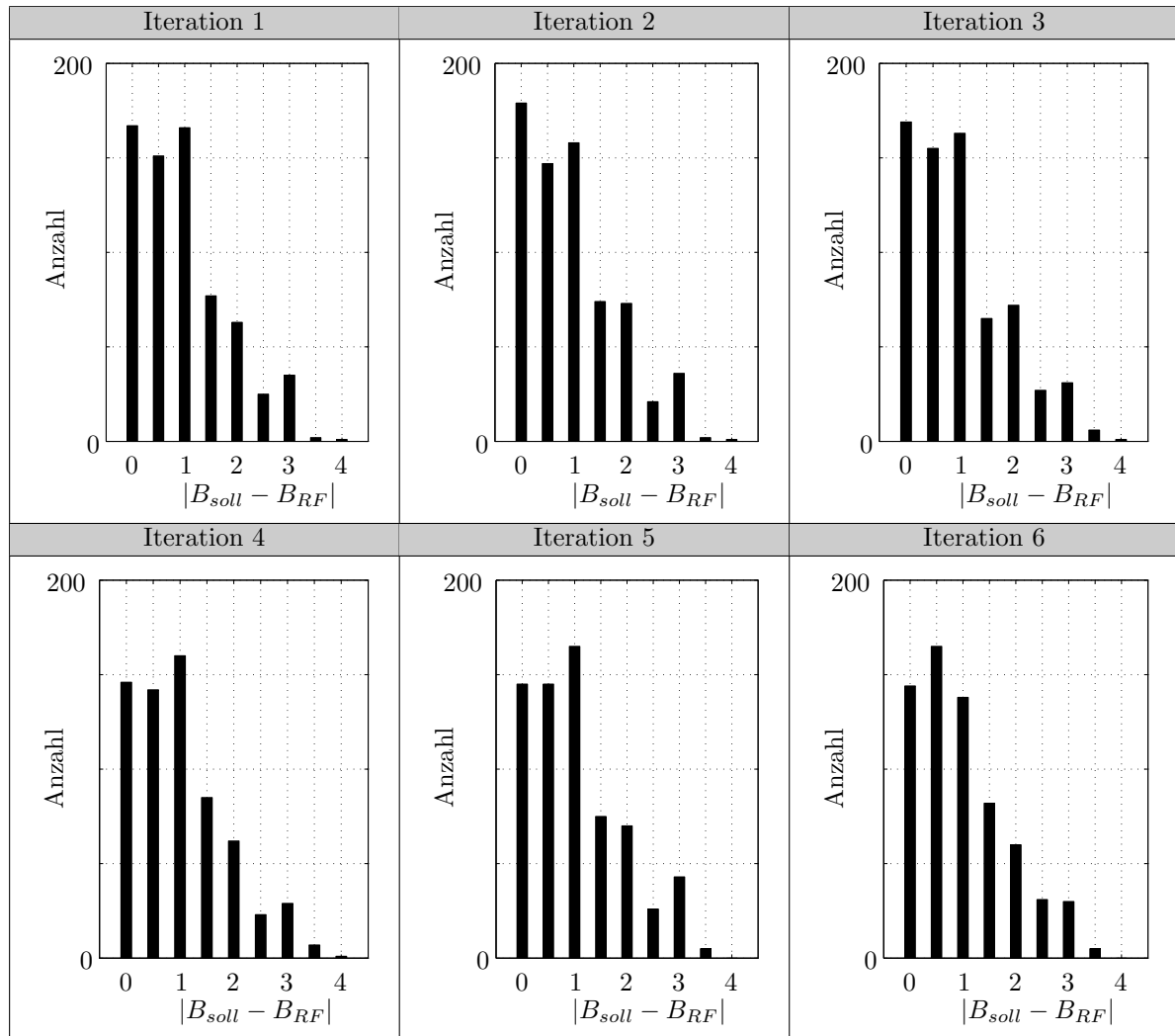
$$IG = H - \sum_i p(M_x = v_i)H_{M_x=v_i} \quad (\text{A3})$$

$IG$  gibt die Verringerung der Entropie  $H$  der Zielattribute nach dem Test des Attributs  $M_x$  an.  $v_i$  bezeichnet dabei die möglichen Zustände der Größe  $M_x$ , was im Falle der digitalen Codierung  $v_1 = 0$  und  $v_2 = 1$  bedeutet.  $H_{M_x=v_i}$  ist die Entropie des Zielattributs für  $M_x = v_i$ .

