

Objektive Bestimmung der sicherheitsrelevanten Auswirkungen durch Fahrwerkmodifikationen

Dem Fachbereich Maschinenbau der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
eingereichte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Fabian Regh
aus Dolgesheim

Erstreferent: Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz

Tag der Einreichung: 19.03.2012

Tag der mündlichen Prüfung: 29.05.2012

Darmstadt 2012

D 17

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik (FZD) der Technischen Universität Darmstadt (TUD). Die Behandlung der offenen Forschungsfragen wurde durch ein von der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) beauftragtes und gefördertes Projekt ermöglicht.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, dem Leiter von FZD, danke ich besonders für meine Anstellung an seiner hervorragend geleiteten Forschungsstätte und die vielen Impulse in fachlichen Diskussionen. Insbesondere das entgegengebrachte Vertrauen mit vielen Freiheiten bei der Leitung von Projekten zeichnete hierbei die Betreuung aus.

Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer, dem ehemaligen Leiter von FZD, möchte ich für effektive Diskussionen und Anregungen während meinen Doktorandenseminaren und in weiteren Gesprächen danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz, dem Leiter des Instituts für Fluidsystemtechnik (FST) an der TUD, danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats.

Neben der materiellen Förderung meines Forschungsvorhabens, möchte ich der BASt und hier insbesondere meinem Projektbetreuer Herrn Dipl.-Ing. Rainer Krautscheid für viele Anregungen und die sehr angenehme und reibungslose Zusammenarbeit danken.

Die Nutzung von Testgeländen der Adam Opel AG in Dudenhofen und Pferdsfeld ermöglichte mir die Durchführung von Fahrversuchen unter idealen Voraussetzungen. Insbesondere möchte ich hier Herrn Becker danken, der mir bei passenden Witterungsverhältnissen oft auch kurzfristig Fahrversuche ermöglichte. Der ThyssenKrupp Bilstein Tuning GmbH danke ich für die Bereitstellung eines einstellbaren Fahrwerks für den Referenzversuchsträger. Weiter danke ich den Polizeipräsidien Mainz und Ludwigshafen, den Polizeiinspektionen Wörth und Worms und der TÜV Hessen GmbH für die vielfältigen Diskussionen und Informationen.

Die Arbeitsatmosphäre bei FZD hat mir stets große Freude bereitet. Die hervorragende freundschaftliche Zusammenarbeit mit Kolleginnen und Kollegen aus Werkstätten und Sekretariat ermöglichten erst die vielfältigen Arbeiten in dem knappen zeitlichen Rahmen. Das Interesse, die Diskussionsbereitschaft und die Fachkenntnis meiner Kollegen motivierten mich in hohem Maße. Besonders danken möchte ich Stefan Habenicht für die tollen gemeinsamen Jahre in denen wir uns ein Büro teilten.

Meine hoch motivierten Studenten haben als wissenschaftliche Hilfskräfte oder in studentischen Arbeiten wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen. Durch Ihre hohe Identifikation mit dem Projekt machte die Zusammenarbeit auch noch zu vorgerückter Stunde

und bei widrigen Witterungsverhältnissen Spaß. Claas Rodemerk möchte ich hierbei besonders für 4 Jahre unermüdlichen, kompetenten und uneigennütigen Einsatz danken.

So schön die Arbeitszeit war, so sehr litt die gemeinsame Zeit mit Familie und Freunden. Hierzu danke ich meiner gesamten Familie und meinen Freunden für die Unterstützung meines Handelns und dem gegebenen Rückhalt.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern Angelika und Rainer, die Christina, Matthias und mir unsere Lebenswege ermöglichten, uns einmalig förderten und richtungsweisende Wertevorstellungen gaben und geben.

Fabian Regh

Dolgesheim, März 2012

Even if we are successful in dealing with these unavoidable problems, however, the question remains as to what our destiny really is and what ultimate values we should strive for.

Fritz Zwicky (14.02.1898 – 08.02.1974), Schweizer Physiker und Astronom

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Inhaltsverzeichnis	V
Abkürzungen	VIII
Formelzeichen und Indizes	IX
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Grundzüge der Methodik	4
1.3.1 Hypothese	5
1.3.2 Falsifikationskriterien	6
1.3.3 Umfang der Untersuchung	9
1.4 Definitionen	11
1.5 Untersuchungsrahmen	14
2 Stand der Forschung und Technik	17
2.1 Fahrwerktoningmaßnahmen	17
2.1.1 Änderungen des Feder-/ Dämpfersystems	20
2.1.2 Rad-/ Reifenkombinationen und Spurverbreiterungen	26
2.1.3 Weitere Fahrwerkmodifikationen	28
2.1.4 Rechtliche Grundlagen	29
2.2 Stand der Forschung	31
2.2.1 Untersuchungen zu Auswirkungen durch Fahrwerktoningmaßnahmen	31
2.2.2 Auswirkungen durch kinematische Änderungen am Fahrwerk	33
2.2.3 Prüfverfahren zum Fahrverhalten	34
2.2.4 Objektive Sicherheitskriterien/ Kennwerte	36
2.3 Zwischenfazit zum Stand der Forschung und Technik	39
3 Untersuchungsmethodik	40
3.1 Analytische Betrachtung der Auswirkungen durch Fahrwerkmodifikationen	41
3.1.1 Feder-/ Dämpfersystem	41
3.1.2 Spurverbreiterung	43
3.2 Generierung des Versuchslayouts	44
3.2.1 Basismanöver	45
3.2.2 Fahrdynamische Stimulationen	46
3.2.3 Witterung und Fahrbahnbeschaffenheit	47

3.2.4	Manövergenerierung	48
3.3	Prüfkonzept	50
3.3.1	Prüfkonzept der Feldstudie	50
3.3.2	Prüfkonzept der Referenzversuche	53
3.4	Kennwerte/ Beurteilungskriterien	56
3.4.1	Beidseitige transiente vertikaldynamische Anregung bei stationärer Kurvenfahrt	56
3.4.2	Doppelter Spurwechsel – Ausweichen vor Hindernissen	59
3.4.3	Brems-/ Ausweichtest	61
3.4.4	μ -split Bremsung.....	61
3.4.5	Slalom/ Makrosinus	61
3.5	Messtechnik.....	61
3.5.1	Zusätzliche Messtechnik im Referenzversuchsträger	67
3.6	Referenzfahrzeug.....	67
3.6.1	Modifikationsoptionen.....	69
4	Ergebnisse der Feldstudie	72
4.1	Beidseitige transiente vertikaldynamische Anregung bei stationärer Kurvenfahrt	73
4.2	Doppelter Spurwechsel – Ausweichen vor Hindernissen.....	74
4.3	μ -split Bremsung	76
4.4	Zwischenfazit	78
5	Ergebnisse der Versuche mit dem Referenzversuchsträger.....	80
5.1	Ergebnisse der Versuche mit modifizierter Dämpferhärte, steiferer Aufbaufeder und Tieferlegung.....	81
5.1.1	Transiente vertikaldynamische Anregung bei stationärer Kurvenfahrt	81
5.1.2	Doppelter Spurwechsel nach ISO 3888-1	90
5.2	Ergebnisse der Versuche mit Spurverbreiterung	93
5.2.1	Bremsen in der Kurve mit stationärem Lenkradwinkel.....	93
5.2.2	μ -split-Bremsung	97
6	Fazit und Ausblick	99
7	Zusammenfassung.....	101
Anhang.....	103	
A1	Nachweis der statistischen Signifikanz	103
A2	Filterauslegung	104
A3	Referenzversuchsträger	106
Dämpferkennlinien des Referenzversuchsträgers.....	107	
A4	Diagramme zu den Ergebnissen der Studie mit dem Referenzversuchsträger... Sinus-Schwelle, 50 m Radius, 64 km/h.....	108

Sinus-Schwelle, 100 m Radius, 90 km/h.....	109
Brett, 50 m Radius, 64 km/h.....	110
Brett, 100 m Radius, 90 km/h.....	111
Senke, 100 m Radius, 90 km/h.....	112
Kurvenbremsung, 50 m Radius mit minimalem Beladungszustand.....	113
Kurvenbremsung, 50 m Radius mit maximalem Beladungszustand.....	114
Kurvenbremsung, 100 m Radius mit minimalem Beladungszustand.....	116
Kurvenbremsung, 100 m Radius mit maximalem Beladungszustand.....	119
μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand.....	121
μ -split Bremsung aus 80 km/h mit maximalem Beladungszustand.....	126
A5 Teilnehmer Feldstudie.....	128
Eigene Veröffentlichungen.....	129
Betreute studentische Arbeiten.....	130
Literaturverzeichnis.....	131
Lebenslauf.....	138

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
<i>aaSoP</i>	amtlich anerkannter Sachverständiger oder Prüfer
<i>ABS</i>	Anti Blockier System
<i>ACEA</i>	Europäischer Automobilherstellerverband
<i>BAG</i>	Bundesamt für Güterverkehr
<i>BAST</i>	Bundesanstalt für Straßenwesen
<i>BRD</i>	Bundesrepublik Deutschland
<i>CAN</i>	Controller Area Network
<i>CDC</i>	Continuous Damping Control
<i>DIN</i>	Deutsches Institut für Normung
<i>EN</i>	Europäische Norm
<i>EG</i>	Eigenlenkgradient
<i>EPS</i>	Elektromechanische Servolenkung
<i>ESC</i>	Elektronische Stabilitätskontrolle (auch: ESP)
<i>FMEA</i>	Failure Mode and Effect Analysis
<i>FST</i>	Fachgebiet Fluidsystemtechnik, TU Darmstadt
<i>FZD</i>	Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt
<i>Fzg</i>	Fahrzeug
<i>HA</i>	Hinterachse
<i>ISO</i>	International Standardisation Organisation
<i>KBA</i>	Kraftfahrt-Bundesamt
<i>PI</i>	Prüfingenieur
<i>Pkw</i>	Personenkraftwagen
<i>PRT</i>	Peak Response Time
<i>QFD</i>	Quality Function Deployment
<i>RQ</i>	Regelquerschnitt
<i>RZ</i>	Rollzentrum
<i>SAE</i>	Society of Automotive Engineers
<i>SP</i>	Schwerpunkt
<i>SRK</i>	Skill-Rule-Knowledge
<i>StVZO</i>	Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung
<i>SUV</i>	Sports Utility Vehicle
<i>TGA</i>	Teilegutachten
<i>TUD</i>	Technische Universität Darmstadt
<i>VA</i>	Vorderachse
<i>VDAT</i>	Verband Deutscher Automobil Tuner e.V.
<i>VdTÜV</i>	Verband deutscher TÜV e.V.

Formelzeichen und Indizes

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	m/s ²	Beschleunigung
b	m	Breite/ Spurweite
c	-	Federkonstante
C	-	Übersetzung
d	m	Durchmesser/ Dämpfungskonstante
D	-	Dämpfungsmaß
DT	-	Delay Time/ Zeitverzug
EG	°s ² /m	Eigenlenkgradient
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
h	m	Höhe
H_0	-	Nullhypothese
i	-	Übersetzung
k	-	Dämpfungskonstante
l	m	Abstand/ Länge/ Radstand
L	m	Wellenlänge
m	kg	Masse
M	Nm	Moment
n	-	Variable
p	bar	Druck
q	m	Abstand zwischen Radmittelebene und Querpol in der X-Z-Ebene
R	m	Radius
r	m	Halbmesser
$r_{Stör}$	m	Störkrafthebelarm
r_{Lenk}	m	Lenkrollhalbmesser
s	-	Varianz
t	s	Zeit
z	-	Prüfwert des T-Tests
T	s	Schwingungsdauer
v	m/s	Geschwindigkeit
vq	m/s	Quergeschwindigkeit
w	m	Maulweite des Rades
y	div.	Variable
\hat{y}	div.	Amplitude der Variable y
YD	-	Gierdämpfungsmaß
X	div.	kinematische Größe, Koordinate
Y	div.	kinematische Größe, Koordinate
Z	div.	kinematische Größe, Koordinate
z	m	Höhe

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	-	Irrtumswahrscheinlichkeit
β	°	Schwimmwinkel
δ	1/s	Abklingkoeffizient
δ_h	°	Lenkradwinkel
θ	°	Nickwinkel
$\dot{\theta}$	°/s	Nickrate
$\rho(\tau_i)$	° ² /s	Korrelationswert
τ_i	s	Zeitpunkt
ψ	°	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	°/s	Gierrate
$\hat{\dot{\psi}}_{0,5s}$	°/s	mittlere approximierte Gierratendifferenz nach einer halben Sekunde
$\ddot{\psi}$	°/s ²	Gierbeschleunigung
φ	°	Wankwinkel
$\dot{\varphi}$	°/s	Wankrate
σ	°	Spreizungswinkel
ν	°	Kurswinkel
μ	-	Reibbeiwert
ω	1/s	Eigenfrequenz
ζ	°	Winkel des Vektors vom Correvit-Sensor zum SP in der X-Y-Ebene
Λ	-	Logarithmisches Dekrement
Δ	-	Differenz/ Unterschied

Index	Beschreibung
<i>O</i>	Anfangsbedingung
<i>B</i>	Body/ Aufbau
<i>E</i>	Auf das Ortsfeste Koordinatensystem bezogen
<i>Era</i>	Einzelradaufhängung
<i>h</i>	horizontal
<i>i</i>	innen/ Zähler-Variable
<i>j</i>	Zähler-Variable
<i>Kenn</i>	die Kennfrequenz betreffend
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
<i>n</i>	Zähler-Variable
<i>Nyquist</i>	die Nyquist-Frequenz betreffend
<i>RZ</i>	Radzentrum
<i>SP</i>	Schwerpunkt
<i>stör</i>	Störkraft (auch St)
<i>Sv</i>	Spurverbreiterung
<i>V</i>	Auf das Fahrzeugfeste Koordinatensystem bezogen
<i>Var</i>	Varianz
<i>w</i>	Wheel/ Rad
<i>x</i>	in x-Richtung (entspricht Fzg.-Longitudinalrichtung)
<i>y</i>	in y-Richtung (entspricht Fzg.-Lateralrichtung)
<i>z</i>	in z-Richtung (entspricht Fzg.-Vertikalrichtung)

1 Einleitung

1.1 Motivation

Genehmigungsverfahren für neue Fahrzeugtypen sind mit umfassenden Versuchen zur Gewährleistung der Sicherheit verbunden. Die Auslegung der Fahrwerkskinematik erfolgt dabei in mehreren Iterationsschritten und beinhaltet die Festlegung von Abmessungen, Toleranzen, Materialien, Oberflächen sowie Fertigungs- und Verbindungsverfahren aller Baugruppen und Einzelteile¹.

Insbesondere junge Fahrzeughalter führen zur Verbesserung des optischen Erscheinungsbilds oder für ein sportlicheres Fahrverhalten mitunter umfangreiche Tuningmaßnahmen an ihren Fahrzeugen durch und ändern die zuvor zur Typfreigabe geprüfte Fahrwerkskinematik (Abbildung 1.1).

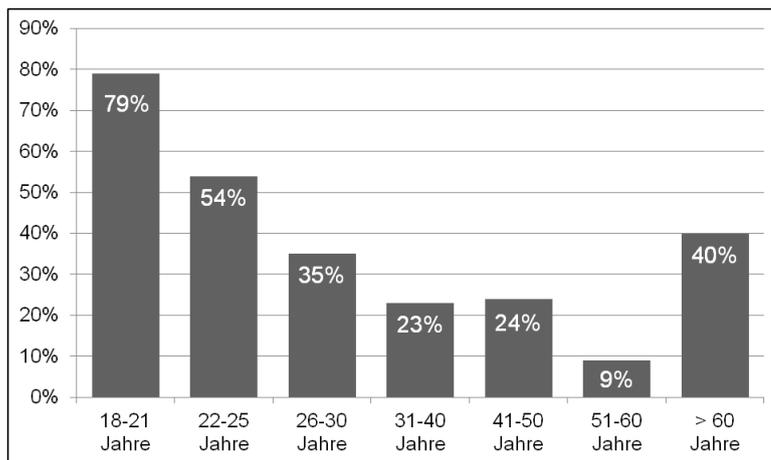


Abbildung 1.1: Kaufabsicht für Tuning-Teile nach Altersgruppen²

Junge Kunden weisen dabei ein erhöhtes Kaufinteresse bei geringerem Budget auf, was wiederum zur Folge hat, dass vermehrt Zubehörartikel minderer Qualität von unseriösen Herstellern an Kunden mit begrenztem technischen Verständnis verkauft werden³.

Speziell bei Fahrwerkmodifikationen sind Auswirkungen, die sich negativ auf die fahrdynamische Sicherheit auswirken, nicht auszuschließen. Technische Überwachungsinstitutionen prüfen bei der Begutachtung zwar die kinematische Freigängigkeit und Teilegenehmigungen, jedoch ist nach einer solchen Abnahme zumeist unklar, welche

¹ Vgl.: Heißing, Ersoy (2008): Fahrwerkhandbuch, S.18

² VDAT: Marktforschung 2003/ 2004, www.vdat.org

³ Vgl. Tune It! Safe!: tune-it-safe.de

fahrdynamischen Auswirkungen mit der Umbaumaßnahme verbunden sind. Ein vorhandener Leitfaden⁴ beschreibt einheitliche Prüfverfahren für umfassend modifizierte Fahrzeuge zur Beibehaltung oder Wiedererlangung der Zulassung, jedoch findet auf Grundlage der beschriebenen Manöver eine weitgehend subjektive Beurteilung durch den amtlich anerkannten Sachverständigen oder Prüfer (aaSoP) statt. Des Weiteren werden hohe Anforderungen an das Versuchsgelände gestellt, sodass nach übereinstimmender Auskunft befragter Gutachter⁵ zumeist ausschließlich statische Untersuchungen zur Freigängigkeit, Kurvenfahrten bei geringer Geschwindigkeit und in seltenen Fällen Probefahrten auf öffentlichen Straßen durchgeführt werden.

Bei der Absicherung von Produkten stehen neben Prüfinstitutionen auch die Hersteller von Tuningprodukten in der Verantwortung. Diese müssen über ein nach ISO 9001⁶ zertifiziertes Qualitätsmanagementsystem verfügen. Wird die Betriebsfestigkeit von Fahrzeugkomponenten durch Nachrüstteile beeinflusst, muss zudem ein Teilegutachten (TGA) durch eine vom Kraftfahrt-Bundesamt (KBA) akkreditierte Prüfinstitution erstellt werden. Nach der Erfüllung der notwendigen Zulassungsvoraussetzungen sind insbesondere die Hersteller hochpreisiger Tuningkomponenten an einer weitreichenden Absicherung der Komponenten interessiert um Systemausfälle, unvorhersehbare Fahrzeugreaktionen und somit kundenrelevante Störungen zu vermeiden. Der Aufwand an Ressourcen zur Absicherung der jeweiligen Varianten wird hierbei auf die Stückkosten umgelegt (Abbildung 1.2).

