

Institut für Maschinentechnik - Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik
der Technischen Universität München

Funktionale Sicherheitsanforderungen von Überlagerungslenkssystemen aus Fahrersicht

Dipl.-Ing. Univ. Stefan Ullmann

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. B.-R. Höhn

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. H. Ulbrich

Die Dissertation wurde am 08.07.2009 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 13.07.2010 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik im Rahmen der Kooperation INI.TUM (Ingolstadt Institute der Technischen Universität München) in Zusammenarbeit mit der Abteilung Entwicklung Fahrwerkregelsysteme der AUDI AG.

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. B. Heißing für das entgegengebrachte Vertrauen und dem Freiraum während meiner Tätigkeit. Die kritischen Diskussionen mit Prof. Dr.-Ing. B. Heißing halfen mir während der gesamten Zeit die sehr komplexe Fragestellung immer wieder unter anderen Gesichtspunkten zu reflektieren und den wissenschaftlichen Fokus nicht aus den Augen zu verlieren. Herrn Professor Ulbrich möchte ich für die Übernahme des Koreferats und Herrn Professor Höhn für die Leitung der Prüfungskommission danken.

Bei den Verantwortlichen von INI.TUM, Herrn Dr.-Ing. Peter-Felix Tropschuh, Herrn Dr.-Ing. Uwe Koser und Herrn Dr.-Ing. A. R. Meyer möchte ich mich für die Einrichtung einer solchen Kooperation und die Unterstützung beim Aufbau sehr herzlich bedanken. Die Interdisziplinarität aus allen Bereichen der TU München und der AUDI AG war eine weitere Bereicherung sowohl in beruflicher, als auch in privater Hinsicht.

Mein Dank gilt auch der Abteilung Entwicklung Fahrwerkregelsysteme der AUDI AG für die interessante Themenstellung und die Unterstützung in der Bearbeitung des Themas. Besonderer Dank gilt meinen Betreuern Dr. Michael Sagefka und Marnix Lannoije für die tatkräftige Unterstützung und für die anregenden Diskussionen, sowie Abteilungsleiter Dr. Ralf Schwarz für das entgegengebrachte Vertrauen.

Ein herzliches Dankeschön gilt meinen Kollegen und allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik und von INI.TUM für die fachliche und moralische Unterstützung, die entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Ebenso gilt mein Dank den unzähligen Studenten, die mich maßgeblich bei der Bearbeitung der komplexen Fragestellung weit über das normale Maß hinaus unterstützt haben.

Widmen möchte ich die Arbeit meinen Eltern, meiner Schwester und meiner Freundin Heike. Sie haben mich immer unterstützt und mir das nötige Verständnis entgegen gebracht.

Zusammenfassung

Funktionale Sicherheitsanforderungen von Überlagerungslenk-systemen aus Fahrersicht

In der Arbeit wird ein durchgängiges Simulationsverfahren zur Ermittlung der funktionalen Sicherheitsanforderungen von Überlagerungslenk-systemen aus Fahrersicht vorgestellt. Basis des Verfahrens bilden die in einer Probandenstudie gewonnenen Erkenntnisse über die Tolerierbarkeit von Systemfehlern und Rückfallebenen eines Überlagerungslenk-systems im Normalfahrbereich und während fahrdynamisch kritischer Situationen. Im Fokus war dabei die Ermittlung der urteilsrelevanten Informationsgrößen, die ein Fahrer zur Bewertung der Kritikalität heranzieht, sowie die Abbildung der Fahrerurteile in einem objektiven Testverfahren zur Minimierung von Probandenstudien. Aus diesen Erkenntnissen wurde ein Simulationsverfahren entwickelt, das die Ableitung funktionaler Sicherheitsanforderungen an die Sensorik und die Überwachungsfunktionen eines Überlagerungslenk-systems ermöglicht.

Abstract

Functional safety requirements of superposition steering systems from a driver's view

In this work a simulation method to evaluate functional safety requirements of superposition steering systems from a driver's perspective was developed. The basis of this method are the results of a study in which the test persons had to evaluate system failures and fall back strategies in normal and critical driving situations. The main focus was on the identification of the driver's informations which he uses to make a decision about the failure's criticality. These criterias were used to develop a testing method to reduce the testing effort and objectify the driver's evaluations. Finally a simulation procedure was developed to derive functional safety requirements from the driver's evaluation for sensors and safety functions of superposition steering systems.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	vii
1. Einleitung	1
1.1 Motivation	2
1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise	3
2. Stand der Forschung und Technik	5
2.1 Heutige und zukünftige Lenksysteme	5
2.1.1 Funktionale Betrachtung von Lenksystemen	5
2.1.1.1 Passive Lenksysteme	6
2.1.1.2 Aktive Lenksysteme	8
2.1.2 Energetische Betrachtung von Lenksystemen	11
2.1.3 Zusammenfassung	13
2.2 Der Fahrer als Regler	14
2.2.1 Der Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt	15
2.2.2 Störungen des Regelkreises Fahrer-Fahrzeug	17
2.2.3 Informationsaufnahme und -verarbeitung durch den Fahrer	20
2.2.4 Fahrer-Fahrzeugverhalten im Frequenzbereich	21
2.3 Sicherheitsgerichtete Entwicklung mechatronischer Fahrwerkregelsysteme . .	24
2.3.1 Stand der Normung	24
2.3.2 Entwicklungsmodelle und -prozesse	28
2.3.2.1 Der Wandel vom Linien- zum V-Modell	28
2.3.2.2 Beherrschbarkeit der Entwicklung von verteilten Systemen .	29
2.3.3 Funktionale Sicherheit aktiver fahrdynamischer Regelsysteme	30
3. Überlagerungslenkung	33
3.1 Aufbau	33
3.2 Funktionen	35
3.2.1 Agilitätsfunktionen	36
3.2.1.1 Variable Lenkübersetzung	36
3.2.1.2 Vorhaltelenkung	37
3.2.2 Stabilitätsfunktionen	37
3.2.2.1 Gierratenregelung	38
3.2.2.2 Giermomentenkompensation	39
3.2.3 Fahrerassistenzfunktionen	40
4. Empirische Untersuchung von Lenksystemstörungen aus Fahrersicht	41
4.1 Hypothesen	41
4.2 Versuchsdesign	42
4.2.1 Versuchsablauf	42

4.2.2	Versuchsträger und Messaufbau	43
4.2.3	Fehlerbilder und Testszenarien	45
4.2.3.1	Untersuchte Stellfehler	45
4.2.3.2	Testszenarien	45
4.2.4	Stichprobe	46
4.2.5	Bewertungskriterien	48
4.2.5.1	Subjektive Kriterien	49
4.2.5.2	Objektive Kriterien	50
4.3	Versuchsdurchführung	51
4.3.1	Lenksystemstörungen im Normalfahrbereich	51
4.3.1.1	Geradeausfahrt	51
4.3.1.2	Kurvenfahrt	52
4.3.2	Lenksystemstörungen während der Fahrdynamikregelung	52
4.3.2.1	Bremsen μ -split	53
4.3.2.2	Untersteuernde Kurvenfahrt	55
4.3.2.3	ISO Spurwechsel	58
4.3.2.4	ABS Bremsung	59
4.4	Versuchsauswertung und -ergebnisse	60
4.4.1	Auswertungsstrategie	61
4.4.2	Normalfahrbereich	62
4.4.2.1	Geradeausfahrt	62
4.4.2.2	Kurvenfahrt	72
4.4.2.3	Ermittlung objektiver Grenzwerte	74
4.4.3	Bereich der Fahrdynamikregelung	78
4.4.3.1	Bremsen μ -split	78
4.4.3.2	Untersteuernde Kurvenfahrt	81
4.4.3.3	ISO - Spurwechsel	83
4.4.3.4	ABS Bremsung auf μ_{high}	86
4.4.3.5	Ermittlung objektiver Grenzwerte	87
4.5	Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse	87
5.	Analyse und Prädiktion der Fahrerurteile	91
5.1	Problemstellung	91
5.2	Ansatz	91
5.3	Theorie der Klassifikationsmethoden	92
5.3.1	Prinzip der Klassifikation	92
5.3.2	Classification und Regression Trees – CART	93
5.3.2.1	Splitting	94
5.3.2.2	Pruning	95
5.3.3	Random Forest RF	96
5.3.4	Feature Importance	96
5.3.5	OOB-Fehler	97
5.4	Analyse und Prädiktion der Fahrerurteile durch Random Forest	98
5.4.1	Implementierung des Random Forest-Algorithmus	98
5.4.1.1	Merkmalsextraktion subjektiver und objektiver Daten	98
5.4.1.2	Beschreibung der Datensätze	101

5.4.2	Klassifikationsszenarien	101
5.4.2.1	Szenario 1 - Ermittlung der Feature Importance	101
5.4.2.2	Szenario 2 - Training des Random Forest	102
5.4.2.3	Szenario 3 - Validierung und Bewertung des Random Forest	102
5.4.3	Klassifikationsergebnisse	103
5.4.3.1	Szenario 1 - Feature Importance und Selection	103
5.4.3.2	Validierung des Random Forest	106
5.4.3.3	Ansatz zur Absicherung von Lenksystemstörungen	107
5.5	Zusammenfassung und Ausblick	110
6.	Modellbasierte Anforderungsanalyse durch stochastische Fahrdynamiksimu-	111
	lation	
6.1	Problemstellung	111
6.2	Ansatz	113
6.3	Grundlagen stochastischer Simulationen	114
6.4	Simulationsumgebung	115
6.4.1	Erweitertes Einspurmodell	116
6.4.1.1	Querndynamik	116
6.4.1.2	Längsdynamik	122
6.4.1.3	Überlagerungslenksystem	122
6.4.2	Signalverarbeitung	123
6.4.2.1	Signaldatenaufbereitung	123
6.4.2.2	Signaldatenmanipulation	124
6.4.3	Lenkungsregler	125
6.4.4	Validierung des Fahrzeugmodells	126
6.4.4.1	Stationäre Kreisfahrt	126
6.4.4.2	Lenkwinkelsprung	129
6.4.4.3	Frequenzganganalyse	130
6.4.4.4	ISO-Spurwechsel	132
6.5	Simulationssetup	134
6.5.1	Simulationsszenarien	134
6.5.2	Bewertungskriterium	135
6.5.3	Beschreibung der Datensätze	136
6.5.4	Klassifikationsszenarien	136
6.5.4.1	Szenario 1 - Ermittlung der Feature Importance	136
6.5.4.2	Szenario 2 - Klassifikation von Sensorfehlerbildern	136
6.6	Simulations- und Klassifikationsergebnisse	137
6.6.1	Szenario 1 - Feature Importance	137
6.6.2	Szenario 2 - Klassifikation von Sensorfehlerbildern	139
7.	Anwendung der Ergebnisse	143
8.	Zusammenfassung und Ausblick	145

Anhang	147
A1 Messlenkrad CAETEL	147
A2 Fragebogen	148

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bedeutung
a_x	$[m/s^2]$	Längsbeschleunigung
a_y	$[m/s^2]$	Querbeschleunigung
$a_y(j\omega)$	$[-]$	Frequenzspektrum der Querbeschleunigung
a_{yL0}	$[m/s^2]$	Grenzquerbeschleunigung des lin. Fahrzeugverhaltens
a_z	$[m/s^2]$	Vertikalbeschleunigung
c_{Ly}	$[N/rad]$	Quersteifigkeit des Reifenlatsches zur Felge
c_R	$[N/rad]$	Reifenkonstante
c_{sh}	$[N/rad]$	Seitensteifigkeit der Hinterachse
c_{sv}	$[N/rad]$	Seitensteifigkeit der Vorderachse
D	$[-]$	Dämpfungsmaß
F_{sh}	$[N]$	Seitenkraft an der Hinterachse
F_{sv}	$[N]$	Seitenkraft an der Vorderachse
$F_\delta(j\omega)$	$[-]$	Fahrzeugübertragungsfunktion
$G(j\omega)$	$[-]$	Frequenzgang des offenen Regelkreises
$\tilde{G}_{a_y,F}(j\omega)$	$[-]$	Frequenzgang der Querbeschleunigungsübertragungsfunktion
$\tilde{G}_{\psi,F}(j\omega)$	$[-]$	Frequenzgang der Gierübertragungsfunktion
H_{0x}	$[-]$	Nullhypothese x
H_{1x}	$[-]$	Alternativhypothese
i_D	$[-]$	Übersetzung aus δ_{S^*}/δ_G
i_{GF}	$[-]$	Übersetzung aus δ_G/δ_F
i_{SF}	$[-]$	Übersetzung aus δ_S/δ_F
i_M	$[-]$	Übersetzung aus δ_M/δ_G
$i(t)$	$[-]$	Unreinheitsmaß an einem CART-Knoten
$I(T)$	$[-]$	Unreinheit eines gesamten Entscheidungsbaumes
J_z	$[kgm^2]$	Trägheitsmoment um die z-Achse im Schwerpunkt
k_{h1}, k_{h2}	$[-]$	Koeffizienten der nichtlinearen Seitensteifigkeitsgleichung an der Hinterachse
k_{v1}, k_{v2}	$[-]$	Koeffizienten der nichtlinearen Seitensteifigkeitsgleichung an der Vorderachse
K_{grc}	$[-]$	Proportionalitätsfaktor der Stabilitätsfunktionen
l	$[m]$	Achsabstand
l_v	$[m]$	Abstand des Schwerpunktes zur Vorderachse
l_h	$[m]$	Abstand des Schwerpunktes zur Hinterachse

Zeichen	Einheit	Bedeutung
\mathcal{L}_x	[–]	Datensatz eines Random Forest
m_{Fzg}	[kg]	Fahrzeugmasse
M_{Fahrer}	[Nm]	Fahrerlenkmoment
M_G	[Nm]	Ritzelmoment
M_{Motor}	[Nm]	Motormoment des Überlagerungsmotors
$M_R(j\omega)$	[–]	Fahrerübertragungsfunktion
$M_{S,ML}$	[Nm]	Lenkradmoment am Messlenkrad
$mtree$	[–]	Anzahl der Bäume im Random Forest
$mtry$	[–]	Anzahl der zufälligen Features
$n(t)$	[–]	Motormoment des Überlagerungsmotors
$ndsize$	[–]	Anzahl der Beobachtungen im Endknoten
$p(j t)$	[–]	Knotenverhältnis in einem CART-Knoten
P_{ab}	[W]	abgegebene Leistung
P_{auf}	[W]	aufgenommene Leistung
$P_{Verlust}$	[W]	Verlustleistung
r	[m]	Bahnkrümmungsradius
$r(t)$	[–]	Fehlklassifikationsrate an einem Knoten
$R(T)$	[–]	Fehlklassifikationsrate eines CART
$R_\alpha(T)$	[–]	Komplexitätsmaß eines CART
s_h	[m]	Spurweite an der Hinterachse
s_v	[m]	Spurweite an der Vorderachse
t_a	[s]	Auslösezeit einer MSR-Sicherheitsfunktion
t_e	[s]	Fehlererkennungszeit einer MSR-Sicherheitsfunktion
t_w	[s]	Zeit für Wirksamwerden der Sicherheitsmaßnahme
T_D	[s]	Vorhaltekonstante in der Fahrerübertragungsfunktion
T_I	[s]	Verzögerungskonstante in der Fahrerübertragungsfunktion
T_P	[s]	Prädiktionszeit in der Fahrerübertragungsfunktion
T_R	[s]	geschwindigkeitsabhängige Reifenkonstante
T_z	[s]	Zählerzeitkonstante der Gierübertragungsfunktion
T_1	[s]	Konstante in der Querschleunigungsübertragungsfunktion
T_2	[s]	Konstante in der Querschleunigungsübertragungsfunktion
U_A	[V]	Spannung des Stellmotors
v_{Fzg}	[m/s]	Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{Rad,HL}, v_{Rad,HR}$	[m/s]	Raddrehzahlen an der Hinterachse
$v_{Rad,VL}, v_{Rad,VR}$	[m/s]	Raddrehzahlen an der Vorderachse
V_M	[–]	Fahrerverstärkung
X_n	[–]	Beobachtung als Eingangsgröße in den CART
x_{Kurs}	[m]	Ist-Kurs des Fahrzeugs in globaler X-Richtung
Y_n	[–]	Klasse als Ausgangsgröße des CART
y_{Kurs}	[m]	Ist-Kurs des Fahrzeugs in globaler Y-Richtung

Zeichen	Einheit	Bedeutung
z_{ADR}	[-]	Amplitudenfaktor
z_{FDR}	[-]	Frequenzfaktor
z_{MOF}	[-]	Sensor-Offset
z_{MSE}	[-]	Faktor zur Abbildung der Sensorempfindlichkeit
Δy	[m]	Spurabweichung

Griechische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bedeutung
α_h	[°]	Schräglaufwinkel der Hinterachse
α_v	[°]	Schräglaufwinkel der Vorderachse
β	[°]	Schwimmwinkel
$\dot{\beta}$	[°/s]	Schwimmwinkelgeschwindigkeit
β_{max}	[°]	Maximaler Schwimmwinkel
$\dot{\beta}_{max}$	[°/s]	Maximale Schwimmwinkelgeschwindigkeit
δ_D	[°]	Fahrerwunschlenkwinkel
δ_F	[°]	Radlenkwinkel
$\delta_F(j\omega)$	[-]	Frequenzspektrum des Radlenkwinkels
δ_G	[°]	Summenlenkwinkel
$\delta_{G,ist}$	[°]	Ist-Summenlenkwinkel
$\delta_{G,soll}$	[°]	Soll-Summenlenkwinkel
δ_M	[°]	Motorwinkel
$\delta_{M,agi}$	[°]	Teilsollwinkel der Agilitätsfunktionen
$\delta_{M,ass}$	[°]	Teilsollwinkel der Assistenzfunktionen
$\delta_{M,ist}$	[°]	Motor-Ist-Überlagerungswinkel
$\delta_{M,soll}$	[°]	Motor-Soll-Überlagerungswinkel
$\delta_{M,vor}$	[°]	Teilsollwinkel aus der Funktion „Vorhaltelenkung“
$\delta_{M,ycr}$	[°]	Teilsollwinkel der Stabilitätsfunktionen
δ_S	[°]	Lenkradwinkel
δ_{S0}	[°]	Ackermannlenkwinkel
δ_{S^*}	[°]	Getriebeeingangswinkel
$\delta_{S,ML}$	[°]	Lenkradwinkel am Messlenkrad
$\dot{\delta}_S$	[°/s]	Lenkradwinkelgeschwindigkeit
$\ddot{\delta}_S$	[°/s ²]	Lenkradwinkelbeschleunigung
$\eta_{Lenkung}$	[—]	Wirkungsgrad des Gesamtsystems Lenkung
θ	[°]	Nickwinkel
$\dot{\theta}$	[°/s]	Nickwinkelgeschwindigkeit
μ	[-]	Reibwert
σ	[Hz]	Abklingkonstante
τ	[s]	Reaktionszeit des Fahrers
φ	[°]	Wankwinkel
$\dot{\varphi}$	[°/s]	Wankwinkelgeschwindigkeit

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\varphi_F(\omega)$	[°]	Phasenwinkel des Fahrers
$\varphi_G(\omega)$	[°]	Phasenwinkelsumme
$\varphi_M(\omega)$	[°]	Phasenwinkel des Fahrzeugs
$\varphi_R(\omega)$	[°]	Phasenreserve
Φ	[-]	Unreinheitsfunktion
ψ	[°]	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	[°/s]	Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierrate)
$\psi(j\omega)$	[-]	Frequenzspektrum der Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierrate)
$\dot{\psi}_{soll,Ack}$	[°/s]	Ackermann-Soll-Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierrate)
$\dot{\psi}_{soll}$	[°/s]	Soll-Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierrate)
$\ddot{\psi}$	[°/s ²]	Gierwinkelbeschleunigung
ω_0	[Hz]	ungedämpfte Eigenfrequenz
ω_c	[Hz]	Schnittfrequenz (cross-over frequency)
ω_d	[Hz]	gedämpfte Eigenfrequenz
ω_{Rad}	[°/s]	Raddrehzahlen

Abkürzungen

ABS	Anti-Blockiersystem
ACEA	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles
ADS	Audi Dynamic Steering
AV	Abhängige Variable
CAN	Controlled Area Network
CART	Classification and Regression Trees
CC	Closed Center
CMM(I)	Capability Maturity Model (Integration)
DIN	Deutsches Institut für Normung
DSR	Driver Steering Recommendation
E/E/PES	elektrisch/elektronisch/programmierbare elektronische Systeme
ECE	Economic Commission for Europe
ECO	Electrical Controlled Orifice
EG	Eigenlenkgradient
EHPS	Electrohydraulic Power Steering
EN	Europäische Norm
EPS	Electric Power Steering
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
EU	Europäische Union
EWG	Europäische Wirtschaftsgemeinschaft
FMEA	Fehler-Möglichkeiten- und Einfluss Analyse
FZP	Flügelzellenpumpe
GCC	Global Chassis Control
GMA	Giermomentenabschwächung

GMK	G iermomenten k ompensation
GPSG	G eräte- und P roduksicherheits g esetz
HC	H eading C ontrol
HD	H armonic D rive
HIL	H ardware in the L oop
HPS	H ydraulic P ower S teering
IEC	I nternational E lectrical C ommission
ISO	I nternational O rganization for S tandardization
LDW	L ane - D eparture W arning
LWS	L enk w inkelsensor
MIL	M odel in the L oop
MISRA	M otor I ndustry S oftware R eliability A ssociation
MMS	M ensch- M aschine- S ystem
MSR	M essen S teuern R egeln
MW	M ittelwert
NHTSA	N ational H ighway T raffic S afety A dministration
OEM	O riginal E quipment M anufacturer
OOB	O ut- O f- B ag
OS	O versteering
OC	O pen C enter
PIL	P rozessor in the L oop
PLA	P arklenkassistent
PPG	P lusplanetenge t riebe
PSS	P rogressive S afety S teering
RF	R andom F orest
RSA	R ichtlinie zur A bsicherung von A rbeitsstellen
SbW	S teer by W ire
SCU	S teering C ontrol U nit
sd	S tandard d eviation (Standardabweichung)
SDA	S ignaldaten a ufbereitung
SIL	S oftware in the L oop S afety I ntegrity L evel
SP	S chwer p unkt
SPICE	S oftware P rocess I mprovement and C apability D etermination
StVZO	S trassenverkehrs- Z ulassungs- O rdnung
SUV	S port U tility V ehicle
SWA	S pur- W echsel- A ssistent
UNECE	U nited N ations E conomic C ommission for E urope
US	U ndersteering
UV	U nabhängige V ariable
VARI	Funktionsbezeichnung für V ariable Lenkübersetzung
VDA	V erband der A utomobilindustrie
VDI	V erein d eutscher I ngenieur e
VDP	V ariable D isplacement P ump
VGRS	V ariable G ear R atio S teering
VP	V ersuchsperson

1. Einleitung

Die zunehmenden Kundenansprüche an Sicherheit, Handlungseigenschaften und Fahrkomfort von Fahrzeugen lassen sich zukünftig nur durch den Einsatz aktiver mechatronischer Regelsysteme realisieren. Diese Anforderungen können durch die bisherigen passiven Fahrwerke nicht mehr bzw. nur noch mit sehr hohem Aufwand umgesetzt werden.

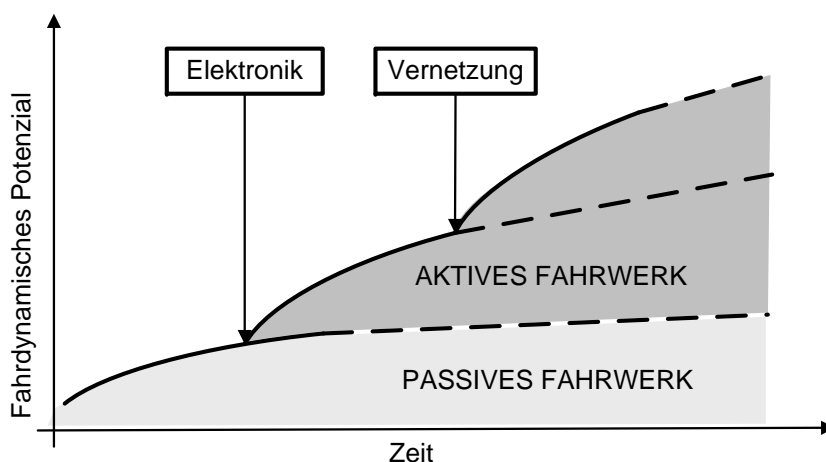


Bild 1.1: Technologiekurve des fahrdynamischen Potenzials im Wandel der Zeit [1–4]

Die Entwicklung des fahrdynamischen Potenzials zeigt Bild 1.1. Dieses ist bei konventionellen, passiven Fahrwerken weitestgehend ausgeschöpft. Innovationen in diesem Bereich lassen sich nur noch mit sehr hohem personellem und finanziellem Aufwand realisieren. Permanent steigende Anforderungen (Kundenanspruch, Testmethoden der Journalisten, Gesetze usw.) führen dazu, dass in der Fahrzeugentwicklung ein Technologiesprung vom passiven zum aktiven Fahrwerk vollzogen werden muss, um sich gegenüber dem Wettbewerb weiter differenzieren und die Sicherheit von Fahrzeugen weiter steigern zu können.

Durch den Einsatz der Mechatronik lassen sich neue innovative Funktionalitäten darstellen. Zielkonflikte und Kompromisse, die bei der Entwicklung klassischer mechanischer Fahrwerke in Kauf genommen werden müssen, lassen sich dadurch auflösen. Eine zunehmende Vernetzung der aktiven fahrdynamischen Regelsysteme ermöglicht eine gesamtheitliche Optimierung der Fahrdynamik.

Durch den Einsatz von aktiven fahrdynamischen Regelsystemen steigen die Komplexität und die Sicherheitsanforderungen, die an solche Systeme zu stellen sind. Diese gilt es im Produktentwicklungsprozess zu beherrschen, um sicherheitskritische Fehlfunktionen im Feld zu vermeiden. In Anlehnung an die Entwicklungsmethoden und -normen anderer Branchen (Luftfahrt, Raumfahrt, Schienenverkehr...) gibt es derzeit Bestrebungen, diese auf den automobilen Entwicklungsprozess zu adaptieren und zertifizieren. Dabei steht die Automobilindustrie noch am Anfang, vor allem was die Sicherheitsintegrität aus Sicht des Fahrers betrifft.

Im Fokus dieser Arbeit steht ein sicherheitsgerichteter Entwicklungsprozess der Gesamtfahrzeugeigenschaften aus Sicht des Fahrers. Dieser wird am Beispiel eines aktiven Lenksystems aufgezeigt. Der Fahrer erwartet durch den Einsatz von aktiven fahrdynamischen Regelsystemen einen deutlichen Mehrwert des Fahrzeugs und des Fahrverhaltens. Dieser kann durch erweiterte Funktionalitäten zur Erhöhung der Qualität und Sicherheit generiert werden. Für den Entwickler gilt es die Sicherheits- bzw. Fahreranforderungen an die jeweiligen Regelsysteme zu ermitteln und den Zielkonflikt zwischen Verfügbarkeit und Sicherheit zu minimieren.

1.1 Motivation

Die Herausforderung in der Entwicklung aktiver fahrdynamischer Regelsysteme im Allgemeinen und aktiver Lenksysteme im Speziellen wird am Beispiel eines Überlagerungslenksystems, Bild 1.2, deutlich.

Im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Fahrdynamikregelung ist der Fahrer als Regler für die Kurshaltung verantwortlich. Um dem Soll-Kurs (Straßenverlauf) zu folgen, gibt der Fahrer über das Lenkrad einen Lenkradwinkel vor, der durch das Lenksystem in einen Radlenkwinkel umgesetzt wird. Dies führt zu einer Reaktion des Fahrzeugs, das einem Ist-Kurs folgt. Über optische, kinästhetische und haptische Informationen ermittelt der Fahrer die Regeldifferenz zwischen Soll-Kurs und Ist-Kurs und versucht diese zu minimieren.

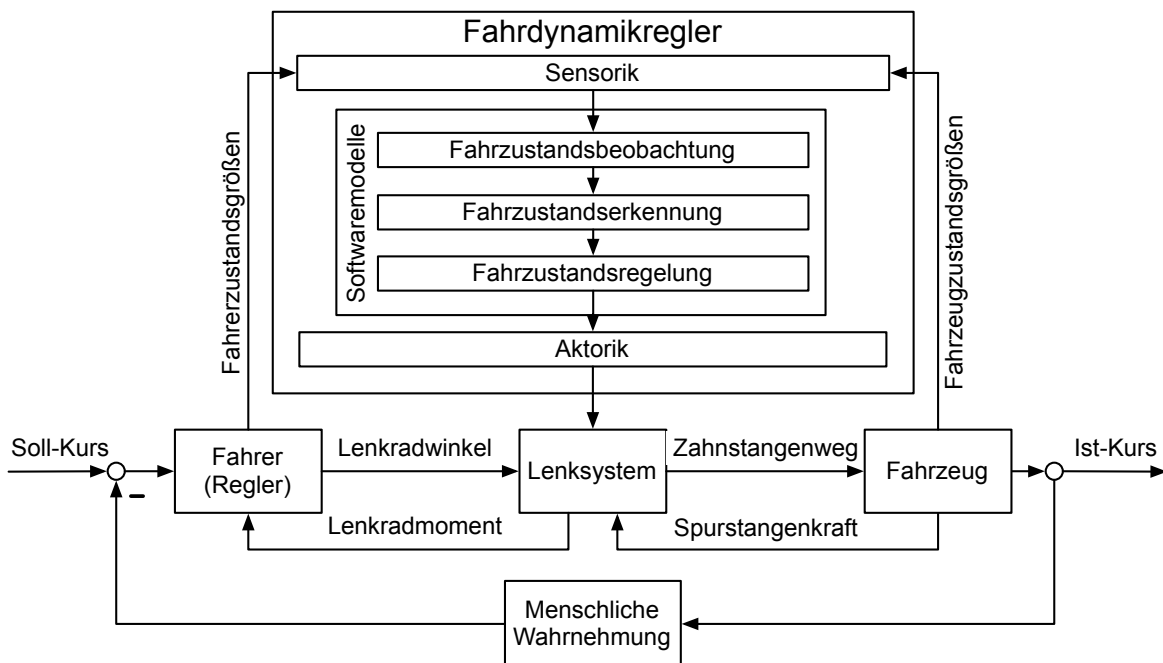


Bild 1.2: Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Fahrdynamikregelung (in Anlehnung an [5])

Bei der Integration eines Fahrdynamikreglers für ein Überlagerungslenksystem ist der Fahrer nicht mehr der alleinige Regler im System. Durch steuernde (z.B. variable Lenkübersetzung, Vorhaltelenkung etc.) und regelnde (z.B. Gierratenregelung) Anteile optimiert der Fahrdynamikregler die Lenkvorgaben des Fahrers, siehe auch Kapitel 3.

Reagiert das System fehlerhaft, muss der Fahrer in der Lage sein, das Fahrzeug unter Kontrolle zu behalten. So muss ein Systemfehler über eine geeignete Fail-Safe Strategie in einen „sicheren Zustand“ überführt werden. Dieser liegt vor, wenn die Stabilität des Regelkreises Fahrer-Fahrzeug erhalten bleibt. Es muss die Fahraufgabe unter vorgegebenen Bedingungen für ein gegebenes Zeitintervall **innerhalb eines Akzeptanzbereichs** ausgeführt werden können [6, 7]. Da bisher wenige Erkenntnisse über die Reaktion des Fahrers auf Störungen eines aktiven Lenksystems und dessen Auswirkungen auf die Stabilität des Regelkreises Fahrer-Fahrzeug vorliegen, wird in dieser Arbeit eine Versuchsreihe konzipiert, um diese Wechselwirkungen zu untersuchen. Darin werden die von Normalfahrern maximal tolerierten Systemfehler eines Überlagerungslenksystems, sowohl im Normalfahrbereich, als auch im Bereich der Fahrdynamikregelung ermittelt. Abgeleitet aus diesen Ergebnissen wird ein Ansatz zur Objektivierung der subjektiven Beurteilung von Lenksystemstörungen vorgestellt, der eine einfache Überprüfung von Lenksystemfehlern in zukünftigen Anwendungen und Fahrzeugen ermöglicht, sowie die Ableitung technischer Anforderungen an die Sensorik von Überlagerungslenksystemen gewährleistet.

1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Ansatzes zur Ermittlung der sicherheitsrelevanten Anforderungen an ein aktives fahrdynamisches Regelsystem – aktives Überlagerungslenksystem – aus Sicht des Fahrers.

Auf der Basis von Probandenstudien wird ein im Stand der Technik bekanntes Objektivierungsverfahren vorgestellt und diskutiert, sowie ein neues entwickelt. Dieses ermöglicht die objektive Ermittlung sicherheitsrelevanter Fehlfunktionen eines Überlagerungslenksystems aus den in den Probandenstudien gewonnenen subjektiven Fahrereinschätzungen. Abschließend wird ein Ansatz vorgestellt, der die Ableitung konkreter Anforderungen an Sensorik, Signaldatenaufbereitung (SDA) und Überwachungsfunktionen an ein Überlagerungslenksystem ermöglicht.

Aus der dargestellten Motivation ergeben sich für diese Arbeit folgende Zielsetzungen und Fragestellungen:

- Welche Systemfehler und Rückfallebenen eines Überlagerungslenksystems im Normalfahrbereich und in fahrdynamisch kritischen Situationen sind für den Normalfahrer tolerierbar und welches Optimierungspotenzial lässt sich daraus ableiten?
- Welche Informationsgrößen sind für den Fahrer wesentlich, um sich ein Urteil zur Bewertung der Kritikalität von Systemfehlern eines Überlagerungslenksystems bilden zu können und wie können diese mit dem Ziel eines objektiven Testverfahrens abgebildet werden?
- Welche Anforderungen müssen auf der Basis der erarbeiteten Erkenntnisse an Sensorik, Signaldatenaufbereitung (SDA) und Überwachungsfunktionen gestellt werden?

Die Vorgehensweise zur Beantwortung der gestellten Fragestellungen ist im Folgenden aufgeführt.

Im Kapitel 2 wird der Stand der Technik als Basis dieser Arbeit in vier Themengebieten erläutert. Ausgehend von einer umfassenden Beschreibung der Kfz-Lenkungstechnik und der Klärung der Rolle des Fahrers als Regler in der Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, wird in einem

weiteren Themengebiet die Entwicklung sicherheitsrelevanter Systeme erörtert. Die Darstellung etablierter Entwicklungsmethoden, Standards und der derzeitigen Normenlandschaft im Rahmen eines sicherheitsgerichteten Entwicklungsprozesses auch aus funktionaler Sicht erfolgt abschliessend.

Kapitel 3 zeigt den Aufbau und möglichen Funktionsumfang eines Überlagerungslenksystems. Anhand von schematischen Darstellungen werden die Komponenten und deren Anordnung erklärt. Der Funktionsumfang wird in die Bereiche Agilitäts-, Stabilitäts- und Fahrerassistenzfunktionen untergliedert und hinsichtlich der Auswirkungen auf die Fahrdynamik vorgestellt.

In Kapitel 4 wird die empirische Untersuchung von Lenksystemstörungen eines Überlagerungslenksystems aus Fahrersicht im Normalfahrbereich und in fahrdynamisch kritischen Situationen vorgestellt. Basierend auf Untersuchungshypothesen, wird die allgemeine Untersuchungsmethodik zur Quantifizierung maximal tolerierbarer Fehlerbilder und Rückfallebenen eines Überlagerungslenksystems erläutert. Dabei werden die Anforderungen an die Untersuchungsmethodik und deren Umsetzung vorgestellt sowie die subjektiven und objektiven Bewertungskriterien im Zusammenhang mit dem Auswertungsprozedere der Versuchsdaten aufgezeigt. Im Weiteren werden der Versuchsaufbau und das Versuchsdesign zur Ermittlung der maximal tolerierbaren Fehlerbilder und Rückfallebenen eines Überlagerungslenksystems im Normalfahrbereich und in fahrdynamisch kritischen Situationen beschrieben. Dabei werden das fahrsituationsspezifische Versuchsdesign im Detail erläutert und die relevanten Fehlerbilder aufgezeigt. Die sich daraus ergebenden subjektiven und objektiven Bewertungen der jeweiligen Fehlerbilder werden im Folgenden dargestellt und im Einzelnen diskutiert. Abschließend werden auf der Basis eines bereits im Stand der Technik bekannten Bewertungsverfahrens objektive Grenzwerte ermittelt und die Ergebnisse in einer Zusammenfassung kritisch gegenübergestellt.

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus Kapitel 4 wird in Kapitel 5 ein Objektivierungsverfahren vorgestellt, das die Überprüfung von Fehlerbildern eines Überlagerungslenksystems in Open-Loop Fahrmanövern ermöglicht, um Anzahl an Probandenstudien zu vermeiden. Auf der Basis der Messwerte aus der in Kapitel 4 durchgeführten Probandenstudie werden aus fahrzeug- und fahrerrelevanten Kennparametern urteilsrelevante Informationsgrößen zur Bewertung der Kritikalität von Überlagerungslenksystemfehlern im Zeit- und Frequenzbereich ermittelt. Diese werden über ein neu entwickeltes Bewertungsverfahren hinsichtlich ihrer Urteilsrelevanz analysiert und in einem Random Forest Klassifikator abgebildet. Dieser bildet die Grundlage, um Fehlerbilder von Überlagerungslenksystemen in einem Open-Loop-Ansatz zukünftig bewerten und absichern zu können.

Im Kapitel 6 wird basierend auf den tolerierbaren Systemreaktionen eines Überlagerungslenksystems ein neuer Ansatz vorgestellt, der eine simulative Ermittlung konkreter Anforderungen an Sensorik, Signaldataaufbereitung (SDA) und Überwachungsfunktionen eines aktiven fahrdynamischen Regelsystems ermöglicht.

2. Stand der Forschung und Technik

Die Ausführung des Standes der Technik gliedert sich in vier Themenbereiche. Zu Beginn werden Kfz-Lenksysteme bezüglich ihrer funktionalen und energetischen Eigenschaften beschrieben und es wird das Potenzial heutiger und zukünftiger Lenksysteme analysiert und bewertet.

Der Fahrer in der Rolle als Regler in der Fahrer-Fahrzeug-Interaktion wird in einem weiteren Themengebiet beleuchtet. Wichtige Erkenntnisse werden aufgeführt, die den Fahrer in der Interaktion mit dem Fahrzeug beschreiben.

Die Entwicklung sicherheitsrelevanter Systeme orientiert sich branchenübergreifend an festgelegten, teilweise übertragbaren Entwicklungsmethoden, die aus Sicht der Automobilindustrie erläutert werden. Auch wenn der Anteil von spezifisch an Kraftfahrzeuge angepasste Normen noch gering ist, gibt es dennoch technologie- und branchenübergreifende Grundlagentexte und einzelne Standards, die sich der funktionalen Sicherheit widmen und als Stand der Technik anerkannt sind.

Am Ende des Kapitels werden aktuelle Normen und Normungsentwürfe, die die Sicherheit aus funktionaler Sicht beleuchten, ausgeführt.

2.1 Heutige und zukünftige Lenksysteme

Das Lenksystem, als wichtigste Schnittstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug, muss in der heutigen Zeit erhöhten Anforderungen genügen. Diese sind im Wesentlichen ein erweitertes Funktionsspektrum, das dem Fahrer mehr Fahrkomfort und Fahrspaß vermittelt und den Einsatz von Fahrerassistenzsystemen ermöglicht sowie die Reduzierung des Energiebedarfs zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs. Unter den Gesichtspunkten **Funktionalität** und **Energieeffizienz** werden in den folgenden Kapiteln Lenksysteme analysiert und bewertet.

Die in Bild 2.1 dargestellte Übersicht zeigt eine systematische Einteilung von Lenksystemen. Die Systeme sind nach Beeinflussungsgröße, Funktionalität und Wirkprinzip gegliedert. Die hervorgehobenen Systeme können als **aktive** Systeme bezeichnet werden, die sich durch eine **freie Regelung** des **Lenkwinkels** und/ **oder** des **Handmomentes** auszeichnen, siehe auch [2, 8, 9].

2.1.1 Funktionale Betrachtung von Lenksystemen

Lenksysteme lassen sich im Wesentlichen in **passive** und **aktive** Systeme untergliedern. Die Gliederung in Bild 2.1 gemäß der Funktionalität von Lenksystemen in Anlehnung an [2] und [8] gibt einen Überblick.

Die aufgeführten Lenksysteme sind in zwei Gruppen gegliedert, innerhalb derer die funktionalen Möglichkeiten von Lenksystemen von den passiven zu den aktiven zunehmen. Die Lenksysteme sind schematisch dargestellt und ihre funktionalen Möglichkeiten beschrieben. Wesentliche Unterscheidungsmerkmale sind die **freie Regelbarkeit** und **Variabilität** der Lenkungszustandsgrößen **Lenkradwinkel** und **Lenkradmoment**.

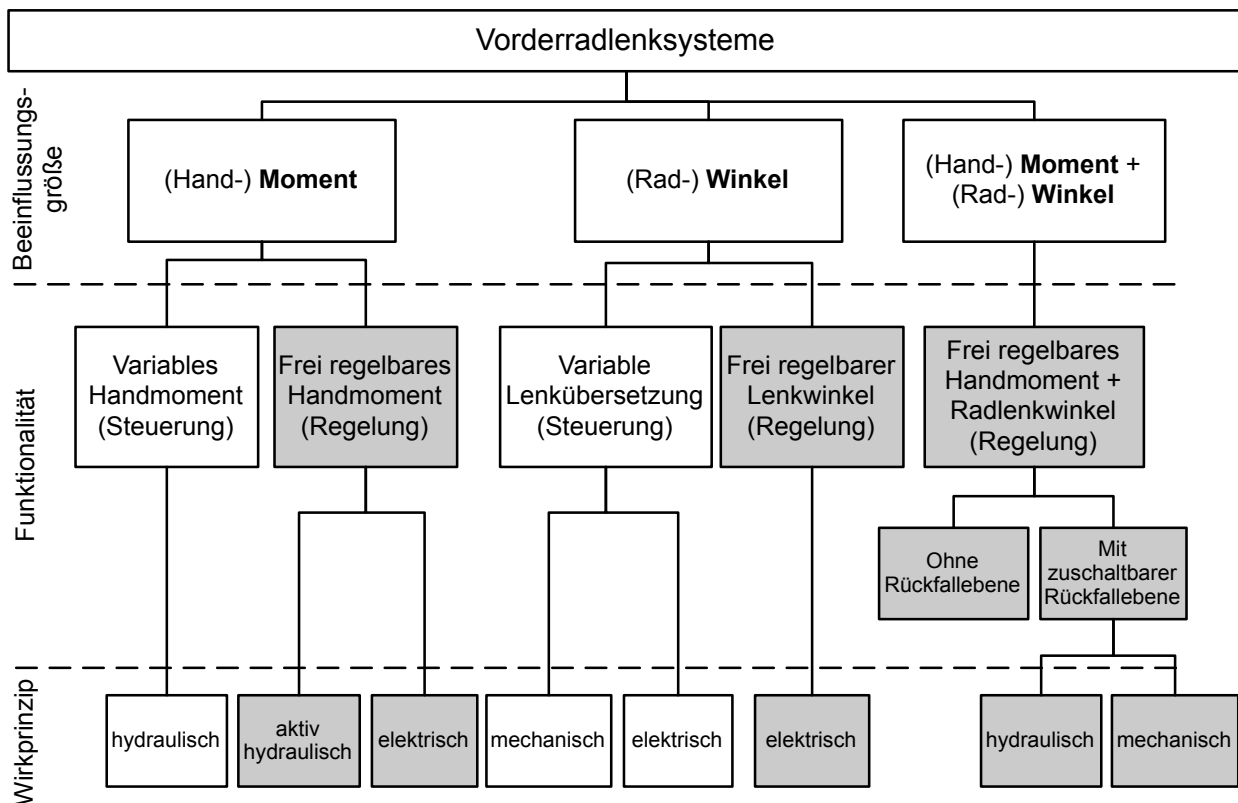


Bild 2.1: Übersicht passiver und aktiver Lenksysteme, abgeleitet aus [2] und [8]

2.1.1.1 Passive Lenksysteme

In Abbildung 2.2 ist eine Zusammenfassung passiver Lenksysteme dargestellt. Ein aktiver Eingriff des Lenksystems in den Lenkvorgang ist per Definition und konstruktiver Ausführungsform nicht möglich.

Die einfachste Form eines passiven Lenksystems stellt die mechanische Lenkung dar. Dabei ist der direkte Durchgriff zwischen Lenkrad und Rädern ohne Unterstützung des Fahrers (z.B. Hilfskraftlenkung) gegeben.

Den größten Anteil im Markt der Lenksysteme stellen zur Zeit die Lenksysteme mit variablem Lenkmoment und variablem Lenkwinkel dar, siehe auch [8, 10]. Die höchsten Einbauraten erzielt die herkömmliche hydraulische Hilfskraftlenkung (Hydraulic Power Steering HPS). Die hydraulische Energie zur Unterstützung des Fahrers wird von einer Hydraulikpumpe bereitgestellt. Diese ist im Allgemeinen über einen Riementrieb an den Verbrennungsmotor gekoppelt. Seit einigen Jahren wird diese Zwangskopplung aufgelöst und die Servopumpe über einen Elektromotor bedarfsgerecht betrieben.

Diese elektrohydraulischen Servolenkungen (Electrohydraulic Power Steering EHPS) ermöglichen eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei gleicher funktionaler Ausführung, [9, 11–13]. Neben der Funktion der geschwindigkeitsabhängigen Lenkunterstützung (z.B. Servotronic) gibt es Ansätze, durch Reduzierung der hydraulischen Unterstützungsleistung in fahrdynamisch kritischen Situationen, die Lenkung gezielt zu verhärten. Ziel ist, den Fah-

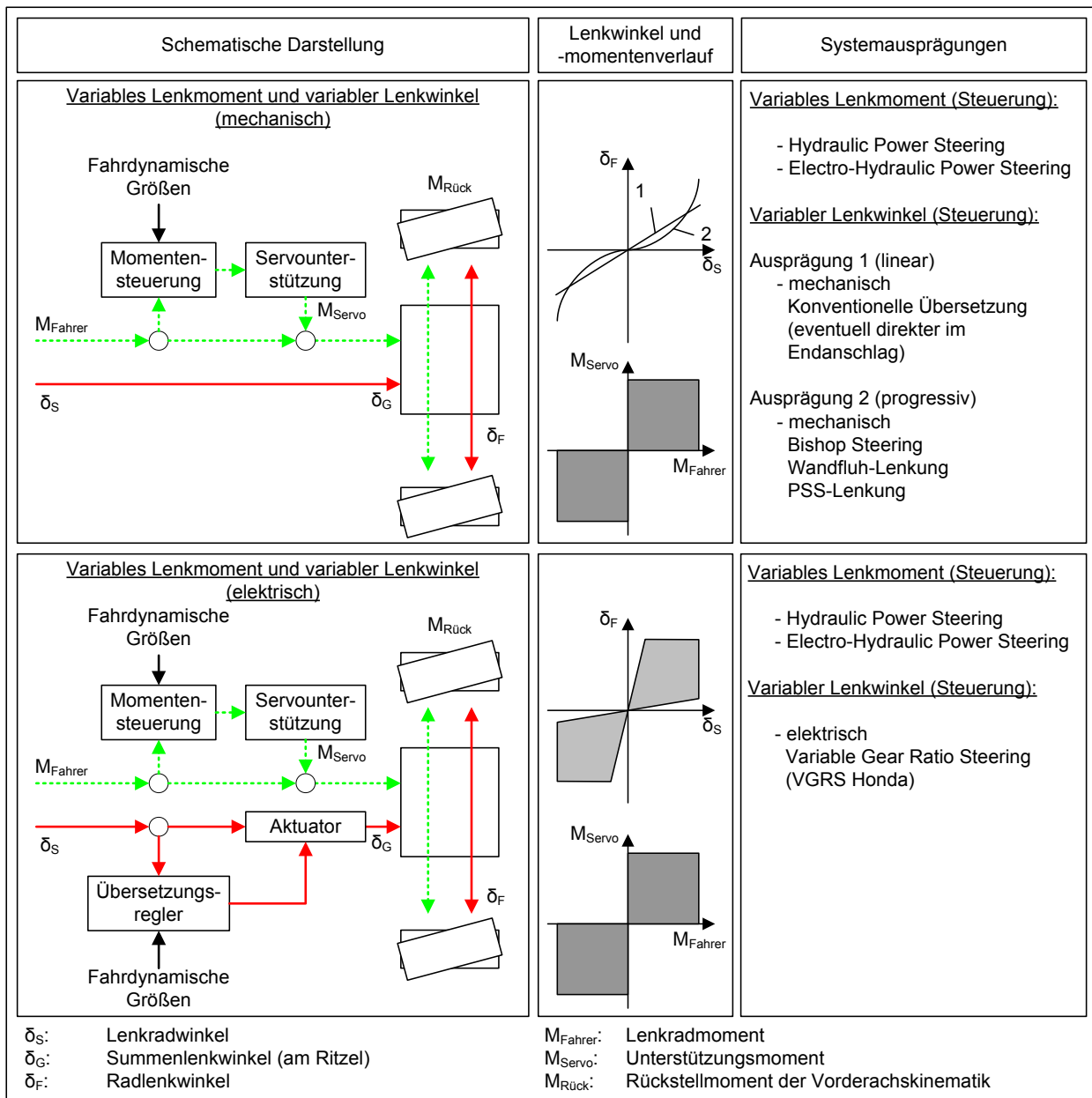


Bild 2.2: Übersicht passiver Lenksysteme, abgeleitet aus [2] und [8]

rer haptisch anzuleiten, um das Fahrzeug durch eine Korrektur der Lenkeingabe wieder zu stabilisieren [14–16].

Die Variabilität des Lenkwinkels wird bei passiven Lenksystemen derzeit über eine mechanische oder elektrische Veränderung der Lenkübersetzung dargestellt.

- Mechanische Übersetzungsänderung
 - Eine geringfügige mechanische Lenkübersetzungsänderung, wie in Bild 2.2 Kennlinie 1, dargestellt, ist Stand der Technik bei heutigen Hilfskraftlenkungen. Die Indirektheit der Lenkungen um die Mittellage führt zu einem stabilen Geradeauslauf, während die

zunehmende Direktheit im Bereich der Endanschläge eine Verringerung der Lenkradumdrehungen im Parkierbetrieb bewirkt.

- Stark progressive Lenkübersetzungscharakteristiken (Bild 2.2 Kennlinie 2) werden bisher überwiegend im Rennsport eingesetzt. Die im Markt erhältlichen Kleinseriensysteme werden aufgrund ihrer aufwendigen Bauweise nur schwerlich in einer Großserienproduktion zum Einsatz kommen. Exotische Vertreter dieser Lenkungscharakteristik stellen die Progressivlenkungen, z.B. die Wandfluhlenkung [17] und das Progressive Swiss Steering System (PSS) dar [18]. Der progressive Übersetzungsverlauf $\pm 140^\circ$ von Anschlag zu Anschlag – wird dabei in der Wandfluhlenkung durch Ausnutzung des kardan'schen Fehlers eines Kardangelenkes zwischen Lenkrad und Räder ermöglicht. Im Progressive Swiss Steering System (PSS) ist die progressive Lenkübersetzung durch ein klothoidenförmiges Ritzel realisiert. Mit zunehmenden Lenkwinkel und damit steigender Krümmung am Ritzel nimmt die Direktheit der Lenkung in Richtung Endanschlag zu. Dadurch können Lenkradwinkel von $\pm 270^\circ$ von Anschlag zu Anschlag realisiert werden.
- Elektrische Übersetzungsänderung
Eine variable Übersetzungsänderung, gemäß Bild 2.2 unten ist derzeit von Honda im Variable Gear Ratio Steering (VGRS) System umgesetzt. Mittels einer Hebelverstellmechanik kann über einen Elektromotor das Übersetzungsverhältnis zwischen Lenkrad- und Radlenkwinkel variiert werden. Der Wirkungsbereich wird durch die mechanischen Gegebenheiten beschränkt. Eine Überlagerung von Zusatzlenkwinkeln ist konstruktionsbedingt nicht möglich [19, 20].

2.1.1.2 Aktive Lenksysteme

Eine Zusammenfassung aktiver Lenksysteme aus funktionaler Sicht ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Die funktionalen Möglichkeiten nehmen von oben nach unten zu.

Variabler Lenkwinkel und frei regelbares Moment

Die Erweiterung eines Lenksystems mit variablem Lenkwinkel um ein System zur freien Regelung des Lenkmomentes ermöglicht neben der Lenkungsbasisfunktion den Einsatz von Fahrerassistenzsystemen. Das Unterstützungsmoment ist hier nicht nur eine Funktion des Fahrerlenkmomentes, sondern auch von fahrdynamischen Größen (z.B. Quereschleunigung, Gierrate usw.) und Umweltbedingungen. Während die feste Zuordnung zwischen Lenkrad- und Radlenkwinkel erhalten bleibt, eröffnet die funktionale Erweiterung des Lenkmomentenbereichs von der Fahrerunterstützung (2 - Quadrantenbetrieb) zu einer aktiven Beeinflussung der Querdynamik (4 - Quadrantenregelung) (siehe auch [9]) Potenziale zur Integration von neuen Lenkungsfunktionen, wie z.B.

- **Verbesserung der Lenkungsrückmeldung** durch aktiven Lenkungsrücklauf, Reibungskompensation und der Bedämpfung von Lenkraddrehschwingungen [21–25]. Ebenso können aktiv Nutz- von Störinformationen im Lenksystem gefiltert und die Lenkungsrückmeldung applizierbar optimiert werden [26, 27].
- **Integration in Fahrerassistenzsysteme** zum Zwecke einer der Fahrsituation angepassten Lenkradmomentenempfehlung, um den Fahrer bei der Fahrzeugführung und -stabilisierung zu unterstützen. Systeme, wie z.B. Driver Steering Recommendation (DSR) [28, 29], das eine Lenkmomentenempfehlung bei instabilen Fahrsituationen vorgibt [30]

Schematische Darstellung	Lenkwinkel und -momentenverlauf	Systemausprägungen
<p>Frei regelbares Lenkmoment und variabler Lenkwinkel</p>	<p>■ Passiver Bereich □ Aktiver Bereich</p>	<p>Frei regelbares Lenkmoment (Regelung):</p> <ul style="list-style-type: none"> - Electric Power Steering (EPS) - aktiv-hydraulische Servolenkung - Bedingt: Handmomentensimulator <p>Variabler Lenkwinkel (Steuerung):</p> <p>Ausprägung 1 (linear)</p> <ul style="list-style-type: none"> - mechanisch Konventionelle Übersetzung <p>Ausprägung 2 (progressiv)</p> <ul style="list-style-type: none"> - mechanisch Bishop Steering Wandfluh-Lenkung PSS-Lenkung - elektrisch Variable Gear Ratio Steering (VGRS Honda)
<p>Frei regelbares Lenkmoment und frei regelbarer Lenkwinkel</p>	<p>■ Passiver Bereich □ Aktiver Bereich</p>	<p>Frei regelbares Lenkmoment (Regelung):</p> <ul style="list-style-type: none"> - Electric Power Steering (EPS) - aktiv-hydraulische Servolenkung - Bedingt: Handmomentensimulator <p>Frei regelbarer Lenkwinkel (Regelung):</p> <ul style="list-style-type: none"> - Überlagerungslenkung Plusplanetengetriebe Harmonic Drive-Getriebe
<p>Steer – by – Wire - Lenksystem</p> <p>Denkbare Kopplungsebene im Fehlerfall</p>	<p>■ Passiver Bereich □ Aktiver Bereich</p>	<p>Frei regelbares Lenkmoment (Regelung):</p> <ul style="list-style-type: none"> - Entfall Lenkrad: Einsatz anderer Bedienelemente möglich z.B. Joystick - Lenkungsrückmeldung über Handmomentensimulator (hydraulisch oder elektrisch) <p>Frei regelbarer Lenkwinkel (Regelung):</p> <ul style="list-style-type: none"> - Aktorik zur Verstellung der Räder (hydraulisch oder elektrisch) <p>Beispiele:</p> <ul style="list-style-type: none"> - prototypisch: ZFLS, TRW, SKF... - Serie: Joysteer®, VarioPilot®

δ_S : Lenkradwinkel
 δ_G : Summenlenkwinkel (am Ritzel)
 δ_F : Radlenkwinkel

M_{Fahrer} : Lenkradmoment
 M_{Servo} : Unterstützungsmoment
 $M_{Rück}$: Rückstellmoment der Vorderachskinetik

Bild 2.3: Übersicht aktiver Lenksysteme, abgeleitet aus [2] und [8]

oder der Parklenkassistent (PLA), der ein automatisiertes Einparken erlaubt, sind bereits heute weltweit auf dem Markt vertreten. Heading Control (HC), Spurwechselassistent (SWA) usw. sind in bestimmten Märkten (z.B. Japan) bereits eingeführt, oder befinden sich noch in der Entwicklung bzw. Einführung [25, 31, 32].

Die **elektromechanische Servolenkung** – bereits heute im Markt stark vertreten – ist derzeit funktional und stückzahlmäßig der wichtigste Vertreter aktiver Lenksysteme [10]. Neben den beschriebenen erweiterten Funktionalitäten bietet sie ein großes Energiesparpotenzial durch eine bedarfsgerechte Lenkunterstützung [9, 11, 32–34]. Bisher blieb ihr Einsatz aufgrund der hohen Bordnetzbelastung von teilweise über 1000W bei hohen Lenkleistungen weitestgehend auf Fahrzeuge in der Unter- und Mittelklasse beschränkt [9, 32, 35, 36]. Durch den Einsatz von lokalen Lenkungsbordnetzen in Verbindung mit Superkondensatoren (Super-Caps) [37], oder geeigneten Regelungsstrategien zur Lenkleistungsreduzierung ([38, 39]) sowie der ständigen Weiterentwicklung von elektromechanischen Lenksystemen ist der Einsatz in Fahrzeugen mit hoher Vorderachslast zukünftig möglich.

Gleiche Funktionalitäten lassen sich mit **aktiv hydraulischen Servolenkungen** darstellen [40]. Aus Gründen des Lenkgefühls und der Systemdynamik werden diese Systeme weitestgehend in Open-Center Bauweise (OC)¹ ausgeführt. Aufgrund der hohen prinzipbedingten Verluste, vergleichbar mit konventionellen hydraulischen Lenksystemen (HPS), ist die Energieeffizienz gegenüber elektromechanischen Lenksystemen wesentlich schlechter. Dieser Nachteil kann durch die Entwicklung eines Closed-Center Lenksystems, wie Arbeiten in der Forschung [11] und Industrie [41, 42] zeigen, aufgelöst werden.

Frei regelbare Lenkwinkel und -momente

Deutlich weitreichendere, funktionale Möglichkeiten bieten Lenksysteme mit frei regelbarem Lenkmoment und -winkel, siehe auch Bild 2.3 Mitte. Durch Entkoppelung der festen Zuordnung zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel, sowie Lenkradmoment und Zahnstangenkraft, ist eine 4-Quadrantenregelung des Lenkwinkels und Lenkmoments möglich. Dies ist funktional gesehen ein System mit Steer-by-Wire-Funktionalität [9].

Darstellbar sind solche Lenksysteme, z.B. durch elektromechanische Servolenkungen in Verbindung mit einer Überlagerungslenkung. Dabei wird dem Fahrer in Abhängigkeit fahrdynamischer Größen ein Zusatzlenkwinkel überlagert. Mit Hilfe des Überlagerungsmechanismus kann trotz weiterhin bestehender mechanischer Verbindung zwischen Lenkrad und Rädern ein Gesamtlenkwinkel aus Fahrer- und Überlagerungslenkwinkel gebildet werden. Prinzipiell kann die Überlagerungseinheit elektrisch, hydraulisch (siehe auch [43]) oder elektrohydraulisch ausgeführt sein. Derzeitige Entwicklungen von BMW (z.B. [1, 8, 44, 45]), Toyota [46] und Audi [47] zeigen, dass sich elektromechanische Systeme am Markt etablieren. Somit ist eine gesamthafte Optimierung des Lenkverhaltens und -gefühls möglich.

Steer-by-Wire Lenksystem

Steer-by-Wire (SbW) Lenksysteme sind die dritte Art aktiver Lenksysteme, siehe auch 2.3 unten. Hauptmerkmal dieser Systeme ist die mechanische Entkoppelung zwischen Lenkrad und Rädern. Die Lenkleistung wird dabei hydraulisch [48] oder elektrisch [49, 50] bereitge-

¹Konstruktionsbedingte Bezeichnung des Lenkventils, das beim Anlenken den Volumenstrom zur Lenkunterstützung steuert und eine offene Mittenposition aufweist.

stellt. Grundsätzlich wird zwischen Steer-by-Wire Systemen mit zuschaltbarer Rückfallebene oder einem reinen Steer-by-Wire unterschieden.

Steer-by-Wire Systeme mit Rückfallebene werden so ausgeführt, dass im Fehlerfall eine Kopplung zwischen dem Lenkrad und den Rädern erfolgt. Diese kann je nach Systemausführung hydraulisch [48] oder mechanisch [51–53] erfolgen. Bei reinen Steer-by-Wire Systemen entfällt diese Kopplung. Zur Gewährleistung des gleichen Sicherheitsniveaus, werden redundante Sensoriken, Bordnetze und Aktoriken eingesetzt, siehe auch [49, 50].

Gegenüber Lenksystemen mit elektromechanischer Lenkung in Verbindung mit einer Überlagerungslenkung ist der funktionale Mehrwert bei SbW - Lenksystemen gering. Dem deutlich höheren Entwicklungsaufwand bei SbW - Lenksystemen zur Bewerkstelligung der Systemsicherheit steht ein nur geringer Funktionalitätszuwachs gegenüber, siehe auch [54, 55]. Fehleingriffe dürfen im Fehlerfall nicht zu sicherheitskritischen Fahrsituationen führen [56, 57]. Des Weiteren besteht Entwicklungs- und Forschungsbedarf zur Generierung eines authentischen Lenkgefühls, das bei SbW - Lenksystemen künstlich erzeugt werden muss. Ansätze (z.B. [58]) und Grundlagenuntersuchungen (z.B. [59]) sind im Stand der Technik bekannt. Die hohen Kundenansprüche an das Lenkgefühl verhindern die mittelfristige Einführung von Steer-by-Wire Lenksystemen in Großserienfahrzeugen. So sind erste Systeme prototypisch (z.B. ZFLS, SKF [60], TRW, Mercedes...) umgesetzt worden, um die Machbarkeit darzustellen. Erste rein elektronische SbW-Anwendungen im Nutzfahrzeugbereich, als auch für behindertengerechte Fahrzeuge sind im Markt eingeführt und in Kleinserie zugelassen.

2.1.2 Energetische Betrachtung von Lenksystemen

Neben den funktionalen Aspekten steigt im Zuge der CO_2 Diskussion die Nachfrage nach energieeffizienten Lenksystemen. Seit der Einführung hydraulischer Servolenkungen in den 50er Jahren beschränkte sich bis in die 90er Jahre die Weiterentwicklung der Lenksysteme auf funktionale, im Wesentlichen komforterhöhende Maßnahmen. Durch die freiwillige Selbstverpflichtung der europäischen Automobilindustrie im ACEA 1995 zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und Reduzierung der CO_2 -Flottenemission auf $140 \text{ gCO}_2/\text{km}$ bis 2008 sind neue Konzepte, Ideen und Systeme entstanden, die bereits umgesetzt sind oder sich in der Umsetzung befinden, wie z.B. hybridisierte Fahrzeugantriebe oder Motor-Start-Stop Automaten.

Ziel in der Lenksystementwicklung muss zunehmend sein, die Verlustleistung $P_{Verlust}$ im Gesamtsystem Lenkung zu minimieren und den Wirkungsgrad $\eta_{Lenkung}$ im Lenkbetrieb zu maximieren. Bei der Betrachtung des **Wirkungsgrades** $\eta_{Lenkung}$ des Gesamtsystems Lenkung wird deutlich, dass der Wirkungsgrad nur während eines Lenkvorganges relevant ist.

$$\eta_{Lenkung} = \begin{cases} \frac{P_{ab}}{P_{auf}}, & \text{beim Lenken} \\ 0, & \text{im Bereich geringer bzw. keiner Lenkaktivität} \end{cases} \quad (2.1)$$

Der zeitliche Anteil dieser Lastzustände, in denen eine hohe Unterstützungsleistung angefordert wird, ist in der Praxis gering. Im Vergleich zu den Situationen mit hoher Lenkaktivität kann ein Gesamtsystemwirkungsgrad nicht angegeben werden. So kann eine Differenzierung von Lenksystemen nur über die aufgenommene Leistung P_{auf} vorgenommen werden. Ein Vergleich der mittleren aufgenommenen Leistung unterschiedlicher Lenksysteme zeigt Tabelle 2.2.

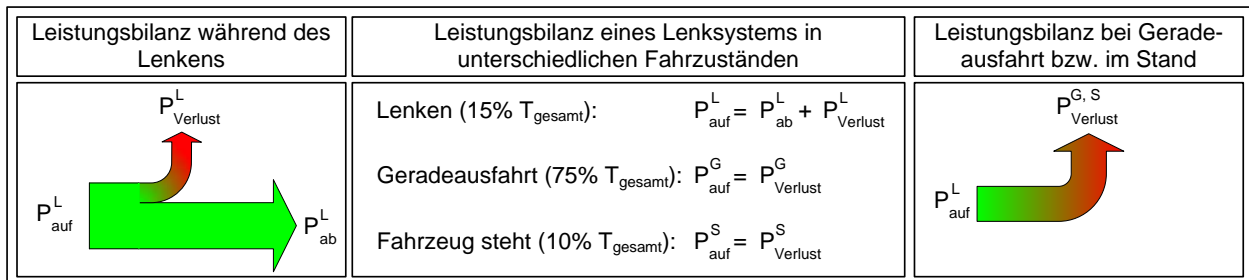


Bild 2.4: Leistungsbilanz eines Lenksystems für unterschiedliche Fahrzustände, abgeleitet aus [9, 12, 61])

Wie aus Bild 2.4 hervorgeht ist in über 85% der Fahrzeulebensdauer – „Geradeausfahrt“ und „Fahrzeug steht“ – keine Lenkleistung erforderlich. In diesen Betriebszuständen deckt sich die aufgenommene Leistung P_{auf} mit der Verlustleistung P_{Verlust} . Diese gilt es zu minimieren, um den Kraftstoffverbrauch weiter zu senken.

Lenksystem	Mittlere Leistungsaufnahme im ECE-Fahrzyklus	Referenz
Kon. HPS	280 - 350W	[9, 12, 15, 42, 61, 62]
HPS mit ECO-Pumpe	180 - 250W	[9, 12, 15, 61]
HPS mit VDP-Pumpe	170 - 250W	[9, 12, 15, 61]
EHPS	50 - 100W	[9, 12, 15, 42, 61]
EPS	30 - 50W	[9, 12, 15, 42]

Tabelle 2.2: Vergleich der durchschnittlich aufgenommenen Leistung von Lenksystemen im ECE-Fahrzyklus

Hydraulische Lenksysteme sind konstruktionsbedingt verlustbehaftet. Im Folgenden sind Maßnahmen zur Reduzierung der Verlustleistung P_{Verlust} von hydraulischen Lenksystemen aufgeführt:

Optimierungspotenziale hydraulischer Lenksysteme

- Pumpen
Eine Verringerung der Leistungsaufnahme kann im Pumpenbereich durch die Reduzierung der Drosselverluste erreicht werden. Drosselverluste nehmen über dem Volumenstrom durch das Lenksystem exponentiell zu. Daher bieten derzeit Pumpen mit variablem Fördervolumen – Electrical Controlled Orifice (ECO) bzw. Variable Displacement Pumps (VDP) – durch Vermeidung der internen Verlustvolumenströme das größte Sparpotenzial. Sie ermöglichen den Volumenstrom bedarfsgerecht zu regeln, siehe auch Tabelle 2.2.
- Pumpenantrieb
Die nahezu vollständige Vermeidung von Pumpenverlustvolumenströmen lässt sich durch die Abkopplung der Hydraulikpumpe vom Nebenaggregateantrieb und dem bedarfsgerechten Antrieb erzielen. Über einen variablen Nebenaggregateantrieb oder magnetorheologische Kupplungen [15], kann die Pumpe bedarfsgerecht zugeschaltet werden. Bei elektrohydraulischen Lenksystemen ist die Pumpe vollständig vom Nebenaggregateantrieb entkoppelt und wird über einen Elektromotor betrieben.

- **Konstruktion des Lenkventils**
Hohe Einsparpotenziale lassen sich durch die Änderung der Konstruktion des Lenkventils erzielen. Closed-Center Lenksysteme ermöglichen im Gegensatz zu heutigen Open-Center Systemen Energieverbräuche vergleichbar mit denen von elektromechanischen Lenksystemen EPS, siehe [11, 41, 42].

2.1.3 Zusammenfassung

Bild 2.5 zeigt eine Auswahl der derzeit am Markt befindlichen oder in der Entwicklung und Forschung stehenden Lenksysteme. Diese werden hinsichtlich der Kriterien **Funktionalität, Komplexität und Sicherheit, Wirtschaftlichkeit und Kosten** und **Energieeffizienz** bewertet. Die Bewertung entstand anhand der Erfahrungen aus Literatur- und Patentrecherchen sowie Simulationen. Die Bewertungsreferenz stellt ein konventionelles hydraulisches Lenksystem mit Flügelzellenpumpe (FZP) und variabler mechanischer Zahnstangenübersetzung dar.

Bewertungskriterien

- **Funktionalität und Regelbarkeit** beinhaltet die funktionalen Aspekte und Beeinflussungsmöglichkeit mittels Regelung, die durch ein Lenksystem dargestellt werden können.
- **Komplexität und Sicherheit** definiert sowohl die Hardware- als auch die Softwarekomplexität eines Lenksystems. Des Weiteren werden in dieser Kategorie auch der Aufwand zur Entwicklung, Absicherung und die Komplexität der Prozessstruktur als Basis der Entwicklung bewertet.
- **Wirtschaftlichkeit und Kosten** steigen proportional mit der Zunahme an Komplexität und den Sicherheitsanforderungen an ein Lenksystem. Darüber hinaus werden die Packageanforderungen und das Entwicklungsrisiko mitberücksichtigt.
- **Energieeffizienz** beschreibt den erzielbaren Energievorteil eines Lenksystems im Verhältnis zum Referenzsystem.

Die Lenkung muss sich zunehmend im Spannungsfeld von **Funktionalität, Komplexität, Sicherheit, Wirtschaftlichkeit** und **Energieeffizienz** behaupten. Aus der Bewertung geht hervor, dass sich in Zukunft weiterhin (elektro-)hydraulische Lenksysteme am Markt behaupten werden. Speziell im kostengetriebenen Sektor unterhalb der Mittelklasse werden energieoptimierte Lenksysteme weiterhin bestehen. Zunehmend wird mit einer Ablösung der Hydraulik durch die elektromechanische Servolenkung EPS in allen Klassen zu rechnen sein. Obwohl noch teurer als hydraulische Lenksysteme bietet dieses Lenksystem vor allem die Vorteile eines minimalen Energieverbrauchs bei erweiterter Funktionalität. EPS zählt zu den aktiven Lenksystemen, über die eine Vielzahl von Funktionalitäten dargestellt werden können, siehe dazu Bild 2.3. Prämisse dafür ist ein sicherheitsgerichteter Entwicklungsprozess, der die Komplexität der Entwicklung gegenüber hydraulischen Lenksystemen deutlich erhöht. Die derzeitige High-End Lösung im Lenkungsbereich stellt ein Überlagerungslenkensystem, evtl. in Verbindung mit einer elektromechanischen Lenkung, dar. Dieses vernetzte Lenksystem ermöglicht es Steer-by-Wire Funktionen darzustellen, mit dem Vorteil einer mechanischen Verbindung als Rückfallebene. Nachteil bei diesem Lenkungskonzept sind die erhöhten Kosten, Komplexität und Sicherheitsanforderungen, so dass man dieses Lenkungskonzept zunächst im Premiumsegment findet, z.B. Toyota (Lexus) [46] bzw. finden wird.

Beeinflussungsgröße (Hand-) Moment (Lenk-) Winkel			Variables (Hand-) Moment				Frei regelbares (Hand-) Moment		
			hydraulisch (HPS)			elekt-risch	hydr-aulisch	elektrisch	
			FZP	ECO	VDP	EHPS	Aktiv hydr. Servolenkung	EPS	Steer-by-Wire
Variabler (Lenk-) Winkel	mechanisch	Zahnstangenform (Bishop Steering)	o o	o -	o -	+ -	++ -	++ -	
		Sonderlösungen (Wandfluh, PSS)	o -	o -	o -	+ -	++ -	++ -	
elekt-risch	Variable Gear Ratio Steering (VGRS)		+ -	+ -	+ -	+ -	++ -	++ -	
Frei regelbarer (Lenk-) Winkel	hydr-aulisch	Überlagerungslenkung	++ -	++ -	++ -	++ -	+++ -	+++ -	
		Überlagerungslenkung	++ -	++ -	++ -	++ -	+++ -	+++ -	
	elektrisch	Steer-by-Wire							+++ -

Einfluss auf die Regelbarkeit steigt

Einfluss auf die Regelbarkeit steigt →

Funktionalitäten

Komplexität/ Sicherheit

F	W
K	E

Wirtschaftlichkeit/ Kosten

Energieeffizienz

Bild 2.5: Leistungsbilanz eines Lenksystems für unterschiedliche Fahrzustände (abgeleitet aus [9],[12] und [61])

2.2 Der Fahrer als Regler

Bei der kundenorientierten Auslegung von aktiven fahrdynamischen Regelsystemen müssen auch die Fähigkeiten des Fahrers berücksichtigt werden. Dies ist unerlässlich, um negative Wechselwirkungen zwischen den Schutzmechanismen – Fehlermaßnahmen und Ausfallstrategien – und den Reaktionen des Fahrers vermeiden zu können. Es kann nichts über das Zusammenwirken des Systems Fahrer-Fahrzeug-Fahrdynamikregelsystem bei einer getrennten Betrachtung ausgesagt werden. Jedes System kann für sich betrachtet stabiles Verhalten aufweisen, im Zusammenwirken aber zur Instabilität neigen.

Es werden in diesem Kapitel die wesentlichen Aspekte der Fahraufgabe des Fahrers im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt dargestellt und Arbeiten, die sich mit der Untersuchung des Regelkreises Fahrer-Fahrzeug beschäftigen, aufgeführt. Im Weiteren werden auf der Ba-

sis dieser Arbeiten die wesentlichen Informationsgrößen des Fahrers zur Bewältigung der Fahraufgabe und die relevanten Fahrerparameter quantitativ und qualitativ identifiziert.

2.2.1 Der Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt

Wie bereits in der Einleitung eingeführt ist der Fahrer der zentrale Regler im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug und Umwelt. Dieser ist stets bestrebt, ein stabiles Regelkreisverhalten im geschlossenen Regelkreis einzustellen.