Bei der Generierung eines möglichst kleinen Entscheidungsbaumes wird zunächst das Merkmal  $M_y$  mit dem maximalen Information Gain bestimmt. Im Anschluss erfolgt eine Klassifizierung der Datensätze auf Basis der Werte des Merkmals  $M_y$ . Für die Datensätze jedes Zweiges des Baumes wird jeweils das Merkmale mit dem maximalen Information Gain bestimmt und eine Klassifizierung durchgeführt. Dieses Vorgehen wird bis zu den Terminalknoten und damit einer perfekten Klassifizierung der Datensätze fortgesetzt.

## A4. Bewertung von Impulsen mittels Random Forests

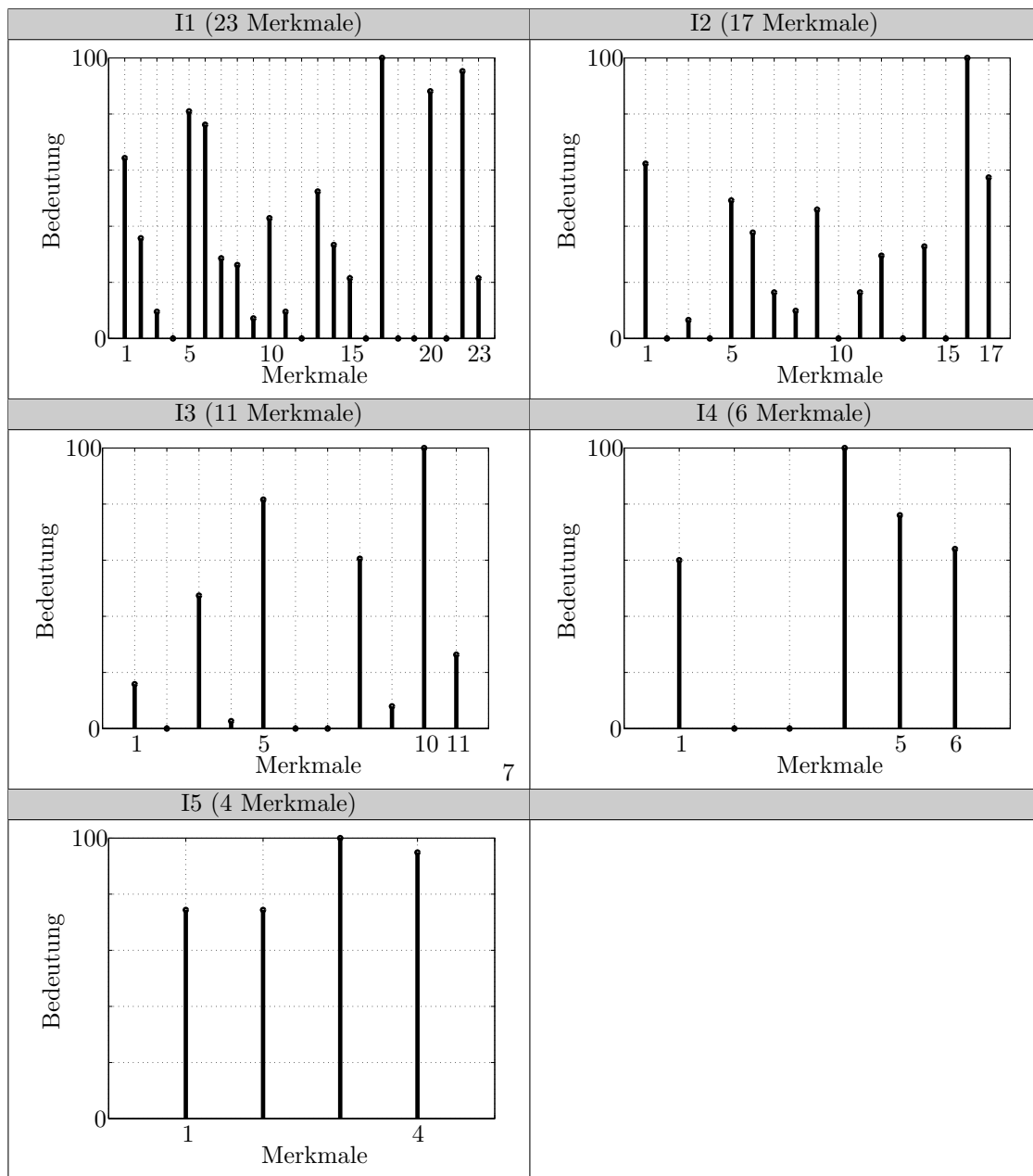
In Tab. A9 ist für jede Iteration die Verteilung der Abweichung zwischen den subjektiven Bewertungen von Impulsen und den Bewertungen durch Random Forests dargestellt. Es wird deutlich, dass sich die Verteilung für die Iterationen nur unwesentlich zu größeren Abweichungen hin verschieben. Dies wird durch den in Abschnitt 9.2.1 beschriebenen Out-of-Box-Error bestätigt.