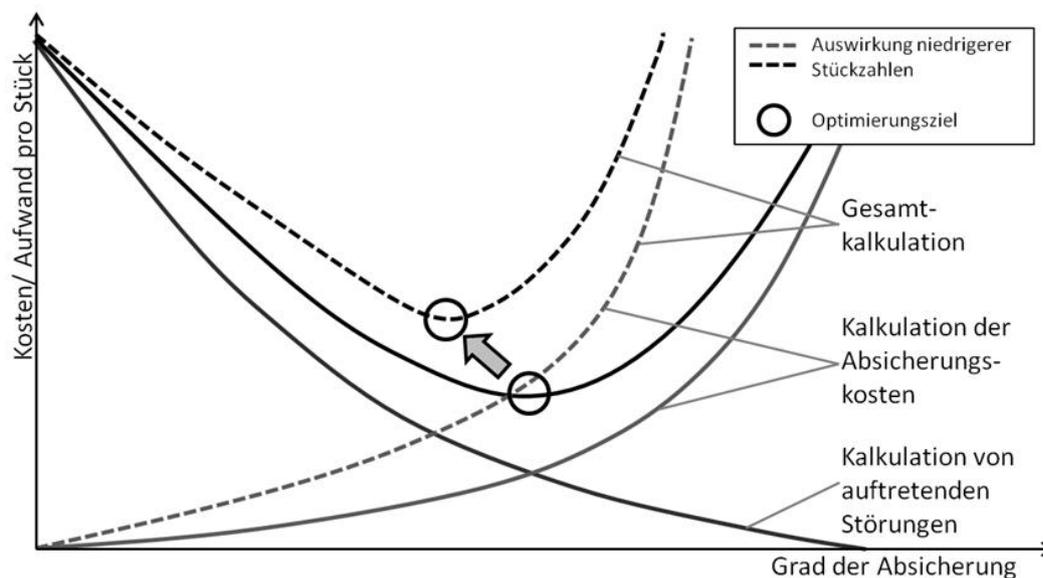


Abbildung 1.2: Auswirkungen niedrigerer Stückzahlen auf die Absicherung⁷

⁴ Verband der TÜV e.V. (VdTÜV): Merkblatt Kraftfahrwesen 751, 08.2008

⁵ Befragung von drei amtlich anerkannten Sachverständigen in durchgeführten Expertengesprächen

⁶ DIN EN ISO 9001: Qualitätsmanagementsysteme - Anforderungen (ISO 9001:2008)

⁷ Darstellung in Anlehnung an: Sesma Vitrián (2004): Beitrag zur Ermittlung von Kosten und Nutzen der präventiven Qualitätsmethoden QFD und FMEA, S. 50

Mit dem Grad der Absicherung sinkt unabhängig von der Absatzmenge die Fehlerhäufigkeit und somit die Auftretenswahrscheinlichkeit für Störungen pro Stück⁸. Demgegenüber müssen die Kosten für die Absicherung auf die Produkte umgelegt werden. Der Hersteller strebt das Kostenminimum aus Absicherung und den kalkulierten, durch Störungen auftretenden Schaden an. Dabei erfüllt jeder zertifizierte Hersteller die notwendigen Anforderungen, um unmittelbare Gefährdungswirkungen durch die Nachrüstkomponenten auszuschließen. Aus ökonomischen Gründen ist eine Absicherung der modifizierten Fahrzeuge im gleichen Umfang wie bei der Typfreigabe jedoch nicht möglich. Der Grad der Absicherung wird durch die Absatzmenge und die Bereitschaft der Kunden zum Entrichten einer entsprechenden Umlage auf den Teilepreis bestimmt.

Wissenschaftliche Untersuchungen zu fahrdynamischen Auswirkungen durch Fahrwerk-tuningmaßnahmen sind mit Ausnahme der Analyse des Kippverhaltens höhergelegter SUV⁹ nicht bekannt. Hinzu kommt, dass diese, wie eingangs beschrieben, im Zulassungsverfahren nicht explizit adressiert werden¹⁰, sodass zum gegenwärtigen Zeitpunkt keine Aussage über die Gefährdungswirkung getroffen werden kann.

1.2 Zielsetzung

Hauptziel der Untersuchung ist daher die Beantwortung der offenen Forschungsfrage, ob sich Fahrwerk-tuningmaßnahmen negativ auf die Fahrsicherheit auswirken.

Aus diesem leiten sich weitere Ziele ab. Der Prüfumfang und dessen Optimierung stehen hierbei im Fokus der Betrachtungen. Zur effizienten Gestaltung der Untersuchung werden die Fragestellungen nach:

- dem Anspruch der geplanten Untersuchung,
- der Ergiebigkeit der Literatur zur spezifischen Thematik,
- der Wahl der Untersuchungsart,
- der Wahl der Messgrößen und
- der Auswahl der Untersuchungsobjekte

geklärt.¹¹

Anspruch der Untersuchung ist die Analyse der sicherheitsrelevanten fahrdynamischen Auswirkungen durch Fahrwerkmodifikationen. Erkenntnisse die dem Stand der Technik zugeordnet werden, stellen den als evident¹² definierten Rahmen der Arbeit dar.

⁸ Vgl. Schneidermann (1986): Optimum Quality Costs and Zero Defects: Are they Contradictory Concepts?, C2

⁹ Venhovens (2011): A Design Methodology to Assure Safe On-Road Handling Dynamics for Vehicles with Aftermarket Chassis Modifications

¹⁰ Vgl. Kapitel 2.1.4 Rechtliche Grundlagen

¹¹ Vgl. Bortz, Döring (2005): Forschungsmethoden und Evaluation, S.49 ff

¹² Definiert nach: Eisele (1904): Wörterbuch der philosophischen Begriffe

Art und Umfang der Untersuchung tragen wesentlich zur Übertragbarkeit der Ergebnisse bei. Unter Berücksichtigung versuchsökonomischer Gesichtspunkte besteht das Ziel der Untersuchungsmethodik in der Optimierung von dem Umfang der Studie, der Beschaffenheit der Untersuchungswerkzeuge und der Definition von Kenngrößen.

1.3 Grundzüge der Methodik

Der Fachliteratur können keine Untersuchungen zur generellen Problematik des Fahrwerkturnings entnommen werden. Es stehen zudem vielfältige Möglichkeiten zur Modifikation einzelner Komponenten oder ganzer Baugruppen zur Auswahl. Änderungen bestehender Bauteile sowie der Einbau zusätzlicher Bauteile am Fahrwerk bewirken unmittelbare Einflüsse auf die fahrdynamischen Eigenschaften des Gesamtfahrzeugs.

Das methodische Vorgehen der Arbeit stellt daher einen neuen generellen Top-Down Ansatz zum Klären der Fragestellung nach den Risiken durch Fahrzeugtuning dar. Abbildung 1.3 zeigt die Grundzüge der Methodik. Mit der Hypothese (Kapitel 1.3.1) werden Falsifikationskriterien als Basis der weiteren Untersuchung identifiziert (Kapitel 1.3.2). Die Definition von Lastfällen und den dazugehörigen Sicherheitskriterien erfolgt aus den Falsifikationskriterien in Kapitel 3. Hieraus werden das Prüflayout und die Kennwerte zur Beurteilung abgeleitet.

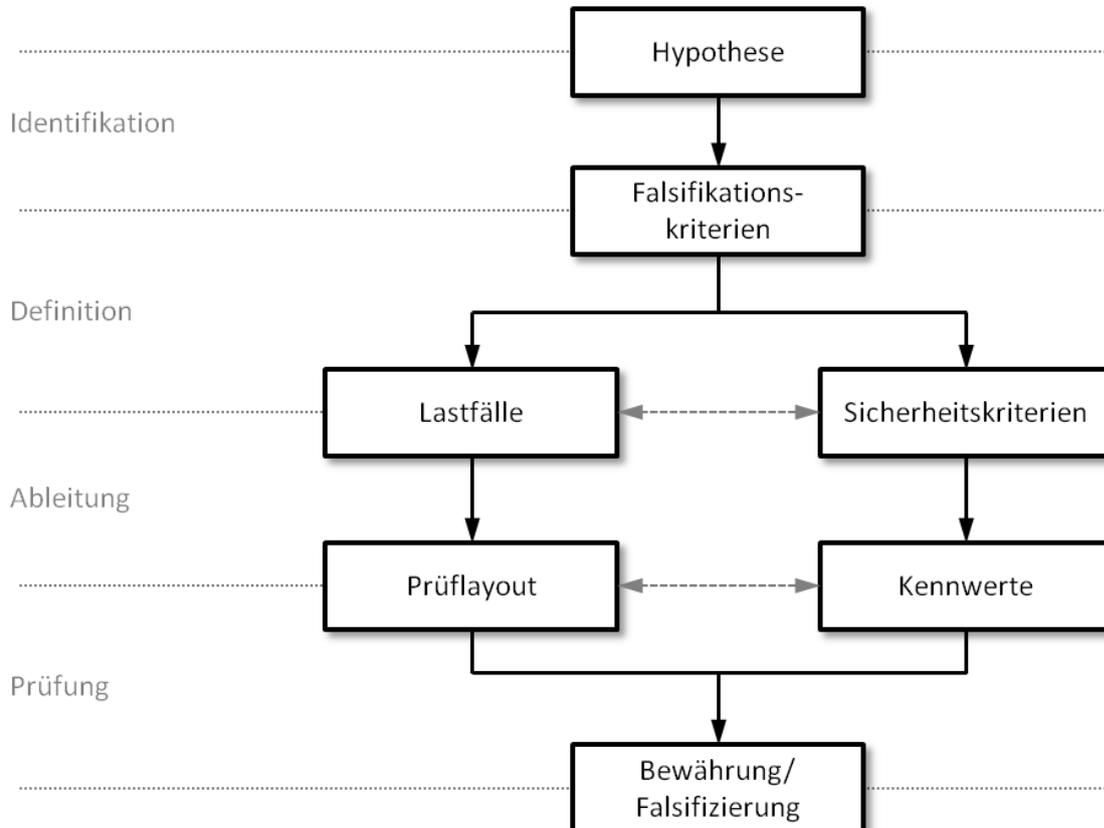


Abbildung 1.3: Grundzüge der Methodik

1.3.1 Hypothese

Ausgehend von der Nullhypothese¹³, dass von Fahrwerkuningmaßnahmen keine hinsichtlich der Fahrdynamik als kritisch zu beurteilenden Auswirkungen ausgehen, ergibt sich das methodische Vorgehen aus dem Ziel der Falsifikation dieser Hypothese. Gelingt die Falsifikation der Hypothese nicht, wird diese als bewährt angesehen.

Die der Methodik zugrundeliegende falsifizierbare universelle Nullhypothese lautet:

Hypothese H0:

Von Fahrwerkuningmaßnahmen gehen keine Auswirkungen aus, die als kritisch hinsichtlich fahrdynamischen Belangen der Sicherheit einzuordnen sind, wenn:

- die entsprechenden Maßnahmen zulassungskonform im Hinblick auf die StVZO sind,*
- die Reifen den Witterungsverhältnissen angepasst und nicht älter als sechs Jahre alt sind und*
- die Funktionalität der Fahrdynamikregelsysteme gewährleistet ist.*

Die drei vorab definierten Bedingungen zur Hypothese bilden den Rahmen des Untersuchungsumfangs. Da nicht zulassungskonforme Fahrzeuge bereits bei der Prüfung durch einen amtlich anerkannten Sachverständigen oder Prüfer (aaSoP) durchfallen, haben diese keine Relevanz hinsichtlich der Beurteilung der fahrdynamischen Effekte der durchgeführten Modifikationen. Dem Reifen kommt als Übertragungselement der Kräfte zwischen Fahrzeug und Fahrbahn eine besondere Bedeutung hinsichtlich der Fahrdynamik zu. Da Reifen Alterungsprozessen unterliegen, werden nur Fahrzeuge mit neuen oder geringfügig gealterten Reifen betrachtet^{14,15}. Fahrzeuge, die dem derzeitigen Stand der Technik entsprechen, sind mit verschiedenartigen Fahrdynamikregelsystemen wie dem Antiblockiersystem (ABS) und einer elektronischen Stabilitätsregelung (ESC) ausgerüstet. Die Systeme stellen einen integralen Bestandteil der Gesamtfahrzeugapplikation dar und ein Systemausfall wird dem Fahrzeugführer über eine entsprechende Anzeige mitgeteilt. Einzelne fahrdynamische Auswirkungen können bei deaktivierten Fahrdynamikregelsystemen identifiziert und analysiert werden. Da Fahrdynamikregelsysteme heute jedoch einen integralen Bestandteil des fahrdynamischen Systemverbunds¹⁶ darstellen, wird die abschließende Beurteilung der Einflüsse auf die fahrdynamische Sicherheit bei einem voll funktionsfähigen Gesamtfahrzeug durchgeführt.

¹³ Nach: Popper: Logik der Forschung

¹⁴ Nach Leister (2009): Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung, S. 181, gelten nicht gebrauchte Reifen bis 5 Jahre nach Ihrer Herstellung als neuwertig.

¹⁵ Nach Polizei Rheinland-Pfalz: www.polizei.rlp.de, wird die Benutzung nicht dauerhaft genutzter Reifen mit einem Alter von über sechs Jahren nicht empfohlen, Reserveräder mit einem Alter von über sechs Jahren sollen nur im Notfall verwendet werden.

¹⁶ Vgl. Isermann (2006): Fahrdynamikregelung, S. 360f

1.3.2 Falsifikationskriterien

Die Beurteilung der Sicherheit wird typischerweise auf Basis subjektiver und objektiver Sicherheitskriterien durchgeführt. Folgende gewünschte Ausprägungen der Fahrdynamik beschreiben hierbei die subjektive Kontrollierbarkeit des Fahrzeugs¹⁷:

- Vorhersehbare Fahrzeugreaktion auf die Fahrereingabe.
- Hohe Dämpfung eventuell vorhandener Gierschwingungen.
- Klarer Übergang zum fahrdynamischen Grenzbereich.
- Sanftes Übertragungsverhalten.
- Einheitliches Fahrzeugverhalten bei unterschiedlichen Zuladungen und unterschiedlichen Reibungskoeffizienten.

Subjektive Beurteilungskriterien werden, basierend auf Untersuchungen mit Probandeneinbindung, durch objektive Kennwerte beschreibbar¹⁸.

Nach dem Drei-Ebenen-Modell von Donges¹⁹ kann die Fahraufgabe in drei Ebenen unterteilt werden: Navigation, Bahnführung und Stabilisierung. Sicherheitsmindernde Faktoren durch Fahrwerkmodifikationen sind der Stabilisierungsebene zuzuordnen und gliedern sich in:

- neu auftretende fahrzeugverursachte Störungen,
- eine erhöhte Sensitivität auf Störungen und
- die verringerte Korrigierbarkeit von Störungen.

Neu auftretende fahrzeugverursachte Störungen, wie beispielsweise unbeabsichtigte Kollisionen zwischen funktionalen Fahrwerksteilen, werden im Rahmen der Untersuchung nicht erwartet, da diese durch die Begutachtung von aaSoP bei Änderungsabnahmen bereits geprüft werden. Im Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis (Abbildung 1.4) stellt dieser Faktor einen Ausnahmefall dar, da er im Sinne einer Störung dem Übertragungsverhalten des Fahrzeugs zuzuordnen ist.

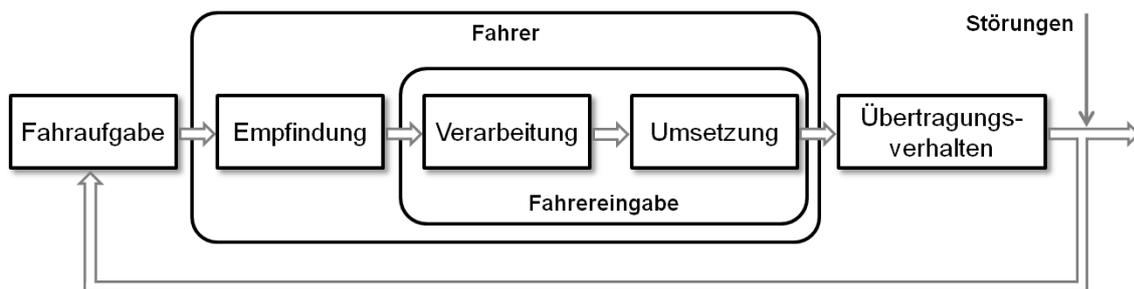


Abbildung 1.4: Erweiterter Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis²⁰

¹⁷ Vgl. Heißing (2002): Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens, S.19

¹⁸ Vgl. Simmermacher (2010): Objektive Fahrsicherheit, S.31

¹⁹ Donges (1982): Aspekte der aktiven Sicherheit bei der Führung von Personenkraftwagen, S.183-190

²⁰ Nach: Wolf, H. (2009): Ergonomische Untersuchung des Lenkgefühls an Personenkraftwagen, S.117

Eine erhöhte Sensitivität auf Störungen beeinflusst die Regelstrecke zwischen der Störung und der erneuten Fahrereingabe. Störungen stellen beispielsweise Fahrbahnunebenheiten und dadurch hervorgerufene vertikaldynamische Anregungen dar. Mit steigender Sensitivität fallen die fahrdynamischen Auswirkungen bei gleicher Störung definitionsgemäß höher aus. Die Fahraufgabe gestaltet sich hierdurch komplexer.

Ein geändertes Übertragungsverhalten des Fahrzeugs wirkt sich auf die notwendige Fahrereingabe aus. Auf Erfahrungswerten basierende Erwartungshaltungen des Fahrers im Bezug auf das Übertragungsverhalten werden bei einer verringerten Korrigierbarkeit von Störungen nicht mehr erfüllt. Eine verringerte Korrigierbarkeit kann sich dabei durch zu frühe oder zu späte Fahrzeugreaktionen bzw. Reaktionen, die nicht der Modellvorstellung des Fahrers entsprechen ausdrücken. Sowohl ein schwammiges als auch ein nervöses Fahrzeugverhalten werden bei der Bewertung des Fahrverhaltens als mangelhaft bewertet²¹. Somit kann der fahrdynamische Grenzbereich früher erreicht werden. In diesem Fall erfordert die Stabilisierung des Fahrzeugs bei einem definierten Ausgangszustand eine Fahrereingabe, die mit dem getunten Fahrzeug, das sicherheitskritische Eigenschaften aufweist, im Gegensatz zum Fahrzeug im Serienzustand nicht mehr möglich ist.