Auf der Basis der durch die Umwelt vorgegebenen Führungs- und Störgrößen versucht der Fahrer durch steuernde und regelnde Eingriffe in den Regelkreis dem Soll-Kurs zu folgen und dabei auftretende Störungen zu kompensieren. Durch die Bedieneingaben des Fahrers in die Regelstrecke Fahrzeug folgt dieses einem Ist-Kurs. Die Differenz zwischen Ist- und Soll-Kurs nimmt der Fahrer über seine Sinne wahr und versucht die Differenz zu minimieren.

Die Bewältigung dieser komplexen Aufgabe und die Bewertung des Verhaltens des Gesamtregelkreises ist von einer Vielzahl an Aufgaben und individuellen Fertigkeiten sowie von der Informationsaufnahme des Fahrers abhängig.

Die Fahraufgabe an sich wird in der Literatur in primäre, sekundäre und tertiäre Aufgaben unterteilt. Diese Aspekte beschreiben die Gesamtheit der Fahraufgabe und geben einen Überblick über Einflüsse, die auf den Fahrer wirken.

- Die **primäre Fahraufgabe** umfasst im Wesentlichen die Aktivitäten, die zur Bewegung des Fahrzeugs im eigentlichen Sinne notwendig sind. Neben den steuernden und regelnden Tätigkeiten im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt im Bereich der Längs- und Querdynamik (Stabilisierung) müssen auch Aspekte der Fahrplanung – Bahnführung und Navigation – der primären Fahraufgabe zugeschrieben werden. Die Inhalte des daraus abgeleiteten 3-Ebenen-Modells der Fahrzeugführung wird im Folgenden beschrieben:
 - Die Bearbeitung einer Aufgabe in der Navigationsebene umfasst den Wunsch nach einem Ortswechsel. Dies umfasst sämtliche Aspekte der Navigation inkl. der Routenwahl und Festlegung des dafür benötigten zeitlichen Umfangs.
 - Die Bahnführung umfasst die Vorausschau auf die gewählte Route mit Festlegung eines Sollkurses unter der Berücksichtigung der umweltseitigen Rahmenbedingungen, wie z.B. Streckenführung, Verkehrssituation, Beschilderung, Fahrbahnmarkierungen und sein direktes Umfeld. Der dabei mental entwickelte Sollkurs unterliegt einer gewissen Unschärfe und gibt einen Bewegungsbereich des Fahrer-Fahrzeugsystems vor. Bei Verlassen des gewünschten Wertebereiches steuert dies der Fahrer in der Bahnführungsebene ein und überwacht die korrekte Kompensation auf der Stabilisierungsebene.
 - In der Stabilisierungsebene versucht der Fahrer den Regelkreis Fahrer-Fahrzeug in einem stabilen Zustand zu halten und die Regeldifferenz zwischen dem mental definierten Sollkurs und dem wahrgenommenen Istkurs zu minimieren.

In der Fahrzeugführung werden vornehmlich alle drei Regelaufgaben parallel oder intermittierend ausgeführt [63].

- Die **sekundäre Fahraufgabe** umfasst alle Tätigkeiten und Aspekte, die nicht unmittelbar mit der Kurshaltung in Verbindung stehen, der Fahrer aber situations- und verkehrsbedingt tätig werden muss. Dies sind z.B. Blinken, Hupen, Kuppeln und Schalten, aber auch die Betätigung von Licht und Scheibenwischer.

- Die **tertiäre Fahraufgabe** umfasst im Wesentlichen keine mit dem Fahren unmittelbar verbundenen Tätigkeiten, sondern beschränkt sich auf die Tätigkeiten, die der Erhöhung des Komforts, der Unterhaltung oder Information während der Fahrt dienen. Darunter fallen alle Komfortsysteme (z.B. Klima, Heizung etc.) sowie das komplette Entertainmentangebot.

Die Bewältigung der unterschiedlichen Fahraufgaben hängt im Wesentlichen von der Art und Komplexität sowie der Erfahrung des Fahrers ab. Aufgrund der individuellen Fahrerfahrung ruft die Bewältigung primärer, sekundärer und tertiärer Fahraufgaben unterschiedliche physische und psychische Reiz-Reaktionsmechanismen hervor [7]. Diesem Modell der differierenden Informationsverarbeitung sind nach Rasmussen [64] die **drei Ebenen des wissens-, regel- und fertigkeitbasierten Handelns** zugeordnet:

- **Fertigkeitbasiertes Verhalten** eines Fahrers ist gekennzeichnet durch hochautomatisierte, sensomotorische Verhaltensmuster als Reaktion auf gewisse Reize. Diese werden durch den Fahrer nicht bewusst wahrgenommen und interpretiert, so dass er darauf sehr schnell reagieren kann. Mit zunehmender Fahrerfahrung erhöht sich das Spektrum an erlebten Reiz-Reaktionsmechanismen des Fahrers, der diese Strategien verinnerlicht und unbewusst auf Reize reagieren kann.
- **Regelbasiertes Verhalten** kennzeichnet das Handeln des Fahrers nach erlernten Regeln als Reaktion auf gewisse Reize aus der Umwelt. Einmal erlernte Regeln kann ein Fahrer auf unterschiedlichste Situationen adaptieren und anwenden. Da es sich bei der Anwendung von Regeln um eine bewusst durchgeführte Handlung handelt, können unterschiedliche Situationen durch Adaption der Regeln – zum Nachteil der Schnelligkeit regelbasierten Handelns – bewältigt werden.
- Als **wissensbasiertes Verhalten** ist die bewusste Definition von Verhaltensstrategien auf der Basis der wahrgenommenen Informationen, der daraus folgenden Interpretation der Situation und Ableitung der Fahraufgabe gekennzeichnet. Diese Verhaltensstrategien werden vornehmlich in neuen Situationen angewandt auf die ein Fahrer bisher keine regel- bzw. fertigkeitbasierten Reiz-Reaktionsmuster entwickelt hat. Dadurch werden wissensbasierte Verhaltensmuster sehr langsam vollzogen. Dies trifft im Allgemeinen auf Fahranfänger zu.

Ein weiterer wichtiger Aspekt der Fahrzeugführung und in Folge dessen die Bewertung und Einschätzung von Lenksystemstörungen nach ihrer Kritikalität ist die Betrachtung des Gesamtsystems Fahrer (Mensch) und Fahrzeug (Maschine) unter arbeitswissenschaftlichen Gesichtspunkten. Dieses beruht auf dem arbeitswissenschaftlichen Konzept der **Belastung, Beanspruchung** und **Leistung** des Mensch-Maschine-Systems, siehe auch [65–68]

An das Mensch-Maschine-System (MMS) im Kontext der Fahrzeugführung wird die Bewältigung einer gegebenen Fahraufgabe unter gewissen Randbedingungen gestellt, siehe Bild 2.6. Der Mensch in der Rolle des Fahrzeugführers bzw. Reglers verfügt über gewisse **individuelle Leistungsvoraussetzungen**, wie z.B. Alter, Geschlecht, Fahrerfahrung, Motivation, Fahrertyp etc., unter denen er eine gegebene Fahraufgabe bewältigt. Aus den Anforderungen, die eine Fahraufgabe, wie z.B. Fahrzeugverhalten, Fahrmanöver, Streckenverlauf, an den Fahrer unter gegebenen Umweltbedingungen, wie z.B. Straßenzustand, Verkehrssituation, stellt, ergibt sich die **Belastung** des Fahrers. In Verbindung mit seinen individuellen Leistungsvoraussetzungen muss der Fahrer zur Bewältigung der Fahraufgabe eine indivi-

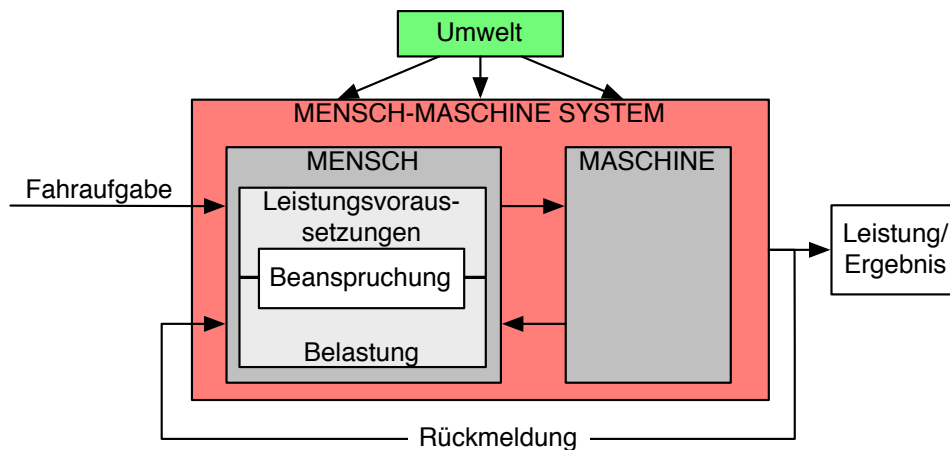


Bild 2.6: Strukturschema der menschlichen Arbeit unter dem Einfluss der Belastung, Leistungsvoraussetzungen, Beanspruchung und Leistung (abgeleitet aus [65–68])

duell unterschiedliche Anstrengung aufbringen, die die **Beanspruchung** charakterisiert. Die Beanspruchung kann anhand von objektiven, z.B. Lenkaktivität, Leistung in Nebenaufgaben, physiologischen Messgrößen etc., und subjektiven, z.B. Fragebögen, Rating-Skalen, Subjektivurteilen etc., Kriterien gemessen und bewertet werden. Unter Betrachtung aller auf das Mensch-Maschine-System wirkenden Randbedingungen zeigt sich eine messbare und bewertbare **Leistung** bzw. ein Ergebnis, das bei der Bewältigung der Fahraufgabe erzielt wird. Die Leistung, die sich, z.B. in einem Subjektivurteil, in Fahrfehlern, Spurabweichungen etc. widerspiegelt, dient als Referenz bzw. Vergleichsmöglichkeit zur Bewertung der Schwierigkeit einer definierten Fahraufgabe.

Zusammenfassend muss die Aufgabe zur Bewertung der Auswirkungen von Lenksystemstörungen dem Bereich der primären Fahraufgabe auf Stabilisierungsebene zugeordnet werden. Es ist zu erwarten, dass die Probanden in den getesteten Situationen aufgrund der schnellen Reizdarbietung zu fertigkeitbasierten Verhaltensmustern greifen werden. Zur Interpretation und Analyse der Varianzen in den Bewertungen müssen in der gewählten Untersuchungsmethodik die individuellen Leistungsvoraussetzungen erfasst und die Randbedingungen so gewählt werden, dass alle Probanden eine vergleichbare Belastung erfahren.

2.2.2 Störungen des Regelkreises Fahrer-Fahrzeug

Im Stand der Technik sind bisher zahlreiche experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Regelkreis Fahrer-Fahrzeug bekannt.

Primär wird versucht das Zusammenspiel und die Güte des Systems Fahrer-Fahrzeug durch die Qualität, mit der spezielle Fahraufgaben erfüllt werden zu beschreiben. Ebenso steht die Identifikation der menschlichen Reglerparameter und mathematische Beschreibung des menschlichen Verhaltens im Vordergrund. Durch Regleridentifikation im geschlossenen Regelkreis werden aus den Fahrer- und Fahrzeugreaktionen auf äußere Störungen in unterschiedlichen Fahrsituationen Fahrermodelle zum Zwecke der Simulation bzw. theoretischen Betrachtung entwickelt.

Eine Auswahl von Untersuchungen des Regelkreises Fahrer-Fahrzeug unter dem Einfluss von Störungen sind in der folgenden Tabelle 2.4 aufgeführt.

Störung	Feldversuch	Fahr Simulator	Simulation	Theorie
Umweltseitig				
Fahrbahnebenheiten	[69, 70]			
Seitenwind natürlich	[69, 71–78]		[74]	[73–75, 79]
simuliert	[73, 76, 80–83]	[83]	[71, 77]	[73, 84–86]
Fahrzeugseitig				
Kurvenfahrt	[84, 87–93]	[93–95]	[95, 96]	[91, 92, 97–99]
Schiefziehende Bremsen	[100–102]			
Spurwechsel	[89, 90, 103–110]		[106, 107]	[105, 106, 108, 110]
Zusatzlenkwinkel	[111–115]	[114]	[116]	
Zusatzlenkmoment	[115, 117]			
Zusatzgierbewegung	[115, 118]		[116]	

Tabelle 2.4: Auswahl an Untersuchungen zum Regelkreis Fahrer-Fahrzeug unter dem Einfluss äußerer Störungen

Im Wesentlichen werden in diesen Untersuchungen zum Regelkreis Fahrer-Fahrzeug unter Einfluss von Störungen Erkenntnisse erarbeitet, um

- den Regelkreis Fahrer und Fahrzeug hinsichtlich seiner regelungstechnischen Eigenschaften und Stabilität sowie zur Identifikation von Fahrzeugdaten und -eigenschaften zu beschreiben, die im Sinne einer Optimierung des Gesamtsystems zu ändern sind.
- Modelle des Fahrers zu entwickeln.
- Einflussfaktoren und wesentliche Informationsgrößen auf den Fahrer auch vor dem Hintergrund der Objektivierung von subjektiven Fahreigenschaften zu identifizieren.
- die Akzeptanz, Wirksamkeit und Sicherheit von passiven und aktiven Fahrwerkregelsystemen und deren Fail-Safe Strategie zu untersuchen.

Im weiteren Verlauf werden wichtige Einzelergebnisse, grundsätzliche Erkenntnisse aus dem Zusammenwirken Fahrer-Fahrzeug-Fahrdynamikregelung und die wichtigsten Informations- und Einflussgrößen des Fahrers bei der Bewältigung der Fahraufgabe beleuchtet.

In der neueren Forschung wird der Regelkreis Fahrer-Fahrzeug hauptsächlich unter den Aspekten der Akzeptanz, Wirksamkeit und Sicherheit von passiven und aktiven Fahrwerkregelsystemen und deren Fail-Safe Strategie untersucht.

Bisherige Forschungsarbeiten über den Einsatz aktiver Fahrdynamikregelsysteme beziehen sich weitestgehend auf die Entwicklung geeigneter Regelstrategien und den Nachweis der Wirksamkeit und Akzeptanz im Fahrversuch, zunehmend auch im Fahr Simulator mittels Probandenstudien, siehe z.B. [2, 5, 26, 55, 59, 65, 90, 106, 115, 119–125].

Mit der Zunahme hochperformanter Regelsysteme müssen aber auch deren Fehler- und Ausfallverhalten analysiert werden. Im Mittelpunkt steht dort die Beherrschbarkeit von Systemfehlern durch den Normalfahrer, siehe z.B. [104, 111–114, 117, 126–131]

Erste Ansätze zur Untersuchung des Ausfallverhaltens von Hinterachslenksystemen [104], elektromechanischen Lenksystemen [117, 131] und Überlagerungslenksystemen [114] sind im Stand der Technik bekannt. Die Untersuchungen beleuchten aber weitestgehend nur den Nachweis der Wirksamkeit eines gegebenen Sicherheitskonzepts, ohne grundlegende fahrerspezifische Kennwerte und objektive Bewertungskriterien offenzulegen.

Wegweisend in der Entwicklung sicherheitsgerichteter Untersuchungsmethodiken im Bereich aktiver fahrdynamischer Regelsysteme sind die Studien von Neukum und Krüger [111–113, 128, 129], die sich im Allgemeinen mit der Absicherung aktiver fahrdynamischer Regelsysteme und im Speziellen mit Überlagerungslenkssystemen aus Sicht des Fahrers beschäftigen. Auf der Basis einer neu entwickelten Testmethodik für diese Fragestellungen untersuchen Neukum und Krüger, welche Systemfehler und -ausprägungen Normalfahrer unter dem Einfluss von Überlagerungslenkssystemen tolerieren und definieren objektive Kriterien, siehe auch Tabelle 2.5.

Studien	Objektive Kennwerte					Referenz
	$a_{y,max}$ [m/s^2]	ψ_{max} [$^\circ$]	$\dot{\psi}_{max}$ [$^\circ/s$]	$\ddot{\psi}_{max}$ [$^\circ/s^2$]	Δy_{max} [m]	
Referenzfahrten allg.						
Geradeausfahrt	0,38	0,35	1,0	—	0,20±0,16	[80, 95, 131, 132]
Autobahn	2,5	—	3,5	1,8	—	[132, 133]
Bundesstraße	1,8	—	4,0	2,5	—	[132, 133]
Landstraße	4,8	—	10,0	3,8	—	[132, 133]
kurvige Landstraße	4,5	—	17,0	4,5	—	[132, 133]
Natürlicher Seitenwind $v_{Fzg} = 100 \text{ km/h}$, $v_W = 20 - 30 \text{ km/h}$	1,5	—	3,0	—	0,28±15	[72, 74, 76]
EPS - Fehler (Selbstlenker) Geradeausfahrt, $v_{Fzg} = 100 \text{ km/h}$	0,78	0,77	2,67	—	0,24	[117]
ABS - Bremsung (geradeaus) $v_{Fzg} = 140 \text{ km/h}$						
Bremsen → Reifenplatzer	1,3	1,0	2,9	—	—	[100, 134]
Reifenplatzer → Bremsen	1,55	5,0	4,0	—	—	[100, 134]
Überlagerungslenkungsfehler						[111–113, 128]
- Selbstlenker						
Geradeausfahrt, $v_{Fzg} = 50 \text{ km/h}$	1,25	—	4,0	—	—	
Geradeausfahrt, $v_{Fzg} = 100 \text{ km/h}$	1,25	—	3,0	—	—	
Geradeausfahrt, $v_{Fzg} = 150 \text{ km/h}$	1,25	—	2,5	—	—	
- Übersetzungssprünge						
$v_{Fzg} = 0 - 10 \text{ km/h}$			$i = \pm 6$			
$v_{Fzg} = 10 - 80 \text{ km/h}$			$i = \pm 4$			
$v_{Fzg} = 80 - 150 \text{ km/h}$			$i = \leq 6$			
- Tolerierter Radfehlwinkel			$\varphi_F < 1/v_{Fzg} [\text{rad/km/h}]$			[126]

Tabelle 2.5: Auswahl an maximal zulässiger Fehler, die in den jeweiligen Untersuchungen für den Fahrer als tolerierbar angesehen werden.

Aus dem Stand der Technik lassen sich störungsbehaftete Fahrsituationen identifizieren, denen der Fahrer bisher ausgesetzt war. Diese treten in der Regel selten auf, müssen aber durch den Fahrer zur Vermeidung einer sicherheitskritischen Fahrsituation beherrscht werden.

Zusammenfassend aus den in Tabelle 2.4 aufgeführten Untersuchungen zum Regelkreis Fahrer-Fahrzeug unter dem Einfluss äußerer Störungen lassen sich wesentliche Kriterien und Informationen identifizieren, die der Fahrer zur Fahrzeugführung und Situationseinschätzung nutzt. Diese sind im folgenden Kapitel aufgeführt.

2.2.3 Informationsaufnahme und -verarbeitung durch den Fahrer

Bei der kundenorientierten Auslegung von aktiven fahrdynamischen Regelsystemen müssen auch die Fähigkeiten des Fahrers berücksichtigt werden. Dies ist erforderlich, um negative Wechselwirkungen zwischen den Schutzmechanismen und den Regelstrategien des Fahrers bei der Entwicklung eines Sicherheitskonzepts aktiver fahrdynamischer Regelsysteme zu verhindern. Wichtig in diesem Zusammenhang ist die Informationsaufnahme und -verarbeitung durch den Fahrer. Diese Thematik wird in der Forschung schon lange behandelt, siehe auch [6, 67, 99, 125, 135, 136], wobei aufgrund der Komplexität oft nur Teilaspekte systematisch untersucht bzw. Wechselwirkungen der einzelnen Parameter oft nicht berücksichtigt werden.

Die zur Fahrzeugführung relevanten Informationen nimmt der Fahrer akustisch, haptisch, vestibulär und vor allem optisch wahr.

- **Akustische Informationen**

Störungen auf den Regelkreis Fahrer-Fahrzeug werden durch den Fahrer in der Regel vor dem Auftreten der Fahrzeugreaktionen wahrgenommen. In der Literatur sind Arbeiten bekannt, in denen z.B. auf die subjektive Wahrnehmung von Windgeräuschen eingegangen wird, z.B. [73, 137, 138]. Direkte Reaktionen auf akustische Störinformationen konnten, wie auch in dieser Arbeit, nicht festgestellt werden. Akustische Informationen aus der Umwelt bzw. des Fahrzeugs können eine drohende Störung ankündigen. Dies führt beim Fahrer zu einer Erhöhung der Aufmerksamkeit und Konzentration [72–74, 81].

- **Haptische Informationen**

Der Fahrer nimmt über das Lenkradmoment Nutz- und Störinformationen bei gleicher Amplitude in unterschiedlichen Frequenzbereichen mit unterschiedlicher Intensität wahr, siehe z.B. [26, 59]. Seitenwindstörungen werden durch den Fahrer nur im niederfrequenten Bereich wahrgenommen [72, 99]. Die Lenkradmomenteninformation infolge äußerer Störungen ist für den Fahrer erforderlich um, je nach Störeinfluß, frühzeitig Informationen über die Stärke der Störung zu erhalten. Detaillierte Aussagen über die Wahrnehmung von Lenkradmomenten finden sich z.B. bei [26, 59, 131].

- **Vestibuläre Informationen**

Die **Gierwinkelgeschwindigkeits- und Schwimmwinkelinformation**, deren Ableitungen Gierbeschleunigung- und Schwimmwinkelgeschwindigkeit, sowie die Querbeschleunigung [89] nimmt der Fahrer überwiegend durch sein Vestibulärorgan wahr. Die Wahrnehmungsschwellen für translatorische – $0,1 - 0,2 \text{ m/s}^2$ – und rotatorische – $1^\circ/\text{s}^2$ – Beschleunigungen sind nicht nur abhängig von der Amplitudenhöhe, sondern auch von der Expositionsdauer [132] und dem auftretenden Frequenzbereich von $0,5 - 2,0 \text{ Hz}$, siehe beispielhaft [72, 73, 99].

Größe	Rotatorische Beschleunigung [$^\circ/\text{s}^2$]	Translatorische Beschleunigung [m/s^2]	Gierrate optisch [$^\circ/\text{s}$]
Merkschwelle	2 - 6	0,18	5 - 12 (*)

Tabelle 2.6: Merkschwellen fahrdynamischer Größen nach [132, 139](*) Expositionsdauer 1 Sekunde: $5^\circ/\text{s}^2$, Expositionsdauer 4 Sekunden: $1,5^\circ/\text{s}^2$

- **Optische Informationen**

Die optischen Informationen tragen mit einem Anteil von mehr als 90% zur Erfüllung

der Fahraufgabe bei [132, 140, 141]. Gierwinkel und Spurabweichung (teilweise als Querabweichung bezeichnet), Giergeschwindigkeit und teilweise Schwimmwinkel werden bei niedrigen Frequenzen bis zu 0,5 Hz noch optisch wahrgenommen, siehe [72, 73, 99]. Diese optischen Informationen sind für den Fahrer im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug erforderlich, um die Regelabweichung zum Soll-Kurs zu bilden und eine entsprechende Regelkreisdämpfung aufzubringen.

In der folgenden Tabelle sind die wesentlichen Reaktionszeiten im Zeitbereich auf gewisse Wahrnehmungs- und Umsetzungsformen aufgeführt.

Menschliche Handlungsfähigkeiten	Werte	Referenz
Reaktionszeiten bei der Informationsumsetzung in einen Lenkwinkel	0,2-0,5s	[95, 101, 141]
akustisch getriggert		
Reaktion auf akustische Warnung	0,35-0,55s	[131]
haptisch getriggert		
Reaktion auf Lenkradmoment	0,15-0,28s	[59, 101, 111–113, 131, 141]
vestibulär getriggert		
Reaktion auf Querbeschleunigung	0,2s	[80, 101, 141]
Reaktion auf Gierrate	0,2s	[80, 101, 141]
optisch getriggert		
Reaktion auf Gierwinkel	0,3s	[80, 101]
Reaktion auf ein Hindernis durch. . .		
... Lenkeingriff	0,3-0,4s	[80, 141]
... Bremsingriff	0,3s	[141, 142]

Tabelle 2.7: Erkenntnisse zu Störungen des Systems Fahrer-Fahrzeug

Es ist zu beachten, dass die angegebenen Zeiten oftmals auf die reine Umsetzung einer Handlung auf einen Reiz dargestellt sind. Des Weiteren variieren Reaktionszeiten stark in Abhängigkeit des verwendeten Übertragungsweges der Informationen und der damit verbundenen Informationsverarbeitung. Diese kann entweder bewusst, unbewusst oder reflexartig erfolgen. In Abhängigkeit der Verfassung des Fahrers können sich die Reaktionszeiten verlängern. So bewegen sich die Reaktionszeiten eines Fahrers im Allgemeinen in einem Zeitbereich von 0,2-0,5 Sekunden, siehe Tabelle 2.7.

Dem gegenüber stehen Studien von Zomotor [143], der die Gesamtreaktionszeiten von Probanden in komplexen Fahrsituationen ohne weitere Differenzierung von 0,7-1,5 Sekunden angibt. Eine Verlängerung der Reaktionszeiten in einem Bereich von 1,5-2,5 Sekunden von der Reizdarbietung bis zur Umsetzung in einen Lenk- und/oder Bremsingriff konnte von [142, 144–147], z.B. beim Ausweichen in komplexen Verkehrssituationen gemessen werden.

2.2.4 Fahrer-Fahrzeugverhalten im Frequenzbereich

Die Betrachtung und Analyse des Fahrer-Fahrzeugverhaltens unter regelungstechnischen Gesichtspunkten mit der Abbildung von Fahrermodellen, der Identifikation von Fahrer- und Fahrzeugparametern und daraus abgeleiteten Bewertungs- und Objektivierungsmethoden

ist seit Jahren einer der Forschungsschwerpunkt in der Fahrzeugtechnik und wird in der Literatur umfassend behandelt.

Dabei werden regelungstechnische Fahrermodelle primär dazu eingesetzt, das Fahrer-Fahrzeug-Verhalten zu analysieren und fahrerorientierte Objektivierungsverfahren zu entwickeln, mit dem Ziel, diese in einer Simulationsumgebung abzubilden. Eine umfassende Auswahl der in der Literatur bekannten Ansätze, Untersuchungen und Anwendungsfelder zu Fahrermodellen finden sich bei [72, 95, 148, 149].

Grundlegende Ansätze zur regelungstechnischen Betrachtung des Fahrer-Fahrzeugverhaltens liefern die Forschungen von McRuer [108, 116] sowie das Zwei-Ebenen-Modell von Donges [95, 150].

Diese Modelle, wie z.B. das **Schnittfrequenzmodell** (engl.: cross-over model) bilden das Fahrer- und Fahrzeugverhalten im Frequenzbereich im offenen Regelkreis ab. Als zentrale Definitions-, Bewertungs- und Stabilitätsgrößen des Regelkreises werden die Schnittfrequenz ω_c , die Phasenreserve φ_R und die Amplitudensteigung $\left. \frac{dG}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_c}$ im Bereich der Schnittfrequenz identifiziert. Nach McRuer [108, 116] lässt sich für den Fahrer die allgemeine Übertragungsfunktion M_R^* eines linearen Reglers angeben.

$$M_R^* = M_R e^{sT_P} = V_M \frac{1 + T_D s}{1 + T_I s} e^{s(T_P - \tau)} \quad (2.2)$$

Im Wesentlichen wird die Fahrerübertragungsfunktion über die Fahrerverstärkung V_M , die Vorhalt- und Verzögerungskonstanten T_D und T_I sowie die Prädiktionszeit T_P und die Reaktionszeit τ bestimmt. Eine Vereinfachung dieser Gleichung wird häufig getroffen, indem die Vorhaltkonstante T_D zu Null gesetzt wird und ein Vorhalt über die Prädiktionszeit T_P gebildet wird. Während die Verzögerungskonstante T_I und die Reaktionszeit τ oftmals mit 0,2 Sekunden angegeben werden, lassen sich die Fahrerverstärkung V_M und die Prädiktionszeit T_P aus der Schnittfrequenz ω_c , Phasenreserve φ_R und der Amplitudensteigung $\left. \frac{dG}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_c}$ theoretisch bestimmen [151]. Ausführliche Betrachtungen und Untersuchungen bezüglich der Parameterfindung und -interpretation finden sich z.B. bei [91].

Aus der Fahrerübertragungsfunktion $M_R(j\omega)$ und der Fahrzeugübertragungsfunktion $F_\delta(j\omega)$ kann im Bereich der Schnittfrequenz ω_c der Frequenzgang des offenen Regelkreises $G(j\omega)$ wie folgt angegeben werden.

$$G(j\omega) = |G(j\omega)| e^{j\varphi(\omega)} = |M_R(j\omega)| |F_\delta(j\omega)| e^{j\varphi_M(\omega)} e^{j\varphi_F(\omega)} = \frac{\omega_c}{j\omega} e^{-j\omega\tau} \quad (2.3)$$

Aus Gleichung 2.3 lassen sich wichtige Erkenntnisse ableiten:

- Die Stabilität des Regelkreises ist dann gewährleistet, wenn bei

$$\ln |M_R(j\omega)| + \ln |F_\delta(j\omega)| = 0 \quad (2.4)$$

die Phasenwinkelsumme

$$\varphi_G(\omega) = \varphi_M(\omega) + \varphi_F(\omega) > -180^\circ \quad (2.5)$$

beträgt und sich somit eine Phasenreserve

$$\varphi_R(\omega) = -180^\circ - \varphi_G(\omega) > 0 \quad (2.6)$$

ergibt.

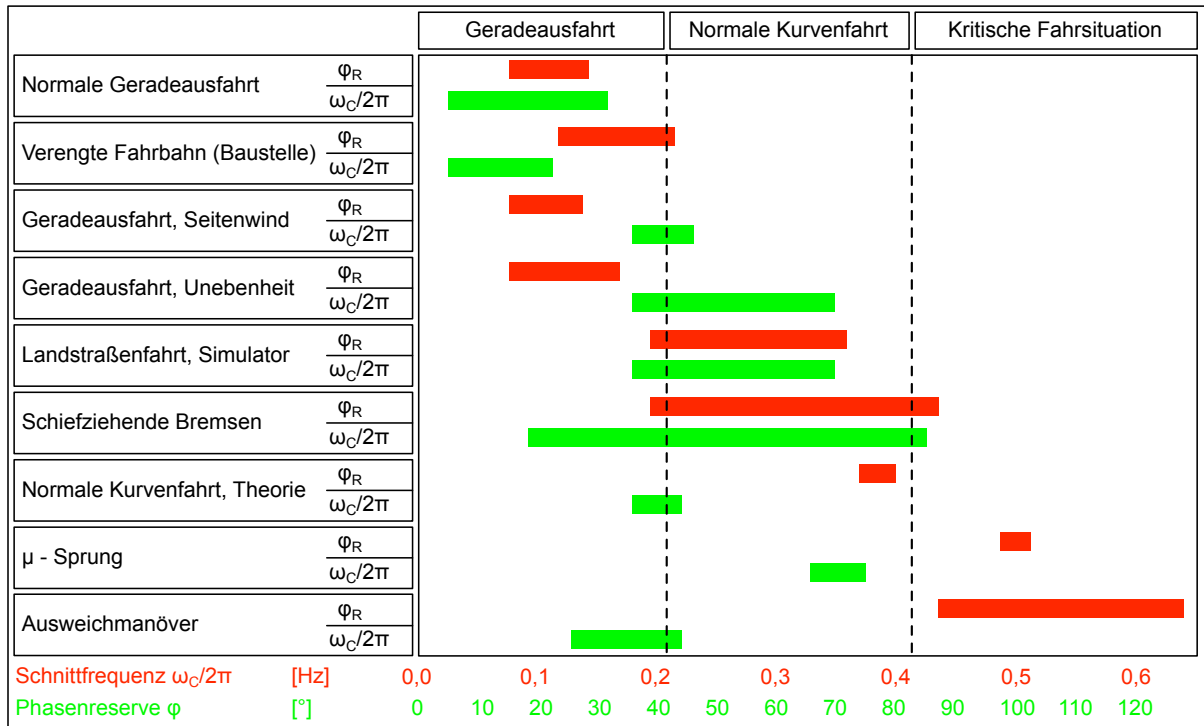


Bild 2.7: Schnittfrequenzen und Phasenreserven des offenen Querregelkreises in unterschiedlichen Fahrsituationen abgeleitet aus [91, 92, 101, 103, 137, 151, 152]

- Die Fahrer- und Fahrzeugübertragungsfunktionen werden im Wesentlichen über die Konstanten in den jeweiligen Gleichungen definiert. Unterschiedliche Fahrzeuge werden rein über die Konstanten in der Übertragungsfunktion abgebildet. Dies gilt auch für die Fahrergleichungen. Dementsprechend müssen sich die Fahrerkonstanten den Konstanten des jeweiligen Fahrzeugs anpassen, um das Gesamtregelverhalten konstant zu halten, siehe dazu die Untersuchungen von [91, 151, 152]. D.h. der Fahrer muss, um ein konstantes Gesamtregelverhalten $\varphi_M(\omega) + \varphi_F(\omega) \approx const$, charakterisiert durch eine konstante Phasenreserve $\varphi_R(\omega)$ einzustellen, die Höhe seines Phasenwinkels $\varphi_M(\omega)$ anpassen. Daraus wird ersichtlich, dass Fahrzeuge, die durch ihre Auslegung bereits einen kleinen Phasenwinkel $\varphi_F(\omega)$ aufweisen, wenig Spielraum für den Fahrer lassen. Charakteristische Werte für das Gesamtregelverhalten, das der Fahrer im Fahrzeug bei Normalfahrt einstellt, zeigt Tabelle 2.9. Diese liegen in sehr engen Grenzen.

Kriterien	Werte
Phasenreserve φ_R	30° – 40°
Schnittfrequenz $\omega_c/2\pi$	0,3 – 0,5 Hz
Steigung der Amplitudenkennlinie bei $\omega = \omega_c$	- 15 – -25 dB/Dek

Tabelle 2.9: Kriterien des Querregelkreises Fahrer-Fahrzeug [151]

Eine beispielhafte Übersicht charakteristischer Kennwerte während der Normalfahrt und in kritischen Fahrsituationen zeigt Bild 2.7. Daraus wird ersichtlich, dass die Erkenntnisse, die im Normalfahrbereich aufgezeigt wurden, auch im Bereich der kritischen Fahrsituation ihre Gültigkeit behalten.

Während die Phasenreserve $\varphi_R(\omega)$ auch in kritischen Fahrsituationen weitestgehend konstant bleibt, steigt die Schnittfrequenz $\omega_c/2\pi$ mit der Schwierigkeit des zu bewältigenden Fahrmanövers an.

Anschaulich lässt sich dies z.B. bei einem Ausweichmanöver mit einem schnelleren, genaueren und stärkeren Lenkmanöver verdeutlichen. Das Fahrzeug folgt dem Sollkurs wesentlich schneller und die sich ergebende Überschwingweite ist deutlich reduziert.

Durch die Kenntnis charakteristischer Kennwerte für die Schnittfrequenz ω_c , Phasenreserve $\varphi_R(\omega)$ und Amplitudensteigung $\left. \frac{dG}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_c}$ können aufgetretene Fahrer- und Fahrzeugreaktionen in der Probandenstudie zur Ermittlung tolerierbaren Systemfehler von Überlagerungslenksystemen verglichen und bewertet werden.

2.3 Sicherheitsgerichtete Entwicklung mechatronischer Fahrwerkregelsysteme

Die Entwicklung mechatronischer, sicherheitsrelevanter Fahrwerkregelsysteme ist an Gesetze, Normen und Standards gebunden. Bereits in vielen Bereichen wie der Luft- und Raumfahrt oder der Kerntechnik seit Jahren etabliert, kommen diese Normen verstärkt in der Fahrzeugtechnik zur Anwendung. Aufgrund des immer weiter steigenden Anteils an mechatronischen, sicherheitsrelevanten Systemen sind definierte Prozesse, Richtlinien und Entwicklungsmethoden unerlässlich, um die Funktionsfähigkeit dieser Systeme gewährleisten und ihre konforme Entwicklung nachweisen zu können. In diesem Kapitel werden die derzeit gültigen Gesetze, Normen, Standards und Richtlinien aufgeführt und der Entwicklungsprozess sicherheitsrelevanter Systeme näher beleuchtet.

2.3.1 Stand der Normung

Im folgenden Kapitel wird der Stand der Gesetzgebung, Normung und Richtlinienengenerierung, die bei der Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelsystems im Kfz berücksichtigt werden müssen, aufgezeigt.

Im Rahmen der Harmonisierung von europäischen Gesetzen strebt die EU den Abbau von Handelshemmnissen durch ein einheitliches Gesetzgebungs- und Typprüfungsverfahren an. Auf der Basis von EG-Richtlinien, wie z.B. der 2001/95/EG für Produktsicherheit, die durch den europäischen Rat der EU beschlossen werden, sind die Mitgliedsstaaten verpflichtet, diese in nationales Recht umzusetzen. Dies bindet die Hersteller zur Einhaltung dieser Gesetze und Richtlinien, was sich auf europäischer Ebene vorteilhaft erweist. So müssen Fahrzeuge in Europa nur noch einmal homologiert und können frei in der EU ohne erneute Typprüfung in Verkehr gebracht werden.

Im Gegensatz zu den EG-Richtlinien haben die ECE-Richtlinien der UNECE (United Nations Economic Commission for Europe) empfehlenden Charakter. Aufgrund eines expliziten Verweises in einer EG-Richtlinie oder der StVZO auf eine ECE-Richtlinie, ist der Hersteller ebenfalls verpflichtet, diese zu berücksichtigen.

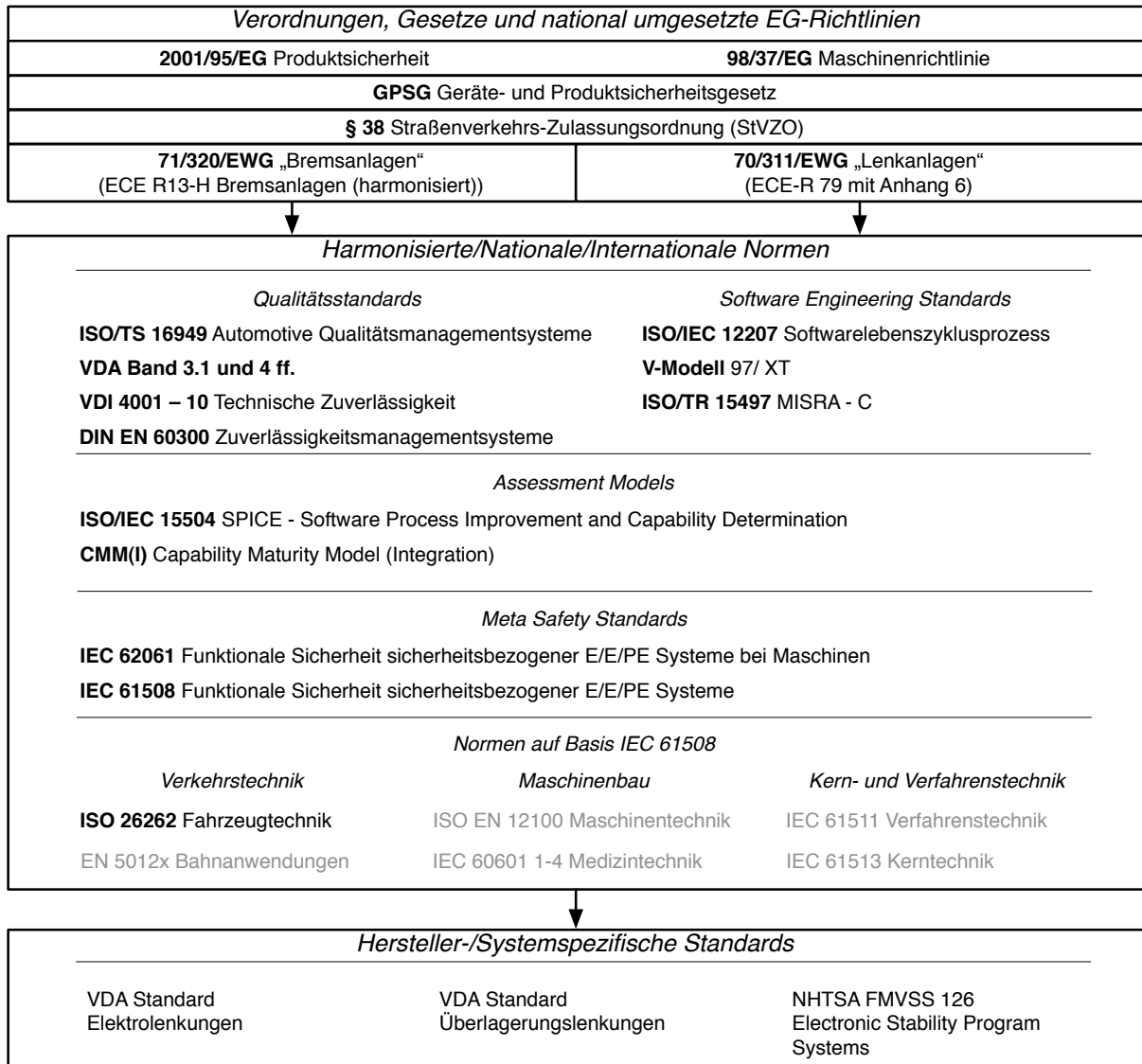


Bild 2.8: Gesetze, Richtlinien, Standards und Normen als Basis zur sicherheitsgerichteten Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelsystems, Referenzen siehe z.B. [153–156]

Neben den wesentlichen Anforderungen der EG-Richtlinien wird der Stand der Technik in nationalen (DIN), europäischen (EN) und internationalen (ISO) Normen manifestiert. Diese haben empfehlenden Charakter, werden aber im Schadensfall von Gerichten und Sachverständigen zitiert und zur Urteilsfindung herangezogen.

Eine systematische Darstellung der relevanten Gesetze, Richtlinien, Standards und Normen, die zur sicherheitsgerichteten Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelsystems erforderlich sind, werden in Bild 2.8 aufgeführt.

Für Hersteller und Anwender sind vor allem die EG-Richtlinien 98/37/EG [153] (Maschinenrichtlinie) und 2001/95/EWG [155] (Richtlinie über die allgemeine Produktsicherheit) bindend. Sie definieren die Begrifflichkeiten Maschine bzw. sicheres Produkt und legen die

rechtlichen Verpflichtungen, die sich daraus ergeben, fest. In der Neufassung der Maschinenrichtlinie 2006/42/EG [154] (Inkrafttreten: 29. Dezember 2009), werden auch „unvollständige Maschinen“ mit aufgeführt. Die Umsetzung der EG-Richtlinien in deutsches Recht erfolgte zum 6. Januar 2004. Dabei wurde das bis dahin geltende Produktsicherheitsgesetz durch das Geräte- und Produktsicherheitsgesetz (GPSG) und die 9. Verordnung zum GPSG (Maschinenverordnung)[156] abgelöst.

Die EG-Richtlinien 71/320/EWG für Brems- [157] und 70/311/EWG [158] für Lenkanlagen sind sehr viel spezifischer als die zuvor beschriebene Gesetzgebung. Es werden die bei der Typgenehmigung anzuwendenden Verfahren auch zur Gewährleistung der Sicherheit von elektronischen Steuerungs- und Regelungssystemen beschrieben (siehe Anhang 6 und 18 der jeweiligen ECE-Regelung). Zur Zeit werden die Richtlinien 71/320/EWG [157] und 70/311/EWG [158] überarbeitet, um zukünftige Anforderungen, z.B. an Brake- und Steer-by-Wire-Systeme zu erfüllen. Darüberhinaus ist ein Neuentwurf einer ECE-Regelung in Arbeit, der neben Lenkung und Bremse die Typgenehmigungsverfahren für komplexe elektronische Eingriffe in die Fahrzeugführung regeln soll.

Eine allgemeine Anforderung an Lenkanlagen für Fahrzeuge findet sich in §38 StVZO (Straßenverkehrs-Zulassungsordnung).

„Die Lenkanlage muss leichtes und sicheres Lenken des Fahrzeugs gewährleisten.“

Neben den gesetzlich binden Rahmenbedingungen sind die Hersteller angehalten, nach dem Stand der Technik zu entwickeln. In Bild 2.8 ist eine Auswahl der wesentlichen Standards und Normen dargestellt, die die Basis eines sicherheitsgerichteten Entwicklungsprozesses darstellt.

Dieser basiert maßgeblich auf den Qualitäts- und Software Engineering Standards, die Rahmenbedingungen festlegen, in die die sicherheitsgerichtete Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen eingebettet wird.

Qualitätsstandards

Die wesentlichen weltweit gültigen Qualitäts- und Zuverlässigkeitsstandards ISO/TS 16949 [159], VDI Technische Zuverlässigkeit [160] sowie DIN EN 60300 [161] definieren die Anforderungen der Automobilindustrie an ein automotives Qualitäts- und Zuverlässigkeitsmanagementsystem. Diese beinhalten die Definition von Unternehmensprozessen ihrer Lieferanten und zeigen Methoden zu ihrer Einhaltung auf. Dadurch wird vermieden, dass sich Lieferanten verschiedener Fahrzeughersteller mehrfach zertifizieren lassen müssen. Zuverlässigkeitstechniken, z.B. die Fehler-Möglichkeiten- und Einfluss-Analyse (FMEA) werden in den VDA Bänden 3 und 4ff. sowie im VDI-Handbuch Technische Zuverlässigkeit VDI 4001 beschrieben [160].

Software Engineering Standards

Die Norm ISO/IEC 12207 [162] zeigt die Rahmenbedingungen für Prozesse im Lebenszyklus von Software (Software Life-Cycle Processes) auf. Dabei wird kein explizites Lebenszyklusmodell festgelegt, sondern eine allgemeingültige Prozessstruktur beschrieben, in der alle wichtigen Prozesse des Lebenszyklus aufgeführt sind. Darüber hinaus beinhaltet die ISO/IEC 12207 einen Leitfaden zur Anwendung des Standards auf ein konkretes Projektvorhaben. Im Rahmen der Systementwicklung von mechatronischen Fahrwerkregelsystemen hat sich das V-Modell als ideale abstrakte und umfassende Projektmanagement-Struktur

herausgestellt. Im V-Modell werden im Gegensatz zu einem klassischen Phasenmodell Aktivitäten und Ergebnisse definiert und keine sequentielle zeitliche Abfolge gefordert [163], siehe auch Kapitel 2.3.2.1. Die Umsetzung von Systemanforderungen in Steuergerätesoftware stellt besonders hohe Anforderungen an die Programmierer. Um z.B. Laufzeitfehler durch unsicheren C-Programmcode, Gültigkeit von C-Konstrukten oder Missverständnisse zwischen den Programmierern zu vermeiden, wurde in der Automobilindustrie ein C-Programmierstandard (MISRA-C) entworfen. Im MISRA-C – von der MISRA (The Motor Industry Software Reliability Association) entwickelt – sind über einhundert Programmierregeln definiert, die ein sicheres Programmieren vorschreiben [164].

Assessmentverfahren

Auf die Basis der zuvor beschriebenen Qualitäts- und Software Engineering Standards setzen Assessmentverfahren auf. Kernpunkte dieser Verfahren sind die Bestimmung des Verbesserungspotenzials und der Qualität von Softwareprozessen in der eigenen Organisation sowie der Bewertung der Prozessfähigkeit von Lieferanten, siehe auch Kapitel 2.3.2.2.

Meta Safety Standards und abgeleitete Unternormen

Meta Safety Standards wie die IEC 62061 [165] sowie die IEC 61508 [166] sind internationale Normen zur Entwicklung von elektrischen, elektronischen und programmierbar elektronischen (E/E/PE) Systemen, die eine Sicherheitsfunktion ausführen.

Die IEC 61508 ist als Meta Safety Standard ausgewiesen und kann als Basis für anwendungs- und herstellerspezifische Normen und Standards dienen. Die Norm kann auf alle sicherheitsbezogenen Systeme, die elektrische, elektronische oder programmierbar elektronische Komponenten (E/E/PES) enthalten und deren Ausfall ein maßgebliches Risiko für Mensch oder Umwelt bedeutet, herangezogen werden. Gemäß der Norm bilden die Funktionen der sicherheitsbezogenen Systeme die funktionale Sicherheit des Gesamtsystems.

Der Geltungsbereich der Norm erstreckt sich über den gesamten Sicherheitslebenszyklus von der Konzeptphase bis zur Außerbetriebnahme und Deinstallation der Systeme und definiert die in den einzelnen Phasen umzusetzenden und anzuwendenden Prozesse und Methoden.

Aus der IEC 61508 sind eine Vielzahl funktionaler Sicherheitsnormen hervorgegangen, siehe Bild 2.8. Im Bereich der Fahrzeugtechnik wurde erst kürzlich die ISO 26262 für funktionale Sicherheit im Automobil auf Basis der IEC 61508 erarbeitet und an die Anforderungen automotiver sicherheitsrelevanter Systeme, z.B. aktive fahrdynamische Regelsysteme angepasst.

Anwendungsspezifische Standards

Für einige ausgewählte Regelsysteme im Fahrzeug gibt es bereits erste hersteller- bzw. anwendungsspezifische Standards, siehe Auswahl in Bild 2.8. Speziell im Bereich aktiver Lenksysteme, vor allem für elektromechanische Lenksysteme als auch für Überlagerungslenksysteme sind im VDA Standards definiert worden. Die NHTSA schreibt seit 2008 auch die Überprüfung der Wirksamkeit von ESP-Systemen in der FMVSS126 [167] vor, die auf dem amerikanischen Markt angeboten werden.

2.3.2 Entwicklungsmodelle und -prozesse

Die Entwicklung von sicherheitsgerichteten mechatronischen Systemen im Fahrzeug erfordert neben den beschriebenen Gesetzen, Normen und Standards auch neue Entwicklungsmodelle und -prozesse. Diese werden im Folgenden näher beleuchtet und der Wandel von konventionellen zu den heute im Stand der Technik etablierten sicherheitsgerichteten Entwicklungsmethoden aufgezeigt.

2.3.2.1 Der Wandel vom Linien- zum V-Modell

In herkömmlichen Entwicklungsprozessen erfolgte die Entwicklung von Teilsystemen bisher getrennt und sequentiell voneinander, mit der Integration ins Gesamtsystem in einer späten Phase des Entwicklungsprozesses. Dies ermöglicht zwar die verteilte Entwicklung der Teilsysteme, wirkt sich allerdings bei der Trennung der Hard- und Softwareprozesse negativ auf den Ablauf des Entwicklungsprozesses und die Qualität des Gesamtsystems aus. Aus diesem Grund muss das Design und die Konzeption von Hard- und Softwaremodulen parallel erfolgen [168].

In der bisherigen Linienstruktur bei der Entwicklung mechatronischer (Teil-) Systeme werden aus der Anforderungsbeschreibung und -analyse die Einzelfunktionalitäten und Schnittstellen im Gesamtsystem definiert. Umgebrochen auf das Gesamtsystem leitet sich daraus der erste funktionale Grobentwurf des Systems ab. Dieser wird im weiteren Entwicklungsprozess sukzessive verfeinert, bis auf der Basis eines hardwareseitigen (Bauteilebene) und softwareseitigen, funktions- und steuengerätspezifischen Feinentwurfs die Umsetzung und Abnahme erfolgt. Nachteilig daran gestaltet sich der mit der Entwicklung verbundene Testprozess, der auf Modul-, Subsystem- und Systemebene erfolgt und bei dem gezeigten Entwicklungsprozess phasenübergreifende Iterationen begünstigt, was zu vermeiden ist [168].

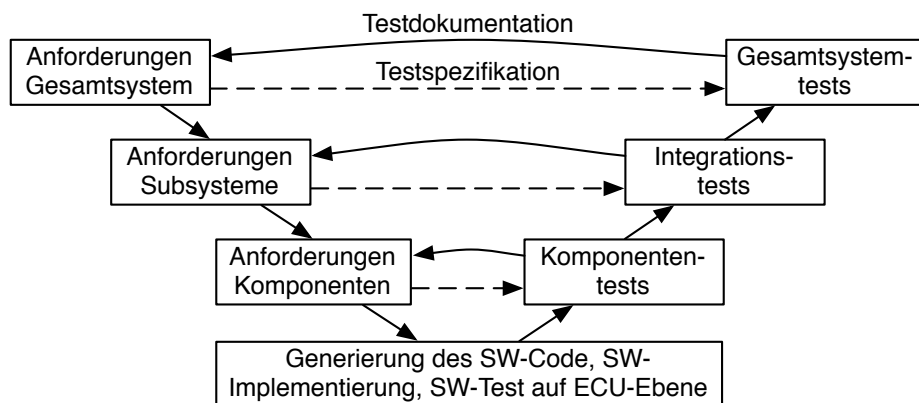


Bild 2.9: Das V-Modell für die Entwicklung sicherheitsrelevanter mechatronischer Systeme nach [163]

Im Zuge einer immer hochgradigeren Vernetzung im Fahrzeug, der steigenden Komplexität und des wachsenden softwareseitig umgesetzten Funktionsumfangs in immer kürzerer Entwicklungszeit, sind in einem sicherheitsgerichteten Entwicklungsprozess neue Prozesse und Methoden erforderlich. Aus diesem Grund wurde in den frühen neunziger Jahren das

V-Modell als Entwicklungsstandard für die Softwareerstellung bei der Bundeswehr vom Bundesminister für Verteidigung festgeschrieben. Abgeleitet daraus wurde das zivile V-Modell, das in mehreren optimierten Versionen veröffentlicht wurde, siehe Bild 2.9.

Der wesentliche Unterschied zur Linienstruktur besteht im V-Modell in der Parallelisierung der Anforderungs- und Testphasen der einzelnen Entwicklungsebenen. Ausgehend von den Anforderungen auf Gesamtsystemebene werden im linken Ast des Modells die Anforderungen und Testspezifikationen bis auf Komponentenebene heruntergebrochen. Nach der Generierung des SW-Codes, der SW-Implementierung und dem SW-Test auf ECU-Ebene werden die einzelnen Testphasen – rechter Ast des V-Modells – bis zum Gesamstest durchlaufen. Dabei werden die Testergebnisse aus den verschiedenen Testphasen mit den Testspezifikationen der linken Seite abgeglichen. Die Testdurchführung und -abdeckung lässt sich mit den heutigen softwareseitigen Testtools bereits weitestgehend am Rechner über Model-, Software- und Prozessor-in-the-Loop Tests, unterstützt von Hardware-in-the-Loop im Einzeltest bzw. in vernetzten Umgebungen darstellen. Dadurch wird der Testumfang im Fahrzeug – Gesamtsystemebene – auf das Nötigste verringert.

2.3.2.2 Beherrschbarkeit der Entwicklung von verteilten Systemen

Bei immer komplexeren Projekt- und Softwarestrukturen müssen sich die OEMs (Original Equipment Manufacturer) auf ihre Kernkompetenzen besinnen. Dies führt zu einer wachsenden Verlagerung der Entwicklung von Teilsystemen zum Lieferanten, die nur noch in einem synchronisierten und parallelisierten Systemverbund erfolgen kann. Aufgrund der sich dadurch häufig ergebenden Nichteinsehbarkeit und Nachvollziehbarkeit der Entwicklungsprozesse beim Lieferanten, vor allem im Bereich der Software-Entwicklung, werden von den Fahrzeugherstellern Assessmentverfahren eingesetzt, um die Entwicklungsprozesse quantifizierbar zu machen [168].

		Ebene	Beschreibung	Verbesserungen	
Reifegrad	5	Optimierend	Direkte Integration von Verbesserungen in den Prozeß; Integraler Bestandteil aller Organisationsprozesse	-----	Qualität und Produktivität Risiko
	4	Beherrscht	Quantitativer meßbarer Prozeß; Automatisierte statistische Prozeßumgebung, -überwachung und -verwaltung	Organisationsentwicklung, Fehleranalyse und -behebung	
	3	Definiert	Qualitative, definierte Prozesse für Entwicklung und Management; Teilprozesse zusammengefaßt und in ein unternehmensweites Prozeßmodell eingebettet	Prozeßanalyse und -steuerung, Quantitative SW-QS-Pläne	
	2	Gemanaged; Performend	Intuitiver Prozeß; Einfaches Projektmanagement mit Phasenmodell getrieben von Experten	Training, Produktvalidierung und -verifikation, formale Techniken und Methoden, Testen	
	1	Initial	Ad hoc, Chaotisch; Prozesse ohne formelle Planung und Kontrolle	Projektmanagement und -planung, Requirements Management, Konfigurationsmanagement	

Bild 2.10: Reifegrade von Entwicklungsprozessen, die durch Assessment nach CMMI [169] festgestellt wurden.

Mittels Assessmentverfahren, wie z.B. der Norm ISO/IEC 15504 [170], auch bekannt unter dem Namen SPICE (Software Process Improvement and Capability Determination), oder dem Prozessmodell CMMI (Capability Maturity Model Integration) [169] wird der Reife-

grad der Entwicklungsprozesse bestimmt und das Verbesserungspotenzial im Softwareentwicklungsprozess identifiziert. Strukturierte Interviews, durchgeführt anhand vordefinierter mehrstufiger Bewertungsschemata, ermöglichen zum einen eine Bestandsaufnahme des aktuellen Standes der Prozess- und Entwicklungsgüte durch Assessoren und zeigt Optimierungspotenziale auf, siehe Bild 2.10. Um einen definierten Reifegrad zu erreichen, müssen alle Anforderungen einer Stufe einschließlich die der untergeordneten Stufen erfüllt sein.

2.3.3 Funktionale Sicherheit aktiver fahrdynamischer Regelsysteme

Die funktionale Sicherheit² im Kontext der Gesamtsicherheit von aktiven fahrdynamischen Regelsystemen ist von der korrekten Funktion sicherheitsrelevanter (Teil-)Systeme und externer Schutzmechanismen abhängig, die zur Minderung des potenziellen Risikos beitragen.

Die funktionale Sicherheit ist ein Teil der konstruktiven Sicherheit und trägt durch die Überwachung der (Teil-)Systeme durch MSR-Sicherheitsfunktionen (Messen, Steuern, Regeln) zur Gesamtsicherheit bei. Daher müssen die MSR-Schutzeinrichtungen sicherheitskritische Fehler rechtzeitig erkennen und das System über geeignete Fail-Safe-Strategien in einen sicheren Zustand überführen [168].

Die Überführung eines Systems im Fehlerfall in den sicheren Zustand muss über eine geeignete **Fail-Safe** Strategie – Fail-operational vs. Fail-silent – erfolgen [171].

Fehlertolerante Systeme, die nach der Erkennung einer Fehlfunktion über ihre MSR-Sicherheitseinrichtungen die Funktion vollständig oder eingeschränkt aufrecht erhalten können, weisen ein **Fail-Operational** Systemverhalten auf. Fehler von Einzelkomponenten im Gesamtsystem werden z.B. durch (Mehrfach-)Redundanz soweit kompensiert, dass die Funktion aufrecht erhalten werden kann. Dieses Fail-Safe Verhalten wird z.B. bei Brake-by-Wire [172] oder Steer-by-Wire [54, 55] Systemen angewendet.

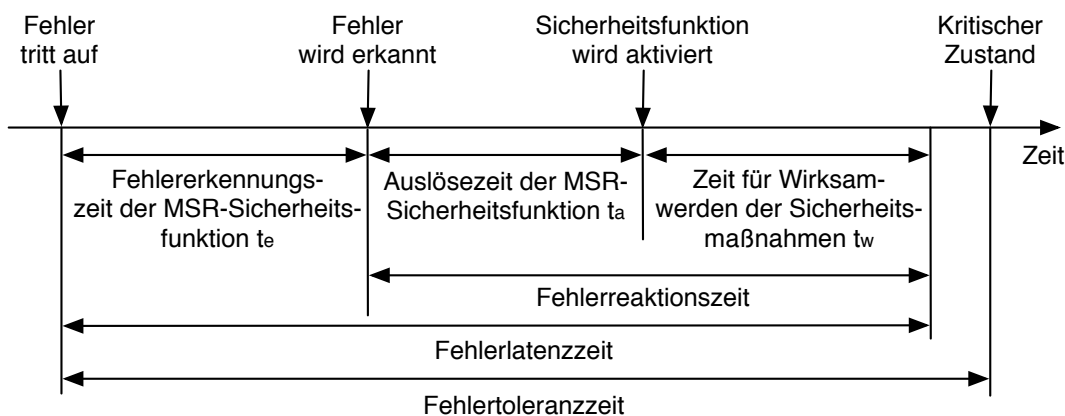


Bild 2.11: Definition der Fehlerlatenzzeit und des zeitlichen Verhaltens fehlertoleranter MSR-Sicherheitsfunktionen nach [168]

Systeme, die nach dem **Fail-Silent** Prinzip konzipiert sind, werden nach der Erkennung eines Systemfehlers abgeschaltet und in eine sichere Rückfallebene überführt. Dabei darf sowohl der Übergang aus einem voll funktionsfähigen System in die Rückfallebene als auch das

²DIN EN 61508: Sicherheit ist die Freiheit von Risiko [166]

Systemverhalten in der sicheren Rückfallebene kein sicherheitskritisches Gesamtsystemverhalten hervorrufen. Ein Beispiel hierfür ist die Deaktivierung eines Überlagerungslenksystems, das auch im Rahmen dieser Arbeit untersucht wird. Der Fahrer wird durch eine Fehlermeldung auf den Ausfall des Systems hingewiesen, die Hauptfunktionalität der Lenkung ist dadurch aber nicht beeinträchtigt [126].

Die MSR-Sicherheitsfunktionen müssen zur Gewährleistung der Systemsicherheit und Fehlerbeherrschbarkeit ein (Teil-)System innerhalb der Fehlerlatenzzeit in einen sicheren Zustand überführen [171]. Dies beinhaltet, eine kurze Fehlererkennungszeit t_e und Fehlerreaktionszeit $t_a + t_w$ der MSR-Schutzfunktion. In Summe muss diese unterhalb der Fehlertoleranzzeit liegen, um das System abzuschalten und einen kritischen Zustand zu vermeiden. Im Rahmen dieser Arbeit gilt es die Fehlerlatenzzeiten für Überlagerungslenksystemfehler zu bestimmen, die durch den Normalfahrer beherrschbar sind.

3. Überlagerungslenkung

Im folgenden Kapitel werden zwei Überlagerungslenksysteme beschrieben, die sich derzeit auf dem Weltmarkt durchsetzen. Neben dem Aufbau und Funktionsprinzip der Systeme (vgl. Kapitel 3.1) wird in Kapitel 3.2 der mögliche Funktionsumfang einer Überlagerungslenkung erläutert.

3.1 Aufbau

Die Integration des Überlagerungslenkgetriebes erfolgt bei heutigen Systemausprägungen zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe. Eine beispielhafte Integration eines Überlagerungslenksystems in ein Vorderwagenpackage zeigt Bild 3.1. Durch das Überlagerungsgetriebe kann die feste Zuordnung zwischen Lenkrad- und Radlenkwinkel aufgehoben werden und über den integrierten Elektromotor ein beliebiger Stellwinkel den Lenkvorgaben des Fahrers überlagert werden.

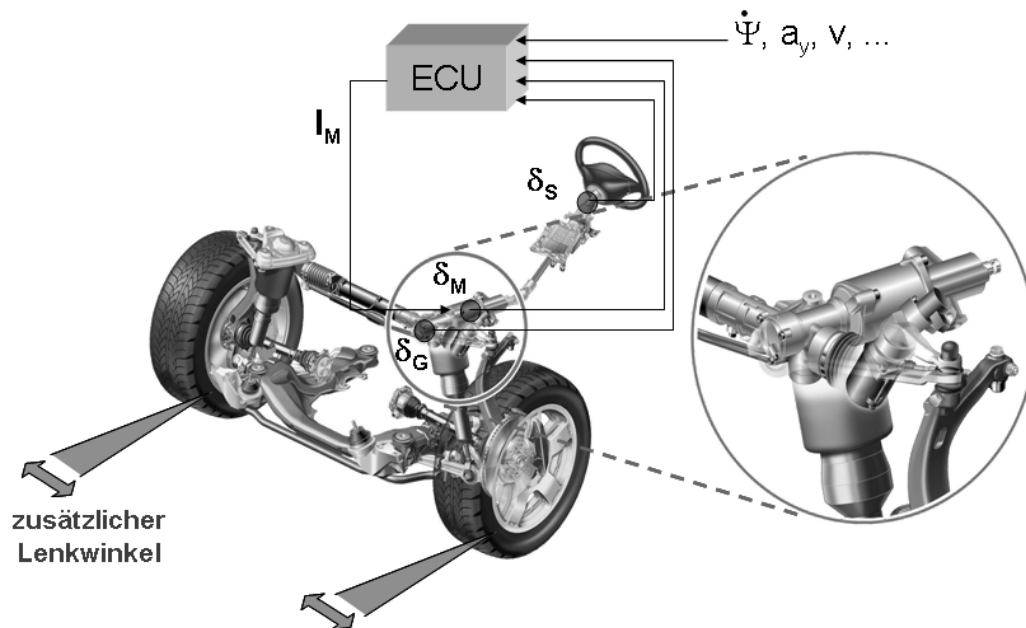


Bild 3.1: Überlagerungslenksystem in Form eines Plusplanetengetriebes im Vorderachspackage abgeleitet aus [2, 47]

Die prinzipielle Funktionsweise einer Überlagerungslenkung ist in Bild 3.2 dargestellt. Durch die Anordnung des Überlagerungsgetriebes zwischen dem Lenkrad und dem Lenkgetriebe kann dem Lenkradwinkel δ_S ein Motorwinkel δ_M überlagert werden. Konstruktionsbedingt ist dies nur möglich, wenn der Fahrer das Überlagerungsmoment des Elektromotors abstützt.

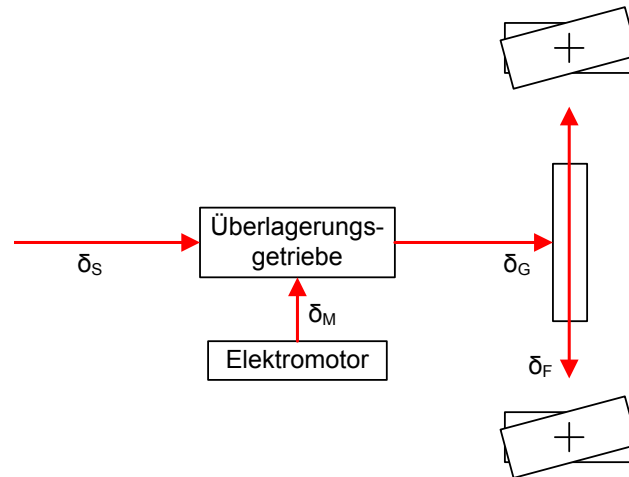


Bild 3.2: Prinzipieller Aufbau eines Überlagerungslenksystems

$$i_D = \frac{\delta_S}{\delta_G} \quad (3.1.a)$$

$$i_M = \frac{\delta_M}{\delta_G} \quad (3.1.b)$$

Unter Berücksichtigung der wirksamen Übersetzungen i_D , die das Winkelverhältnis zwischen Lenkradwinkel δ_S und dem Summenlenkwinkel δ_G beschreibt, sowie dem Winkelverhältnis i_M aus Motorlagewinkel δ_M und Summenlenkwinkel δ_G berechnet sich der Summenlenkwinkel δ_G über die Gleichung 3.3.

$$\delta_G = \frac{\delta_S}{i_D} + \frac{\delta_M}{i_M} \quad (3.3)$$

So lassen sich im Extremfall zwei Funktionsausprägungen des Systems darstellen.

- Aktuator **inaktiv** (Motorlagewinkel $\delta_M = 0$ und Sperre verriegelt):
Dies stellt die Rückfallebene des Systems dar. Bei verriegelter Sperre, was z.B. bei einem Systemfehler oder vor dem Motorstart vorliegt, besteht der mechanische Durchgriff zwischen Lenkrad und Rädern. So berechnet sich der Summenlenkwinkel δ_G aus dem Lenkradwinkel δ_S und der Standübersetzung i_D des Überlagerungsgetriebes.
- Aktuator **aktiv** (Lenkradwinkel $\delta_S = 0$ und Lenkrad fixiert):
Bei fixiertem Lenkrad wird das Stellmoment des Aktuators vollständig am Lenkrad abgestützt. Dadurch wird der gestellte Motorwinkel δ_M über die Übersetzung i_M in Form des Summenlenkwinkels δ_G voll am Rad wirksam.

Im Normalfall überlagern sich Motorwinkel δ_M und Lenkradwinkel δ_S zum Summenlenkwinkel δ_G nach Gl. 3.3. Der Summenlenkwinkel δ_G kann anschließend über die konstante Übersetzung des Lenkgetriebes und die vom Lenkhub abhängige kinematische Übersetzung der Vorderachse auf den Radlenkwinkel δ_F umgerechnet werden. Das Verhältnis von δ_F zu δ_G wird über die Lenkübersetzung i_{GF} beschrieben.

Die derzeit auf dem Markt befindlichen Überlagerungsmechanismen sind in Bild 3.3 dargestellt.

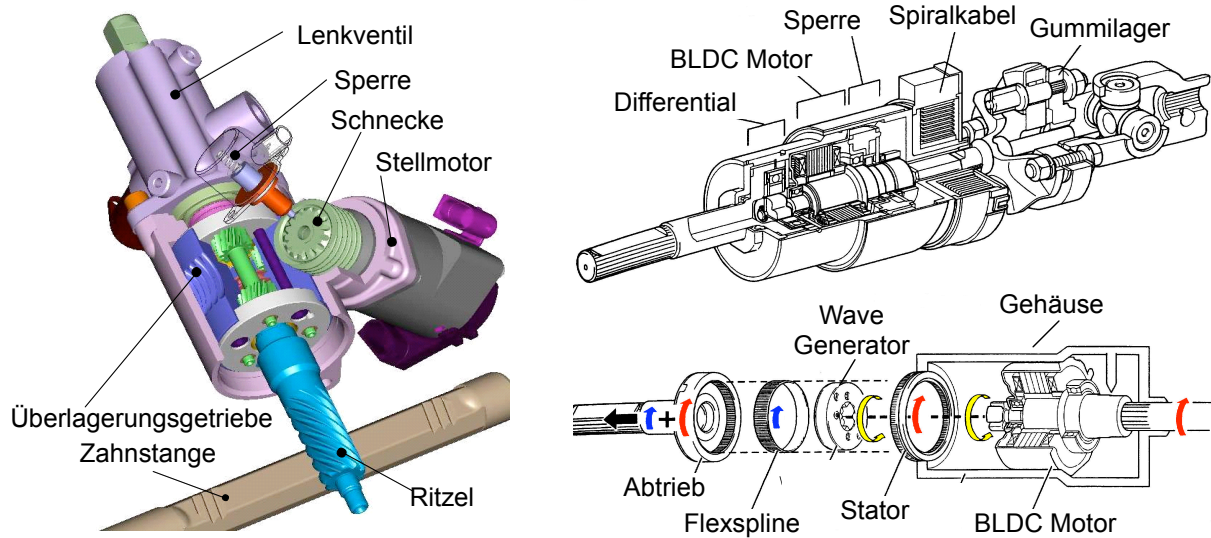


Bild 3.3: Bauarten von Überlagerungsgetrieben a) Plusplanetengetriebe (Quelle: ZFLS) b) Harmonic Drive [173]

Bei dem in Bild 3.3 a) dargestellten Überlagerungsmechanismus wird die Überlagerung eines Motorwinkels durch ein Plusplanetengetriebe realisiert. Dieses bietet konstruktionsbedingt den Vorteil der Selbsthemmung zwischen Motor und Überlagerungsgetriebe. Dadurch ist im Fehlerfall gewährleistet, dass bei Ausfall des Systems ein mechanischer Durchgriff zwischen Lenkrad und den Vorderrädern gewährleistet ist.

Die Realisierung eines Überlagerungsmechanismus über ein Harmonic Drive Getriebe bietet im Gegensatz zum Plusplanetengetriebe erweiterte funktionale Möglichkeiten, siehe Bild 3.3 b). Die Integration des Aktuators in den Lenkstrang trennt diesen auf. Somit muss der Elektromotor nicht nur die Überlagerung eines Winkels gewährleisten, sondern auch die wirksamen Lenkmomente über seine elektromotorischen Kräfte abstützen. Im Fehlerfall - Motor unbestromt - muss über eine Sperre gewährleistet sein, dass das Getriebe fixiert wird.

3.2 Funktionen

In den folgenden Unterkapiteln werden die prinzipiellen Funktionsumfänge eines Überlagerungslenksystems erläutert. Diese können in **Agilitäts-, Stabilitäts- und Fahrerassistenzfunktionen** gegliedert werden. Eine Auswahl an möglichen Funktionalitäten ist in Bild 3.4 dargestellt. Eine detailliertere Beschreibung der Funktionen und deren mögliche Umsetzung findet sich in [2], Kapitel 3.

Bild 3.5 zeigt eine beispielhafte Reglerstruktur eines Überlagerungslenksystems. Ausgehend vom Fahrer- bzw. Lenkradwinkel δ_S und der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} wird in den Agilitätsfunktionen ein Fahrerwunschenkwinkel δ_D errechnet. Dieser fließt zusammen mit den fahrdynamischen Messgrößen, wie z.B. der Gierrate $\dot{\psi}$ oder der Querbewegung a_y in die Stabilitäts- und Assistenzfunktionen ein. Dort wird daraus das Fahrzeugsollverhalten berechnet und im Fall einer Abweichung zum gemessenen Istverhalten über einen stabilisierenden Lenkungseingriff $\delta_{M,yrc}$ und/ oder $\delta_{M,ass}$ ausgeregelt.