Tab. A9: Verteilung der Abweichungen zwischen den subjektiven Bewertungen von Impulsen und den Bewertungen durch Random Forests

### A5. Bewertung von Sequenzen mittels Random Forests

Tab. A10 zeigt die Bedeutung der Merkmale in den verschiedenen Iterationen für die Bewertung von Sequenzen mittels Random Forests (siehe Abschnitt 9.2.2). Dabei werden fast ausschließlich relevante Merkmale in die folgende Iteration übernommen. Ausnahme hierbei bilden die Crestfaktoren, welche trotz geringer Bedeutung teilweise auch in der Folgeiteration verwendet werden. Dem liegt die Vermutung zugrunde, dass möglicherweise die Maximalamplitude sowie der Pegel des stochastischen Grundrauschens in weiteren Iterationen durch den Crestfaktor ersetzbar sind.



Tab. A10: Bedeutung der Merkmale für die Bewertung von Sequenzen bei den verschiedenen Iterationen



## Literaturverzeichnis

- [1] ZANG, L. ; HELANDER, M.G. ; DRURY, C.G.: *Identifying factors of comfort and discomfort in sitting*. Human Factors, 1996
- [2] BUBB, Heiner: Komfort und Diskomfort. In: *Ergonomie Aktuell* Ausgabe 4 (2003), S. 5–8
- [3] KNAUER, Peter: *Physikalische Beschreibung des subjektiven Komforteindrucks bei instationärer Anregung*, Technische Universität Dresden, Diplomarbeit, 2005
- [4] BELLMANN, M.A. ; REMMERS, H. ; MELLERT, V.: Grundlegende Experimente zur Wahrnehmung von vertikalen Ganzkörpervibrationen. In: *Humanschwingungen, VDI-Berichte 1821*, VDI Verlag GmbH, 2004
- [5] ISO2631-1: *Evaluation of human exposure of whole-body vibration - Part 1: General requirements*. International Organisation for Standardisation, Geneva, 1997
- [6] HIERONIMUS, K.: Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung. In: *Rechenmethoden in der Fahrzeugentwicklung*, 1991
- [7] DRAGON, L. ; FAUL, R. ; GROSSMANN, T. ; COLDITZ, J.: Objektive und subjektive Abstimmung der Fahrkultur mittels digitaler Prototypen unter Einbeziehung von Simulatoren. In: *Humanschwingungen, VDI-Berichte 2002*, 2007
- [8] KLINGNER, Burkhard: *Einfluss der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1996
- [9] GRIFFIN, M.J.: *Handbook of Vibration*. Academic Press, 1. Edition, 1994
- [10] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004
- [11] BOHN, Peter: *Wechselwirkungen von Schwingungen zwischen Motor-Getriebe-Verbund und Kurbeltrieb als Grundlage für Körperschallanalysen*, Technische Universität Berlin, Diss., 2006
- [12] KEIDEL, W.D. ; ERLANGEN, Universitätsbund (Hrsg.): *Vibrationsrezeption. Der Erschütterungssinn des Menschen*. Erlanger Forschungen, Reihe B, Band 2, 1956
- [13] DUPUIS, H. ; ZERLETT, G.: Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen. In: *Forschungsbericht Ganz-Körper-Schwingungen*. Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften e.V., 1984
- [14] GOLDSTEIN, E. B.: *Wahrnehmungspsychologie*. 4. Auflage. Spektrum Akademischer Verlag GmbH Heidelberg, 1997
- [15] BAUMANN, Klaus I. ; HALATA, Zdenek ; MOLL, Ingrid: *The Merkel Cell*. Springer-Verlag, 2003
- [16] SCHMIDT ; SCHAIBLE: *Neuro- und Sinnespsychologie*. Springer-Verlag, 2000
- [17] ZWICKER, E. ; FASTL, H.: *Psychoacoustics*. Springer-Verlag, 2006
- [18] TOMASKE, Winfried ; MEYWERK, Martin: Möglichkeiten zur Vermittlung von Fahreindrücken mit Fahrsimulatoren. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III*. expert Verlag, 2006
- [19] SCHMIDT, Robert F. ; THEWS, Gerhard ; LANG, Florian: *Physiologie des Menschen*. Springer-Verlag, 2000