Nach Eintritt einer Störung erfolgt über das Fahrzeug eine Rückkopplung zum Fahrer (Vgl. Abbildung 1.4). Diesem stehen nach dem SRK²²-Modell nach Rasmussen²³ drei Verhaltensmuster zur Verfügung um die Störung zu kompensieren:

- Skills - Fertigkeiten,
- Rules – Regeln, Verfahren und
- Knowledge – Wissen, Erfahrung.

Angewendet auf das Beispiel eines Ausweichmanövers, beschreiben die Fertigkeiten das Vermögen des Fahrers, das Hindernis zu umfahren. Der Handlungsablauf ist weitgehend automatisiert. Treten infolge des Ausweichmanövers jedoch Fahrzeugreaktionen auf, die nicht dem gewöhnlichen Fahren entsprechen, so greift der Fahrer auf Regeln zurück, um dieser Situation adäquat zu begegnen²⁴. Infolge einer Phasendifferenz zwischen Fahrzeuganregung und Fahrzeugreaktion sind diese Fahrereingriffe jedoch nicht immer zielführend und können mitunter zu einer verstärkten Fahrzeugreaktion führen²⁵.

²¹ Vgl. Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) (1996): Sicherheitsbewertung von Personenkraftwagen, S.91

²² SRK: Skill-Rule-Knowledge

²³ Rasmussen, et.al.(1987): New Technology and Human Error, S.176-283

²⁴ Vgl. Farsch (2010): Menschliches Leistungsvermögen, S.201

²⁵ Vgl. Wagner (2003): Ein Verfahren zur Vorhersage und Bewertung der Fahrerreaktion bei Seitenwind , S.56 f

Spezifikation von Kriterien zur Falsifikation der Nullhypothese

Aus den Betrachtungen zu den sicherheitsmindernden Faktoren leiten sich Kriterien zur Falsifikation der Nullhypothese (Tabelle 1.1) ab. Ziel dieser Kriterien ist die Beurteilung direkter Indikatoren des Unfallrisikos. Als direkte Indikatoren werden dabei Größen zur Beschreibung der zweidimensionalen Fahrzeugbewegung verwendet. Diese gliedern sich in:

- die Gierstabilität,
- das Spurhaltevermögen und
- das Verzögerungsvermögen des Fahrzeugs.

Um einen Kennwert zu finden, der die Gierreaktion beschreibt bevor der Fahrer eingreift, wird der Zeitpunkt 0,5 s nach Auftreten der Gierstörung gewählt. So kann neben der Amplitude einer anfänglichen Gierstörung auch das durch die Gierdämpfung bewirkte Abklingen berücksichtigt werden. Für die Bewertung der Querabweichung wird ein späterer Zeitpunkt gewählt, da auch nach ersten kompensatorischen Reaktionen die Querabweichung noch zunimmt. Nach einer Sekunde²⁶, der Wert des gewählten Zeitpunkts, sollte der Verlauf im Wesentlichen von der zielgerichteten Fahrereingabe abhängen.

Zur Stabilisierung des Fahrzeugs nach Auftreten einer fahrdynamischen Störung, stehen dem Fahrer die Möglichkeiten der Lenkradwinkeleingabe und der Längsbeschleunigung/ -Verzögerung zur Verfügung. Treten solche Störungen jedoch in einer nicht für den Fahrer vorhersehbaren Weise auf, bzw. erreicht der Schwimmwinkel eine Größe, die es dem Fahrer nahezu unmöglich macht, eine Giermomentänderung durch die Lenkradwinkeleingabe zu bewirken²⁷, kann ein ESC-System bei der Fahrzeugstabilisierung unterstützen. Zur Untersuchung des geänderten Fahrzeugverhaltens bei aktivierter Fahrdynamikregelung wird somit ebenfalls ein Kriterium definiert. Hierzu wird zunächst die Gewährleistung der Fahrzeugstabilisierung durch das Fahrdynamikregelsystem beurteilt. Dies geschieht mittels einer Untersuchung der Auslöseschwellen der ESC vom Untersuchungswerkzeug. Die Auslöseschwellen werden dabei beim Fahrzeug mit serienmäßigem Fahrwerk iterativ bestimmt. Als Zeitintervall zum Einsetzen der Wirkung der Regelung wird eine halbe Sekunde gesetzt. Im Anschluss sollte auch die Bewegung eines modifizierten Fahrzeugs wieder unterhalb der Eingriffsschwelle des serienmäßigen ESC liegen. Auch bei deaktiviertem Fahrdynamikregelsystem sollte eine selbstständige Stabilisierung des Fahrzeugs nach dem Wegfall längs-, quer- oder vertikaldynamischer Anregungen ohne Fahrereingabe stattfinden. Als Maßstab hierfür wird das Dämpfungsverhalten der Gierrate analysiert.

²⁶ Vgl.: Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) (1996): Zumutbare Fahrerreaktionen

²⁷ Vgl.: Van Zanten (2006): Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) in: Fahrdynamikregelung, S.170

Innerhalb der einen Sekunde zur Einleitung eines zielgerichteten Gegensteuerns, darf dem Fahrer weder ein Kontrollverlust wiederfahren noch darf das Fahrzeug innerhalb dieser Reaktionszeit den Fahrstreifen verlassen. Ausgehend von einer Fahrstreifenbreite vom 3 m (Regelquerschnitt RQ 9,5²⁸) auf gewöhnlichen bundesdeutschen Kreis- und Landstraßen ergibt sich bei einer Fahrzeugbreite von etwa 2 m ein Sicherheitsabstand von 0,5 m, der innerhalb der Reaktionszeit nicht überfahren werden darf.

Eine Verschlechterung des Bremsverhaltens durch Modifikationen ist nicht zulässig und stellt einen sicherheitsrelevanten Einfluss der Fahrdynamik dar. Daher führt eine statistisch signifikant nachweisbare Verlängerung des Bremswegs zur Falsifikation der Hypothese.

Tabelle 1.1: Falsifikationskriterien zur Nullhypothese

Nr.	Kriterium
1	Bei aktivierter ESC ergibt sich nach 0,5 s ein Gierratenverlauf, der beim Serienfahrzeug zum Regeleingriff der ESC führt.
2	Bei deaktivierter ESC tritt ohne Fahrereingabe keine selbstständige Stabilisierung des Fahrzeugs ein.
3	Die Überschreitung einer fiktiven Fahrstreifengrenze im lateralen Abstand von 0,5 m tritt innerhalb einer Sekunde ein.
4	Es tritt eine statistisch signifikante Verlängerung des Bremswegs auf.

1.3.3 Umfang der Untersuchung

Durch verschiedene:

- Versuchslayouts,
- Fahrzeugtypen und
- Modifikationsoptionen

ergibt sich eine hohe mögliche Variationsvielfalt. Ziel der Definition des Versuchsumfangs ist die Optimierung der Versuchsökonomie. Mittels einer Auswahl des Versuchsumfangs nach einem worst-case Prinzip und der Auswahl relevanter Modifikationsoptionen sowie repräsentativer Fahrzeugtypen wird ein möglichst aussagekräftiges Ergebnis angestrebt.

Zur Beantwortung der offenen Forschungsfrage ist die Kenntnis über die Auswirkung verschiedener Modifikationen notwendig. Fahrzeugtypspezifische Effekte sind bei der

²⁸ Kaczmarczyk (2008): Bautechnik für Bauzeichner, S.558

Beurteilung ebenso zu berücksichtigen. Die Breite der Möglichkeiten für Umbaumaßnahmen mit der Vielfalt potentieller Kombinationen, erfordert eine Konzentration auf die relevanten Lastfälle. Die systematische Erstellung des Versuchslayouts wird in Kapitel 3 (Untersuchungsmethodik) erläutert.

Eine Feldstudie mit einer breiten Auswahl verschiedener Fahrzeugtypen und repräsentativer Tuningmaßnahmen ermöglicht eine umfassende Beurteilung der tendenziellen Auswirkungen durch Modifikationen. Eine vergleichbare Besetzung der einzelnen Fahrzeuggruppen mit Fahrzeugtypen wird dabei vorausgesetzt. Diese wird mittels einer Analyse des Tuningmarkts in Deutschland mitsamt einer Untersuchung der im Feld befindlichen Fahrzeuge ermittelt. Serienfahrzeuge und Sportwagen ohne Fahrwerkmodifikation stellen die Referenz dar. Ziel der Untersuchung ist die Beurteilung der Gefährdungswirkung sowohl der Fahrzeuge als auch der Fahrzeuge in Verbindung mit den Fahrzeugführern. Die Fahrzeugführung wird daher von den Fahrzeughaltern als Normalfahrer, die mit dem Fahrzeug vertraut sind, durchgeführt. Die reine Fahrzeugbeurteilung findet auf Basis objektiver Kennwerte in Open-Loop Tests statt. Der Fahrereinfluss wird durch die Vorgabe enger Toleranzen minimiert.

Zur Beurteilung einzelner Modifikationen im Vergleich zur Serie, wird ein Referenzversuchsträger eingesetzt, der systematisch modifiziert eine dementsprechende Analyse ermöglicht. Diese detaillierte Untersuchung schließt sich der Feldstudie an. In die Auswahl des Versuchsumfangs fließen neben analytischen Betrachtungen auch bereits die Ergebnisse der Feldstudie ein (Abbildung 1.5).

Ablauf der Untersuchung

Zunächst werden die kinematischen Auswirkungen einzelner Modifikationen erfasst. Den jeweiligen, durch Art und Umfang der relevanten Modifikationen verursachten kinematischen Änderungen des Fahrwerks werden auf Basis analytischer Betrachtungen Manöver und Versuchslayouts zugeordnet. Eine den theoretischen Betrachtungen angeschlossene Feldstudie wird mit den Zielen der Ermittlung von Szenarien, die eine klare Abgrenzung von fahrdynamisch sicheren zu unsicheren Kombinationen von Modifikationen ermöglichen und der Identifikation von auffälligen Tuningmaßnahmen durchgeführt. Im Anschluss wird als Untersuchungswerkzeug ein Referenzversuchsträger eingesetzt. Dieser wird, ausgestattet mit repräsentativen Fahrwerk-tuningmaßnahmen, in den jeweils zugeordneten Versuchslayouts geprüft. Die Auswertung der Versuchsdaten ermöglicht mit der Aussage über die zum Serienfahrwerk relativen Veränderungen der relevanten fahrdynamischen Größen und der qualitativen Aussage zum Auftreten sicherheitskritischer fahrdynamischer Zustände die Diskussion der Hypothese.

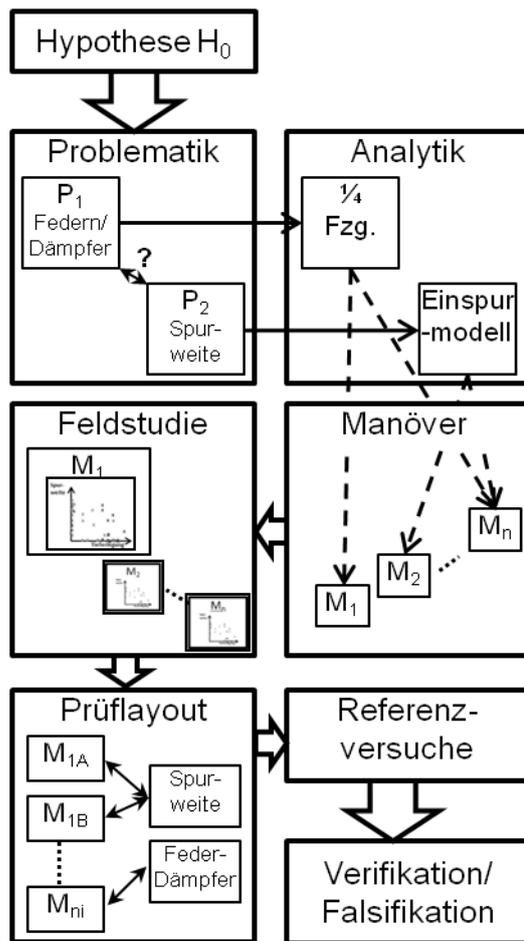


Abbildung 1.5: Umfang der Untersuchung

1.4 Definitionen

Fahrwerkstuning

Neben der hohen Leistung, einer von aerodynamischen Anforderungen geprägten Optik und sportlichem Sound, sind die einstellungszweckspezifischen Eigenschaften der Fahrwerke Attribute von Rennfahrzeugen²⁹. Offenkundige Charakteristika von Tourensportwagen sind der tiefe Schwerpunkt, große Spurweiten, geringe Federwege mit hoher Dämpfung, verwindungssteife Karosserien sowie breite, teils profillose Reifen auf Rädern mit großem Felgendurchmesser.

Rennfahrzeuge stellen jedoch Konstruktionen dar, die für wenige Anwendungsbereiche ausgelegt sind und deren Führung nicht durch Normalfahrer erfolgt. Fahrwerkstuning als Gegenstand der Untersuchung versteht sich als Modifikation eines serienmäßigen Fahrwerks durch den Austausch, die Verstellung oder den Einbau zusätzlicher Kompo-

²⁹ Vgl.: Trzesniowski (2008): Rennwagentechnik, S.5

nenen. Wird eine Einzelmaßnahme durchgeführt, beeinflusst diese zumeist die Kinematik des Gesamtfahrwerks (Abbildung 1.6). Aus diesem Grund werden sowohl Einzelmaßnahmen als auch kombinierte Modifikationen unter dem Begriff des Fahrwerkturnings zusammengefasst.

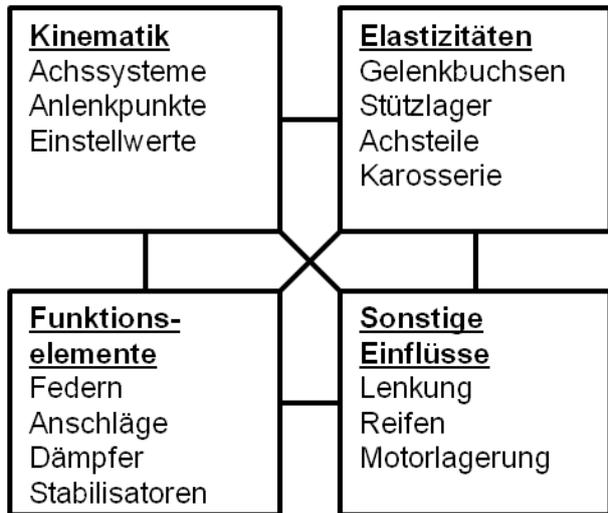


Abbildung 1.6: Gegenseitige Beeinflussung der Fahrwerksparameter³⁰

Modifikationen des Fahrwerks werden hierbei als Tuningmaßnahmen bezeichnet, wenn keine grundlegende kinematische Änderung der Radaufhängung³¹ erfolgt. Somit beschränken sich Fahrwerkturningmaßnahmen üblicherweise auf den Tausch der Funktionselemente und in seltenen Fällen der Gelenke und Lagerungen dieser. Die Einstellwerte der Achsen werden zumeist denen der Serienfahrzeuge gleichgesetzt. Die Raderhebungskurven, die die Spur- und Sturzänderungen beim Ein- und Ausfedern beschreiben, und hier insbesondere die dynamischen Raderhebungskurven unter Längs- und Querkrafteinfluss, ergeben sich aus der geänderten Kinematik und sind selbst durch zertifizierte Fachwerkstätten zumeist nicht zu ermitteln. Die gesetzlichen Rahmenbedingungen für Fahrwerkturningmaßnahmen werden in Kapitel 2.1.4 ausführlich behandelt.

Koordinatensysteme

Gemäß DIN 70000³² erfolgt die Einteilung der Koordinatensysteme nach dem Ortsfesten Koordinatensystem (X_E, Y_E, Z_E), dem Horizontierten Koordinatensystem (X, Y, Z) und dem Fahrzeugfesten Koordinatensystem (X_V, Y_V, Z_V) (Abbildung 1.7).

³⁰ Causemann (1999): Kraftfahrzeugstoßdämpfer, S.6

³¹ z.B.: Umstellung McPherson auf Doppelquerlenker

³² DIN 70000, ISO 8855: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten

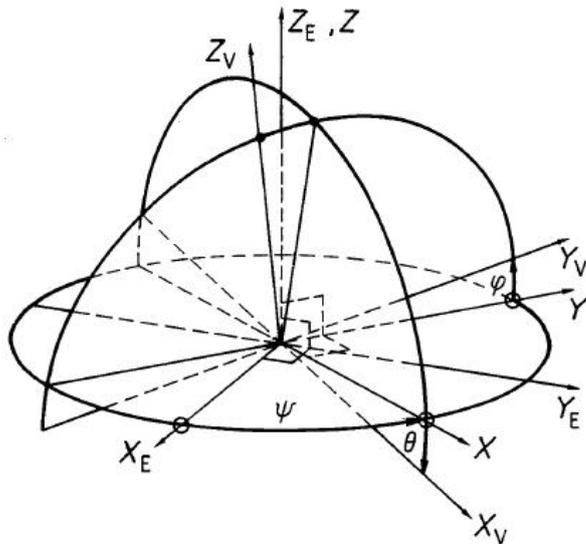


Abbildung 1.7: Fahrzeugkoordinatensysteme³³

Der Gierwinkel ψ legt die Drehung des Horizontierten Koordinatensystems zum Ortsfesten Koordinatensystem fest. Die Drehbewegung des Fahrzeugs um die Hochachse ist somit die Gierrate $\dot{\psi}$. Der Vektor der Horizontalgeschwindigkeit v_h hat im Ortsfesten Koordinatensystem den Kurswinkel ν und im Horizontierten Koordinatensystem den Schwimmwinkel β (Abbildung 1.8).