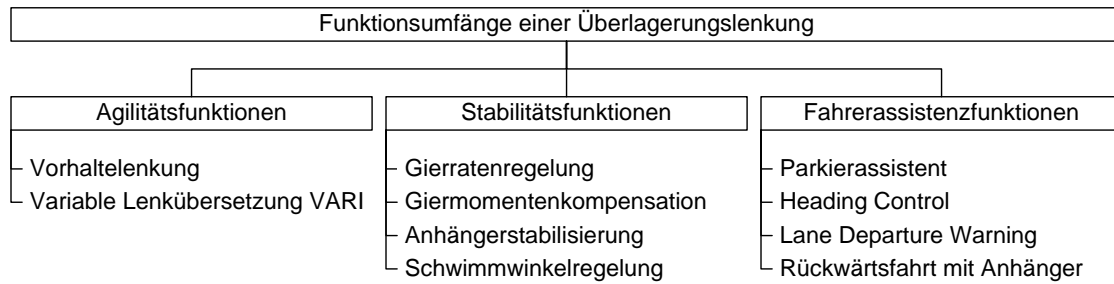


Bild 3.4: Auswahl eines möglichen Funktionsumfangs einer Überlagerungslenkung

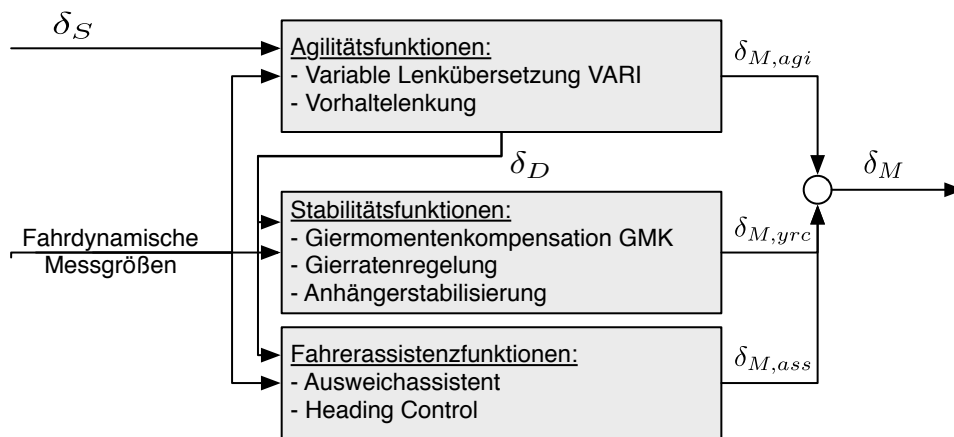


Bild 3.5: Reglerstruktur eines Überlagerungslenksystems, abgeleitet aus [2]

In Summe setzt sich der von der Überlagerungslenkung einzuregelnde Stellwinkel aus den Teilsollwinkeln der Agilitätsfunktionen $\delta_{M,agi}$, Stabilitätsfunktionen $\delta_{M,yrc}$ und Fahrerassistenzfunktionen $\delta_{M,ass}$ zusammen:

$$\delta_M = \delta_{M,agi} + \delta_{M,yrc} + \delta_{M,ass} \quad (3.4)$$

3.2.1 Agilitätsfunktionen

Eine Verbesserung des Fahrzeughandlings und des Lenkkomforts werden durch die Agilitätsfunktionen realisiert.

3.2.1.1 Variable Lenkübersetzung

Bei herkömmlichen Lenksystemen ergibt sich aufgrund der festen Lenkübersetzung ein Zielkonflikt zwischen der Stabilität bei hoher Fahrzeuggeschwindigkeit und der Agilität eines Fahrzeugs im niedrigen Geschwindigkeitsbereich. Die Variabilität der Lenkung über den Lenkhub und der Einflüsse durch die Achskinematik kommen nur bei großen Lenkeinschlägen, z.B. im Parkierbetrieb zum Tragen. So wird überwiegend zu Gunsten der Fahrzeugstabilität eine eher indirekte Lenkübersetzung umgesetzt, wodurch die Agilität des Fahrzeugs sinkt und der Lenkaufwand beim Parkieren steigt. Dieser Kompromiss kann durch ein Überlagerungslenksystem aufgelöst werden, das die freie Programmierung der Lenkübersetzung in allen Betriebspunkten ermöglicht.

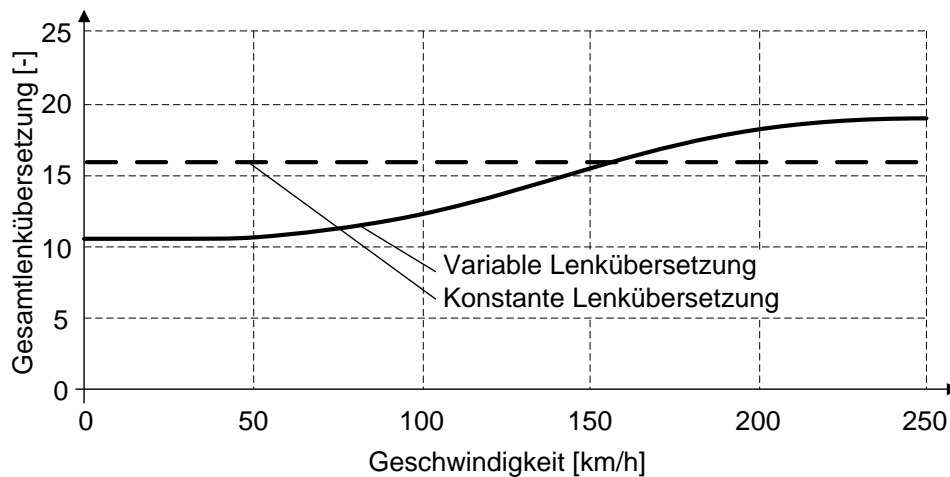


Bild 3.6: Übersicht von Lenkübersetzungscharakteristiken variabel vs. konstant

In Bild 3.6 ist neben einer konstanten Lenkübersetzung, wie sie in herkömmlichen Fahrzeugen zur Anwendung kommt, ein Beispiel einer variablen Lenkübersetzungscharakteristik dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung der Auslegungshintergründe sowie Möglichkeiten der Darstellung konstanten Fahrzeugübertragungsverhaltens über den gesamten Geschwindigkeitsbereich finden sich bei Holle [2].

3.2.1.2 Vorhaltelenkung

Die Funktion der Vorhaltelenkung ermöglicht es, einen Zusatzlenkwinkel zum Lenkwinkel in Abhängigkeit der Lenkwinkelgeschwindigkeit zu stellen. Dadurch kann der Phasenverzug zwischen Lenkradwinkelvorgabe und dem Aufbau der Seitenkräfte und somit der Fahrzeugreaktion verringert werden. Das Fahrzeug wirkt agiler und sportlicher.

$$\delta_{M,vor} = f(\delta_s, \dot{\delta}_s) \quad (3.5)$$

Eine Vorhaltelenkung unterstützt den Fahrer vor allem in fahrdynamisch kritischen Situationen. Wie auch die Ergebnisse in dieser Arbeit zeigen, neigen Fahrer bei Ausweichmanövern dazu, das fahrdynamische Potenzial des Fahrzeugs nicht auszunutzen, was zur Kollision mit dem Hindernis führt. Die Erhöhung der Lenkansprache bei bereits kleinen Lenkwinkeln kann dabei hilfreich sein und wird von den Fahrer sehr positiv bewertet, siehe Kapitel 4.

3.2.2 Stabilitätsfunktionen

Die Stabilisierung des Fahrzeugs im fahrdynamischen Grenzbereich kann durch korrigierende Lenkeingriffe des Überlagerungslenksystems ermöglicht werden. Dadurch können unkomfortable, stabilisierende Bremsingriffe des ESP später erfolgen oder sogar gänzlich vermieden werden. Für den Fahrer stellt sich ein solches Fahrzeug als wesentlich agiler, bei gleichwertiger Stabilität dar. Über eine **Gierratenregelung** werden stabilisierende Übersteuer- und Untersteuereingriffe berechnet und über den Überlagerungsaktuator eingestellt. Instabilitäten beim Bremsen auf einer Fahrbahn mit inhomogenen Reibwerten können durch eine **Giermomentenkompensation** verringert bzw. vermieden werden.

3.2.2.1 Gierratenregelung

Voraussetzung für die Fahrzustandsregelung eines Fahrzeugs ist die Güte, Sicherheit und Verfügbarkeit der Fahrzustandsbeobachtung und deren Erkennung, siehe Bild 3.7. Um eine gierratengeregelte Fahrzeugstabilisierung zu realisieren, muss die Ist- und Sollbewegung eines Fahrzeugs bekannt sein. Unter Zuhilfenahme eines linearen Einspurmodells wird aus Lenkradwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit eine Sollgierrateschwindigkeit berechnet und mit der gemessenen Istgierrateschwindigkeit verglichen. Die sich ergebende Regeldifferenz dient als Eingangsgröße für die Fahrzustandsregelung.

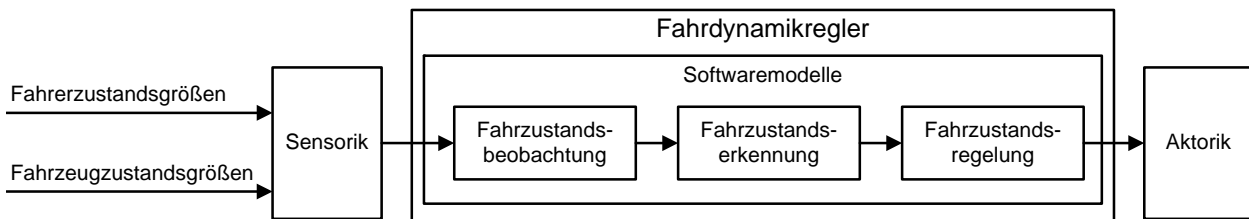


Bild 3.7: Prinzipieller Aufbau der Reglerstruktur eines sicherheitskritischen Fahrdynamikregelsystems nach [5]

Basierend auf den verwendeten Sensorsignalen und Modellen werden in der **Fahrzustandsbeobachtung** alle für die Fahrzustandserkennung relevanten Daten plausibilisiert, berechnet und/ oder geschätzt. Eine Plausibilisierung erfolgt zunächst in der Signaldatenaufbereitung (SDA), die die Sensorrohdaten qualitativ aufbereitet und deren Güte ermittelt. Aus diesen Daten kann z.B. in einem linearen Einspurmodell aus Lenkradwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit eine Sollgierrateschwindigkeit berechnet werden. Alle nicht messbaren Signale, wie z.B. der Schwimmwinkel, können in einem sehr begrenzten Maß durch ein nichtlineares Einspurmodell berechnet bzw. geschätzt werden.

Die in der Fahrzustandsbeobachtung aufbereiteten Daten fließen im weiteren Verlauf in die **Fahrzustandserkennung**. Dort wird die Kritikalität des vorherrschenden querdynamischen Zustandes bewertet und bei drohender Fahrzeuginstabilität die Fahrdynamikregelung aktiviert. Dies ist dann der Fall, wenn das Fahrzeug nicht mehr dem vom Fahrer vorgegebenen Sollkurs folgt, sondern unter- oder übersteuert.

Unter- bzw. Übersteuern kann unter anderem durch den **Eigenlenkgradienten** (EG) definiert werden, 3.6.

$$EG = \frac{\partial}{\partial a_y}(\delta_S - \delta_{S0}) \quad \begin{cases} \text{untersteuernd} & EG > 0 \\ \text{neutralsteuernd} & EG = 0 \\ \text{übersteuernd} & EG < 0 \end{cases} \quad (3.6)$$

Für eine Kreisfahrt mit konstantem Radius und steigender Querbeschleunigung beschreibt der Eigenlenkgradient den Verlauf des Lenkradwinkelbedarfs.

- Untersteuern $EG > 0$

Bei einem untersteuernden Fahrzeug wächst mit Annäherung an die maximale Querbeschleunigung der Schräglaufwinkel und somit der Lenkradwinkelbedarf an der Vorderachse. Bei Überschreiten der Kraftschlussgrenze drängt das Fahrzeug über die Vorderräder nach kurvenaussen, um sich auf einem größeren Kurvenradius mit geringe-

rer Querbesehleunigung wieder zu stabilisieren. Dies kann durch ein gezieltes Öffnen der Lenkung in einem gewissen Rahmen kompensiert werden. Normalfahrer sind mit diesem unnatürlichen Lenkverhalten meist überfordert und neigen in diesen Situationen dazu, die Lenkung weiter zu überziehen. Um dies zu verhindern, wird durch die Überlagerungslenkung der Radlenkwinkel derart optimiert, dass die Vorderachse immer die maximal mögliche Seitenkraft übertragen kann.

- Übersteuern $EG < 0$

Bei einem übersteuernden Fahrzeug wächst mit Annäherung an die maximale Querbesehleunigung der Schräglaufwinkel an der Hinterachse im Verhältnis schneller als an der Vorderachse. Demzufolge sinkt mit wachsendem Schwimmwinkel der Lenkradwinkelbedarf ($EG < 0$) und das Fahrzeug droht zu schleudern. Um das Fahrzeug zu stabilisieren muss gezielt gegengelenkt werden. Normalfahrer sind mit dieser schnellen Gegenlenkbewegung mit anschließender dosierter Rücknahme bei Übergang zu einem stabilen Fahrzeugverhalten zur Vermeidung des meist folgenden Gegenschlages größtenteils überfordert. Zur Entlastung des Normalfahrers werden die stabilisierenden Lenkeingriffe schneller und präziser durch ein Überlagerungslenksystem ausgeführt.

Nach erkannter Fahrzeuginstabilität in der Fahrzustandserkennung wird die **Fahrdynamikregelung** aktiviert. Diese berechnet aus der Gierratendifferenz $\Delta\dot{\psi}$ einen Korrekturwinkel $\delta_{M,grc}$.

$$\delta_{M,grc} = K_{grc}\Delta\dot{\psi} \quad (3.7)$$

3.2.2.2 Giermomentenkompensation

Eine ABS-Bremmung auf inhomogenen Fahrbahnoberflächen – μ -split Bremsung – führt zu einem Giermoment um die Fahrzeughochachse. Dieses dreht das Fahrzeug während des Bremsvorganges in Richtung der μ_{high} -Seite und wirkt destabilisierend. Die sehr schnell auftretende Fahrzeugreaktion muss über einen Korrekturwinkel in Richtung μ_{low} -Seite durch den Fahrer kompensiert werden, siehe Bild 3.8 links.

So wird bei herkömmlichen ABS-Regelsystemen beim Bremsen auf μ -split die Regelung derart angepasst, dass der beim Anbremsen auftretende Gierimpuls durch eine Giermomentenabschwächung GMA verringert wird. Dies führt zu einer verbesserten Vorhersehbarkeit der Fahrzeugreaktion und somit Beherrschbarkeit für den Fahrer auf Kosten eines verlängerten Bremsweges.

Dieser Zielkonflikt zwischen Beherrschbarkeit und minimalen Bremsweg kann durch ein Überlagerungslenksystem aufgelöst werden. Bei Deaktivierung der Giermomentenabschwächung des ABS kann das erhöhte bremsinduzierte Störgiermoment beim Anbremsen durch einen korrigierenden Stellwinkel der Überlagerungslenkung kompensiert werden. Der dazu notwendige Überlagerungslenkwinkel $\delta_{M,grc}$ kann abhängig von der Gierrate ([28, 119]), oder von den übertragenden Bremskräften [2] während des μ -split Bremsvorganges eingestellt werden.

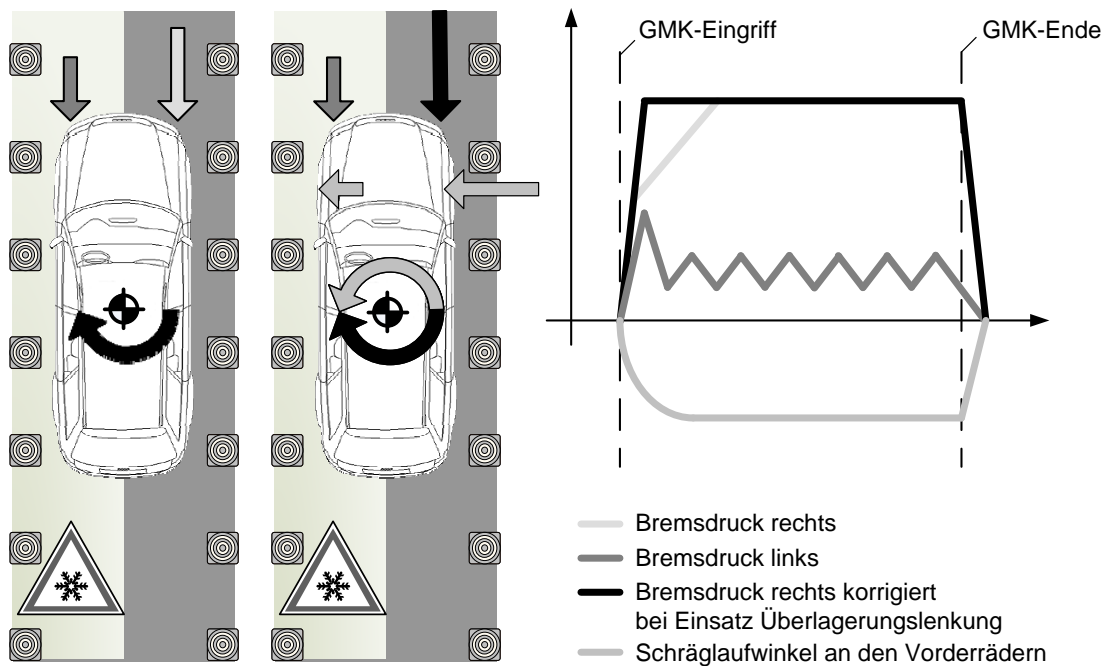


Bild 3.8: Vergleich Bremsen μ -split ohne (links) und mit (rechts) Überlagerungslenksystem

3.2.3 Fahrerassistenzfunktionen

Überlagerungslenksysteme können ebenso wie elektromechanische Lenksysteme (EPS) zur Darstellung von Fahrerassistenzsystemen eingesetzt werden. Vorstellbar sind Funktionen, die den Fahrer beim Ausweichen um ein Hindernis in der Form eines...

- ... Ausweichassistenten unterstützen. Erste Ansätze finden sich bereits bei Toyota (Lexus) in der Umsetzung. Im Falle einer Ausweichsituation wird bei Lexus die Übersetzung abrupt direkter eingestellt. Dies soll den Fahrer beim schnellen Ausweichen um das Hindernis unterstützen, denn der Normalfahrer neigt bei kritischen Ausweichsituationen zu einem zu verhaltenen Lenkverhalten, was oftmals in der Kollision mit dem Hindernis endet. Diese Verhaltensweise wird auch im Rahmen dieser Arbeit ermittelt und aufgezeigt.
- ... Spurhalte- bzw. -wechselassistenten unterstützen. Dabei wird der Fahrer auf einer durch Sensoren oder Kamerabeobachtung ermittelten Trajektorie bzw. Spur geführt.

4. Empirische Untersuchung von Lenksystemstörungen aus Fahrersicht

Die empirische Ermittlung tolerierbarer Lenksystemstörungen von Überlagerungslenkssystemen ist zentraler Bestandteil des folgenden Kapitels. Basierend auf der Untersuchungsmethodik von Neukum und Krüger [111–113, 128, 129] werden in einer Probandenstudie vier fahrdynamisch unterschiedliche Fahrzeuge untersucht. In reproduzierbaren Fahr- und Fehlersituationen des Überlagerungslenksystems sind die Probanden angehalten, diese subjektiv hinsichtlich ihrer Beherrschbarkeit zu bewerten. In Verbindung mit objektiven Kennwerten, werden Grenzwerte definiert und diese abschließend diskutiert. Versuchsdesign (Kapitel 4.2), -durchführung (Kapitel 4.3) und -auswertung (Kapitel 4.4) werden im Folgenden detailliert dargestellt.

4.1 Hypothesen

Das Hauptziel der empirischen Untersuchung ist die Ermittlung tolerierbarer Lenksystemstörungen von Überlagerungslenkssystemen aus Sicht des Fahrers. Dazu müssen diverse Einflussfaktoren und deren Wechselwirkungen betrachtet werden. Um diese statistisch ermitteln und absichern zu können, werden im Folgenden die Arbeitshypothesen – H_{0x} Nullhypothesen vs. H_{1x} Alternativhypothesen – formuliert, die in der empirischen Untersuchung betrachtet werden.

- **Einfluss des Fahrzeugtyps**
 - H_{01} : Der Fahrzeugtyp hat keinen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
 - H_{11} : Der Fahrzeugtyp hat einen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
- **Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit**
 - H_{02} : Die Fahrzeuggeschwindigkeit hat keinen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
 - H_{12} : Die Fahrzeuggeschwindigkeit hat einen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
- **Einfluss der Stellfehlerart**
 - H_{03} : Die Fehlerart hat keinen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
 - H_{13} : Die Fehlerart hat einen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
- **Einfluss der Stellfehlerlatenzzeit**
 - H_{04} : Die Fehlerlatenzzeit hat keinen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
 - H_{14} : Die Fehlerlatenzzeit hat einen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.

- **Einfluss der Stellfehlerrichtung**

- H_{05} : Die Fehlerrichtung hat keinen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
- H_{15} : Die Fehlerrichtung hat einen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.

- **Einfluss des Fahrmanövers**

- H_{06} : Die Art des Fahrmanövers hat keinen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.
- H_{16} : Die Art des Fahrmanövers hat einen Einfluss auf die subjektive Bewertung der tolerierbaren Lenksystemstörung.

4.2 Versuchsdesign

Im folgenden Kapitel wird das für die Probandenstudie entwickelte Versuchsdesign erläutert. Dieses beschreibt sowohl den Versuchsablauf, die eingesetzten Versuchsfahrzeuge und Messmittel als auch die untersuchten Fehlerbilder und Testszenarien. Die Stichprobe und die verwendeten subjektiven und objektiven Bewertungskriterien sind in Anlehnung an das Untersuchungsverfahren von Neukum und Krüger [111–113, 128, 129], das sich aufgrund der hohen Reliabilität, Validität und Objektivität etabliert hat, gewählt worden. Dadurch ist die Vergleichbarkeit mit den bisher erarbeiteten Erkenntnissen von Neukum & Krüger gegeben und die Ergebnisse können in einen kritischen Kontext gestellt werden.

4.2.1 Versuchsablauf

In Bild 4.1 wird der in dieser Untersuchung angewandte Versuchsablauf für einen Probanden dargestellt. Ausnahme bilden die Fahrmanöver zur Untersuchung von Systemfehlern während der Fahrdynamikregelung, die nur in einem Fahrzeug A durchgeführt wurden. Eine detaillierte Darstellung der Testszenarien findet sich in Tabelle 4.4.

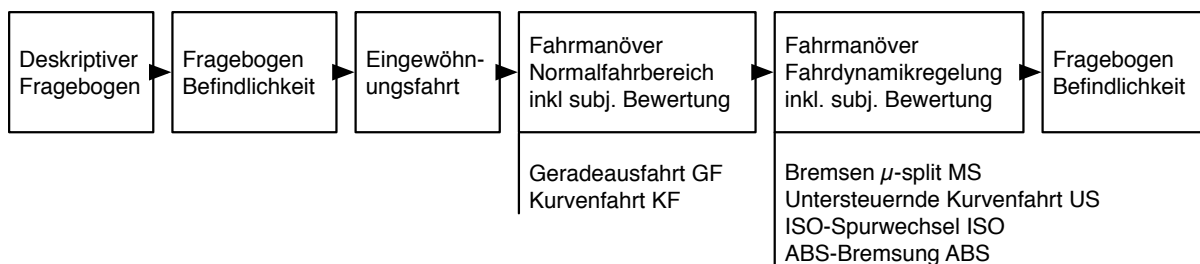


Bild 4.1: Versuchsablauf

Vorab werden in einem Fragebogen deskriptive Daten der Versuchspersonen, wie z.B. Alter, Fahrerfahrung, Fahrertraining ja/nein usw. erfasst. Um den Einfluss von Ermüdungserscheinungen auf das Bewertungsverhalten bei der Versuchsdurchführung zu kontrollieren, werden die Versuchspersonen vor und nach dem Versuch zu ihrer Befindlichkeit befragt. Der vollständige Fragebogen ist in Anhang A2 aufgeführt.

Die Durchführung der Fahrstudien erfolgt auf einem abgeschlossenen Testgelände. Es wird bei der Probandenauswahl auf eine ausgewogene Stichprobe bzgl. Altersverteilung und

Fahrerfahrung geachtet, siehe auch Kapitel 4.2.4. Einflüsse, wie sie durch Fahranfänger, Personen in einem hohen Alter (> 65 Jahre), oder „Problemgruppen“, wie sie [174] bezeichnet, werden durch Ausschluss dieses Personenkreises aus der Versuchsstichprobe minimiert. Die Versuchsperson wird bezüglich des Untersuchungsgegenstandes – Sicherheitsbewertung eines Überlagerungslenksystems – nicht informiert, so dass die erste Fehleraufschaltung im Blindversuch erfolgt. Alle weiteren Fehler werden ebenfalls unter Blindversuchsbedingungen durchgeführt. Die Bewertung der Systemreaktion durch die Versuchspersonen erfolgt nach jeder Manöverdurchfahrt, um Erinnerungs- und Gedächtniseffekte möglichst auszuschliessen.

Nach Eintreffen der Probanden auf dem Testgelände erfolgt eine Einweisung in das Testgelände, die Versuchsfahrzeuge und den Versuchsablauf.

4.2.2 Versuchsträger und Messaufbau

Die Durchführung der Probandenstudie erfolgt in vier Fahrzeugen, die mit unterschiedlichen Überlagerungslenksystemen ausgestattet sind. Die in den Fahrzeugen A & B verbauten Überlagerungseinheit basiert auf einem Harmonic Drive Getriebe (HD), während in den Fahrzeugen C & D ein Aktuator in Plusplanetengetriebebauweise (PPG) verbaut ist. In einer Vorabuntersuchung wurde nachgewiesen, dass die Bauweise des Überlagerungslenksystems keinen messbaren Einfluss auf die Stelldynamik und Fahrerrückwirkung hat. Darüber hinaus unterscheiden sich die für die Studie herangezogenen Fahrzeuge maßgeblich in ihrem Fahrverhalten. Damit wird ein breites Spektrum der Fahrdynamik heutiger Fahrzeuge abgedeckt, wodurch Erkenntnisse zur Objektivierung von Systemfehlern von Überlagerungslenksystemen in Abhängigkeit von Fahrzeugeigenschaften verifiziert werden können. Die charakteristischen fahrdynamischen Kennwerte aller Fahrzeuge sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Parameter		Fahrzeug A	Fahrzeug B	Fahrzeug C	Fahrzeug D
Überlagerungslenksystem		HD	HD	PPG	PPG
Masse (leer + Fahrer)	[kg]	1895	1660	1852	2015
Achslastverteilung VA/HA	[%]	63/37	61/39	55/45	54/46
Leistung	[kW]	220	147	260	176
Radstand	[mm]	2760	2640	2755	2780
Spur	[mm]	1582	1522	1577	1580
Eigenlenkgradient ¹	[°/(m/s ²)]	8,91	7,46	3,93	3,61
Peak-Response-Time ²	[s]	0,340	0,300	0,240	0,240
Giervverstärkungsfaktor ¹	[1/s]	0,230	0,220	0,280	0,290

Tabelle 4.1: Übersicht charakteristischer fahrdynamischer Kennwerte der Versuchsfahrzeuge A-D (¹Radius $r=100\text{m}$; ² $v_{Fzg}=80\text{km/h}$, $a_{y,stat}=4\text{m/s}^2$ nach ISO 7401 [175])

Die messtechnische Ausrüstung aller Versuchsträger A-D erfolgt nach dem Schema in Bild 4.2. Alle Fahrzeuge werden mit der serienmäßig-seitensteifsten Maximalbereifung gefahren. Dadurch ist gewährleistet, dass die Probanden immer den maximalen Störungsstärken ausgesetzt sind. Die Erfassung messtechnischer Größen und die gezielte Manipulation eines Überlagerungswinkels erfolgen über CAN. Mittels CAN-Messtechnik (CAN-Case) und Laptop werden einerseits die relevanten Messgrößen aufgezeichnet und andererseits das Regelverhalten des Überlagerungslenkungssteuergerätes (SCU) beeinflusst bzw. Systemfehler induziert.

Die Erfassung der wesentlichen fahrdynamischen Zustandsgrößen und der Fahrerreaktionen erfolgt über eine Differential-GPS und faserkreiselstabilisierte Strapdown-Plattform so-

wie einem Messlenkrad, siehe A1. Parallel dazu werden die auf den CAN-Bussen verfügbaren Signale mitaufgezeichnet. Eine Übersicht der erfassten Messgrößen findet sich in Tabelle 4.2. Bei der Aufrüstung der Versuchsträger wird auf Rückwirkungsarmut der Versuchseinbauten geachtet.

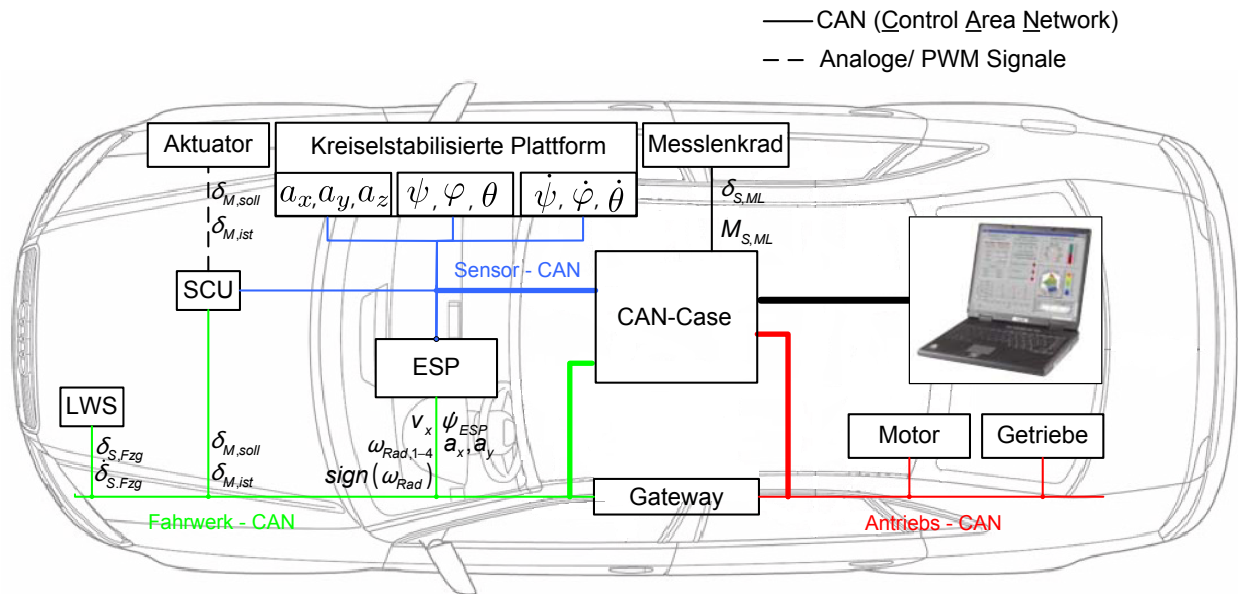


Bild 4.2: Versuchsträgeraufbau

Messgröße	Sensor	Abkürzung	Einheit
Längsbeschleunigung	Strap-Down Plattform	a_x	$[m/s^2]$
Querbeschleunigung	Strap-Down Plattform	a_y	$[m/s^2]$
Vertikalbeschleunigung	Strap-Down Plattform	a_z	$[m/s^2]$
Wankwinkel	Strap-Down Plattform	φ	$[\circ]$
Nickwinkel	Strap-Down Plattform	θ	$[\circ]$
Gierwinkel	Strap-Down Plattform	ψ	$[\circ]$
Wankwinkelgeschwindigkeit	Strap-Down Plattform	$\dot{\varphi}$	$[\circ/s]$
Nickwinkelgeschwindigkeit	Strap-Down Plattform	$\dot{\theta}$	$[\circ/s]$
Gierwinkelgeschwindigkeit	Strap-Down Plattform	$\dot{\psi}$	$[\circ/s]$
Ist-Kurs (X-Achse)	Strap-Down Plattform	x_{Kurs}	$[m]$
Ist-Kurs (Y-Achse)	Strap-Down Plattform	y_{Kurs}	$[m]$
Lenkradwinkel	Messlenkrad	$\delta_{S,ML}$	$[\circ]$
Lenkradmoment	Messlenkrad	$M_{S,ML}$	$[Nm]$
Lenkradwinkel	CAN	δ_S	$[\circ]$
Lenkradwinkelgeschwindigkeit	CAN	$\dot{\delta}_S$	$[\circ/s]$
Sollüberlagerungswinkel	CAN	$\delta_{M,soll}$	$[\circ]$
Istüberlagerungswinkel	CAN	$\delta_{M,ist}$	$[\circ]$
Fahrzeuggeschwindigkeit	CAN (ESP)	v_{Fzg}	$[km/h]$
Raddrehzahlen	CAN (ESP)	ω_{Rad}	$[\circ/s]$
ESP- und ABS-Flags	CAN (ESP)		$[-]$

Tabelle 4.2: Verwendete Messgrößen

4.2.3 Fehlerbilder und Testszenarien

4.2.3.1 Untersuchte Stellfehler

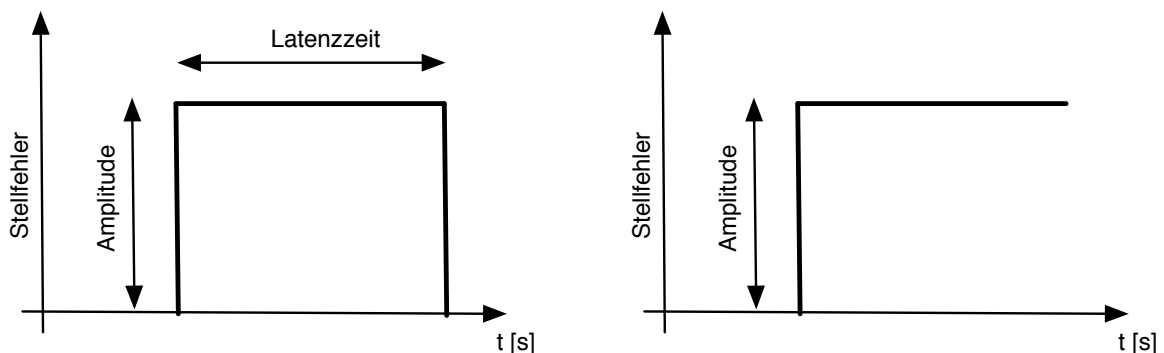
Die in Bild 4.3 dargestellten Stellfehler bilden die Basis für die folgenden Untersuchungen. Die Charakteristik stellt den idealisierten Sollverlauf des angeforderten Stellfehlers an das Überlagerungslenksystem dar. Grundsätzlich muss ein Stellfehler als eine nicht funktional begründete Änderung des Überlagerungswinkels durch das Überlagerungslenksystems definiert werden. Dabei wird nach reversiblen Bild 4.3 a) und irreversiblen Bild 4.3 b) Stellfehlern unterschieden.

Definition reversibler Fehler

Eine entsprechende Fehlerbehandlungsmaßnahme und die Identifikation des Fehlerorts im System ermöglichen die Lokalisierung und Rückführung des Stellfehlers, so dass das System nach einer entsprechenden Fehlerlatenzzeit und der Stellfehlerrücknahme nicht zwangsläufig sofort abgeschaltet werden muss.

Definition irreversibler Fehler

Eine entsprechende Fehlerbehandlungsmaßnahme und die Identifikation des Fehlerorts im System erfordert die sofortige Abschaltung des Systems. Dadurch bleibt der nicht funktional begründete, fehlerhaft gestellte Überlagerungswinkel als Lenkwinkeloffset zum weiterhin veränderbaren Lenkwinkel erhalten.



(a) Reversibler Stellfehler, variabel in Amplitude und Latenz
 (b) Irreversibler Stellfehler, variabel in Amplitude

Bild 4.3: Charakteristik der untersuchten Stellfehler

Tabelle 4.3 zeigt die Übersicht der untersuchten Stellfehler. Diese umfassen einen Winkelraum von $4 - 32^\circ$ bezogen auf Ritzelebene. Aufgrund der unterschiedlichen mechanischen Übersetzungen der Fahrzeuge in der Mittellage ergeben sich differierende Radlenkwinkel.

4.2.3.2 Testszenarien

Die in der Probandenstudie untersuchten Testszenarien sind in Tabelle 4.4 zusammengefasst. Die Probanden werden in den Fahrmanövern Geradeausfahrt (GF), Kurvenfahrt (KF), ISO-Spurwechsel (ISO), μ -split-Bremmung (MS), untersteuernder Kurvenfahrt (US) und während einer ABS-Bremmung (ABS) getestet. Dabei beschreiben die unabhängigen Variablen UV_x

	Stellfehler (ritzelbezogen [°])							
	4	8	12	16	20	24	28	32
radbezogen [°]								
Fahrzeug A	0,27	0,55	0,82	1,10	1,37	1,64	1,92	2,19
Fahrzeug B	0,28	0,56	0,84	1,12	1,40	1,68	1,96	2,24
Fahrzeug C	0,30	0,60	0,89	1,19	1,48	1,78	2,07	2,37
Fahrzeug D	0,30	0,60	0,89	1,19	1,48	1,78	2,07	2,37

Tabelle 4.3: Stellfehler auf Ritzel- und Radebene

die zu variierenden Größen. Die abhängige Variable AV ergibt sich aus der subjektiven Bewertung der Probanden.

Hinsichtlich der Randbedingungen bei der Durchführung der Versuche ist zu beachten:

- Zur Minimierung von Gewöhnungseffekten (Sequenzeffekten) und der Vermeidung einer Reaktionsvorbereitung der Versuchspersonen werden sämtliche Fehlerrichtungen und -amplituden permutiert dargeboten.[176]
- Gleiche Fehlerbilder werden im Sinne einer Re-Test Analyse zu einem späteren Zeitpunkt erneut in den Versuchsablauf eingebracht. Dadurch wird geprüft, in wieweit das Bewertungsverhalten der Versuchspersonen über den Versuchszeitraum und bezüglich gleicher Fehlerbilder stabil ist.
- Die Versuchspersonen werden instruiert, eine kritische Haltung bezüglich der auftretenden Systemreaktionen einzunehmen. Diese sollen möglichst mit realen Verkehrssituationen verglichen und bewertet werden, um die externe Validität zu erhöhen.
- Um die Objektivität der Messungen zu gewährleisten, erfolgen die Manöverdurchfahrten mittels Tempomat, um Einflüsse aufgrund nicht reproduzierbarer Geschwindigkeitsunterschiede zu minimieren. Des Weiteren wird der Fahrer von der Regelung der Längsdynamik entbunden, so dass die Grundbeanspruchung durch die Fahrzeugführung herabgesetzt wird und eine Verbesserung der subjektiven Beurteilung zu erwarten ist. Somit kann sich der Fahrer auf die querdynamische Regelung des Fahrzeugs konzentrieren.
- Die Information, Störgrößenaufschaltung und Befragung der Versuchspersonen erfolgt standardisiert.

4.2.4 Stichprobe

An der Fahrstudie nahmen in Summe N=141 Fahrer teil. Diese verteilen sich auf 2 Gruppen.

- N=135 **Normalfahrer**¹ haben an der Studie zur Untersuchung von Lenksystemstörungen, siehe auch Kapitel 4.3, teilgenommen. Dabei sind mindestens N=30 Fahrer aller Altersgruppen (25-35, 36-50 und 51-65 Jahre) und Geschlechter (männlich vs. weiblich) ein Fahrzeug gefahren und haben dieses bewertet. 68 Probanden fuhren die Fahrzeuge A und B, 67 Probanden die Fahrzeuge C und D, siehe auch Tabelle 4.5. Diese werden jeweils in zwei Gruppen (AB)₁ und (AB)₂, sowie (CD)₁ und (CD)₂ aufgeteilt.

¹Der Begriff Normalfahrer umfasst in diesem Zusammenhang alle als Pkw-Fahrer am Straßenverkehr teilnehmenden Personen, die nicht über beispielsweise beruflich (Versuchsfahrer) oder privat (Hobbyrennfahrer) begründete besondere Fähigkeiten oder Fertigkeiten bezüglich des Fahrens im querdynamischen Grenzbereich verfügen.[115]

Manöver	UV ₁	UV ₂	UV ₃	Probandenverteilung
	Fehlerlatenzzeit [ms]	Geschwindigkeit [km/h]	Fahrzeug	
GF	100	50/100/150/200/250	A/B/C/D	(AB) ₁ /(CD) ₁
	200	50/100/150/200/250	A/B/C/D	(AB) ₂ /(CD) ₂
	300	50/100/150/200/250	A/B/C/D	(AB) ₁ /(CD) ₁
	irr.	50/100/150/200/250	A/B/C/D	(AB) ₂ /(CD) ₂
	Fehlerlatenzzeit [ms]	Geschwindigkeit [km/h]	Fahrzeug	
KF	100	70/150	A/B/C/D	(AB) ₁ /(CD) ₁
	200	70/150	A/B/C/D	(AB) ₂ /(CD) ₂
	300	70/150	A/B/C/D	(AB) ₁ /(CD) ₁
	irr.	70/150	A/B/C/D	(AB) ₂ /(CD) ₂
	Fehlerlatenzzeit [ms]	Geschwindigkeit [km/h]	Fehlerrichtung	
ISO*	100	40/60	gierraten-	(AB) ₁
	200	40/60	abschwächend	(AB) ₂
	300	40/60	vs.	(AB) ₁
	irr.	40/60	-verstärkend	(AB) ₂
	Fehlerlatenzzeit [ms]	Geschwindigkeit [km/h]	Fehlerrichtung	
MS*	100	80	gierraten-	(AB) ₁
	200	80	abschwächend	(AB) ₂
	300	80	vs.	(AB) ₁
	irr.	80	-verstärkend	(AB) ₂
	Fehlerlatenzzeit [ms]	Geschwindigkeit [km/h]	Fehlerrichtung	
US*	100	55	kurven-	(AB) ₁
	200	55	innen	(AB) ₂
	300	55	vs.	(AB) ₁
	irr.	55	-aussen	(AB) ₂
	Fehlerlatenzzeit [ms]	Geschwindigkeit [km/h]		
ABS*	100	80		(AB) ₁
	200	80		(AB) ₂
	300	80		(AB) ₁
	irr.	80		(AB) ₂

Tabelle 4.4: Übersicht über die in den einzelnen Fahrmanövern Geradeausfahrt (GF), Kurvenfahrt (KF), ISO-Spurwechsel (ISO), μ -split-Bremmung (MS), untersteuernder Kurvenfahrt (US) und ABS-Bremmung (ABS) verwendeten unabhängigen Variablen UV_x und die Verteilung der Probanden auf die einzelnen Testszenarien (*Manöver wurden nur mit Fahrzeug A gefahren)

- N = 6 **Versuchsfahrer** sind alle Fahrzeuge und Versuchsvarianten zum Vergleich gefahren.

Die Auswertung der deskriptiven Statistik ist in Tabelle 4.5 dargestellt.

Die Anzahl der Versuchspersonen, die zur Gewinnung statistisch aussagekräftiger Ergebnisse erforderlich ist, beziffert [176, 177] mit ≥ 30 . Selbst bei stark von der Normalverteilung abweichender Verteilung der Messwerte, verteilt sich der Mittelwert der Population gemäß einer Normalverteilung, siehe auch [176–178]. Aus diesem Grund werden pro Fahrzeug, mind. 30 Versuchspersonen eingesetzt.

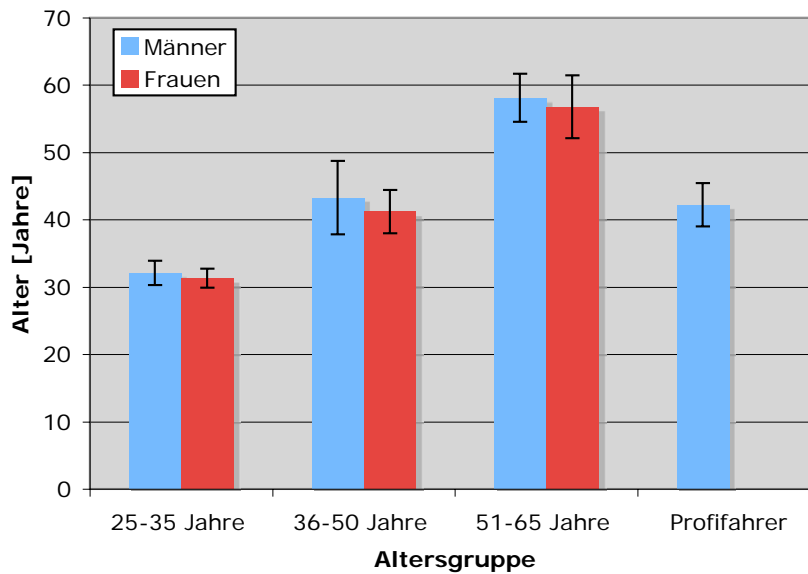


Bild 4.4: Mittelwerte m und Standardabweichung sd des Alters der Fahrer; Vergleich zwischen Normalfahrer und Profifahrer

Fahrergruppe		Fahrzeug A & B					Fahrzeug C & D				
Altersgruppe	Geschlecht	Alter		Jährl. Fahrleistung			Alter		Jährl. Fahrleistung		
		m	sd	m	sd	N	m	sd	m	sd	N
Normalfahrer											
25-35 Jahre	männlich	32,10	1,84	15.432	6.281	11	34,20	2,34	17.394	3.453	12
	weiblich	31,33	1,41	11.147	5.322	12	32,30	3,14	15.947	4.284	11
36-50 Jahre	männlich	43,25	5,45	20.329	12.313	11	45,25	4,23	16.253	5.384	11
	weiblich	41,20	3,25	12.700	9.349	11	43,41	2,53	16.386	3.583	11
51-65 Jahre	männlich	58,10	3,56	24.734	2.328	11	60,74	4,38	18.352	3.957	11
	weiblich	56,75	4,67	12.395	7.205	12	58,37	2,13	19.374	1.574	11
gesamt		43,78	10,21	16.123	4.241	68	45,69	9,41	17.284	5.123	67
Versuchsfahrer	männlich	42,21	3,23	50.495	5.353	6	42,21	3,23	50.495	5.353	6

Tabelle 4.5: Deskriptive Statistik der Fahrer Stichproben, die in den Fahrzeugen A,B,C und D getestet werden

4.2.5 Bewertungskriterien

Aussagekräftige Bewertungskriterien, die in Probandenstudien zur Verwendung kommen, sind elementar zur Ermittlung tolerierbarer Systemstörungen. In diesem Kapitel wird ein Überblick über den aktuellen Erkenntnisstand geeigneter Bewertungsmaße gegeben. Diese werden hinsichtlich ihrer Eignung für die aktuelle Fragestellung bewertet und eine begründete Auswahl der Methoden zur Bewertung sicherheitsrelevanter Lenksystemstörungen getroffen.

4.2.5.1 Subjektive Kriterien

Im Allgemeinen ist eine subjektive Bewertung stark abhängig vom verwendeten Bewertungsinstrument. Daher wird in der beschriebenen Probandenstudie auf ein validiertes Bewertungsinstrument zurückgegriffen.

Die in bisherigen Experimenten verwendeten Skalen orientieren sich an etablierten, im fliegerischen Bereich eingesetzten Verfahren, wie z.B. der Cooper Harper Scale oder Modified Cooper Harper Scale MCH [179], aus der Fahrzeugtechnik [65, 125, 143, 180–193] sowie aus der Simulatortechnik [194–197]. Diese sind speziell auf konkrete Fragestellungen abgestimmt und müssten zur Untersuchung tolerierbarer Lenksystemstörungen erst validiert werden. Deshalb wird zur subjektiven Bewertung von Lenksystemfehlern die von Neukum und Krüger entwickelte „Globale Störungsbewertungsskala“ [112] herangezogen. Diese stellt ein definiertes und eindeutig interpretierbares subjektives Bewertungsinstrument dar, das in vergleichbaren Studien eine hohe Akzeptanz findet. Des Weiteren differenziert es sensitiv zwischen unterschiedlichen Störungen und ist manöverunabhängig einsetzbar, wodurch sich eine hohe Anwendungsbreite ergibt. In Untersuchungen von Neukum [111] konnten bereits enge Zusammenhänge zu objektiven Kriterien der Fahrzeugdynamik nachgewiesen werden.

Bei der Bewertung werden die Probanden zu einem zweistufigen, sequentiellen Vorgehen aufgefordert. In einem ersten Schritt wird die Verbalkategorie benannt und in einem zweiten Schritt eine Feindifferenzierung vorgenommen.

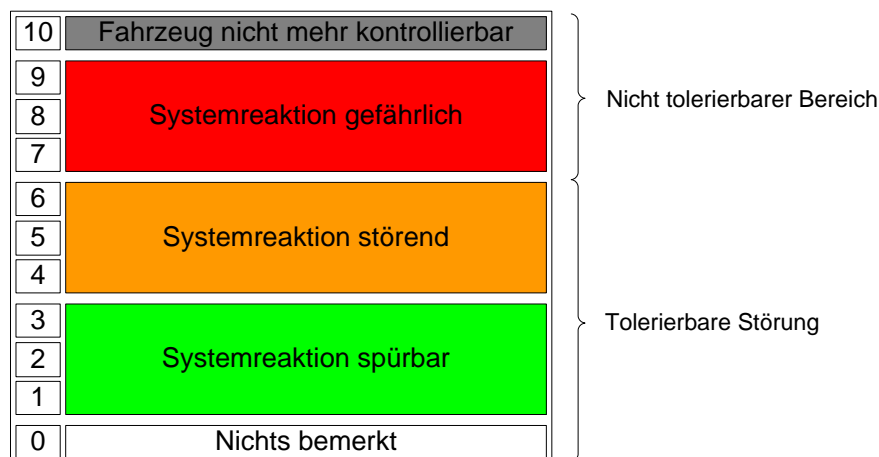


Bild 4.5: Globale Störungsbewertungsskala abgeleitet aus [112]

Die Verbalkategorien werden dabei wie folgt erläutert:

- Die Kategorie „**Nichts bemerkt**“ (Urteil 0) beschreibt eine Systemreaktion, die für den Fahrer subjektiv nicht spürbar ist.
- In die Kategorie „**Systemreaktion spürbar**“ (Urteile 1-3) fallen Systemreaktionen, die vom Fahrer bemerkt werden, die jedoch keine oder nur leichte Auswirkungen auf die Fahraufgabe haben. Verletzt sind im Wesentlichen Komfortanforderungen und der kompensatorische Aufwand ist nicht oder nur in geringem Maße höher als beim Referenzsystem.
- Die Kategorie „**Systemreaktion störend**“ (Urteile 4-6) betrifft Systemreaktionen, die wegen auftretender Spurabweichungen und Fahrzeugreaktionen einen deutlichen, aber vom Fahrer als vertretbar bewerteten kompensatorischen Aufwand erfordern.

- Eine Einstufung in die Kategorie „**Systemreaktion gefährlich**“ (Urteile 7-9) erfolgt, wenn der kompensatorische Aufwand hoch und nicht mehr tolerierbar ist. Aus der Systemreaktion können sicherheitskritische Situationen entstehen.
- Unter die Kategorie „**Fahrzeug nicht mehr kontrollierbar**“ (Urteil 10) sind Systemreaktionen einzuordnen, die zum Verlust der Fahrzeugkontrolle führen.

Die Bewertung der Systemreaktion durch die Versuchspersonen erfolgt nach jeder Manöverdurchfahrt, um Erinnerungs- und Gedächtniseffekte weitestgehend auszuschließen.

4.2.5.2 Objektive Kriterien

Die objektiven Bewertungskriterien werden aus den wesentlichen fahrdynamischen Beurteilungsgrößen, wie im Stand der Technik beschrieben gebildet, siehe Kapitel 2.2.3.

Um die inter- und intraindividuelle Vergleichbarkeit der objektiven Kennwerte zu gewährleisten, werden die Betragsmaxima $|\Delta x_{max}|$ ab dem Zeitpunkt der Systemstörung t_0 bis eine Sekunde danach t_1 ausgewertet. Die Messwerte werden offset-bereinigt und gefiltert.

In der folgenden Tabelle sind die Bewertungsgrößen aufgeführt, die zur Bewertung tolerierbarer Lenksystemstörungen herangezogen werden.

Bewertungsgröße	
Lenkradmoment	$ \Delta M_{Fahrer} $
Lenkradmomentgradient	$ \Delta \frac{dM_{Fahrer}}{dt} $
Lenkradwinkelgeschwindigkeit	$ \Delta \dot{\delta}_S $
Gierrate	$ \Delta \dot{\psi} $
Gierbeschleunigung	$ \Delta \ddot{\psi} $
Querschleunigung	$ \Delta a_y $
Wankrate	$ \Delta \dot{\varphi} $
Schwimmwinkel	$ \Delta \beta $
Spurabweichung	$ \Delta y $

Tabelle 4.6: Übersicht der objektiven Bewertungskriterien

Auf die Auswertung des Lenkwinkels δ_S wird in diesem Zusammenhang verzichtet. Aufgrund stellfehlerinduzierter Lenkradbewegungen, die sich in Abhängigkeit der Haltekraft des Fahrers am Lenkrad darstellen, können anhand auftretender Lenkradwinkel keine Rückschlüsse auf die Kritikalität eines Stellfehlers abgeleitet werden. Zur Anwendung kommt die Lenkradwinkelgeschwindigkeit, die Aufschlüsse über den kompensatorischen Aufwand des Fahrers liefert.

4.3 Versuchsdurchführung

Die Untersuchung der Auswirkungen von Systemfehlern eines Überlagerungslenksystems auf die Gesamtstabilität des Fahrer-Fahrzeugsystems wird im Normalfahrbereich, siehe Kapitel 4.3.1, und während der Fahrdynamikregelung, siehe Kapitel 4.3.2, durchgeführt.

4.3.1 Lenkystemstörungen im Normalfahrbereich

Die Untersuchung von Lenkystemstörungen im Normalfahrbereich stellt den Schwerpunkt der Untersuchungen dar. Als Normalfahrbereich muss der fahrdynamische Bereich angesehen werden, in dem sich der Normalfahrer überwiegend mit seinem Fahrzeug bewegt. Dieser ist sowohl von der gefahrenen Geschwindigkeit als auch von der dabei in Anspruch genommenen Querbeschleunigung abhängig [65, 115, 133]. So werden im Folgenden Systemstörungen bei Geradeausfahrt und stationärer Kurvenfahrt bis zu einer Querbeschleunigung von maximal $a_y = 4m/s^2$ untersucht. Diese Situationen erwiesen sich in Voruntersuchungen am besten geeignet für die Probanden, um eine sensitive und reproduzierbare Differenzierung in der Bewertung der Stellfehler vornehmen zu können.

4.3.1.1 Geradeausfahrt

Das Manöver **Geradeausfahrt** wird zu Vergleichszwecken sowohl von Normal- als auch von Versuchsfahrern durchfahren und bewertet. Eine Übersicht über die Manöverdimensionen und Fehlerbilder bei Geradeausfahrt gibt Tabelle 4.7.

Geschwindigkeit:	50/100/150/200/250 [km/h] (tempomatgeregelt)
Fahrspurbreite:	2,50m (nach [198]), 3,50m bei 150, 200 und 250 [km/h]
Gassenlänge:	500 [m] mit Pylonen abgesteckt
Zeitpunkt der Fehleraufschaltung:	in der Gasse
Fehlerlatenzzeit:	100/200/300/irreversibel (∞) [ms]
Fehlerrichtung:	links vs. rechts (permutiert)

Tabelle 4.7: Manöverdimensionen und Fehlerbilder bei Geradeausfahrt

Der untersuchte Geschwindigkeitsbereich erstreckt sich von 50 - 250km/h. Dabei werden die Normalfahrer bis zu einer Geschwindigkeit von 200 km/h, in Ausnahmefällen auch bis 250 km/h getestet, sofern dieser Geschwindigkeitsbereich zum gewohnten fahrdynamischen Spektrum des Probanden zählt. Die Versuchsfahrer werden über den gesamten Geschwindigkeitsbereich getestet.

Die Manöverdimensionen sind so gewählt, dass die Probanden eine 500 m lange Pylongasse durchfahren müssen, in der die Stellfehler dargeboten werden. Die Breite der Gasse orientiert sich bei 50 und 100 km/h an der Richtlinie zur Absicherung von Arbeitsstellen [198]. Diese schreibt im Bereich von Autobahnbaustellen eine minimale Fahrspurbreite von 2,50m vor. Alle weiteren Geschwindigkeiten werden bei einer Fahrspurbreite von 3,50m, was der Fahrspurbreite auf Autobahnen entspricht, getestet.

In diesem Versuch kommt ein mehrfaktorieller Versuchsplan mit Messwiederholung auf Fehlerlatenzzeiten mit Permutation der Fehleramplituden, -richtung und -ort zum Einsatz, siehe auch Tabelle 4.4.

Die Manöver werden mit aufsteigender Geschwindigkeit mit Tempomat durchfahren. Die Fahraufgabe für die Probanden besteht darin, das Fahrzeug durch die Gasse zu steuern.

Externe Störungen – Stellfehler – müssen durch die Probanden kompensiert werden, um das Fahrzeug in der Spur zu halten. Nach jeder Manöverdurchfahrt sind die Probanden aufgefordert, die jeweilige Fahrt über die in Kapitel 4.5 angegebenen Skalen subjektiv zu bewerten.

4.3.1.2 Kurvenfahrt

Ergänzend zur Geradeausfahrt werden die Stellfehler auch bei **stationärer Kurvenfahrt** untersucht. In Tabelle 4.8 sind die Manöverdimensionen und Fehlerbilder bei Kurvenfahrt aufgeführt.

Geschwindigkeit:	70/150 [km/h] (tempomatgeregelt)
Fahrspurbreite:	2,50m (nach [198]) bei 70 [km/h], 3,50m bei 150 [km/h]
Kurvenradius:	100m bei 70 [km/h], 400m bei 150 [km/h]
Gassenlänge:	500 [m] mit Pylonen abgesteckt
Zeitpunkt der Fehleraufschaltung:	in der Gasse
Fehlerlatenzzeit:	100/200/300/irreversibel (∞) [ms]
Fehlerrichtung:	kurveninnen vs. kurvenaussen (permutiert)

Tabelle 4.8: Manöverdimensionen und Fehlerbilder bei Kurvenfahrt

In diesem Versuch kommt analog zur Geradeausfahrt ein mehrfaktorieller Versuchsplan mit Messwiederholung auf Fehlerlatenzzeiten mit Permutation der Fehleramplituden, -richtung und -ort zum Einsatz, siehe auch Tabelle 4.4.

Das Manöver wird bei 70km/h und 150km/h mit Tempomat absolviert. Die Manöverdimensionen sind dabei so gewählt, dass die stationäre Kreisfahrt mit einer Querbeschleunigung von ca. $a_y = 4m/s^2$ absolviert werden kann. Dies entspricht dem Maximum der Querbeschleunigung, die der Erfahrung von Normalfahrern im täglichen Umgang mit ihrem Fahrzeug entspricht [65, 115, 133]. In Voruntersuchungen sind die Beherrschbarkeit von Stellfehlern bei geringeren Querbeschleunigungen untersucht worden. Diese haben sich als weit unkritischer dargestellt und werden deshalb hier nicht untersucht. Die Stellfehler werden in der Gasse bei stationärer Kreisfahrt aufgeschaltet.

4.3.2 Lenksystemstörungen während der Fahrdynamikregelung

Die Untersuchung von Lenksystemstörungen während der Fahrdynamikregelung wird ergänzend zur Untersuchung im Normalfahrbereich durchgeführt. Aufgrund des wesentlich höheren Aufwandes und der stärkeren Belastung für die Probanden wird diese Untersuchung nur mit einem Fahrzeug - Fahrzeug A - durchgeführt.

Das Fahrdynamikregelungskonzept des untersuchten Fahrzeuges und Überlagerungslenk-systems sieht stabilisierende Lenkeingriffe bei Untersteuern, Übersteuern und Bremsen auf inhomogenen Fahrbahnen (Bremsen μ -split) vor. So werden im folgenden Kapitel Lenksystemstörungen in den Fahrmanövern Bremsen μ -split, untersteuernde Kurvenfahrt, ISO-Spurwechsel und ABS-Bremsung untersucht.

In Voruntersuchungen konnten diese vier Fahrmanöver identifiziert werden, die auch für den ungeübten Normalfahrer reproduzierbar durchführbar sind, aber dennoch eine Differenzierung der unterschiedlichen Stellfehler und deren Auswirkungen ermöglichen. Die Herausforderung in der Bewertung der Beherrschbarkeit von Stellfehlern im Bereich der Fahrdynamikregelung besteht zum einen in der Reproduzierbarkeit der Manöver und Regelsitua-

tionen und zum anderen in der Vertrautheit der Probanden mit Fahrsituationen in denen fahrdynamische Regelsysteme wirken. Da die Grundbelastung auf die Probanden in diesen Situationen wesentlich höher ist als im Normalfahrbereich, ist eine unschärfere Bewertung zu erwarten. Um dem entgegen zu wirken sind die Manöverdimensionen so eng gewählt, dass die Probanden nach mehrmaligen Übungsfahrten das Verhalten des Fahrzeugs im Regelbereich kennenlernen und als Baseline für ihre Bewertung heranziehen können.

Von Interesse ist hier die Fragestellung, unter welchen Randbedingungen Stellfehler eines Überlagerungslenksystems während der Fahrdynamikregelung zu fahrdynamisch kritischen Situationen² oder zu einem Übergang von einer *kritischen Fahrsituation*³ zu *instabilem Fahrverhalten*⁴ führen kann, siehe auch [65, 125, 200]. Nach Bubb [135] müssen Stellfehler vermieden werden, die dazu führen, dass das Systemverhalten oder dessen Veränderungen die Arbeitsperson (Fahrer) außerhalb ihrer Leistungsgrenzen bringen, so dass angemessene Reaktionen zur Aufrechterhaltung eines stabilen Systemzustandes (Gleichgewicht) unmöglich werden.

4.3.2.1 Bremsen μ -split

Das Fahrmanöver **Bremsen μ -split** repräsentiert eine Vollbremsung des Fahrzeugs auf einer inhomogenen Fahrbahnoberfläche mit Reibwertunterschieden zwischen linker (μ_{low}) und rechter (μ_{high}) Fahrzeugseite, siehe Bild 4.6.

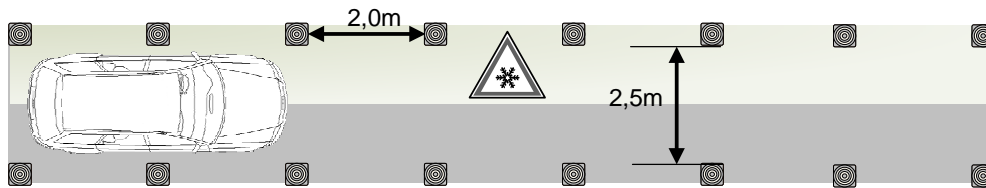


Bild 4.6: Fahrmanöver „Bremsen μ -split“

Versuchsdesign und -methode

Das Versuchsdesign für Bremsen μ -split orientiert sich an der in Kapitel 4.2 beschriebenen Untersuchungsmethodik. Die Fehleraufschaltung erfolgt versuchsleiterunabhängig bei Anlaufen des Aktuators ab dem Zeitpunkt des stabilisierenden Lenkungseingriffs.

²Kritische Fahrsituationen sind Situationen, bei denen die Abweichungen zwischen Führungs- und Regelgrößen örtlich und zeitlich veränderliche und/ oder subjektiv/ objektiv vorgegebene Toleranzen überschreiten - bzw. denen sich die Fahrer unangepaßte Führungsgrößen vorgeben. [199]

³Die Fahrt mit einem Fahrzeug ist dann als fahrdynamisch kritisch zu bezeichnen, wenn es dem Fahrer nicht mehr möglich ist, die Fahrzeugbewegung im gewünschten Maße zu beeinflussen. Ein intaktes und entsprechend leistungsfähiges Fahrzeug vorausgesetzt, tritt das dann auf, wenn die Reifen an die Grenze ihrer übertragbaren Horizontalkräfte gelangen. Die kritische Fahrt kündigt sich durch das Verlassen der linearen Reifeneigenschaften an. [123]

⁴Ein instabiles Fahrzeugverhalten zeichnet sich durch eine ansteigende Giergeschwindigkeit aus, mit der keine entsprechende Zunahme der Querbeschleunigung verbunden ist. Es tritt auf, wenn die Hinterachse vor der Vorderachse die Kraftschlußgrenze der Seitenkräfte erreicht. Es entsteht dann eine heftige Drehung um die Hochachse des Fahrzeugs, die für die meisten Fahrer so überraschend auftritt, dass sie die Kontrolle über das Fahrzeug verlieren. [123]

Fehlerbilder

Eine prinzipielle Darstellung der in diesem Fahrmanöver getesteten Fehlerszenarien findet sich in Bild 4.7.

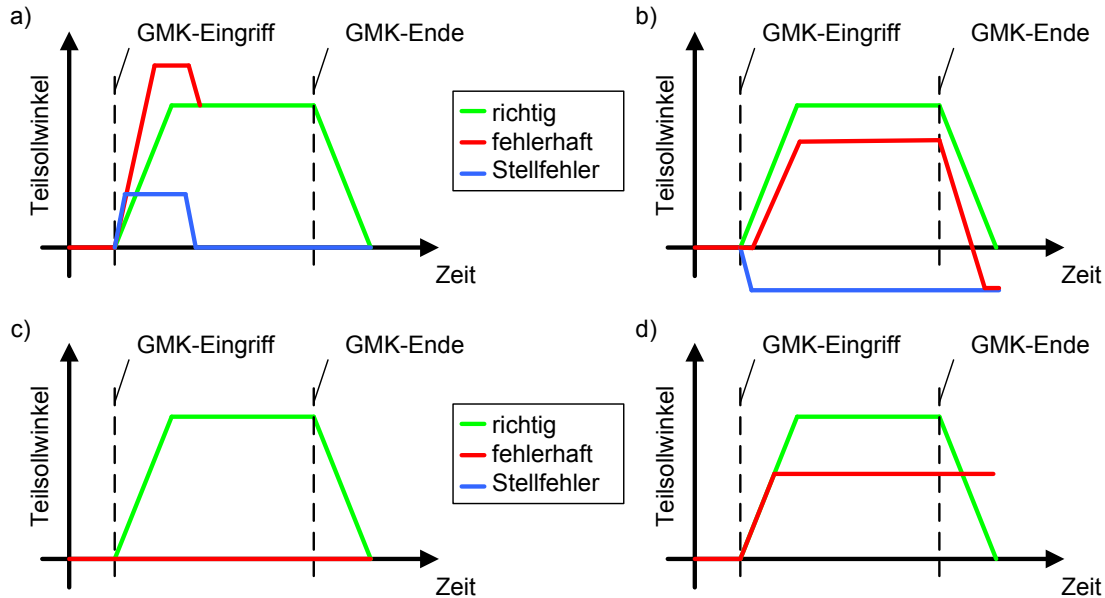


Bild 4.7: Fehlerbilder beim Bremsen auf μ -split a) Reversibler Stellfehler b) Irreversibler Stellfehler c) GMK nicht aktiv (passives Fahrzeug) d) Ausfall des Überlagerungslenkensystems im Regelbetrieb \Rightarrow Lenkradschiefstand

Ein Abschaltkonzept bei auftretenden Regelungsfehlern der Giermomentenkompensations-Funktion (GMK) während eines aktiven Regeleingriffs ist nicht implementiert. Die eingebrachten Stellfehler werden somit zum GMK-Teilsollwinkel hinzuaddiert und führen nicht zu einem Zurückstellen des GMK-Teilsollwinkels und die Rückführung des Systems in einen sicheren Zustand. Die Regelung bleibt bis zum Ende des GMK-Eingriffs aktiv.

Reversible Stellfehler, wie sie in Bild 4.7 a) dargestellt sind, haben zur Folge, dass der GMK-Teilsollwinkel beim Anbremsen des Fahrzeugs und Aktivierung der GMK-Regelung impulsartig in Abhängigkeit der Fehleramplitude, -latenzzeit und -richtung überhöht bzw. abgeschwächt wird. Dieser Impuls ist für den Fahrer im Lenkradmoment und in der Fahrzeugreaktion spürbar.

Eine Manipulation des Regeleingriffs durch einen **irreversiblen Stellfehler**, siehe Bild 4.7 b) führt beim Anbremsen des Fahrzeugs ebenfalls zu einer impulsartigen Verstärkung bzw. Abschwächung des Regeleingriffs. Im weiteren Verlauf – ca. 300 - 400 ms nach Anlaufen des Aktuators – ergibt sich in Abhängigkeit der Stellfehlerichtung ein überhöhter bzw. verminderter Regeleingriff über den gesamten Zeitraum der GMK-Regelung. Zusätzlich muss der Fahrer den stellfehlerbedingten Lenkradschiefstand bis zum Stillstand des Fahrzeugs korrigieren.

Das Fehlerbild in Bild 4.7 c) zeigt ein **passives Fahrzeug**. Die GMK-Regelung ist deaktiviert, so dass der Fahrer das Fahrzeug über den gesamten Bereich der Verzögerung selbst stabilisieren muss. Erschwerend wirkt hier die deaktivierte Giermomentenabschwächung (GMA), wodurch das Giermoment beim Anbremsen des Fahrzeugs deutlich stärker ist als beim einem Fahrzeug mit aktivierter GMA.

Den vierten Fall stellt der **Ausfall** des Überlagerungslenksystems während der GMK-Regelung dar, wie er prinzipiell in Bild 4.7 d) dargestellt ist. Dabei wird ab einem festgelegten Teilsollwinkel das Überlagerungslenksystem deaktiviert und verriegelt. Dadurch ist der mechanische Durchgriff gewährleistet. Die Rückführung in den sicheren Zustand geht einher mit einem Übersetzungssprung auf die mechanische Übersetzung und der Tatsache, dass der Fahrer ab diesem Zeitpunkt die Stabilisierung des Fahrzeugs selbst übernehmen muss. Dabei sind zwei Fehlerauswirkungen denkbar, siehe auch Tabelle 4.9:

- Wird die Vollbremsung des Fahrzeugs bis zum Fahrzeugstillstand fortgeführt, so muss der Fahrer während des gesamten Bremsvorganges das Fahrzeug selbst stabilisieren.
- Löst der Fahrer nach Anbremsen des Fahrzeugs und Ausfall des Überlagerungslenksystems die Bremse, führt dies zu einem abrupten Wegfall des Giermomentes aus den unterschiedlichen Bremskräften. Aufgrund des an den Rädern noch anstehenden, ausfallbedingten Fehlwinkels, bewegt sich das Fahrzeug im Weiteren in Richtung der μ_{low} -Seite. Dies gilt es durch den Fahrer zu kompensieren, um die vorgegebene Pylonengasse nicht zu verlassen.

Versuchsablauf

Zu Beginn des Manövers werden die Probanden in den Ablauf und die wesentlichen Manöverdimensionen eingewiesen (vgl. Tabelle 4.9). Des Weiteren erfolgen wiederholte Übungsdurchfahrten, um die Probanden an das Fahrmanöver und das Regelverhalten ohne Stellfehler zu gewöhnen.

Geschwindigkeit:	100 km/h (tempomatgeregelt)
Fahrspurbreite:	2,50m (nach [198])
Zeitpunkt der Fehleraufschaltung:	Beginn der GMK-Ausregelung (Anlaufen des Aktuators)
Fehlerausprägung:	<ul style="list-style-type: none"> • reversible und irreversible Stellfehler • Ausfall des Überlagerungslenksystems
Fehlerlatenzzeiten:	100/200/300/irreversibel (∞) [ms]
Fehlerrichtung:	links vs. rechts (permutiert)
Bremsbetätigung:	<ul style="list-style-type: none"> • Vollbremsung bis zum Stillstand • Lösen der Bremse nach Anbremsen des Fahrzeugs (ca. 60km/h)

Tabelle 4.9: Manöverdimensionen für „Bremsen auf μ -split“

Im Weiteren sind die Probanden angehalten das Fahrzeug auf 100km/h zu beschleunigen und den Tempomat zu aktivieren. Nach der Einfahrt in die Pylonengasse erfolgt eine Vollbremsung des Fahrzeugs an einer festgelegten Position. Die Probanden sind dabei angehalten, das Manöver und die Fahrzeugreaktionen nach jeder Manöverdurchfahrt im Bezug auf eine reale Verkehrssituation nach den in Kapitel 4.2.5.1 angegebenen Skala zu bewerten.

4.3.2.2 Untersteuernde Kurvenfahrt

Die **untersteuernde Kurvenfahrt** stellt ein Fahrmanöver dar, das vielen der Probanden im täglichen Umgang mit ihrem Fahrzeug bekannt ist. Durch die gewählten Manöverdimensionen, siehe Tabelle 4.10, werden die Probanden in eine reproduzierbare Fahrsituation geführt, die zu spürbar wirksamen Regeleingriffen des Überlagerungslenksystems führen.

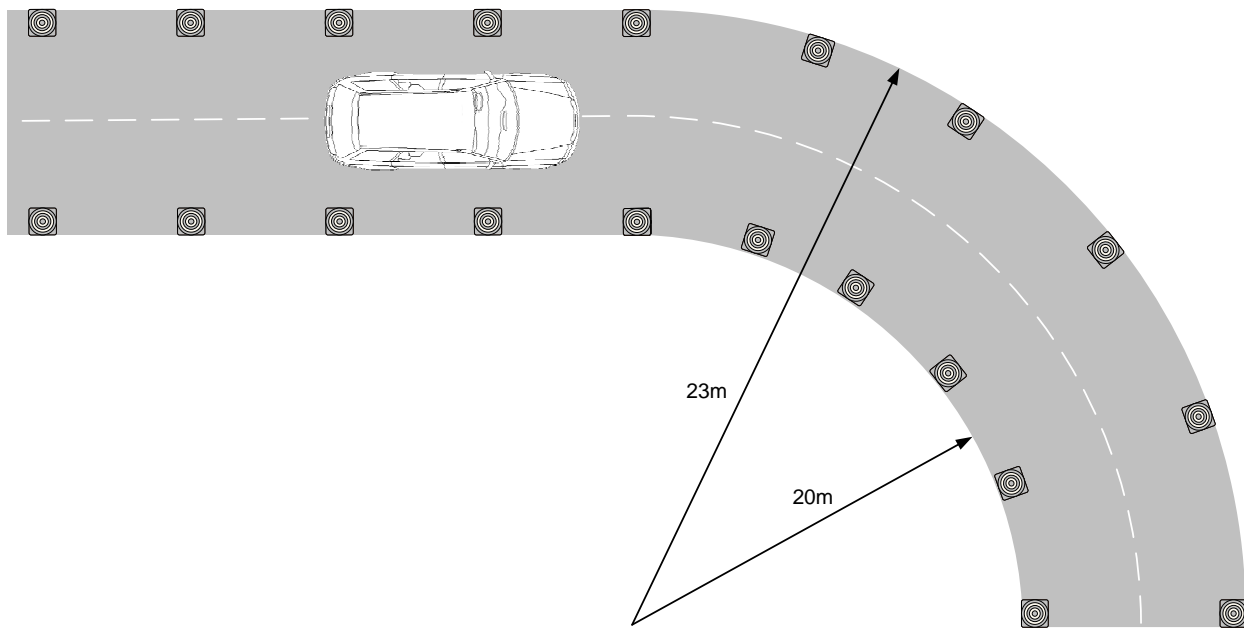


Bild 4.8: Fahrmanöver „Untersteuernde Kurvenfahrt“

Versuchsdesign und -methode

Das Versuchsdesign für die **untersteuernde Kurvenfahrt** orientiert sich an der in Kapitel 4.2 beschriebenen Untersuchungsmethodik. In diesem Versuch kommt ein mehrfaktorierter Versuchsplan mit Messwiederholung auf Fehleramplituden mit Permutation der Fehlerausprägung und -richtung zum Einsatz. Ein Proband wird auf eine Latenzzeit getestet. Das ESP ist während der gesamten Manöverdurchfahrten deaktiviert.