- [20] DUDEL, J.: Allgemeine Sinnespsychologie. In: *Physiologie des Menschen*. Springer-Verlag, 1985
- [21] BIRBAUMER, Niels ; SCHMIDT, Robert F.: *Biologische Psychologie*. Springer-Verlag, 1996
- [22] DUPUIS, H. ; HARTUNG, E. ; LOUDA, L.: *Vergleich regelloser Schwingungen eines begrenzten Frequenzbereichs mit sinusförmigen Schwingungen hinsichtlich der Einwirkung auf den Menschen*. Ergonomics 15, 1972. – 237–265 S.
- [23] NACHEMSON, A. ; MORRIS, J.M.: *In vivo measurements of intradiscal pressure*. Bd. 46-A. J. Bone Jt. Surg, 1964. – 1077–1092 S.
- [24] HUBER, G. ; PAETZOLD, H. ; PÜSCHEL, K. ; MORLOCK, M. M.: Experimentelle Daten zur Validierung von Finite Elemente Modellen für dynamische Belastungen. In: *Humanschwingungen, VDI-Berichte 2002*. VDI Verlag GmbH, 2007
- [25] MISCHKE, C. ; WÖLFEL, H.P.: Einfluss individueller Geometrie auf die Ergebnisse eines numerischen Modells der unteren Lendenwirbelsäule. In: *Humanschwingungen, VDI-Berichte 2002*. VDI Verlag GmbH, 2007
- [26] SCHMITT, S. ; KETTLER, A ; MUTSCHLER, H. ; SCHMIDT, H. ; RUDER, H. ; WILKE, H.-J.: Simulationen von Störungen auf die Wirbelsäule - eine Projektskizze. In: *Humanschwingungen, VDI-Berichte 2002*. VDI Verlag GmbH, 2007
- [27] BUCK, B.: *Ein Modell für das Schwingungsverhalten des sitzenden Menschen mit detaillierter Abbildung der Wirbelsäule und Muskulatur im Lendenbereich*, Technische Hochschule Darmstadt, Diss., 1997
- [28] RÜTZEL, S.: *Finite-Elemente-Abbildung von Bewegungssegmenten der menschlichen Wirbelsäule als Substruktur eines dynamischen Ganzkörpermodells zur Ermittlung der lokalen Beanspruchungsverteilung*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2000
- [29] CHRIST, H. Dupuis; W.: Über das Schwingverhalten des Magens unter dem Einfluss sinusförmiger und stochastischer Schwingungen. In: *European Journal of Applied Physiology* Volume 22 (1966), S. 149–166
- [30] DUPUIS, H.: Zur physiologischen Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen. In: *VDI Fortschrittsberichte Reihe 11, Nummer 7*. VDI Verlag GmbH, 1969
- [31] DUPUIS, H. ; HARTUNG, E. ; HAMMER, W.: Untersuchungen von Vibrationstoleranzen am Hand-Arm-System. In: *Ergonomische Studien Berichte Nummer 2*. Bundesamt für Wehrtechnik und Beschaffung, 1974
- [32] HENNECKE, Dieter: *Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationären Anregungen*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 1994
- [33] RECKNAGEL, S.: Untersuchung der mechanischen Schwingungsübertragung an der oberen und unteren Extremität des Menschen. In: *VDI Fortschrittsberichte Reihe 17, Nr. 123*. VDI Verlag GmbH, 1995
- [34] SCHEIBE, W.: Beurteilung und Belastung, Aktivität und Beanspruchung des Menschen bei kontinuierlicher und unterbrochener Exposition mit vertikalen Fahrzeuggeschwindigkeiten in Simulations- und Feldexperimenten. In: *VDI-Fortschrittsberichte Reihe 11, Nr. 31*. VDI Verlag GmbH, 1979
- [35] REISINGER, Katrin: *Sonifikation des Fahrkomforts am Beispiel harmonischer Signalanteile*. – TU München
- [36] VDI2057-1: *Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Ganzkörper-Schwingungen*. Verein Deutscher Ingenieure, 2002