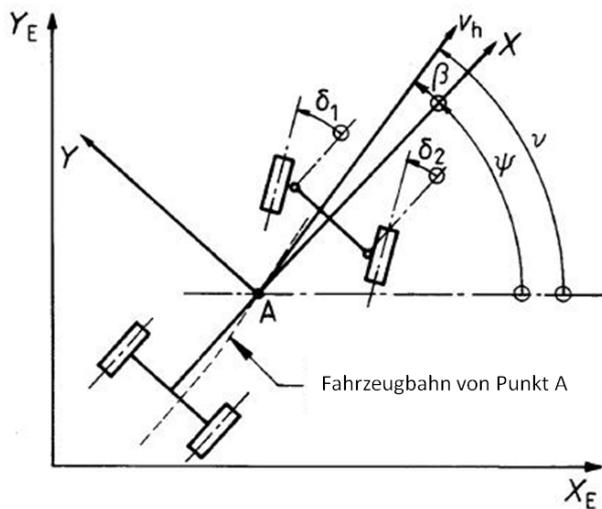


Abbildung 1.8: Winkel im Koordinatensystem³³

Begriffsdefinitionen

Zur Untersuchung der Effekte auf die Fahrdynamik durch Fahrwerkmodifikationen werden sowohl eine Feldstudie als auch eine Studie mit einem Referenzversuchsträger

³³ DIN 70000, ISO 8855: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten

durchgeführt. Nachfolgend werden die Begriffe von der Gesamtstudie bis zu einer einzelnen Versuchsfahrt definiert.

- Studie: Im Rahmen der Untersuchung werden eine Feld- und eine Referenzstudie durchgeführt.
- Manöver/ Lastfälle: Beschreiben die qualitative Trajektorie, das Streckenprofil, die Art der vertikalen Anregung und den sequentiellen Ablauf der Fahrereingaben.
- (Versuchs-/ Prüf-/ Test-) Layout: Im Versuchslayout werden der Ausgangszustand des Fahrzeugs und die Quantifizierung der Manöver/ Lastfälle (z.B.: Radius der Kreisfahrt, Höhe der Hindernisse, ...) definiert.
- (Versuchs-) Durchgang: Im Versuchslayout erfolgen Versuchsdurchgänge mit verschiedenen Konfigurationen der Versuchsträger.
- (Versuchs-) Fahrt: Eine vorab festgelegte Anzahl an Versuchsfahrten ergibt einen Durchgang. Im Rahmen der Referenzversuche werden 30 Versuchsfahrten³⁴ je Durchgang gewählt.

1.5 Untersuchungsrahmen

Fahrdynamikregelsysteme

Fahrzeugstabilisierungssysteme für Pkw stellen im Wesentlichen das seit 1978 im Einsatz befindliche Antiblockiersystem (ABS) sowie die Elektronische Stabilitätsregelung, die als Elektronische Stabilitäts-Programm (ESP/ ESC) 1995 in Serie eingeführt wurde³⁵, dar.

Fahrdynamikregelsysteme unterstützen den Fahrer bei der Stabilisierung des Fahrzeugs im fahrdynamischen Grenzbereich und ermöglichen durch Brems- und Lenkeingriffe eine gezielte Beeinflussung der Querschleunigung und der Gierrate³⁶.

Anti-Blockier-Systeme greifen bei heutigen Fahrzeugen zumeist auf eine Elektronische Bremskraftverteilung zu und verfügen als erweitertes Stabilitäts-Bremssystem über eine Giermomenten-Aufbauverzögerung, die den Aufbau eines Giermoments in μ -split-Situationen³⁷ soweit reduziert, dass dem Fahrer eine Korrektur leicht möglich ist³⁸. Im Gegensatz zur Elektronischen Stabilitätsregelung greift das System hierbei nicht auf den Gierraten- oder Querschleunigungssensor zurück. Bei Fahrzeugen, die dem heutigen

³⁴ Zur Ermittlung statistisch signifikanter Aussagen notwendige Anzahl (siehe Anhang A1)

³⁵ Vgl. Robert Bosch GmbH (2003): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, S.809

³⁶ Kiencke, Nielsen (2005): Automotive Control Systems, S.416

³⁷ μ -split bezeichnet einen einseitig niedrigeren Reibwert der Fahrbahn.

³⁸ Fennel (1998): ABS plus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik

Stand der Technik entsprechen, ist ABS verfügbar und während der Fahrt nicht deaktivierbar. Seit 2004 sind alle neu zugelassenen Pkw nach einem Beschluss der ACEA³⁹ mit ABS ausgestattet⁴⁰. Die Versuche werden somit stets mit aktiviertem ABS durchgeführt um dem Verkehrsaufkommen in Deutschland zu entsprechen.

Stimulationen zu Fahrzeugbewegungen werden im Rahmen der Untersuchung durch quer- und vertikaldynamische Anregungen aufgebracht. Da ESC die Auswirkungen begrenzt und durch zum Teil niedrige Eingriffsschwellen keine unmittelbare Aussage über die Fahrzeugreaktion infolge der geänderten Fahrwerkskinematik möglich ist, werden die Versuchsfahrten zunächst mit deaktivierter ESC durchgeführt. Bei auftretenden sicherheitskritischen Auswirkungen werden die Versuche mit aktivierter ESC wiederholt, um die Funktionalität des Systems unter den kritischen Bedingungen auf Einhaltung der Falsifikationskriterien zu prüfen.

Streckenauswahl

Die Untersuchungen im Rahmen der Feldstudie finden auf dem Prüfgelände der Technischen Universität Darmstadt, dem August-Euler Flugplatz in Griesheim, statt. Mit einer Fahrbahnbreite von 20 m und zwei Dynamikflächen mit bis zu 50 m Durchmesser stehen Ausweichflächen zur Verfügung, die Versuche in Geschwindigkeitsbereichen bis 80 km/h zulassen, ohne bei unvorhergesehenen Fahrzeugreaktionen zu sicherheitskritischen Bedingungen zu führen. Untersuchungen mit dem Referenzversuchsträger werden demgegenüber auf dem von der Adam Opel AG zur Verfügung gestellten Testgelände in Pferdsfeld mit für höhere Geschwindigkeitsbereiche geeigneten Streckenausmaßen durchgeführt.

Fahrzeugauswahl/ Übertragbarkeit der Ergebnisse

Aus der Hypothese werden Anforderungen an die zu untersuchenden Fahrzeuge abgeleitet. Für die Untersuchung werden daher ausschließlich zulassungsfähige Fahrzeugmodifikationen in Betracht gezogen. Die Auswahl der Fahrzeuge zur Feldstudie erstreckt sich auf 102 verschiedene Fahrzeug-/ Modifikationsvarianten. Die Montage der Messtechnik (Kapitel 3.5) gelang hierbei bei zehn Fahrzeugen nicht vollständig. Ursächlich zeigten sich die Bauraumverhältnisse und zu steil stehende Frontscheiben.

Die Fahrzeugführung erfolgt während der Feldstudie durch ihre jeweiligen Benutzer, die zumeist Normalfahrer sind. Dieses repräsentiert die tatsächliche Gefährdungswirkung durch Tuningmaßnahmen, da das im Straßenverkehr auftretende Fahrer-Fahrzeug Regelsystem geprüft wird. Enge Toleranzen, insbesondere im Bezug auf die Längs- und Querregelung ermöglichen eine hohe Vergleichbarkeit der Daten.

³⁹ ACEA: Association des Constructeurs Européens d'Automobiles

Als zulässige Toleranzen hinsichtlich der Querführung bei Open-Loop Versuchen werden im Rahmen der Feldstudie 5° und bei den Referenzversuchen 2° Lenkradwinkelabweichung festgelegt. Die Einstellung der Geschwindigkeit muss im Rahmen der Feldstudie auf 5 km/h und im Rahmen der Referenzversuche auf 2 km/h Genauigkeit erfolgen. Bei der Beurteilung von Versuchen mit Fahrereinbindung sind die Einwirkungen der Fahrer zu berücksichtigen. Hierzu werden die Verhaltensweisen vorab ermittelt, um deren Auswirkungen entgegenzuwirken. Verhaltensweisen der Probanden werden nach Spacek⁴¹ zu:

- dem Idealverhalten, als ideal symmetrischem Verlauf der Trajektorie entlang der Fahrstreifenmitte,
- dem Normalverlauf als das Idealverhalten mit Toleranzbereich,
- dem Korrigieren mit S-förmigen Spurverlauf mit zunehmenden Hinaustragen zur Kurvenaußenseite und anschließender Lenkeinschlags-Korrektur in der zweiten Kurvenhälfte,
- dem Schneiden zur Kompensierung der Querbeschleunigung,
- dem Ausholen zur Kompensierung der Querbeschleunigung und
- dem Hinaustragen als asymmetrischem Spurverlauf zwischen Beginn und Ende der Kurve

klassifiziert. In Vorversuchen mit Probandeneinbindung erwiesen sich Pylonen in Kombination mit farbigen Fahrstreifenmarkierungen als effektives Mittel zur Eingrenzung der möglichen Trajektorien. Zugleich dienen verschobene oder umgestoßene Pylonen als Indikator für die Verletzung des Toleranzbereichs.

Die Anforderungen konnten in etwa 60% der durchgeführten Versuchsfahrten der Feldstudie und zu 100% in den Referenzversuchen durch die Fahrer eingehalten werden und somit zu auswertefähigen Messdaten beitragen.

Die Versuche der Feldstudie erfolgten bei Streckentemperaturen zwischen 5°C und 25°C und mit unterschiedlichen Reifenkonfigurationen. Demgegenüber wurden die Fahrten der Referenzversuche bei Fahrbahntemperaturen zwischen 20°C und 25°C bei gleichen Reifeneigenschaften mit dem Ziel der bestmöglichen Beibehaltung von Rahmenbedingungen durchgeführt.

Zur Beschreibung der geprüften Fahrzeuge liegen des Weiteren keine Auskünfte über die Feder- und Schwingungsdämpfer-Charakteristik vor⁴², sodass Zuordnungen ausschließlich über die Maße der Tieferlegung und Spurverbreiterung erfolgen.

⁴⁰ Gesellschaft für Ursachenforschung bei Verkehrsunfällen e.V. (GUVU) (2011): Assistenzsysteme – Lebensrettende Ladehüter?

⁴¹ Spacek, P. (1998): Fahrverhalten und Unfallgeschehen in Kurven, Fahrverhalten in Kurvenbereichen, S.20f

⁴² Die Feder- und Dämpfercharakteristik findet sich weder in der Teilegenehmigung, noch in der Zulassungsbescheinigung wieder.

2 Stand der Forschung und Technik

2.1 Fahrwerkuningmaßnahmen

Fahrzeuggtuning erfreut sich in Deutschland großer Beliebtheit. Jedes achte bis zehnte Automobil ist nach Schätzungen des Verbandes der Deutschen Autotuner e.V. (VDAT) getunt⁴³. Die Schätzung des Branchenverbands fällt dabei etwa fünfmal so hoch aus wie der Anteil der als „getunt“ markierten Fahrzeuge in Verkaufsanzeigen (Abbildung 2.4). Der Umsatz mit Tuningprodukten deutscher Hersteller im Verband betrug im Jahr 2007 4,7 MRD Euro⁴⁴.

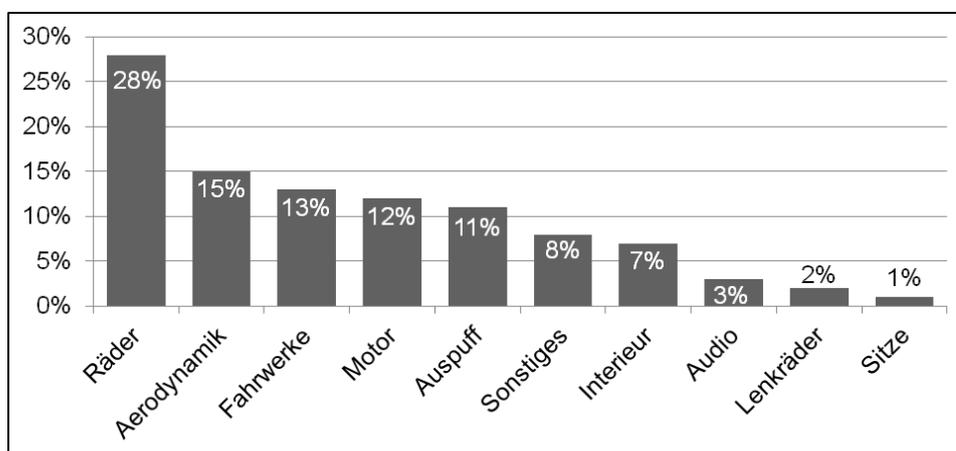


Abbildung 2.1: Umsatzanteile der Mitglieder des VDAT mit Tuningprodukten⁴²

Fahrwerkmodifikationen können durch Austausch oder Einstellung von Fahrwerkskomponenten sowie durch die Montage zusätzlicher Bauteile realisiert werden. Mittels einer Befragung deutscher Zubehörhersteller- und Händler wurden:

- geänderte Rad-/ Reifenkombinationen,
- Nachrüstfahrwerke und
- Spurverbreiterungen

als die am häufigsten verwendeten Fahrwerkuningmaßnahmen identifiziert.

Geänderte Rad-/ Reifenkombinationen umfassen sowohl Breit- und Niederquerschnittsreifen als auch geänderte Felgenkonturen und –größen sowie die Füllung der Reifen mit „Reifengas“ (Stickstoff).

⁴³ Bücheler, R. (2008): Tuning-Spezial; www.auto-motor-und-sport.de

⁴⁴ VDAT: Der Tuningmarkt in Deutschland, www.vdat.org

Nachrüstfahrwerke, umgangssprachlich auch als „Sportfahrwerke“ bezeichnet, beinhalten einzelne und kombinierte Änderungen durch steifere Aufbau- und Stabilisatorfedern oder geänderte Kennlinien der Schwingungsdämpfer. Gesamtlösungen werden häufig als „Kit-Fahrwerke“ bezeichnet und beinhalten eine aufeinander abgestimmte Feder-/Dämpfercharakteristik. Ausprägungsformen von Kit-Fahrwerken ermöglichen die Verstellung der Dämpferkennlinie als auch die Einstellung der Fahrzeugtieferlegung und somit der Federvorspannung. Ziel dieser Einstellmöglichkeiten ist die fahrerindividuelle Lösung des Zielkonflikts der Abstimmung von Fahrdynamik, Fahrkomfort und optischen Erscheinungsbild.

Spurverbreiterungen werden durch geänderte Einpresstiefen der Felgen oder Distanzscheiben in verschiedenen Ausführungsformen erreicht. Typischerweise sind mit diesen Maßnahmen Spurweitenänderungen von etwa zwei Prozent realisierbar, ohne das Fahrverhalten hinsichtlich der Vorhersehbarkeit von Fahrzeugreaktionen signifikant zu beeinflussen⁴⁵. Maßgebliche fahrdynamische Einflüsse werden dabei durch Änderungen des Hebelarms zwischen Rad und Feder-/ Dämpfersystem und einen vergrößerten Lenkrollhalbmesser erwartet.

Kinematische Änderungen durch verschiedene Umbaumaßnahmen interagieren⁴⁶ und erfordern nach der Montage eine Abnahme seitens eines amtlich anerkannten Sachverständigen oder Prüfers (aaSoP). Ziel dieser Änderungsabnahme ist die Beurteilung der gegenseitigen Verstärkung oder Abschwächung fahrdynamischer Auswirkungen.

Produktlebenszyklus

Im Lebenszyklus von Fahrzeugmodifikationen sind verschiedene Personen, Unternehmen und Institutionen eingebunden, die spezifischen Interessenslagen zugeordnet werden (Abbildung 2.2) und zum Teil eng vernetzt sind. Insbesondere der Informationsaustausch zwischen den jeweiligen Interessensgruppen dient der Sicherheit der umgesetzten Maßnahmen sowie dem Verständnis und der Akzeptanz für Vorschriften.

Im Bereich der Herstellung sind die Produzenten mitsamt dem angegliederten Vertrieb, Werkstätten und Dachverbänden vertreten. Gemeinsame Interessen innerhalb dieser Gruppe sind die Sicherstellung des Marktanteils durch eine Dokumentation des technologischen Vorsprungs gegenüber Mitbewerbern aus anderen Märkten, der Aufklärung von Kunden diesbezüglich und die deutliche Abgrenzung gegenüber - hinsichtlich Sicherheitsbelangen bedenklichen - Produkten aus dem Niedrigpreissegment. Kontakte werden zielgerichtet zu den Beteiligten der übrigen drei Gruppen gesucht, um Werbemaßnahmen zu platzieren und um zukünftige gesetzliche Vorschriften mit zu gestalten.

⁴⁵ Nach VdTÜV bedürfen Spurverbreiterungen von mehr als 2% (4% bei Fzg. mit Leiterraum) einer gesonderten Abnahme mit Nachweis der Bauteilfestigkeit.

⁴⁶ Vgl. Causemann (1999): Kraftfahrzeugstoßdämpfer, S.6

Zu der Gruppe der überwachenden Beteiligten zählen neben gesetzgebenden und prüfenden Institutionen auch Polizeibehörden und das Bundesamt für Güterverkehr (BAG) zur Überwachung der Bestimmungen. Letztgenannte sind insbesondere bezüglich Aspekten der Produkthaftung bei Schadensfällen an der Vita des Fahrzeugs sowie den modifizierten Baugruppen interessiert.

Marktbegleitend stellen verschiedene Medien und Institutionen Informationen zur Verfügung, die Kunden als Wegweiser bei der Auswahl geeigneter Produkte helfen und über Risiken und Folgen fehlerhafter und minderwertiger Produkte aufklären.

Nutzer der Tuningprodukte sind letztendlich die Kunden. Diese sind zum Teil über Interessensgemeinschaften und Vereine miteinander vernetzt und auch fortlaufend durch Hersteller und Überwachungsinstitutionen informiert. Jedoch existiert auch ein Teil von nicht vernetzten Nutzern, welche nur schwer erreichbar sind. Verkaufsanzeigen stellen im Betrieb die Schnittstelle zwischen zwei Nutzergruppen dar und ermöglichen einen Überblick zu Art und Umfang der Modifikationen⁴⁷.



Abbildung 2.2: Beteiligte am Produktlebenszyklus von Fahrwerkuningmaßnahmen

Art und Umfang von Fahrwerkuningmaßnahmen

Eine durchgeführte Recherche mit Auskünften von 500 zufällig über Online-Verkaufsanzeigen ausgewählten Haltern von Fahrzeugen mit modifiziertem Fahrwerk ergibt, dass Kit-Fahrwerke ohne Höheneinstellung und Gewindefahrwerke in etwa gleich großem Umfang vertreten sind und den Großteil der Fahrwerkmodifikationen ausmachen. Fahrzeugtieferlegungen durch Austausch der Feder bei Beibehaltung der serienmäßigen Schwingungsdämpfer und insbesondere höhenverstellbare Luftfahrwerke stellen demgegenüber mit 8% bzw. 1% Anteil nur Randerscheinungen dar. Etwa ein

⁴⁷ Online-Verkaufsportale bieten die Möglichkeit, gezielt nach Hinweisen in Verkaufsanzeigen zu suchen. Hierzu werden Schlagwortsuchen oder die Sortierung der Fahrzeuge in verschiedenen Kategorien eingesetzt. Voraussetzung hierfür ist jedoch eine detaillierte Fahrzeugdarstellung durch den Anbieter.