Fehlerbilder

Eine prinzipielle Darstellung der in diesem Fahrmanöver getesteten Fehlerszenarien findet sich in Bild 4.9.

Reversible Stellfehler, wie sie in Bild 4.9 a) dargestellt sind, haben zur Folge, dass der US-Teilsollwinkel bei Untersteuern des Fahrzeugs und Aktivierung der US-Regelung impulsartig in Abhängigkeit der Fehleramplitude, -latenzzeit und -richtung überhöht bzw. abgeschwächt wird. Dieser Impuls ist für den Fahrer im Lenkradmoment und in der Fahrzeugreaktion spürbar.

Eine Manipulation des US-Regeleingriffs durch einen **irreversiblen Stellfehler**, siehe Bild 4.9 b), führt beim Untersteuern des Fahrzeugs ebenfalls zu einer impulsartigen Verstärkung bzw. Abschwächung des Regeleingriffs. Im weiteren Verlauf der US-Regelung ergibt sich in Abhängigkeit der Stellfehlerichtung insgesamt ein überhöhter bzw. verminderter Regeleingriff in Verbindung mit einem stellfehlerbedingten Lenkradschiefstand, den der Fahrer zusätzlich kompensieren muss.

Das Fehlerbild in 4.9 c) zeigt ein **passives Fahrzeug**. Die US-Regelung ist deaktiviert, so dass der Fahrer das Fahrzeug durch Öffnen der Lenkung selbst stabilisieren muss.

Ein **Ausfall** des Überlagerungslenkensystems während der US-Regelung, wie er prinzipiell in Bild 4.9 d) dargestellt ist, führt ab einem definierten Teilsollwinkel zur Deaktivierung

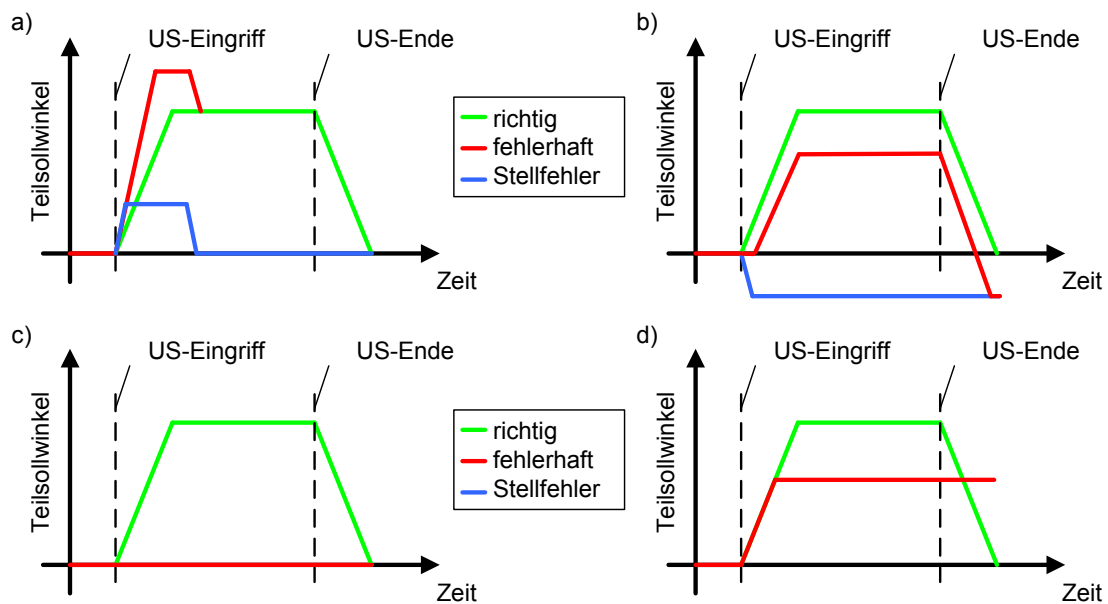


Bild 4.9: Fehlerbilder bei untersteuernder Kurvenfahrt a) Reversibler Stellfehler b) Irreversibler Stellfehler c) US nicht aktiv (passives Fahrzeug) d) Ausfall des Überlagerungslensystems im US-Regelbetrieb \Rightarrow Lenkradschiefstand

und Verriegelung des Systems. Dadurch ist der mechanische Durchgriff gewährleistet. Die Rückführung in den sicheren Zustand geht einher mit einem Übersetzungssprung auf die mechanische Übersetzung und der Tatsache, dass der Fahrer ab diesem Zeitpunkt die Stabilisierung des Fahrzeugs selbst übernehmen muss. Durch den Ausfall des Systems kommt es zu einem Lenkradschiefstand, in Abhängigkeit der Höhe des Stabilisierungswinkels zum Zeitpunkt des Ausfalls.

Versuchsablauf

Zu Beginn des Manövers werden die Probanden in den Ablauf und die wesentlichen Manöverdimensionen eingewiesen (vgl. Tabelle 4.10).

Geschwindigkeit:	55 km/h (tempomatgeregt)
Fahrspurbreite:	3,0m
Zeitpunkt der Fehleraufschaltung:	Beginn der US-Ausregelung (Anlaufen des Aktuators)
Fehlerausprägung:	<ul style="list-style-type: none"> • reversible und irreversible Stellfehler • Ausfall des Überlagerungslensystems
Fehlerlatenzzeiten:	100/200/300/irreversibel (∞) [ms]
Fehlerrichtung:	kurveninnen vs. kurvenaussen (permutiert)

Tabelle 4.10: Manöverdimensionen für *Untersteuernde Kurvenfahrt*

Die Probanden sind angehalten, während der Zufahrt auf den Versuchsaufbau das Fahrzeug auf 55km/h zu beschleunigen und dann den Tempomat zu aktivieren. Nach Einfahrt in das Manöver sollen die Probanden die Kurve bis zur Manöverausrufahrt durchfahren. Die Manöverdimensionen sind dabei so gewählt, dass das Fahrzeug in einem untersteuernden Fahrzustand durch das Manöver bewegt werden kann. Die Probanden sind angehalten, nach

einigen Durchfahrten, die der Referenzbildung dienen, Systemfehler und Fahrzeugreaktionen im Bezug auf reale Verkehrssituationen zu bewerten.

4.3.2.3 ISO Spurwechsel

Das Manöver **ISO-Spurwechsel** repräsentiert ein Ausweichmanöver bei mittleren Geschwindigkeiten (40-60km/h) nach ISO 3888 [201]. Mit der Zunahme der Durchfahrts- geschwindigkeit steigt die Belastung auf die Probanden und das Fahrzeug wird an seine Stabilitätsgrenze geführt.

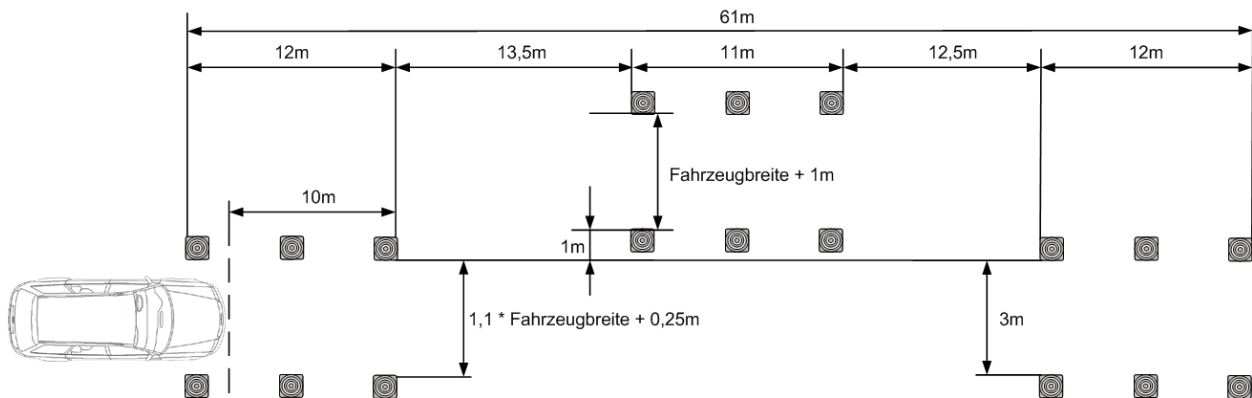


Bild 4.10: Fahrmanöver *ISO-Spurwechsel* [201]

Versuchsdesign und -methode

Das Versuchsdesign für ISO-Spurwechsel orientiert sich an der in Kapitel 4.2 beschriebenen Untersuchungsmethodik.

Fehlerbilder

Eine prinzipielle Darstellung der in diesem Fahrmanöver getesteten Fehlerszenarien findet sich in Bild 4.11.

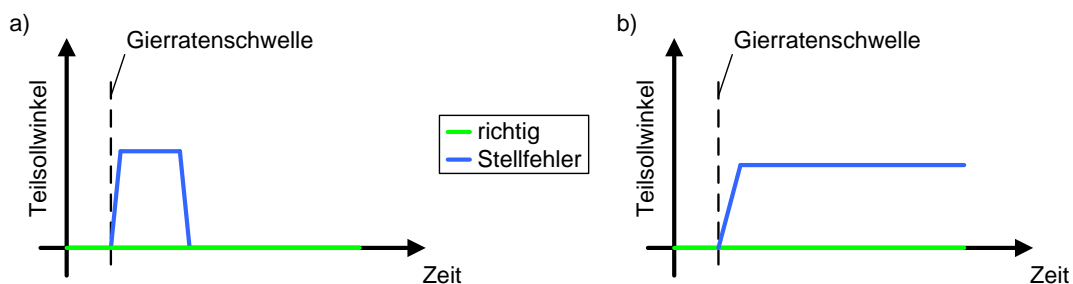


Bild 4.11: Fehlerbilder während des ISO-Spurwechsels a) Reversibler Stellfehler b) Irreversibler Stellfehler

Reversible Stellfehler, wie sie in Bild 4.11 a) dargestellt sind, haben zur Folge, dass ab Erreichen einer definierten Gierratenschwelle, siehe Tabelle 4.11, beim Wechsel des Fahrzeugs von der ersten in die zweite Gasse ein Stellfehler gestellt wird. Dies führt in Abhängigkeit der

Fehleramplitude und -latenzzeit zu einem Impuls, der für den Fahrer sowohl im Lenkrad als auch in der Fahrzeugreaktion spürbar ist. Je nach Fehlerrichtung wird die Fahrzeugreaktion überhöht bzw. abgeschwächt.

Das Einbringen eines **irreversiblen Stellfehlers**, siehe Bild 4.11 b) führt zu einem dauerhaften Fehlwinkel nach dem Anlenken und Überschreiten der Gierratenschwelle. Überlagert wird die spürbare Verstärkung bzw. Abschwächung der Fahrzeugreaktion durch einen Lenkradschiefstand, der zusätzlich vom Fahrer kompensiert werden muss.

Versuchsablauf

Zu Beginn des Manövers werden die Probanden in den Ablauf und die wesentlichen Manöverdimensionen eingewiesen, siehe Tabelle 4.11.

Geschwindigkeit:	40/60 km/h (tempomatgeregelt)
Zeitpunkt der Fehleraufschaltung:	Übergang 1. in 2.Gasse
Aktivierung der Fehleraufschaltung:	Überschreitung der Gierratenschwelle $\dot{\psi} = 5 \text{ }^\circ/\text{s}$
Fehlerausprägung:	reversibel, irreversibel
Fehlerlatenzzeiten:	100/200/300/irreversibel (∞) [ms]
Fehlerrichtung:	rechts vs. links (permutiert)

Tabelle 4.11: Manöverdimensionen für *ISO-Spurwechsel*

Die Probanden sind angehalten während der Zufahrt auf den Versuchsaufbau das Fahrzeug auf 40 bzw. 60 km/h zu beschleunigen und den Tempomat zu aktivieren. Dadurch kann das Manöver ohne Längsregelung des Fahrzeugs durchfahren und die Belastung auf die Probanden gesenkt werden. Da der ISO-Spurwechsel nicht in die alltägliche Fahrerfahrung eines Normalfahrers fällt, sind die Probanden angehalten, einige Durchfahrten ohne Fehleraufschaltung zur Referenzbildung zu absolvieren. Erst im Anschluss erfolgen fehlerbehaftete Manöverdurchfahrten. Stellfehler und Fahrzeugreaktionen sollen im Anschluss an jede Manöverdurchfahrt im Bezug auf reale Verkehrssituationen unter Verwendung der in Kapitel 4.2.5.1 angegebenen Skalen bewertet werden.

4.3.2.4 ABS Bremsung

Das Fahrmanöver ABS-Bremsung repräsentiert eine Vollbremsung im ABS-Regelbereich auf μ_{high} .

Versuchsdesign und -methode

Das Versuchsdesign für das Manöver **ABS Bremsung auf μ_{high}** orientiert sich an der in Kapitel 4.2 beschriebenen Untersuchungsmethodik.

Fehlerbilder

Eine prinzipielle Darstellung der in diesem Fahrmanöver getesteten Fehlerszenarien finden sich in Bild 4.12.

Reversible Stellfehler, wie sie in Bild 4.12 a) dargestellt sind, haben zur Folge, dass ab dem Anbremsen des Fahrzeugs und Aktivierung der ABS-Regelung ein fehlerhafter Teilsollwinkel mit unterschiedlichen Fehleramplituden, -latenzzeiten und -richtungen gestellt wird.

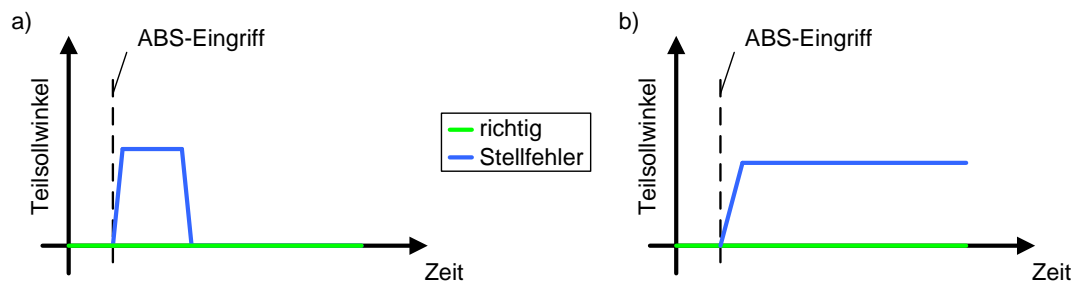


Bild 4.12: Fehlerbilder während der ABS-Bremmung a) Reversibler Stellfehler b) Irreversibler Stellfehler

Dies führt zu einer impulsartigen Änderung des Lenkradmomentes und der Fahrzeugreaktion.

Das Einbringen eines **irreversiblen Stellfehler**, siehe Bild 4.12 b) führt ab dem Zeitpunkt der Aktivierung ABS-Regelung neben der impulsartigen Änderung des Lenkradmomentes und der Fahrzeugreaktion zu einem Lenkradschiefstand, den der Fahrer zusätzlich kompensieren muss.

Versuchsablauf

Zu Beginn des Manövers werden die Probanden in den Ablauf und die wesentlichen Manöverdimensionen eingewiesen, siehe Tabelle 4.12.

Geschwindigkeit:	80 km/h (tempomatgeregelt)
Fahrspurbreite:	2,50m (nach [198])
Zeitpunkt der Fehleraufschaltung:	Beginn des ABS-Regelbereichs
Aktivierung der Fehleraufschaltung:	ABS-flag
Fehlerausprägung:	reversibel, irreversibel
Fehlerlatenzzeiten:	100/200/300/irreversibel (∞) [ms]
Fehlerrichtung:	rechts vs. links (permutiert)

Tabelle 4.12: Manöverdimensionen für *ABS-Bremmung*

Die Probanden sind angehalten, während der Zufahrt auf den Versuchsaufbau das Fahrzeug auf 100 km/h zu beschleunigen und dann den Tempomat zu aktivieren. Nach Einfahrt in das Manöver sollen die Probanden das Fahrzeug ab einer vordefinierten Stelle durch eine Vollbremsung bis zum Stillstand zu verzögern. Die auftretenden Systemfehler müssen in der 2,50m breiten Gasse nach den Richtlinien für die Sicherung von Arbeitsstellen an Strassen (RSA) [198] durch den Probanden kompensiert werden. Die Probanden sind angehalten, nach einigen Durchfahrten, die zur Referenzbildung dienen, Systemfehler und Fahrzeugreaktionen im Bezug auf reale Verkehrssituationen zu bewerten.

4.4 Versuchsauswertung und -ergebnisse

Die subjektiven Bewertung der Probanden in den durchgeführten Manövern und die fahrdynamischen, objektiven Kennwerte liefern die Basis für die Auswertung im folgenden Kapitel. Dabei wird zunächst die angewandte Auswertungsstrategie beschrieben und erläutert. Im Weiteren werden die Fahrerurteile im Normalfahrbereich analysiert und in Korrelation mit

den auftretenden fahrdynamischen Reaktionen gesetzt. Ziel dieser Vorgehensweise ist die Definition fahrdynamischer Kennwerte und Grenzwerte, die für zukünftige Fahrzeugprojekte anwendbar sind, ohne den Aufwand zeitaufwändiger Probandenstudien betreiben zu müssen.

4.4.1 Auswertungsstrategie

Die Auswertung der subjektiv und objektiv erhobenen Daten erfolgt nach dem in Bild 4.13 beschriebenen Procedere.

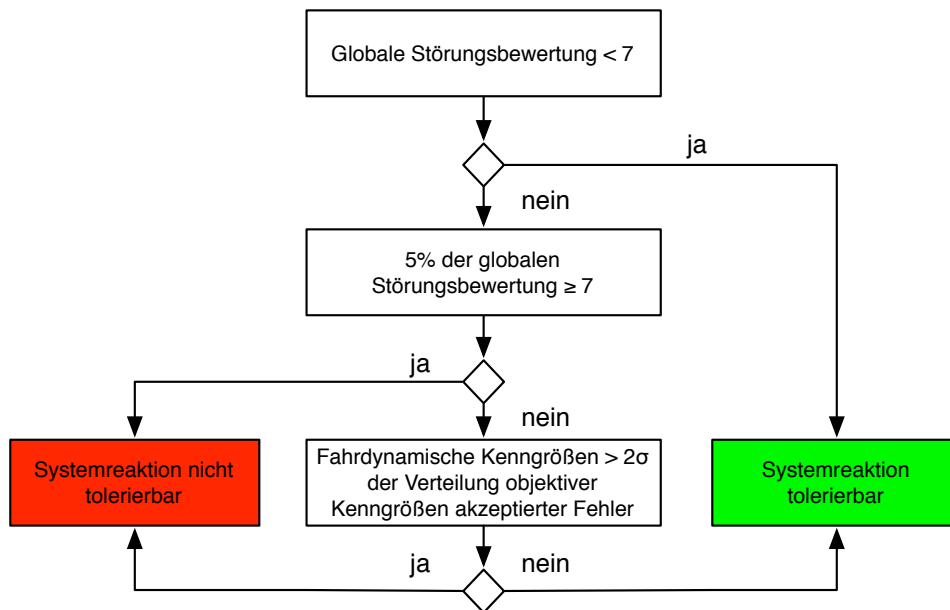


Bild 4.13: Generelle Vorgehensweise bei der Bewertung sicherheitsrelevanter Systemfehler nach [111]

Ausgehend von den subjektiven Beurteilungen der Probanden werden alle Systemreaktionen toleriert bzw. als nicht sicherheitskritisch eingestuft, deren globale Störungsbewertung als nicht gefährlich (< 7) eingestuft werden.

Treten bei einer Systemreaktion Bewertungen im Bereich der Gefährlichkeit (≥ 7) auf, wird das 95.-Perzentil als Akzeptanzgrenze von Systemfehlern herangezogen [6, 7]. D.h. bewerten mehr als 5% der Probanden eine Systemreaktion als *gefährlich*, muss diese als sicherheitskritisch zurückgewiesen werden.

Bewertungen von einzelnen Probanden, die in die Gefährlichkeitskategorie fallen ($< 5\%$ der Grundgesamtheit), werden einer Einzelfallanalyse unterzogen. Dabei werden die fahrdynamischen Kenngrößen des Probanden mit der Verteilung objektiver Kenngrößen akzeptierter Fehler verglichen. Liegen diese ausserhalb des Vertrauensintervalls $MW \pm 2\sigma$ wird die Systemreaktion ebenfalls als nicht tolerierbar zurückgewiesen. Ziel dieser Vorgehensweise ist die Minimierung von Wertungs- und Einstellungseffekten durch eine grundsätzliche Ablehnung von Systemstörungen einzelner Probanden.

Die Generalisierbarkeit der ermittelten Systemstörungen ist durch diese Vorgehensweise nicht gegeben. Identischen Systemstörungen führen in fahrdynamisch unterschiedlich abgestimmten Fahrzeugen zu abweichenden Bewertungen der Probanden. Daraus ergibt sich die Zielsetzung die Korrelation objektiver und subjektiver Daten auf die Systemfehler zu eli-

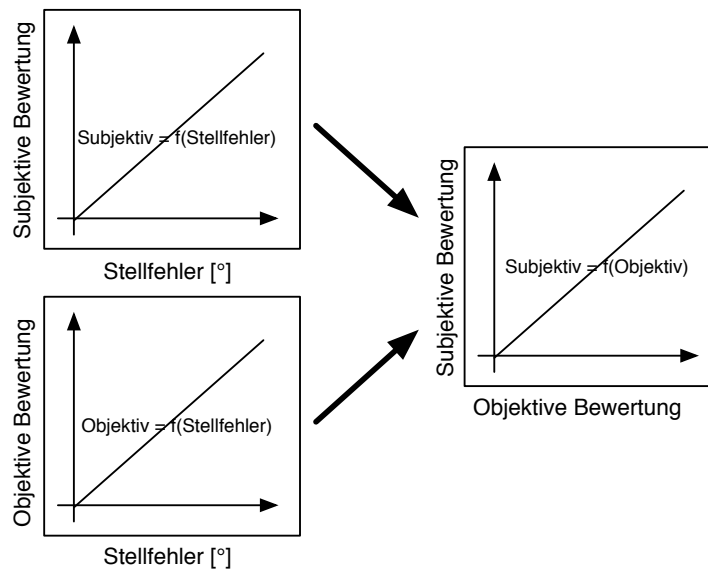


Bild 4.14: Generelle Vorgehensweise bei der Bewertung sicherheitsrelevanter Systemfehler nach [111]

minieren. Dies wird mit dem regressionsanalytischen Ansatz von Neukum & Krüger [112], siehe Bild 4.14, im Folgenden durchgeführt und diskutiert. Des Weiteren wird damit untersucht, ob eine Vergleichbarkeit der Fahrer-Fahrzeug-Interaktion in den unterschiedlichen Versuchsfahrzeugen anhand der Analyse der objektiven Daten nachgewiesen werden kann.

4.4.2 Normalfahrbereich

4.4.2.1 Geradeausfahrt

Der Schwerpunkt der Analyse der subjektiven und objektiven Daten bildet die Geradeausfahrt. Wie sich im Rahmen der Probandenstudien gezeigt hat, stellt die Geradeausfahrt das störungssensibelste Fahrmanöver dar, was sich auch in den Bewertungen und Grenzwerten zeigt.

Analyse der Fahrerbewertungen

Die Analyse der Fahrerbewertungen wird nach dem in Kapitel 4.4.1 beschriebenen Auswertungsprocedere durchgeführt. Zur Untersuchung und Bewertung von Urteilsseffekten werden die Fahrerurteile varianzanalytisch untersucht. Dabei lassen sich folgende Urteilsseffekte feststellen:

Die Auswirkung unterschiedlicher **Fehlerlatenzzeiten** auf das Bewertungsverhalten der Probanden ist beispielhaft bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{Fzg}=100\text{km/h}$ dargestellt, siehe Bild 4.15 Die vollständigen Ergebnisse der Varianzanalyse sind in Tabelle 4.13 aufgeführt.

- Eine signifikante Differenzierung in der subjektiven Bewertung zwischen reversiblen und irreversiblen Stellfehlern bei 50 km/h wird nicht vorgenommen. Die Bewertungen zeigen durchgehend bei allen Fahrzeugen eine vergleichbare Systematik. Dies ist unabhängig davon, ob Stellfehler nach einer definierten Fehlerlatenzzeit wieder zurückgenommen werden oder weiterhin anliegen.

- Im Geschwindigkeitsbereich 100 - 150km/h zeigt die Varianzanalyse, dass die Probanden signifikant zwischen den Fehlerlatenzzeiten differenzieren können. Eine Ausnahme stellt hier Fahrzeug A dar. Die Probanden unterscheiden auch bei 100 km/h nicht signifikant zwischen reversiblen und irreversiblen Stellfehlern.
- Eine sehr genaue Differenzierung können die Probanden auch im Geschwindigkeitsbereich 200 - 250km/h vornehmen. Dies zeigt sich signifikant bei den Fahrzeugen A und B und den hoch signifikanten Ergebnissen der Fahrzeuge C und D.

Wie am Beispiel in Bild 4.15 zu erkennen ist, werden Stellfehler gleicher Amplitude mit steigender Fehlerlatenzzeit kritischer bewertet. Dabei werden Stellfehler mit einer Fehlerlatenzzeit von 300ms ebenso kritisch wie irreversible Stellfehler bewertet. Das im Beispiel dargestellte Verhalten lässt sich über alle Fahrzeuggeschwindigkeiten und Fahrzeuge absichern.

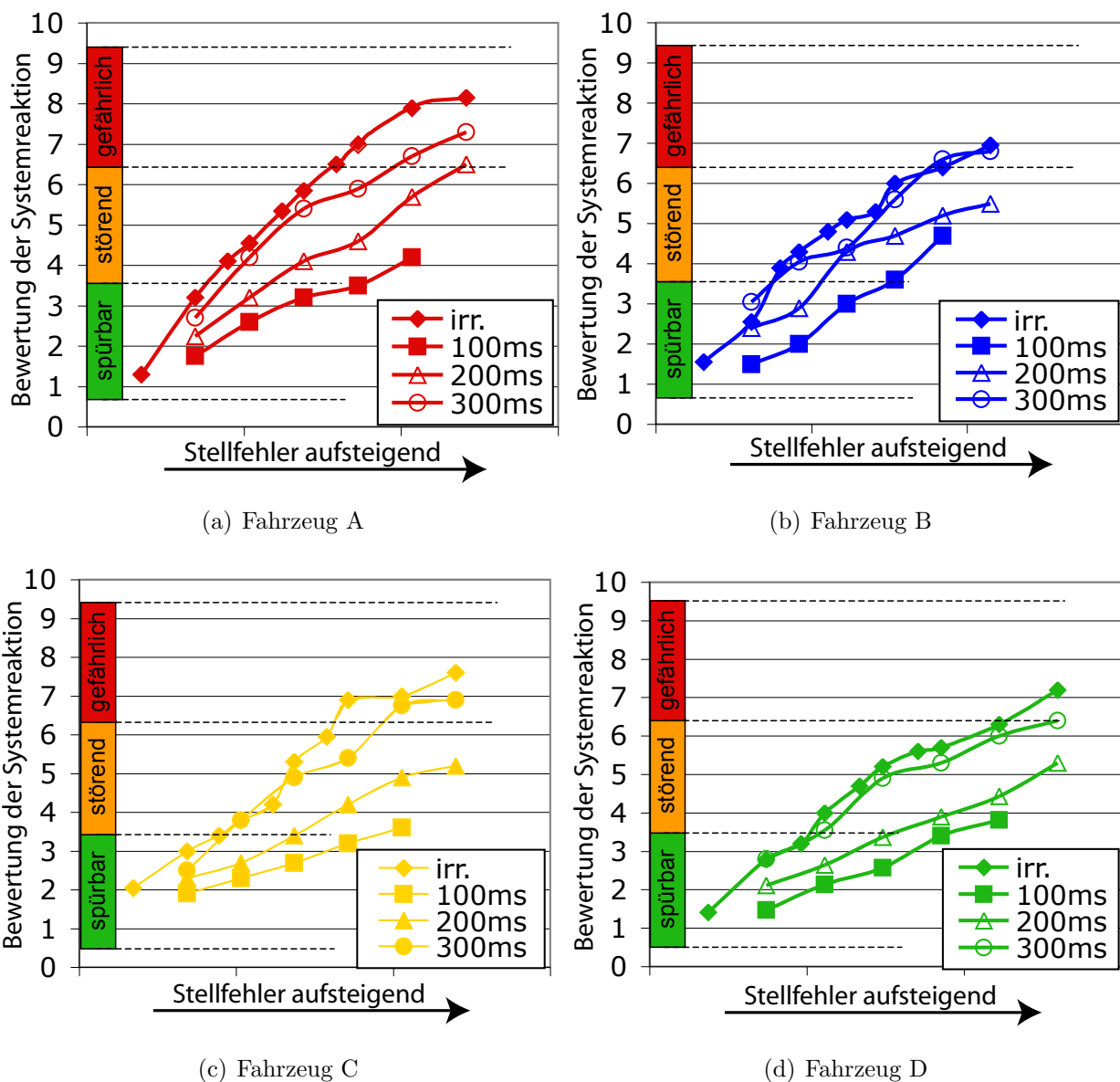


Bild 4.15: Vergleich der Mittelwerte der Bewertung der Systemreaktion bei unterschiedlichen Fehlerlatenzzeiten aller Fahrzeug am Beispiel des irreversiblen Stellfehlers. ($v_{Fzg}=100\text{km/h}$)

Fahrzeug	Latenz	Latenz Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Latenz x Stellfehler Signifikanzniveau p
50 km/h				
Fahrzeug A	∞ vs. 300	0,322	0,479	0,482
	300 vs. 200	0,123	0,362	0,327
	200 vs. 100	0,276	0,251	0,153
Fahrzeug B	∞ vs. 300	0,673	0,521	0,310
	300 vs. 200	0,752	0,454	0,429
	200 vs. 100	0,457	0,395	0,648
Fahrzeug C	∞ vs. 300	0,293	0,325	0,735
	300 vs. 200	0,964	0,453	0,364
	200 vs. 100	0,264	0,534	0,835
Fahrzeug D	∞ vs. 300	0,141	0,231	0,418
	300 vs. 200	0,483	0,351	0,362
	200 vs. 100	0,263	0,164	0,253
100 km/h				
Fahrzeug A	∞ vs. 300	0,324	0,089	0,229
	300 vs. 200	0,131	0,388	0,051
	200 vs. 100	0,452	0,077	0,220
Fahrzeug B	∞ vs. 300	0,025*	0,027*	0,012*
	300 vs. 200	0,053	0,019*	0,029*
	200 vs. 100	0,017*	0,046*	0,017*
Fahrzeug C	∞ vs. 300	0,011*	0,028*	0,003**
	300 vs. 200	0,004**	0,007**	0,036*
	200 vs. 100	0,048*	0,004*	0,047*
Fahrzeug D	∞ vs. 300	0,012*	0,028*	0,003**
	300 vs. 200	0,042*	0,007**	0,036*
	200 vs. 100	0,008**	0,004**	0,047*
150 km/h				
Fahrzeug A	∞ vs. 300	0,002**	0,028*	0,053
	300 vs. 200	0,021*	0,029*	0,004**
	200 vs. 100	0,049*	0,021*	0,003**
Fahrzeug B	∞ vs. 300	0,015*	0,047*	0,002**
	300 vs. 200	0,023*	0,035*	0,049*
	200 vs. 100	0,002**	0,027*	0,041*
Fahrzeug C	∞ vs. 300	0,033*	0,004**	0,035*
	300 vs. 200	0,043*	0,002**	0,025*
	200 vs. 100	0,017*	0,034*	0,018*
Fahrzeug D	∞ vs. 300	0,021*	0,001**	0,019*
	300 vs. 200	0,055	0,041*	0,023*
	200 vs. 100	0,003**	0,015*	0,041*
200 km/h				
Fahrzeug A	∞ vs. 300	0,043*	0,034*	0,021*
	300 vs. 200	0,033*	0,042*	0,031*
	200 vs. 100	0,027*	0,039*	0,049*
Fahrzeug B	∞ vs. 300	0,003**	0,038*	0,027*

Fahrzeug	Latenz	Latenz Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Latenz x Stellfehler Signifikanzniveau p
	300 vs. 200	0,016*	0,021*	0,041*
	200 vs. 100	0,037*	0,025*	0,004**
Fahrzeug C	∞ vs. 300	0,003**	0,008**	0,010**
	300 vs. 200	0,002**	0,006**	0,005**
	200 vs. 100	0,004**	0,003**	0,002**
Fahrzeug D	∞ vs. 300	0,001**	0,007**	0,002**
	300 vs. 200	0,007**	0,005**	0,008**
	200 vs. 100	0,002**	0,002**	0,010**
250 km/h				
Fahrzeug A	∞ vs. 300	0,046*	0,004**	0,050*
	300 vs. 200	0,026*	0,023*	0,041*
	200 vs. 100	0,039*	0,021*	0,021*
Fahrzeug B	∞ vs. 300	0,032*	0,003**	0,054
	300 vs. 200	0,012*	0,001**	0,042*
	200 vs. 100	0,027*	0,023*	0,004**
Fahrzeug C	∞ vs. 300	0,004**	0,008**	0,010**
	300 vs. 200	0,026*	0,006**	0,005**
	200 vs. 100	0,003**	0,003**	0,002**
Fahrzeug D	∞ vs. 300	0,010**	0,004**	0,031*
	300 vs. 200	0,003**	0,010**	0,010**
	200 vs. 100	0,010**	0,008**	0,007**

Tabelle 4.13: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einfluss der Fehlerlatenzzeit auf die subjektive Bewertung der Probanden ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

Eine zur Fehlerlatenzzeit proportionale Zunahme der Kritikalität im Bewertungsverhalten lässt sich bis zu einer Fehlerlatenzzeit von 300ms über alle Fahrzeugvarianten und Geschwindigkeiten feststellen. Voruntersuchungen haben gezeigt, dass Fehlerlatenzzeiten von 400ms und höher nicht kritischer wahrgenommen werden. Das Wertungsverhalten der Probanden ist in diesen Situationen vergleichbar mit irreversiblen und reversiblen Stellfehlern mit einer Fehlerlatenzzeit von 300ms. Die Analyse der subjektiven und objektiven Daten in Verbindung mit einem Interview der Probanden zeigt, dass Stellfehler mit einer Fehlerlatenzzeit > 300 ms nicht mehr als einmaliger Stellfehler, sondern bereits als Doppelfehler wahrgenommen werden. Ein Grund für die Wahrnehmung als Doppelfehler und nicht kritischere Bewertung bei höheren Fehlerlatenzzeiten liegt in der menschlichen Reaktionszeit.

Bei der Induktion eines Stellfehlers über ein Überlagerungslenssystem in den Lenkstrang muss das Motormoment der Überlagerungseinheit prinzipbedingt am Lenkrad abgestützt werden. Dies ist für den Fahrer als impulsartige Zunahme des Lenkmomentes in Abhängigkeit der Haltekraft am Lenkrad spürbar. Dabei führt eine hohe Haltekraft zu einem hohen Lenkmoment und Übertragung des Stellfehlers auf die Räder, während sich bei geringen Haltekraften das Lenkrad verdreht und ein zu vernachlässigender Anteil des Stellfehlers die Räder erreicht.

Die beschriebene impulsartige Zunahme des Lenkmomentes im Zeitbereich von 100 - 300ms führt zu einer über alle Probanden beobachtbaren reflexartigen Reaktion des Fahrers. Dadurch beginnt der Fahrer in dem Moment zu reagieren, in dem sich das Lenkmoment bereits wieder abgeschwächt und die Fahrzeugreaktion beginnt aufzubauen. Je nach Reaktionszeit der einzelnen Probanden kommt es dabei im Bereich von 200 - 300ms zu einer Überlagerung der Stellfehlerrücknahme nach maximal 300ms mit einer Kompensationsreaktion des Fahrers. Dies hat zur Folge, dass eine Überkompensation des Stellfehlers seitens der Probanden erfolgt, wodurch eine Verstärkung der Fahrzeugreaktion hervorgerufen wird, die immer über den Fahrzeugreaktionen liegt, die ohne Fahrereinfluss in Open-Loop Manövern (fixed control vs. free control) mit und ohne Lenkradfixierung ermittelt werden konnten.

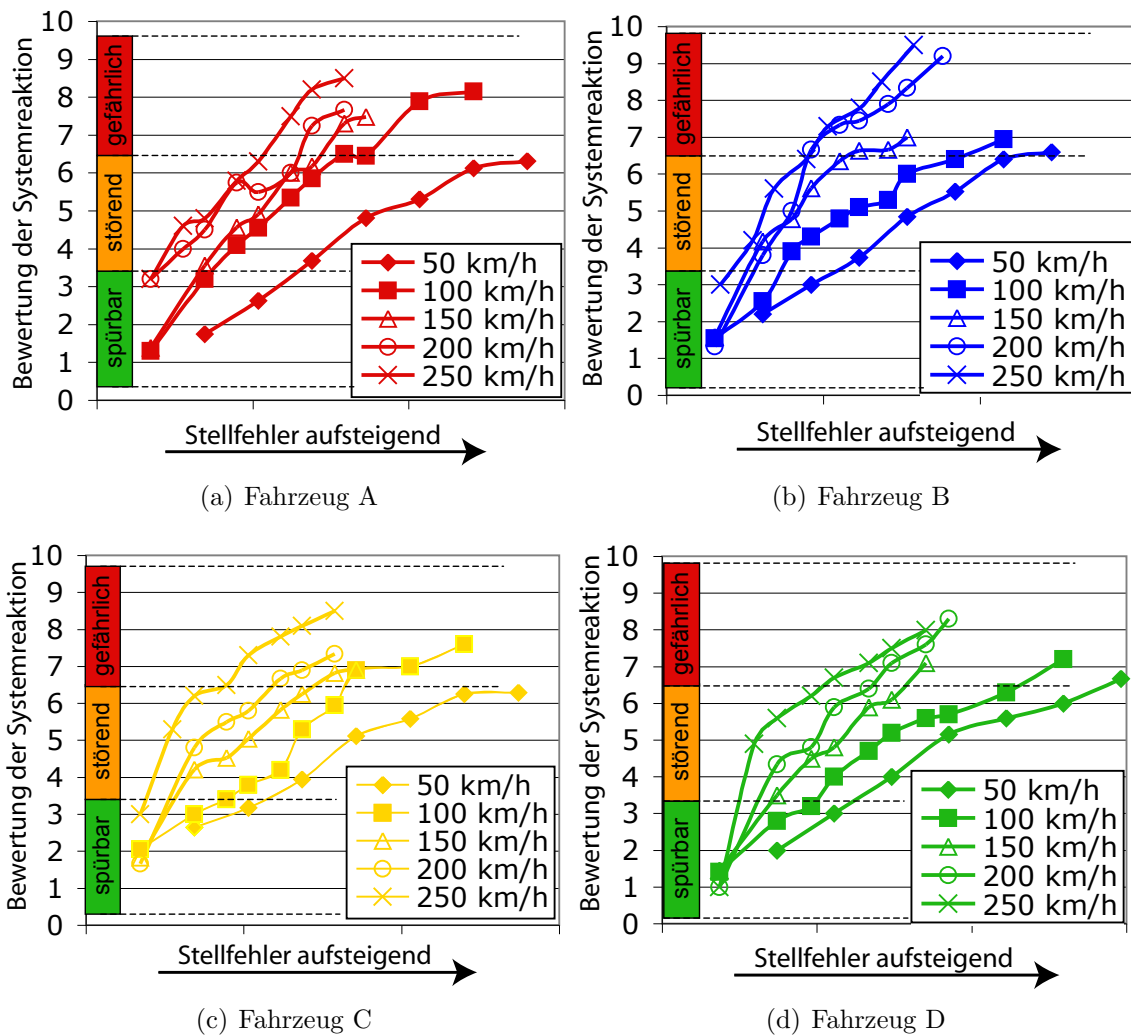


Bild 4.16: Vergleich der Mittelwerte der Bewertung der Systemreaktion im Geschwindigkeitsbereich von 50 - 250km/h über alle Fahrzeuge am Beispiel des irreversiblen Stellfehlers.

Der Einfluss der **Fahrzeuggeschwindigkeit** auf die Bewertung der Systemreaktion ist am Beispiel des irreversiblen Stellfehlers über den Geschwindigkeitsbereich von 50 - 250 km/h über alle Fahrzeuge in Bild 4.16 dargestellt. Eine detaillierte Aufstellung der Ergebnisse der Varianzanalyse zur Absicherung des Geschwindigkeitseinflusses auf das Bewertungsverhalten findet sich in Tabelle 4.14.

- Im direkten varianzanalytischen Vergleich der Geschwindigkeiten 50 und 100 km/h differenzieren die Probanden sehr deutlich. Ausnahme bildet hier das Fahrzeug A.
- Im Geschwindigkeitsbereich 100 - 150 km/h unterscheiden die Probanden vor allem bei den Fahrzeugen C und D signifikant zwischen den aufgetretenen Stellfehlern, während im Fahrzeug B erst bei erhöhten Stellfehlern eine geschwindigkeitsabhängige Differenzierung vorgenommen wird. Im Fahrzeug A ist eine signifikante Unterscheidung zwischen den beiden Geschwindigkeitsstufen nicht zu erkennen.
- Eine signifikante Unterscheidung seitens der Probanden wird in den Fahrzeugen C und D auch zwischen den Geschwindigkeitsstufen 150 vs. 200 km/h und 200 vs. 250 km/h vorgenommen. In den Fahrzeugen A und B ist es den Probanden auch bei diesen Geschwindigkeiten nicht möglich signifikant zu differenzieren.

Grundsätzlich werden gleiche Stellfehler mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit kritischer wahrgenommen. Dieses Bewertungsschema lässt sich auch bei den reversiblen Stellfehlern von 100 - 300ms wiederfinden.

Latenz	Fahrzeug	v_{Fzg} Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	v_{Fzg} x Stellfehler Signifikanzniveau p
50 vs. 100 km/h				
∞	Fahrzeug A	0,531	0,043*	0,241
	Fahrzeug B	0,022*	0,031*	0,031*
	Fahrzeug C	0,031*	0,043*	0,044*
	Fahrzeug D	0,041*	0,011*	0,002**
100	Fahrzeug A	0,722	0,008*	0,612
	Fahrzeug B	0,031*	0,039*	0,019*
	Fahrzeug C	0,018*	0,049*	0,033*
	Fahrzeug D	0,008**	0,038*	0,035*
200	Fahrzeug A	0,432	0,238	0,384
	Fahrzeug B	0,041*	0,019*	0,043*
	Fahrzeug C	0,039*	0,049*	0,017*
	Fahrzeug D	0,044*	0,003*	0,045*
300	Fahrzeug A	0,427	0,231	0,732
	Fahrzeug B	0,014*	0,059	0,311
	Fahrzeug C	0,024*	0,022*	0,044*
	Fahrzeug D	0,051	0,052	0,041*
100 vs. 150 km/h				
∞	Fahrzeug A	0,234	0,002**	0,511
	Fahrzeug B	0,040*	0,031*	0,004*
	Fahrzeug C	0,041*	0,022*	0,013*
	Fahrzeug D	0,014*	0,031*	0,042*
100	Fahrzeug A	0,264	0,033*	0,114
	Fahrzeug B	0,021*	0,009**	0,047*
	Fahrzeug C	0,033*	0,002**	0,041*
	Fahrzeug D	0,024*	0,053	0,049*
200	Fahrzeug A	0,184	0,048*	0,441
	Fahrzeug B	0,063	0,023*	0,018*
	Fahrzeug C	0,014*	0,004**	0,050*
	Fahrzeug D	0,051	0,041*	0,068

Latenz	Fahrzeug	v_{Fzg} Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	$v_{Fzg} \times$ Stellfehler Signifikanzniveau p
300	Fahrzeug A	0,427	0,231	0,732
	Fahrzeug B	0,014*	0,059	0,311
	Fahrzeug C	0,024*	0,022*	0,044*
	Fahrzeug D	0,051	0,052	0,041*
150 vs. 200 km/h				
∞	Fahrzeug A	0,543	0,041*	0,743
	Fahrzeug B	0,024*	0,025*	0,054
	Fahrzeug C	0,082	0,034*	0,026*
	Fahrzeug D	0,030*	0,015*	0,033*
100	Fahrzeug A	0,622	0,033*	0,174
	Fahrzeug B	0,051	0,031*	0,081
	Fahrzeug C	0,045*	0,044*	0,034*
	Fahrzeug D	0,035*	0,073	0,039*
200	Fahrzeug A	0,371	0,004**	0,389
	Fahrzeug B	0,143	0,035*	0,034*
	Fahrzeug C	0,049*	0,025*	0,031*
	Fahrzeug D	0,009*	0,006*	0,093
300	Fahrzeug A	0,062	0,004	0,190
	Fahrzeug B	0,055	0,049*	0,052
	Fahrzeug C	0,045*	0,028*	0,042*
	Fahrzeug D	0,023*	0,047*	0,033*
200 vs. 250 km/h				
∞	Fahrzeug A	0,295	0,008*	0,543
	Fahrzeug B	0,134	0,031*	0,162
	Fahrzeug C	0,049	0,044*	0,073
	Fahrzeug D	0,058	0,035*	0,061
100	Fahrzeug A	0,073	0,049*	0,364
	Fahrzeug B	0,039	0,031*	0,081
	Fahrzeug C	0,019*	0,009*	0,194
	Fahrzeug D	0,085	0,031*	0,030*
200	Fahrzeug A	0,111	0,034*	0,116
	Fahrzeug B	0,061	0,006*	0,261
	Fahrzeug C	0,033*	0,014*	0,045*
	Fahrzeug D	0,028*	0,175	0,009*
300	Fahrzeug A	0,094	0,061	0,230
	Fahrzeug B	0,076	0,072	0,051
	Fahrzeug C	0,014*	0,048*	0,061
	Fahrzeug D	0,041*	0,057	0,073

Tabelle 4.14: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einflusses der Fahrzeuggeschwindigkeit auf die subjektive Bewertung der Probanden ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

Den Einfluss der unterschiedlichen **Fahrzeugcharakteristika** auf das Bewertungsverhalten der Probanden zeigt Bild 4.17. Aus der beispielhaften Darstellung der Fahrzeuge bei irreversiblen Stellfehlern zeigt sich, dass die Fahrzeuge durchweg über alle Geschwindigkeitsbereiche ähnlich bewertet werden. D.h. allerdings nicht, dass gleiche Stellfehler zu gleichen Bewertungen führen bzw. ist keine Aussage darüber zu treffen, welche fahrdynamischen Größen für die Probanden als Basis der Bewertung dienen. Dies gilt es im Kapitel 5 näher zu beleuchten.

Aus der weiterführenden Analyse der subjektiven Störungsbewertungen der Probanden können die folgenden Aussagen abgeleitet werden:

- Ein Einfluss des Alters und des Geschlechts auf die Bewertung konnte nicht abgesichert werden. Siehe dazu Tabelle 4.15.
- Die Überschreitung der Fahrbahnmarkierung, in Form einer Fahrspurverletzung in Verbindung mit einem Pylonenfehler, ist eine notwendige aber nicht hinreichende Bedingung für die Zurückweisung sicherheitsrelevanter Stellfehler. Auffällig im Bewertungsverhalten der Probanden ist die Tatsache, dass Stellfehler bereits in einem sehr engen Spektrum als gefährlich angesehen werden noch bevor es zu Spurverletzungen im eigentlichen Sinne kommt.
- Ein signifikanter Einfluss der Fahrergruppe – Normalfahrer vs. Versuchsfahrer – auf das Bewertungsverhalten lässt sich nicht erkennen. Prinzipiell zeigt sich ein vergleichbares Bewertungsverhalten der beiden Gruppen. Auffällig ist das kritischere Bewertungsverhalten der Versuchsfahrer im Geschwindigkeitsbereich 100 - 150 km/h und das unkritischere bei 200 - 250 km/h gegenüber den Normalfahrern. Als Ergebnis aus der Nachbefragung der Versuchsfahrer zeigt sich, dass die Versuchsfahrer überwiegend aus der Fahrzeugreaktion eine normalfahrerkonforme Bewertung abgeben. Im Geschwindigkeitsbereich von 100 - 150km/h, in dem bei allen Fahrzeugen die charakteristische Geschwindigkeit liegt, bewerten die Versuchsfahrer aufgrund der maximalen Gierverstärkung kritischer. Im hohen Geschwindigkeitsbereich dagegen unkritischer, da aus Sicht der Versuchsfahrer ein in der Amplitude vergleichbarer Stellfehler fahrdynamisch weniger zum Tragen kommt. Teilweise aufgrund der routinierteren Fahrweise im Lenkrad verloren geht. Bei den Normalfahrer hingegen ist anzunehmen, dass die hohe Belastung begründet in der hohen Geschwindigkeit zu einem kritischeren Bewertungsverhalten führt.

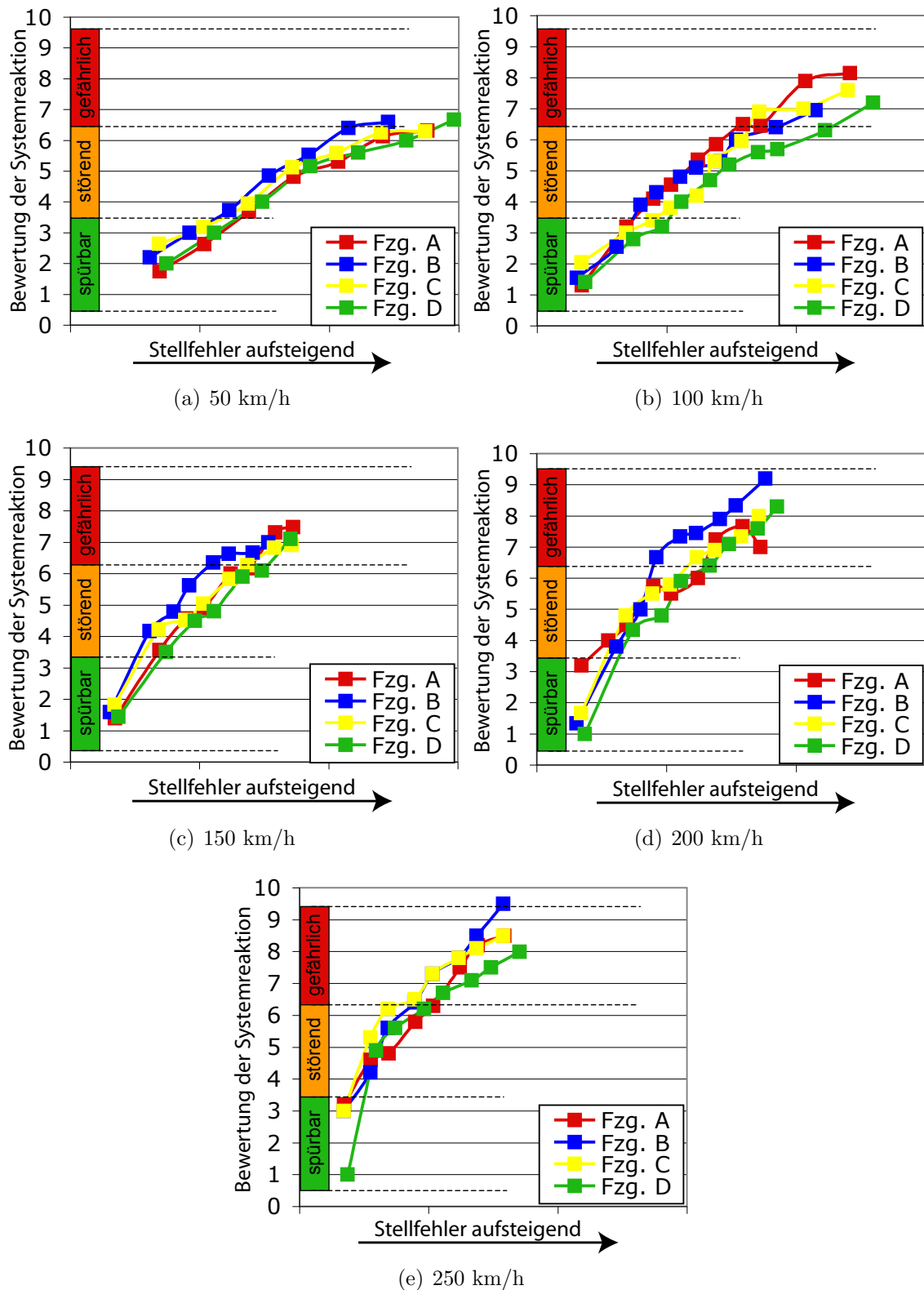


Bild 4.17: Vergleich der Mittelwerte der Bewertung der Systemreaktion im Geschwindigkeitsbereich von 50 - 250km/h über alle Fahrzeuge am Beispiel des irreversiblen Stellfehlers.

Fahrzeuggeschwindigkeit	Faktor	Signifikanzniveau p
50 km/h		
	Geschlecht	0,351
	Alter	0,472
	Geschlecht x Alter	0,211
	Dauer x Geschlecht	0,451
	Dauer x Alter	0,205
	Dauer x Geschlecht x Alter	0,381
100 km/h		
	Geschlecht	0,395
	Alter	0,234
	Geschlecht x Alter	0,946
	Dauer x Geschlecht	0,295
	Dauer x Alter	0,533
	Dauer x Geschlecht x Alter	0,089
150 km/h		
	Geschlecht	0,525
	Alter	0,302
	Geschlecht x Alter	0,507
	Dauer x Geschlecht	0,495
	Dauer x Alter	0,392
	Dauer x Geschlecht x Alter	0,193
200 km/h		
	Geschlecht	0,309
	Alter	0,498
	Geschlecht x Alter	0,566
	Dauer x Geschlecht	0,157
	Dauer x Alter	0,277
	Dauer x Geschlecht x Alter	0,411
250 km/h		
	Geschlecht	0,385
	Alter	0,687
	Geschlecht x Alter	0,976
	Dauer x Geschlecht	0,315
	Dauer x Alter	0,757
	Dauer x Geschlecht x Alter	0,877

Tabelle 4.15: Ergebnisse der dreifaktoriellen Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einfluss des Alters und des Geschlechts auf die subjektive Bewertung der Probanden bei Messwiederholung auf Fehleramplituden ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

4.4.2.2 Kurvenfahrt

Analog zu den Untersuchungen bei Geradeausfahrt werden die Daten bei Kurvenfahrt ausgewertet. Dabei zeigt sich ein vergleichbares Bewertungsschema in den Fahrerurteilen wie bei Geradeausfahrt.

Die Probanden differenzieren ebenso wie bei Geradeausfahrt signifikant zwischen den Fehlerlatenzzeiten. Ein Einfluss des Alters sowie des Geschlechts konnte nicht festgestellt werden. Ebenso wenig zeigen sich signifikante Unterschiede zwischen den Normal- und Versuchsfahrern. Auch eine Differenzierung der Fehlerbilder aufgrund des Geschwindigkeitseinflusses – 70km/h vs. 150km/h – kann nicht signifikant abgesichert werden. Dies lässt sich auf die in beiden Geschwindigkeitsbereichen konstante Querschleunigung von $a_y = 4m/s^2$ zurückführen.

Die Ergebnisse der mehrfaktoriellen Varianzanalyse mit Messwiederholung über den Einfluss der **Stellfehlerrichtung** auf die Bewertung der Systemreaktion bei Kurvenfahrt mit 70 und 150 km/h unter einer Querschleunigung von $a_y = 4m/s^2$ sind in Tabelle 4.16 dargestellt und lassen sich wie folgt interpretieren.

- Die Stellfehlerrichtung weist keinen signifikanten Einfluss auf die Bewertung der Systemreaktion im Fahrzeug B auf. Dies lässt sich sowohl bei 70km/h, als auch bei 150 km/h feststellen.
- In den Fahrzeugen A, C und D kann der Einfluss der Stellfehlerrichtung über alle Fehlerlatenzzeiten abgesichert werden. D.h. die Probanden differenzieren sowohl in den Latenzzeiten als auch den Fehleramplituden zwischen Stellfehlern, die nach kurvenaussen bzw. kurveninnen wirken.

Latenz	Fahrzeug	Richtung Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Richtung x Stellfehler Signifikanzniveau p
70km/h; kurveninnen vs. kurvenaussen				
100	Fahrzeug A	0,022*	0,018*	0,049*
	Fahrzeug B	0,131	0,064	0,053
	Fahrzeug C	0,039*	0,009**	0,024*
	Fahrzeug D	0,014*	0,028*	0,040*
200	Fahrzeug A	0,042*	0,028*	0,058
	Fahrzeug B	0,072	0,029*	0,083
	Fahrzeug C	0,010*	0,007**	0,018*
	Fahrzeug D	0,038*	0,044*	0,055
300	Fahrzeug A	0,047*	0,001*	0,032*
	Fahrzeug B	0,074	0,024*	0,323
	Fahrzeug C	0,014*	0,022*	0,005**
	Fahrzeug D	0,031*	0,032*	0,039*
∞	Fahrzeug A	0,031*	0,003**	0,019*
	Fahrzeug B	0,062	0,163	0,181
	Fahrzeug C	0,011*	0,013*	0,003**
	Fahrzeug D	0,021*	0,047*	0,004**
150km/h; kurveninnen vs. kurvenaussen				
100	Fahrzeug A	0,049*	0,009**	0,012*
	Fahrzeug B	0,055	0,022*	0,197
	Fahrzeug C	0,023*	0,042*	0,041*

Latenz	Fahrzeug	Richtung Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Richtung x Stellfehler Signifikanzniveau p
200	Fahrzeug D	0,054	0,025*	0,049*
	Fahrzeug A	0,054	0,048*	0,064
	Fahrzeug B	0,172	0,023*	0,325
	Fahrzeug C	0,017*	0,046	0,029*
	Fahrzeug D	0,031*	0,041*	0,057
300	Fahrzeug A	0,042*	0,076	0,084
	Fahrzeug B	0,448	0,024*	0,245
	Fahrzeug C	0,033*	0,008**	0,014*
	Fahrzeug D	0,062	0,032*	0,041*
∞	Fahrzeug A	0,045*	0,028*	0,041*
	Fahrzeug B	0,120	0,015*	0,089
	Fahrzeug C	0,001**	0,049*	0,033*
	Fahrzeug D	0,035*	0,080	0,011*

Tabelle 4.16: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einflusses der Stellfelerichtung bei Kurvenfahrt auf die subjektive Bewertung der Probanden ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

Die Varianzanalyse zeigt, dass die Probanden durchweg zwischen den Stellfelerichtungen bei Kurvenfahrt signifikant unterscheiden können. Sie gibt aber keinen Hinweis darauf welche Stellfelerichtungen bei gleicher Fehleramplitude kritischer bewertet werden.

Dies wird am Beispiel von Bild 4.18 exemplarisch deutlich. Hier zeigt sich der Unterschied in der Bewertung zwischen Fahrzeug A und C. Während die Probanden bei Fahrzeug A einen Stellfehler in Richtung kurvenausen kritischer bewerten, kehrt sich dieses Bewertungsverhalten bei Fahrzeug C um. Ein wesentlicher Grund dieser Unterschiede ist in der Fahrzeugauslegung und Fahrdynamik zu suchen.

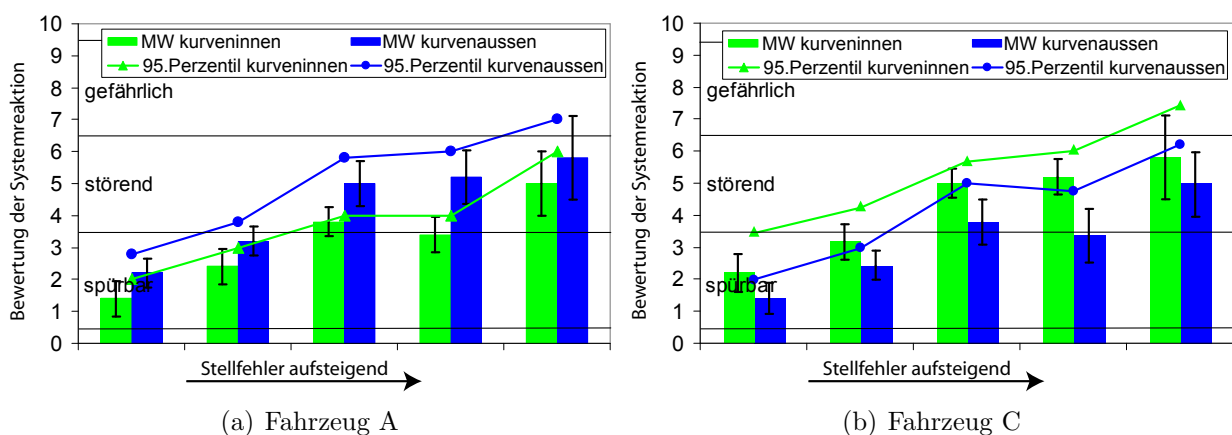


Bild 4.18: Vergleich der Bewertungen der Systemreaktion von irreversiblen Stellfehlern bei Kurvenfahrt zwischen a) Fahrzeug A und b) Fahrzeug C (Mittelwerte mit Standardabweichung)

Bei Fahrzeug A, das von seinem Eigenlenkverhalten stark untersteuernd ausgelegt ist, werden Stellfehler in Richtung kurvenausen kritischer bewertet. Bei einer Querbewegung von $a_y = 4m/s^2$ bei der festgelegten stationären Kreisfahrt mit 70 und 150 km/h ist

das untersteuernde Verhalten für die Probanden bereits deutlich wahrnehmbar. Stellfehler in Richtung Kurveninnenseite führen dementsprechend zu einer Zunahme des Schräglaufwinkels an der Vorderachse. Da sich die Reifen der Vorderachse aber bereits im Teilgleiten bzw. im degressiven Ast der Seitenkraftkennlinie befinden, erfolgt die Zunahme der Seitenkraft und somit der Fahrzeugreaktion nicht mehr linear zur Schräglaufwinkelzunahme. Im Gegensatz zu Stellfehlern in Richtung Kurvenaussenseite. Diese führen zu einer deutlichen Abnahme der Fahrzeugreaktion, wodurch das Fahrzeug nach kurvenausen drängt. Im Vergleich ist die Abnahme der Fahrzeugreaktion wesentlich ausgeprägter als die Zunahme bei Stellfehlern in Richtung Kurveninnenseite.

Dies verhält sich bei Fahrzeug C gegenteilig, dass mehr in Richtung neutralsteuernd ausgelegt ist. Im dargestellten Manöver kommt es ausgehend von Stationärwert bei einer sprunghaften Zunahme des Radlenkwinkels zu einer deutlichen Zunahme der Fahrzeugreaktion. Diese ist wesentlich höher als die Abnahme der Fahrzeugreaktion aufgrund eines Stellfehlers in Richtung kurvenausen. Die Stellfehlerichtung wird von den Probanden in den Fahrzeugen B und D nicht signifikant unterschieden.

4.4.2.3 Ermittlung objektiver Grenzwerte

Die Ermittlung objektiver Grenzwerte erfolgt nach der von Neukum & Krüger [111–113, 128, 129] entwickelten Methodik, siehe auch Kapitel 4.4.1. Diese wird anhand der ermittelten Grenzwerte näher beleuchtet und in einen kritischen Kontext gesetzt.

Die Ermittlung fahrdynamischer Grenzwerte basiert auf einem stellfehlerunabhängigen, regressionsanalytischen Bewertungsansatz. Neukum [111–113, 128] hat in ihren Untersuchungen bereits aufgezeigt, dass es Abhängigkeiten des Fahrerurteils von fahrdynamischen Größen gibt. Dabei werden die subjektiven Bewertungen der Fahrer über den jeweiligen fahrdynamischen Kennwerten aufgetragen, die bei der bewerteten Fahrt aufgetreten sind. Um diese statistisch analysieren zu können, werden die fahrdynamischen Größen in Intervalle unterteilt. Dadurch ergeben sich entsprechende Klassen mit der empirischen Verteilung der subjektiven Bewertungen. Die Intervalle der fahrdynamischen Kennwerte werden so bestimmt, dass die jeweiligen Intervalle ausreichend besetzt sind. Eine Übersicht über die Intervalleinteilung ist in Tabelle 4.17 aufgeführt.

Bewertungskriterium	$ \Delta M_F $ [Nm]	$ \Delta \frac{dM_F}{dt} $ [Nm/s]	$ \Delta \dot{\delta}_S $ [°/s]	$ \Delta \dot{\psi} $ [°/s]	$ \Delta \ddot{\psi} $ [°/s ²]	$ \Delta a_y $ [m/s ²]	$ \Delta y $ [m]
Intervalle	0,5	10	10	0,5	2	0,25	0,05

Tabelle 4.17: Übersicht der Intervalleinteilung fahrdynamischer Kennwerte

Die Ermittlung der Grenzwerte beschränkt sich bei Geradeausfahrt und Kurvenfahrt auf irreversible Stellfehler. Wie sich bei der Analyse der Bewertungen und der entsprechenden Fahrzeugreaktionen gezeigt hat, beinhalten die irreversiblen Fehlerbilder die der reversiblen. So wird im Folgenden die Grenzwertermittlung anhand der Bewertungen und fahrdynamischen Kennwerten irreversibler Grenzwerte durchgeführt.

Die beispielhafte Ermittlung fahrdynamischer Grenzwerte (Querbeschleunigung und Gier-rate) ist in Tabelle 4.18 und 4.19 dargestellt. Diese orientiert sich an der empirischen Verteilungen der Bewertungen der Systemreaktion in den einzelnen Intervallen und der 95-Perzentil Grenze. Dabei wird überprüft, ob mehr als 5% der Fahrerurteile die Toleranzgrenze (<7)

überschreiten. Die Zusammenfassung der ermittelten Grenzwerte im Normalfahrbereich findet sich in Tabelle 4.20.

v_{Fzg}	Intervall- grenze [m/s^2]	Fahrzeug A			Fahrzeug B			Fahrzeug C			Fahrzeug D		
		m	sd	95%	m	sd	95%	m	sd	95%	m	sd	95%
50 km/h	1,00	3,67	1,44	6,4	3,58	1,44	5,9	3,24	1,29	5,3	3,41	1,54	5,0
	1,25	4,13	1,26	6,9	3,95	1,38	6,0	3,67	1,74	5,7	3,84	1,61	6,0
	1,50	4,41	1,82	7,0	4,21	1,29	6,8	3,95	1,31	6,0	4,37	1,43	6,8
	1,75	4,97	1,11	7,0	4,51	1,52	7,0	4,24	1,30	6,8	4,69	1,37	7,0
	2,00	5,23	1,37	7,4	4,78	1,83	7,0	4,78	1,45	7,0	5,22	1,25	7,5
	>2,25	6,31	1,48	7,6	5,34	1,41	7,8	5,31	1,76	8,0	5,93	1,88	8,5
100 km/h	1,00	3,79	1,39	6,0	3,64	1,37	6,0	3,36	1,27	6,0	3,67	1,16	5,0
	1,25	4,26	1,61	6,8	4,21	1,28	6,0	3,89	1,42	6,0	4,04	1,17	6,0
	1,50	4,44	1,45	7,0	4,45	1,31	6,9	4,33	1,11	6,0	4,52	1,21	6,8
	1,75	5,21	1,36	7,5	4,71	1,25	7,0	4,69	1,21	6,7	4,79	1,32	7,0
	2,00	5,48	1,22	8,0	4,90	1,43	8,0	5,01	1,52	7,0	5,41	1,55	7,5
	>2,25	6,41	1,59	9,0	6,45	1,31	8,0	5,41	1,82	8,0	5,97	1,41	8,5
150 km/h	1,00	3,46	1,28	6,0	3,31	1,39	6,0	3,01	1,18	5,0	3,45	1,15	5,0
	1,25	3,89	1,31	6,0	3,90	1,21	6,0	3,53	1,24	6,0	3,85	1,14	6,0
	1,50	4,18	1,13	6,3	4,11	1,16	6,5	4,03	1,14	6,0	4,31	1,17	6,0
	1,75	4,98	1,25	7,0	4,49	1,28	6,7	4,41	1,21	6,3	4,54	1,29	6,5
	2,00	5,16	1,36	8,0	4,62	1,24	7,0	4,81	1,17	6,8	5,24	1,14	7,0
	>2,25	6,11	1,49	9,0	6,19	1,21	8,0	5,21	1,38	8,0	5,73	1,22	8,0
200 km/h	1,00	3,65	1,28	6,0	3,41	1,21	6,0	3,28	1,21	5,0	3,49	1,11	5,3
	1,25	4,13	1,24	6,0	4,01	1,27	6,0	3,74	1,23	6,0	3,91	1,15	6,0
	1,50	4,31	1,18	7,0	4,29	1,21	6,5	4,13	1,17	6,0	4,40	1,20	6,5
	1,75	5,14	1,20	7,0	4,58	1,13	7,0	4,50	1,11	6,8	4,64	1,24	7,0
	2,00	5,24	1,18	8,0	4,76	1,16	8,0	4,87	1,42	7,0	5,21	1,31	7,5
	>2,25	6,28	1,81	9,0	6,25	1,20	8,0	5,21	1,82	8,5	5,83	1,61	9,0
250 km/h	1,00	3,83	1,10	6,0	3,79	1,21	6,0	3,41	1,25	5,8	3,59	1,14	5,8
	1,25	4,31	1,21	6,8	4,13	1,18	6,0	3,86	1,15	6,0	3,96	1,28	6,0
	1,50	4,64	1,32	7,0	4,44	1,15	6,4	4,12	1,20	6,3	4,51	1,23	6,8
	1,75	5,29	1,20	7,0	4,71	1,24	7,0	4,41	1,18	6,8	4,81	1,21	7,0
	2,00	5,51	1,23	8,0	4,94	1,21	8,0	5,01	1,21	7,0	5,46	1,11	7,3
	>2,25	6,64	1,48	9,0	6,51	1,41	9,0	5,62	1,82	9,0	6,31	1,71	9,0

Tabelle 4.18: Übersicht der tolerierbaren Systemreaktion in Abhängigkeit der Querbeschleunigung im Geschwindigkeitsbereich 50 - 250 km/h auf der Basis der farblich markierten 95%-Grenze (Bewertung der Systemreaktion < 7)

v_{Fzg}	Intervall- grenze [°/s]	Fahrzeug A			Fahrzeug B			Fahrzeug C			Fahrzeug D		
		m	sd	95%	m	sd	95%	m	sd	95%	m	sd	95%
50 km/h	1,5	2,41	1,21	4,0	2,32	1,13	4,0	2,03	1,31	4,0	2,21	1,03	4,0
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	5,0	4,51	1,24	6,8	4,32	1,21	6,0	3,93	1,17	6,0	4,27	1,12	6,0
	5,5	4,92	1,16	7,0	4,52	1,15	6,8	4,14	1,24	6,3	4,35	1,24	6,3
	6,0	5,24	1,24	7,3	4,94	1,25	7,0	4,54	1,12	6,8	4,68	1,34	7,0
>6,5	6,54	1,19	8,0	6,21	1,84	9,0	5,93	1,67	8,0	6,14	1,44	8,0	
100 km/h	1,5	2,32	1,14	4,0	2,28	1,31	4,3	2,11	1,21	4,0	2,18	1,16	4,0
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	4,0	4,34	1,21	6,3	4,25	1,09	6,0	3,71	1,06	6,0	4,16	1,12	6,0
	4,5	5,14	1,13	7,0	4,46	1,11	6,3	4,06	1,12	6,3	4,25	1,24	6,3
	5,0	5,32	1,05	7,0	4,89	1,15	7,0	4,31	1,25	6,8	4,51	1,34	6,9
5,5	5,61	1,16	8,0	5,32	1,21	7,3	4,73	1,28	7,0	4,93	1,26	7,3	
>6,0	6,63	1,62	9,0	6,01	1,63	9,0	4,93	1,87	8,0	6,46	1,83	8,0	
150 km/h	1,5	2,52	1,12	4,0	2,37	1,21	4,0	2,03	1,32	4,0	2,15	1,24	4,3
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	3,0	4,16	1,25	6,3	4,02	1,10	6,0	3,14	1,26	5,3	3,62	1,14	5,3
	3,5	4,81	1,21	6,8	4,28	1,20	6,0	3,52	1,10	6,0	4,14	1,21	6,0
	4,0	5,28	1,03	7,0	4,41	1,18	6,5	4,21	1,04	6,3	4,53	1,17	6,9
4,5	5,81	1,11	8,0	5,18	1,25	7,3	4,61	1,15	7,0	4,88	1,24	7,3	
>6,5	6,49	1,75	9,0	6,35	1,54	9,0	5,63	1,59	8,3	6,26	1,74	9,0	
200 km/h	1,5	2,41	1,21	4,3	2,24	1,26	4,3	2,21	1,32	4,3	2,31	1,24	4,8
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	3,0	4,25	1,24	6,3	3,91	1,11	6,0	3,34	1,26	5,3	3,54	1,14	5,8
	3,5	4,78	1,12	7,0	4,45	1,24	6,8	3,98	1,10	6,0	4,41	1,21	6,3
	4,0	5,31	1,14	7,0	5,37	1,06	7,0	4,51	1,31	7,0	4,72	1,35	7,0
>4,5	6,29	1,58	9,0	6,17	1,61	9,0	5,82	1,81	8,3	6,41	1,61	9,0	
250 km/h	1,5	2,38	1,26	4,0	2,24	1,24	4,3	2,23	1,22	4,0	2,31	1,24	4,3
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	3,0	4,23	1,26	6,3	3,86	1,21	6,0	3,44	1,24	5,0	3,82	1,14	6,0
	3,5	4,93	1,18	7,0	4,31	1,23	6,8	4,21	1,10	6,3	4,31	1,23	6,8
	4,0	5,38	1,13	7,3	4,51	1,24	7,0	4,61	1,24	7,0	4,78	1,31	7,0
>4,5	6,41	1,56	9,0	6,10	1,67	9,0	5,63	1,49	8,3	6,42	1,68	9,0	

Tabelle 4.19: Übersicht der tolerierbaren Systemreaktion in Abhängigkeit der Gierrate im Geschwindigkeitsbereich 50 - 250 km/h auf der Basis der farblich markierten 95%-Grenze (Bewertung der Systemreaktion < 7)

Die Zusammenfassung der fahrdynamischen Grenzwerte in Tabelle 4.20 zeigt deutliche Unterschiede in den tolerierten fahrdynamischen Kennwerten bei einzelnen Fahrzeugen. Es lassen sich für jedes einzelne Fahrzeug fahrdynamische Grenzwerte angeben. Eine fahrzeugübergreifende Grenzwertbildung wie sie Neukum in [202] bei fahrdynamisch sehr ähnlichen Fahrzeugen aufgezeigt hat, erweist sich bei den getesteten Fahrzeugen als nicht zielführend. Diese unterscheiden sich deutlich in ihrem fahrdynamischen Verhalten, was sich auch in den subjektiven Bewertungen zeigt. So werden z.B. in Fahrzeug C 20% höhere

fahrdynamische Reaktionen, vor allem Gierrate, Gier- und Querbesehleunigung toleriert, als in Fahrzeug A. Eine fahrzeugübergreifende Grenzwertermittlung führt bei den getesteten Fahrzeugen zu einer zu starken Einschränkung der tolerierten fahrdynamischen Grenzwerte, die sich an dem Fahrzeug mit den geringsten tolerierbaren Fahrzeugreaktionen orientiert. In diesem Fall wäre dies Fahrzeug A.