- 
- [37] BELLMANN, Michael A. ; BAUMANN, Ingo ; HILLEBRAND, Peter ; MELLERT, Volker ; WEBER, Reinhard: Geräusch- und Schwingungskomfort. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II*, expert Verlag, 2002
- [38] BELLMANN, M. A. ; WEBER, R. ; HILLEBRAND, P. ; MELLERT, V.: Methods for improving the objective description of subjective car vibration quality assessments. In: *ISMA 25*, 2000
- [39] PIELEMEIER, W. J. ; GREENBERG, J.A. ; MEIER, R.C. ; JEYABALAN, V.: Vehicle vibration simulator evaluation of sound and vibration in impact harshness. In: *InterNois '99*, 1999
- [40] VDI2057-2: *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Bewertung*. Verein Deutscher Ingenieure, 1987
- [41] CUCUZ, S.: *Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn*, TU Braunschweig, Diss., 1993
- [42] MITSCHKE, Manfred ; KLINGNER, Burkhard: Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 100 (1998), S. 18–24
- [43] YONEKAWA, Y.: An exploratory study of the evaluation of repeated shocks. In: *Human response to vibration*, 1975
- [44] DREYER, W. ; SCHLOTTHAUER, M. ; VOY, Ch.: Die Bewertung vertikaler Fahrzeugschwingungen. Haus der Technik, Essen, 1986
- [45] BRAUN, H. ; GERZ, U. ; SULTEN, P.: *Sammlung und Auswertung von Straßenunebenheitsdaten*. IFF TU Braunschweig, 1985
- [46] MITSCHKE, M.: Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen (Theorie und Versuch). In: *Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik* 157 (1962)
- [47] MOHR, D.: Eine einfache Methode zur Beurteilung stoßhaltiger Ganzkörperschwingungen. In: *Humanschwingungen, VDI-Berichte 1821*, 2004
- [48] MECHLER, B.: *Intelligente Informationssysteme*. Addison-Wesley, 1995
- [49] HAFNER, S.: *Einsatz von Künstlichen Neuronalen Netzen zur Signalverarbeitung im Kraftfahrzeug am Beispiel spezifischer Motorsteuerungsprobleme*. VDI Verlag GmbH, Reihe 12 Nr. 349, 1998
- [50] MIELKE, Andreas: *Neuronale Netze, Vorlesungsskript*. Universität Heidelberg, 2005
- [51] ALBRECHT, M. ; ALBERS, A.: Einsatz Künstlicher Neuronaler Netze zur objektiven Beurteilung des Schwingungskomforts am Beispiel des automatisierten Anfahrens. In: *Humanschwingungen; VDI-Berichte 1821*. VDI Verlag GmbH, 2004
- [52] STAMMEN, K.: Anwendbarkeit künstlicher neuronaler Netze auf die Bewertung des Schwingungskomforts im Kraftfahrzeug - Eine Untersuchung im Rahmen der virtuellen Fahrzeugentwicklung. In: *Humanschwingungen, VDI-Berichte 2002*. VDI Verlag GmbH, 2007
- [53] KOSFELDER, M.: Die Objektivierung des Schwingungskomfort von Kraftfahrzeugen auf der Grundlage globaler Bewegungsformen. In: *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. 2005
- [54] KAMUSELLA, C.: Untersuchung ergonomischer Problemstellungen mit dem virtuellen Menschmodell der Firma IC:IDO
- [55] BADLER, N.I. ; PHILIPPS, C.B. ; WEBBER, B.L.: *Simulating Humans: Computer Graphics Animation and Control* / Oxford University Press, New York. 1993. – Forschungsbericht