Fünftel der Fahrzeuge weist zusätzlich zur Änderung des Feder-/ Dämpfersystems eine Spurverbreiterung auf. Drei Viertel der modifizierten Fahrzeuge verfügen über geänderte Rad-/ Reifenkombinationen (Abbildung 2.3).

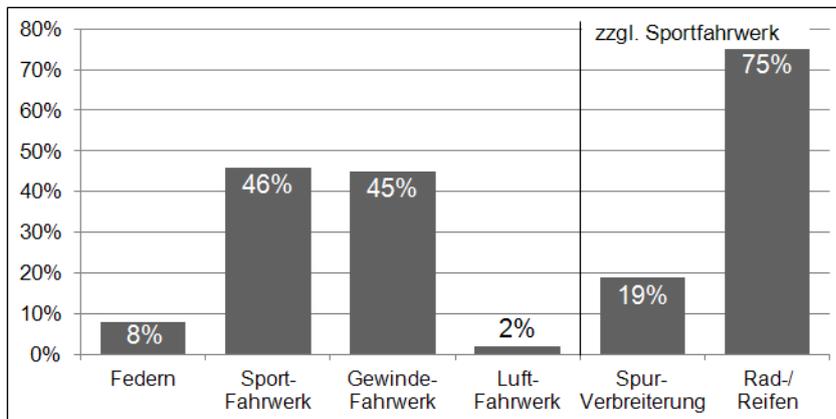


Abbildung 2.3: Verteilung von Fahrwerk-tuningmaßnahmen (Datenbasis: 500 befragte Fahrzeughalter)

Analog zur Studie der umgesetzten Maßnahmen sind die am häufigsten betroffenen Fahrzeugmodelle identifiziert. Auswertungen kundenseitiger Verkaufsanzeigen ergeben eine Gesamtquote über alle Tuningmaßnahmen von etwa einem Prozent bei 1,9 Millionen Fahrzeugen. Hierbei liegen die Quoten der fünf großen deutschen Fahrzeughersteller mit durchschnittlich 2,4% getunter Fahrzeuge über dem Schnitt (Abbildung 2.4).

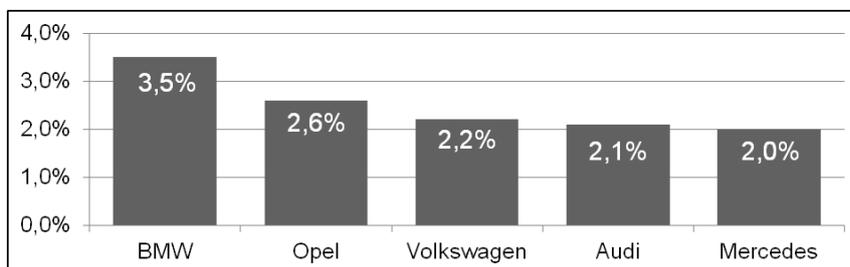


Abbildung 2.4: Markenanteile als „getunt“ markierter Fahrzeuge (430.730 ausgewertete Einträge⁴⁸)

Eine exakte Quantifizierung getunter Fahrzeuge ist mit vertretbarem Aufwand nicht möglich. Dieses ist im hohen Anteil der nicht eintragungspflichtigen Maßnahmen und in multiplen Tuningmaßnahmen, die händlerseitig nicht erfasst werden können, begründet.

2.1.1 Änderungen des Feder-/ Dämpfersystems

Tuningmaßnahmen des Feder-/ Dämpfersystems umfassen sowohl den Austausch einzelner Komponenten als auch die Montage abgestimmter Feder-/ Dämpferkombinationen, sogenannter Kit- oder Gewindefahrwerke. Der Schwingungsdämpfer wird zur Begrenzung der Aufbau- und Radlastschwingungen eingesetzt und unterstützt einerseits

⁴⁸ www.autoscout24.de, Zugriff am 20.03.2010

die für die Fahrsicherheit notwendigen Funktionen (z.B.: Spurführen, Bremsen und Beschleunigen), andererseits hält er die Schwingungsbelastung der Insassen auf einem möglichst geringem Niveau, um deren Komfortempfinden weitgehend zu entsprechen⁴⁹. Die Abfederung einer Achse, die Begrenzung der Federwege und das Verringern der Wankneigung übernehmen üblicherweise⁵⁰:

- Federn,
- gefederte Zug- und Druckanschlüge,
- Schwingungsdämpfer und
- ein Stabilisator.

Die Aufbaufedersteifigkeit und die Dämpfungshärte der Schwingungsdämpfer sind wesentliche Einflussparameter des Fahrkomforts. Aufwendige Abstimmungsarbeiten dieser sowie deren Lager als Verbindungselemente zu anknüpfenden Strukturen werden durchgeführt, um ein komfortables Gesamtsystem zu erhalten. Im Hinblick auf Kriterien der Fahrdynamik ist demgegenüber ein geringerer Applikationsaufwand notwendig. Vor allem auf ebener Fahrbahn bringt eine härtere Fahrwerkabstimmung gegenüber dem Serienfahrwerk Vorteile durch eine Erhöhung der Schräglaufsteifigkeiten; auf unebenen Fahrbahnen ergibt sich mit der harten Fahrwerkabstimmung jedoch nur ein geringer Vorteil der Fahrdynamik, aber ein hoher Verlust an Fahrkomfort⁵¹. Geringe Stückzahlen und die mangelnde Bereitschaft der Kunden zum Kauf teurer Gesamtsysteme aus Fahrwerken und Fahrwerkslagern verhindern daher umfassende Applikationen zu komfortoptimierten Gesamtsystemen.

Tieferlegungsfedern

Fahrwerksfedern werden konstruktiv als Blatt-, Drehstab- und Schraubenfedern ausgeführt. Der Großteil der am Markt befindlichen Fahrzeuge ist mit Schraubenfedern ausgestattet.

Fordert die Tieferlegung mittels Blattfedern noch weitreichende konstruktive Veränderungen, so ist die Einstellung der Höhe des Fahrwerks bei Fahrzeugen mit Drehstabfedern durch Änderungen der Vorspannung einfach zu bewerkstelligen. Für Veränderungen der Fahrzeughöhe bei Radaufhängungen mit Schraubenfedern werden diese getauscht. Um ein Anschlagen der Reifen an der Karosserie zu vermeiden, werden Federwegbegrenzer eingesetzt, die entweder auf die Kolbenstange des Schwingungsdämpfers oder in die Feder gesteckt werden, um den unteren Anschlagpunkt zu heben.

⁴⁹ Vgl. Causemann (1999): Kraftfahrzeugstoßdämpfer, S.6f

⁵⁰ Betzler, Reimpell (2005): Fahrwerktechnik: Grundlagen, S.350

⁵¹ Mühlmeier (1995): Evaluation of wheel load fluctuations, S.397-411

Kürzere Federn führen auch zu Raderhebungen und somit zu Spur- und Sturzveränderungen, letztere zu tendenziell höheren negativen Sturzwinkeln⁵², und erfordern somit eine nachträgliche Einstellung der Achse. Im statischen Fall wird so die Radstellung des Serienfahrwerks erreicht. Im Betrieb stellen sich jedoch weiterhin geänderte Raderhebungskurven dar, da sich die Radstellung nichtlinear mit der Einfederung ändert (Abbildung 2.5).

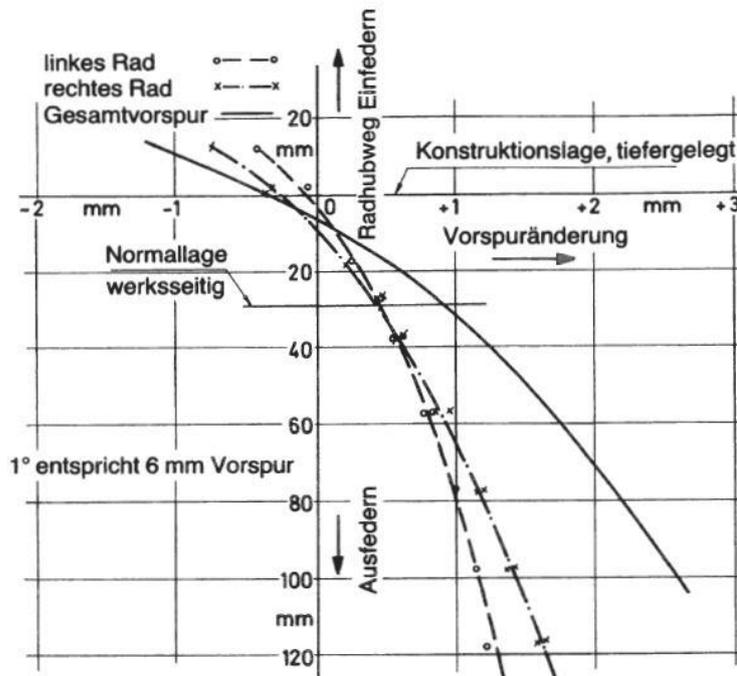


Abbildung 2.5: Vorspuränderung durch Ein-/ Ausfedern mit Einfluss der Konstruktionslage⁵³

Mit unterschiedlichen Graden der Tieferlegung an Vorder- und Hinterachse nimmt das Fahrzeug eine dynamisch wirkende Keilform ein. Die ohne Justierung der Radstellungsparameter verbundene Sturzerhöhung an der Vorderachse beeinflusst das Eigenlenkverhalten und führt zu einer übersteuernden Tendenz. Des Weiteren tritt infolge hoher Sturzwinkel ungleichmäßiger Reifenverschleiß ein.

Unabhängig von den fahrdynamischen Einflüssen müssen gegebenenfalls weitere Fahrwerksparameter eingestellt werden. Hubabhängige Dämpfer erhalten durch das Absenken der Karosserie eine neue Mittellage. Ist die maximale neue Einfederung, addiert mit der Tieferlegung, nicht begrenzt und somit größer als die maximale Einfederung vor dem Tausch der Federn, ergibt sich eine erweiterte Raderhebungskurve. Hierdurch wird gegebenenfalls eine Verkürzung der Kolbenstange des Dämpfers oder eine konstruktive Änderung des Stabilisators notwendig, um das Anschlagen im Dämpfer bzw. an der Radaufhängung und der Antriebswelle zu vermeiden. Ebenso muss sichergestellt werden, dass die Feder im Betrieb nicht vom Federteller abhebt.

⁵² Vgl. Mitschke, Wallentowitz (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge, S.741

⁵³ Reimpell (2000): Fahrwerktechnik: Grundlagen, S.206

Dämpfertechnologien

Zur Untersuchung des zeitlichen Abklingverhaltens wird das dimensionslose Dämpfungsmaß ermittelt. Unter der Annahme linearer Kennungen⁵⁴ eines Zweimassen-Fahrzeuersatzmodells mit den Dämpfungskonstanten k , den Eigenfrequenzen ω und den Federkonstanten c ergibt sich das Dämpfungsmaß D zu⁵⁵:

$$D_{Rad} = \frac{(k_{Reifen} + k_{Dämpfer}) \cdot \omega_{Achse}}{2 \cdot (c_{Reifen} + c_{Aufbau})} \quad (2-1)$$

$$D_{Aufbau} = \frac{k_{Dämpfer} \cdot \omega_{Aufbau}}{2 \cdot c_{Aufbau}} \quad (2-2)$$

Eigenfrequenzen des Aufbaus liegen typischerweise zwischen 1 und 2 Hz, die der Achsen zwischen 10 und 25 Hz (Abbildung 2.6). Daher ist das vordringliche Ziel der Dämpferauslegung, den entsprechenden kritischen Anregungen entgegenzuwirken.

Aufbaudämpfungsmaße zwischen 0,25 und 0,35 stellen einen guten Kompromiss zwischen sportlichem Fahrverhalten und Komfort dar. Hohe Dämpfungsmaße, die insbesondere im Bereich nachrüstbarer Sportdämpfer Werte um $D_{aufbau} > 0,5$ erreichen, werden im Bereich bestimmter Anregungen so steif, dass sich die Aufbaueigenfrequenz infolge der Abfederung über die Reifen zu höheren, als unangenehm empfundenen Werten verschiebt⁵⁶.

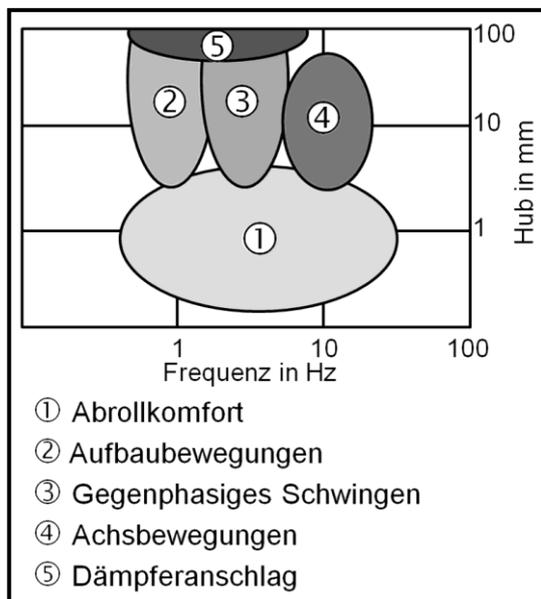


Abbildung 2.6: Beurteilungsmaßstäbe für kritische Erregungen⁵⁶

⁵⁴ Dämpferausführungen heutiger Fahrzeuge mit nichtlinearen Kennungen und unterschiedlicher Dämpfung in der Zug- und Druckstufe entsprechen diesem Modell nur in den jeweiligen Betriebspunkten.

⁵⁵ Vgl. Causemann (1999): Kraftfahrzeugstoßdämpfer, S.10ff

⁵⁶ Vgl.: Heißing, Ersoy (2008): Fahrwerkhandbuch, S.268

Neben hydraulisch-mechanischen Dämpfungsprinzipien heutiger Teleskopschwingungsdämpfer sind pneumatische und mechanische Prinzipien Stand der Technik. Diese finden jedoch nur vereinzelt in Pkw Anwendung. Verstelldämpfer mit magneto-rheologischer Flüssigkeit bzw. semiaktive Dämpferprinzipien mit schaltbaren CDC⁵⁷-Proportionalventilen ermöglichen konstante Dämpfungsmaße für verschiedene Achslasten⁵⁸. Entsprechende Dämpfungsprinzipien sind bereits vielfältig in Fahrzeugen als Erstausrüstung und zum Nachrüsten erhältlich.

Hydraulische Teleskopdämpfer sind als Zweirohr- oder Einrohrdämpfer ausgeführt, wobei letztgenannte stets druckbelastet sind, um über eine Gaszelle das Volumen der eindringenden Kolbenstange auszugleichen. Einrohrdämpfer sind aufgrund der geringeren Teileanzahl leichter und lassen sich prinzipbedingt auch in schräger und waagrecht Position sowie als Upside-Down Dämpfer zur Reduktion der reifengefederten Massen verwenden, was bei Zweirohrdämpfern nur durch Einsatz eines Gaskissens erfolgen kann. Bedingt durch eine geringere Kavitationsneigung infolge des im Vergleich zum Zweirohrdämpfer höheren Gasdrucks, weisen Einrohrdämpfer insbesondere bei kleinen Hüben Vorteile auf⁵⁹.

Im Gegensatz zu Tieferlegungsfedern, verfügen geänderte Schwingungsdämpfer weder über Teilegutachten, noch über Angaben zu deren Dämpfungseigenschaften.

Kit-Fahrwerke

Der alleinige Austausch von Federn und Dämpfern beziehungsweise eine Zusammenstellung nicht aufeinander abgestimmter Feder-/ Dämpferkombinationen resultiert in unvorhersehbaren Fahrwerkeigenschaften. Sogenannte Kit-Fahrwerke sind vom Fahrwerkhersteller geprüfte Kombinationen und werden als Gesamtpaket vertrieben. Neben Prüfmethoden zum Nachweis der Sicherheit bestimmter Varianten, werden geeignete Kombinationen im Rahmen von Testfahrten auf bestimmte Fahrzeugtypen appliziert.

Gewindefahrwerke ermöglichen eine nachträgliche Justierung der Fahrzeughöhe über einstellbare Federteller. Zur Gewährleistung einer ausreichenden Federhöhe beim Ausfedern wird eine zweite weiche Feder oder eine progressive Feder, deren torsionsweiche Windungen unter Einwirkung des Fahrzeuggewichts auf Block liegen⁶⁰, verwendet. Neben der mechanischen Einstellung der Federhöhe bieten hydraulische Zusatzsysteme eine Möglichkeit, während der Fahrt die Bodenfreiheit zu erhöhen. Solche Systeme werden typischerweise zwischen Feder und unterem Federteller montiert⁶¹ und sind bei

⁵⁷ CDC (Continuous Damping Control)

⁵⁸ Vgl. Causemann (1990): Schwerpunkte der Entwicklung semiaktiver und aktiver Fahrwerke

⁵⁹ Vgl. Heißing, Ersoy (2008): Fahrwerkhandbuch, S.272

⁶⁰ Knörzer: Fahrwerksfedern mit progressiver Charakteristik, ATZ 06/2007

⁶¹ www.kwsuspensions.de, Produktinformation HLS

vorliegender Genehmigung oder gültiger Begutachtungsgrundlage und positiver Anbauabnahme eines aaSoP oder PI zulässig.

Gesamtfahrwerkklösungen werden neuerdings auch für Fahrzeuge mit semiaktiven Dämpfern angeboten. Hierbei sind geänderte Einstellungen des Fahrwerks über Anwendungen auf dem, mit dem Fahrzeug gekoppelten Mobiltelefon möglich. Somit wird eine Verstellung der Dämpfereigenschaften während der Fahrt durch den Fahrer möglich (vgl. Abbildung 2.7). Um eine missbräuchliche Nutzung des Systems zu vermeiden, sind Sicherheitsfunktionen hinterlegt, die die Spanne unterschiedlicher Dämpferhärten an Vorder- und Hinterachse limitieren und bei hohen Geschwindigkeiten automatisch eine harte Dämpfereinstellung wählen. Voraussetzung hierfür ist die vollständige Implementierung des Systems, da die Fahrzeuggeschwindigkeit über den Fahrzeug-CAN-Bus erfasst wird.