Bewertungskriterium Fahrzeug	$ \Delta M_F $ [Nm]	$ \Delta \frac{dM_F}{dt} $ [Nm/s]	$ \Delta \dot{\delta}_S $ [°/s]	$ \Delta \dot{\psi} $ [°/s]	$ \Delta \ddot{\psi} $ [°/s ²]	$ \Delta a_y $ [m/s ²]	$ \Delta y $ [m]
Geradeausfahrt 50km/h							
Fahrzeug A	4,0	120	180	5,0	24	1,25	0,30
Fahrzeug B	3,0	80	150	5,5	28	1,50	0,25
Fahrzeug C	2,0	100	140	6,0	30	1,75	0,20
Fahrzeug D	2,0	90	140	5,5	30	1,50	0,20
Geradeausfahrt 100km/h							
Fahrzeug A	4,5	130	240	4,0	24	1,25	0,25
Fahrzeug B	3,5	90	170	4,5	26	1,50	0,25
Fahrzeug C	2,5	100	150	5,0	28	1,75	0,20
Fahrzeug D	2,0	90	150	5,0	28	1,50	0,20
Geradeausfahrt 150km/h							
Fahrzeug A	4,5	140	200	3,5	22	1,50	0,20
Fahrzeug B	4,0	100	160	4,0	26	1,75	0,20
Fahrzeug C	2,5	110	150	4,0	26	2,00	0,15
Fahrzeug D	2,5	100	150	4,0	26	1,75	0,15
Geradeausfahrt 200km/h							
Fahrzeug A	5,0	140	190	3,0	20	1,25	0,20
Fahrzeug B	4,5	100	150	3,5	24	1,50	0,20
Fahrzeug C	3,0	110	140	3,5	24	1,75	0,15
Fahrzeug D	3,0	100	140	3,5	24	1,50	0,20
Geradeausfahrt 250km/h							
Fahrzeug A	5,0	140	190	3,0	20	1,25	0,20
Fahrzeug B	4,5	100	160	3,5	24	1,50	0,20
Fahrzeug C	3,0	110	150	3,5	24	1,75	0,20
Fahrzeug D	3,0	100	140	3,5	24	1,50	0,20
Kurvenfahrt							
Fahrzeug A	4,5	130	180	4,0	24	1,50	0,25
Fahrzeug B	4,0	100	160	4,5	26	1,50	0,20
Fahrzeug C	4,0	110	150	5,0	28	1,75	0,20
Fahrzeug D	4,0	100	150	5,0	28	1,50	0,20

Tabelle 4.20: Übersicht fahrdynamischer Grenzwerte im Normalfahrbereich

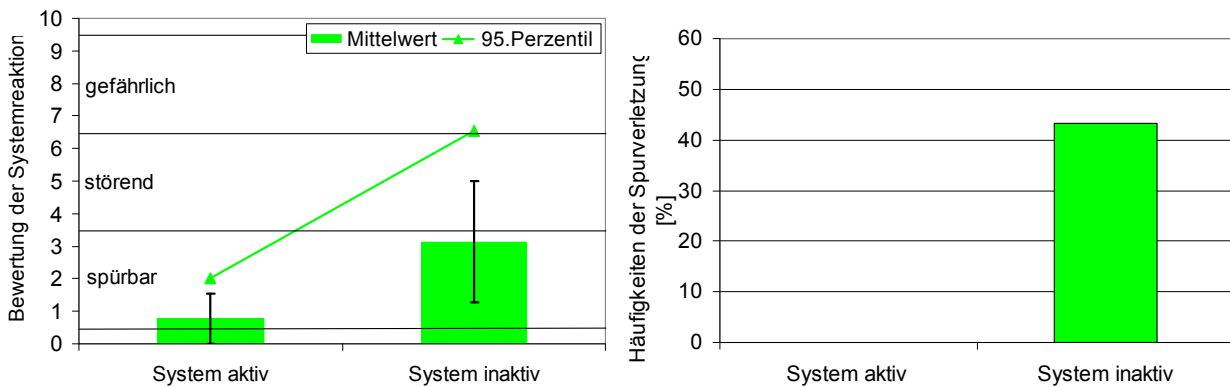
4.4.3 Bereich der Fahrdynamikregelung

Im folgenden Kapitel werden analog zur Analyse im Normalfahrbereich die subjektiven und objektiven Daten während der Fahrdynamikregelung ausgewertet. Um die ermittelten Grenzwerte in einen Gesamtkontext zu setzen, werden die Daten bei aktiviertem und deaktiviertem Fahrdynamikregler des Überlagerungslenksystems mit in die Bewertung aufgenommen. Die Untersuchungen im Bereich der Fahrdynamikregelung stützen sich auf Versuchsfahrten, die nur mit dem Fahrzeug A durchgeführt wurden.

4.4.3.1 Bremsen μ -split

Die in Bild 4.19 dargestellte subjektive Bewertung zeigt einen Vergleich zwischen einem passiven und einem aktiven Fahrzeug während der μ -split Bremsung. Unter einem aktiven Fahrzeug ist dabei ein Fahrzeug mit ABS ohne Giermomentenabschwächung (GMA) und aktiver Giermomentenkompensations-Regelung (GMK) zu verstehen. Ein passives Fahrzeug ist durch eine deaktivierte GMK-Regelung mit aktiviertem ABS ohne GMA gekennzeichnet.

So wird die Fahrzeugreaktion des Fahrzeugs mit aktiver GMK-Regelung im Mittel als *nicht bemerkbar* bis *spürbar* mit einer sehr geringen Standardabweichung eingeschätzt (MW = 0,77; sd = 0,76). 95% der Probanden bewerten das Fahrzeug A mit aktivierter Fahrdynamikregelung über das Überlagerungslenksystem maximal als *spürbar* (95.Perzentil = 2). Ist das System hingegen deaktiviert, befinden sich die Bewertungen im Mittel am oberen Ende der Spürbarkeit (MW = 3,13; sd = 1,87). Die Bewertungen des passiven Fahrzeugs erreichen bei 95% der Probanden die Grenze der Tolerierbarkeit (Störungsbewertungen < 7).



(a) Subjektive Störungsbewertung (Mittelwerte mit Standardabweichung und 95.-Perzentil-Grenze)

(b) Häufigkeiten der Spurverletzung

Bild 4.19: Bewertung der Systemreaktion von aktivem (System aktiv) und passivem Fahrzeug (System inaktiv) beim Bremsen auf μ -split mit 100 km/h bei deaktivierter Giermomentenabschwächung (GMA)

Daraus lässt sich in Verbindung mit den Objektivdaten (Spurverletzungen)(vgl. Bild 4.19) und den Aussagen der Probanden eine deutliche Verbesserung der Fahrzeugstabilität beim Bremsen auf inhomogenen Fahrbahnen durch den Eingriff eines Überlagerungslenksystems aufzeigen. Die geringe Standardabweichung der Subjektivurteile zeigt ein sehr homogenes Bewertungsverhalten der Probanden. Dies lässt sich auch in Zusatzbewertungen der subjektiv empfundenen Beanspruchung *sehr gering* (mw = 1,3; sd = 0,6) und Sicherheit *sehr sicher* (mw = 1,4; sd = 0,6) ablesen. Dieses Urteil spiegelt sich auch in den Häufigkeiten der Spur-

verletzung, siehe Bild 4.19, bei aktivem System wider, während bei deaktiviertem System 43% der Probanden die Spur verlassen.

Diese Referenzbewertung dient zum Vergleich und zur Einschätzung der Urteile bei Fahrten mit Fahrdynamikregelung und induzierten Stellfehlern.

Bild 4.20 zeigt einen Vergleich der Subjektivurteile von reversiblen und irreversiblen Systemfehlern zu Beginn der GMK-Regelung, die beim Anbremsen des Fahrzeugs eine Gierratenverstärkung bzw. -abschwächung bewirken. Es wird deutlich, dass die Probanden signifikant zwischen den Amplituden differenzieren können. Aus der Varianzanalyse ergibt sich weiterhin ein Einfluss der Fehlerlatenzzeit sowohl bei gierratenverstärkenden als auch bei gierratenabschwächenden Stellfehlern. Eine signifikante Differenzierung können die Probanden nur zwischen 300ms und 100ms, sowie zwischen irreversiblen Systemfehlern und 300ms vornehmen. Vor allem bei hohen Amplituden wird die kritische Haltung der Probanden gegenüber Systemfehlern mit 300ms und irreversibel deutlich.

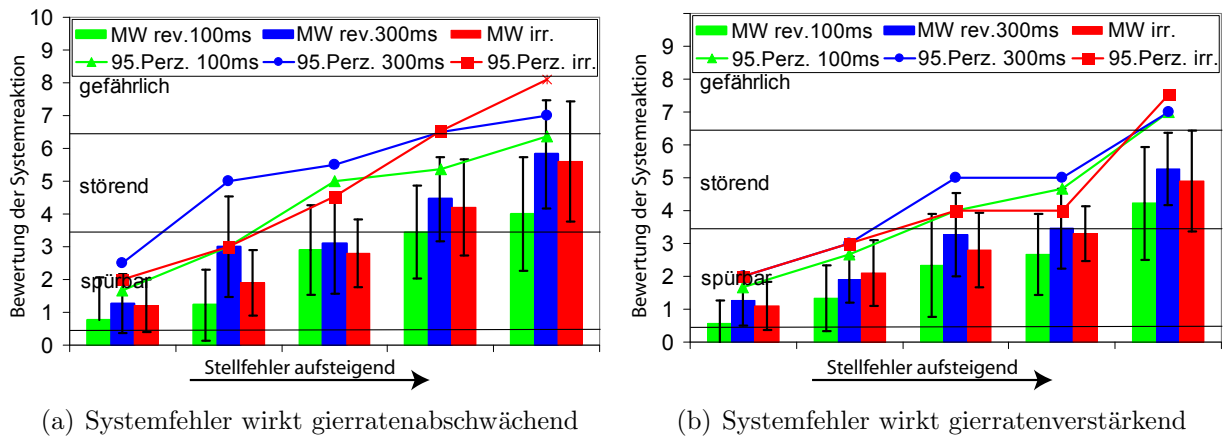
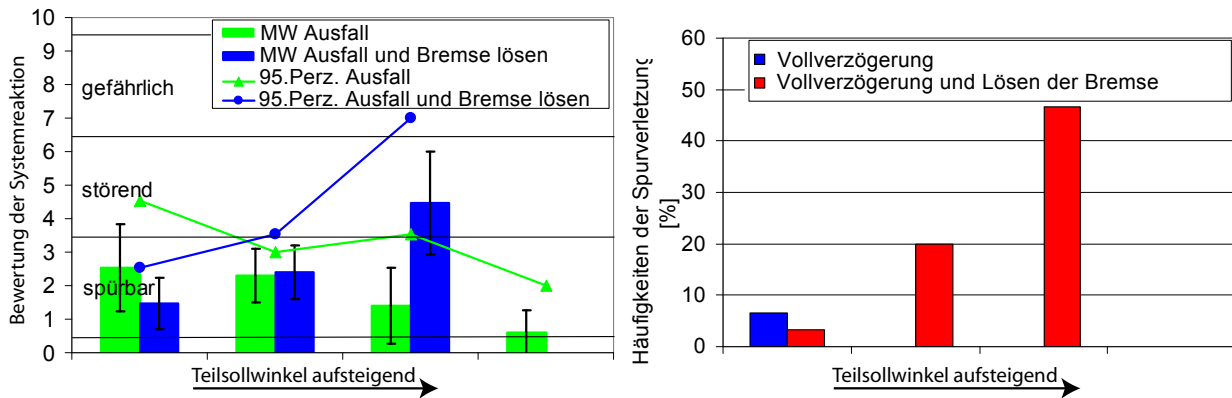


Bild 4.20: Bewertung der Systemreaktion von reversiblen und irreversiblen Systemfehlern während der GMK-Regelung (Mittelwerte mit Standardabweichung und 95.-Perzentil-Grenze)

Der Ausfall der Gierratenmomentenkompensations-Regelung (GMK) vor und während des stabilisierenden GMK-Regeleingriffs ist in Bild 4.21 dargestellt. Es zeigt sich, dass mit der Zunahme des Teilsollwinkels, der zum Zeitpunkt des Ausfalls vorherrschte, die Bewertungen der Systemreaktionen deutlich unkritischer werden, siehe Bild 4.21 a) grün. Äquivalent dazu sinkt die Häufigkeit der Spurverletzungen, siehe Bild 4.21 b) blau. Dies ist soweit plausibel, da mit steigendem Teilsollwinkel eine Zunahme des seitenkraftinduzierten Gierrates einhergeht und dem bremskraftinduzierten Gierrat entgegenwirkt. Somit wird der stabilisierende Lenkanteil des Fahrers immer geringer und sein kompensatorischer Lenkaufwand sinkt. Dies gilt in der Situation einer Vollverzögerung bis zum Stillstand auf μ -split. In Voruntersuchungen wurden auch die Übergänge von μ -split auf μ -Fleck bzw. μ_{high} betrachtet. Diese wurden als unkritisch eingestuft.

Im Gegensatz dazu wird ein Ausfall während der GMK-Regelung und anschließendem Lösen der Bremse mit zunehmendem Teilsollwinkel kritischer bewertet, siehe Bild 4.21 a) blau. Ebenso steigt die Zahl der Spurverletzungen an, siehe Bild 4.21 b) rot. Das abrupte Lösen der Bremse führt zu einem Wegfall des bremsinduzierten Gierrates, bei noch anliegendem Teilsollwinkel. Dadurch ist nur noch das seitenkraftinduzierte Gierrate aufgrund des anliegenden Teilsollwinkels wirksam. Das Fahrzeug zieht in Richtung μ -low Fläche, was der Fahrer kompensieren muss, um die vorgegebene Fahrspur nicht zu verlassen.



(a) Subjektive Störungsbewertung (Mittelwerte mit Standardabweichung und 95.-Perzentil-Grenze)

(b) Häufigkeiten der Spurverletzung

Bild 4.21: Bewertung der Systemreaktion bei Ausfall und Verriegelung des Überlagerungslenksystems mit und ohne anschließendem Lösen der Bremse beim Bremsen auf μ -split mit 100 km/h bei deaktivierter Giermomentenabschwächung (GMA)

Zusammenfassend lassen sich folgende Erkenntnisse aus der Analyse der Fahrerurteile beim Bremsen μ -split absichern:

- Die Unterstützung des Fahrers beim Bremsen auf inhomogenen Fahrbahnen durch den aktiven fahrdynamischen Regeleingriff eines Überlagerungslenksystems führt zu einer wesentlichen Verbesserung der Fahrzeugstabilität, siehe auch Bild 4.19. Dies wird im direkten Vergleich System aktiv vs. System inaktiv deutlich. Selbst bei inaktiver Fahrdynamikregelung und inaktiver Giermomentenabschwächung (GMA) des ABS befinden sich die Fahrerurteile noch im tolerierbaren Bereich. Die hohe Häufigkeit an Spurverletzungen bei inaktivem System zeigt, dass die Probanden durch die hohe Gierdynamik, die beim Anbremsen des Fahrzeugs wirksam wird, teilweise überfordert sind. Die Spurverletzungen beschränken sich hierbei auf Randüberschreitung der Fahrspur.
- Die Probanden können in dem Fahrmanöver Bremsen μ -split signifikant zwischen den einzelnen Fehlerlatenzzeiten und -auswirkungen – gierratenabschwächend vs. gierratenverstärkend – differenzieren, siehe auch Tabelle 4.21 und 4.22. Stellfehler, die zu einer Abschwächung der Gierrate beim Anbremsen des Fahrzeugs auf μ -split führen, werden durch die Probanden kritischer bewertet, als gierratenverstärkende Stellfehler, siehe Bild 4.20. Aus einer Nachbefragung der Probanden geht hervor, dass die Probanden es als subjektiv kritischer empfinden, wenn sich das Fahrzeug aufgrund eines gierratenabschwächenden Stellfehlers zunächst in Richtung μ_{low} bewegt.
- Die Zunahme der Spurverletzungen während der Fahrdynamikregelung unter dem Einfluss stellfehlerbehafteter Regeleingriffe ist größenordnungsmäßig dem Bereich eines passiven Fahrzeugs zuzuordnen. Die Spurverletzungen beschränken sich auch hier auf Randüberschreitungen der Fahrspur.
- Ein Ausfall der Überlagerungslenkung während einer GMK-Regelung führt bei steigendem Teilsollwinkel und Lösen der Bremse zu einer Schwierigkeitssteigerung der Fahraufgabe.

Latenz	Latenz Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Latenz x Stellfehler Signifikanzniveau p
gierratenabschwächend			
∞ vs. 300	0,013*	0,000	0,045*
300 vs. 200	0,231	0,000	0,051
200 vs. 100	0,031*	0,000	0,031*
gierratenverstärkend			
∞ vs. 300	0,031*	0,000	0,046*
300 vs. 200	0,141	0,000	0,121
200 vs. 100	0,041*	0,000	0,027*

Tabelle 4.21: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einfluss der Fehlerlatenzzeit auf die subjektive Bewertung der Probanden im Fahrmanöver Bremsen μ -split bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{Fzg}=100\text{km/h}$ ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

Latenz	Wirkung Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Wirkung x Stellfehler Signifikanzniveau p
100km/h; gierratenabschwächend vs. gierratenverstärkend			
∞	0,022*	0,018*	0,049*
100	0,131	0,064	0,053
200	0,071	0,089	0,153
300	0,024*	0,029*	0,044*

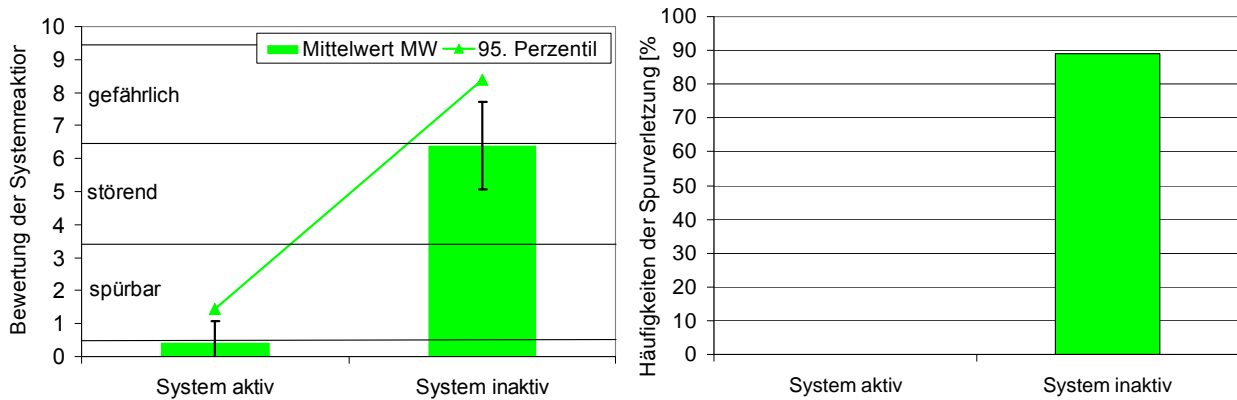
Tabelle 4.22: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einflusses der Stellfehlerwirkung – gierratenabschwächend vs. gierratenverstärkend – auf die subjektive Bewertung der Probanden beim Bremsen μ -split bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{Fzg}=100\text{km/h}$ ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

4.4.3.2 Untersteuernde Kurvenfahrt

In Bild 4.22 sind die subjektiven Bewertungen eines aktiven und passiven Fahrzeugs in der untersteuernden Kurvenfahrt dargestellt.

Bei aktiviertem System reduziert die Fahrdynamikregelung des Überlagerungslenksystems durch einen aktiven Eingriff den Schräglaufwinkel an der Vorderachse. Dabei wird der durch den Fahrer aufgeprägte Radlenkwinkel durch ein überlagertes Öffnen der Lenkung reduziert. Durch den reduzierten Schräglaufwinkel an der Vorderachse werden die Reifen in ihrem Seitenkraftmaximum gehalten, wodurch ein Überziehen der Lenkung vermindert wird. Im passiven Zustand ist die Fahrdynamikregelung deaktiviert, so dass der Fahrer die Lenkung selbst öffnen muss, um das Manöver zu bestehen. Das ESP ist bei allen Manöverdurchfahrten deaktiviert.

So wird der Systemeingriff bei einem Fahrzeug mit aktivierter Fahrdynamikregelung im Mittel als *nicht bemerkbar* ($MW = 0,4$; $sd = 0,7$) bewertet. Bei deaktivierter Fahrdynamikregelung hingegen ist es den meisten Probanden unmöglich, das Fahrzeug stabil durch die Kurve zu bewegen. Dies wird auch in der subjektiven Bewertung der Probanden deutlich,



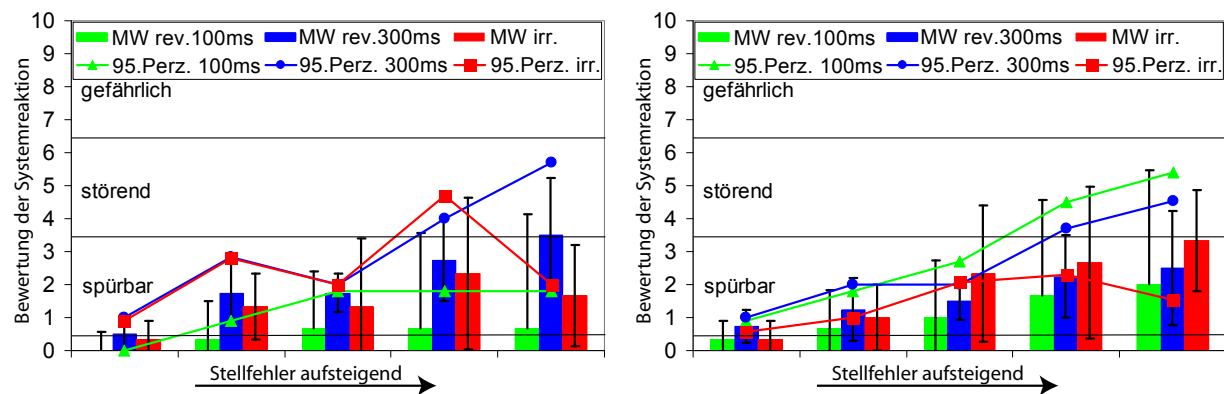
(a) Subjektive Störungsbewertung (Mittelwerte mit Standardabweichung und 95.-Perzentil-Grenze)

(b) Häufigkeiten der Spurverletzung

Bild 4.22: Bewertung der Systemreaktion von aktivem (System aktiv) und passivem Fahrzeug (System inaktiv) bei untersteuernder Kurvenfahrt 55 km/h (ESP deaktiviert)

die dieses Systemverhalten im Mittel zwischen *Systemreaktion störend* und *Systemreaktion gefährlich* bewerten (MW = 6,4; sd = 1,3).

Dieser Unterschied in der Bewertung des aktivierten bzw. deaktivierten Systems wird auch in den Häufigkeiten der Spurverletzungen deutlich, siehe Bild 4.22. Während bei deaktivierter Fahrdynamikregelung in 89% aller Versuchsfahrten die Probanden nicht in der Lage sind, das Fahrzeug zu stabilisieren, unterstützt das Überlagerungslensystem bei aktivierter Fahrdynamikregelung die Probanden so weit, dass es zu keiner Spurverletzung kommt.



(a) Stellfehler in Richtung kurvenaußen

(b) Stellfehler in Richtung kurveninnen

Bild 4.23: Bewertung der Systemreaktion von reversiblen und irreversiblen Systemfehlern während der US-Regelung (Mittelwerte mit Standardabweichung und 95.-Perzentil-Grenze)

Die varianzanalytische Auswertung der Subjektivurteile lässt keine signifikante Differenzierung zwischen der Fehlerrichtung, -latenzzeit und -amplitude erkennen, siehe Tabelle 4.23 und 4.24. Die ebenso hohe interindividuelle (vgl. Bild 4.23) als auch intraindividuelle Varianz in den Re-Tests⁵ weist darauf hin, dass die Probanden Stellfehler in der untersteuernden Kurvenfahrt nicht differenzieren und bewerten können. Ein weiterer Anhaltspunkt für die

⁵Probanden wurden zu einem späteren Zeitpunkt unter gleichen Bedingungen erneut getestet, um die Zeitstabilität ihrer Bewertungen zu überprüfen.

hohe Varianz ist die in den Zusatzbewertungen angegebene subjektive Beanspruchung *hoch* (MW = 7,4; sd = 1,3) und die empfundene Sicherheit *unsicher* (MW = 7,6; sd = 1,7).

Latenz	Latenz Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Latenz x Stellfehler Signifikanzniveau p
kurveninnen			
∞ vs. 300	0,143	0,199	0,154
300 vs. 200	0,231	0,314	0,133
200 vs. 100	0,215	0,241	0,612
kurvenausen			
∞ vs. 300	0,241	0,731	0,586
300 vs. 200	0,254	0,143	0,498
200 vs. 100	0,323	0,242	0,394

Tabelle 4.23: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einfluss der Fehlerlatenzzeit auf die subjektive Bewertung der Probanden im Fahrmanöver untersteuernde Kurvenfahrt bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{Fzg}=55\text{km/h}$ ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

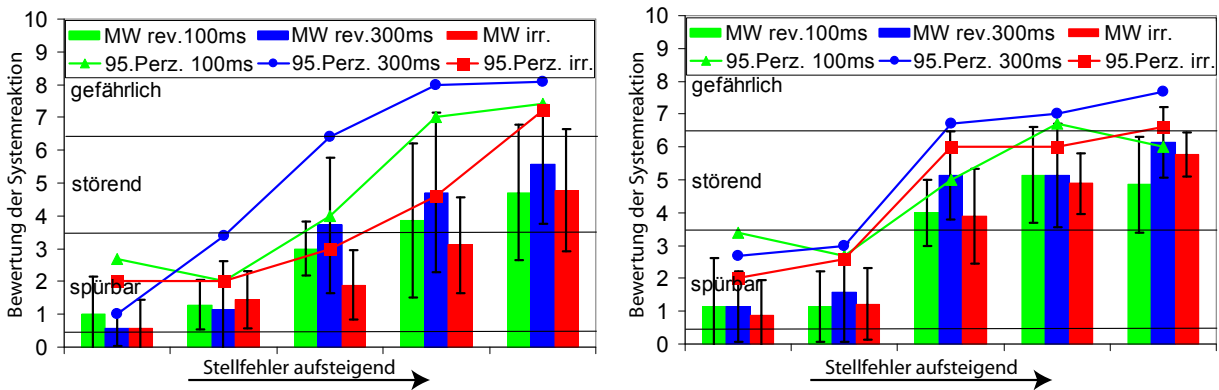
Latenz	Wirkung Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Wirkung x Stellfehler Signifikanzniveau p
55km/h; kurveninnen vs. kurvenausen			
∞	0,532	0,541	0,411
100	0,412	0,422	0,386
200	0,122	0,233	0,379
300	0,182	0,423	0,284

Tabelle 4.24: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einflusses der Stellfehlerwirkung – gierratenabschwächend vs. gierratenverstärkend – auf die subjektive Bewertung der Probanden bei untersteuernder Kurvenfahrt bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{Fzg}=55\text{km/h}$ ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

4.4.3.3 ISO - Spurwechsel

Die Analyse der Fahrerbewertungen bei Stellfehlern im Bereich hoher Fahrdynamik wird im ISO-Spurwechsel durchgeführt und im folgenden Kapitel beschrieben. Durch die Wahl der Manöverdimensionen werden die Probanden in eine fahrdynamische Ausnahmesituation geführt, bei der es im Bereich der Fehleraufschaltung zu keinen Regeleinriffen des Überlagerungslenksystems kommt. Untersucht werden die Auswirkungen von Stellfehlern beim Anlenken des Fahrzeugs im Wechsel von der ersten in die zweite Gasse bei den Geschwindigkeiten 40 und 60 km/h.

Die subjektive Bewertung der Systemreaktion von reversiblen und irreversiblen Stellfehlern bei 60km/h ist in Bild 4.24 dargestellt. Gegenübergestellt sind die Bewertungen von Systemfehlern, die eine Gierratenverstärkung a), sowie eine Gierratenabschwächung b) beim Anlenken von der ersten in die zweite Gasse zur Folge haben.

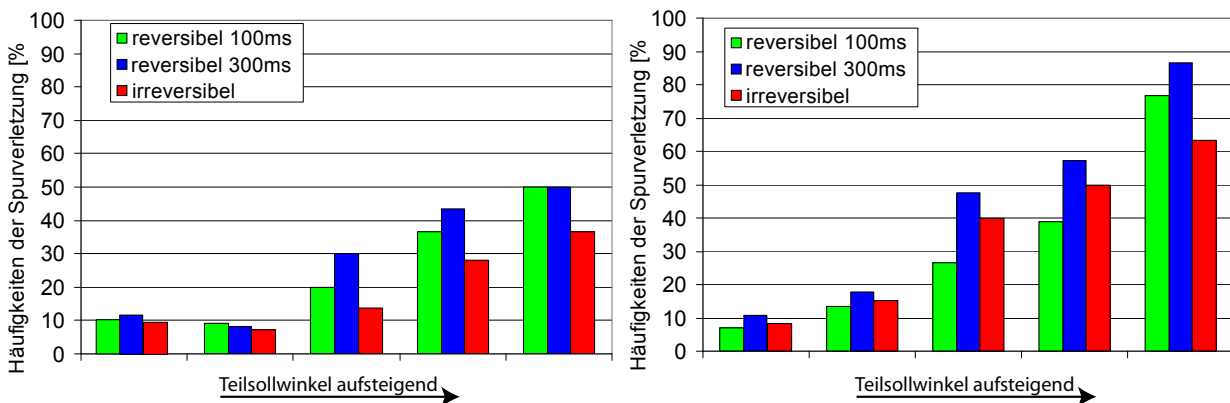


(a) Systemfehler wirken gierratenverstärkend

(b) Systemfehler wirken gierratenabschwächend

Bild 4.24: Bewertung der Systemreaktion von reversiblen und irreversiblen Systemfehlern während des ISO-Spurwechsels mit 60 km/h beim Wechsel von der erste in die zweite Gasse (Mittelwerte mit Standardabweichung und 95.-Perzentil-Grenze)

Aus Bild 4.24 a) geht hervor, dass die Probanden signifikant zwischen den einzelnen Amplituden unterscheiden können. Dies wird auch durch die Varianzanalyse bestätigt, siehe Tabellen 4.25 und 4.26. Fehlerlatenzzeiten können durch die Probanden nur bedingt differenziert werden. Die Latenzzeiten, die mit gierratenverstärkenden Stellfehlern einhergehen, können durch die Probanden signifikant unterschieden werden, siehe Bild 4.24 a). Im Bereich gierratenabschwächender Stellfehler ist eine Differenzierung nicht möglich, siehe Bild 4.24 b). Irreversible Fehler werden von den Probanden am unkritischsten bewertet, während sich zu Stellfehlern mit einer Fehlerlatenzzeit von 300ms ein deutlicher Unterschied abzeichnet. Mit steigender Fehleramplitude gleichen sich die Bewertungen zunehmend an, wobei sich Stellfehler mit 300ms Fehlerlatenzzeit deutlich in der Kritikalität hervorheben.



(a) Systemfehler wirken gierratenverstärkend

(b) Systemfehler wirken gierratenabschwächend

Bild 4.25: Häufigkeit der Spurverletzungen bei reversiblen und irreversiblen Systemfehlern während des ISO-Spurwechsels mit 60 km/h

Auffällig ist der Unterschied in der Bewertung der Systemstörung zwischen irreversiblen gierratenverstärkenden und gierratenabschwächenden Stellfehlern, siehe Bild 4.24. Dies wird besonders am Verlauf der 95%-Perzentil Grenze deutlich. Während irreversible gierratenverstärkende Stellfehler über einen weiten Bereich des Amplitudenspektrums weitgehend

unkritisch bewertet werden, kommt es bei gierratenabschwächenden Stellfehlern im vergleichbaren Bereich bereits bei kleineren Amplituden zu Bewertungen an der Toleranzgrenze (Bewertung der Systemreaktion < 7). Die Ursache für dieses konträre Bewertungsverhalten konnte durch eine Nachbefragung der Probanden ermittelt werden. Irreversible, wie auch reversible Stellfehler, die eine Abschwächung der Gierrate zur Folge haben, werden grundsätzlich kritisch angesehen. Die Probanden haben hier das Gefühl, dass das Fahrzeug nicht ihren Lenkvorgaben folgt, vergleichbar einer Eisplattenüberfahrt. Irreversible Stellfehler, die gierratenverstärkend wirken, werden im Gegensatz sogar positiv bewertet. Viele der Probanden neigen beim Spurwechsel dazu, ein Hindernis mit einer zu geringen Lenkwinkelvorgabe zu umfahren, was zu einem Nichtbestehen des Manövers führt. Durch einen gierratenverstärkenden Zusatzlenkwinkel fühlen sich die Probanden in ihrer Fahraufgabe dem Ausweichvorgang unterstützt. Das Bewertungsverhalten spiegelt sich auch in der Häufigkeit der Spurverletzungen wieder, siehe Bild 4.25.

Geschwindigkeit	Latenz	Latenz Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Latenz x Stellfehler Signifikanzniveau p
gierratenverstärkend				
40km/h	∞ vs. 300	0,031*	0,007**	0,043*
	300 vs. 200	0,041*	0,005**	0,025*
	200 vs. 100	0,014*	0,003**	0,013*
60km/h	∞ vs. 300	0,046*	0,024*	0,046*
	300 vs. 200	0,051	0,014*	0,063
	200 vs. 100	0,041*	0,032*	0,045*
gierratenabschwächend				
40km/h	∞ vs. 300	0,234	0,035*	0,353
	300 vs. 200	0,425	0,045*	0,243
	200 vs. 100	0,154	0,034*	0,193
60km/h	∞ vs. 300	0,342	0,025*	0,096
	300 vs. 200	0,076	0,030*	0,064
	200 vs. 100	0,055	0,008*	0,057

Tabelle 4.25: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einfluss der Fehlerlatenzzeit auf die subjektive Bewertung der Probanden im Fahrmanöver ISO-Spurwechsel mit 40 und 60km/h ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

Daraus abgeleitet sind Funktionalitäten denkbar, die den Fahrer bei einem Ausweichmanöver aktiv unterstützen. Neben einer Vorhaltelenkung könnten auch Systeme wie ein Ausweichassistent den Fahrer aktiv unterstützen.

Die subjektiven Bewertungen bei 40km/h werden hier nicht explizit dargestellt, zeigen aber ein identisches Bewertungsverhalten wie bei 60km/h. Aufgrund der geringeren Geschwindigkeit und damit niedrigeren Beanspruchung der Probanden aufgrund der verminderter Schwierigkeit der Fahraufgabe werden die Unterschiede in den Bewertungen deutlicher.

Latenz	Wirkung Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Wirkung x Stellfehler Signifikanzniveau p
40km/h; gierratenverstärkend vs. gierratenabschwächend			
∞	0,532	0,541	0,411
100	0,412	0,422	0,386
200	0,122	0,233	0,379
300	0,182	0,423	0,284
60km/h; gierratenverstärkend vs. gierratenabschwächend			
∞	0,532	0,541	0,411
100	0,412	0,422	0,386
200	0,122	0,233	0,379
300	0,182	0,423	0,284

Tabelle 4.26: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einflusses der Stellfehlerwirkung – gierratenabschwächend vs. gierratenverstärkend – auf die subjektive Bewertung der Probanden bei dem Manöver ISO-Spurwechsel bei 40 und 60 km/h ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

4.4.3.4 ABS Bremsung auf μ_{high}

Die subjektive Bewertung der Systemreaktion von reversiblen und irreversiblen Stellfehlern während einer ABS Bremsung auf μ_{high} bei 100 km/h ist in Bild 4.26 dargestellt.

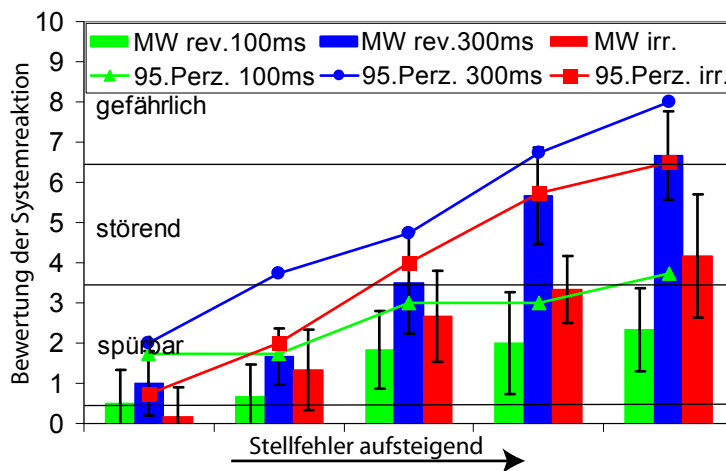


Bild 4.26: Bewertung der Systemreaktion von reversiblen und irreversiblen Systemfehlern während der ABS-Bremsung mit 100km/h (Mittelwerte mit Standardabweichung und 95.-Perzentil-Grenze)

Aus der subjektiven Bewertung der Systemreaktion, siehe Bild 4.26 und der mehrfaktoriellen Varianzanalyse mit Messwiederholung, siehe Tabelle 4.27, wird deutlich, dass die Probanden zwischen den Stellfehleramplituden signifikant unterscheiden können. Ebenso differenzieren sie signifikant zwischen den Fehlerlatenzzeiten. Stellfehler mit einer Fehlerlatenzzeit von 300ms werden im Gegensatz zur Geradeausfahrt im Normalfahrbereich kritischer als irreversible Stellfehler gesehen. Spurverletzungen während einer fehlerbehafteten ABS-Bremsung sind nicht aufgetreten.

Latenz	Latenz Signifikanzniveau p	Stellfehler Signifikanzniveau p	Latenz x Stellfehler Signifikanzniveau p
100 km/h			
∞ vs. 300	0,042*	0,018*	0,036*
300 vs. 200	0,020*	0,014*	0,044*
200 vs. 100	0,035*	0,025*	0,047*

Tabelle 4.27: Ergebnisse der Varianzanalyse zur Überprüfung eines signifikanten Einflusses der Fehlerlatenzzeit auf die subjektive Bewertung der Probanden bei einer ABS-Bremung mit 100km/h ($p \leq 0,001$ höchst signifikant (***) ; $p \leq 0,01$ hoch signifikant (**); $p \leq 0,05$ signifikant (*); $p > 0,05$ nicht signifikant)

4.4.3.5 Ermittlung objektiver Grenzwerte

Bei der Ermittlung objektiver Grenzwerte im Bereich der Fahrdynamikregelung wird analog zum Normalfahrbereich eine Analyse nach dem Procedere (Kapitel 4.4.1) vorgenommen. Die im ISO-Spurwechsel angegebenen fahrdynamischen Kennwerte beziehen sich auf die Differenz zwischen fehlerbehafteter Fahrt und Referenzfahrt.

Es zeigt sich in den Ergebnissen, dass die tolerierten fahrdynamischen Reaktionen im Bereich der Fahrdynamikregelung in Fahrzeug A deutlich über den Grenzwerten im entsprechenden Geschwindigkeitsbereich des Normalfahrbereichs liegen. Eine trennscharfe Ermittlung fahrdynamischer Grenzwerte in den aufgeführten Fahrmanövern ist auch im Bereich mit der von Neukum gezeigten Methode erreichbar. Aufgrund der hohen inter- und intraindividuellen Varianz in den Bewertungen der Systemreaktion bei der untersteuernden Kurvenfahrt können in diesem Manöver keine scharfen Grenzwerte angegeben werden. Somit kann das Fahrmanöver zur Bewertung des Einflusses von Systemfehlern von Überlagerungslenksystemen nicht herangezogen werden.

Die angegebenen Grenzwerte beziehen sich auf irreversible Stellfehler. Diese beinhalten die subjektiven und objektiven Bewertungen der reversiblen Stellfehler. Ausnahme bildet die Grenzwertermittlung im Manöver ABS-Bremung. Hier beziehen sich die Grenzwerte auf reversible Stellfehler mit einer Latenzzeit von 300ms.

4.5 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

Die Ergebnisse der Untersuchungen zum Einfluss von Lenksystemstörungen im Normalfahrbereich und Fahrdynamikregelbereich zeigen, dass die Untersuchungsmethodik, siehe Kapitel 4.2, geeignet ist, trennscharfe fahrdynamische Grenzen zu ermitteln. So können tolerierbare Fahrzeugreaktionen, ausgelöst durch Systemfehler von Überlagerungslenksystemen aus Fahrversuchen mit Normalfahrern, ermittelt werden. Dies gilt für einzelne Fahrzeuge, eine Generalisierbarkeit der Ergebnisse und damit Übertragbarkeit der ermittelten Grenzwerte auf andere Fahrzeuge ist durch die Methodik in den getesteten Fahrzeugen ohne Einschränkung der Grenzwerte nicht gewährleistet.

Die Analyse tolerierbarer Fahrzeugreaktionen in vier fahrdynamisch unterschiedlichen Fahrzeugen im **Normalfahrbereich** zeigt, dass die Probanden Stellfehler signifikant im Geschwindigkeitsbereich von 50 - 250 km/h differenzieren können. Weiterhin lässt sich der Einfluss der Fehlerlatenzzeiten in einzelnen Fahrzeugen signifikant absichern. Dies ist im Wesentlichen von der Fahrdynamik des jeweiligen Fahrzeugs abhängig. Im Vergleich zur Ge-

Bewertungskriterium	$ \Delta M_F $	$ \Delta \frac{dM_F}{dt} $	$ \Delta \dot{\delta}_S $	$ \Delta \dot{\psi} $	$ \Delta \ddot{\psi} $	$ \Delta a_y $	$ \Delta y $
Fahrzeug	[Nm]	[Nm/s]	[°/s]	[°/s]	[°/s ²]	[m/s ²]	[m]
Bremsen μ-split							
Stellfehler	4,5	170	200	6,5	30	2,00	0,35
Ausfall	2,0	20	150	4,5	24	1,75	0,25
Ausfall und Lösen der Bremse	3,0	80	175	6,5	30	1,75	0,35
Untersteuernde Kurvenfahrt							
Stellfehler	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
ISO-Spurwechsel							
Stellfehler	3,5	80	220	5,0	28	2,00	0,30
ABS-Bremung							
Stellfehler	5,0	30	150	4,5	20	1,75	0,20

Tabelle 4.28: Übersicht fahrdynamischer Grenzwerte im Bereich der Fahrdynamikregelung in fahrdynamisch kritischen Situationen. Grenzwerte sind aufgrund der hohen Varianz und dem inhomogenen Bewertungsverhalten der Probanden im Fahrmanöver Untersteuernde Kurvenfahrt nicht angebar (n.a.)

radausfahrt zeigen sich in der stationären Kreisfahrt im Geschwindigkeitsbereich von 70 - 150km/h bei einer Querbeschleunigung von $a_y = 4m/s^2$ keine Unterschiede in den tolerierbaren fahrdynamischen Grenzwerten. Die Stellfehlerichtung – kurvenaussen vs. kurveninnen – wird von den Probanden signifikant unterschieden, hat allerdings keinen Einfluss auf die ermittelten Grenzwerte. Ein signifikanter Einfluss des Alters und des Geschlechts lässt sich nicht feststellen. Ebenso zeigen sich keine Unterschiede im Bewertungsverhalten zwischen Normal- und Versuchsfahrer.

Im Bereich der **Fahrdynamikregelung** sind Stellfehler in einem Fahrzeug in vier unterschiedlichen Fahrsituationen untersucht und bewertet worden. Dabei zeigt sich, dass in den Manövern Bremsen μ -split, ISO-Spurwechsel und ABS-Bremung trennscharfe tolerierbare Grenzwerte ermittelt werden können. Das Manöver untersteuernde Kurvenfahrt hat sich aufgrund der hohen Varianz in den Bewertungen als nicht geeignet zur Bewertung tolerierbarer Lenksystemstörungen herausgestellt. Die tolerierten fahrdynamischen Grenzwerte sind gegenüber denen im Normalfahrbereich um bis zu 20% erhöht.

Der Vergleich der tolerierten fahrdynamischen Grenzwerte über alle Fahrmanöver hinweg zeigt, dass in der Geradeausfahrt die Probanden Lenksystemstörungen am sensibelsten wahrnehmen und bewerten. In der Geradeausfahrt werden die geringsten Grenzwerte ermittelt, so dass dieses Manöver am geeignetsten ist, um Lenksystemstörungen zu bewerten. Die als tolerierbar angesehenen fahrdynamischen Reaktionen sind mit bereits bekannten Störungen im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug z.B. Seitenwind, Reifenplatzer etc. vergleichbar, siehe Tabelle 2.5.

Als Nachteile der gezeigten Vorgehensweise erweisen sich die mangelnde Übertragbarkeit und Generalisierbarkeit. Des Weiteren ist nicht bekannt welche fahrdynamischen Größen die Basis der subjektiven Bewertungen darstellt.

Die in Kapitel 4.1 formulierten Nullhypothesen H_{01-06} müssen aufgrund der Ergebnisse der empirischen Untersuchung verworfen werden. Damit sind durchweg die Alternativ-

hypothesen H_{11-16} gültig. D.h. Fahrzeugtyp, -geschwindigkeit, Stellfehlerart, - richtung, - latenzzeit und Fahrmanöver haben Einfluss auf die subjektive Bewertung tolerierbarer Lenksystemstörungen.

Diese Erkenntnisse werden im folgenden Kapitel genutzt, um auf der Basis eines neuen Verfahrens die wesentlichen Einflussgrößen auf die subjektive Bewertung zu ermitteln und die Objektivierung der subjektiven Bewertungen von Lenksystemstörungen zu ermöglichen. Ziel des Ansatzes ist es, objektive Bewertungskriterien zu ermitteln, um zukünftig aufwändige Probandenversuche zu minimieren bzw. zu vermeiden.

5. Analyse und Prädiktion der Fahrerurteile

Ziel dieses Kapitels ist die Analyse und Ermittlung der urteilsrelevanten objektiven Kriterien auf die subjektive Einschätzung der Systemreaktion und Entwicklung eines Bewertungsverfahrens. Dies soll die Objektivierung, Generalisierbarkeit und Übertragbarkeit der subjektiven Störungsbewertung auf andere Fahrzeuge in einem standardisierten Verfahren ermöglichen. Ähnliche Verfahren sind im Rahmen der Objektivierung subjektiver Fahreindrücke [149], z.B. im Rahmen der Bewertung der Seitenwindempfindlichkeit von Fahrzeugen entwickelt und validiert worden, siehe z.B. [72–75].

5.1 Problemstellung

Die Ermittlung fahrdynamischer Grenzwerte auf der Basis von Probandenstudien für Überlagerungslenksysteme liefert eine hinreichend genaue Bestimmung. Der Aufwand diese Grenzwerte zu ermitteln ist sehr hoch und bei neuen Fahrzeugkonzepten zu wiederholen. Wie sich in den Studien von Neukum und Krüger [111–113, 128, 202] und den Untersuchungen in dieser Arbeit, siehe Kapitel 4, gezeigt hat, unterscheiden sich die tolerierbaren Grenzwerte der Fahrzeuge teilweise erheblich. Eine Grenzwertdefinition tolerierbarer Lenksystemstörungen aus der Summe der Fahrzeuge ist deshalb nicht zielführend. Fahrzeuge, deren fahrdynamisches Potenzial gering ist, führen in Summe zu niedrigen Grenzwerten. Dabei sind Fahrzeuge mit hohem fahrdynamischen Potenzial benachteiligt. Dies würde bei diesen Fahrzeugtypen zu einer unnötigen Einschränkung der System- und Reglerperformance führen, um im Fehlerfall diese Grenzwerte einhalten zu können.

5.2 Ansatz

Bisherige Objektivierungsverfahren von Fahreigenschaften basieren auf Methoden, die aus objektiven fahrdynamischen Kennwerten eine Abbildung der subjektiv beurteilten Kriterien ermöglichen. Dies wird überwiegend mit statistischer Korrelationen der subjektiven Bewertungen mit empirisch gesetzten, objektiven Kriterien analysiert. Über die Eignung der Parameter für eine zuverlässige Beurteilung entscheidet zunächst die Höhe der Korrelation. Diese Aussage ist eine rein qualitative. Darüber hinaus werden auch quantitative Aussagen angestrebt, die eine Benotung der fahrdynamischen Fahrzeugeigenschaften aus den OEM-eigenen subjektiven Bewertungsskalen ermöglicht.

In der Literatur sind neben der Vielzahl an einfachen Korrelationsbetrachtungen weiterführende Ansätze bekannt. In diesen wird versucht, mathematisch funktionale Zusammenhänge objektiver und subjektiver Daten zu finden. Dies wird meist durch den Einsatz multipler Korrelations- und Regressionsanalysen realisiert. Dabei werden die Parameter in der Art gezielt optimiert, dass der maximale Erklärungsgehalt gegeben ist. Für die normale Straßenfahrt [149, 190, 203], Geradeausfahrt [105, 182], den doppelten Spurwechsel [104, 105, 190, 203, 204] sowie zur Bewertung des Seitenwindverhaltens [72–75, 78, 83] lassen sich Beispiele in der Literatur anführen. In neueren Ansätzen werden auch alternative

Objektivierungsansätze untersucht, z.B. neuronale Netze [205]. Diese haben entscheidende Nachteile, wodurch die Methode kritisch zu hinterfragen ist.

- Lange Trainingszeiten
- Die Generalisierungsfähigkeit kann durch die Gefahr des *Overfitting*¹ nicht garantiert werden.
- Die mangelnde Transparenz verhindert die Erklärung des unmittelbaren Einflusses einzelner Kriterien auf die Bewertungsänderung.
- Der Lernerfolg kann nicht garantiert werden.

Aus diesen Gründen wird im Folgenden ein neuer Ansatz auf der Basis der statistischen Methode der Random Forests (RF) verfolgt und untersucht. Random Forests - ein Klassifikationsverfahren - basiert auf der Theorie der *Classification and Regression Trees - CART*, siehe hierzu Kapitel 5.3.2, und bietet im Wesentlichen die folgenden Vorteile, siehe dazu auch [206–210]:

- Im Vergleich zu allen bisherigen Algorithmen, wie z.B. neuronaler Netze oder CART etc., bieten Random Forests eine signifikante Verbesserung der Genauigkeit in der Klassifizierung.
- Random Forest ist ein sehr effizienter und schneller Algorithmus im Umgang mit großen Datenmengen, Variablen und Merkmalen, ohne vorher eine einschränkende Auswahl treffen zu müssen, wie z.B. bei Neuronalen Netzen.
- Durch die Anwendung von Random Forests auf ein Klassifikationsproblem erhält man zusätzlich ein Maß für die Wichtigkeit der Merkmale (Feature Importance) auf die Klassifikation. Dies ist besonders im Rahmen einer begrenzten Rechnerperformance wichtig, da im Weiteren nur noch die klassifikationsrelevanten Merkmale (Features) verwendet werden müssen.
- Random Forests können mit Wechselwirkungen zwischen den Daten sowie Maskierungen (Masquarading) von Merkmalen durch andere Merkmale umgehen.
- Ausreißer und fehlende Daten können durch Random Forest robust und zuverlässig erkannt und in der Klassifizierung berücksichtigt werden.

Die Methode der Random Forests wird hier eingesetzt, um einerseits die urteilsrelevanten objektiven Größen auf die subjektive Bewertung der Systemreaktion von Überlagerungssystemen zu ermitteln und andererseits ein generalisierbares Instrument zu entwickeln, mit dem zukünftige Fahrzeuge in open-loop Versuchen abgesichert werden können.

5.3 Theorie der Klassifikationsmethoden

5.3.1 Prinzip der Klassifikation

Bei Klassifikationsproblemen wird prinzipiell von bestimmten Beobachtungen beurteilt, ob sie einer bestimmten Klasse zugehörig sind oder nicht.

¹Problem der Überanpassung eines Modells an einen Datensatz. Dabei paßt sich das Modell sehr gut an die Variablen der Trainingsdaten an, kann aber wegen der fehlenden Generalisierung nur schlecht auf neue Situationen reagieren.

5.3.2 Classification und Regression Trees – CART

Der CART-Algorithmus zählt zu den bekanntesten Baummodellen in der Klassifikationstheorie. Dabei wird aus N bekannten Trainingsdaten (X_n, Y_n) ein **Entscheidungsbaum** generiert, siehe beispielhaft Bild 5.1. Folgt man den Ästen des durch Trainingsdaten erzeugten Entscheidungsbaumes von oben nach unten kann jede neue Beobachtung X_{neu} in eine Klasse Y_{neu}^{pred} klassifiziert werden.

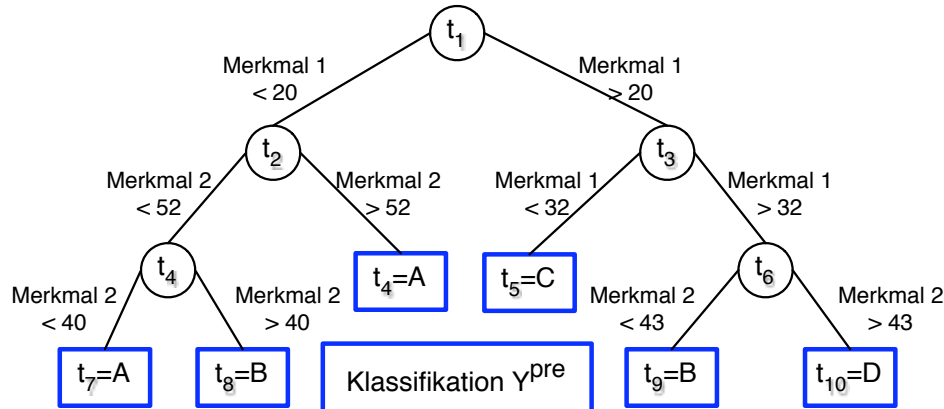


Bild 5.1: Beispielhafte Darstellung eines Entscheidungsbaumes für eine Klassifikation mit 2 Merkmalen ($P = 2$) und 4 Klassen ($J = 4$)

Im Allgemeinen liegen M Beobachtungen $x = (x_1, \dots, x_M), x \in \mathcal{X}$ zu jedem N der unterschiedlichen Objekte – in diesem Fall z.B. Probanden oder Fahrzeuge – vor. Diese werden auf J unterschiedliche Klassen der Responsevariablen, also $j \in \mathcal{C} = \{1, \dots, J\}$ bezogen. Daraus leiten sich N beobachtete Trainingsdatensätze $\mathcal{L} = \{(x_1, j_1), \dots, (x_N, j_N)\}$ ab. Ein Klassifikator $d(x)$ ist eine Partition von \mathcal{X} in J unterschiedliche Teilmengen $A_1, \dots, A_J, \mathcal{X} = \bigcup_j A_j$, so dass für alle $x \in A_j$ die vorhergesagte Klasse j ist bzw. die Klassifikationsfunktion $d(x)$ eine der J Klassen annimmt. Basis des CART-Algorithmus bildet die Theorie zur Minimierung der Fehlklassifikationsrate.

Es sei $(X, Y), X \in \mathcal{X}, Y \in \mathcal{C}$ ein neuer Datensatz mit der Wahrscheinlichkeitsverteilung $P(A, j)$; wobei $P(X \in A, y = j) = P(A, j)$ und (X, Y) unabhängig von \mathcal{L} , dann definiert

$$R^*(d) = P(d(X) \neq Y) \quad (5.1)$$

die Fehlklassifikationsrate.

Die Wahrscheinlichkeitsverteilung $P(A, j)$ ist meist unbekannt. Daher muss die Fehlklassifikationsrate mittels $R(d)$ geschätzt werden.

$$R(d) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \mathcal{X}(d(x_n) \neq j_n) \quad (5.2)$$

Zu beachten ist, dass $R(d)$ nur mit Hilfe der Trainingsdatensätze berechnet wird.

Die allgemeine Struktur eines Klassifikationsbaumes zeigt Bild 5.1. Jeder Knoten t ist eine Teilmenge von X . Für den Wurzelknoten t_1 gilt $t_1 = X$. Der CART-Algorithmus lässt sich als binäre rekursive Aufteilung beschreiben. Er ist binär, da die Personengruppen in den

jeweiligen Knoten (den sogenannten „Vaterknoten“) nur in zwei unterschiedliche Gruppen (den sogenannten „Kindern“) aufgeteilt werden können. Er ist rekursiv, da bis auf die Endknoten, die dadurch entstandenen „Kinder“ selbst wiederum durch eine Aufteilungs-Regel (bzw. Splitting-Regel) in zwei Teile getrennt werden können. Dadurch ist jeder Knoten des Baumes, bis auf den Wurzelknoten t_1 und die Endknoten, gleichzeitig Vater- und Kinderknoten. Das **Knotenverhältnis** $p(j|t)$ am Knoten t_n ist dabei das Verhältnis von $x_n \in t$ mit $j_n = j$ zu der Anzahl aller Objekte in einem Knoten. Es gilt

$$p(1|t) + \dots + p(J|t) = 1 \quad (5.3)$$

Ist t ein Endknoten, dann bezeichnet $p(t)$ das Verhältnis der Anzahl der Fälle in t zur Gesamtzahl N an Fällen.

5.3.2.1 Splitting

Entscheidend für eine hohe Klassifizierungsgüte ist die Wahl des Splitting-Zeitpunktes. Um diesen optimal ermitteln zu können wird ein Standardsatz \mathcal{Q} aller binären Fragen bzw. Splitting-Regeln nach folgendem Prinzip definiert.

1. Jeder *Split* hängt nur vom Wert einer Einflussgröße x_m ab.
2. Für jede geordnete oder stetige Variable x_m beinhaltet \mathcal{Q} alle Fragen der Form $\{\text{Ist } x_m \leq c?\}$ für alle c in $(-\infty, \infty)$.
3. Ist x_m kategorial und nimmt Werte in (b_1, \dots, b_L) an, dann bildet sich \mathcal{Q} aus allen Fragen der Form $\{\text{Ist } x_m \in S?\}$ wobei S aus allen Teilmengen von (b_1, \dots, b_L) besteht.

Kann die jeweilige Frage mit „ja“ beantwortet werden, wird ein Fall x_n nach t_l , ansonsten nach t_r klassifiziert. Eine Abfrage $q \in \mathcal{Q}$ teilt also t in rechte und linke Knoten mit den jeweiligen Proportionen p_l und p_r auf.

Entscheidend bei jedem Split ist die Wahl jener binären Aufteilung an jedem „Vaterknoten“ welche die entstehenden Kinderknoten homogener bzw. „reiner“ bzgl. der Knotenverhältnisse $p(j|t)$ macht als den Vaterknoten selbst. Basis dafür ist die Existenz einer Unreinheitsfunktion.

Die **Unreinheitsfunktion** Φ ist auf allen J -Tupeln von Zahlen (p_1, \dots, p_J) mit $p_j \geq 0$ und $\sum p_j = 1$, mit folgenden Eigenschaften definiert:

1. Φ ist maximal im Punkt $(\frac{1}{J}, \dots, \frac{1}{J})$
2. Φ ist minimal in den Punkten $(1; 0; \dots; 0) = \dots = (0; \dots; 0; 9; 1)$
3. Φ ist symmetrisch in $p_1 \dots, p_J$

Das **Unreinheitsmaß** $i(t)$ am Knoten t_n ergibt sich demnach zu

$$i(t) = \Phi(p(1|t), \dots, p(J|t)) \quad (5.4)$$

und ist am größten, wenn alle Klassen an einem Knoten gleich oft vorhanden sind und am kleinsten, wenn ein Knoten nur eine Klasse enthält. In der Literatur werden diverse Unreinheitsmaße aufgeführt und diskutiert. Im Rahmen dieser Arbeit wird der am häufigsten verwendete **Giniindex** verwendet [176, 206, 211].

$$i(t) = \sum_{i \neq j} (p(i | t)p(j | t)) = 2 \cdot p(1 | t) \cdot (1 - p(1 | t)) \quad (5.5)$$

Der Giniindex drückt im binären Klassifikationsfall – Systemreaktion tolerierbar vs. nicht tolerierbar – anschaulich die Wahrscheinlichkeit aus, dass ein Objekt der Klasse j im Knoten t falsch klassifiziert wird.

Die Unreinheit des gesamten Entscheidungsbaumes T mit der Anzahl seiner Endknoten \tilde{T} definiert sich durch:

$$I(T) = \sum_{t \in \tilde{T}} i(t)p(t) := \sum_{t \in \tilde{T}} I(t) \quad (5.6)$$

Aus allen $q \in \mathcal{Q}$ -Splits an einem Endknoten wird der Split s ausgewählt, der die Unreinheit des Vaterknotens und damit auch des gesamten Baumes minimiert.

$$s = \max_{q \in \mathcal{Q}, t \in \tilde{T}} \Delta I(q, t) = \max_{q \in \mathcal{Q}, t \in \tilde{T}} [i(t) - p_l i(t_l) - p_r i(t_r)]p(t) \quad (5.7)$$

5.3.2.2 Pruning

Pruning bezeichnet das „Zuschneiden“ eines Entscheidungsbaumes mit dem Ziel einer maximalen Erkennungs- bzw. Klassifizierungsrate. Grund hierfür ist die Überanpassung (Overfitting) des Entscheidungsbaumes, die mit steigender Komplexität zu-, die Klassifizierungsgüte abnimmt. Die Erkennungsrate wird üblicherweise durch Kreuzvalidierung oder mittels der OOB-Fehlerrate (**Out-of-bag**) ermittelt, siehe Kapitel 5.3.5.

Entscheidend für die Qualität der Klassifikation ist die Größe des Baumes. Dabei muss geklärt werden, wann ein Knoten als Endknoten klassifiziert wird und nicht mehr weiter aufgeteilt wird. Der Ansatz eines festen Abbruchkriteriums für alle Knoten führt überwiegend zu schlechten Klassifizierungsergebnissen. Aus diesem Grund wurde von Breiman [206–209] das sogenannte **Pruning** eingeführt. Dabei wird zunächst ein sehr großer Baum generiert, der im Folgenden soweit zugeschnitten wird, dass die überflüssigen Zweige, die keinen Einfluss auf die Klassifizierung haben, entfernt werden.

Die Klassenzuweisungsregel

$$j^*(t) = \max_j p(j | t) \quad (5.8)$$

besagt, dass jedem Endknoten $t \in \tilde{T}$ diejenige Klasse zugewiesen wird, die am häufigsten in ihr vertreten ist. Bei Gleichverteilung erfolgt eine willkürliche Zuordnung.

Dadurch lässt sich eine Schätzung $r(t)$ bzw. $R(T)$ für die **Fehlklassifikationsraten** an einem Knoten bzw. an einem gesamten Baum treffen.

$$r(t) = 1 - \max_j p(j | t) \quad (5.9)$$

$$R(T) = \sum_{t \in \tilde{T}} r(t)p(t) \quad (5.10)$$

Der Baum T_{max} wird dabei so stark geteilt, bis die Knoten entweder sehr klein oder sehr rein sind. Durch sukzessives Zuschneiden geeigneter Zweige aus T_{max} werden eine Reihe von Unterbäumen T'

$$T' \preceq T_{max} \quad (5.11)$$

Für jeden Unterbaum $T' \preceq T_{max}$ ist seine Komplexität durch $|\tilde{T}|$, also der Anzahl seiner Endknoten definiert. Mit dem Komplexitätsparameter $\alpha \geq 0$ lautet das **Komplexitätsmaß** $R_\alpha(T)$ für jeden Unterbaum T

$$R_\alpha(T) = R(T) + \alpha |\tilde{T}| \quad (5.12)$$

Das Komplexitätsmaß eines jeden Baumes setzt sich somit aus der Schätzung seiner Fehlklassifikationsrate (bzgl. des Trainingsdatensatzes) und einem Bestrafungsterm für eine hohe Komplexität zusammen. Für jeden Wert von α lässt sich ein Unterbaum $T(\alpha) \preceq T_{max}$ bestimmen, der $R_\alpha(T)$ minimiert. Ist α sehr klein, so wird die Anzahl der Knoten kaum bestraft und somit der Baum $T(\alpha)$ recht groß. Für wachsendes α geht $T(\alpha)$ von T_{max} nach t_1 . Mit wachsendem α erhält man dadurch eine Folge von optimalen Unterbäumen $T_{max} \succeq T_1 \succeq T_2 \succeq \dots \succeq \{t_1\}$.

5.3.3 Random Forest RF

Der Random Forest-Algorithmus basiert auf den in Kapitel 5.3.2 dargestellten Entscheidungsbäumen CART. Dabei wird nicht nur ein einzelner Entscheidungsbaum erzeugt, sondern B verschiedene. Diese ergeben im Gegensatz zum CART-Algorithmus einen Wald, der als Klassifikator genutzt wird. So klassifiziert jeder Baum aus dem Wald eine Beobachtung X_{neu} . Die Klasse mit den meisten Stimmen aus dem Wald entspricht der Klassifikation Y_{neu}^{pred} .

$$Y_{neu}^{pred} = \underset{1 \leq j \leq J}{\operatorname{argmax}} \left(\sum_{b=1}^B \mathbb{1}_{[Y_{neu}^{pred(b)} = j]} \right) \quad (5.13)$$

B ... Anzahl der Bäume im Wald
 $Y_{neu}^{pred(b)}$... Klassifikation mit Baum b

Die Erzeugung eines einzelnen Entscheidungsbaumes im Random Forest erfolgt im Gegensatz zum CART Algorithmus mit gewissen zufälligen (**randomisierten**) Einschränkungen. Diese werden für alle Bäume des Waldes unabhängig voneinander und mit der gleichen Verteilung (I) erzeugt. Eine Übersicht, Bewertung und Empfehlung zur Wahl der optimalen Methode findet sich in [206–209].

5.3.4 Feature Importance

Neben der eigentlichen Klassifizierung kann durch die Anwendung von Random Forest auf große Datenmengen mit vielen Merkmalen auch die Wichtigkeit der einzelnen Merkmale – Feature Importance – auf die Klassifizierung ermittelt werden. Dazu wird eine bestimmte Menge an Testsamples mit Hilfe eines Baumes klassifiziert und die Anzahl der richtigen Klassifizierungen ermittelt. Im nächsten Schritt werden die Daten eines Merkmales p im gleichen Testsample zufällig vermischt und erneut eine Klassifizierung mit demselben Baum

durchgeführt. Der Mittelwert der Differenzen zwischen den richtigen Klassifizierungen der ursprünglichen und der Merkmal-p-permutierten Samples ergibt die Feature Importance des Merkmals p.

$$\begin{aligned} ((X_{1b}, Y_{1b}), \dots, (X_{Mb}, Y_{Mb})) & \dots \text{ Testsamples von Baum } b & (5.14) \\ Y_{m_b, p\text{-perm}}^{\text{pred}(b)} & \dots \text{ Klassifikation von } X_{m_b} \text{ mit Baum } b, \\ & \text{ mit Vermischung des Merkmals } p. \end{aligned}$$

$fi(p)$... Wichtigkeit des Merkmals p

$$Pred_{orig}^{\text{correct}}(b) := \sum_{m_b=1_b}^{M_b} \mathbb{1}_{[Y_{m_b} = Y_{m_b}^{\text{pred}(b)}]} \quad (5.15)$$

$$Pred_{p\text{-perm}}^{\text{correct}}(b, p) := \sum_{m_b=1_b}^{M_b} \mathbb{1}_{[Y_{m_b} = Y_{m_b, p\text{-perm}}^{\text{pred}(b)}]} \quad (5.16)$$

$$fi(p) := \frac{1}{B} \sum_{b=1}^B (Pred_{orig}^{\text{correct}}(b) - Pred_{p\text{-perm}}^{\text{correct}}(b, p)) \quad (5.17)$$

Die Feature Importance des Merkmals $fi(p)$ gibt an, welche der Merkmale den entscheidenden Einfluss auf die Klassifizierung haben. Dies ist bei Problemstellungen mit einer hohen Zahl an Merkmalen hilfreich. Somit können Merkmale, die eine geringe Feature Importance aufweisen, aus der Klassifizierung entfernt werden, um die Berechnung des Random Forest effizienter und genauer zu machen. Bei der Fragestellung, welche objektiven Größen maßgeblich sind für die Bewertung der Systemreaktion von Überlagerungssystemen, können damit die wesentlichen Größen ermittelt werden.

5.3.5 OOB-Fehler

Die Ermittlung der Fehlerrate im Random-Forest Algorithmus erfolgt durch die Berechnung des OOB-Fehlers (**Out-of-bag**). Die OOB-Daten sind die Daten der Trainingsdaten, die nicht zur Konstruktion der Bäume verwendet werden. Zur Berechnung des OOB-Fehlers werden die OOB-Daten mit den erzeugten Bäumen aus den Trainingsdaten klassifiziert. Der OOB-Fehler berechnet sich anschließend aus dem Verhältnis der Anzahl der falsch klassierten Daten zur Anzahl der Trainingsdaten, siehe auch [212].

$$Y_n^{\text{pred}(\text{OOB})} = \operatorname{argmax}_{j=1, \dots, J} \left(\sum_{b=1}^B \mathbb{1}_{[Y_n^{\text{pred}(b)} = j]} \cdot \mathbb{1}_{n \in \text{OOB}} \right) \quad (5.18)$$

$$ErrorRate_{\text{OOB}} = \frac{\sum_{n=1}^N \mathbb{1}_{[Y_n^{\text{pred}(\text{OOB})} \neq Y_n]}}{N} \quad (5.19)$$

$Y_n^{\text{pred}(\text{OOB})}$... finale OOB-Klassifikation für Sample n

B ... Anzahl der Bäume im Wald

$Y_n^{\text{pred}(b)}$... Klassifikation von X_n durch Baum b

OOB_b ... OOB-Daten von Baum b

Die OOB-Fehlerrate stellt im Random Forest das entscheidende Maß für die Güte der Klassifikation dar.

5.4 Analyse und Prädiktion der Fahrerurteile durch Random Forest

Im Folgenden wird die Analyse und Objektivierung der subjektiven Bewertung der Systemreaktion von Überlagerungslenksystemen im Fehlerfall durch einen Random Forest Klassifikator behandelt. Dies gliedert sich in vier Teile. Zunächst werden objektive Kennparameter sowohl aus Fahrzeug- als auch aus Fahrersicht nach Henze [149] eingeführt und vorgestellt. Die Random Forest-Implementierung auf der Basis des von Breiman [206–209, 213] entwickelten Algorithmus und Vorstellung diverser Klassifizierungsszenarien ist Bestandteil des zweiten Teils. Abschließend werden die Kennparameter ermittelt, die wesentlich für die subjektive Einschätzung der Systemreaktion von Lenksystemstörungen sind und objektive Grenzwerte angegeben.

5.4.1 Implementierung des Random Forest-Algorithmus

5.4.1.1 Merkmalsextraktion subjektiver und objektiver Daten

Etablierte Ansätze zur Objektivierung subjektiver Bewertungen basieren weitestgehend auf fahrzeugspezifischen Kennparametern. Diese werden in Korrelations- und Regressionsanalysen in Bewertungsalgorithmen überführt, die eine abschließende Prognose der subjektiven Bewertung ermöglichen sollen. In neueren Veröffentlichungen, z.B. [73, 149] werden auch fahrerspezifische Kennparameter als Bewertungsgrößen herangezogen, die das Gesamtsystem Fahrer-Fahrzeug beschreiben und für spezielle Fahrsituationen gelten. Die Ausnahme stellt die Arbeit von Henze [149] dar, in der Kennparameter aus dem identifizierten Fahrerverhalten in Korrelation mit den abgegebenen Subjektivbeurteilungen gesetzt und diese den fahrzeugspezifischen Bewertungsgrößen gegenübergestellt werden. Henze konnte mit dieser Vorgehensweise sehr gute Ergebnisse in der Vorhersage des subjektiven Urteils aus objektiven fahrerspezifischen Kennparametern vorweisen.

Da die fahrdynamische Auswirkung und Bewertung von Systemfehlern eines Überlagerungslenksystems maßgeblich vom Fahrerverhalten abhängig ist, werden im Weiteren neben den fahrzeugspezifischen Kennwerten vor allem auch fahrerspezifische Kennwerte untersucht und bewertet. Auf der Basis der von Henze angegebenen und entwickelten fahrerspezifischen Kennparameter, sowie den aus der Literatur bekannten fahrzeugspezifischen Kennparametern erfolgt im Folgenden die Identifikation der Feature Importance auf das Subjektivurteil, sowie die Klassifizierung mittels Random Forest.

Fahrzeugspezifische Kennparameter

Die fahrzeugspezifischen Kennparameter umfassen die wesentlichen Bereiche des (quasi-)stationären und dynamischen Fahrzeugverhaltens, siehe Tabelle 5.1. Diese sind nach den normativen Vorgaben für (quasi-)stationäre Kreisfahrt, Lenkwinkelsprung und Bestimmung des Frequenzganges für alle Versuchsfahrzeuge A-D ermittelt worden. Zusätzlich sind die Kennwerte des Lenkwinkelsprungs analog der jeweiligen Testszenarien der Probandenstudie geschwindigkeits- und fehlerabhängig ausgewertet worden. Basis bilden die Kennwerte in den Fahrzeugen A-D bei einem fehlerbedingten Radlenkwinkel von $0,5^\circ$ bei fixiertem Lenkrad.