- [56] MERGL, Christian: *Entwicklung eines Verfahrens zur Optimierung des Sitzkomforts auf Automobilsitzen*, Technische Universität München, Diss., 2006
- [57] MOES, C: Geometric Model of the Human Body. In: *Proceedings of the TMCE 2000 Delft, the Netherlands: Third International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering*. Delft University Press, 2000
- [58] MOES, C. ; HORVATH, I.: Estimation of the non-linear material properties for a finite elements model of the human body parts involved in sitting. In: *Proceedings of the DETC 2002, 2002 ASME Design Engineering Technical Conference, Montreal*. 2002
- [59] BROSH, T. ; ARCAN, M.: Modeling the body/chair interaction - an integrative experimental-numerical approach. In: *Clinical Biomechanics, Vol. 15* (2000), S. 217–219
- [60] SCHMALE, G. ; STELZE, W. ; KREIENFELD, Th. ; WOLF, C.D. ; HÄRTEL, Th. ; JÖDICKE, R.: COSYMAN - A Simulation Tool for Optimization of Seating Comfort in Cars. In: *Digitale Mensch-Modellierung: Tagung München 18. bis 20. Juni 2002 / Digital Human Modeling Conference, VDI Berichte 1675*, 2002
- [61] VERVER, M.: *Numerical Tools for Comfort Analysis of Automotive Seating*, Technische Universität Eindhoven, Diss., 2004
- [62] SIEFERT, A. ; PANKOKE, S. ; ECKARD, C.: Durchgängige virtuelle Prozesskette zur Optimierung von Fahrzeugsitzen unter dem Aspekt Humanschwingungen. In: *Humanschwingungen, VDI-Berichte 2002*. VDI Verlag GmbH, 2007
- [63] PANKOKE, S.: Numerische Simulation des räumlichen Ganzkörperschwingungsverhaltens des sitzenden Menschen unter Berücksichtigung der individuellen Anthropometrie und Haltung. In: *Fortschritt-Berichte VDI Nr. 522*. VDI Verlag GmbH, 2003
- [64] QUARZ, Volker: *Die Generierung von Fahrwegstörungen für vorgegebene Spektraldichten mit Hilfe orthogonaler Funktionen*, Technische Universität Dresden, Diss., 2004
- [65] FAHRMEIR, Ludwig ; KÜNSTLER, Rita ; PIGEOT, Iris ; TUTZ, Gerhard: *Statistik*. Springer-Verlag, 1999
- [66] HOFFMANN, Rüdiger: *Signalanalyse und -erkennung*. Springer-Verlag, 1998
- [67] BRAUN, H.: *Untersuchungen von Fahrbahnunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse*, TU Braunschweig, Diss., 1969
- [68] HEISSING, Bernd ; BRANDL, Hans J.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. Vogel Buchverlag, 2002
- [69] WILLUMEIT, H.-P.: *Computergestützte Berechnungsverfahren in der Fahrzeugdynamik*. VDI Verlag GmbH, 1991
- [70] PLANK, E.: Optimierung des Schwingungskomforts mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode am Beispiel eines frontgetriebenen PKW's. In: *VDI Fortschrittsberichte Reihe 17, Nr. 123*. VDI Verlag GmbH, 1994
- [71] BREIMAN, Leo ; CUTLER, Adele: *Random Forests*. [http://www.stat.berkeley.edu/~breiman/RandomForests/cc\\_home.htm](http://www.stat.berkeley.edu/~breiman/RandomForests/cc_home.htm). Version: abgerufen am 19.03.2007. – online im Internet
- [72] SCHEFFLER, Tobias ; BICKEL, Steffen: *Entscheidungsbäume* / Humboldt-Universität zu Berlin, Institut für Informatik, Lehrstuhl Wissensmanagement. – Forschungsbericht
- [73] BOTSCH, Michael: *Feature Selection and Ensemble Learning in Time-Series Classification Tasks* / Munich University of Technology, Institute for Circuit Theory and Signal Processing. 2006. – Forschungsbericht



- [74] BOTSCH, M. F.: *Machine Learning Techniques for Time Series Classification*, Technische Universität München, Diss., 2009
- [75] WERNER, Martin: *Information und Codierung*. Vieweg, 2002
- [76] JOHANNESON, Rolf: *Informationstheorie*. Addison-Wesley, 1992