Abbildung 2.7: Bedienoberfläche KW App zur Dämpfereinstellung⁶²

Die dargestellte graphische Benutzeroberfläche ermöglicht die Einstellung der Dämpferhärte von 0-100%. Wie groß der tatsächliche Wert bei 0% oder 100% ist, beziehungsweise, ob jeder der möglichen 10%-Schritte die gleiche mittlere Zunahme der Dämpferhärte bewirkt, bleibt für den Fahrer unklar. Durch die Implementierung von Sicherheitsfunktionen werden in jedem Fall unbeabsichtigte kritische Dämpfereinstellungen verhindert.

⁶² www.kwsuspensions.de, Produktinformation

2.1.2 Rad-/ Reifenkombinationen und Spurverbreiterungen

Reifen werden zurzeit unter mehr als 60 verschiedenen Markennamen angeboten, wobei Hersteller ihre Produkte unter verschiedenen Markennamen verkaufen⁶³. Gegenwärtig sind Reifen mit Querschnittsverhältnissen⁶⁴ bis herunter zu 15% und Breiten von bis zu 385 mm⁶⁵ erhältlich.

Am Markt verfügbare Felgen werden bereits in Größen von 30 Zoll⁶⁶ angeboten. Hierbei finden überwiegend gewalzte Stahlbleche und Leichtmetalllegierungen mit Aluminium- und Magnesiumbestandteilen Einsatz.

Spurverbreiterungen sind als Distanz- oder Adapterscheiben in Ausführungen von bis zu 90 mm erhältlich⁶⁷. Durch die Verwendung von Felgen mit von der Serie abweichender Einpresstiefe werden zusätzlich Änderungen der Spurweite bewirkt.

Reifen

Bezugsbasis für modifizierte Rad-/ Reifenkombinationen ist die Serienbereifung, die auch als Maßstab für den einzuhaltenden Abrollumfang dient.

Vorteile von Niederquerschnittsreifen ergeben sich aus der geringeren Flankenhöhe. Durch die resultierenden verbesserten Seitenführungseigenschaften, insbesondere bei hohen Radlasten, überträgt der Reifen bei gleichen Schräglaufwinkeln höhere Seitenkräfte⁶⁸. Reaktionen bei Lastwechseln während der Kurvenfahrt werden durch geringere seitliche Deformationen der Aufstandsfläche und dem dadurch kleineren Hebelarm der Antriebs- und Bremskräfte zum Fahrzeugschwerpunkt vermindert⁶⁹.

Höhere Steifigkeiten der Reifeneder führen zu Komforteinbußen und zu höheren Radlastschwankungen. Geringe Abstände zu Teilen des Fahrwerks oder der Karosserie stehen teilweise der Verwendung von Gleitschutzketten entgegen. Weitere Folgen ergeben sich durch einen gesteigerten Luftwiderstand breiter Reifen, Einflüssen auf die Lenkung und gegebenenfalls einer reduzierten Bremsenbelüftung. Erhöhter Spurrillenempfindlichkeit durch steife Reifenflanken wird mit über dem Querschnitt verschiedenen Laufflächenmischungen und einer angepassten Profilgestaltung entgegengewirkt⁷⁰.

⁶³ Vgl. Backfisch (2005): Reifenbuch, S.94

⁶⁴ Das Querschnittsverhältnis ist definiert als Verhältnis der Höhe eines Reifens zu seiner Breite.

⁶⁵ Reifenfachhandel (2008): www.reifenfachhandel.eu

⁶⁶ Focus (2006): www.focus.de

⁶⁷ Vgl. www.h-r.de

⁶⁸ Betzler, Reimpell (2006): Fahrwerktechnik: Grundlagen, S.148

⁶⁹ Vgl. Zomotor (1991): Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, S.138

⁷⁰ Z.B.: Dunlop SP Sport 01

Notlaufsysteme stellen beim Druckverlust eines Reifens dessen Tragfähigkeit sicher. Neben Systemen mit speziellen Felgen⁷¹ sind selbsttragende Runflat-Reifen mit verstärkten Seitenwänden verfügbar. Diese müssen in jedem Fall über ein Warnsystem über Druckverlust im Reifen verfügen. Alternativ zur Füllung der Reifen mit gefilterter Druckluft, werden Stickstofffüllungen als sogenanntes Reifengas vertrieben. Da der Anteil von Stickstoff an der Umgebungsluft ohnehin bereits 78% beträgt, sind Vorteile nur für den Einsatz im Rennsport relevant⁷².

Felgen

Felgen mit geänderter Maulweite bewirken durch neue Reifenkonturen von der Serie abweichende Komfort- und Handling-Eigenschaften. Vergrößerte Felgenmaulweiten erhöhen das Seitenkraftübertragungspotential und führen somit zu einem günstigeren Kurvenverhalten⁷³.

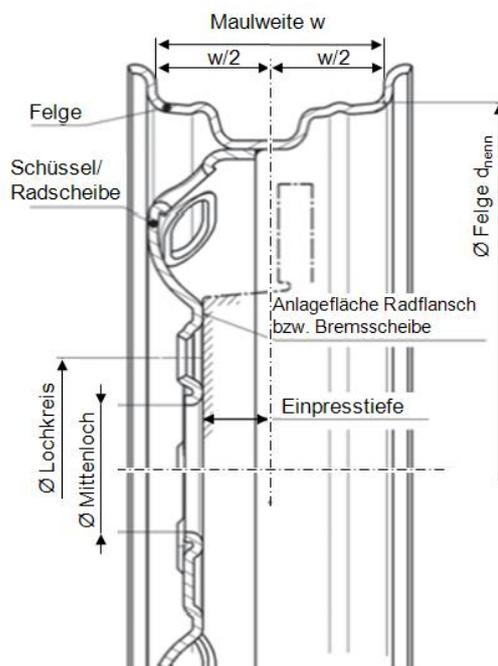


Abbildung 2.8: Felgenkontur⁷⁴

Neben einteiligen Felgen sind auch mehrteilige Ausführungen, mit dem Ziel der Kosteneinsparung bei Schäden durch den Austausch einzelner Komponenten, auf dem Markt erhältlich.

Von der Serie abweichende Einpresstiefen der Felge bewirken eine Änderung der Spurweite und stellen somit implizit eine Spurverbreiterung dar.

⁷¹ Z.B. Continental CSR, Michelin PAX

⁷² Vgl.: ADAC (2012): Stickstoff als Reifenfüllgas

⁷³ Trzesniowski (2008): Rennwagentechnik, S.232f

⁷⁴ Trzesniowski (2008): Rennwagentechnik, S.227

Spurverbreiterung

Spurverbreiterungen lassen sich durch Distanz- bzw. Adapterscheiben sowie durch Felgen mit geänderter Einpresstiefe darstellen. Distanzscheiben werden an den serienmäßigen Verschraubungspunkten der Radnabe befestigt. Sie sind entweder als spezielle Form der Adapterscheibe ausgeführt, wobei diese zunächst an den Radträger und die Felge mit separaten Bolzen an die Scheibe montiert wird, oder sie verfügen über Durchgangsbohrungen, durch die die Felgen mit längeren Radbolzen am Radträger montiert werden. In jedem Fall erhöhen Spurverbreiterungen die reifengefederten Massen und senken somit tendenziell den Komfort.

Änderungen des Lenkrollhalbmessers können den Geradeauslauf und die Bremsstabilität, insbesondere auf Fahrbahnen mit einseitig abweichenden Reibwerten (μ -split), beeinträchtigen⁷⁵. Eine Änderung der Spurweite bewirkt bei ansonsten gleicher Achskinematik einen vergrößerten Störkrafthebelarm, sodass infolge ungleicher Antriebskräfte die Lenkmomentenstörungen verstärkt werden.

2.1.3 Weitere Fahrwerkmodifikationen

Neben den beschriebenen Möglichkeiten des Fahrwerk-tunings werden im Rahmen tiefgreifender Modifikationen Fahrwerksbuchsen mit abweichenden gummielastischen Eigenschaften bzw. Lager mit höheren Steifigkeiten verwendet. Ebenso ist der Tausch einzelner Lenker zur Reduktion der reifengefederten Massen möglich.

Im Zusammenhang mit Änderungen des Feder-/ Dämpfersystems ist zum Teil eine Korrektur von Radstellungsparametern und die Anpassung der Stabilisator-Anbindung notwendig, die ihrerseits ebenfalls kinematische Änderungen darstellen.

Spur-/ Sturzjustierung

Hersteller von Fahrzeugmodifikationen bieten Lösungen zum Einstellen der Fahrwerke an. Insbesondere bei Tieferlegungen werden Sturzwinkeländerungen durch Exzenter-schraubensysteme⁷⁶ oder bei McPherson-Vorderachsen, durch Domlager mit Nuten zur translatorischen Verschiebung der oberen Dämpferbefestigung⁷⁷ kompensiert.

Stabilisator

Infolge der Verstellung des Fahrwerks durch Tieferlegung sind bei einzelnen Fahrzeugen Anpassungen der Stabilisatoren notwendig um Bauteilkollisionen, beispielsweise

⁷⁵ Betzler, Reimpell (2005): Fahrwerktechnik: Grundlagen, S.240

⁷⁶ Vgl. Koni: Pkw Gesamttypenliste 2010

⁷⁷ Vgl. www.kwsuspension.de

mit den Antriebswellen, zu vermeiden. Anstelle Änderungen der Geometrie sind oftmals Längenadjustierungen der Stabilisatorlenker /-Stützen ausreichend.

Änderungen der Stabilisatorgeometrie und das Hinzufügen bzw. Entfernen von Stabilisatoren beeinflussen das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs. Ziel der Stabilisatoren ist die Reduktion der Wankneigung. Einer Erhöhung der Wankfederhärte an der Vorderachse folgt die stärkere Abstützung des Wankmoments an dieser und erzeugt somit dort höhere Radlastdifferenzen. Demgegenüber reduziert sich die Wankneigung des Aufbaus an beiden Achsen gleichermaßen, wodurch die Radlastdifferenzen an Vorder- und Hinterachse tendenziell reduziert werden. Durch die in Summe relativ größeren Schräglaufwinkel an der Vorderachse ergibt sich eine Tendenz des Gesamtfahrzeugs zum Untersteuern.

2.1.4 Rechtliche Grundlagen

Fahrzeuge der Klasse M₁⁷⁸ verfügen im unveränderten Zustand über eine EG Typgenehmigung nach der Rahmenrichtlinie 2007/46/EG in der jeweils gültigen Fassung. Im Beschreibungsbogen zur Fahrzeug-Typgenehmigung werden dabei Angaben zu Fahrzeugmaßen und –gewichten, den Kennwerten vom Antriebsstrang und sonstigen Kriterien zur Identifikation des Fahrzeugs gemacht.

Werden Änderungen am Fahrzeug durchgeführt, sind je nach Modifikation bzw. derer Kombinationen verschiedene Schritte notwendig, um die Betriebserlaubnis beizubehalten⁷⁹. Da bereits zugelassene Fahrzeuge in den Bereich der nationalen Rechtsvorschriften fallen, sind Richtlinien zur Begutachtung und Genehmigung auch nach nationalen Vorschriften vorzunehmen.

Begriffsdefinitionen

Teilegenehmigungen stehen stellvertretend für Betriebserlaubnisse und Bauartgenehmigungen nach nationalem und EG-Recht, soweit diese in der BRD in Kraft getreten sind (z.B.: nach § 19 Abs. 3 StVZO).

Allgemeine Bauartgenehmigungen kennzeichnen genehmigte Teile durch ein Wellenzeichen, Kennbuchstaben und eine Nummer. Ebenso werden genehmigte Teile durch eine Allgemeine Betriebserlaubnis mit der Aufschrift „KBA“ und einer Nummer gekennzeichnet.

EG Bauart-/ Typgenehmigungen kennzeichnen unbedenkliche Teile mit einem eingerahmten kleinen „e“, einer Kennzahl für den Mitgliedsstaat und einer Nummer.

⁷⁸ Fahrzeugklasse M1: Fahrzeuge zur Personenbeförderung mit höchstens acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz

⁷⁹ Ein Schaubild zum Verfahrensablauf befindet sich in Konitzer, Wehrmeister (2009): §19 StVZO, S.36

Im Rahmen von Änderungs- oder Anbauabnahmen werden durch amtlich anerkannte Sachverständige oder Prüfer (aaSoP) bzw. Prüfsingenieure (PI) Begutachtungen zur ordnungsgemäßen Verwendung der Teile erstellt.

Erlöschen der Betriebserlaubnis (§ 19 Abs. 2 StVZO)⁸⁰

Neben Änderungen der Fahrzeugart sind:

- die Umgestaltung,
- der Austausch,
- das Hinzufügen und
- das Entfernen

von Bauteilen von Bedeutung hinsichtlich der Sicherheit⁸¹. Ein Erlöschen der Betriebserlaubnis tritt demnach dann in Kraft, wenn:

- unsachgemäße Teile sachgemäß bzw. unbedenkliche Teile unsachgemäß eingebaut werden, oder
- die Änderungen Auswirkungen auf die Fahrdynamik bzw. die Funktionalität des Fahrwerks

haben. Im Fall von Fahrwerkmodifikationen tritt dieses beispielsweise ein, wenn:

- Änderungen an der Karosserie oder der Fahrwerkskinematik vorgenommen werden,
- Reifen mit geringerer Tragfähigkeit oder Bauteile geringerer Belastbarkeit montiert werden,
- die Art der Aufbaufederung verändert wird oder
- mehrere Änderungen vorgenommen werden, die sich gegenseitig beeinflussen.

Sind Teilegenehmigungen vorhanden, so können notwendige Anbauabnahmen von aaSoP bzw. PI von einer nach Anlage VIII, Abs. 4 StVZO⁸² akkreditierten Überwachungsorganisationen vorgenommen werden.

Ist dies nicht der Fall, oder wird der Verwendungsbereich nicht eingehalten, kann eine Wiedererteilung der Betriebserlaubnis nach § 21 StVZO⁸³ ausschließlich durch einen amtlich anerkannten Sachverständigen (aaS) vorgenommen werden.

⁸⁰ § 19: Erteilung und Wirksamkeit der Betriebserlaubnis

⁸¹ Vgl.: Konitzer, Wehrmeister (2009): § 19 StVZO, S.21

⁸² Anlage VIII, Abs. 4 StVZO: Untersuchungsstellen zur Durchführung von Hauptuntersuchungen und Untersuchungen der Abgase sowie Sicherheitsprüfungen und wiederkehrenden Gasanlagenprüfungen

⁸³ § 21 StVZO: Betriebserlaubnis für Einzelfahrzeuge

Nichterlöschen der Betriebserlaubnis (§ 19 Abs. 3 StVZO)

Liegt:

- eine Betriebserlaubnis/ Bauartgenehmigung nach § 22/ § 22a StVZO,
- eine Genehmigung im Rahmen der Fahrzeug-Betriebserlaubnis, eines Nachtrags hierzu, oder
- eine EG-Typgenehmigung für das Fahrzeug oder Bauteil

vor, wird deren Wirksamkeit von der Einbau-/ Anbaubegutachtung abhängig gemacht⁸⁴.

Sollten genehmigte Modifikationen durch Verschleiß o.ä. nicht mehr der vorgeschriebenen Beschaffenheit entsprechen, wird die Betriebserlaubnis nach § 19 Abs. 2 StVZO zwar nicht entzogen, jedoch ist der Halter nach § 31 StVZO⁸⁵ verpflichtet, den ordnungsgemäßen Zustand wieder herzustellen.

Gemäß der Bau- und Betriebsvorschriften nach § 30 StVZO⁸⁶ zur Beschaffenheit der Fahrzeuge, besteht die Zielsetzung, das Sicherheitsniveau des ursprünglichen Zustands zu erhalten. Werden Sicherheitssysteme, die Sonderausstattungen darstellen deaktiviert, so ist dies nur nach einem vom Hersteller oder Teilegutachten vorgesehenen Verfahren durchzuführen.

2.2 Stand der Forschung

2.2.1 Untersuchungen zu Auswirkungen durch Fahrwerk-tuningmaßnahmen

Wissenschaftliche Untersuchungen zu den Auswirkungen modifizierter Fahrwerke sind im heutigen Stand der Forschung selten. Eine umfassende Studie zur Überschlagsicherheit von modifizierten SUV⁸⁷ untersucht hierbei die Auswirkungen von Fahrzeughöherlegungen am Beispiel eines ausgewählten Lastfalls, des Fishhook-Manövers⁸⁸. Als Empfehlung wird der verstärkte Einsatz simulationsgestützter Methoden gegeben. Wie eingangs erläutert, betreffen Fahrzeughöherlegungen jedoch nur vereinzelt den deutschen Tuningmarkt.

Reimpell betrachtet insbesondere die geänderte Achskinematik modifizierter Fahrzeuge. Hierbei wird neben der Vorspuränderung auch die Veränderung des Wankzentrums um

⁸⁴ Vgl.: Konitzer, Wehrmeister (2009): §19 StVZO, S.27

⁸⁵ § 31 StVZO: Verantwortung für den Betrieb der Fahrzeuge

⁸⁶ § 30 StVZO: Beschaffenheit der Fahrzeuge

⁸⁷ Venhovens (2011): A Design Methodology to Assure Safe On-Road Handling Dynamics for Vehicles with Aftermarket Chassis Modifications

⁸⁸ Nach FMVSS 126, 2007

115 mm unter die Fahrbahn infolge einer 30 mm-Tieferlegung beschrieben. Die nun verstärkte Wankneigung infolge des längeren Wankhebelarms wird durch die härteren Federn und den vorzeitig einsetzenden Druckanschlag jedoch kompensiert⁸⁹.

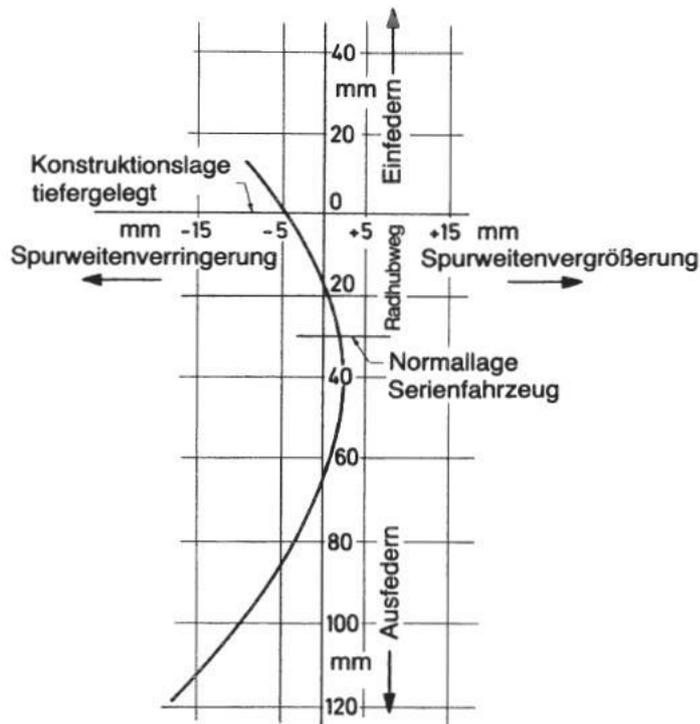


Abbildung 2.9: Spurweitenänderung infolge einer Tieferlegung um 30 mm am Beispiel eines VW Golf II GTi⁸⁹

Für den Einsatz im Motorsport stellen Rottenberger⁹⁰ und Mühlmeier⁹¹ neben der optimierten Baugröße das Ansprechverhalten bei geringen Hüben und die Beeinflussung der dynamischen Fahrzeughöhe zur Aerobalance als Optimierungsziele zur Dämpferauslegung fest. Zielgrößen zur Optimierung sind hierbei die Rundenzeit sowie die erreichbare Höchstgeschwindigkeit.