Fahrzeug-Kennparameter	
[01] Lenkwinkel/Schwimmw.-gradient/Lenkübers. []	[02] Richtungshaltungskoeffizient [1/m]
[03] Unter/ Übersteuergradient [$^{\circ}/(\text{m}/\text{s}^2)$]	[04] Lenkmoment/Querbeschl.-gradient [$\text{Nm}/(\text{m}/\text{s}^2)$]
[05] Eigenlenkkoeffizient [$^{\circ}/(\text{m}^2/\text{s}^2)$]	[06] Lenkmoment/Lenkwinkelgradient [$\text{Nm}/^{\circ}$]
[07] Schwimmwinkel/Querbeschl.-gradient [$^{\circ}/(\text{m}/\text{s}^2)$]	[08] Wankwinkel/Querbeschl.-gradient [$^{\circ}/(\text{m}/\text{s}^2)$]
[09] Lenkwinkel/Schwimmw.-gradient []	[10] Wankwinkel/Lenkwinkelgradient []
[11] Lenkwinkel/Querbeschl.-gradient [$^{\circ}/(\text{m}/\text{s}^2)$]	[12] Char. Fahrgeschwindigkeit [m/s]
Fahrzeug-Kennparameter aus Lenkwinkelsprung	
[13] Stat. Gierverstärkung [1/s]	[14] Peak-Response-Time Giergeschwindigkeit [s]
[15] 90%-Ansprechzeit Giergeschwindigkeit [s]	[16] Überschwingweite Giergeschwindigkeit [%]
[17] Stat. Querbeschl.-verstärkung [$(\text{m}/\text{s}^2)/^{\circ}$]	[18] Peak-Response-Time Querbeschleunigung [s]
[19] 90%-Ansprechzeit Querbeschleunigung [s]	[20] Überschwingweite Querbeschleunigung [%]
[21] Stat. Schwimmwinkel [$^{\circ}$]	[22] Stat. Schwimmwinkelverstärkung [$^{\circ}/\text{s}$]
[23] Peak-Response-Time Schwimmwinkel [s]	[24] 90%-Ansprechzeit Schwimmwinkel [s]
[25] Überschwingweite Schwimmwinkel [%]	[26] TB-Wert [s°]
[27] Stat. Wankwinkel/Lenkwinkel []	[28] Peak-Response-Time Wankwinkel [s]
[29] 90%-Ansprechzeit Wankwinkel [s]	[30] Überschwingweite Wankwinkel [%]
[31] Stat. Lenkmomentverstärkung [$\text{Nm}/^{\circ}$]	
Fahrzeug-Kennparameter aus Frequenzfunktion	
[32] Gierverstärkung [1/s]	[33] Gierüberhöhung [%]
[34] Gierüberhöhung (log.) [dB]	[35] Äquivalente Verzögerungszeit Giergeschw. [s]
[36] Äquivalente Frequenz Giergeschw. [Hz]	[37] Grenzfrequenz Giergeschw. [Hz]
[38] Querbeschl.-verstärkung [$(\text{m}/\text{s}^2)/^{\circ}$]	[39] Grenzfrequenz Giergeschw. [Hz]
[40] Querbeschl.-überhöhung [%]	[41] Querbeschl.-überhöhung (log.) [dB]
[42] Äquivalente Verzögerungszeit Querbeschl. [s]	[43] Äquivalente Frequenz Querbeschl. [Hz]
[42] Grenzfrequenz Querbeschl. [Hz]	[43] Schwimmwinkelverstärkung []
[44] Schwimmwinkelüberhöhung [%]	[45] Schwimmwinkelüberhöhung (log.) [dB]
[46] Äquivalente Verzögerungszeit Schwimmw. [s]	[47] Äquivalente Frequenz Schwimmw. [Hz]
[48] Grenzfrequenz Schwimmw. [Hz]	[49] Wankwinkelverstärkung []
[50] Wankwinkelüberhöhung [%]	[51] Wankwinkelüberhöhung (log.) [dB]
[52] Äquivalente Verzögerungszeit Wankwinkel [s]	[53] Äquivalente Frequenz Wankwinkel [Hz]
[54] Grenzfrequenz Wankwinkel [Hz]	[55] Lenkmomentverstärkung [$\text{Nm}/^{\circ}$]
[56] gem. Differenz der Phasenverschiebung [$^{\circ}$]	
Fahrzeug-Kennparameter situations-/fehlerabhängig	
[57] Betrag des max. Lenkmoment [Nm]	[58] Lenkmomentverstärkung [$\text{Nm}/^{\circ}$]
[59] Lenkmomentgradient [Nm/s]	[60] Betrag der max. Gierrate [$^{\circ}/\text{s}$]
[61] Betrag der max. Gierbeschleunigung [$^{\circ}/\text{s}^2$]	[62] Betrag der max. Querbeschleunigung [m/s^2]
[63] Betrag der max. Wankrate [$^{\circ}/\text{s}$]	[64] Betrag des max. Schwimmwinkel [$^{\circ}$]
[65] Betrag der max. Spurabweichung [m]	[66] Fahrzeuggeschwindigkeit [km/h]

Tabelle 5.1: Übersicht objektiver fahrzeugspezifischer Kennparameter, die bei der Klassifizierung der subjektiven Daten zur Bewertung der Systemreaktion von Überlagerungslenksystemen verwendet werden, siehe [149, 151]

Fahrerspezifische Kennparameter

Die fahrerspezifischen Kennparameter zur Abbildung des Fahrerhaltens lassen sich in zwei Gruppen untergliedern. Diese sind zum einen regelungstheoretische Modellgrößen, die sich aus einer Parameteridentifikation ergeben sowie zum anderen Kennparameter der Fahrer-

regelung im Frequenzbereich. Die theoretischen Grundlagen zur Bildung dieser Kennwerte sind in der Literatur, z.B. [73, 149, 151] bekannt und werden daher hier nicht im Detail erläutert. Eine Zusammenfassung der potenziellen fahrerspezifischen Objektivierungskriterien zeigt Tabelle 5.2.

Fahrer-Kennparameter	
[67] Verstärkung (Frequenzgang) [rad/m]	[68] log. Verstärkung (Frequenzgang) [dB]
[69] Betrag bei Schnittfrequenz [rad/m]	[70] Amplitudenanhb. bei Schnittfrequenz [%]
[71] log. Betrag bei Schnittfrequenz [dB]	[72] log. Amplitudenanhb. bei Schnittfrequenz [dB]
[73] Phase bei Schnittfrequenz [rad]	[74] Betrag bei 3dB-Amplitudenanhb. [rad/m]
[75] 3dB-Amplitudenanhb. [%]	[76] log. Betrag bei 3dB-Amplitudenanhb. [dB]
[77] log. 3dB-Amplitudenanhb. [dB]	[78] Phase bei 3dB-Amplitudenanhb. [rad]
[79] Frequenz bei 3dB-Amplitudenanhb. [Hz]	[80] Äq. Zeitkonst. bei 3dB-Amplitudenanhb. [s]
[81] Betrag bei max. Phasenanhbg. [rad/m]	[82] Amplitudenanhb. bei max. Phasenanhbg. [%]
[83] log. Betrag bei max. Phasenanhbg. [dB]	[84] log. Amplit.-anhb. bei max. Phasenanhbg. [dB]
[85] max. Phasenanhbg. [rad]	[86] Frequenz bei max. Phasenanhbg. [Hz]
[87] Äq. Zeitkonst. bei max. Phasenanhbg. [s]	[88] Betrag bei Phasennulldurchgang [rad/m]
[89] Amplit.-anhb. bei Phasennulldurchgang [%]	[90] log. Betrag bei Phasennulldurchgang [dB]
[91] log. Amplit.-anhb. bei Ph.-nulldurchgang [dB]	[92] Frequenz bei Phasennulldurchgang [Hz]
[93] Äq. Zeitkonst. bei Phasennulldurchgang [s]	[94] Betrag bei Eckfrequenz [rad/m]
[95] Amplitudenanhb. bei Eckfrequenz [%]	[96] log. Betrag bei Eckfrequenz [dB]
[97] log. Amplitudenanhb. bei Eckfrequenz [dB]	[98] Phase bei Eckfrequenz [rad]
[99] Eckfrequenz [Hz]	[100] Äq. Zeitkonst. bei Eckfrequenz [s]
[101] Amplitudenanstieg nach Eckfrequenz [dB/dek]	[102] Verstärkung [rad/m]
[103] log. Verstärkung [dB]	[104] Vorausschauzeit [s]
[105] Totzeit [s]	[106] Verzögerungszeit 1.Ordnung [s]
[107] Vorausschaulänge [m]	[108] Verstärkung Vorausschauzeit [rad/m·s]
[109] log. Verstärkung Vorausschauzeit [dB·s]	[110] Verstärkung Vorausschaulänge [rad]
[111] log. Verstärkung Vorausschaulänge [dB·m]	

Tabelle 5.2: Übersicht objektiver fahrerspezifischer Kennparameter, die bei der Klassifizierung der subjektiven Daten zur Bewertung der Systemreaktion von Überlagerungslenksystemen verwendet werden, siehe [149]

Die objektiven Daten, siehe auch Tabelle 5.1, werden zur Gewährleistung der inter- und intraindividuellen Vergleichbarkeit ab dem Zeitpunkt der Systemstörung t_0 bis eine Sekunde danach t_1 ausgewertet. Die Messwerte werden offset-bereinigt und um Störanteile gefiltert. Die Identifikation der fahrerspezifischen Daten im Frequenzbereich orientiert sich an den gegebenen Fahrmanöverdimensionen. Der Auswertungsbereich wurde in Abhängigkeit einer stationären fahrdynamisch stabilen Manöverein- und -ausfahrt gewählt.

Subjektive Kennparameter

Die in den Probandenstudien erhobenen subjektiven Bewertungen nach Neukum und Krüger, siehe auch Bild 4.5, werden den entsprechenden objektiven fahrzeug- und fahrerspezifischen Daten zugeordnet und zur Vereinfachung der Verarbeitung wie folgt geclustert.

$$Y = \begin{cases} 0, & \text{falls } n < 7 \text{ (Systemreaktion tolerierbar)} \\ 1, & \text{falls } n \geq 7 \text{ (Systemreaktion nicht tolerierbar)} \end{cases} \quad (5.20)$$

5.4.1.2 Beschreibung der Datensätze

Im Rahmen der durchgeführten Probandenstudien werden ein Test-, Trainings- und Validierungsdatensatz erzeugt. Dabei bezeichnen \mathbb{A} , \mathbb{B} , \mathbb{C} und \mathbb{D} die Menge der entsprechenden Datensätze der Fahrzeuge A-D.

- Testdatensatz, zur Ermittlung der Feature Importance (N=4000 Manöverdurchfahrten)

$$\mathcal{L}_{Test} = \{\mathbb{A}_{Test} \subseteq \mathbb{A}; \mathbb{B}_{Test} \subseteq \mathbb{B}; \mathbb{C}_{Test} \subseteq \mathbb{C}; \mathbb{D}_{Test} \subseteq \mathbb{D}\} \quad (5.21)$$

- Trainingsdatensatz zur Generierung des Random Forest (N=4000 Manöverdurchfahrten)

$$\mathcal{L}_{Train} = \{\mathbb{A}_{Train} \subseteq \mathbb{A}; \mathbb{B}_{Train} \subseteq \mathbb{B}; \mathbb{C}_{Train} \subseteq \mathbb{C}\} \quad (5.22)$$

- Validierungsdatensatz zum Nachweis der Klassifizierungsgüte (N=12365 Manöverdurchfahrten)

$$\mathcal{L}_{Val} = \{\mathbb{A}_{Val} = \mathbb{A}; \mathbb{B}_{Val} = \mathbb{B}; \mathbb{C}_{Val} = \mathbb{C}; \mathbb{D}_{Val} = \mathbb{D}\} \quad (5.23)$$

Für die Test- und Trainingsdatensätze wird pro Fahrzeug eine N=4000 Datensätze umfassende Teilmenge des Gesamtdatensatzes verwendet. Der Validierungsdatensatz umfasst die in den Probandenstudien komplett erhobenen Datensätze (N=12365 Manöverdurchfahrten). Die Teilmengen werden mittels Bootstrapping² gewonnen. Jeder der Datensätze enthält 111 objektive Daten, die zur Klassifizierung und Erklärung des subjektiven Urteils zur Systemreaktion herangezogen werden, siehe auch Tabelle 5.1 und 5.2. Als Zielvariable in den Datensätzen wird die binäre Variable „Systemreaktion“ verwendet:

- **Systemreaktion = 0** bedeutet, dass die Systemreaktion als **tolerierbar** angesehen und klassifiziert werden muss.
- **Systemreaktion = 1** bedeutet, dass die Systemreaktion als **nicht tolerierbar** angesehen und klassifiziert werden muss.

5.4.2 Klassifikationsszenarien

Im Folgenden werden die analysierten Klassifikationsszenarien aufgeführt. Diese sind gewählt, um in einem ersten Schritt eine umfassende Aussage über den Einfluss – Feature Importance – der ausschlaggebenden objektiven Daten auf das subjektive Urteil zu erhalten (Szenario 1). Im Weiteren erfolgt die Erzeugung eines Random Forest Klassifikators mit den wesentlichen objektiven Bewertungsgrößen (Szenario 2) und Validierung der Ergebnisse (Szenario 3).

5.4.2.1 Szenario 1 - Ermittlung der Feature Importance

Im Klassifikationsszenario 1 erfolgt die Ermittlung der manöver-, fehler- und fahrzeugabhängigen Feature Importance objektiver Merkmale auf die subjektive Bewertung und Reduzierung auf die Wesentlichen (Feature Selection). Dazu werden alle Fahrzeuge A-D unter den in Tabelle 5.4 angegebenen Fahrmanövern und Fehlerlatenzzeiten analysiert.

²Statistische Methode, bei der auf der Basis einer Stichprobe durch Resampling n-Statistiken berechnet werden.

Szenario 1.1

Überprüfung des **Fahrzeug-, Fahrmanöver- und Fehlerbildeinflusses** auf Unterschiede in den urteilsrelevanten objektiven Kennparametern. Die Feature Importance wird für jedes Fahrzeug und -manöver separat ermittelt.

Szenario 1.2

Überprüfung des Einflusses der in Szenario 1.1 ermittelten **fahrzeug- und fahrerspezifischen Kennparameter** auf die OOB-Fehlerrate.

5.4.2.2 Szenario 2 - Training des Random Forest

Im Szenario 2 werden Random Forest-Klassifikatoren unter Berücksichtigung der unter Szenario 1 ermittelten objektiven Kriterien, die ausschlaggebend für das subjektive Fahrerurteil sind, trainiert. Das Trainingsdatenset wird aus einem Teil der Daten der Fahrzeuge A-C gewonnen, siehe Zusammenhang 5.22. Fahrzeug D wird nicht in die Trainingsmenge miteinbezogen, um im Weiteren den Nachweis zur Funktion des Random Forest zu erbringen.

5.4.2.3 Szenario 3 - Validierung und Bewertung des Random Forest

Im Szenario 3 werden die generierten Random Forests aus Szenario 2 einem Test zum Nachweis der Funktionsweise und Klassifikationsgüte unterzogen. Dabei kommen die nicht für das Training der Random Forests verwendeten Daten der Fahrzeuge A-C und der komplette Datensatz des Fahrzeug D zum Einsatz, siehe Zusammenhang 5.23.

Setup-Parameter der Klassifikationsszenarien 1-3		
ntrree	300	Anzahl der Bäume im Wald
mtry	3	Anzahl der Features die bei jeder Verästelung im Baum zufällig ausgewählt werden
ndsize	2	Mind. Anzahl der Beobachtungen in jedem Endknoten

Tabelle 5.3: Setup-Parameter zur optimalen Klassifikation mittels Random Forest

Tabelle 5.3 zeigt die für die Klassifikationsszenarien optimalen Setup-Parameter der Random Forests. Die Parameter wurden unter Berücksichtigung einer minimalen Fehlklassifikation bei minimalem Rechenaufwand experimentell bestimmt.

5.4.3 Klassifikationsergebnisse

5.4.3.1 Szenario 1 - Feature Importance und Selection

Die Analyse der Feature Importance nach dem Klassifikationsszenario 1, siehe Tabelle 5.4, zeigt die wesentlichen urteilsrelevanten fahrzeug- und fahrerspezifischen Kennwerte, sowie diverse Einflussfaktoren auf.

Szenario 1		
Klassen	2	Systemreaktion tolerierbar vs. nicht tolerierbar
Merkmale	111	Fahrer- und fahrzeugspezifische Kennparameter, siehe Tabelle 5.1 und 5.2
Fahrzeuge	4	A/B/C/D
Manöver	6	Geradeausfahrt, Kurvenfahrt, Bremsen μ -split, ISO-Spurwechsel, Untersteuernde Kurvenfahrt, ABS-Bremung
Fehlerlatenzzeiten	4	100/200/300/irreversibel [ms]

Tabelle 5.4: Datensatz des Klassifikationsszenarios 1 zur Analyse der urteilsrelevanten objektiven Kennparameter (Feature Importance FI) mittels Random Forest

Ergebnisse des Klassifikationsszenarios 1.1

In einer ersten Analyse der Feature Importance werden die in Tabelle 5.5 angegebenen fahrzeug- und fahrerspezifischen Kennwerte ermittelt. Diese spiegeln die 25 wichtigsten urteilsrelevanten Einflussgrößen der in den Tabellen 5.1 und 5.2 angegebenen Kennwerte auf das subjektive Urteil der Probanden in den einzelnen Fahrmanövern und Fehlerbildern wider. Ausgehend von den 111 fahrzeug- und fahrerspezifischen Kennparametern, die in allen vier untersuchten Fahrzeugen A-D bestimmt wurden, können die 25 urteilsrelevantesten Kennparameter in den Fahrmanövern Geradeausfahrt (GF), Kurvenfahrt (KF), ISO-Spurwechsel (ISO), Bremsen μ -split (MS), untersteuernde Kurvenfahrt (US) und ABS-Bremung (ABS) unter dem Einfluss unterschiedlicher Fehlerbilder ermittelt werden, siehe Tabelle 5.5.

Feature Importance						
Fahrmanöver Fahrzeug-Kennparameter	Fzg. A/B/C/D		ISO	Fzg. A		
	GF	KF		MS	US	ABS
[05] Eigenlenkoeffizient [$^{\circ}/(\text{m}^2/\text{s}^2)$]	0,00	0,13	0,13	0,00	0,12	0,00
Fahrzeug-Kennparameter aus Lenkwinkelsprung						
[13] Stat. Gierverstärkung [1/s]	0,19	0,22	0,23	0,21	0,14	0,22
[14] Peak-Response-Time Giergeschwindigkeit [s]	0,35	0,31	0,36	0,35	0,26	0,41
[16] Überschwingweite Giergeschwindigkeit [%]	0,28	0,34	0,29	0,26	0,06	0,35
[17] Stat. Querbeschl.-verstärkung [$(\text{m}/\text{s}^2)^{\circ}$]	0,15	0,13	0,18	0,19	0,15	0,17
[18] Peak-Response-Time Querbeschleunigung [s]	0,32	0,36	0,28	0,26	0,19	0,31
[20] Überschwingweite Querbeschleunigung [%]	0,21	0,19	0,17	0,16	0,16	0,26
[31] Stat. Lenkmomentverstärkung [$\text{Nm}/^{\circ}$]	0,13	0,09	0,14	0,17	0,15	0,21
Fahrzeug-Kennparameter aus Frequenzfunktion						
[32] Gierverstärkung [1/s]	0,41	0,43	0,37	0,39	0,16	0,42
[33] Gierüberhöhung [%]	0,24	0,21	0,31	0,24	0,16	0,27
[35] Äquivalente Verzögerungszeit Giergeschw. [s]	0,46	0,45	0,39	0,41	0,19	0,38

[36] Äquivalente Frequenz Giergeschw. [Hz]	0,24	0,31	0,27	0,29	0,17	0,21
[38] Querbeschl.-verstärkung [(m/s ²)/°]	0,36	0,37	0,31	0,32	0,11	0,39
[40] Querbeschl.-überhöhung [%]	0,23	0,31	0,28	0,34	0,12	0,31
[42] Äquivalente Verzögerungszeit Querbeschl. [s]	0,23	0,27	0,21	0,18	0,16	0,20
[43] Äquivalente Frequenz Querbeschl. [Hz]	0,20	0,17	0,16	0,18	0,11	0,22
[55] Lenkmomentverstärkung [Nm/°]	0,14	0,21	0,14	0,15	0,12	0,18
[56] gem. Differenz der Phasenverschiebung [°]	0,36	0,31	0,20	0,31	0,14	0,41
Fahrzeug-Kennparameter situations- /fehlerabhängig						
[59] Lenkmomentgradient [Nm/s]	0,25	0,24	0,23	0,28	0,11	0,32
[60] Betrag der max. Gierrate [°/s]	0,61	0,69	0,48	0,49	0,19	0,57
[62] Betrag der max. Querbeschleunigung [m/s ²]	0,53	0,48	0,37	0,51	0,17	0,42
[66] Fahrzeuggeschwindigkeit [km/h]	0,62	0,52	0,14	0,00	0,00	0,00
Fahrer-Kennparameter						
[69] Betrag bei Schnittfrequenz [rad/m]	0,96	0,91	0,93	0,94	0,71	0,92
[70] Amplitudenanbg. bei Schnittfrequenz [%]	0,83	0,79	0,72	0,84	0,66	0,73
[73] Phase bei Schnittfrequenz [rad]	0,98	0,94	0,89	0,91	0,74	0,91
[88] Betrag bei Phasenulldurchgang [rad/m]	0,61	0,73	0,51	0,48	0,35	0,53
[104] Vorausschauzeit [s]	0,63	0,56	0,34	0,51	0,28	0,53
[105] Totzeit [s]	0,23	0,36	0,29	0,36	0,16	0,38
OOB-Fehlerrate [%]	7,21	8,25	9,51	10,98	11,09	8,34

Tabelle 5.5: Übersicht der wichtigsten urteilsrelevanten objektiven Kennwerte auf die subjektive Einschätzung der Tolerierbarkeit von Systemstörungen in der Klassifikation mittels Random Forest

In Tabelle 5.5 sind die wesentlichen Ergebnisse der in Szenario 1.1 ermittelten Feature Importance inkl. der jeweiligen OOB-Fehlerrate urteilsrelevanter objektiver Kennparameter zusammengefasst. Bei der Ermittlung der Feature Importance sind die folgenden Erkenntnisse ableitbar.

- Ein **Fahrzeugeinfluss** auf Unterschiede in den urteilsrelevanten objektiven Kennparametern wie in Szenario 1.1 angegeben, ist **nicht feststellbar**.
- Ein **Fahrmanövereinfluss** auf Unterschiede in den urteilsrelevanten objektiven Kennparametern wie in Szenario 1.1 angegeben, ist bedingt **feststellbar**. Eigenlenkkoeffizient und Fahrzeuggeschwindigkeit haben in bestimmten Fahrmanövern einen Einfluss auf das Klassifikationsergebnis.
- Ein **Fehlerbildeinfluss** auf Unterschiede in den objektiven Kennparametern wie in Szenario 1.1 angegeben, ist **nicht feststellbar** (nicht dargestellt).
- Die Feature Importance nimmt von den fahrzeug- zu den fahrerspezifischen Kennwerten zu. D.h. fahrerspezifische Kennwerte sind die maßgeblichen Kennwerte bei der Klassifikation von Lenksystemstörungen. Dies deckt sich mit den Ergebnissen von Henze [149], der bei seinen Untersuchungen die höchsten Korrelationswerte im Rahmen einer Objektivierung subjektiver Fahrzeugeigenschaften durch fahrerspezifische Kennwerte nachweisen konnte.

Die erzielten Fehlerraten sind für eine zuverlässige Klassifikation sicherheitsrelevanter Systemfehler als zu hoch anzusehen. Da diese teilweise bei über 5% liegen, wird im Weiteren durch selektive Reduzierung der Merkmale (Feature Selection) eine Minimierung der Fehlerrate untersucht. Die in Tabelle 5.5 angegebenen urteilsrelevanten Merkmale werden dazu auf die 17 wichtigsten reduziert und eine erneute Berechnung der Feature Importance durch-

geführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.6 zusammengefasst. Es wird deutlich, dass die Feature Importance der verwendeten Merkmale im Vergleich zur ersten Berechnung signifikant gestiegen ist. Des Weiteren ist eine deutliche Reduzierung der OOB-Fehlerrate feststellbar. Speziell in den Fahrmanövern Geradeausfahrt (GF) und Kurvenfahrt (KF), die in allen Fahrzeugen (A-D) untersucht wurden, wird eine signifikante Minimierung deutlich. Die Feature Importance der fahrerspezifischen Kennwerte bleibt gegenüber den fahrzeugspezifischen Kennwerten unverändert hoch.

Feature Importance						
Fahrmanöver Fahrzeug-Kennparameter	Fzg. A/B/C/D		ISO	Fzg. A		
	GF	KF		MS	US	ABS
Fahrzeug-Kennparameter aus Lenkwinkelsprung						
[14] Peak-Response-Time Giergeschwindigkeit [s]	0,64	0,62	0,56	0,59	0,46	0,50
[16] Überschwingweite Giergeschwindigkeit [%]	0,58	0,57	0,53	0,49	0,32	0,47
[18] Peak-Response-Time Querbeschleunigung [s]	0,67	0,66	0,61	0,62	0,49	0,64
[20] Überschwingweite Querbeschleunigung [%]	0,52	0,51	0,48	0,44	0,35	0,39
Fahrzeug-Kennparameter aus Frequenzfunktion						
[32] Gierverstärkung [1/s]	0,71	0,73	0,67	0,63	0,41	0,69
[35] Äquivalente Verzögerungszeit Giergeschw. [s]	0,73	0,74	0,68	0,71	0,51	0,78
[38] Querbeschl.-verstärkung [(m/s ²)/°]	0,68	0,72	0,68	0,69	0,58	0,73
[56] gem. Differenz der Phasenverschiebung [°]	0,75	0,75	0,73	0,76	0,64	0,77
Fahrzeug-Kennparameter situations- /fehlerabhängig						
[59] Lenkmomentgradient [Nm/s]	0,61	0,62	0,51	0,48	0,21	0,44
[60] Betrag der max. Gierrate [°/s]	0,82	0,81	0,75	0,68	0,25	0,71
[62] Betrag der max. Querbeschleunigung [m/s ²]	0,80	0,78	0,65	0,69	0,37	0,71
[66] Fahrzeuggeschwindigkeit [km/h]	0,84	0,79	0,54	—	—	—
Fahrer-Kennparameter						
[69] Betrag bei Schnittfrequenz [rad/m]	0,98	0,95	0,97	0,95	0,71	0,96
[70] Amplitudenanhang. bei Schnittfrequenz [%]	0,89	0,85	0,83	0,87	0,61	0,86
[73] Phase bei Schnittfrequenz [rad]	0,99	0,97	0,94	0,96	0,83	0,95
[88] Betrag bei Phasennulldurchgang [rad/m]	0,84	0,88	0,71	0,53	0,46	0,71
[104] Vorausschauzeit [s]	0,71	0,61	0,46	0,62	0,31	0,68
OOB-Fehlerrate [%]	2,94	3,14	3,46	3,94	7,49	4,01

Tabelle 5.6: Übersicht der wichtigsten urteilsrelevanten objektiven Kennwerte auf die subjektive Einschätzung der Tolerierbarkeit von Systemstörungen in der Klassifikation mittels Random Forest nach der Reduzierung auf die wesentlichsten Merkmale

Random Forest als Klassifikator zur Ermittlung der wichtigsten urteilsrelevanten objektiven Kennwerte erweist sich als geeignet, so dass im Folgenden die Einzeleinflüsse der **fahrzeug- und fahrerspezifischen Kennwerte** auf die OOB-Fehlerrate untersucht werden.

Ergebnisse des Klassifikationsszenarios 1.2

Ziel des Klassifikationsszenarios 1.2 ist die Einflussanalyse der unterschiedlichen Kennwerte auf das Klassifikationsergebnis bzw. die OOB-Fehlerrate.

Dabei zeigt sich in Tabelle 5.7, dass die geringsten Fehlerraten bei der Klassifizierung nur in Verbindung fahrzeug- und fahrerspezifischer Kennwerte als Klassifizierungsmerkmale erzielt werden können. Die Fehlerraten bei der Klassifikation rein mit fahrzeugspezifischen bzw. fahrerspezifischen Kennwerten liegen deutlich darüber. In den Fahrmanövern Geradeausfahrt (GF) und Kurvenfahrt (KF) ist eine Fehlerrate $<5\%$ nachweisbar. Dies ist bei den Manövern im fahrdynamischen Grenzbereich nicht erkennbar.

Feature Importance - OOB Fehlerrate [%]						
Fahrmanöver	Fzg. A/B/C/D		ISO	Fzg. A		
	GF	KF		MS	US	ABS
Fahrzeug-Kennparameter	4,91	4,63	6,25	7,25	11,48	7,98
Fahrer-Kennparameter	3,51	3,86	5,62	4,35	6,31	4,36
Fahrer- & Fahrzeug-Kennparameter	2,94	3,14	3,46	3,94	7,49	4,01

Tabelle 5.7: Übersicht der wichtigsten urteilsrelevanten objektiven Kennwerte auf die subjektive Einschätzung der Tolerierbarkeit von Systemstörungen in der Klassifikation mittels Random Forest

In Summe zeigen sowohl fahrzeug- und fahrerspezifische Kennparameter eine sehr geringe OOB-Fehlerrate in den Fahrmanövern Geradeausfahrt und Kurvenfahrt. Auf der Basis dieser Erkenntnisse wird im folgenden Kapitel ein Random Forest trainiert, validiert und ein Ansatz untersucht, der eine vereinfachte Untersuchung der Tolerierbarkeit von Lenksystemstörungen ermöglichen soll.

5.4.3.2 Validierung des Random Forest

Die Validierung des zur Klassifizierung – tolerierbarer vs. nicht tolerierbarer Systemreaktionen – verwendeten Random Forest erfolgt auf der Basis der in Tabelle 5.6 ermittelten und aufgeführten urteilsrelevanten objektiven Kennwerten. Diese kommen im Trainingsdatensatz \mathcal{L}_{Train} , siehe auch Zusammenhang 5.22, zur Anwendung. Die weiteren trainingsrelevanten Einflussgrößen sind in Tabelle 5.8 aufgeführt.

Szenario 2 und 3		
Klassen	2	Systemreaktion tolerierbar vs. nicht tolerierbar
Merkmale	17	Fahrer- und fahrzeugspezifische Kennparameter, siehe Tabelle 5.6
Fahrzeuge	4	A/B/C/D(*)
Manöver	2	Geradeausfahrt, Kurvenfahrt

Tabelle 5.8: Übersicht des Datensatzes zum Training und Validierung eines Random Forest Klassifikators; (*)Verwendung nur zur Validierung des Random Forest

Das Training des Random Forest Klassifikators erfolgt mit den 17 fahrzeug- und fahrerspezifischen Kennwerten aus den Fahrzeugen A-C. Das Fahrzeug D wird zur späteren

Validierung des Random Forest Klassifikators verwendet und daher nicht in den Trainingsdatensatz miteinbezogen. Eine fahrzeugübergreifende Untersuchung und Bewertung von Systemstörungen von Überlagerungslenksystemen wurde nur in den Fahrzeugen A-D während Geradeaus- und Kurvenfahrt durchgeführt. Somit werden im Folgenden die Daten dieser Fahrmanöver verwendet.

Die Validierung des trainierten Random Forest erfolgt mit den nicht für das Training verwendeten Datensätzen der Fahrzeuge A-C und des kompletten Datensatzes des Fahrzeug D. Diese Daten werden in einem Validierungsdatensatz \mathcal{L}_{Val} zusammengefasst, siehe auch Zusammenhang 5.23.

Die Fehlerraten, die bei der Validierungsklassifikation des Random Forest erzielt werden, sind in Tabelle 5.9 aufgeführt. Die Validierung wurde sowohl mit den Einzeldaten der Fahrzeuge A-D als auch mit dem kompletten Datensatz aller Fahrzeuge A-D aus dem Validierungsdatensatz \mathcal{L}_{Val} durchgeführt.

Es zeigt sich, dass durchweg Fehlerraten $<5\%$ erzielt werden und somit dieser Random Forest die Vorgaben zur Absicherung von Überlagerungslenksystemstörungen erfüllt.

Fahrmanöver Geschwindigkeit [km/h]	Geradeausfahrt (GF)					Kurvenfahrt (KF)	
	50	100	150	200	250	70	150
Fehlerrate [%]							
Fahrzeug A	3,65	4,45	2,63	3,62	4,34	3,28	3,12
Fahrzeug B	2,43	4,31	4,66	4,24	4,85	3,69	3,63
Fahrzeug C	4,69	4,65	4,11	3,96	4,52	3,72	3,40
Fahrzeug D	4,82	4,35	3,99	3,45	4,28	4,91	3,72
Fahrzeug A/B/C/D	3,30	4,22	4,47	3,16	4,24	3,78	3,25

Tabelle 5.9: Übersicht der wichtigsten urteilsrelevanten objektiven Kennwerte auf die subjektive Einschätzung der Tolerierbarkeit von Systemstörungen in der Klassifikation mittels Random Forest

5.4.3.3 Ansatz zur Absicherung von Lenksystemstörungen

Im Folgenden wird ein open-loop Ansatz auf der Basis des zuvor generierten Random Forest vorgestellt und bewertet. Dieser ermöglicht die objektive Überprüfung und Qualifizierung von Überlagerungslenksystemen in einem vereinfachten Testverfahren ohne Fahrereinfluss, siehe Bild 5.2.

- Ermittlung und Identifizierung der fahrzeugspezifischen Kennwerte in den entsprechenden standardisierten Fahrmanövern.
- Stationäre Fahrzeugbewegung in den relevanten Fahrmanövern – Geradeausfahrt und Kurvenfahrt – und Geschwindigkeiten.
- Fixierung des Lenkrades und Einbringung eines irreversiblen Stellfehlers mit $0,3^\circ$ (radbezogen) durch das Überlagerungslenksystem. Die stellfehlerbedingte Lenkradbewegung des fixierten Lenkrads sollte 1° nicht überschreiten.
- Messung und Auswertung der für die Klassifizierung benötigten fahrdynamischen Kennwerte und Klassifizierung mittels des trainierten Random Forest.
- Bei einer als tolerierbar klassifizierten Systemreaktion muss die Stellfehleramplitude um $0,1^\circ$ (radbezogen) erhöht werden und die Stellfehleraufschaltung bei gegebenem Fahrmanöver und -geschwindigkeit wiederholt werden.

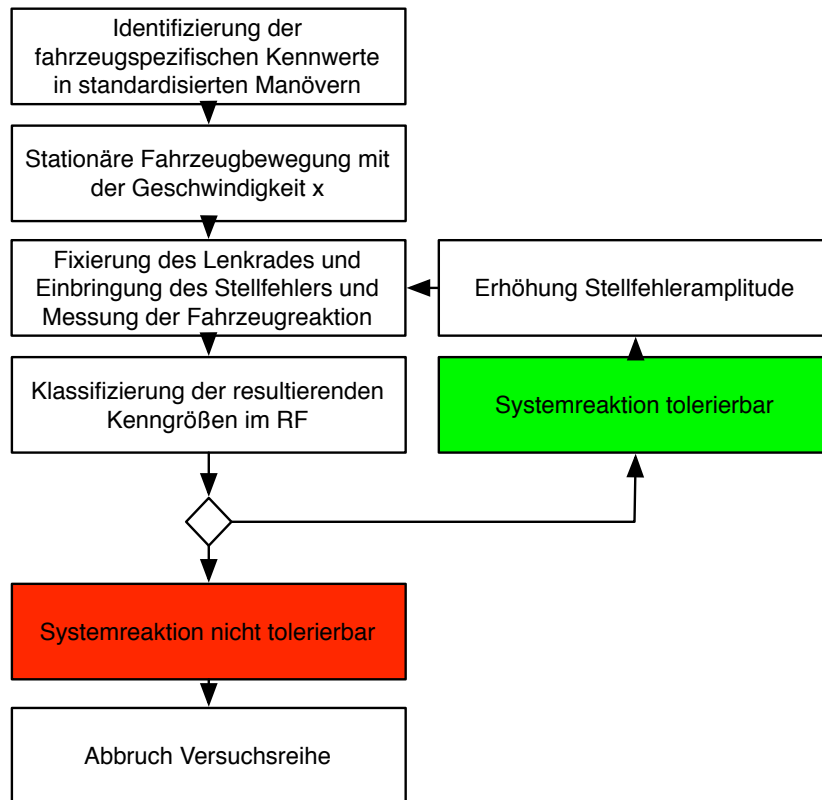


Bild 5.2: Ansatz zur Validierung der Tolerierbarkeit von Lenksystemstörungen in open-loop Manövern

- Wird die Systemreaktion auf der Basis der stellfehlerbedingten Fahrzeugreaktion als nicht tolerierbar klassifiziert, muss die Versuchsreihe abgebrochen werden.
- Als tolerierbare Systemreaktion kann damit der Stellfehler angesehen werden, dessen Fahrzeugreaktion noch als tolerierbar klassifiziert wurde.
- Dies ist für alle zu testenden Fahrmanöver und -geschwindigkeiten zu wiederholen.

Fahrzeug-Kennparameter	Fahrzeug			
	A	B	C	D
Fahrzeug-Kennparameter aus Lenkwinkelsprung				
[14] Peak-Response-Time Giergeschwindigkeit [s]	0,340	0,300	0,240	0,242
[16] Überschwingweite Giergeschwindigkeit [%]	22,97	18,82	12,53	16,34
[18] Peak-Response-Time Querbeschleunigung [s]	0,621	0,572	0,452	0,590
[20] Überschwingweite Querbeschleunigung [%]	11,36	9,62	4,63	6,34
Fahrzeug-Kennparameter aus Frequenzfunktion				
[32] Gierverstärkung [1/s]	0,271	0,297	0,324	0,304
[35] Äquivalente Verzögerungszeit Giergeschw. [s]	0,190	0,156	0,110	0,142
[38] Querbeschl.-verstärkung [(m/s ²)/°]	0,121	0,145	0,153	0,135
[56] gem. Differenz der Phasenverschiebung [°]	21,29	17,35	14,23	18,47

Tabelle 5.10: Übersicht der klassifikationsrelevanten Fahrzeug-Kennwerte als Eingangsgrößen in den Random Forest Klassifikator

Zum Nachweis der Gültigkeit des Ansatzes werden die Fahrzeuge A-D in den relevanten Fahrmanövern und -geschwindigkeiten im open-loop getestet und die Klassifikationsergebnisse aufgeführt. Dazu sind die fahrzeugspezifischen Kennwerte als Basis der Klassifizierung vorab ermittelt worden, siehe dazu Tabelle 5.10.

Alle Fahrzeuge sind im Anschluss in den Fahrmanövern Geradeausfahrt (GF) und Kurvenfahrt (KF) bei Geschwindigkeiten von 50 - 250 km/h bei fixiertem Lenkrad auf ihre Fahrzeugreaktionen hin getestet und analysiert worden. Eine Übersicht der getesteten Szenarien und Ergebnisse zeigt Tabelle 5.11.

Fahrmanöver Geschwindigkeit [km/h]	Geradeausfahrt (GF)					Kurvenfahrt (KF)	
	50	100	150	200	250	70	150
Fehlerrate [%]							
Fahrzeug A (Fehlerrate [%])	5,45	5,31	4,25	5,24	5,75	4,87	5,22
Lenkmomentgradient [Nm/s]	131	134	142	155	146	144	154
Betrag der max. Gierrate [°/s]	5,4	4,8	4,2	3,5	3,3	5,1	4,5
Betrag der max. Quereschl. [m/s ²]	1,53	1,57	1,45	1,36	1,40	1,67	1,44
Fahrzeug B (Fehlerrate [%])	4,98	5,93	5,25	5,62	5,19	4,77	5,11
Lenkmomentgradient [Nm/s]	93	98	114	126	109	124	103
Betrag der max. Gierrate [°/s]	5,8	5,3	4,6	3,9	3,6	5,4	4,6
Betrag der max. Quereschl. [m/s ²]	1,76	1,68	1,72	1,63	1,58	1,78	1,57
Fahrzeug C (Fehlerrate [%])	5,44	4,97	5,41	5,98	5,33	5,33	4,74
Lenkmomentgradient [Nm/s]	102	115	123	120	105	125	114
Betrag der max. Gierrate [°/s]	6,2	5,8	4,9	4,4	4,2	5,8	4,9
Betrag der max. Quereschl. [m/s ²]	1,82	1,76	1,94	1,79	1,68	1,78	1,74
Fahrzeug D (Fehlerrate [%])	5,01	5,34	5,35	5,88	5,28	5,70	5,55
Lenkmomentgradient [Nm/s]	96	104	117	120	109	121	107
Betrag der max. Gierrate [°/s]	5,7	5,3	4,4	4,0	3,5	5,3	4,6
Betrag der max. Quereschl. [m/s ²]	1,58	1,63	1,77	1,46	1,53	1,69	1,54

Tabelle 5.11: Übersicht objektiver fahrdynamischer Grenzwerte durch Klassifizierung mittels Random Forest, die noch als tolerierbar klassifiziert wurden.

Es zeigt sich, dass die klassifizierten fahrdynamischen Grenzwerte, zu sehen am Beispiel des Lenkmomentengradienten und dem Betrag der max. Gierrate und Quereschleunigung, in der Größenordnung der in Kapitel 4.4.2.3 Tabelle 4.18 und 4.19 ermittelten Werte liegen. Des Weiteren bewegen sich die Klassifikationsfehlerraten in Bereich der 5%, die als maximaler Fehlerwert angesehen werden muss.

Der Ansatz zur Ermittlung der maximal tolerierbaren Stellfehler von Überlagerungssystemen ist prinzipiell geeignet, um eine fahrzeugindividuelle Überprüfung vornehmen zu können. Dabei wird die maximal mögliche Systemperformance bei gleicher Gesamtsystemicherheit ausgenutzt.

5.5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel wird die Theorie von Klassifikations- und Regressionsbäumen als Basis für die Klassifikationsmethode der Random Forest erläutert und aufgezeigt, siehe Kapitel 5.3.2 und 5.3.3. Mit Random Forest - Klassifikatoren können im Gegensatz zu anderen Klassifikationsmethoden die wesentlichen Einflussmerkmale auf ein Klassifikationsergebnis ermittelt werden. Dies hat den Vorteil, dass die zu klassifizierenden Daten auf die Wesentlichen reduziert – Feature Selection – und somit die Klassifikationsfehlerrate minimiert werden kann.

Dies kommt bei der Ermittlung der subjektiven urteilsrelevanten Einflussgrößen auf die Tolerierbarkeit von Lenksystemstörungen zur Anwendung. Auf der Basis der in Kapitel 4.2 gewonnenen Daten aus Probandenuntersuchungen werden aus 111 fahrzeug- und fahrerspezifischen Kennwerten die urteilsrelevanten ermittelt, siehe Kapitel 5.4.3.1. Im Weiteren wird mit den wesentlichen Kennwerten ein Random Forest trainiert und der Funktionsnachweis geführt. Dabei zeigt sich, dass sowohl fahrzeug- als auch fahrerspezifische Kennwerte einen wesentlichen Einfluss auf das Klassifikationsergebnis haben. Das beste Ergebnis kann in der Kombination erzielt werden. Jede Kategorie – fahrer- vs. fahrzeugspezifische Kennwerte – erfüllt für sich die Anforderung an eine Klassifikationsfehlerrate $<5\%$, siehe Kapitel 5.4.3.2.

Abgeleitet aus diesen Erkenntnissen wird ein Untersuchungsansatz vorgestellt, der den Nachweis der Tolerierbarkeit von Lenksystemstörungen in einem vereinfachten Verfahren auf der Basis des trainierten Random Forest beinhaltet. Die in open-loop Manövern ermittelten Fahrzeugreaktionen aufgrund von Stellfehlern dienen als Eingangsgrößen in den Random Forest Klassifikator. Dieser ermöglicht einen fahrzeugindividuellen Nachweis der Tolerierbarkeit von Lenksystemstörungen bei geringen Klassifikationsfehlerraten, siehe 5.4.3.3.

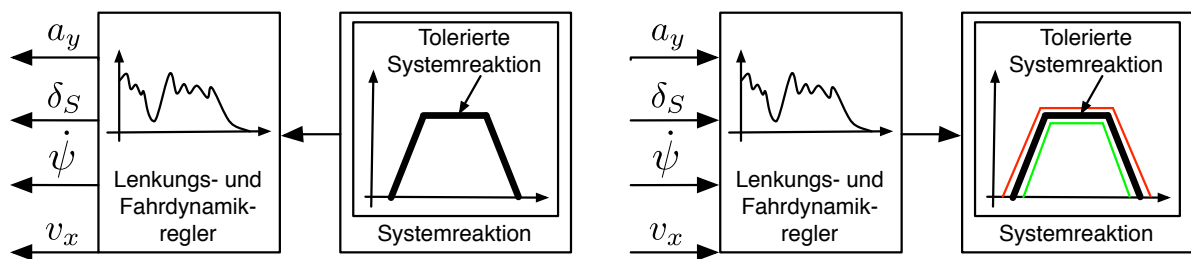
Auf der Basis der fahrerspezifischen Kennwerte ist zukünftig eine fahrer- und situationsindividuelle Anpassung der Lenksystemüberwachungsschwellen denkbar. Auf der Basis des online ermittelten Fahrerregelverhaltens können in Situationen, in denen der Fahrer eine hohe Phasenreserve aufweist und somit unempfindlicher gegenüber einem Systemfehler reagiert, die Systemleistung angehoben und das Potenzial eines Überlagerungslenkensystems maximal ausgeschöpft werden. Weist der Fahrer hingegen in seinem Regelverhalten bereits ein lenksysteminkompatibles Regelverhalten auf, wird die Systemleistung zurückgenommen. So könnten Ausfall- und Regelstrategien adaptiv an das derzeitige Fahrer- und Fahrzeugverhalten angepasst werden.

6. Modellbasierte Anforderungsanalyse durch stochastische Fahrdynamiksimulation

Ausgehend von den in Kapitel 4 und 5 ermittelten tolerierbaren Stellfehler- und Fahrdynamikgrenzwerten für Überlagerungslenksysteme werden im Weiteren Anforderungen an die Sensorik und Signaldatenaufbereitung für sicherheitsrelevante Fahrwerkregelsysteme abgeleitet. Die entwickelte Methode wird exemplarisch am Beispiel des Lenkungsreglers eines Überlagerungslenksystems dargestellt.

6.1 Problemstellung

Die Ableitung konkreter Anforderungen aus den tolerierbaren Systemreaktionen im Fehlerfall erfordert die Identifikation **mehrerer** Reglereingangsgrößen aus **einer** Reglerausgangsgröße. Diese Identifizierung kann über zwei Wege erfolgen, siehe auch Bild 6.1.



(a) Invertierung des Regelalgorithmus und direkte Ermittlung der entsprechenden Reglereingangsgrößen
(b) Ermittlung der tolerierbaren Systemreaktion mittels vollständiger Variation der Eingangsgrößen und Simulation des Reglerverhaltens

Bild 6.1: Methodiken zur Ermittlung der Reglereingangsgrößen aus den tolerierten Systemreaktionen (Reglerausgangsgrößen)

Den direkten Weg zur Ermittlung der Reglereingangsgrößen aus den tolerierten Systemreaktionen (Reglerausgangsgrößen) stellt die **Reglerinvertierung** dar. Dabei wird in der Literatur von inversen Problemen gesprochen, bei denen man von einer beobachteten Wirkung auf deren Ursache schließt [214]. Beispiel für ein inverses Problem ist die Ermittlung von Körperstrukturen aus der Rückstrahlung in einem Computertomographen. Die Lösung des inversen Problems bringt Vor- und Nachteile mit sich, die im Folgenden erläutert werden.

Vorteil eines inversen Regleransatzes:

- Direkte Ermittlung der tolerierten Reglereingangs- aus den Reglerausgangsgrößen mittels der invertierten Übertragungsfunktion.

Nachteile eines inversen Regleransatzes:

- Die Bijektivität¹ ist bei Regelsystemen oft nicht gegeben, da eine Ausgangsgröße, z.B. ein stabilisierender Teilsollwinkel, oft von mehreren Eingangsgrößen abhängig ist. Somit kann eine Reglerinvertierung nur unter konstant gehaltenen Eingangsgrößen erfolgen, um die Eineindeutigkeit (Bijektivität) der Funktion zu gewährleisten. Der Anwender bzw. Entwickler einer inversen Reglerstruktur muss über *a priori* Wissen verfügen, um die inversen Übertragungsfunktionen interpretieren und anwenden zu können. Dadurch müssen eine Vielzahl von inversen Übertragungsfunktionen modelliert werden, was zu Fehlern im Prozess führen kann, eine tiefe Kenntnis der Reglerstrukturen und umfassendes Prozesswissen vorausgesetzt. Aufgrund der hohen Anzahl an inversen Funktionen steigt bei dieser Vorgehensweise der Simulations- und Modellierungsaufwand derart, dass er beim heutigen Stand der Technik nur durch den Einsatz hoher finanzieller Mittel und erheblichem Hardwareeinsatz (Großrechnereinsatz) umgesetzt werden kann.
- Zustandsautomaten und nichtlineare Reglerstrukturen in Fahrdynamikreglern können zu Unstetigkeiten im Reglerausgang führen und erlauben somit keine Invertierung der Gesamtregelstruktur aus mathematischer Sicht.
- Änderungen in den Reglerstrukturen bzw. Parameteränderungen müssten in der Reglerinvertierung berücksichtigt werden. Der Aufwand diese bei jeder Änderung der Reglerstruktur mitzumodellieren sind diesbezüglich sehr hoch. Dies führt zu einer erheblichen Zunahme der Fehleranfälligkeit in der Modellierung und Anwendung.

Eine Invertierung und somit direkte Ableitung der Anforderungen an die Sensorik und Signaldatenaufbereitung aus den tolerierten Systemreaktionen für Überlagerungslenksysteme ist aus diesen Gründen nicht praktikabel. Es können nur direkte Verfahren eingesetzt werden, die aus der gezielten Manipulation der Eingangsgrößen die tolerierten Reglerausgangsgrößen liefern. Bisherige Simulationsverfahren, vor allem im Bereich der Fahrdynamik und Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen, sind deterministisch und können nur über die vollständige Simulation aller Variationsmöglichkeiten eine verlässliche Aussage liefern. Vorteil der deterministischen Fahrdynamiksimulation liegt in der Transparenz und Interpretierbarkeit der ermittelten Ergebnisse. Der Nachteil **deterministischer Simulationsverfahren** überwiegt aber bei der Vielzahl zu leistender Simulationsdurchläufe. Aufgrund der hohen Variantenvielfalt – Fahrsituationen, Geschwindigkeiten, Fehlerbilder, etc. – müssen teilweise tausende von Simulationsdurchläufen erfolgen, um den Ergebnisraum mit einer ausreichenden Güte abbilden zu können. Dies führt mit konventionellen Rechnersystemen mitunter zu inakzeptabel langen Simulationszeiten. Um diese zu minimieren wäre ein hoher Hardwareaufwand bzw. hohe Leistungsanforderungen an Rechner bzw. Rechnersysteme erforderlich. Dies ist in einem zeit- und kostengetriebenen Entwicklungsprozess nicht zu leisten und erweist sich als **nicht praktikabel**.

Neuere Ansätze, vor allem aus dem Bereich der Crash- und Strukturanalyse von Fahrzeugen, arbeiten mit **stochastischen Simulationsverfahren**. Die Vielzahl der Simulationsdurchläufe wird in der Form reduziert, dass keine vollständige Variation aller Simulations- und Parametervarianten durchgeführt werden. Auf der Basis einiger weniger Simulationen werden statistische Methoden verwendet, um Aussagen treffen zu können, die mit einer

¹Die Bijektivität einer Funktion ist dann gegeben, wenn $f : A \rightarrow B$ wenn es zu jedem Element $y \in B$ genau ein $x \in A$ gibt mit $y = f(x)$. Eine bijektive Funktion ist daher immer eineindeutig und hat immer eine Umkehrfunktion, ist also invertierbar.[215]

gewissen Wahrscheinlichkeit auftreten. Damit können z.B. die Auswirkungen von Toleranzschwankungen, die im Produktionsprozess auftreten, auf das Crashverhalten von Fahrzeugen in der Simulation analysiert werden, siehe z.B. [216–220]. Der wesentliche Vorteil dieser Vorgehensweise liegt in der deutlich verminderten Anzahl an Simulationen, die sich innerhalb eines überschaubaren Zeitraumes durchführen lassen.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit erstmals ein Ansatz zur modellbasierten Anforderungsanalyse mittels stochastischer Fahrdynamiksimulation entwickelt und eingesetzt.

6.2 Ansatz

Im Folgenden wird ein Simulationsansatz beschrieben, der eine modellbasierte Anforderungsanalyse aus den tolerierten Systemreaktionen mittels stochastischer Fahrdynamiksimulation ermöglicht. Ziel dieses Ansatzes ist, aus einem Minimum an Modellierungs- und Simulationsaufwand sowie minimaler Kenntnis der Reglerstrukturen und -funktionsweisen, die tolerierbaren Reglereingangsgrößen (Sensorfehlersignale) zu identifizieren.

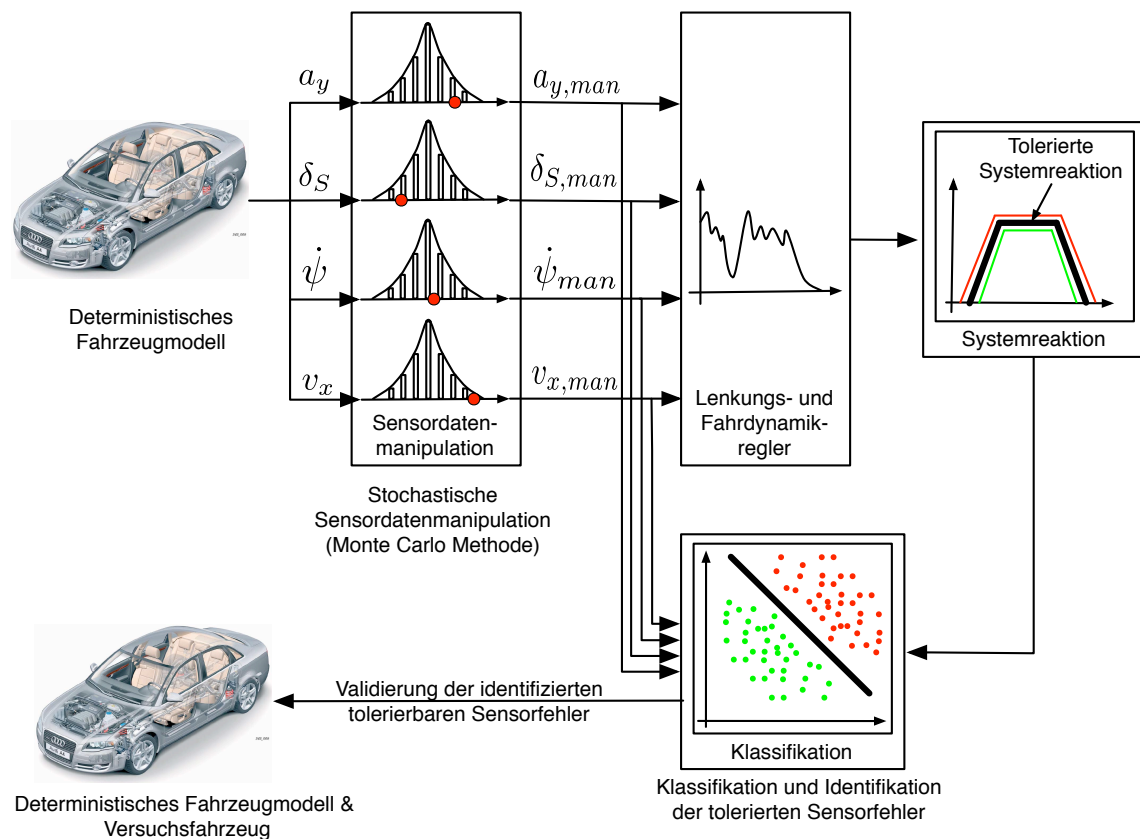


Bild 6.2: Beispielhafte Darstellung der Methode zur Ermittlung tolerierbarer Sensorfehler in der Fahrdynamikregelung

Vorgehensweise:

- 1) Aufbau eines deterministischen Fahrzeug und Aktuatormodells, das das reale Systemverhalten abbildet und die benötigten Reglereingangsgrößen mit der geforderten Güte bereitstellt, siehe Kapitel 6.4.1.

- 2) Modellierung und Integration eines Moduls zur Sensordatenmanipulation. Über dieses Softwaremodul können die vom Fahrzeug- und Aktuatormodell bereitgestellten Sensordaten gezielt verfälscht werden, siehe Kapitel 6.4.2.
- 3) Ausgehend von einem Gesamtmodell, bestehend aus Fahrzeug- und Aktuatormodell sowie des Sensordatenmanipulationsmoduls können Sensordaten in bestimmten Fahrsituationen reproduzierbar manipuliert werden. Über einen stochastischen Simulationsansatz werden sowohl unterschiedliche Fahrsituationen als auch Signalfehlerkombinationen simuliert und die daraus resultierende Systemreaktion des Lenkungs- und Fahrdynamikreglers ermittelt. Im Vergleich mit den aus den Fahrstudien bekannten und tolerierten Systemreaktionen erfolgt eine Bewertung der aus der Simulation resultierenden Systemreaktion. Durch n -Simulationen ergibt sich ein m -dimensionales Datenset aus tolerierbaren und nicht tolerierbaren Systemreaktionen, Fahrsituationen und Signalkombinationen.
- 4) Als Ergebnis der stochastischen Simulation steht ein $n \times m$ - dimensionaler Datensatz zur Verfügung. Dieser bildet einen Ausschnitt des gesamten fahrdynamischen und fahrsituativen Versuchsplanes ab. Um tolerierbare und nicht tolerierbare Fahrsituationen, Signalkombinationen und daraus resultierenden Systemreaktionen scharf voneinander zu trennen, muss im weiteren Verlauf eine Klassifikation erfolgen. Diese Identifizierung erfolgt durch Random Forest, der bereits im vorhergehenden Kapitel eingeführt wurde.
- 5) Die mittels Random Forest identifizierten Signal- und Fahrsituationskombinationen werden abschließend im Realfahrzeug validiert und bewertet, siehe Kapitel 6.6.

6.3 Grundlagen stochastischer Simulationen

Im folgenden Kapitel werden die Grundlagen stochastischer Simulationsverfahren unter der Verwendung von Monte-Carlo Algorithmen dargestellt. Diese bilden zusammen mit dem in Kapitel 5 eingeführten Random Forest die Basis für einen stochastischen Simulationsansatz zur Validierung von Fahrwerkregelsystemen, wie er in Kapitel 6.2 erläutert wird.

Technische Systeme unterliegen in der Realität gewissen Streuungen in ihrem Verhalten, was sowohl bei der Auslegung von Strukturkomponenten, siehe z.B. auch [216–220], wie auch in der Regelsystementwicklung zu Unsicherheiten in der Simulation bzw. Vorhersage des Gesamtsystemverhaltens führt. Ein Verfahren, um die resultierende Komplexität und Streuung im Systemverhalten in der numerischen Analyse bzw. Simulation zu berücksichtigen, stellt die stochastische Simulation dar, siehe auch Bild 6.3.

Realversuche unterliegen dem Einfluss von streuenden Systemeigenschaften bzw. -eingangsgrößen, z.B. schwankenden Materialkennwerten, Bauteiltoleranzen, Beanspruchungen und Versuchsrandbedingungen sowie Signal- und Sensortoleranzen und dem Faktor Mensch. Dadurch ergeben sich bei wiederholten Versuchen oft unterschiedliche Ergebnisse, siehe beispielhaft 6.3. Ein deterministisches Ergebnis, von dem in der Regel ausgegangen werden muss und auch in Simulationen erzielt wird, spiegelt die Realität nicht wider. Dies ist die Basis einer stochastischen Simulation, bei der eine Vielzahl von Versuchen bzw. Simulationen unter variierenden Eingangsgrößen und Randbedingungen durchgeführt werden und somit eine statistische Beschreibung des Problems ermöglicht. Daraus ergeben sich statistische Zusatzinformationen, wie Mittelwerte und Standardabweichungen, die eine Aussage über die Lage und Streuung der Ergebnisse aufgrund der variierenden Systemeigenschaften und Eingangsgrößen ermöglichen. Dadurch lassen sich Aussagen über die Robustheit und Zuverlässigkeit der Simulationen, sowie der untersuchten Systeme treffen. Darüberhinaus ermöglichen sto-

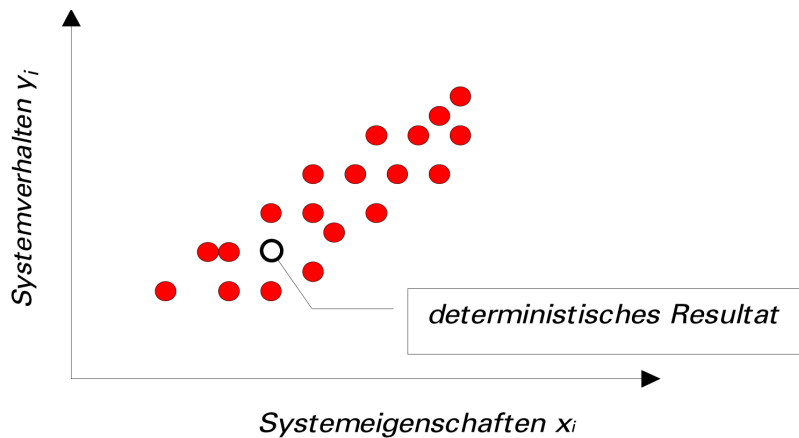


Bild 6.3: Systemverhalten von streuenden Systemeigenschaften. Entnommen aus [216], Seite 2

chastische Simulationsansätze eine umfassende Validierung von Simulationsmodellen und deren Optimierung, siehe auch [216–219, 221].

Basis für die Implementierung eines stochastischen Simulationsansatzes ist die Abbildung von zufälligen System- bzw. Eingangsgrößen innerhalb ihrer im Voraus festgelegten Verteilungswahrscheinlichkeit. Dies wird durch die Generierung von Zufallszahlen analog Monte-Carlo Methode realisiert. In dieser Arbeit wird dazu der Zufallszahlengenerator aus MATLAB/Simulink verwendet.

6.4 Simulationsumgebung

Das in Bild 6.4 dargestellte Simulationsmodell zeigt eine schematische und vereinfachte Übersicht über das Zusammenwirken von Fahrzeug, Signalverarbeitung – Signaldatenaufbereitung und -manipulation – Überlagerungssystem und Lenkungsregler. Als Eingangsgrößen werden Lenkradwinkel δ_S und Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} vorgegeben.

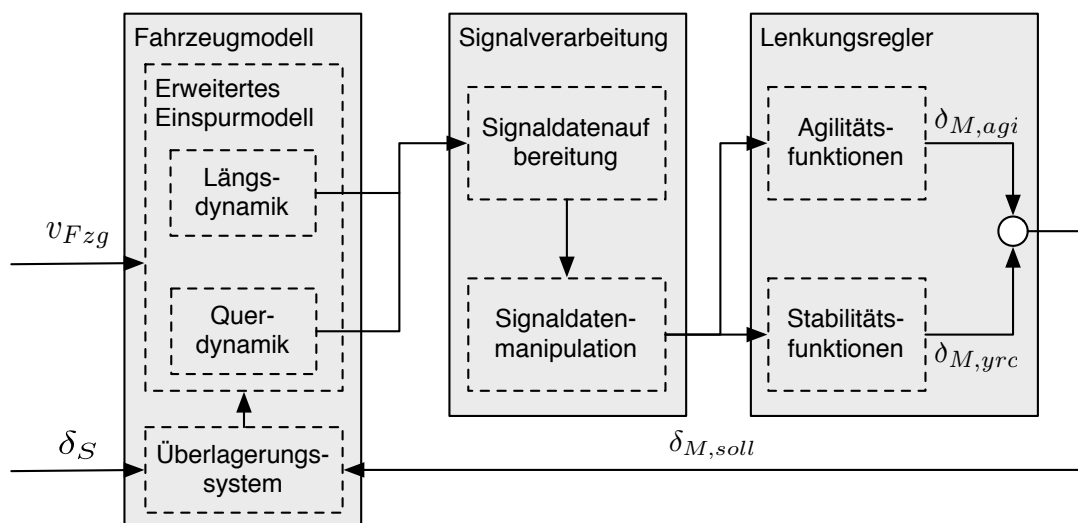


Bild 6.4: Simulationsumgebung

Im **Fahrzeugmodell** werden die externen Eingangsgrößen v_{Fzg} und δ_S zusammen mit dem überlagerten Zusatzlenkwinkel $\delta_{M,soll}$ in längs- und querdynamische Fahrzeugreaktionen umgesetzt, siehe Kapitel 6.4.1. Die berechneten Lenkungs- und Fahrdynamikgrößen werden an die Signalverarbeitung übergeben.

Die **Signalverarbeitung** beinhaltet die Signaldatenaufbereitung und -manipulation. Im Block der Signaldatenaufbereitung (SDA) werden die aus dem Fahrzeugmodell berechneten Größen aufbereitet und die für den Lenkungsregler benötigten Soll-Fahrzeugreaktionen berechnet, siehe Kapitel 6.4.2. Diese Größen werden an die Signaldatenmanipulation übergeben, in der alle für den Lenkungsregler relevanten Eingangsgrößen verändert werden können. Die so initiierten Sensorfehler können in ihrer Ausprägung beliebig variiert und kombiniert werden.

Im Block **Lenkungsregler** fließen die Größen aus der Signalverarbeitung in die Funktionsblöcke der Agilitäts- und Stabilitätsfunktionen, siehe Kapitel 6.4.3. Diese Funktionen sind in Form eines Black-Box Modells gegeben und in ihrer Struktur für den Nutzer nicht einsehbar. Dort werden aus den fahrdynamischen Größen des Fahrzeugs und den fahrdynamischen Sollvorgaben ein Soll-Zusatzlenkwinkel $\delta_{M,soll}$ berechnet. Dieser setzt sich aus den Teilsollwinkeln der Agilitäts- $\delta_{M,agi}$ und Stabilitätsfunktionen $\delta_{M,yrc}$ zusammen.

6.4.1 Erweitertes Einspurmodell

Im folgenden Kapitel wird der Zusammenhang zwischen den Lenkradwinkelvorgaben (Führungsverhalten) und der Fahrzeugreaktion ohne Überlagerungssystem dargestellt. Das Einspurmodell gliedert sich in die Blöcke Längs- und Querdynamik, sowie das Modell des Überlagerungssystems, siehe Bild 6.5. Die berechneten Größen sind im folgenden Strukturbild des erweiterten Einspurmodells aufgeführt.

Das zugrundegelegte Einspurmodell basiert auf den Annahmen eines auf der Straßenebene liegenden Schwerpunktes, kleiner Winkel und der Zusammenfassung der Radlenkwinkel zu einem mittleren Radlenkwinkel, siehe Bild 6.6. Die hinterlegten Gleichungen inkl. deren Herleitung werden im Folgenden erläutert.

6.4.1.1 Querdynamik

Die Querdynamik leitet sich ausgehend von den Bewegungsgleichungen des linearen Einspurmodells mit der Masse der Kraftfahrzeugs m_{Fzg} , dem Trägheitsmoment J_z um die durch den Schwerpunkt SP gehende Hochachse und dem Vorderradwinkel δ_F ab.

Für kleine Winkel gilt für das **Kräftegleichgewicht** senkrecht zur Fahrzeuglängsachse

$$m_{Fzg}a_y = F_{sv} + F_{sh} \quad (6.1)$$

und für das **Momentengleichgewicht** um die Hochachse des Fahrzeugs durch den Schwerpunkt SP

$$J_z\ddot{\psi} = F_{sv}l_v - F_{sh}l_h \quad (6.2)$$

Die Trägheitskraft $m_{Fzg}a_y$ im Schwerpunkt SP entspricht der aus der momentanen Bahnkrümmung resultierenden Fliehkraft

$$m_{Fzg}a_y = m \frac{v_{Fzg}^2}{r} = m_{Fzg}v_{Fzg}(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \text{ wobei gilt: } v_{Fzg} = (\dot{\psi} + \dot{\beta})r \quad (6.3)$$

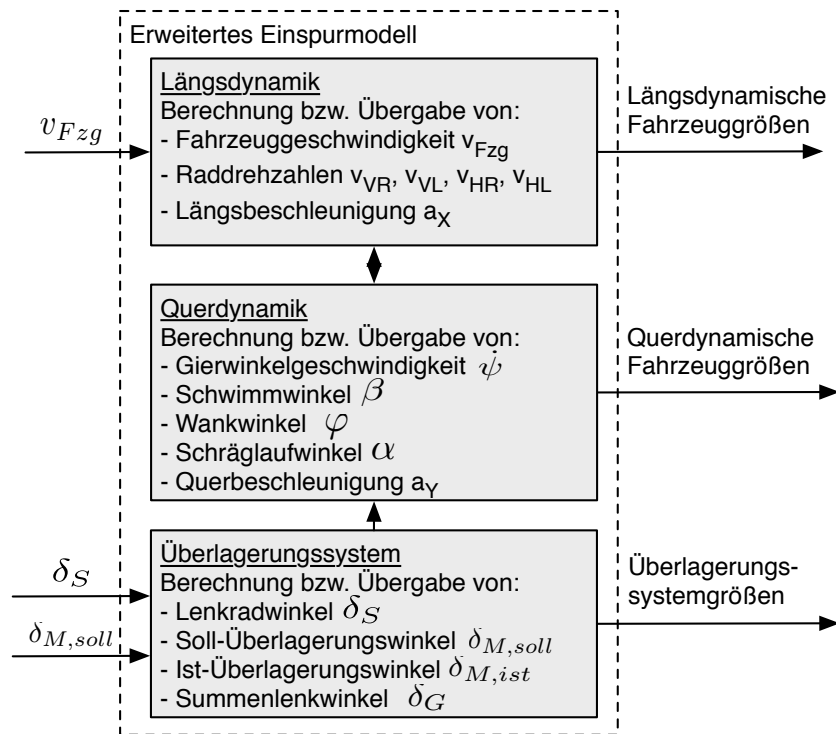


Bild 6.5: Strukturbild des erweiterten Einspurmodells

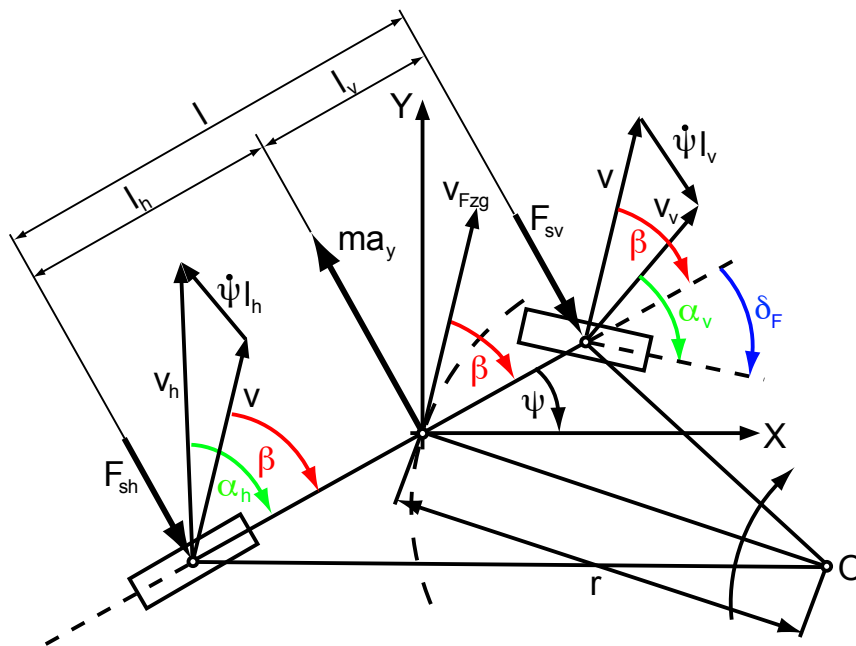


Bild 6.6: Einspurmodell

Für die Seitenkräfte F_{sv} und F_{sh} kann vereinfacht geschrieben werden,

$$F_{sv} = c_{sv} \alpha_v \quad (6.4)$$

$$F_{sh} = c_{sh} \alpha_h \quad (6.5)$$

wobei in den Seitensteifigkeiten c_{sv} für die Vorderachse und c_{sh} für die Hinterachse, die Eigenschaften der Reifen, Achskinematik und -elastokinematik in einer effektiven Achsseitensteifigkeit für die jeweilige Achse zusammengefasst werden.

Aus den geometrischen Zusammenhängen für kleine Winkel können die Schräglaufwinkel wie folgt formuliert werden.

$$\alpha_v = \delta_F + \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v_{Fzg}} \quad (6.6)$$

$$\alpha_h = \beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v_{Fzg}} \quad (6.7)$$

Einsetzen der Gleichungen (6.3) - (6.7) in (6.1) und (6.2) führt zu einem Differenzialgleichungssystem des linearen Einspurmodells mit zwei Freiheitsgraden.

$$m_{Fzg} v_{Fzg} (\dot{\psi} - \dot{\beta}) = c_{sv} \left(\delta_F + \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v_{Fzg}} \right) + c_{sh} \left(\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v_{Fzg}} \right) \quad (6.8)$$

$$J_z \ddot{\psi} = c_{sv} l_v \left(\delta_F + \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v_{Fzg}} \right) - c_{sh} l_h \left(\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v_{Fzg}} \right) \quad (6.9)$$

Der Vorderradlenkwinkel δ_F ergibt sich unter Berücksichtigung der Übersetzungsverhältnisse in einem Überlagerungslenksystem mit dem Summenlenkwinkel δ_G (Ritzelwinkel) und der mechanischen Lenkübersetzung i_{GF} zwischen Ritzel und Vorderrad zu.

$$\delta_F = \frac{1}{i_{GF}} \delta_G = \frac{1}{i_{GF}} \left(\frac{\delta_S}{i_D} + \frac{\delta_M}{i_M} \right) \quad (6.10)$$

Zusammengefasst resultiert aus den oben aufgeführten Gleichungen ein lineares Gleichungssystem in Abhängigkeit der Gierrate $\dot{\psi}$ und -beschleunigung $\ddot{\psi}$, sowie des Schwimmwinkels β und der Schwimmwinkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}$.

$$\begin{bmatrix} \ddot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{sh} l_h^2 + c_{sv} l_v^2}{J_z v} & \frac{c_{sv} l_v - c_{sh} l_h}{J_z} \\ \frac{c_{sv} l_v - c_{sh} l_h + m v_{Fzg}^2}{m v_{Fzg}^2} & -\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m v_{Fzg}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \beta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{sv} l_v}{J_z i_{GF} i_D} & \frac{c_{sv} l_v}{J_z i_{GF} i_M} \\ \frac{c_{sv}}{m v_{Fzg} i_D i_{GF}} & \frac{c_{sv}}{m v_{Fzg} i_M i_{GF}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_S \\ \delta_M \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

Somit kann das in Gleichung 6.11 dargestellte Einspurmodell sowohl durch Lenkeingaben seitens des Fahrers δ_S , als auch durch Stelleingriffe des Überlagerungsaktuators δ_M angeregt werden.

Durch eine Laplace Transformation können die Bewegungsgleichungen ineinander eingesetzt werden und die Übertragungsfunktionen für die Gierrate $\dot{\psi}$ und der Querbeschleunigung a_y dargestellt werden.

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_F} = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_F} \right)_{stat} \cdot \frac{1 + T_z s}{1 + \frac{2D}{\omega_0} s + \frac{1}{\omega_0^2} s^2} \quad (6.12)$$

$$\frac{a_y}{\delta_F} = \left(\frac{a_y}{\delta_F} \right)_{stat} \cdot \frac{1 + T_1 s + T_2 s^2}{1 + \frac{2D}{\omega_0} s + \frac{1}{\omega_0^2} s^2} \quad (6.13)$$

Die stationären Verstärkungsfaktoren $\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_F}\right)_{stat}$ und $\left(\frac{a_y}{\delta_F}\right)_{stat}$ ergeben sich zu

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_F}\right)_{stat} = \frac{v_{Fzg}}{l \left(1 + \frac{v_{Fzg}^2}{v_{Fzg,ch}^2}\right)} \quad (6.14)$$

$$\left(\frac{a_y}{\delta_F}\right)_{stat} = \frac{v_{Fzg}^2}{l \left(1 + \frac{v_{Fzg}^2}{v_{Fzg,ch}^2}\right)} \quad (6.15)$$

mit der charakteristischen Geschwindigkeit $v_{Fzg,ch}$,

$$v_{Fzg,ch} = l \cdot \sqrt{\frac{1}{m_{Fzg}} \cdot \left(\frac{c_{sv}c_{sh}}{l_h c_{sh} - l_v c_{sv}}\right)} \quad (6.16)$$

die das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs beschreibt und im Wesentlichen von den wirksamen Schräglauftiefigkeiten an der Vorderachse c_{sv} und der Hinterachse c_{sh} , vom Radstand $l = l_v + l_h$, der Fahrzeugmasse m_{Fzg} und von der Schwerpunktslage abhängig ist.

Die Zählerzeitkonstante T_z in der Gierübertragungsfunktion (6.12),

$$T_z = \frac{m_{Fzg} v_{Fzg} l_v}{c_{sh} l} \quad (6.17)$$

sowie die Konstanten T_1

$$T_1 = \frac{l_h}{v_{Fzg}} \quad (6.18)$$

und T_2

$$T_2 = \frac{J_z}{c_{sh} l} \quad (6.19)$$

in der Querbeschleunigungsübertragungsfunktion (6.13) ergeben sich durch einen Koeffizientenvergleich.

Für die Differentialgleichung der Giergeschwindigkeit folgt die Eigenfrequenz des ungedämpften Systems zu

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{m_{Fzg} v_{Fzg}^2 (c_{sh} l_h - c_{sv} l_v) + c_{sv} c_{sh} l^2}{J_z m_{Fzg} v_{Fzg}^2}} \quad (6.20)$$

mit der Abklingkonstanten

$$\sigma = \left(\frac{m_{Fzg} (c_{sh} l_h^2 + c_{sv} l_v^2) + J_z (c_{sh} + c_{sv})}{2 J_z m_{Fzg} v_{Fzg}} \right) \quad (6.21)$$

und dem Dämpfungsmaß $D = \sigma / \omega_0$

$$D = \left(\frac{m_{Fzg} (c_{sh} l_h^2 + c_{sv} l_v^2) + J_z (c_{sh} + c_{sv})}{2 \omega_0 J_z m_{Fzg} v_{Fzg}} \right) \quad (6.22)$$

zur Eigenfrequenz des gedämpften Systems

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - D^2} \quad (6.23)$$

Aus den Bewegungsgleichungen des ebenen Einspurmodells wird ersichtlich, dass die Dämpfung des Fahrzeugs im Wesentlichen von der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} abhängig ist. Somit sinkt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit...

- ... die ungedämpfte Eigenfrequenz ω_0
- ... die Abklingkonstante σ
- ... das Dämpfungsmaß D

während die gedämpfte Eigenfrequenz ω_0 aufgrund der Abnahme der Abklingkonstanten σ ansteigt.

Dies hat zur Folge, dass die Auswirkungen von Stellfehlern mit steigender Geschwindigkeit an Intensität zunehmen. Mit abnehmender Dämpfung D sämtlicher Fahrzeugreaktionen verringert sich auch die Abklingkonstante σ , wodurch die Fahrzeugschwingungen mit steigender Fahrgeschwindigkeit größer werden und langsamer abklingen.

Reifeneinlauf

Um eine hinreichend genaue Abbildung des realen Fahrzeugverhaltens zu erreichen, muss der Reifeneinlauf berücksichtigt werden. Im niedrigen Geschwindigkeitsbereich und bei hohen Lenkfrequenzen bildet sich eine Hystereseschleife aus. Diese entsteht aufgrund einer Amplitudenabschwächung und des Phasenverzuges zwischen Schräglaufwinkel (Radlenkwinkel) und der Seitenkraft. Mit steigender Geschwindigkeit oder niedriger Lenkfrequenz erfolgen die Reifeneinlaufvorgänge schneller, so dass der Seitenkraftaufbau vernachlässigt werden kann.

Das Reifeneinlaufverhalten wird in dieser Arbeit mit dem folgenden PT1-Verhalten, welches von Böhm [222] entwickelt wurde, nachgebildet.

$$F_{sv,sh} + \frac{c_{sv,sh}}{c_{Ly} v_{Fzg}} \cdot \frac{dF_s}{dt} = c_{sv,sh} \alpha_{sv,sh} \quad (6.24)$$

Hierbei werden die Schräglaufsteifigkeiten c_{sv} und c_{sh} und die Quersteifigkeit des Reifenlattes zur Felge c_{Ly} zur Reifenkonstanten c_R zusammengefasst, so dass sich folgende Gleichung für das Einlaufverhalten des Reifens ergibt.

$$F_{sv,sh} + T_R \cdot \frac{dF_s}{dt} = c_{sv,sh} \quad \text{mit} \quad T_R = \frac{c_R}{v_{Fzg}} \quad (6.25)$$

Der Vorteil dieses Ansatzes liegt darin begründet, dass die zu identifizierende Parameterzahl gering ist.

Die Erweiterung der Übertragungsfunktionen für die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ (siehe Gleichung (6.12)) und der Querbeschleunigung a_y (siehe Gleichung (6.13)) um das PT1-Verhalten der Reifeneinlaufvorgänge führt auf

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_F} = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_F} \right)_{stat} \cdot \frac{1 + T_z s}{1 + \frac{2D}{\omega_0} s + \frac{1}{\omega_0^2} s^2} \cdot \frac{1}{1 + T_R s} \quad (6.26)$$

$$\frac{a_y}{\delta_F} = \left(\frac{a_y}{\delta_F} \right)_{stat} \cdot \frac{1 + T_1 s + T_2 s^2}{1 + \frac{2D}{\omega_0} s + \frac{1}{\omega_0^2} s^2} \cdot \frac{1}{1 + T_R s} \quad (6.27)$$

Nichtlineares Fahrzeugverhalten

Zur Abbildung der nichtlinearen Fahrzeugdynamik im hohen Querbeschleunigungsbereich muss das Einspurmodell in den nichtlinearen Bereich erweitert werden.

Diese Erweiterung kann über zwei unterschiedliche Ansätze realisiert werden. Eine Möglichkeit besteht in der Verwendung eines Reifenmodells, wie z.B. Pacejka [223], wobei die Parameteridentifikation mit aufwendigen Prüfstandsversuchen verbunden ist. Die Alternative zu Reifenmodellen besteht in der Nichtlinearisierung der Seitensteifigkeiten c_{sv} und c_{sh} . Diese lassen sich im Fahrversuch bei stationärer Kreisfahrt identifizieren. In dieser Arbeit wird der Ansatz nach Oberdieck [224] verwendet, der die Erweiterung in den nichtlinearen Bereich durch den Ansatz eines Polynom 3. Grades für die Seitensteifigkeiten (siehe Gleichungen (6.29) und (6.30)) vollzieht.

Es wird eine Grenzquerbeschleunigung a_{yL0} definiert, unterhalb derer das Modell lineares Verhalten zeigen soll.

$$\left. \begin{aligned} c_{sv} &= c_{sv0} \\ c_{sh} &= c_{sh0} \end{aligned} \right\} \text{für } |a_{yL}| \leq a_{yL0} \quad (6.28)$$

Im Querbeschleunigungsbereich über a_{yL0} sollen die Seitensteifigkeiten als Funktion der Querbeschleunigung degressiv abnehmen. Dazu werden Polynome 3. Grades ohne linearen Anteil gewählt, um Unstetigkeiten im Übergangsbereich zwischen dem linearen und nichtlinearen Bereich zu vermeiden.

$$c_{sv} = c_{sv0} + k_{v1}(|a_{yL}| - a_{yL0})^2 + k_{v2}(|a_{yL}| - a_{yL0})^3 \quad (6.29)$$

$$c_{sh} = c_{sh0} + k_{h1}(|a_{yL}| - a_{yL0})^2 + k_{h2}(|a_{yL}| - a_{yL0})^3 \quad (6.30)$$

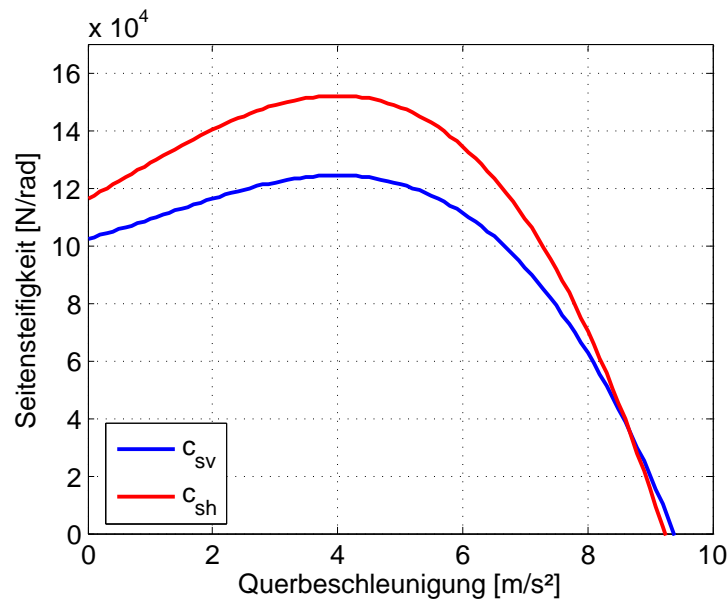


Bild 6.7: Verlauf der resultierenden Seitensteifigkeiten c_{sv} und c_{sh} nach der Optimierung

Der Geschwindigkeitseinfluss in den Seitensteifigkeiten wird vernachlässigt.

6.4.1.2 Längsdynamik

Im Block der Längsdynamik werden die wesentlichen Größen aus der vorgegebenen Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} berechnet.

Längsbeschleunigung

Die Längsbeschleunigung a_x des Fahrzeugs wird über den Zusammenhang

$$a_x(t) = \frac{v_{Fzg,0} + v_{Fzg}}{dt} \quad (6.31)$$

berechnet und an die Signalverarbeitung übergeben.

Schätzung der Raddrehzahlen

Für die korrekte Funktion des Lenkungsreglers sind die Signale der Raddrehzahlen $v_{Rad,VR}$ und $v_{Rad,VL}$ an der Vorderachse, sowie $v_{Rad,HR}$ und $v_{Rad,HL}$ der Hinterachse erforderlich. Die Raddrehzahlen an der Vorderachse können aus der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} , der halben Spurbreite $s_v/2$ und der Gierrate $\dot{\psi}$ für das linke $v_{Rad,VL}$ und rechte $v_{Rad,VR}$ Vorderrad geschätzt werden.

$$v_{Rad,VR(Rad,VL)} = \frac{v_{Fzg} \cos \beta \pm \frac{1}{2} s_v \dot{\psi}}{\cos \delta_F} \quad (6.32)$$

Entsprechend ergeben sich die Raddrehzahlen an der Hinterachse $v_{Rad,HR}$ und $v_{Rad,HL}$ aus der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} , der halben Spurbreite $s_h/2$ an der Hinterachse und der Gierrate $\dot{\psi}$.

$$v_{Rad,HR(Rad,HL)} = v_{Fzg} \cos \beta \pm \frac{1}{2} s_h \dot{\psi} \quad (6.33)$$

Bei der Verwendung eines linearen Einspurmodells ist diese Vereinfachung nur im linearen Bereich gültig. Aufgrund der vorher gezeigten Erweiterung des Modells in den nichtlinearen Bereich behält die Gleichung ihre Gültigkeit bis zur maximalen Querbeschleunigung.

6.4.1.3 Überlagerungslenksystem

Die Modellierung eines Überlagerungslenksystems lässt sich wie in Bild 6.8 dargestellt, durchführen. Da für die simulative Ermittlung der tolerierbaren Systemreaktionen weder realistische Lenkmomente noch die Systemdynamik eines Überlagerungslenksystems erforderlich sind, wird eine Vereinfachung der Modellstruktur vorgenommen.

Demnach wird auf die Modellierung des komplexen Lenkstrangs inkl. Stellmotor und Motorlageregler verzichtet.

Folglich entspricht der Motorsollwinkel $\delta_{M,soll}$ dem Motoristwinkel $\delta_{M,ist}$.

$$\delta_M = \delta_{M,soll} = \delta_{M,ist} \quad (6.34)$$

Unter Berücksichtigung der wirksamen Übersetzungen i_D , die das Winkelverhältnis zwischen Lenkradwinkel δ_S und dem Summenlenkwinkel δ_G beschreibt sowie dem Winkelverhältnis i_M aus Motorlagewinkel δ_M und Summenlenkwinkel δ_G , berechnet sich der Summenlenkwinkel zu

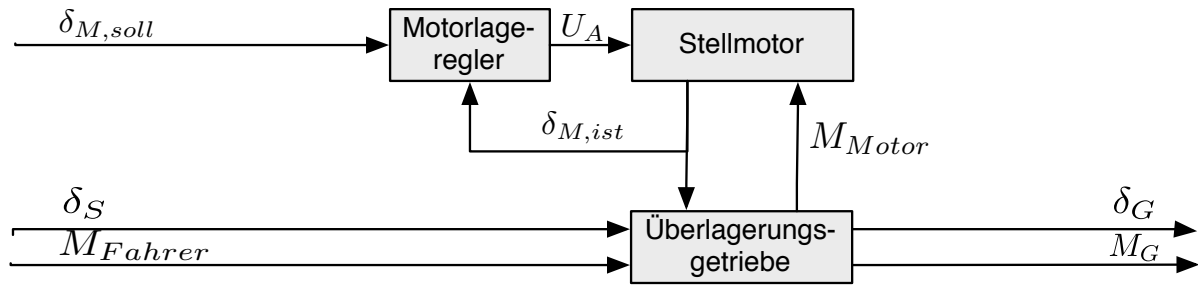


Bild 6.8: Struktur eines Überlagerungslenkungsmodells

$$\delta_G = \frac{\delta_S}{i_D} + \frac{\delta_M}{i_M} \quad (6.35)$$

Die dabei auftretenden Momente M_{Fahrer} und M_G sind aufgrund der Vereinfachung vernachlässigbar.

6.4.2 Signalverarbeitung

Im Block der Signalverarbeitung werden die Signale des erweiterten Einspurmodells aufbereitet sowie die Soll-Fahrdynamikgrößen für den Lenkungsregler berechnet. Im Weiteren werden die Größen an die Signaldatenmanipulation übergeben.

6.4.2.1 Signaldatenaufbereitung

Zur Realisierung einer geregelten, querdynamischen Fahrzeugbewegung ist es erforderlich die Ist- und Sollgierbewegung des Fahrzeugs zu kennen. Während die Istgierwinkelgeschwindigkeit über entsprechende Sensoren im Fahrzeug gemessen werden kann, muss die Sollgierwinkelgeschwindigkeit modellbasiert berechnet werden.

Ausgehend von den Bewegungsgleichungen des Einspurmodells lässt sich eine Sollgierwinkelgeschwindigkeit aus dem schwingungsfähigen linearen Einspurmodell (siehe Gleichung (6.12)) und die Ackermanngierwinkelgeschwindigkeit aus dem Einspurmodell im eingeschwungenen Zustand (siehe Gleichung (6.14)) ableiten.

Dies führt nach Auflösen auf die Sollgierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_{soll}$,

$$\dot{\psi}_{soll} = \delta_F \left(\frac{v_{Fzg}}{l \left(1 + \frac{v_{Fzg}^2}{v_{Fzg,ch}^2} \right)} \right) \cdot \frac{1 + T_z s}{1 + \frac{2D}{\omega_0} s + \frac{1}{\omega_0^2} s^2} \quad (6.36)$$

sowie auf die Ackermannsollgierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_{soll,Ack}$

$$\dot{\psi}_{soll,Ack} = \delta_F \frac{v_{Fzg}}{l \left(1 + \frac{v_{Fzg}^2}{v_{Fzg,ch}^2} \right)} \quad (6.37)$$

6.4.2.2 Signaldatenmanipulation

Die gezielte Manipulation der Sensorsignale zur Untersuchung der Reglerrobustheit und zur Ableitung der Anforderungen an die Signaldatenplausibilisierung erfolgt im Simulationsblock **Signaldatenmanipulation**.

Dabei werden die relevanten Eingangssignale für den Lenkungsregler, Lenkradwinkel δ_S , Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} , Gierrate $\dot{\psi}$, Längsbeschleunigung a_x , Querb beschleunigung a_y sowie die Raddrehzahlen $v_{Rad,VR}$, $v_{Rad,VL}$, $v_{Rad,HR}$ und $v_{Rad,HL}$ gezielt verfälscht. Dies führt ab einem gewissen Schwellwert zu einem Stelleingriff des Lenkungsreglers. Die Art der Signaldatenmanipulation orientiert sich an Fehlerbildern heutiger Fahrdynamiksensorik. Die Fehlerbilder sind im Folgenden aufgeführt:

- Eine Manipulation der **Sensorsignalempfindlichkeit** wird über die Multiplikation des Eingangssignals $x_{Signalname,MSE}$ mit einem definierten Faktor z_{MSE} realisiert.

$$y_{Signalname,MSE} = z_{MSE}x_{Signalname,MSE} \quad (6.38)$$

- Der **Sensorausfall** oder ein Defekt der zugehörigen Verkabelung kann zu diversen Fehlerbildern führen. Das Sensorsignal kann den Wert Null annehmen

$$y_{Signalname,MNL} = 0 \quad (6.39)$$

oder den momentanen Wert dauerhaft anzuzeigen,

$$y_{Signalname,MFR}(t_n) = x_{Signalname,MFR}(t_1) \quad (6.40)$$

- Der **Sensorsignalloffset** wird über einen konstant zum Eingangssignal $x_{Signalname,MOF}$ addierten Wert $z_{MOF}(t)$ dargestellt. Der Offset kann zeitabhängig (reversibel) als auch dauerhaft (irreversibel) aufgeschaltet werden.

$$y_{Signalname,MOF} = z_{MOF}(t) + x_{Signalname,MOF} \quad (6.41)$$

- Jedes Sensorsignal unterliegt einem gewissen **Signalrauschen**. Um dieses für den Lenkungsregler realistisch nachzubilden, werden die unverrauschten, simulierten Fahrdynamikwerte aus dem Fahrzeugmodell $x_{Signalname,MRA}$ mit einem additiven weißen gausschen Rauschen $n(t)$ überlagert. Dazu wird ein gegebener Rauschgenerator aus MATLAB/ Simulink verwendet. Effekte wie Dispersion, Interferenz oder Mehrwegeausbreitung werden nicht berücksichtigt.

$$y_{Signalname,MRA} = x_{Signalname,MRA} + n(t) \quad (6.42)$$

- **Signaldrift**, d.h. eine tieffrequente Schwingung, die in Amplitude z_{ADR} und Frequenz z_{FDR} manipulierbar und dem Sensorsignal $x_{Signalname,MDR}$ überlagert ist

$$y_{Signalname,MDR} = z_{ADR} \sin\left(\frac{x_{Signalname,MDR}}{z_{FDR}}\right) \quad (6.43)$$

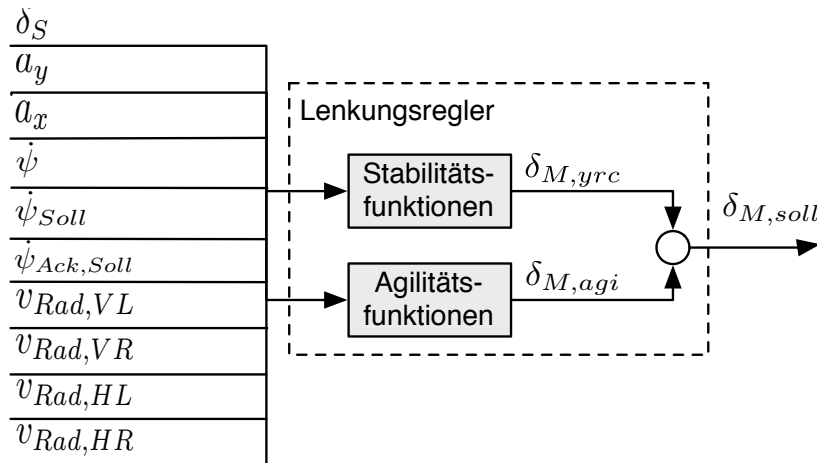


Bild 6.9: Struktur eines Überlagerungslenkungsmodells

6.4.3 Lenkungsregler

Basierend auf den in Bild 6.9 dargestellten Eingangsgrößen in den Lenkungsregler wird in den Modulen der Agilitäts- und Stabilitätsfunktionen die Teilsollwinkel $\delta_{M,agi}$ und $\delta_{M,yrc}$ berechnet. Diese werden in einem Arbitrierer zum Motorsollwinkel $\delta_{M,soll}$ addiert und ausgegeben. Die Regler der Agilitäts- und Stabilitätsfunktionen sind bei dem gegebenen Lenkungsregler als Black-Box-Modell hinterlegt. Des Weiteren sind keine Funktionsüberwachungen, die ein Abschalten des Systems bei Sensorfehlern bewirken, implementiert. Die Abbildung einer variablen Lenkübersetzung i_{SF} erfolgt aus dem Quotienten des Lenkradwinkels δ_S und des Radlenkwinkels an der Vorderachse δ_F und ergibt sich zu.

$$i_{SF} = \frac{\delta_S}{\delta_F} \quad (6.44)$$

Ebenso definiert sich der mechanische Übersetzungsverlauf i_{GF} der Zahnstange des Lenkgetriebes aus dem Quotienten des Ritzelwinkels (Summenlenkwinkel) δ_G und des Radlenkwinkels an der Vorderachse δ_F zu

$$i_{GF} = \frac{\delta_G}{\delta_F} \quad (6.45)$$

Durch Eliminierung von δ_F aus den Gleichungen 6.44 und 6.45 ergibt sich der einzustellende Sollsummenlenkwinkel $\delta_{G,soll}$, der erforderlich ist, um die gewünschte variable Lenkübersetzung i_{SF} umzusetzen.

$$\delta_{G,soll} = \frac{i_{GF}}{i_{SF}} \delta_S \quad (6.46)$$

Basierend auf dem Verhältnis aus Lenkradwinkel δ_S und der wirksamen, mechanischen Übersetzung des Überlagerungslenksystems zwischen Eingangs- und Ausgangsseite i_D ergibt sich der Istsummenlenkwinkel $\delta_{G,ist}$, der sich ohne Überlagerung ergibt zu

$$\delta_{G,ist} = \frac{\delta_S}{i_D} \quad (6.47)$$

Die Differenz aus $\delta_{G,soll}$ und $\delta_{G,ist}$ muss vom Überlagerungsaktuator aufgebracht werden. So ergibt sich aus der ritzelwinkelbezogenen Winkeldifferenz $\Delta\delta_G$ und der Übersetzung i_{MG} der zu stellende Teilsollwinkel $\delta_{M,agi,soll}$ aus der Agilitätsfunktion **Variable Lenkübersetzung** zu

$$\delta_{M,agi,soll} = \Delta\delta_G i_{MG} = (\delta_{G,soll} - \delta_{G,ist}) i_{MG} = \left(\frac{i_{GF}}{i_{SG}} - \frac{1}{i_{SG}} \right) i_{MG} \delta_S \quad (6.48)$$

In Summe mit den anderen Teilsollwinkeln aus den Stabilitätsfunktionen $\delta_{M,grc,soll}$ ergibt sich der vom Motor der Überlagerungsaktuatorik aufzubringende Motorsollwinkel zu

$$\delta_{M,soll} = \delta_{M,agi,soll} + \delta_{M,grc,soll} \quad (6.49)$$

6.4.4 Validierung des Fahrzeugmodells

Die Validierung des Fahrzeugmodells erfolgt über einige repräsentative Fahrmanöver zur Validierung der wesentlichen querdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs. Die Parameteridentifikation und Modelloptimierung wird mittels dem Parameterschätzverfahren der Methode der kleinsten Fehlerquadrate (Least Square LSQ) sowie einer von MATLAB/ Simulink bereitgestellten Optimierungsfunktion durchgeführt.

Dabei werden in den quasistationären und dynamischen Einzelmanövern stationäre Kreisfahrt, siehe Kapitel 6.4.4.1, Lenkwinkelsprung, siehe Kapitel 6.4.4.2, Analyse des Frequenzganges, siehe Kapitel 6.4.4.3 sowie ISO-Spurwechsel, siehe Kapitel 6.4.4.4, die Fahrzeugparameter c_{sv} , c_{sh} , c_R , identifiziert. Ziel dieser Parameteridentifikation ist die Anpassung des Fahrzeugmodells an das jeweilige Fahrmanöver.

Diese wird im Folgenden über eine Multikriterienoptimierung durchgeführt. Ziel dieser Optimierung ist die optimale Anpassung des Fahrzeugmodells an alle Fahrsituationen durch Minimierung mehrerer Zielfunktionen. Dabei wird eine Gütefunktion auf der Basis des Ausgangsfehlers gebildet, die im Weiteren mit einem nichtlinearen Optimierungsverfahren durch Variation der gesuchten Parameter minimiert wird. Die Optimalität stellt sich dadurch ein, dass dieses Optimierungsverfahren im Allgemeinen nicht alle Zielfunktionen gleichzeitig minimieren kann.

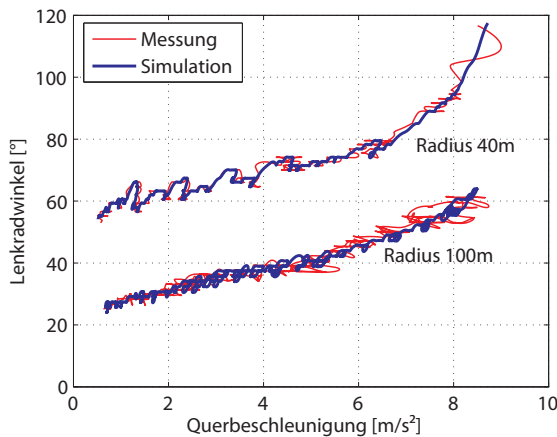
6.4.4.1 Stationäre Kreisfahrt

Die stationäre Kreisfahrt dient der Untersuchung des Eigenlenkverhaltens, wobei der Lenkradwinkelverlauf δ_S über der Querbeschleunigung a_y ermittelt wird, siehe Bild 6.10(a). In der vorliegenden Arbeit werden Kreisradien von $R = 40\text{m}$ und $R = 100\text{m}$ gefahren. Ausgehend von einer nahezu querkraftfreien Kurvenfahrt (Ackermannbedingungen) wird die Geschwindigkeit langsam bis zur maximalen Querbeschleunigung gesteigert. Alle (quasi-)stationären Kreisfahrten werden bei trockener Fahrbahn, ohne Agilitäts- und Stabilisierungsfunktionen durchgeführt.

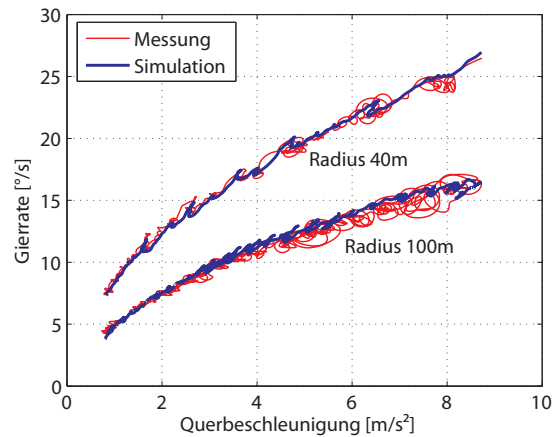
Der Lenkradwinkel kann unter Ackermannbedingungen aus der Lenkübersetzung i_{GF} , dem Bahnradius r und dem Radstand l abgeschätzt werden.

$$\delta_{S,Ackermann} = i_{GF} \cdot \arctan \left(\frac{l}{r} \right) \quad (6.50)$$

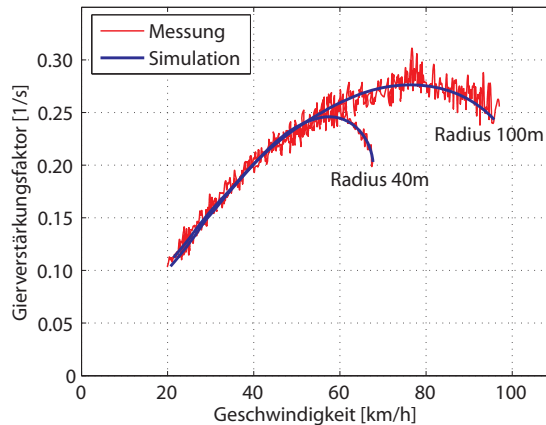
Es ergeben sich Ackermannlenkwinkel von 58° und 24° für die Kreisfahrten mit $R=40\text{m}$ und $R=100\text{m}$ bei einer Lenkübersetzung i_{GF} von 16, siehe Bild 6.10(a).



(a) Lenkradwinkelverläufe über der Querbeschleunigung



(b) Gierratenverläufe über Querbeschleunigung



(c) Gierverstärkungsfaktor über der Fahrzeuggeschwindigkeit

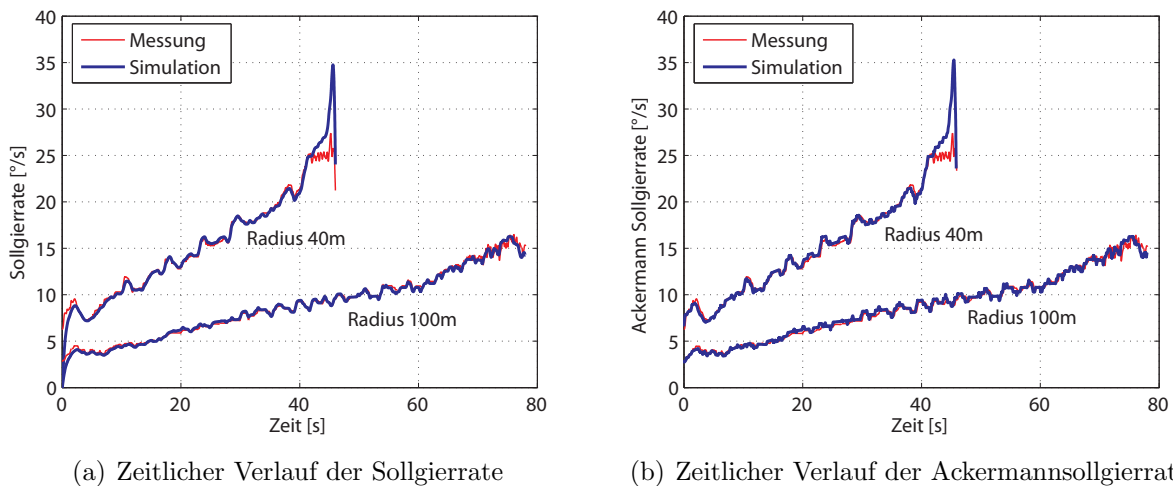
Bild 6.10: Vergleich zwischen Simulation und Fahrversuch bei stationärer Kreisfahrt mit konstanten Radien bei $R = 40m$ und $R = 100m$ mit steigender Geschwindigkeit

Das Fahrzeug zeigt ausgehend vom Ackermannlenkwinkel bis zu einer Querbeschleunigung von $a_y = 4,5 m/s^2$ ein lineares Verhalten. Der für untersteuernde Fahrzeuge charakteristische progressive Lenkradwinkelverlauf ist im Weiteren bis zur maximalen Querbeschleunigung von $a_y = 8,5 m/s^2$ zu erkennen. Die Unterschiede zwischen Simulation und Messung im Bereich der maximalen Querbeschleunigung sind auf unterschiedliche Reibwerte und Messungenauigkeiten zurückzuführen, siehe Bild 6.10(a).

Bild 6.10(b) zeigt den Gierratenverlauf über der Querbeschleunigung, der den für untersteuernde Fahrzeuge leicht degressiven Verlauf aufweist. Sowohl Lenkradwinkel- als auch Gierratenverlauf zeigen eine gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messwerten.

Der in Bild 6.10(c) dargestellte Gierverstärkungsfaktor beschreibt das Verhältnis der Gierrate zum Lenkradwinkel ψ/δ_S und ist ein Kennwert für die Lenkempfindlichkeit eines Fahrzeugs auf Lenkradwinkeleingaben. In der Regel wird der Gierverstärkungsfaktor über der

Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen. Für untersteuernde Fahrzeuge weist er ein Maximum auf. Die zum Maximum korrespondierende Geschwindigkeit wird in einem linearen Einspurmodell als charakteristische Geschwindigkeit $v_{Fzg,ch}$ bezeichnet. Im dargestellten Fahrzeug in Bild 6.10(c) sind zwei Maxima zu erkennen. Nichtlineare Effekte, z.B. Reifen oder Elastokinematik, die mit zunehmender Querbeschleunigung wirken, führen zu einer Verschiebung der Maxima hin zu geringeren Fahrzeuggeschwindigkeiten. Eine empirische Ermittlung der charakteristischen Geschwindigkeit kann nur erfolgen, wenn das Maximum des Gierverstärkungsfaktors im querdynamisch linearen Bereich des Fahrzeugverhaltens zum Liegen kommt. Dies ist bei den in Bild 6.10(c) dargestellten Gierverstärkungsverläufen nicht mehr gegeben. Die Maxima des Gierverstärkungsfaktors bei $a_y = 5,9m/s^2$ ($R = 40m$) und $a_y = 4,5m/s^2$ ($R = 100m$) liegen nicht mehr im linearen Bereich der Querdynamik und lassen somit keine Aussage über die charakteristische Geschwindigkeit zu. Aufgrund der guten Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung, wird die charakteristische Geschwindigkeit über die Simulation einer stationären Kreisfahrt mit $R = 200m$ zu 89 km/h bei einer Querbeschleunigung von $a_y = 3,05m/s^2$ ermittelt.



(a) Zeitlicher Verlauf der Sollgierrate

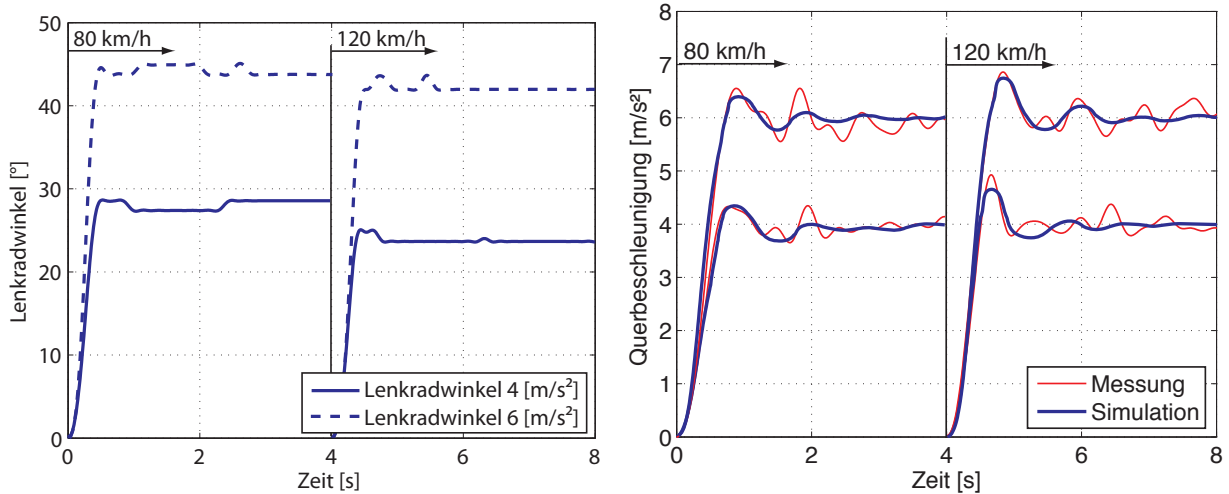
(b) Zeitlicher Verlauf der Ackermannsollgierrate

Bild 6.11: Vergleich der Sollgierraten zwischen Simulation und Fahrversuch bei stationärer Kreisfahrt mit konstanten Radien bei $R = 40m$ und $R = 100m$ mit steigender Geschwindigkeit

Die für die Lenkungsregelung erforderlichen Sollgierraten während der stationären Kreisfahrt sind in den Bildern 6.11(a) und 6.11(b) dargestellt. Die simulierten Sollgierraten zeigen eine gute bis sehr gute Übereinstimmung zu den gemessenen aus dem Fahrversuch. Auffällig ist die Begrenzung der Sollgierraten in der Messung im Bereich der maximalen Querbeschleunigung. Diese Begrenzung wird aus Gründen der Modellgültigkeit und zur Begrenzung der querbeschleunigungsbasierten Regeleinriffe eingeführt.

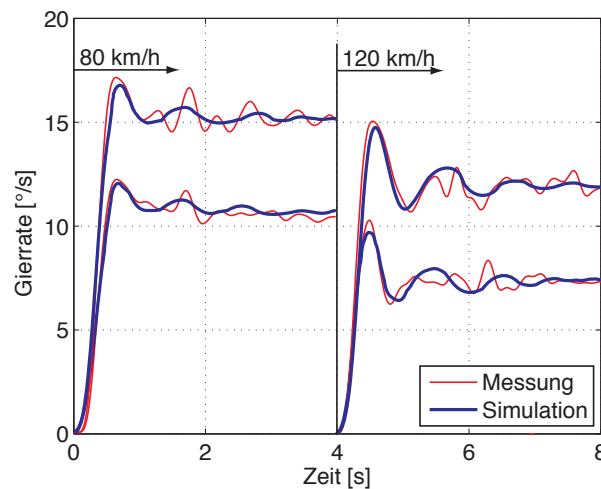
6.4.4.2 Lenkwinkelsprung

Das Manöver Lenkwinkelsprung wird zur Validierung des dynamischen Verhaltens des Simulationsmodells gewählt. Dabei werden Lenkwinkelsprünge bei 80 und 120 km/h mit einem Sprung auf eine stationäre Querbeschleunigung von 4 bzw. 6 m/s² durchgeführt. Bewertet wird das Gierübertragungsverhalten.



(a) Zeitlicher Verlauf des Lenkradwinkels

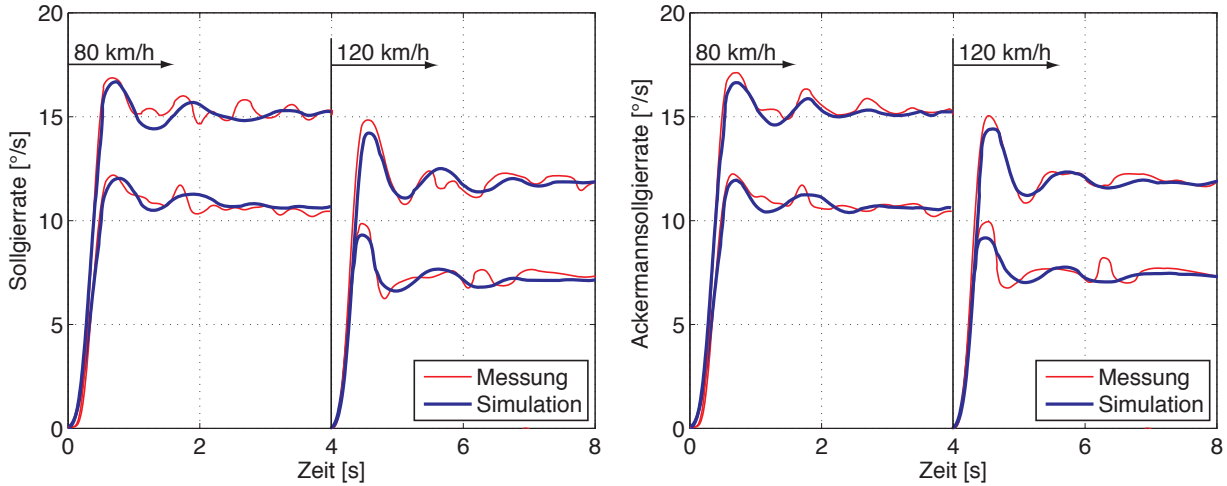
(b) Zeitlicher Verlauf der Querbeschleunigung



(c) Zeitlicher Verlauf der Gierrate

Bild 6.12: Vergleich zwischen Simulation und Fahrversuch bei Lenkwinkelsprüngen mit $v = 80$ km/h und $v = 120$ km/h auf eine Querbeschleunigung von $a_y = 4$ m/s² und $a_y = 6$ m/s²

In Bild 6.12(a) ist der Lenkwinkelverlauf bei 80 und 120 km/h zu sehen. Die Lenkwinkel wurden so gewählt, dass sich nach dem Einschwingvorgang eine stationäre Querbeschleunigung einstellt. Der Querbeschleunigungsverlauf zwischen Fahrversuch und Simulation zeigt Bild 6.12(b). Das resultierende Gierübertragungsverhalten ist in Bild 6.12(c) aufgeführt. Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung des Simulationsmodells mit dem gemessenen Fahrzeugverhalten. Das dynamische Übergangsverhalten des Fahrzeugmodells wird hinreichend genau abgebildet, ebenso wie die Sollgierraten, siehe Bild 6.13(a) und 6.13(b).



(a) Zeitlicher Verlauf der Sollgierrate

(b) Zeitlicher Verlauf der Ackermansollgierrate

Bild 6.13: Vergleich der Sollgierraten zwischen Simulation und Fahrversuch bei Lenkwinkelsprüngen mit $v = 80 \text{ km/h}$ und $v = 120 \text{ km/h}$ auf eine Querbeschleunigung von $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ und $a_y = 6 \text{ m/s}^2$

6.4.4.3 Frequenzganganalyse

Zur ganzheitlichen Abbildung des querdynamischen Fahrverhaltens in einem Fahrzeugmodell wird die Bestimmung des Frequenzgang nach [175] durchgeführt.

Die Ermittlung des Fahrzeugübertragungsverhaltens erfolgt bei konstant gehaltener Fahrzeuggeschwindigkeit durch sinusförmigen Lenkeinschlag, indem ein Frequenzspektrum von 0,1 bis 5 Hz durchfahren wird. Die Amplitude wird bei allen Geschwindigkeiten soweit konstant gehalten, dass sich eine maximale Querbeschleunigung von $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ einstellt. Durch die Frequenzganganalyse können aus dem Radlenkwinkel δ_F und den gemessenen Ausgangssignalen der Gierrate $\dot{\psi}$ und der Querbeschleunigung a_y die entsprechenden Frequenzspektren $\delta_F(j\omega)$, $\dot{\psi}(j\omega)$ und $a_y(j\omega)$ ermittelt werden.

Daraus kann der Frequenzgang der Gierübertragungsfunktion $\tilde{G}_{\dot{\psi},F}(j\omega)$

$$\tilde{G}_{\dot{\psi},F}(j\omega) = \frac{\dot{\psi}(j\omega)}{\delta_F(j\omega)} \quad (6.51)$$

und der Querbeschleunigungsübertragungsfunktion $\tilde{G}_{a_y,F}(j\omega)$

$$\tilde{G}_{a_y,F}(j\omega) = \frac{a_y(j\omega)}{\delta_F(j\omega)} \quad (6.52)$$

des realen Fahrzeugs berechnet werden.

Die Ergebnisse sind mit den entsprechenden Frequenzgängen des Einspurmodells in Bild 6.14 und Bild 6.15 gemäß den Gleichungen 6.51 und 6.52, für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten in Bode-Diagrammen aufgetragen.

Zusätzlich zu den Amplituden- und Phasengängen ist die Kohärenz angegeben, die die lineare Abhängigkeit zwischen den Spektren der gemessenen Ein- und Ausgangssignale angibt. Die Kohärenz kann als frequenzabhängiger Korrelationskoeffizient zwischen den Ein- und Ausgangssignalen aufgefaßt werden. Während bei einer Kohärenz von 1 eine ideale Korrelation vorliegt, muss unterhalb eines Wertes von 0.8 angenommen werden, dass für die

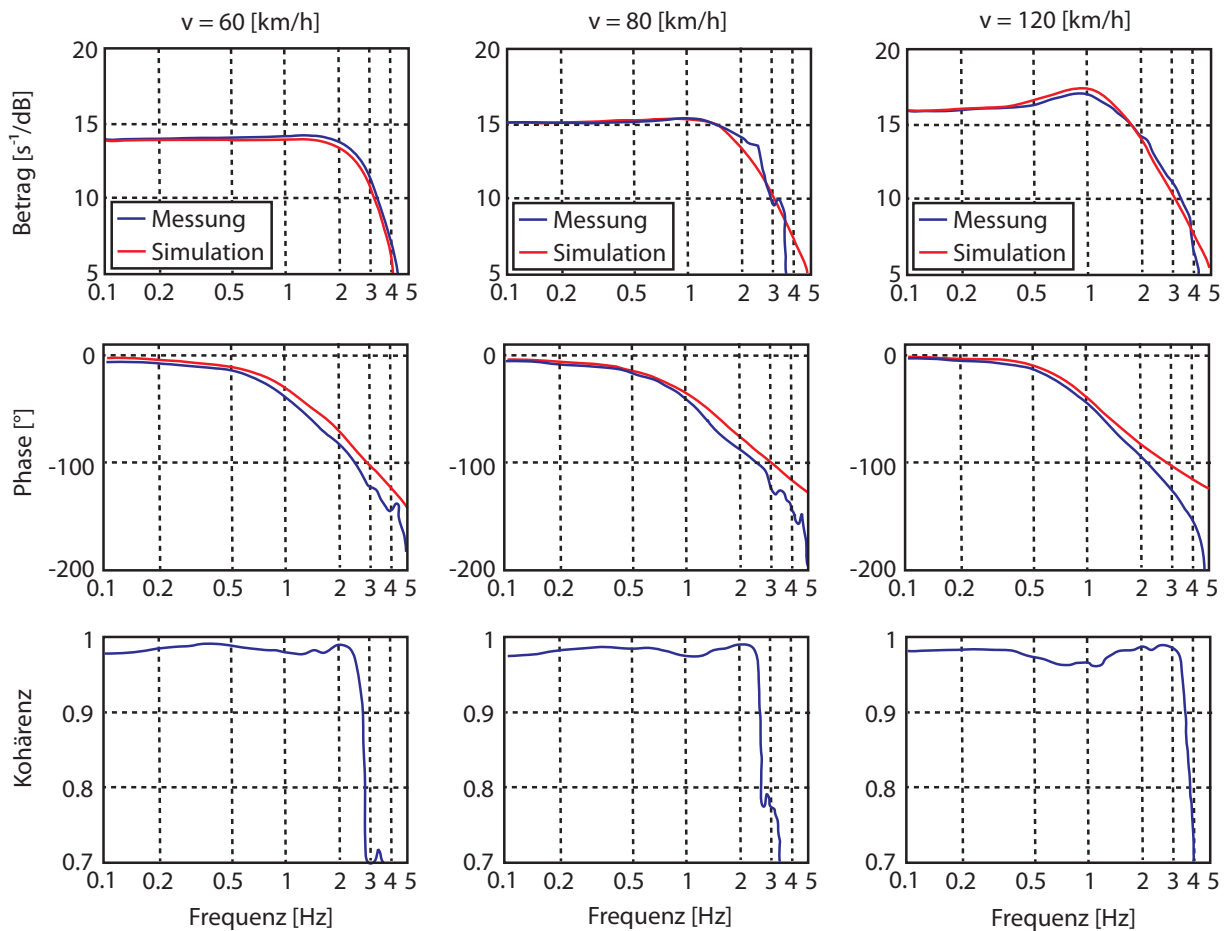


Bild 6.14: Frequenzgänge der Gierübertragungsfunktionen aus Messung und Simulation

entsprechenden Frequenzen kein ausreichend guter linearer Zusammenhang mehr vorliegt. Für die ermittelten Frequenzgänge bedeutet dies, dass die Frequenzanalyse bis zu Frequenzen von ca. 2-3 Hz verlässliche Ergebnisse liefert.

Der Vergleich, der aus der Messung und der Simulation bestimmten Frequenzgänge zeigt bis zu einer Frequenz von 2,5 Hz eine gute Übereinstimmung. Das Fahrzeugmodell bildet das stationäre und dynamische Fahrzeugverhalten ausreichend gut nach.

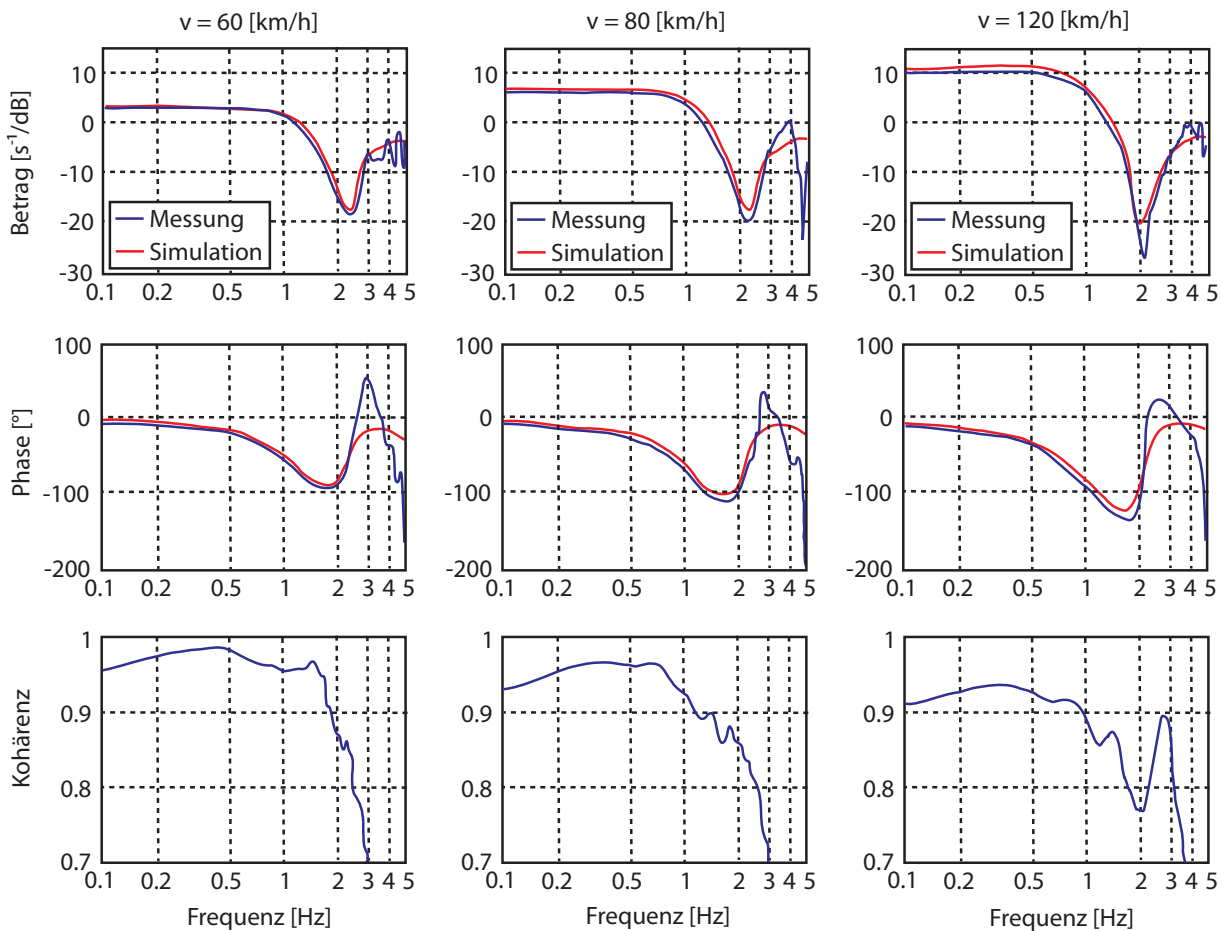


Bild 6.15: Frequenzgänge der Quereschleunigungsübertragungsfunktionen aus Messung und Simulation

6.4.4.4 ISO-Spurwechsel

Der doppelte Spurwechsel nach [201] simuliert ein definiertes Ausweichmanöver und bildet das dynamische Fahrverhalten ab. Die Ausfahrgeschwindigkeit aus dem Manöver ist ein Maß für die Fahrstabilität und -agilität eines Fahrzeugs. Dieses Fahrmanöver ist maßgeblich von der subjektiven Fahrweise abhängig und wird deshalb nicht zur Bewertung des Fahrverhaltens, sondern zur Validierung der Simulation herangezogen.

In Bild 6.16(a) ist der Lenkradwinkelverlauf im ISO-Spurwechsel (Elchtest) mit einer Einfahrgeschwindigkeit von 50 km/h und 70 km/h dargestellt und dient als Eingangsgröße in die Simulation. Ebenso wird der gemessene Geschwindigkeitsverlauf, siehe Bild 6.16(b), dem Simulationsmodell vorgegeben. Die resultierenden Quereschleunigungs- und Gierratenverläufe sind in Bild 6.16(c) und 6.16(d) dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung in Phase und Amplitude zwischen Fahrversuch und Simulation.

Die Bilder 6.17(a) und 6.17(b) zeigen die Verläufe der Sollgierraten, die ebenfalls in Phasenlage und Amplitude gut mit den gemessenen Werten aus dem Versuchsfahrzeug übereinstimmen.

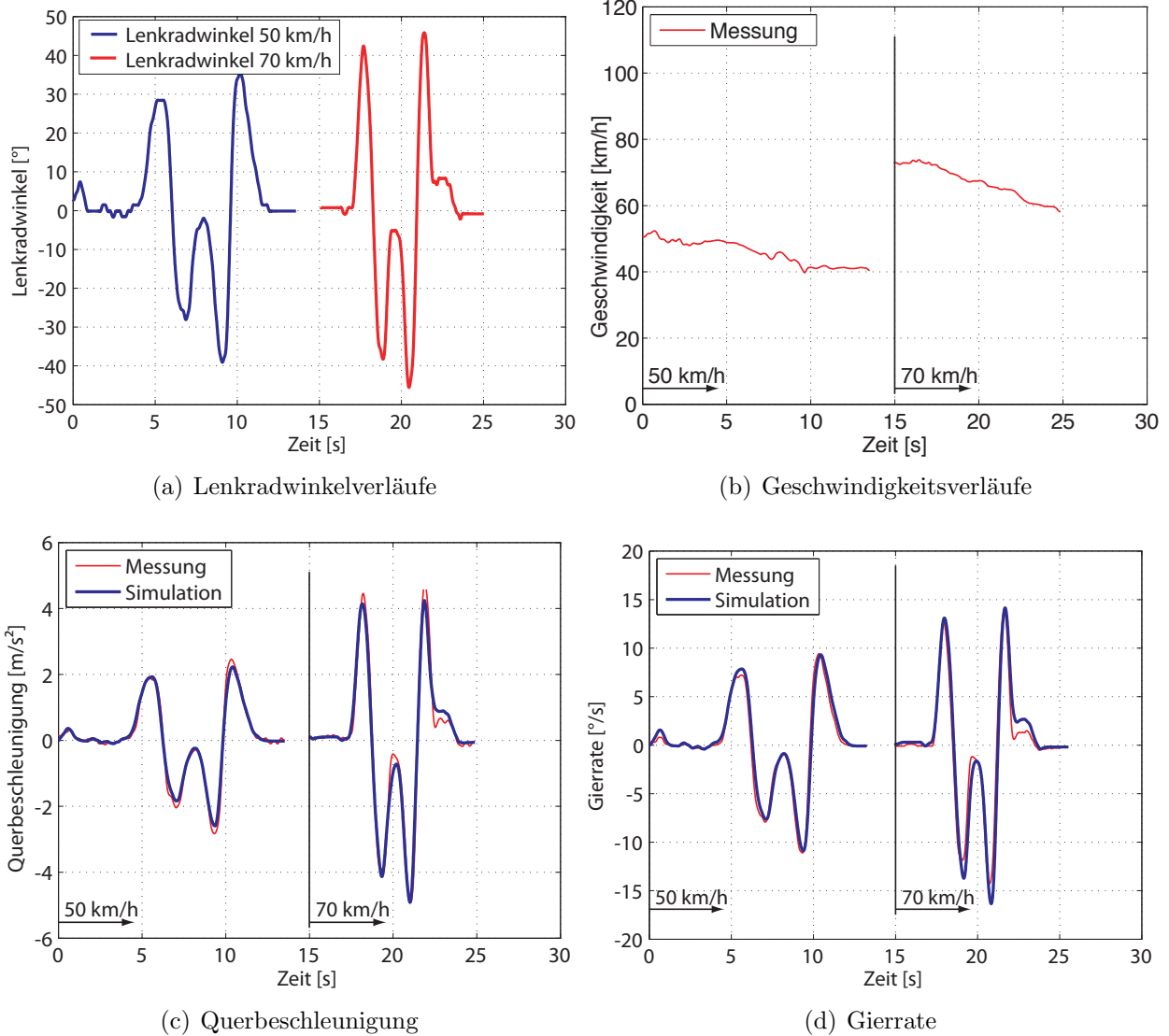


Bild 6.16: Vergleich zwischen Simulation und Fahrversuch im ISO-Spurwechsel mit $v = 50 \text{ km/h}$ und $v = 70 \text{ km/h}$

Insgesamt bildet das Simulationsmodell das Fahrverhalten des Versuchsfahrzeugs sowie die nachgebildeten und simulierten Sollgierraten als Reglereingangsgrößen, wie in den Validierungsmanövern stationäre Kreisfahrt, Lenkwinkelsprung, Analyse des Frequenzganges und ISO-Spurwechsel gezeigt, hinreichend genau ab.

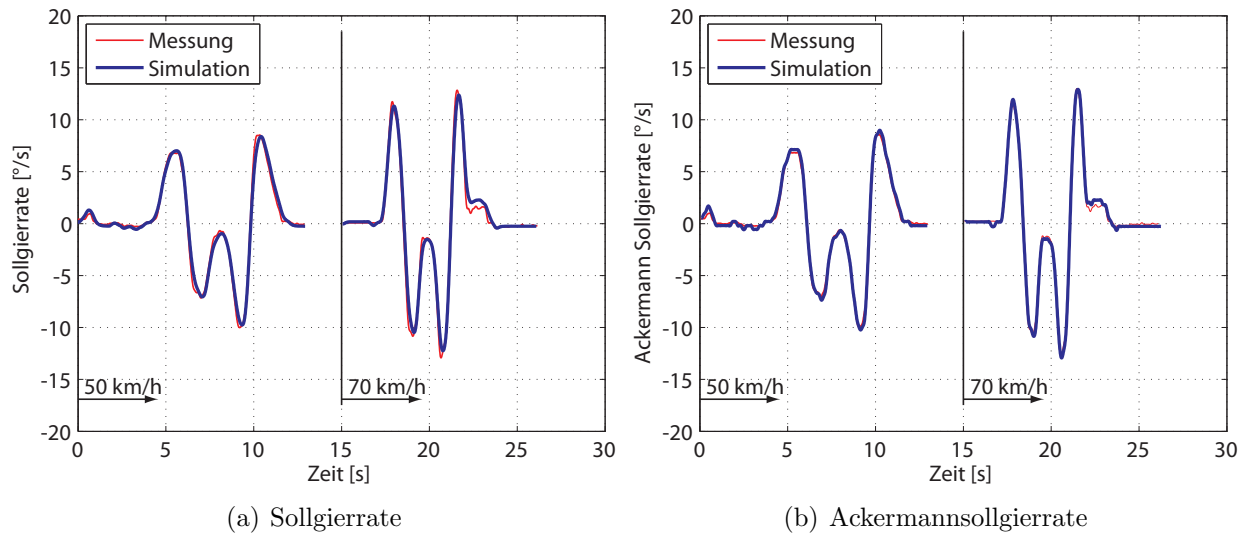


Bild 6.17: Vergleich der Sollgierraten zwischen Simulation und Fahrversuch im ISO-Spurwechsel mit $v = 50 \text{ km/h}$ und $v = 70 \text{ km/h}$

6.5 Simulationssetup

Im folgenden Kapitel werden die Simulationszenarien und Bewertungskriterien der stochastischen Simulation definiert.

6.5.1 Simulationsszenarien

Die stochastische Simulation basiert auf den in den folgenden Tabellen aufgeführten Fahrmanövern und Sensorfehlerbildern, siehe Tabelle 6.1 und 6.2.

Die Auswirkung von Sensorfehler werden in den Fahrmanövern **Geradeausfahrt** und **Kurvenfahrt** bis zu Geschwindigkeiten von 250 km/h und Querbeschleunigungen von $a_y = 6 \text{ m/s}^2$ untersucht, siehe Tabelle 6.1. Des Weiteren werden die spezifizierten Sensorfehler vor und während des Fahrmanövers Kurvenfahrt initiiert und bis zur Manöverausfahrt gehalten. Die Fahrmanöver werden in der Simulation über die Manövereinfahrts- und -ausfahrtsbedingungen spezifiziert. Die generische Beschreibung der Fahrmanöver ermöglicht eine fahrzeugunabhängige Spezifizierung der Fahrmanöver.

Fahrmanöver	v_{FZG} [km/h]	a_x [m/s ²]	a_y [m/s ²]
Geradeausfahrt	[0, ..., 250]	[-9, ..., 9]	n.a.
Kurvenfahrt	[70, 150]	[-9, ..., 9]	[-6, ..., 6]

Tabelle 6.1: Übersicht der simulierten Fahrmanöver zur Bewertung der Auswirkung von Sensorfehlern auf einen Lenkungsregelalgorithmus

Aus den spezifizierten Wertebereichen der Fahrmanöver und Sensorfehler werden im Rahmen des stochastischen Simulationsansatzes zufällig Werte mittels Monte-Carlo-Verfahren gezogen und als Eingangsgrößen für einen Simulationsdurchlauf verwendet. So wird in einem Simulationsdurchlauf nur eine Sensorgröße mit einem Fehlerbild beaufschlagt. Eine Untersuchung von Doppel- oder Mehrfachfehlern, wie z.B. von Pister [225] definiert, findet nicht statt.

Nach jedem Simulationsdurchlauf werden die aufgetretenen Reglerausgangs- und fahrdynamischen Größen nach denen in Kapitel 6.5.2 angegebenen Kriterien bewertet und zusammen mit den jeweiligen Simulationseingangsgrößen gespeichert. So ergibt sich nach jedem Simulationsdurchlauf ein Datenset bestehend aus dem simulierten Fahrmanöver, dem eingebrachten Sensorfehlerbild und den als tolerierbar oder nicht tolerierbar eingestuften fahrdynamischen Reaktionsgrößen.

Sensorsignal	δ_S [°]	a_x [m/s ²]	a_y [m/s ²]	$\dot{\psi}$ [°/s]	$v_{Rad,xy}$ [km/h]
Empfindlichkeit					
Faktor z_{SE}	[-10, ..., 10]				
Signalfreeze					
Ausfall bei $y_{Signal,MNL} = 0$	[-500, ..., 500]	[-9, ..., 9]	[-9, ..., 9]	[-50, ..., 50]	[0, ..., 250]
Einfrieren bei $y_{Signal,MFR}$	[-500, ..., 500]	[-9, ..., 9]	[-9, ..., 9]	[-50, ..., 50]	[0, ..., 250]
Offset					
Amplitude z_{MOF}	[-500, ..., 500]	[-9, ..., 9]	[-9, ..., 9]	[-50, ..., 50]	[-50, ..., 250]
Latenz Δt	[0, ..., 2000, ∞] [ms]				
Rauschen					
Leistung $n(t)$	[0, ..., 1]				
Latenz Δt	[0, ..., 5000, ∞] [ms]				
Drift					
Amplitude z_{ADR}	[-500, ..., 500]	[-9, ..., 9]	[-9, ..., 9]	[-50, ..., 50]	[-50, ..., 250]
Frequenz z_{FDR}	[0, ..., 6] [Hz]				

Tabelle 6.2: Übersicht der spezifizierten Wertebereiche von Sensorfehlern als Eingangsgröße in die stochastische Simulation.

6.5.2 Bewertungskriterium

Die simulierte Systemreaktion des Lenkungsreglers sowie die fahrdynamische Reaktion des Fahrzeugs muss nach einem Simulationsdurchlauf bewertet werden. Die Bewertung, inwieweit die auftretende Systemreaktion tolerierbar ist, wird auf der Basis der bisherigen Ansätze getroffen. Parallel zu den von Neukum und Krüger [111–113, 128, 202, 226] angegebenen objektiven Kriterien der Fahrzeugreaktion in open-loop Fahrmanövern mit fixiertem Lenkrad im Geschwindigkeitsbereich von 50 -150 km/h in der Geradeausfahrt, siehe Tabelle 6.3, wird auch der in Kapitel 5 trainierte Random Forest Klassifikator eingesetzt.

Fahrmanöver	Geradeausfahrt		
	50	100	150
Geschwindigkeit [km/h]	50	100	150
Betrag der max. Gierrate [°/s]	4,00	3,00	2,50
Betrag der max. Querbeschl. [m/s ²]	1,25	1,25	1,25

Tabelle 6.3: Übersicht objektiver tolerierbarer fahrdynamischer Grenzwerte nach Neukum und Krüger [111–113, 128, 202, 226] aus open-loop Fahrmanövern mit fixiertem Lenkrad.

6.5.3 Beschreibung der Datensätze

Aus den durchgeführten Simulationen werden ein Test- und Trainingsdatensatz für die Klassifikation durch einen Random Forest erzeugt. Der entsprechende Datensatz wird mit \mathbb{A} bezeichnet. Der Testdatensatz \mathcal{L}_{Test} wird zur Ermittlung der Feature Importance, der Trainingsdatensatz \mathcal{L}_{Train} zum Training des Random Klassifikators generiert und verwendet.

- Testdatensatz, zur Ermittlung der Feature Importance (N=10000 Simulationsdurchläufe)

$$\mathcal{L}_{Test} = \{\mathbb{A}_{Test} \subseteq \mathbb{A}\} \quad (6.53)$$

- Trainingsdatensatz zur Generierung des Random Forest (N=10000 Simulationsdurchläufe)

$$\mathcal{L}_{Train} = \{\mathbb{A}_{Train} \subseteq \mathbb{A}\} \quad (6.54)$$

Für die Test- und Trainingsdatensätze wird jeweils eine N=10000 Datensätze umfassende Teilmenge des Gesamtdatensatzes von N=50000 Simulationen verwendet. Die Teilmengen werden mittels Bootstrapping-Verfahren gewonnen.

Als Zielvariablen in den Datensätzen werden die Sensorfehlerbilder bei den jeweiligen Systemreaktionen verwendet:

- **Systemreaktion=0** bedeutet, dass das entsprechende Sensorfehlerbild als **tolerierbar** angesehen und klassifiziert werden muss.
- **Systemreaktion=1** bedeutet, dass das entsprechende Sensorfehlerbild als **nicht tolerierbar** angesehen und klassifiziert werden muss.

6.5.4 Klassifikationsszenarien

Die Analyse und Ermittlung der tolerierbaren Sensorfehlerbilder erfolgt über die folgenden Klassifikationsszenarien. In einem ersten Schritt werden durch die Ermittlung der Feature Importance die Sensorgrößen und -fehlerbilder aufgezeigt (Szenario 1), die einen wesentlichen Einfluss auf die Reglerausgangsgrößen haben. Im Folgenden wird ein Random Forest Klassifikator erzeugt, trainiert und die tolerierbaren Sensorfehlerbilder ermittelt (Szenario 2).

6.5.4.1 Szenario 1 - Ermittlung der Feature Importance

Im Klassifikationsszenario 1 erfolgt die Ermittlung der fahrmanöver- und sensorfehlerabhängigen Feature Importance der untersuchten Sensorgrößen auf die Tolerierbarkeit der erfolgten Systemstörung. Dazu werden die Simulationsergebnisse der aus den Tabellen 6.1 und 6.2 zufällig ausgewählten Fahrmanövern und Sensorfehlerbilder analysiert. Die Feature Importance wird für jedes Fahrmanöver separat ermittelt.

6.5.4.2 Szenario 2 - Klassifikation von Sensorfehlerbildern

Im Szenario 2 wird ein Random Forest unter Berücksichtigung der unter Szenario 1 ermittelten Sensorgrößen und -fehlerbilder, die einen wesentlichen Einfluss auf die Systemreaktion haben, trainiert. Das Trainingsdatenset wird aus einem Teil der Simulationsdaten gewonnen, siehe Zusammenhang 6.54. Im Anschluss wird dieser Random Forest zur Klassifikation der tolerierbaren Sensorfehlerbilder verwendet.

Setup-Parameter der Klassifikationsszenarien 1 & 2		
ntree	500	Anzahl der Bäume im Wald
mtry	5	Anzahl der Features die bei jeder Verästelung im Baum zufällig ausgewählt werden
ndsize	2	Mind. Anzahl der Beobachtungen in jedem Endknoten

Tabelle 6.4: Setup-Parameter zur optimalen Klassifikation mittels Random Forest

Tabelle 6.4 zeigt die für die Klassifikationsszenarien optimalen Setup-Parameter der Random Forests. Die Parameter wurden unter Berücksichtigung einer minimalen Fehlklassifikation bei minimalem Rechenaufwand experimentell bestimmt.

6.6 Simulations- und Klassifikationsergebnisse

Die Ergebnisse der einzelnen Klassifikationsszenarien ermöglichen die Ermittlung der relevanten Reglereingangsgrößen (Sensorsignale) und die maximal tolerierbaren Sensorfehlerbilder aus Fahrersicht.

6.6.1 Szenario 1 - Feature Importance

Die Ermittlung der Feature Importance der Reglereingangsgrößen in den Lenkungsregler gibt einen Überblick über die Sensibilität des Reglers auf Veränderungen der Reglereingangsgrößen und der Güte der Sensorsignale. Die Berechnung mittels Random Forest erfolgt nach Klassifikationsszenario 1, siehe auch Tabelle 6.5.

Szenario 1		
Klassen	2	Systemreaktion tolerierbar vs. nicht tolerierbar
Merkmale	9	Ausprägungen der Sensorfehlerbilder, siehe Tabelle 6.2
Fahrzeuge	1	A (simuliert)
Manöver	2	Geradeausfahrt, Kurvenfahrt
Reglereingangsgrößen	5	$\delta_S, a_x, a_y, \dot{\psi}, v_{Rad,xy}$

Tabelle 6.5: Datensatz des Klassifikationsszenarios 1 zur Analyse der Feature Importance

In Tabelle 6.6 sind die Werte der mittels Random Forest ermittelten Feature Importance der einzelnen Sensorsignale auf die tolerierbare Systemreaktion aufgeführt.

Sensorsignal	δ_S [°]	a_x [m/s ²]	a_y [m/s ²]	$\dot{\psi}$ [°/s]	$v_{Rad,xy}$ [km/h]
Geradeausfahrt					
$v_{Fzg} = 25km/h$	0,87	0,00	0,66	0,76	0,00
$v_{Fzg} = 50km/h$	0,94	0,00	0,68	0,83	0,00
$v_{Fzg} = 100km/h$	0,93	0,00	0,75	0,81	0,00
$v_{Fzg} = 150km/h$	0,95	0,00	0,73	0,75	0,00
$v_{Fzg} = 200km/h$	0,93	0,00	0,75	0,86	0,00
$v_{Fzg} = 250km/h$	0,97	0,00	0,81	0,79	0,00
OOB-Fehlerrate [%]	4,96	7,56	4,39	5,73	6,37
Kurvenfahrt 70km/h					
$a_y = 2m/s^2$	0,97	0,56	0,64	0,58	0,26
$a_y = 4m/s^2$	0,96	0,64	0,86	0,89	0,47
$a_y = 6m/s^2$	0,97	0,53	0,92	0,97	0,76
OOB-Fehlerrate [%]	5,54	6,97	5,20	6,36	6,83
Kurvenfahrt 150km/h					
$a_y = 2m/s^2$	0,94	0,63	0,46	0,57	0,32
$a_y = 4m/s^2$	0,98	0,67	0,83	0,88	0,52
$a_y = 6m/s^2$	0,96	0,58	0,88	0,93	0,84
OOB-Fehlerrate [%]	6,39	6,89	5,72	6,37	7,94

Tabelle 6.6: Übersicht der mittels Random Forest ermittelten Feature Importance der Reglereingangsgrößen (Sensorsignale) auf die tolerierbare Systemreaktion bei Geradeaus- und Kurvenfahrt

Aufgrund der durchgehend niedrigen Out-Of-Bag-Fehlerrate können folgende Aussagen bzgl. der einzelnen Fahrmanöver und Sensorsignale abgesichert werden:

- Änderungen im **Lenkradwinkel** δ_S weisen durchgehend die höchste Feature Importance im Vergleich zu allen anderen Sensorsignalen auf. Als zentrale Führungsgröße im Lenkungsregler sowohl in der Berechnung der variablen Lenkübersetzung (Agilitätsfunktion) als auch in der Fahrdynamikregelung (Stabilitätsfunktion) hat eine Änderung des Lenkradwinkels den größten Einfluss auf die Reglerausgangsgrößen und somit die tolerierbare Systemreaktion. Die Wirkmechanismen unterscheiden sich allerdings grundlegend. Bei Geradeausfahrt führen Lenkradwinkelfehler zu einem Sprung im variablen Übersetzungsverlauf und somit zu einem sprungartigen Selbstlenker. Bei Kurvenfahrt wird dieser Effekt von einem Regeleingriff des Fahrdynamikreglers überlagert. Änderungen des Lenkradwinkels führen zu einer fehlerhaft berechneten Sollgierrate und somit zu einem fehlerhaften Eingriff des Lenkungsreglers.
- Fehler im Sensorsignal der **Längsbeschleunigung** a_x haben bei Geradeausfahrt keinen Einfluss auf die Systemreaktion. Anders bei Kurvenfahrt. Hier lässt sich ein längsbeschleunigungsabhängiger Einfluss erkennen. Es ist anhand der Ergebnisse davon auszugehen, dass das Regelverhalten des Lenkungsreglers in Abhängigkeit der Längsbeschleunigung skaliert wird.
- Abweichungen des Sensorsignals der **Querbeschleunigung** a_y und der **Gierrate** $\dot{\psi}$ führen sowohl bei Geradeausfahrt als auch bei Kurvenfahrt zu hohen Werten in der Fea-

ture Importance. Fehlerhafte Systemreaktionen werden durch die Stabilitätsfunktionen hervorgerufen. Diese verwenden beide Signale als Eingangsgrößen. Im Vergleich zu den berechneten Sollgierraten ergibt sich eine Differenzgierrate, die durch die Stabilitätsfunktionen in Form eines Lenkungseingriffs ausgeglichen werden muss.

- Änderungen der **Radgeschwindigkeit** $v_{Rad,xy}$ haben direkten Einfluss auf die Berechnung der Referenzgeschwindigkeit. Dadurch erklärt sich auch die Zunahme der Werte der Feature Importance mit steigender Querbeschleunigung bei Kurvenfahrt. Da mit wachsender Querbeschleunigung größere Lenkradwinkel aufzubringen sind, führen Verfälschungen der Referenzgeschwindigkeit zu immer größer werdenden Abweichungen der Sollgierraten und somit zu einem Regeleingriff des Fahrdynamikreglers.