Überlegungen zu den Auswirkungen von Änderungen des Feder-/ Dämpfersystems stellt auch die SAE an. Ohne konkret auf die einzelnen Auswirkungen einzugehen, werden Testprozeduren zur Absicherung der Modifikationen vorgeschlagen⁹². Einen ähnlichen Charakter weist das in Kapitel 1.1 vorgestellte VdTÜV Merkblatt 751 auf.

⁸⁹ Reimpell (2000): Fahrwerktechnik: Grundlagen, S.170

⁹⁰ Rottenberger (2007): Dämpferkonzepte für Formel 1 Rennfahrzeuge

⁹¹ Mühlmeier (2003): Mehrkriterielle Optimierung der Fahrdynamik von Rennfahrzeugen

⁹² SAE (1999): Considerations for Suspension Modification

2.2.2 Auswirkungen durch kinematische Änderungen am Fahrwerk

Gegenüber den expliziten Auswirkungen durch Fahrwerk-tuningmaßnahmen, existieren eine Vielzahl von Untersuchungen zu den Auswirkungen einzelner Fahrwerksparameter. Untersuchungen zur generellen Fahrzeugauslegung bilden die Basis für weitere Betrachtungen. Risse⁹³ stellt fest, dass sich ein fahrdynamisch gutes Auto durch ein kleines Gierträgheitsmoment bei großem Radstand und Frontlastigkeit auszeichnet.

Detaillierte Aussagen zu den Einflüssen spezifischer Parameter gelingen mittels Sensitivitätsanalysen. Baumann⁹⁴ beschreibt mit einer Parameterauswahl für eine Sensitivitätsanalyse in der Simulation die Auswirkungen geänderter Fahrwerksparameter auf die Schwerpunktverlagerung der gefederten Massen, der Tendenz des Eigenlenkverhaltens, dem Einfluss auf die Giergeschwindigkeit und dem dynamischen Wankmoment, dem Rückstellmoment und der maximalen Querbeschleunigung. Im Fokus der Untersuchungen von Baumann stehen dabei Kippunfälle.

Der Einfluss einzelner Parameter wird ebenso im Rahmen wissenschaftlicher Untersuchungen erforscht. Koletzko⁹⁵ betrachtet hierzu das Wankverhalten von Pkw und beschreibt eine Regelung der Dämpfer, um dieses hinsichtlich der Querdynamik des Fahrzeugs zu optimieren.

Rompe⁹⁶ stellt insbesondere bei Bremsungen auf unebener Fahrbahn aus stationärer Kreisfahrt signifikant längere Bremswege bei Fahrzeugen mit reduzierter Dämpfungsleistung fest.

Untersuchungen zur Wechselwirkung von kinematischen Kenngrößen mit Regelsystemen bilden ein weiteres Forschungsfeld. Tiemann⁹⁷ untersucht den Einfluss von Schwingungsdämpfern bei ABS-geregelten Bremsmanövern. Hierzu wählt er Teilbremsmanöver bei Fahrbahnunebenheiten. Er stellt fest, dass eine harte Dämpferkennlinie zur Erhöhung der aktiven Sicherheit nicht grundsätzlich befürwortet werden kann. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen beschäftigen sich Forschungsarbeiten zur Optimierung des Bremswegs durch semiaktive Dämpfer⁹⁸ und deren Koordination mit dem ABS⁹⁹.

⁹³ Risse (1991): Das Fahrerverhalten bei normaler Fahrzeugführung

⁹⁴ Baumann (2003): Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen, S.73f

⁹⁵ Koletzko (2008): Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von Pkw unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung

⁹⁶ Rompe, Grunow (1996): Stoßdämpfer und Fahrsicherheit

⁹⁷ Tiemann (1994): Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers

⁹⁸ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

⁹⁹ Reul (2011): Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS

2.2.3 Prüfverfahren zum Fahrverhalten

Die Beurteilung des Fahrverhaltens ist Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Als wegweisende Grundlage kann hier beispielsweise der Fahrdynamikkreis von Rönitz et. al.¹⁰⁰ genannt werden, der Prüfverfahren zum Geradeauslaufverhalten, dem Kurvenverhalten, dem Übergangsverhalten und dem Wechselkurvenverhalten umfasst.

Auf dem Fahrdynamikkreis aufbauend führt Weber¹⁰¹ eine Bewertungsskala zur Auswahl untersuchungszielspezifischer Manöver ein. Hierbei werden zwischen 1 und 3 Punkte für die Kriterien (Sicherheitskritisch, Häufigkeit, Reibwertrelevanz) vergeben. Nach einer Vorauswahl und der Beschränkung auf Open-Loop Manöver werden die 12 verbleibenden Manöver mittels der Bewertungsskala priorisiert. Ebenso beschreibt Weber die Möglichkeit zur Gestaltung von Testsequenzen¹⁰². Birkhofer¹⁰³ beschreibt hierzu ein generelles Verfahren zur Auswahl von Kriterien, die für eine Bewertung der Auswahlgrößen im Hinblick auf die Aufgabenstellung sinnvoll sind.

Gegenüber der Generierung von Testsequenzen beschreibt Görich¹⁰⁴ eine Software zur Identifikation der Fahrsituation. Hierbei unterscheidet er zwischen:

- Fahrzeugstillstand,
- konstanter Geradeausfahrt,
- beschleunigter Geradeausfahrt,
- verzögerter Geradeausfahrt,
- stationärer Kurvenfahrt und
- instationärer Kurvenfahrt.

Zur Absicherung der Fahrdynamik werden umfangreiche Manöverkataloge verwendet, die beispielsweise Leister¹⁰⁵ beschreibt. Rompe und Donges¹⁰⁶ beschreiben Auswahlkriterien für die Zusammenstellung eines Testprogramms. Demnach sollten:

- die Fahrsituationen sicherheitsrelevant und praxisnah sein,
- erprobte Verfahren verwendet werden, von denen reproduzierbare Ergebnisse zu erwarten sind,
- die Hauptfahrsituationen nach dem Fahrdynamikkreis sollten vertreten sein und
- die Messungen sollten sich auf den Normalfahrbereich als auch auf den fahrdynamischen Grenzbereich beziehen.

¹⁰⁰ Rönitz, et. al. (1977): Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen

¹⁰¹ Weber (2005): Verbesserungspotential von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik, S 68f

¹⁰² Weber (2005): Verbesserungspotential von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik, S.70

¹⁰³ Birkhofer (2003): Produktentstehung

¹⁰⁴ Görich (1993): System zur Ermittlung des aktuellen Kraftschlusspotentials eines Pkw im Fahrbetrieb, S.99

¹⁰⁵ Leister (2009): Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung, S.165ff

¹⁰⁶ Rompe (1983): Variationsbereiche der Fahreigenschaften heutiger Personenkraftwagen

Vertikale Anregungen und Radlastschwankungen

Neben der generellen Auswahl von Testmanövern, stellen vertikaldynamische Stimulationen und deren Auswirkungen ein breites Forschungsfeld dar. Insbesondere bei der Modifikation des Feder-/ Dämpfersystems ist eine Betrachtung der Vertikaldynamik essentiell.

Fahrbahnunebenheiten können sich bei Kurvenfahrten durch resultierende Radlastschwankungen auf die Kurshaltung des Fahrzeugs auswirken. Hierbei wirken sich nach Mühlmeier¹⁰⁷ die Radlastschwankungen auf die übertragbaren Seitenkräfte des Reifens aus, sodass ein Seitenkraftverlust und resultierende Schwankungen der Quereschleunigung auftreten können. Somit ändert sich das Lenkverhalten des Fahrzeugs und die Stabilität kann beeinträchtigt werden. Der entscheidende Teil des Seitenkraftverlusts wird nach Mühlmeier¹⁰⁸ durch Radlastschwankungen im Bereich von über fünf Hertz verursacht.

Eine Untersuchung durch Mitschke auf einem Trommelprüfstand mit vertikaldynamischer Anregung ergibt, dass der Verlust an Seitenkraft überproportional zur Erhöhung der Radlastschwankung ansteigt. Höhere Anregungsfrequenzen ergeben hierbei ebenso gestiegene Seitenkraftverluste¹⁰⁹. Ebenfalls nach Mitschke¹¹⁰ ändert sich die Aufbau-eigenfrequenz des Fahrzeugs mit geänderten Federsteifigkeiten und somit auch dessen Übertragungsfunktion. Mit steigender Federsteifigkeit wachsen somit tendenziell die Radlastschwankungen.

Rompe¹¹¹ wählt einen versuchstechnischen Ansatz mit der vertikaldynamischen Anregung durch ein Einzelhindernis während einer Kreisfahrt. Hierzu durchgeführte Versuche in einem Kreis mit 40 m Radius bei unterschiedlichen Quereschleunigungen ergeben, dass die Änderung der Gierrate und die laterale Abweichung von der Solltrajektorie während der Hindernisüberfahrt zunehmen. Der so ermittelte Gierwinkelfehler steigt bei einer verringerten Wirksamkeit der Schwingungsdämpfer infolge Verschleißerscheinungen. Rompe¹¹² erkennt in seinen Untersuchungen dabei keinen signifikanten Einfluss des Beladungszustands auf die laterale Abweichung von der Solltrajektorie und dem Gierwinkelfehler.

¹⁰⁷ Mühlmeier (1995): Evaluation of wheel load fluctuations, S.397

¹⁰⁸ Mühlmeier (1995): Evaluation of wheel load fluctuations, S.403

¹⁰⁹ Mitschke (1983): Fahrverhalten von Personenkraftwagen auf unebener Straße, S.696

¹¹⁰ Mitschke (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge, S.337

¹¹¹ Rompe (1984): Objektive Testverfahren, S.90-96

¹¹² Rompe (1983): Variationsbereiche der Fahreigenschaften, S.205

Auch Rill¹¹³ beschreibt defekte Dämpfer als Ursache für erhöhte Radlastschwankungen bei Kurvenfahrt auf unebenen Straßen mit resultierender negativer Auswirkung auf die Fahrsicherheit.

Untersuchungen durch Belsdorf¹¹⁴ mit Gummischwellen auf einer Kreisbahn ergeben ebenfalls negative Auswirkungen durch defekte Schwingungsdämpfer auf die fahrdynamische Sicherheit. Eine Steigerung des Lenkaufwands bringt Belsdorf hierbei mit erhöhten Radlastschwankungen in Verbindung.

Zur Untersuchung des Bremsverhaltens auf unebener Fahrbahn wählt Tiemann¹¹⁵ eine Leiste, einen Rechteckimpuls und eine Rampe als vertikale Stimulationen.

Ammon¹¹⁶ beschreibt ebenfalls die Beeinflussung des Seitenführungsvermögens des Reifens infolge Radlastschwankungen bei Kurvenfahrt. Dieses erklärt er über den schnellen Abbau der Seitenkraft bei einer Reduktion der Radlast gegenüber einem verzögerten Seitenkraftaufbau bei einer Radlasterhöhung. Zum Seitenkraftaufbau müssen demzufolge zunächst die Profilblöcke innerhalb des Reifenlatsches ausgelenkt werden.

Untersuchungen von Reichel¹¹⁷ zum Radlastverlauf bei vertikaler Anregung ergeben:

- die Fahrgeschwindigkeit,
- die Aufbaufederung und -dämpfung,
- die reifengefederten Massen und
- die Höhe der Fahrbahnunebenheit

als wesentliche Einflussparameter.

Modelle für Straßenunebenheiten beschreibt Richter¹¹⁸, der Gleichungen zur Beschreibung regelloser Straßenunebenheiten aus der spektralen Leistungsdichte dieser angibt.

2.2.4 Objektive Sicherheitskriterien/ Kennwerte

Fahrdynamische Effekte mit Einfluss auf die Sicherheit lassen sich durch Kennwerte quantifizieren. Ziel der Kennwerte ist die Möglichkeit, diese eindeutig bestimmen zu können und direkte Vergleiche zwischen verschiedenen Fahrzeugen zu ermöglichen. Eine Zusammenstellung objektiver Kennwerte für die Handlungseigenschaften von Fahr-

¹¹³ Rill (1986): Steady state cornering on uneven roadways, S.4

¹¹⁴ Belsdorf et. al. (1971): Performance tasks of vehicle handling qualities, S.3f

¹¹⁵ Tiemann (1994): Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers, S.61

¹¹⁶ Ammon (1993): Radlastschwankungen, Seitenführungsvermögen, S.2

¹¹⁷ Reichel (2003): Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenkraftwagen, S.67

¹¹⁸ Richter (1990): Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik

zeugen gibt Botev¹¹⁹ als Zusammenstellung der in Normen beschriebenen Beurteilungsgrößen.

Zur Auswahl von Testsignalen beschreibt Isermann¹²⁰ nachfolgende Eigenschaften als erstrebenswert:

- einfache und reproduzierbare Erzeugung,
- einfache mathematische Beschreibbarkeit,
- Realisierbarkeit,
- Anwendbarkeit auf den Prozess,
- gute Anregung der zu identifizierenden Dynamik und
- relativ starke Anregung der Eigenwerte im Vergleich zum Störsignalspektrum.

Wies et. al.¹²¹ beschreiben nach Schröder¹²², Xia¹²³ und Heydinger¹²⁴ das Handlingverhalten mit folgenden Parametern:

- Eigenlenkverhalten (stationäre Gierverstärkung)
- Gierreaktion (z.B.: Eigenfrequenz der Giergeschwindigkeit)
- Gierbeschleunigung und Dämpfung der Giergeschwindigkeit
- Kurskonvergenz als Phase der Querbeschleunigung.

Den Zusammenhang zwischen objektiven Kenngrößen und subjektiven Bewertungen der Fahrdynamik stellen Spann und Kriegel¹²⁵ vor. Als Kennwerte für das Kurvenverhalten beschreiben sie:

- den Gierverstärkungsfaktor,
- die Peak Response Time (PRT) und
- den Schwimmwinkel.

Längsdynamische Kenngrößen

Reul¹²⁶ sieht aus vertikaldynamischer Sicht eine Minimierung der Radlastschwankungen als Ziel für die Fahrzeugsicherheit, da sich bei steigenden Radlastschwankungen die horizontal übertragbaren Kräfte verringern. Als Kenngröße für die horizontal übertragbaren Kräfte wird der Bremsweg verwendet.

¹¹⁹ Botev (2008): Digitale Gesamtfahrzeugabstimmung für Ride und Handling, S.10

¹²⁰ Isermann (1988): Identifikation dynamischer Systeme

¹²¹ Wies et. al. (1999): Produktoptimierung im Zielkonflikt, S.59f

¹²² Schröder (1994): Influence of Tire Characteristic Properties on Vehicle Lateral Transient Response

¹²³ Xia (1995): The Effects of Tire Cornering Stiffness on Vehicle Linear Handling Performance

¹²⁴ Heydinger (1993): Pulse Testing Techniques Applied to Vehicle Handling Dynamics

¹²⁵ Spann, Kriegel (2007): Von der objektiven Größe zur subjektiven Bewertung der Fahrdynamik

¹²⁶ Reul (2011): Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS, S.7

Quer-dynamische Kenngrößen

Rompe¹²⁷ nennt die Schwingung der Gierrate als Bewertungsmaßstab für das quer-dynamische Verhalten eines Fahrzeugs. Ein Gierratensprung $\Delta\dot{\psi}$ wird dabei auf die stationäre Gierrate $\dot{\psi}_0$ bezogen.

$$\Delta\dot{\psi} = \frac{\dot{\psi}_{\max} - \dot{\psi}_{\min}}{\dot{\psi}_0} \quad (2-1)$$

In gleicher Quelle beschreibt Rompe die laterale Kursabweichung bei Kurvenfahrt als sicherheitskritisch, da dies im öffentlichen Verkehr zu einem unbeabsichtigten Verlassen des Fahrstreifens führen kann.

Neben der Sensitivität des Fahrzeugs beschreibt Zomotor¹²⁸ die Korrigierbarkeit von Störungen als wichtigen Beurteilungsfaktor. Eine hohe Dämpfung der Gierrate bedeutet hierbei eine gute Korrigierbarkeit der Störung für den Fahrer.

Euchler¹²⁹ et. al. beschreiben ein Kriterium zur Beurteilung der Fahrsicherheit das die Gierratendifferenz und die mittlere Gierbeschleunigung vereint. Als Zeitspanne für die Beurteilung wird eine Reaktionszeit von 0,75 s nach Otto¹³⁰ angenommen.

Nach Isermann¹³¹ stellt der Schwimmwinkel ebenfalls eine wichtige Beurteilungsgröße der Quer-dynamik dar, da bei sehr großen Schwimmwinkeln praktisch keine Änderung des Giermoments durch Lenkeingriffe erzeugt werden kann. Hierdurch verliert das Fahrzeug seine Kontrollierbarkeit und gerät ins Schleudern. Schwimmwinkel kleiner zwei Grad bewertet Isermann als unkritisch. Die Stabilitätsgrenze legt er bei fünf Grad fest.

Nach Zomotor¹³² verringern sich die Gier-Eigenfrequenz und die Gierdämpfung mit steigender Fahrgeschwindigkeit. In besonderem Maße beeinflusst demnach die Bereifung die Gierdämpfung. Dabei steigt die Gierdämpfung mit höheren Schräglaufsteifigkeiten des Reifens.

Zwar erhöht sich nach Rompe¹³³ die Gierträgheit des Fahrzeug bei Beladung, jedoch sind hierdurch nur geringfügige Abweichungen der Ergebnisse zu erwarten.