6.6.2 Szenario 2 - Klassifikation von Sensorfehlerbildern

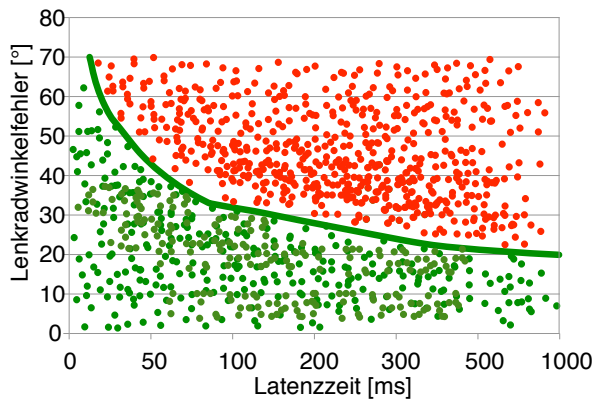
Das Ergebnis der Klassifikation von Sensorfehlerbildern ist in Bild 6.18 und Tabelle 6.7 zusammenfassend dargestellt. Die Abbildungen zeigen die maximal tolerierbaren Offsetfehler in Abhängigkeit der Fehlerlatenzzeit. Diese beinhalten alle anderen Sensorfehlerbilder, sofern diese maximal in der Größenordnung der Offsetfehler auftreten.

Tabelle 6.7 zeigt neben den simulierten und klassifizierten Sensorfehlerwerten auch im Fahrzeug gemessene Werte. Dazu wurde das in der Simulation abgebildete Fahrzeug mit entsprechender Messtechnik, analog Bild 4.2, versehen und das in der Simulation verwendete Sensormanipulationsmodell auf einer Autobox integriert. Damit lassen sich die im Fahrzeug gemessenen und für das Überlagerungslenksystem verwendeten Sensorsignale manipulieren. Im Realfahrzeug werden Offsets auf die entsprechenden Sensorsignale unter Berücksichtigung der jeweiligen Fehlerlatenzzeiten aufgeschaltet. Getestet wurden die in Tabelle 6.6 aufgeführten Fahrmanöver.

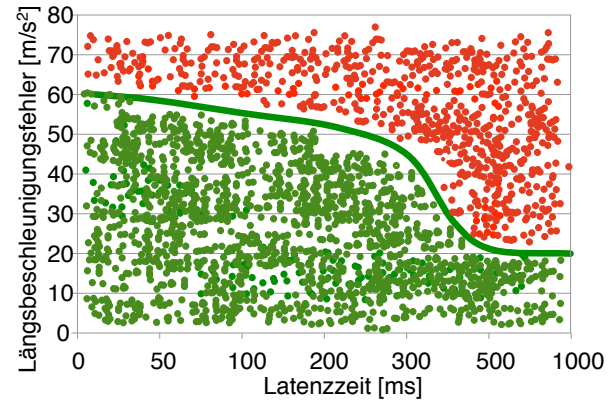
Sensorsignal	δ_S [°]	a_x [m/s ²]	a_y [m/s ²]	$\dot{\psi}$ [°/s]	$v_{Rad,xy}$ [km/h]
Fehlerlatenzzeit					
50 [ms]	45/47	59/59	32/34	45/45	118/120
100 [ms]	32/33	55/57	25/27	38/39	102/104
200 [ms]	28/30	52/53	19/21	32/33	37/40
300 [ms]	24/26	45/46	16/17	26/27	23/25
500 [ms]	21/22	20/22	15/15	25/25	21/21
>1000 [ms]	20/20	20/20	15/15	25/25	20/20
OOB-Fehlerrate [%]	5,29/-	7,54/-	4,87/-	5,76/-	6,83/-

Tabelle 6.7: Übersicht tolerierbarer Sensorfehler in Abhängigkeit der Fehlerlatenzzeit. Gegenübergestellt sind simulierte und im Fzg. gemessene Werte (simuliert/gemessen)

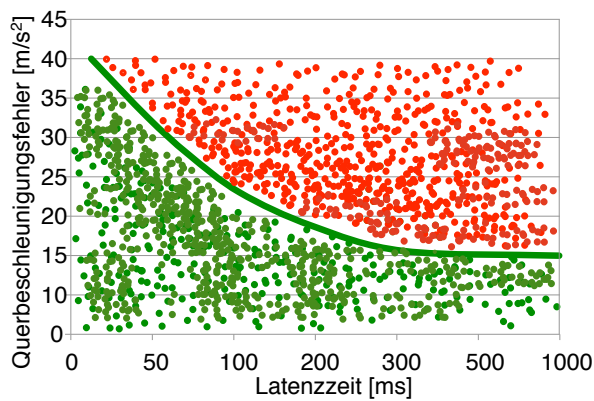
Aus den Ergebnissen in Tabelle 6.7 geht hervor, dass die simulierten und klassifizierten Sensorfehlerwerte sehr gut mit den in einem Realfahrzeug gemessenen Werten übereinstimmen. Es zeigt sich, dass die simulierten Werte maximal 5% von den gemessenen Werten abweichen. Die Abweichung ist stets kleiner als der real gemessene Wert. Dadurch ist gewährleistet, dass keiner der durch Simulation ermittelten Sensorfehlerwerte toleriert werden, die sich größer als im Realfahrzeug darstellen.



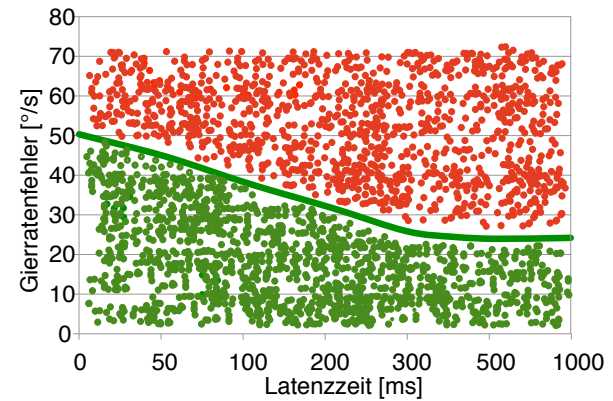
(a) Klassifikationsergebnis tolerierbarer Lenkradwinkelfehler (grün)



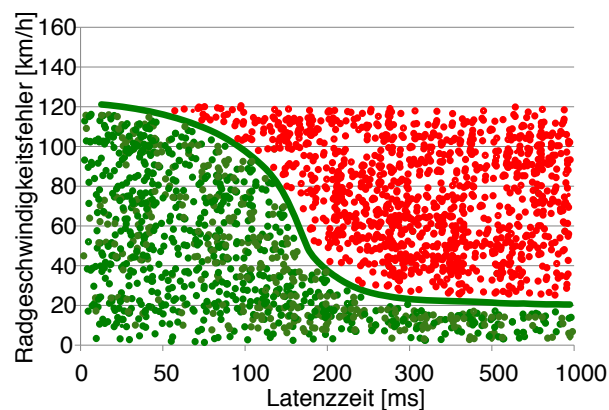
(b) Klassifikationsergebnis tolerierbarer Längsbeschleunigungsfehler (grün)



(c) Klassifikationsergebnis tolerierbarer Querbeschleunigungsfehler (grün)



(d) Klassifikationsergebnis tolerierbarer Gierratenfehler (grün)



(e) Klassifikationsergebnis tolerierbarer Radgeschwindigkeitsfehler (grün)

Bild 6.18: Zusammenfassendes Klassifikationsergebnis tolerierbarer Sensorfehlerwerte (grün) als Eingangsgröße in einen Lenkungsregler für ein Überlagerungslenkensystem in Abhängigkeit der Fehlerlatenzzeit.

Der Ansatz zur Ermittlung tolerierbarer Sensorfehlerwerte auf Basis einer stochastischen Fahrdynamiksimulation stellt sich als adäquates Instrument dar, in der Reglerentwicklung bereits frühzeitig Anforderungen an die Sensorik generieren zu können. Dieser rein simulative Ansatz kann auch in eine vollständige Simulationsumgebung eingebettet werden und einen wichtigen Beitrag in der virtuellen Fahrzeugentwicklung leisten. Im Gegensatz zu einer vollständigen Simulation aller Variationsmöglichkeiten ermöglicht der stochastische Ansatz die ressourcenschonende Simulation auf einem gängigen PC-System.

7. Anwendung der Ergebnisse

Die Entwicklung aktiver Fahrwerkregelsysteme, wie z.B. eines Überlagerungslenksystems, erfordert zunehmend methodische Verfahren, die die Entwicklungsingenieure bei der Auslegung der Regler und des Sicherheitskonzeptes unterstützen. Die steigende Komplexität in der Entwicklung aktiver Fahrwerkregelsysteme und die zunehmende Verkürzung der Entwicklungszyklen in der Fahrzeugindustrie zwingen zu effektiveren Entwicklungsprozessen. Um dem gerecht zu werden, zeigt Bild 7.1 das in den vorhergehenden Kapiteln ausgeführte Verfahren, welches einen Betrag zur Verkürzung der Entwicklungszyklen liefert.

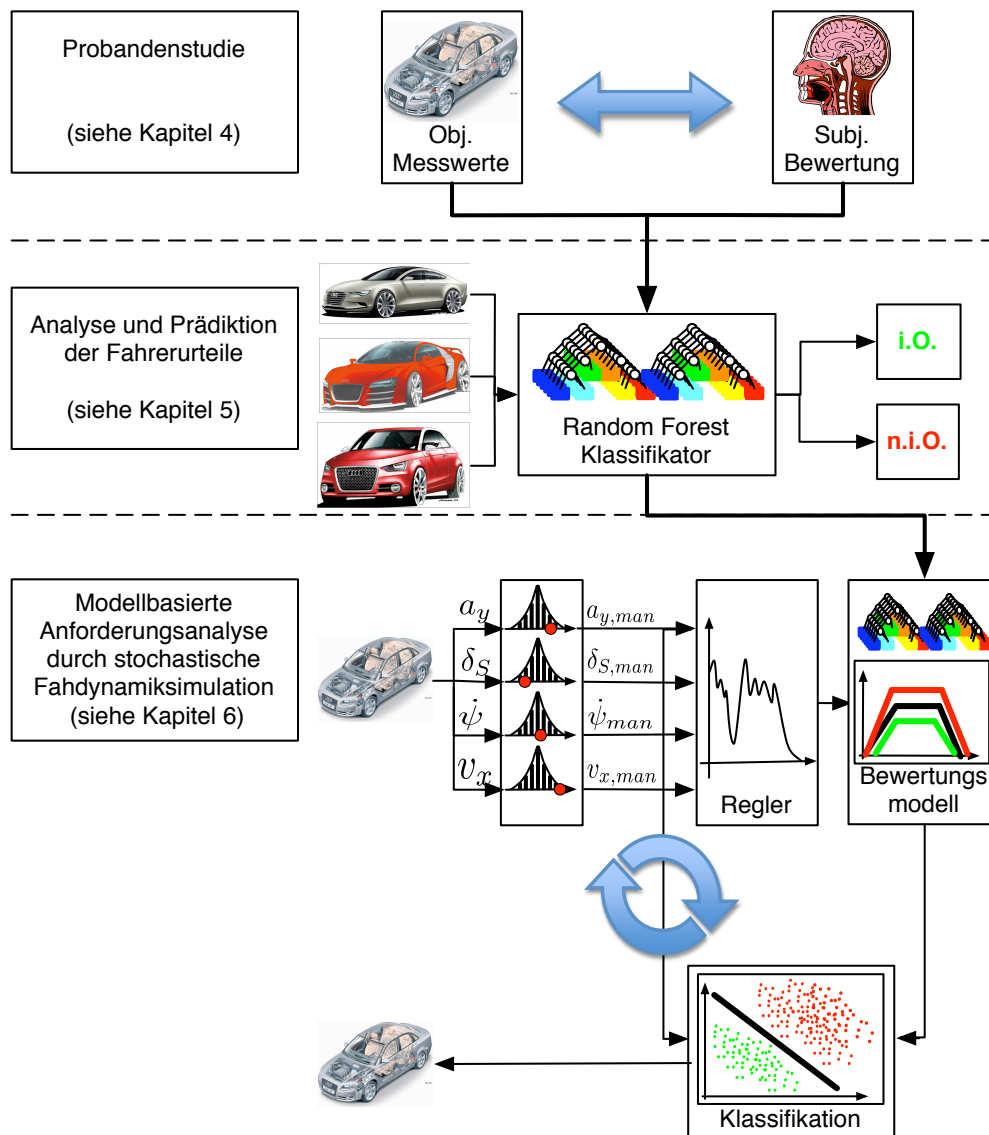


Bild 7.1: Übersicht der Anwendungsmöglichkeiten der erarbeiteten Ergebnisse und Methoden

Die Zielvorstellung des Verfahrens liegt in der Entwicklung einer einfach zu handhabenden Softwareapplikation für den Versuchingenieur. Dieses dient der Absicherung zum einen von Überlagerungslenksystemen im Fahrzeug und zum anderen durch Simulationsergebnisse in der frühen virtuellen Produktentwicklungsphase. Durch die in den letzten Kapiteln erarbeiteten Methoden und Verfahren kann dies in einem durchgängigen Verfahren erreicht werden.

Die in Kapitel 4 beschriebene Methodik nach Neukum und Krüger [111–113, 128, 202] bildet die Basis zur Gewinnung statistisch belastbarer subjektiver Aussagen und objektiver Kennwerte in Probandenstudien. Diese ist so konzipiert, dass sie generell zur Ermittlung der funktionalen Sicherheitsanforderungen von aktiven Fahrwerkregelsystemen aus Sicht des Fahrers verwendet werden kann. Die dabei getesteten Fahrzeuge sollten ein möglichst breites fahrdynamisches Spektrum abdecken, um eine große Bandbreite an Einflussfaktoren für die subjektive Bewertungen zu erhalten. Der mit diesen Daten trainierte Random Forest Klassifikator kann dadurch zukünftige Absicherungsuntersuchungen eines Überlagerungslenksystem aus Fahrersicht mit abdecken. Des Weiteren können durch den Random Forest Klassifikator die urteilsrelevanten Fahrerinformationsgrößen ermittelt werden, was bei zukünftigen Fahrwerkregelsystemen hilfreich sein kann, siehe Kapitel 5.

Die Umsetzung des Funktionsablaufes erfolgt zur Automatisierung und einfacheren Anwendung durch Versuchingenieure in einer Softwareapplikation. Diese führt den Anwender durch den Testablauf und steuert die Funktions-, Mess- und Auswerteroutinen in einer Matlab/Simulink-Umgebung. Dem Anwender werden dabei Systemfehler in den Fahrmanövern Geradeausfahrt und stationäre Kreisfahrt bei vorgegebenen Geschwindigkeiten und Querbeschleunigungen durch die Software aufgeschaltet. Die sich ergebenden Fahrzeugreaktionen werden durch den in der Software hinterlegten Klassifikator analysiert und bewertet. Als Ergebnis erhält der Anwender eine Rückmeldung, ob dieses Fehlerbild tolerierbar (i.O.) bzw. nicht tolerierbar (n.i.O.) ist, siehe Bild 7.1. Die MATLAB/Simulink Routine ist derart gestaltet, dass diese sowohl in simulierten Fahrmanövern als auch im Realfahrzeug verwendet werden kann. So können bestehende Sicherheitskonzepte in weiterführenden Fahrzeugderivaten ohne aufwändige Probandenstudien sehr schnell validiert und Optimierungspotenziale in der Simulation aufgezeigt werden.

In der Neuentwicklung von Fahrwerkregelsystemen und deren Regelalgorithmen können die erarbeiteten Ergebnisse, siehe Kapitel 6, Bild 7.1 eingesetzt werden. Auf der Basis eines validierten Fahrzeugmodells können durch den Einsatz des beschriebenen stochastischen Simulationsverfahrens die funktionalen Sicherheitsanforderungen an die Sensorik und Signaldatenaufbereitung sicherheitsrelevanter Fahrwerkregelsysteme in einem durchgängigen Verfahren abgeleitet werden. Die Reglerausgangsgrößen, die sich als Reaktion auf die stochastisch verfälschten Signalgrößen ergeben, werden durch den Random Forest Klassifikator bezüglich ihrer Tolerierbarkeit aus Fahrersicht bewertet. In Verbindung mit den korrespondierenden Sensorfehlerbildern ist es möglich Grenzwerte abzuleiten. Die Vorteile dieses stochastischen Verfahrens liegen in einer stark reduzierten Menge an Simulationsdurchläufen zur Gewinnung reliabler Ergebnisse. Des Weiteren kann dieses Verfahren vollständig in einer Simulationsumgebung abgebildet werden. So wird dem Anwender erstmalig eine Softwareapplikation an die Hand gegeben, mit der er Änderungen des Regelalgorithmus und dessen Parameter bezüglich ihrer Sicherheitsrelevanz und Sensibilität schnell bewerten und Anforderungen an die Sensorik und Signalüberwachung ableiten kann.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Aktive Überlagerungslenksysteme ermöglichen ein erweitertes Funktionsspektrum, das dem Fahrer mehr Fahrspaß und -komfort vermittelt und dessen Lenkverhalten optimiert. Im Fehlerfall eines solchen Systems muss der Fahrer als letzte Rückfallebene das Fahrzeug stabilisieren und kontrollieren können. Als Entwickler dieser Systeme gilt es den Zielkonflikt aus Verfügbarkeit und Sicherheit ausgewogen abzustimmen.

Bestehende Ansätze zur Bewertung der Kritikalität von Lenksystemstörungen betrachten die Aspekte des Zielkonflikts Sicherheit vs. Verfügbarkeit jeweils getrennt voneinander. Einerseits darf es durch den Ausfall eines Überlagerungslenksystems nicht zu kritischen Fahrsituationen kommen, andererseits will man dem Fahrer die maximale Leistung und Funktionalität zur Verfügung stellen. In dieser Arbeit wurde dieser Zielkonflikt aus Fahrersicht in einem durchgängigen Verfahren gelöst. Unter Einbindung des Fahrers wurden Systemfehler und Rückfallebenen eines Überlagerungslenksystems im Normalfahrbereich und während fahrdynamisch kritischer Situationen bezüglich ihrer Tolerierbarkeit ermittelt und funktionale und sicherheitsrelevante Optimierungspotenziale abgeleitet. Von besonderem Interesse war dabei die Ermittlung der urteilsrelevanten Informationsgrößen, die ein Fahrer zur Bewertung der Kritikalität heranzieht sowie die Abbildung der Fahrerurteile in einem objektiven Testverfahren zur Minimierung von Probandenstudien. Auf der Basis der erarbeiteten Erkenntnisse wurde ein Verfahren entwickelt, das die Ableitung konkreter funktionaler Sicherheitsanforderungen an die Sensorik, Signaldatenaufbereitung und Überwachungsfunktionen ermöglicht.

Die Datenbasis für das entwickelte Verfahren liefert eine in der Literatur bekannte Methodik zur Bewertung von Lenksystemstörungen von Überlagerungslenksystemen, die vorgestellt und kritisch diskutiert wurde. In einer Probandenstudie mit $N = 141$ Probanden wurden fahrdynamische Grenzwerte für reversible und irreversible Lenksystemfehler im Normalfahrbereich – Geradeausfahrt und stationäre Kurvenfahrt – und während der Fahrdynamikregelung – Bremsen μ -split, untersteuernde Kurvenfahrt, ISO-Spurwechsel und ABS-Bremung – ermittelt. Aus den in vier fahrdynamisch unterschiedlichen Fahrzeugen ermittelten Erkenntnissen, welche Systemfehler und Rückfallebenen eines Überlagerungslenksystems aus Fahrersicht tolerierbar sind, leiten sich fahrzeugindividuelle Grenzwerte und funktionale Optimierungspotenziale ab. Es konnte gezeigt werden, dass Fahrer Lenksystemstörungen im Normalfahrbereich um bis zu 20% kritischer beurteilen als während der Fahrdynamikregelung. Als Ergebnis mehrfaktorieller Varianzanalysen zeigte sich, dass Fahrzeugtyp, -geschwindigkeit, Stellfehlerart, -richtung, -latenzzeit und Fahrmanöver einen signifikanten Einfluss auf die subjektive Bewertung haben. Als Nachteil des Verfahrens hat sich die mangelnde Generalisierbarkeit und Übertragbarkeit von Lenksystemstörungen erwiesen, ohne die Verfügbarkeit massiv einschränken zu müssen.

Dies wurde durch die Entwicklung eines neuen Verfahrens kompensiert. Mittels der Klassifikationsmethode der Random Forest wurde die Analyse und Ermittlung urteilsrelevanter Informationsgrößen und objektiver Kriterien auf die subjektive Einschätzung der Tolerierbarkeit von Lenksystemstörungen ermöglicht. Dabei wurden in einem ersten Schritt aus 111 fahrer- und fahrzeugspezifischen Kennwerten 17 urteilsrelevante ermittelt. Es konnte gezeigt

werden, dass sowohl Fahrzeugkennparameter, wie z.B. die Peak-Response-Time der Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung als auch Fahrerparameter, wie z.B. Betrag und Phase der Schnittfrequenz für sich eine Klassifikationsfehlerrate $<5\%$ aufweisen. Die geringsten Fehlerraten konnten in Kombination der Parameter erreicht werden. Fahrzeug- und Fehlerbildeinflüsse auf Unterschiede in den urteilsrelevanten objektiven Kennparametern konnten nicht nachgewiesen werden. Somit können die identifizierten urteilsrelevanten Kennparameter für ein übertragbares, generalisierbares Verfahren zur Bewertung tolerierbarer Lenksystemstörungen verwendet werden. Auf der Basis der Kennwerte wurde in einem zweiten Schritt ein Random Forest Klassifikator trainiert und der Funktionsnachweis geführt. Der trainierte Random Forest wurde zur Entwicklung eines Bewertungsverfahrens, das die Objektivierung, Generalisierbarkeit und Übertragbarkeit der subjektiven Störungsbewertung auf andere Fahrzeuge in einem standardisierten Verfahren ermöglicht, verwendet und fahrzeugindividuelle, fahrdynamische Grenzwerte angegeben. Es konnte gezeigt werden, dass eine sehr viel genauere fahrzeugindividuelle Grenzwertbildung erfolgen kann. Dadurch ist unter Verwendung des trainierten Random Forest Klassifikators eine fahrzeugübergreifende Bewertung möglich.

Abschliessend wurde ein Verfahren entwickelt, das die Ableitung funktionaler Sicherheitsanforderungen auf der Basis der erarbeiteten Erkenntnisse ermöglicht. Da deterministische Simulations- und Regelungstechnikverfahren aufgrund des hohen Aufwandes und Ressourceneinsatzes sowie einer erforderlichlich genauen Reglerkenntnis nicht zielführend sind, kommt hier ein neuer stochastischer fahrdynamischer Simulationsansatz zum Einsatz. Die Grundlage bildet ein erweitertes nichtlineares Einspurmodell, das durch die Integration eines Modells eines Überlagerungslenkensystems in zwei Freiheitsgraden – Lenkradwinkel und Motorwinkel des Überlagerungslenkensystems – anregbar ist. Des Weiteren stellt es die erforderlichen Sensorgrößen für einen gegebenen Lenkungsregler bereit und ermöglicht die Manipulation der Sensorsignale. In stochastischen Simulationsdurchläufen wurden verschiedene Fahrmanöver, -geschwindigkeiten und Sensorfehlerbilder durchfahren und die aufgetretenen Lenkungsreglereingriffe hinsichtlich ihrer Tolerierbarkeit mit den erarbeiteten Verfahren bewertet.

Mit dem vorgestellten Verfahren ist es möglich den Zielkonflikt aus Sicherheit und Verfügbarkeit eines Überlagerungslenkensystems effektiv zu bearbeiten. Es gibt dem Entwickler die Möglichkeit durch simulative Untersuchungen bereits in einer frühen Phase der Entwicklung Aussagen über die Tolerierbarkeit seiner Reglerauslegung im Fehlerfall zu treffen. Ebenso können Sensitivitätsuntersuchungen und Änderungen der Reglerstruktur frühzeitig bewertet werden. Damit können ein größerer funktionaler und fahrdynamischer Bereich optimal ausgenutzt werden und grundlegende funktionale Sicherheitsanforderungen definiert werden. In weiteren Untersuchungen sollte die Übertragbarkeit des Verfahrens auch auf andere Fahrdynamikregelsysteme untersucht werden.

Anhang

A1 Messlenkrad CAETEL

Lenkmoment	Sensor		integrierte DMS-Applikation, temperaturkompensiert
	Messbereich	Nm	100
	Genauigkeit	%FS	0,2
	Bandbreite	Hz	DC ...800
Lenkwinkel	Sensor		Optisches inkrementales System
	Messbereich	deg	$\pm 100, \pm 1.000$
	Auflösung	%FS	0,2
	Bandbreite	Hz	DC ...800
Lenkwinkel- geschwindig- keit	Sensor		berechnet aus Winkel
	Bereich	$^{\circ}/s$	$\pm 500, \pm 1.000$
	Auflösung	$^{\circ}/s$	0,5, 1
	Bandbreite	Hz	DC ...800
Vibration x,y,z	Sensor		3-axialer Beschl.-Aufnehmer
	Messbereich	g	± 5
	Bandbreite	Hz	1 ... 200
Winkelbeschleu- nigung	Sensor		Beschleunigungsaufnehmer
	Messbereich	$^{\circ}/s^2$	± 10.000
	Bandbreite	Hz	1 ... 200
Überlast		Nm	>100% des Nominal-Lenkmoments
Mech. Bruchmoment		Nm	>550Nm (mechanische Sicherung bei Bruch)
Maße	Außen- \varnothing	mm	380
Lenkrad	Höhe	mm	147,5
Gewicht		kg	3,4
Trägheitsmoment		kgcm ²	320
Betriebs- temperatur		$^{\circ}C$	-20...80
Tasten am Lenkrad	Autozero Winkel		Ja
	Autozero Lenkmom.		Ja
	ShuntCal Lenkmom.		Ja
Signal Output $\pm 10V$	Lenkmoment	Nm	± 10 und ± 100
	Winkel	$^{\circ}$	$\pm 100, \pm 1.000$
	Rate	$^{\circ}/s$	$\pm 500, \pm 1.000$
	Beschleun. x,y,z	g	± 5
	Winkelbeschl.	$^{\circ}/s^2$	± 10.000

Tabelle A1: Spezifikationen CAETEL Messlenkrad CL-2[227]

A2 Fragebogen

Fragebogen

1. Wie alt sind Sie?
2. Sind Sie männlich oder weiblich ?
3. Welche Führerscheinklassen besitzen Sie und wann haben Sie sie erworben?

NEU	ALT		Jahr des Erwerbs
A	1	Motorrad	
B	3	Pkw	
CE	2	Lkw	

Sonstige (Klasse und Jahr des Erwerbs):

4. Wie viele Kilometer fahren Sie durchschnittlich im Jahr? km
5. Wie viele Kilometer sind Sie bisher insgesamt schon gefahren? km
6. Wie groß ist daran der Anteil an

Stadt	%
Landstraße	%
Autobahn	%

(BITTE BEACHTEN SIE, DASS DIE SUMME DIESER DREI ANGABEN 100% ERGIBT)

7. Wie oft benutzen Sie Ihr Fahrzeug pro Woche?

1 - 2mal <input type="checkbox"/>	3 - 5mal <input type="checkbox"/>	täglich <input type="checkbox"/>
-----------------------------------	-----------------------------------	----------------------------------
8. Sind Sie beruflich an das Fahrzeug gebunden? (Täglicher Pendelverkehr von/ zur Arbeit ausgeschlossen)

Ja <input type="checkbox"/>	Nein <input type="checkbox"/>
-----------------------------	-------------------------------

9. Was für ein Fahrzeug fahren Sie zurzeit?

Marke:
Baujahr:
Leistung:

kW / PS

10. Haben Sie schon einmal an einem Fahrsicherheitstraining teilgenommen?

Wenn ja, wie oft?

Welche? (Veranstalter und Art des Trainings)

11. Welchem der folgenden Fahrertypen würden Sie sich eher zuordnen?

sportlich normal(mit sportlicher Tendenz) normal(mit vorsichtiger Tendenz) vorsichtig

12. Ist Ihr Fahrzeug mit ABS ausgestattet? Ja Nein Weiß nicht

Kennen Sie die Funktion des ABS? Ja Nein

Wenn NEIN, weshalb nicht? (z.B. Technisches Desinteresse, etc...)

Wenn JA, könnten Sie die Funktion des ABS bitte in wenigen Stichworten beschreiben?

13. Ist Ihr Fahrzeug mit ESP ausgestattet? Ja Nein Weiß nicht

Kennen Sie die Funktion des ESP? Ja Nein

Wenn NEIN, weshalb nicht? (z.B. Technisches Desinteresse, etc...)

Wenn JA, könnten Sie die Funktion des ESP bitte in wenigen Stichworten beschreiben?

14. Ist Ihr Fahrzeug mit ASR ausgestattet? Ja Nein Weiß nicht

Kennen Sie die Funktion des ASR? Ja Nein

Wenn NEIN, weshalb nicht? (z.B. Technisches Desinteresse, etc...)

Wenn JA, könnten Sie die Funktion des ASR bitte in wenigen Stichworten beschreiben?

15. Im Folgenden sind an den beiden Rändern extreme Aussagen aufgeführt. Bitte markieren Sie durch ein Kreuz, inwieweit Sie der einen oder anderen Aussage zustimmen. Je eher eine der Aussagen Ihre Zustimmung findet, desto näher sollte das Kreuz bei dieser Aussage liegen.

Handwerkliche Tätigkeiten stellen für mich kein Problem dar	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Von Hammer, Bohrmaschine und Co. lasse ich lieber die Finger
Ich bin an technischen Dingen um das Auto interessiert, und informiere mich auch	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	An technischen Dingen um das Auto habe ich kein Interesse
Ich interessiere mich generell sehr für Technik	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Ich interessiere mich überhaupt nicht für Technik

Literaturverzeichnis

- [1] FLECK, R.: Potentiale der Mechatronik bei Kfz-Lenksystemen am Beispiel der Aktivlenkung. In: *Ausgewählte Kapitel der Fahrzeugtechnik aus der Sicht der Industrie*. München : TU München - Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 26. Juni 2006. – Vortrag im Rahmen der Seminarveranstaltung : ”Ausgewählte Kapitel der Fahrzeugtechnik aus der Sicht der Industrie”
- [2] HOLLE, M. ; WALLENTOWITZ, H. (Hrsg.): *Fahrdynamikoptimierung und Lenkmomentrückwirkung durch Überlagerungslenkung*. Aachen : Forschungsges. Kraftfahrwesen, 2004 (Schriftenreihe Automobiltechnik 74). – ISBN 3-925194-72-X. – Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2004
- [3] PAULY, A.: Einführungsvortrag Fahrzeugtechnik. In: *Ausgewählte Kapitel der Fahrzeugtechnik aus der Sicht der Industrie*. München : TU München - Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 08. Mai 2006. – Vortrag im Rahmen der Seminarveranstaltung : ”Ausgewählte Kapitel der Fahrzeugtechnik aus der Sicht der Industrie”
- [4] RIETH, P. E.: Integrationstrends in der Fahrzeugelektronik am Beispiel Global Chassis Control. In: *4. Kompetenztreffen Mikroelektronik im Automobil*. Kronberg, 13. Januar 2006
- [5] GAUPP, W. ; WOBLEN, D. ; HORN, M. ; SEEMANN, M.: Sicherheitsbelange aktiver Fahrdynamikregelungen / Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen. Bergisch Gladbach, 2001 (F 33). – Forschungsbericht
- [6] BUBB, H. (Hrsg.): *Menschliche Zuverlässigkeit*. Landsberg am Lech : Ecomed-Verlag, 1992
- [7] REICHART, G.: *Menschliche Zuverlässigkeit beim Führen von Kraftfahrzeugen*. München, Technische Universität München, Diss., 2000
- [8] FLECK, R.: Aktiv-Lenkung - Ein wichtiger erster Schritt zum Steer-by-Wire. In: *Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen : Haus der Technik e.V., 2003
- [9] MÜLLER, S.: Zukünftige verbrauchsarme Servolenkungen für vollständige Steer-By-Wire-Funktionalität. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 106 (2004), Nr. 4, S. 310-318
- [10] SEEWALD, A.: Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen. In: *Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen : Haus der Technik, 2005

-
- [11] BOOTZ, A.: *Konzept eines energiesparenden elektrohydraulischen Closed-Center-Lenkensystems für Pkw mit hoher Lenkleistung*. Darmstadt, TU Darmstadt, Diss., 2004
- [12] BREITWEG, W.: Hat eine hydraulische Lenkung noch Chancen für die Zukunft? In: *Pkw-Lenkensysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen, 2003
- [13] KONTER, A.: Elektrische und elektrohydraulische Lenksysteme der Opel-Fahrzeuge. In: *Tag des Fahrwerks*. Aachen : Institut für Kraftfahrwesen Aachen - RWTH Aachen, 04.10.2001 2000
- [14] FORBES, J.E.: Electrohydraulic Power Steering - An Advanced System for Unique Applications. In: *SAE-Paper* 870574 (1987)
- [15] URHAHNE, J. ; GESSAT, J. ; MÜLLER, J.: Vorteil der EHPAS gegenüber der HPAS - Technologie aus Sicht des Fahrzeugherstellers. In: *Pkw-Lenkensysteme - Vorbereitung auf die Technologie von morgen*, 2005
- [16] KOKOTOVIC, V.: Electro Hydraulic Power Steering System. In: *SAE-Paper* 1999-01-0404 (1999)
- [17] Schutzrecht EP 0915002 A1 - Offenlegungsschrift (12.05. 1999). ERNST, B. (Erfinder); Wandfluh AG (Anmelder). Europäisches Patentamt
- [18] *PSS - Progressive Sicherheitslenkung*
- [19] KAWAI, T.: VGS - Variable Gear Ratio Steering System. In: *Pkw-Lenkensysteme - Vorbereitung auf die Technologie von morgen*. Essen, 2001
- [20] ABE, M.: Analysis on Steering Gain and Vehicle Handling Performance with Variable Gear-Ratio Steering System. In: *FISITA* Bd. F2000 G349, 2000
- [21] KURISHIGE, M.: A New EPS Control Strategy to Improve Steering Wheel Returnability. In: *SAE-Paper* 2000-01-0815 (2000)
- [22] BADAWAY, A.: Modeling and Analysis of an Electric Power Steering System. In: *SAE-Paper* 1999-01-0399 (1999)
- [23] Schutzrecht DE 102004051338A1 - Offenlegungsschrift (21.10. 2004). GROLL, M. von (Erfinder); BMW Group (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt
- [24] GROLL, M. von ; MÜLLER, S. ; MEISTER, T. ; TRACHT, R.: Disturbance compensation with a torque controllable steering system. In: *Vehicle System Dynamics* 44 (2006), S. 327–338
- [25] HEINRICHFREISE, H. ; JUSSEIT, J.: Optimale Regelung einer elektromechanischen Servolenkung. In: *VDI Mechatronik Tagung*. Fulda, 2003

-
- [26] GROLL, M. von: *Modifizierung von Nutz- und Störinformationen am Lenkrad durch elektromechnische Lenksysteme*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.630. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2006. – Zugl.: Essen, Universität, Diss., 2006
- [27] Schutzrecht DE 102005002614A1 - Offenlegungsschrift (20.01. 2005). GROLL, M. von ; WIMBERGER, J. ; MEISTER, T. (Erfinder); BMW Group (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt
- [28] DEMERLY, J.D. ; YUCEF-TOUMI, K.: Feasibility of Using Two-Degree-of-Freedom Steering to Provide Emergency Vehicle Braking Capability. In: *AVEC*, 2000
- [29] DEMERLY, J.D. ; YUCEF-TOUMI, K.: A Closed-Loop Approach to Providing Emergency Braking Capability with the Steering System. In: *AVEC*, 2000
- [30] MCCANN, R.: Variable Effort Steering for Vehicle Stability Enhancement Using an Electric Power Steering System. In: *SAE-Paper* 2000-01-0817 (2000)
- [31] DOMINKE, P. ; RUCK, G.: Electric Power Steering - An Advanced System - The First Step on the Way to Steer-by-Wire. In: *SAE-Paper* 1999-01-0401 (1999)
- [32] GIES, S. ; SCHACHNER, M.: Neue Funktionalitäten durch elektronifizierte Lenksysteme. In: *13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2004, S. 1479–1500
- [33] FOTH, J. ; GAZYAKAN, Ü. ; DOMINKE, P. ; RUCK, G.: Moderne Lenksysteme für zukünftige Anforderungen. In: *Mechatronik - Mechanisch/ Elektrische Antriebstechnik*. Wiesloch, 2000, S. 367–384
- [34] MOON ; HYUNG ; CHOI ; CHIGWON ; LEE ; JINHWAN ; KIM ; JAEGOO ; YOON: Development of reps (rack assist electric power steering) system for 42V vehicle. In: *FISITA World Congress*. Spain, 2004
- [35] BRENNER, P.: Die Dual Pinion Elektrolenkung der ZF-Lenksysteme GmbH. In: *Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen, 2001
- [36] BACKHAUS, R.: Die Servoelectric von ZF. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* (1998), S. 636–638
- [37] FUKUMURA, K. ; HAGA, K. ; SUZUKI, M. ; MORI, K.: Center-Closed Rotary Servo Valve for Power Steering. In: *SAE-Paper* 960929 (1996), S. 1144–1151
- [38] Schutzrecht DE 102004003886 A1 - Offenlegungsschrift (11.08. 2005). FLECK, R. ; GLANZER, M. (Erfinder); BMW Group (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt
- [39] Schutzrecht DE 10353084 A1 - Offenlegungsschrift (23.06 2005). FLECK, R. ; GLANZER, M. ; MEISTER, T. (Erfinder); BMW Group (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt

- [40] Schutzrecht EP 1508494 - Europäische Patentanmeldung (25.05. 2005). MÜLLER, S. ; FLECK, R. (Erfinder); BMW Group (Anmelder). Europäisches Patentamt
- [41] MÜLLER, S.: Analyse eines energiesparenden mechatronischen hydraulischen Lenksystems für volle Steer-by-Wire Funktionalität. In: *Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen : Haus der Technik, 2005
- [42] FUKUMURA, K. ; OKAZAKI, A.: Rack Drive Type EPS Development. In: *Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen : Haus der Technik, 2005
- [43] Schutzrecht DE 19745733 A1 - Offenlegungsschrift (22.04. 1999). FLECK, R. ; WERNER, J. ; JEEBE, H. (Erfinder); BMW Group (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt
- [44] KÖHN, P. ; BAUMGARTEN, G. ; RICHTER, T. ; SCHUSTER, M. ; FLECK, R.: Die Aktivlenkung das neue fahrdynamische Lenksystem von BMW. In: *11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. Aachen, 2002
- [45] KÖHN, P. ; BAUMGARTEN, G. ; RICHTER, T. ; SCHUSTER, M. ; FLECK, R.: Die Aktivlenkung. Das fahrdynamische Lenksystem des neuen 5er. In: *ATZ/MTZ-Sonderausgabe "Der neue BMW 5er"* 8 (2002), S. 96–105
- [46] SAKUGAWA, J. ; TSUCHIYA, Y. ; KOJO, T. ; SUZUMURA, M. ; ASANO, K.: Technical introduction of TOYOTA Steering Control System. In: *Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen : Haus der Technik e.V., 2003
- [47] DICK, W. ; HOLLE, M.: Entwicklung einer Überlagerungslenkung. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* (2003), Nr. 105, S. 448–456
- [48] Schutzrecht DE 4133726 - Offenlegungsschrift (16.04. 1992). TISCHER, W. (Erfinder); Zahnradfabrik Friedrichshafen AG (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt
- [49] Schutzrecht DE 10053335 - Offenlegungsschrift (16.05. 2002). AHNER, P. ; LOHNER, H. ; DOMINKE, P. ; PFEIFFER, C.-T. Cao W. ; YUAN, B. ; MÜLLER, B. ; HARTER, W. ; BLESSING, P. (Erfinder); Robert Bosch GmbH (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt
- [50] TAJIMA, J.: Effects of Steering System Characteristics on Control Performance from the Viewpoint of Steer-by-Wire System Design. In: *SAE-Paper* 1999-01-0821 (1999)
- [51] Schutzrecht DE 19935073 - Offenlegungsschrift (01.02. 1999). VOHMANN, M. ; HAMMEL, K. ; STEINMEIER, N. ; FASSE, E. ; PLUSCHKE, A. ; KIRCHNER, F. ; BIDNER, M. ; HERMANN, J. (Erfinder); Mercedes Benz Lenkungen GmbH (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt
- [52] Schutzrecht DE 19540956 - Patentschrift (16.05. 2002). BOHNER, H. ; MOSER, M. (Erfinder); Mercedes Benz AG (Anmelder). Deutsches Patent- und Markenamt

-
- [53] Schutzrecht EP 1481873 - European Patent Application (13.05. 2004). SATO, K. ; YOSHIOKA, A. (Erfinder); NTN Corporation (Anmelder). Europäisches Patentamt
- [54] BINFETT-KULL, M.: *Definition von Sicherheits-/Zuverlässigkeits-Anforderungen für Komponenten eines elektronischen Kraftfahrzeugsystems mit Hilfe der Fehlerbaumanalyse am Beispiel eines Steer-by-Wire*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.460. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001. – 359–385 S.
- [55] BINFETT-KULL, M.: *Entwicklung einer Steer-by-Wire Architektur nach zuverlässigkeits- und sicherheitstechnischen Vorgaben*. Wuppertal, BUGH Wuppertal, Diss., 2001
- [56] KRÄMER, W.: Improved Driving Safety by Robust Steering Control. In: *EAEC - Konferenz*, 1997, S. 845–852
- [57] MILLER, J.D. ; HEITZER, H.-D.: Das Sicherheitskonzept der elektromechanischen Servolenkung mit Zahnstangenantrieb. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* (1999), S. 910–913
- [58] HUANG, R.: *Regelkonzepte zur Fahrzeugführung unter Einbeziehung der Bedienelementeeigenschaften*, TU München, Diss., 2004
- [59] BUSCHARDT, B.: *Synthetische Lenkmomente (ZMMS Spektrum Band 16)*. Düsseldorf : Fortschr.-Ber. VDI Reihe 22 Nr.12. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003
- [60] ZINGARIELLO, F. ; CARLEVARIS, A.: SKF Smart Actuation. In: *ATA - Integrated Chassis Control*. Naples, 2004
- [61] WIERTZ, A.: Energiesparende hydraulische Lenksysteme. In: *Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen : Haus der Technik, 2005
- [62] RUPP, A.: Renaissance der hydraulischen Lenkung durch Funktionserweiterung. In: *Pkw-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen*. Essen : Haus der Technik, 2005
- [63] JOHANNSEN, G. (Hrsg.) ; BOILER, H. E. (Hrsg.) ; DONGES, E. (Hrsg.) ; STEIN, W. H. (Hrsg.): *Der Mensch im Regelkreis, Lineare Modelle*. Oldenbourg Verlag, 1977
- [64] RASMUSSEN, J.: The concept of Human Error and the Design of reliable Human-Machine-Systems. In: *Verlässlichkeit von Mensch-Maschine-Systemen*, 1995
- [65] BIELACZEK, C.: *Untersuchungen zur Auswirkung einer aktiven Fahrerbeeinflussung auf die Fahrsicherheit beim Pkw-Fahren im realen Straßenverkehr*. Düsseldorf : Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.357. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998. – 179 S.
- [66] BREUER, B. ; BIELACZEK, C. ; PRÄCKEL, J. ; ROHMERT, W. ; BREUER, J. ; BRUDER, R.: Driver Behaviour and Strain with Special Regard to the Itinerary. In: *Prometheus Pro-Driver Abschlussdokumentation*. München, Juni 1995, S. 97–116

- [67] BUBB, H. ; SEIFFERT, R.: Struktur des MMS. In: BUBB, H. (Hrsg.): *Menschliche Zuverlässigkeit*. Landsberg am Lech : Ecomed-Verlag, 1992, S. 18–20
- [68] SCHMIDTKE, H.: Der Leistungsbegriff in der Ergonomie. In: SCHMIDTKE, H. (Hrsg.): *Ergonomie*. 3., neubearb. und erw. Auflage. München : Hanser Verlag, 1993
- [69] SHEIRKO, F.: *Beitrag zur Optimierung des Geradeauslaufs von Straßenfahrzeugen unter dem Einfluss von Seitenwind und Fahrbahnunebenheiten*. Berlin, TU Berlin, Diss., 1972
- [70] HELM, H.-J.: *Zur Untersuchung von Fahrer und Kraftfahrzeug bei Straßenfahrt*, TU Braunschweig, Diss., 1978
- [71] WEIR, D.H. ; HEFFLEY, R.K. ; RINGLAND, R.F.: Simulation investigation of driver/vehicle performance in a highway gust environment. In: *8th annual conference on manual control*. Ann Arbor, July 1972
- [72] WALLENTOWITZ, H.: *Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 1978
- [73] WAGNER, A. ; WIEDEMANN, J. (Hrsg.): *Ein Verfahren zur Vorhersage und Bewertung der Fahrerreaktion bei Seitenwind*. Renningen : expert-Verlag, 2003. – Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2003.
- [74] SCHAIBLE, S.: *Fahrzeugseitenwindempfindlichkeit unter natürlichen Bedingungen*. Aachen, Technische Hochschule Aachen, Diss., 1998
- [75] WALLENTOWITZ, H. ; HOLLE, M. ; HOLTSCULZE, J.: Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind. In: *VDI-Berichte 1632[202]*, S. 401–424. – TÜV Tagung "steering.tech"
- [76] GRUNOW, D. ; HEISSING, B. ; HINZE, P.: Fahrverhalten von Pkw bei Seitenwind. In: *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik* 6 (1985), Nr. 6, S. 169–174
- [77] DIBBERN, K.: *Fahrmanöver und Bewertungskriterien zur Fahrverhaltensanalyse in Versuch und Simulation und Ermittlung neuer Kennwerte für den ISO-Fahrspurwechsel*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Diss., 1991
- [78] UFFELMANN, F.: Das Seitenwindverhalten bei Personenkraftwagen. In: *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik* 12 (1986), Nr. 12, S. 329–335
- [79] MITSCHKE, M.: Fahrer-Fahrzeug-Windböen. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 71 (1971), Nr. 10, S. 157–162
- [80] BRAESS, H.-H.: *Untersuchung des Seitenwindverhaltens des Systems Fahrer-Fahrzeug*. Bd. 206. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, 1970

-
- [81] REPA, B.S. ; ALEXANDRIDIS, A.A. ; HOWELL, L.J. ; W.W., Wierwille: Study of vehicle steering response characteristics in simulated and actual driving. In: *SAE-Paper* 780011 (1978)
- [82] SORGATZ, U. ; BUCHHEIM, R.: Untersuchung zum Seitenwindverhalten zukünftiger Fahrzeuge. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 84 (1982), Nr. 1
- [83] WILLUMEIT, H.-P. ; MATHEIS, A. ; MÜLLER, K.: Korrelation von Untersuchungsergebnissen zur Seitenwindempfindlichkeit eines Personenwagens im Fahrsimulator und Prüffeld. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 93 (1991), Nr. 1, S. 28–35
- [84] AKALIN, N.S.: *Der Zeiteinfluß bei instabilem Verhalten eines Straßenfahrzeuges*, TH Braunschweig, Diss., 1962
- [85] CHENCHANNA, P.: *Untersuchungen über das Lenkverhalten von Fahrzeugen bei verschiedenen Modellen für den Fahrer*, TU Berlin, Diss., 1966
- [86] JOHNSON, W.S. ; SPECKART, F.H. ; BRIDWEN, R.E.: Aerodynamic Effects of Passing Vehicles. In: *SAE-Paper* 730687 (1973)
- [87] ROMPE, K. ; GRUNOW, D. ; TUPOVA, J.: *Erprobung eines Testverfahrens für das Bremsen in der Kurve und der Ermittlung geeigneter Bewertungskriterien*. Bd. 262. Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverkehrstechnik, 1980
- [88] BISIMIS, E.: Identifikation dynamischer Eigenschaften des Systems Fahrer-Fahrzeug. In: *I. IfF Tagung*. Braunschweig : Institut für Fahrzeugtechnik der TU Braunschweig, Juni 1976
- [89] SCHIMMELPFENNIG, K.-H. ; NACKENHORST, U.: Bedeutung der Querschleunigung in der Verkehrsunfallrekonstruktion - Sicherheitsgrenze des Normalfahrers. In: *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik* 4 (1985), S. 94–98
- [90] FAULHABER, A. ; LANDAU, K. (Hrsg.): *Wirksamkeit und Akzeptanz des Fahrdynamikregelsystems Electronic Stability Program (ESP) beim Einsatz durch Normalfahrer*. Stuttgart : ergonomia Verlag, 2003 (Bericht aus dem Institut für Arbeitswissenschaft der TU Darmstadt). – Zugl.: Darmstadt, Technische Hochschule, Diss., 2003
- [91] RISSE, H.-J.: *Das Fahrerverhalten bei normaler Fahrzeugführung*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.160. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991
- [92] HORN, A.: *Fahrer-Fahrzeug-Kurvenfahrt auf trockener Straße*, TU Braunschweig, Diss., 1985
- [93] REICHELT, W. ; FRANK, P.: Driver assistance systems to improve active safety in closed-loop system driver-vehicle-surroundings. In: *Int. J. of Vehicle Design* 18 (1997), Nr. 6, S. 639–651

- [94] ALLEN, R.W. ; RUER, D.T. M.: The Effect of adverse Visibility on Driver Steering Performance in Automobile Simulator. In: *SAE-Paper* 770239 (1977)
- [95] DONGES, E.: *Experimentelle Untersuchung und regelungstechnische Modellierung des Lenkverhaltens von Kraftfahrern bei simulierter Straßenfahrt*. Darmstadt, Technische Hochschule Darmstadt, Diss., 1976
- [96] FIALA, E.: Die Wechselwirkung zwischen Fahrzeug und Fahrer als kybernetisches Funktionsprinzip. In: *XI. Internationaler automobiltechnischer Kongreß (FISITA)*. München, 1966
- [97] BRAESS, H.-H.: Zur theoretischen Optimierung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 74 (1972), Nr. 5, S. 177
- [98] FIALA, E.: Lenken von Kraftfahrzeugen als kybernetische Aufgabe. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 68 (1966), Nr. 5, S. 156–162
- [99] BÖSCH, P.: *Der Fahrer als Regler - Ein Modell zur Simulation des Regelkreises Fahrer, Fahrzeug, Fahrbahn*. Wien, Technische Universität Wien, Diss., 1991
- [100] MITSCHKE, M. ; NIEMANN, K.: Regelkreis Fahrer-Fahrzeug bei Störung durch schiefziehende Bremsen. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 76 (1974), Nr. 3, S. 67–72
- [101] NIEMANN, K.: *Messungen und Berechnungen über das Regelverhalten von Autofahrern*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina, Diss., 1972
- [102] MITSCHKE, M. ; NEUMANN, K.: *Die Regeltätigkeit des Autofahrers bei Kursabweichungen*. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, 1972
- [103] ALLEN, R.W.: Stability and performance analysis of automobile driver steering control. In: *SAE-Paper* 820303 (1982)
- [104] KUDRITZKI, D.: *Zum Einfluß querdynamischer Bewegungsgrößen auf die Beurteilung des Fahrverhaltens*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.132. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1989
- [105] KÄPPLER, W.-D.: *Beitrag zur Vorhersage von Einschätzungen des Fahrverhaltens*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.198. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993
- [106] REDLICH, P.: *Objektive und subjektive Beurteilung aktiver Vierradlenkstrategien*. Aachen : Shaker Verlag, 1994. – Zugl.: Aachen, Univ., Diss., 1994
- [107] KLEIN, R. ; MCRUER, D. ; WEIR, D.: Test procedures and performance measures sensitive to automobile steering dynamics. In: *11th Annual Conference on Manual Control* Bd. 171 NASA Ames Research Center, 1975
- [108] MCRUER, D. ; KLEIN, R.: Effects of Automobile Steering Characteristics on Driver/Vehicle Performance of Regulation Tasks. In: *SAE-Paper* 760778 (1976)

- [109] KUDRITZKI, D.: Lenkstrategie eines Fahrzeugführers bei vorgegebener Fahraufgabe. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 94 (1992), S. 406–409
- [110] WEIR, D. H. ; DIMARCO, R. J.: Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data. In: *SAE-Paper* 780010 (1978)
- [111] NEUKUM, A.: Bewertung des Fail-Safe-Verhaltens von aktiven Lenksystemen: Methodik und Kriterien. In: *Ausgewählte Kapitel der Fahrzeugtechnik aus der Sicht der Industrie*. München : TU München - Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 10. Juli 2006. – Vortrag im Rahmen der Seminarveranstaltung : "Ausgewählte Kapitel der Fahrzeugtechnik aus der Sicht der Industrie"
- [112] NEUKUM, A. ; KRÜGER, H.-P.: Fahrerreaktionen bei Lenksystemstörungen - Untersuchungsmethodik und Bewertungskriterien. In: *VDI-Berichte 1791*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 29.-30. Oktober 2003, S. 297–318. – VDI-Tagung "Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn" Hannover
- [113] NEUKUM, A. ; REINELT, W.: Bewertung der Funktionssicherheit aktiver fahrdynamischer Lenksysteme: ein Human Factors Ansatz. In: *VDI-Berichte 1919*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 22.-23. November 2005, S. 161–176. – VDI-Tagung "Der Fahrer im 21. Jahrhundert" Braunschweig
- [114] FREITAG, R. ; MOSER, M. ; HARTL, M. ; KOEPERNIK, J. ; ECKSTEIN, L.: Anforderungen an das Sicherheitskonzept von Lenksystemen mit Steer-by-Wire Funktionalität. In: *VDI-Berichte 1646*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 27.-28. September 2001, S. 837–854. – VDI-Tagung "Elektronik im Kraftfahrzeug 2001" Baden-Baden
- [115] BARTHEL, R. ; LANDAU, K. (Hrsg.): *Ergonomische Betrachtung von Lenkassistentenfunktionen zur Fahrerunterstützung in kritischen Fahrsituationen*. Stuttgart : ergonomia Verlag, 2003 (Bericht aus dem Institut für Arbeitswissenschaft der TU Darmstadt). – Zugl.: Darmstadt, Technische Hochschule, Diss., 2003
- [116] MCRUER, D.T. ; WEIR, D.H. ; H.R.JEX ; MAGDALENO, R.E. ; ALLEN, R.W.: Measurement of driver/ vehicle multiloop response properties with a single disturbance input. In: MCRUER, D.T. (Hrsg.) ; WEIR, D.H. (Hrsg.) ; H.R.JEX (Hrsg.) ; MAGDALENO, R.E. (Hrsg.) ; ALLEN, R.W. (Hrsg.): *9th annual conference on manual control*, 1973
- [117] WALLENTOWITZ, H. ; BRAND, W. ; HOLLE, M. ; SCHRÜLLKAMP, T.: Fahrerreaktionen auf Störungen der Kurshaltung. In: *Tag des Fahrwerks*. Aachen : Institut für Kraftfahrwesen Aachen - RWTH Aachen, 7. Oktober 2002, S. 143–160. – Tagung "Tag des Fahrwerks", Aachen
- [118] FIALA, E.: *Mensch und Fahrzeug - Fahrzeugführung und sanfte Technik*. Vieweg-Verlag, 2006
- [119] ACKERMANN, C.: Fahrsicherheit durch robuste Lenkregelung. In: *at - Automatisierungstechnik* (1996), Nr. 5

- [120] AHRING, E.: *Fahrerorientierte Auslegung einer Allradlenkung*, TU Braunschweig, Diss., 1994
- [121] BARTHENHEIER, T. ; WINNER, H.: Das persönliche Lenkgefühl. In: *fahrwerk.tech 2003*. München, März 2003
- [122] BAUMANN, F.: *Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen*. Düsseldorf : Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.552. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003. – 169 S. – ISBN 3-18-143212-1
- [123] BEIKER, S.: *Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme*. Düsseldorf : Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.418. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000
- [124] BRAND, W. ; HOFFMANN, C. ; FUHR, F.: Einbeziehung des Normalfahrers in den Entwicklungsprozess aktiver Lenkungssysteme. In: *VDI-Berichte 1791[202]*, S. 319–342. – VDI-Tagung "Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn" Hannover
- [125] BREUER, J.: *Ergonomische Beurteilung und Gestaltung der Sicherheit des Arbeitssystems Kraftfahrzeugführen*. Düsseldorf : Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.271. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1996
- [126] ECKRICH, M. ; PISCHINGER, M. ; KRENN, M. ; BARTZ, R. ; MUNNIX, P.: Aktivlenkung - Anforderungen an Sicherheitstechnik und Entwicklungsprozess. In: *11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*. Aachen, 8.-9.10. 2002, S. 1169–1184
- [127] MANN, M. ; POPKEN, M.: Auslegung einer fahreroptimierten Mensch-Maschine-Schnittstelle am Beispiel eines Querführungsassistenten. In: *Tagungsband des 5. Braunschweiger Symposiums "Automatisierungs- und Assistenzsysteme für Transportmittel"*. Braunschweig, 17.-18. Februar 2004, S. 81–108. – 5. Braunschweiger Symposium "Automatisierungs- und Assistenzsysteme für Transportmittel", Braunschweig
- [128] NEUKUM, A. ; KRÜGER, H.-P. ; SCHULLER, J.: Der Fahrer als Messinstrument für fahrdynamische Eigenschaften? In: *VDI-Berichte 1613*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2001, S. 13–32. – VDI-Tagung "Der Fahrer im 21. Jahrhundert" Berlin
- [129] REINELT, W. ; KLIER, W. ; REIMANN, G.: Systemsicherheit des Active Front Steering. In: *at-Automatisierungstechnik 53* (2005), Januar, Nr. 1, S. 36–43
- [130] ULLMANN, S.: Der Normalfahrer als Messgröße für die Optimierung und Absicherung aktiver fahrdynamischer Regelsysteme. In: *2. Tagung „Aktive Sicherheit durch Fahrerassistenz“*. Garching bei München : TÜV Akademie, 4.-5. April 2006
- [131] SCHMIDT, G.: Wann spürt der Fahrer überhaupt? - Der Einfluss des Fahrmanövers auf die Wahrnehmung von Zusatzlenkmomenten als haptische Signale im Fahrzeug. In: *VDI-Berichte 2015*. Düsseldorf : VDI-Verlag, November 2007, S. 15–27. – VDI-Tagung "Fahrer im 21. Jahrhundert" Hannover

-
- [132] NEGELE, H. J.: *Anwendungsgerechte Konzipierung von Fahrsimulatoren für die Fahrzeugentwicklung*, TU München, Diss., 2007
- [133] FUCHS, J.: *Beitrag zum Verhalten Fahrer Fahrzeug bei Kurvenfahrt*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.184. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993. – ISBN 3–18–148412–1
- [134] GRANDEL, J. ; ZOMOTOR, A.: Fahrzeugverhalten und Spurzeichnung beim Bremsen mit Antiblockiersystem und unfallbedingtem plötzlichem Reifendruckverlust. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 87 (1985), Nr. 11, S. 611–614
- [135] BUBB, H.: Systemergonomische Gestaltung. In: SCHMIDTKE, H. (Hrsg.): *Ergonomie*. 3., neubearb. und erw. Auflage. München : Hanser Verlag, 1993
- [136] FÖRSTER, H. J.: Automobiltechnik, Technik nach Maß. In: *VDI-Berichte Nr. 595*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1986, S. 335–371
- [137] REICHELT, W.: *Ein adaptives Fahrermodell zur Bewertung der Fahrdynamik von Pkw in kritischen Situationen*. Braunschweig, TU Braunschweig, Diss., 1990
- [138] WAKEFIELD ; MELODY ; EVERSTINE: Psychophysics of wind noise. In: *SAE Special Publication SP-1457* (1999)
- [139] TOMASKE, W.: *Einfluss der Bewegungsinformation auf das Lenkverhalten des Fahrers sowie Folgerungen für die Auslegung von Fahrsimulatoren*. Hamburg, Hochschule der Bundeswehr, Diss., 1983
- [140] RASSL, R.: *Ablenkungswirkung tertiärer Aufgaben im Pkw - Systemergonomische Analyse und Prognose*, TU München, Diss., 2004
- [141] FÖRSTER, H. J.: Der Fahrzeugführer, ein Homo Instrumentalis. In: *VDI-Berichte Nr. 948*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1992, S. 379–443
- [142] JOHANSSON, G. ; RUMAR, K.: Driver's Brake Reaction Times. In: *Human Factors* 122 (1971)
- [143] ZOMOTOR, A.: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Vogel Buchverlag, 1991
- [144] MOSER, L. ; BOLDT, M. ; KARL, G.: Die Reaktionsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Reizintensität. In: *Der Verkehrsunfall* 7 (1980), Nr. 8, S. 144–146
- [145] SUMMALA, H.: Driver/Vehicle Steering Response Latencies. In: *Human Factors* 23 (1981), Nr. 6, S. 683–692
- [146] ZOMOTOR, A.: Verhalten eines Fahrerkollektivs in Notsituationen. In: *Der Verkehrsunfall* (1979), Nr. 12, S. 246–250
- [147] ROSEMANN, A.: *Beeinflussung der Reaktionszeit von Kraftfahrzeugfahrern durch Anordnung und Farbe der Brems- und Schlußleuchten*, TU Berlin, Diss., 1977

- [148] JÜRGENSOHN, T.: *Hybride Fahrermodelle*. Berlin : Pro Universitate Verlag, 1997
- [149] HENZE, R.: *Beurteilung von Fahrzeugen mit Hilfe eines Fahrermodells*, TU Braunschweig, Diss., 2004
- [150] DONGES, E.: Ein regelungstechnisches Zwei-Ebenen-Modell des menschlichen Lenkverhaltens im Kraftfahrzeug. In: *Zeitschrift für Verkehrstechnik* Bd. 24, 1978, S. 98–112
- [151] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Auflage. Berlin, Heidelberg, New-York : Springer-Verlag, 2004
- [152] APEL, A.: *Modllierung des Fahrverhaltens bei Längs- und Querführung von Pkw*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina, Diss., 1997
- [153] Richtlinie 98/37/EG Juni 1998. *Maschinenrichtlinie*
- [154] Richtlinie 2006/42/EG Mai 2006. *Maschinenrichtlinie*
- [155] Richtlinie 2001/95/EWG Dezember 2001. *Richtlinie über allgemeine Produktsicherheit*
- [156] GPSG: *Geräte- und Produktsicherheitsgesetz*. BGBl. I S. 2, S. 219, Mai 2004
- [157] Richtlinie 71/320/EWG Juni 2004. *EG-Richtlinie 71/320/EWG Bremsanlagen mit komplexen elektronischen Systemen*
- [158] Richtlinie 70/311/EWG April 2005. *EG-Richtlinie 70/311/EWG Lenkanlagen*
- [159] Norm ISO/TS 16949 April 2004. *Qualitätsmanagementsystem für die Automobilindustrie*
- [160] PROJEKTGESTALTUNG, VDI-Gesellschaft S. (Hrsg.): *Zuverlässigkeit - VDI-Richtlinien*. Berlin : Beuth Verlag, 2007
- [161] Norm DIN EN 60300 Mai 2007. *Zuverlässigkeitsmanagement Teil 3-9: Anwendungsleitfaden - Risikobeurteilung technischer Systeme*
- [162] Norm ISO/IEC 12207 August 1995. *Software Life-Cycle Process*
- [163] DRÖSCHEL, W. ; WIEMERS, M.: *Das V-Modell 97*. Oldenbourg : Oldenbourg Verlag, 1999
- [164] *MISRA-C: Guidelines for the Use of the C Language in Critical Systems*. The Motor Industry Software Reliability Association, 2004 (ISO/TR 15497)
- [165] Norm DIN EN 62061 2005. *Sicherheit von Maschinen - Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer, elektronischer und programmierbarer elektronischer Steuerungssysteme*

-
- [166] *Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/ elektronischer/ programmierbarer elektronischer Systeme*. Berlin : Beuth Verlag, 2001 (Norm DIN EN 61508)
- [167] Norm FMVSS 126 März 2007. *FMVSS 126 - Electronic Stability Control Systems*
- [168] MARTINUS, M. ; FREIMANN, R.: Prozesssicherheit Landmaschinenelektronik. In: *Agrartechnische Forschung* 8 (2001), Nr. 3, S. 61–69
- [169] SOFTWARE ENGINEERING INSTITUTE, Carnegie Mellon U.: *CMMI for Development, Version 1.2*. <http://www.sei.cmu.edu/pub/documents/06.reports/pdf/06tr008.pdf>, Abruf: 05.08.2007
- [170] Norm ISO/IEC 15504 März 2006. *SPICE - Software Process Improvement and Capability Determination*
- [171] *Sicherheitstechnische Begriffe für Automatisierungssysteme*. Berlin : Beuth Verlag, 2000 (VDI-Richtlinie VDI/VDE 3542)
- [172] MÄDER, W.: *Entwicklung von Vorschriften für elektronische Kfz-Assistenzsysteme am Beispiel von Brems- und Lenkanlagen*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.460. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001
- [173] BRAESS, H. H. (Hrsg.) ; SEIFFERT, U. (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 3., neubearb. und erw. Auflage. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 2003
- [174] BECKER, K.: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. expert-Verlag, 2001
- [175] Norm ISO 7401 2003. *Road Vehicles - Lateral Transient Response Test Methods - Open Loop Test Methods*
- [176] BORTZ, J.: *Statistik für Human- und Sozialwissenschaftler*. 6. Auflage. Berlin : Springer-Verlag, 2005 (Springer-Lehrbuch)
- [177] BUBB, H.: Wie viele Probanden braucht man für allgemeine Erkenntnisse aus Fahrversuchen? In: LANDAU, K. (Hrsg.) ; WINNER, H. (Hrsg.): *Fahrversuche mit Probanden - Nutzwert und Risiko*. Düsseldorf : Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.557. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003, S. 26–39. – Darmstädter Kolloquium Mensch & Fahrzeug, TU Darmstadt, 3.-4. April
- [178] BORTZ, J. ; DÖRING, N.: *Forschungsmethoden und Evaluation für Human- und Sozialwissenschaftler*. 6. Auflage. Springer-Verlag, 2005 (Springer-Lehrbuch)
- [179] COOPER, G.E. ; HARPER, R.P.: The use of pilot rating in the evaluation of aircraft handling qualities / NASA - National Aeronautics and Space Administration. Washington D.C., April 1969. – NASA Technical Note D-5153
- [180] BERGMAN, W.: Measurement and Subjective Evaluation of Vehicle Handling. In: *SAE-Paper 730492*, 1973

- [181] DEPPEMANN, K.-H.: *Fahrversuche und Berechnungen zum Geradeauslauf von Personenkraftwagen*. Düsseldorf : Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.133. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1989. – ISBN 3-18-143312-8
- [182] ENGELS, A.: *Geradeauslaufkriterien für Pkw und deren Bewertung*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina, Diss., 1994
- [183] FARRER, D. G.: An Objective Measurement Technique for the Quantification of On-Centre Handling Quality. In: *SAE-Paper* 930827 (1993)
- [184] HIRAMATSU, K. ; INOUE, S. ; IWAMOTO, S.: Quantification Analysis of Driver's Feeling on Manual Steering Vehicle. In: *VDI-Berichte Nr.368*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1980, S. 255-259
- [185] KOIDE, M. ; KAWAKAMI, S.: Analysis of Steering Feel Evaluation in Vehicles with Power Steering. In: *JSAE Review* 9 (1988), Nr. 3, S. 36-42
- [186] KÄPPLER, W.-D. ; GODTHELP, J.: Design and Use of the Two-Level Sequential Judgement Scale in the Identification of Vehicle Handling Criteria: Instrumented Car Experiments on Straight Lane Driving / Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT). 1989. – FAT-Schriftenreihe Nr.79
- [187] KUDRITZKI, D.: Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrzeugverhaltens. In: BECKER, K. (Hrsg.): *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. Renningen-Malmsheim : expert-Verlag, 1998
- [188] MATSUSHITA, A. ; TAKANAMI, K. ; TAKEDA, N. ; TAKAHASHI, M.: Subjective Evaluation and Vehicle Behavior in Lane-Change Maneuvers. In: *SAE-Paper* 800845 (1980)
- [189] REICHELT, W.: Correlation Analysis of Open/Closed Loop Data for Objective Assessment of Handling Characteristics of Cars. In: *SAE-Paper* 910238 (1991)
- [190] RIEDEL, A. ; ARBINGER, R.: Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw / Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT). 1997. – FAT-Schriftenreihe Nr. 139
- [191] RIEDEL, A.: Subjektive und objektive Beurteilung des Handling von Pkw. In: BECKER, K. (Hrsg.): *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. Renningen-Malmsheim : expert-Verlag, 1998
- [192] SEGEL, L.: An Investigation of Automobile Handling as Implemented by a Variable-Steering Automobile. In: *Human Factors* 6 (1964), Nr. 4, S. 733-739
- [193] ZOMOTOR, A. ; BRAESS, H.-H. ; RÖNITZ, R.: Doppelter Fahrspurwechsel - eine Möglichkeit zur Beurteilung von Kraftfahrzeugen? In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 76 (1974), Nr. 8, S. 258-263

-
- [194] BOLTE, U.: *Das Aktive Stellteil - ein ergonomisches Bedienkonzept*. Düsseldorf : Fortschr.-Ber. VDI Reihe 17 Nr.75. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991
- [195] LINCKE, W. ; RICHTER, B. ; SCHMIDT, R.: Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance. In: *SAE-Paper* 730489 (1973)
- [196] REPA, B.S. ; W.W., Wierwille: Driver Performance in Controlling a Driving Simulator with Varying Response Characteristics. In: *SAE-Paper* 760779 (1976)
- [197] WILLUMEIT, H.-P. ; MATHEIS, A. ; MÜLLER, K.: Korrelation von Untersuchungsergebnissen zur Fahrdynamik im Fahrsimulator und Prüffeld. Essen, 1990
- [198] VERKEHR, Bundesministerium für (Hrsg.): *Richtlinien für die Sicherung von Arbeitsstellen an Strassen (RSA)*. 4., verb. Aufl. Augsburg : WEKA Baufachverlage GmbH, Verlag für Bauwirtschaft und Bauhandwerk, 1995 (Regelgerechte Straßenbauausführung im Bild)
- [199] APPEL, H. ; BOCK, H. ; BRAESS, H.-H. ; DONGES, E. ; KELLER, H.-H. ; LÖFFELHOLZ, H. ; MITSCHKE, M.: Fahrer-Fahrzeugverhalten in kritischen Situationen / Bundesanstalt für Straßenwesen - Bereich Unfallforschung. Köln, 1979 (2). – Projektgruppenberichte
- [200] SCHWARTZ, E.: *Erkennung und Regelung querdynamisch kritischer Fahrzustände bei der Kurvenfahrt von Pkw*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 1990
- [201] Norm ISO 3888-2 November 2002. *Personenkraftwagen - Prüfgasse für einen schnellen Fahrspurwechsel - Teil 2: Ausweichmanöver*
- [202] NEUKUM, A. ; UFER, E. ; PAULIG, J. ; KRÜGER, H.-P.: Kontrollierbarkeit von Störungen aktiver Vorderradlenksysteme. In: *Steering Tech 2008*. Garching bei München : TÜV Akademie, 31. März - 1. April 2008 2008. – TÜV Tagung "steering.tech"
- [203] RIEDEL, A. ; ARBINGER, R.: Ergänzende Auswertungen zur subjektiven und objektiven Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw / Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT). 2001. – FAT-Schriftenreihe Nr. 161
- [204] DIBBERN, K.: *Ermittlung eines Kennwertes für den ISO-Fahrspurwechsel in Versuch und Simulation*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr.164. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1992. – ISBN 3-18-146412-0
- [205] JÜRGENSOHN, T. ; MÜLLER, W. ; SCHEFFLER, T.: Verbesserte Methoden zur Objektivierung von subjektiven Bewertungen des Fahrverhaltens / Zentrum Mensch-Maschine-Systeme. Berlin, 1996 (96-5). – Forschungsbericht

- [206] BREIMAN, L. ; FRIEDMAN, J.H. ; OLSHEN, R.A. ; STONE, C.J.: *Classification and Regression Trees*. Wadsworth : The Wadsworth Brooks/Cole Statistics/Probability Series, 1984
- [207] BREIMAN, L.: Random forests. In: *Machine Learning* 45 (2001), Nr. 1, S. 5–32
- [208] BREIMAN, L.: Wald lectures. (2002)
- [209] BREIMAN, L.: Consistency for simple model of random forests / University of California. Berkley, 2004. – Technical report
- [210] C.CHEN ; LIAW, A. ; BREIMAN, L.: Using random forest to learn imbalanced data / University of California. Berkley, 2004. – Technical report
- [211] FAHRMEIR, L. ; PIGEOT, I. ; TUTZ, G.: *Statistik: Der Weg zur Datenanalyse*. Berlin, Heidelberg, New-York : Springer-Verlag, 2002
- [212] BREIMAN, L.: Out-of-bag estimation / University of California. Berkley, 1996. – Technical report
- [213] LESHEM, G.: *Random Forest Matlab Version*. <http://www.shum.huji.ac.il/~gleshem/#software0>, Abruf: 06.01.2009
- [214] RIEDER, A.: *Keine Probleme mit inversen Problemen*. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 2003
- [215] MEYBERG, K. ; VACHENAUER, P.: *Höhere Mathematik 1*. Springer-Verlag, 1997
- [216] STREILEIN, T. ; HILLMANN, J.: Stochastische Simulation und Optimierung am Beispiel VW Phaeton. Würzburg, 2002. – VDI Tagung Berechnung im Automobilbau
- [217] MARCZYK, J. ; HOLZNER, M. ; MADER, H. ; CLINKEMAILLIE, J. ; MELICIANI, S. ; NOACK, M. ; SEYBOLD, J. ; TANASESCU, C.: Stochastic Automotive Crash Simulation: A New Frontier in Virtual Prototyping. In: *PAM '97* (1997)
- [218] REUTER, R. ; GÄRTNER, T.: Stochastische Crashsimulation mit LS DYNA am Beispiel des Kopfaufpralls nach FMVSS 201. Sonthofen, 1999. – 17. CAD-FEM Users Meeting
- [219] REUTER, R. ; HOFFMANN, R.: *Bewertung von Berechnungsergebnissen mittels stochastischer Simulationsverfahren*. Düsseldorf : VDI Berichte Nr.1559, 2000
- [220] ROSS, S.: *Stochastic Processes*. New York : Wiley, 1983
- [221] MARCZYK, J.: *Principles of Simulation-Based Computer-Aided Engineering*. Madrid : FIM Publications, 1999. – Zugl.: Darmstadt, Technische Hochschule, Diss., 2003
- [222] BÖHM, F.: *Zur Mechanik des Luftreifens*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 1966
- [223] PACEJKA, H.: *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth Heinemann, 2005

-
- [224] OBERDIECK, W. ; RICHTER, B. ; ZIMMERMANN, P.: Identifizierung von nichtlinearen Fahrzeugeigenschaften. In: *Automobil-Industrie* 25 (1980), Februar, Nr. 2, S. 55–59
- [225] PISTER, M.: *Integration formaler Fehlereinflussanalyse in die Funktionsentwicklung bei der Automobilindustrie*. München, TU München, Dissertation, 2009
- [226] WESP, A.: Untersuchung der Fahrzeugreaktion bei Ausfall einer Überlagerungslenkung. In: *Steering Tech 2008*. Garching bei München : TÜV Akademie, 31. März - 1. April 2008. – TÜV Tagung ”steering.tech”
- [227] GMBH, CAESAR D.: *CL-Serie: Messlenkräder für Pkw und Lkw : Online Manual*. <http://www.caesar-datensysteme.de/Downloads/Telemetrie/CL-DD.pdf>, Ab-ruf: 16.08.2007