¹²⁷ Rompe (1984): Objektive Testverfahren, S.91

¹²⁸ Zomotor (1991): Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, S.118

¹²⁹ Euchler et. al. (2010): Bewertung der Fahrsicherheit eines Elektroautos bei stationärer Kreisfahrt

¹³⁰ Otto (1986): Lastwechselreaktionen von Pkw bei Kurvenfahrt

¹³¹ Isermann (2006): Fahrdynamikregelung, S.170f

¹³² Zomotor (1991): Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, S.118f

¹³³ Rompe (1984): Objektive Testverfahren, S.95

2.3 Zwischenfazit zum Stand der Forschung und Technik

Auf dem Markt für Fahrwerkuningmaßnahmen sind vielfältige Modifikationsoptionen verfügbar, die vom Austausch von Serienteilen bis zur grundlegenden Änderung der kinematischen Eigenschaften des Fahrzeugs reichen. Nicht alle Modifikationen sind dabei mit gängigen Rechtsvorschriften vereinbar; der Großteil der Tuningmaßnahmen bedarf einer Begutachtung durch aaSoP oder PI. Als Leitfaden bei der Beurteilung umgebauter Fahrzeuge dient hierbei ein Merkblatt, welches von staatlichen und nicht-staatlichen Überwachungsinstitutionen sowie Verbänden fortlaufend aktualisiert wird.

Grundsätzliche Auswirkungen einzelner Parameter stellen größtenteils Lehrbuchwissen dar. Modifikationen von Fahrwerkskomponenten beeinflussen jedoch mehrere Parameter. Mit Ausnahme von Untersuchungen zur Kippsicherheit von SUV sind keine expliziten wissenschaftlichen Untersuchungen dieses komplexen Themas bekannt. Eine ganzheitliche Betrachtung über alle Auswirkungen kann dem Stand der Technik gegenwärtig nicht entnommen werden und stellt somit die offene Forschungsfrage dar.

Zur Auswahl von Manövern und Kennwerten bietet der Stand der Forschung umfangreiche Vorschläge und Auslegungskriterien.

3 Untersuchungsmethodik

Mit dem Ziel einer Aussage über die zu erwartenden Auswirkungen durch Fahrwerkturningmaßnahmen auf die fahrdynamische Sicherheit eröffnet sich ein weites Feld von Manövern, Fahrzeugtypen und Modifikationsoptionen. Dem Stand der Technik kann keine Methode entnommen werden, die für die spezifische Fragestellung zu einem auf Effizienz optimierten Versuchsplan führt.

Ziel der Untersuchungsmethodik dieser Arbeit ist daher ein Verfahren zur Generierung von Versuchslayouts, die potentielle fahrdynamische Auswirkungen spezifischer Modifikationen gezielt nach dem worst-case Prinzip adressieren.

Zur Eingangsinformation wird eine analytische Betrachtung der Auswirkungen von tiefergelegten Fahrzeugen mit härterer Abstimmung und Spurverbreiterungen durchgeführt. Aus dieser Herleitung werden Versuchsparameter und -bedingungen bestimmt, die hinsichtlich des sicherheitskritischen Ausmaßes der Fahrzeugreaktionen modifizierter Fahrzeuge fördernd wirken. Die Fokussierung auf solche Prüffälle wird nachfolgend als Prüfung nach dem worst-case Prinzip bezeichnet.

Die Generierung des Versuchslayouts erfolgt in Kapitel 3.2 mit einem Baukastenprinzip in dem Basismanöver, fahrdynamische Stimulationen und Umgebungsbedingungen systematisch kombiniert werden. Ziel der systematischen Kombination sind hierbei Manöver, die sowohl dem worst-case Prinzip als auch versuchsökonomischen Gesichtspunkten entsprechen und ein hohes Maß an Reproduzierbarkeit aufweisen. Die ausgewählten Manöver werden in Kapitel 3.3 in ein Prüfkonzep für Feldstudie und Referenzversuche überführt (vgl. Kapitel 1.3). Beurteilungskriterien und dazugehörige Kennwerte werden manöverspezifisch in Kapitel 3.4 definiert. Zur Erfassung der Daten als Grundlage der Kennwerterstellung wird eine in Kapitel 3.5 vorgestellte Messtechnik verwendet, die insbesondere hinsichtlich ihrer Montageeigenschaften optimiert ist. Neben den Fahrzeugen der Feldstudie wird ein Referenzversuchsträger des Typs VW Golf V 2.0 14-Motion eingesetzt und systematisch modifiziert. Die Beschreibung zum Auf- und Umbau des Fahrzeugs finden sich zum Ende des Kapitels.

3.1 Analytische Betrachtung der Auswirkungen durch Fahrwerkmodifikationen

3.1.1 Feder-/ Dämpfersystem

Gierschwingungen und daraus resultierende Kursabweichungen bei Kurvenfahrt werden durch Radlastschwankungen verursacht¹³⁴. Aus diesem Grund werden die Abhängigkeiten und Einflussfaktoren der Radlastschwankungen im Folgenden näher betrachtet. Der Verlauf der Radlast bei vertikaler Anregung wird im Wesentlichen von folgenden Parametern beeinflusst^{135,136}:

- Fahrgeschwindigkeit v
- Aufbaudämpfung d_B
- Aufbaufederung c_B
- Reifengefederte Massen m_W
- Höhe der Fahrbahnebenheit z_0

Modellvorstellungen, die den analytischen Betrachtungen zugrundeliegen basieren auf einem vereinfachten Viertelfahrzeugmodell, dem 2-Massen-Schwinger (Abbildung 3.1).

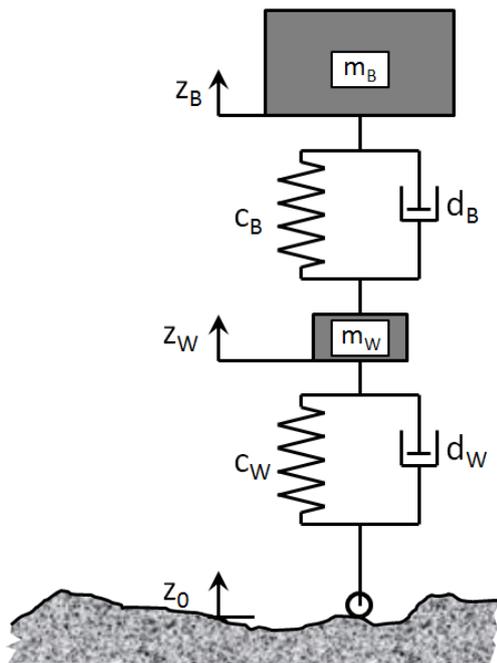


Abbildung 3.1: Viertelfahrzeugmodell¹³⁷

¹³⁴ Mühlmeier (1995): Evaluation of wheel load fluctuations, S.403

¹³⁵ Reichel (2003): Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personewagen, S.67

¹³⁶ Bergman (1973): Evaluation of vehicle handling, S.15

¹³⁷ Vgl. Mitschke (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge, S.322

Radlastschwankungen resultieren im dynamischen Fahrversuch sowohl aus fahrbahnerregten als auch aus fahrzeugerregten Aufbaubewegungen und aus der Momentenabstützung bei quer- und längsdynamischen Fahrmanövern.

Ausgehend von einer einheitlichen Bereifung der modifizierten und nicht modifizierten Fahrzeuge ergibt sich durch die Änderung des Feder-/ Dämpfersystems zumeist eine Erhöhung der Aufbaufedersteifigkeit c_B und der Aufbaudämpfungs konstante d_B . Zusätzlich erfährt das Fahrzeug mit der einhergehenden Tieferlegung eine Reduktion des zur Verfügung stehenden Federwegs, der ursächlich für die Absenkung des Schwerpunkts ist. Betrachtungen zur Änderung der Raderhebungskurve werden im Rahmen der vorliegenden Untersuchung nicht durchgeführt und sind bereits im Stand der Forschung (Kapitel 2.2.1) diskutiert. Die Radeinstellung beim modifizierten Fahrwerk ist im stationären Fall gleich der des serienmäßigen Fahrzeugs. Mit der geänderten Härte des Feder-/ Dämpfersystems ergibt sich eine Verschiebung der Aufbaueigenfrequenz ω_B nach:

$$\omega_B = \sqrt{\omega_0^2 - \frac{d_B}{2m_B}} \quad (3-1)$$

mit

$$\omega_0^2 = \frac{c_B}{m_B} \quad (3-2)$$

Eine Erhöhung der Aufbaufedersteifigkeit bewirkt demnach eine Erhöhung der Aufbaueigenfrequenz, einer Erhöhung der Dämpferhärte folgt eine Reduktion der Aufbaueigenfrequenz. Bei Anregungsfrequenzen $\omega/2\pi$ zwischen 0,7 Hz und 2 Hz¹³⁸ werden die höchsten Auswirkungen auf die Radlasten erwartet. Unterschiedliche Feder-/ Dämpfersysteme bewirken bei vertikaldynamischen Fußpunktanregungen ebenso eine Veränderung der Radlasten wie aufbauinduzierte Radlastschwankungen infolge Anregungen durch längs- und querdynamische Fahrmanöver.

Zwischenfazit zum Einfluss des Feder-/ Dämpfersystems

Bei ausschließlicher Änderung der Aufbaufedersteifigkeit ergibt sich bei ebener Fahrbahn tendenziell eine erhöhte Abstützung der Aufbaukräfte- und Momente und daraus resultierend eine Verringerung der Radlastschwankungen, was wiederum zu einem erhöhten Kraftübertragungspotential führt. Eine hohe Dämpferhärte senkt die Resonanzüberhöhung im Bereich der Eigenfrequenzen und hebt im Bereich zwischen diesen sowohl die Aufbaubeschleunigung als auch die Radlastschwankungen an. Zudem wird die Eigenfrequenz geringfügig verstimmt. Im Falle von Kit-Fahrwerken ergibt sich zusätzlich eine Absenkung des Schwerpunktes und somit des Hebelarms zwischen dem Schwerpunkt und dem Nick- und Wankzentrum. Eine Erhöhung der Abstützung des

¹³⁸ Vgl. Abbildung 3.17

Wankmoments an einer Achse bewirkt jedoch auch eine Änderung des Eigenlenkverhaltens.

Eine ausschließliche Erhöhung der Aufbaudämpfungs-konstante bewirkt eine Reduktion der Aufbaueigenfrequenz und somit insbesondere ein geändertes Verhalten bei vertikal-dynamischen Anregungen.

3.1.2 Spurverbreiterung

Die in Abbildung 3.2 gestrichelt dargestellten kinematischen Änderungen einer exemplarischen Radaufhängung bewirken eine Änderung des Lenkrollhalbmessers r_{Lenk} . Da dieser zur Vermeidung von Lenkmomenten bei ABS-Regeleingriffen möglichst klein gehalten wird¹³⁹, erfährt der Parameter durch die Spurverbreiterung eine hohe relative Änderung, zum Teil mit einer Verschiebung von einem negativen zu einem positiven Wert.

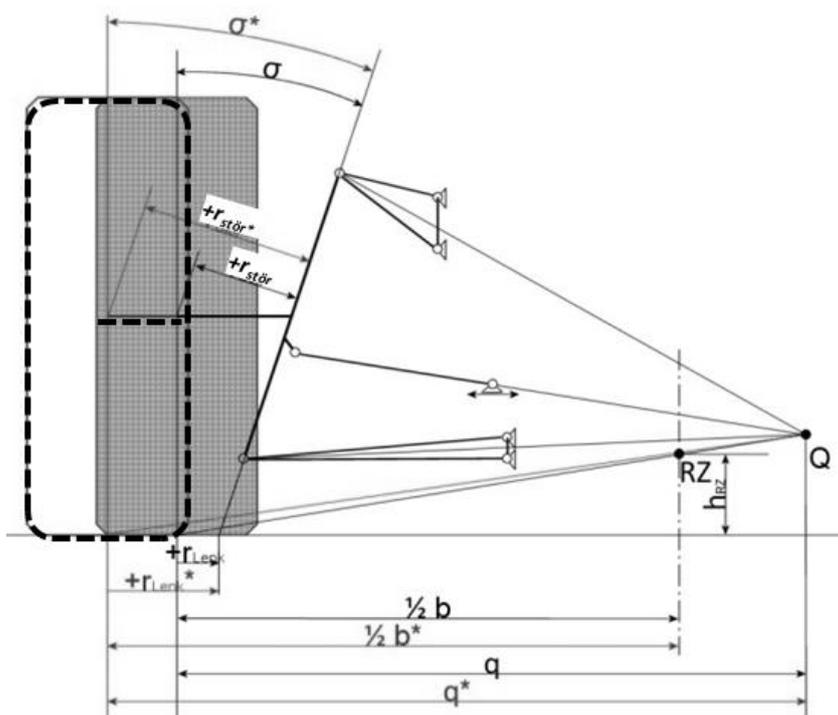


Abbildung 3.2: Änderung der Achskinematik infolge von Spurverbreiterung¹⁴⁰

Durch den geänderten Lenkrollhalbmesser wird bei Längskräften am Rad ein Moment um die Lenkachse erzeugt. Auf Fahrbahnen mit homogenen Reibwerten heben sich die Effekte durch entgegengesetzte Momente an den Vorderrädern auf. Bei einseitig höheren Reibwerten (μ -split) entsteht hierdurch jedoch ein verbleibendes Lenkmoment.

¹³⁹ Haken (2008): Kraftfahrzeugtechnik, S.89f

¹⁴⁰ Aufbau nach: Haken (2008): Kraftfahrzeugtechnik, S.87

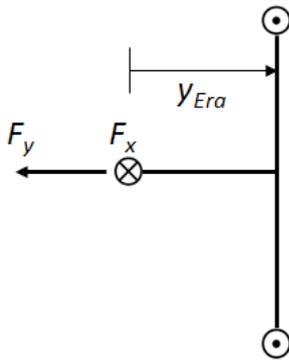


Abbildung 3.3: Ansicht der Radaufhängung vorne links von hinten mit eingezeichneter Längs- und Querkraft

Das Lenkmoment ändert sich hierbei proportional zum Lenkrollhalbmesser in Abhängigkeit von dem Längskraftunterschied zwischen der rechten und linken Fahrzeugseite.

$$\Delta M_{Lenk} = \Delta F_x \cdot y_{Era} \quad (3-3)$$

Der Störkrafthebelarm $r_{stör}$ wird in gleichem Maß erhöht und erzeugt ebenso höhere Momente um die Lenkachse durch Antriebskräfte. Bei Fahrzeugen mit Vorspur verringert sich der Nachlaufversatz infolge der Spurverbreiterung. Hierdurch erfolgt eine Reduktion der erforderlichen Lenkkräfte, jedoch auch des Rückstellmoments. Bei Kurvenbremsmanövern werden infolge des Nachlaufs, der Spurweite und des erhöhten Störkrafthebelarms Einflüsse auf das Lenkmoment prognostiziert. Weiter steigt das Giermoment bei μ -split-Bremungen proportional zur Spurvergrößerung. Aufgrund der relativ geringen Vergrößerung der Spurweite sind hier jedoch nur geringe Auswirkungen zu erwarten.

3.2 Generierung des Versuchslayouts

Ziel der vorliegenden Untersuchung ist die Ermittlung von Einflüssen auf die fahrdynamische Sicherheit durch Fahrwerkmodifikationen. Manövergestaltung, Messtechnik und Versuchsdurchführung unterliegen hierbei der Anforderung, sämtliche mittelbaren und unmittelbaren Einflüsse auf fahrdynamische Größen effektiv zu stimulieren, geeignet zu erfassen und Abweichungen der Messungen sowie von der gefahrenen Trajektorie möglichst gering zu halten.

Manöver werden durch Anwendung morphologischer Kästen¹⁴¹ zu den Elementen „Basismanöver“, „Fahrdynamische Stimulation“ und „Witterung und Fahrbahnbeschaffenheit“ des Versuchslayouts systematisch abgeleitet.

¹⁴¹ Vgl. Zwicky (1967): New Methods of Thought and Procedure. Contributions to the Symposium on methodologies

Fahrzustände, die Auswirkungen auf die fahrdynamische Sicherheit hervorrufen, werden insbesondere durch die Querdynamik in Kombination mit längs- und vertikaldynamischen Stimulationen charakterisiert (Tabelle 3.1):

Tabelle 3.1: Systematik der Fahrzeugbeschleunigungen

Dynamik	quer	positive Beschleunigung	
		längs	vertikal
quer	querdyn. Übertragungsfkt.	beschl. Kreisfahrt	Schwelle/Rampe Kurve
negative Beschleunigung	längs	Kurvenbremsverhalten	Brems-/Beschl. Verhalten Schwelle/Rampe Gerade
	vertikal	Senke Kurve	Senke Gerade statisch

In einer ersten Reduktion der Varianten werden sowohl statische als auch beschleunigte Manöver nicht weiter verfolgt. Statische Prüfverfahren sind Gegenstand der Änderungsabnahme seitens eines amtlich anerkannten Sachverständigen oder Prüfers (aaSoP). Beschleunigte Fahrmanöver können ursächlich für den Kontrollverlust über das Fahrzeug wirken. Nach Eintritt des Kontrollverlusts wird jedoch von keiner weiteren Beschleunigung durch den Fahrer ausgegangen.

3.2.1 Basismanöver

Eine systematische Kombination von Basismanövern präzisiert die systematisch erstellten Kombinationen der Beschleunigungen und führt zu einem praktikablen Versuchsdesign¹⁴². Zunächst bilden fahrdynamische Manöver, bestehend aus Ausgangszustand, Basismanöver und deren Kombination ein Basis-Versuchslayout (Tabelle 3.2). Zur Gewährleistung gleicher Ausgangszustände werden die Manöver ausgehend von stationären Zuständen gefahren. Die durchzuführenden Basismanöver stellen Variationen der Fahrereingaben über die Pedale und das Lenkrad dar. Komplexe Manöver werden durch Superposition oder Sequenzen von Basismanövern beschrieben.

¹⁴² Vgl.: Janßen, Küçükay (2005): Representative driving maneuvers and road surfaces concerning chassis loads, S.282ff

Tabelle 3.2: Variation von längs- und querdynamischen Manövern

Manöver		
Ausgangs- zustand	Ausgangszustand	- Geradeausfahrt
	Strecke	- Kurvenfahrt
	Ausgangszustand	- Längsgeschwindigkeit
	Dynamik	- Querbeschleunigung - Schwimmwinkel
Basis- manöver	Lastwechsel	
	Bremsen	
	Beschleunigen	
	Lenken	- Sprung - Rampe - Sinus
Kombinierte Manöver	Superposition von Basismanövern	
	Sequenz von Basismanövern	- periodisch - extensiv

3.2.2 Fahrdynamische Stimulationen

Zu der Manövergestaltung kommen quer- und vertikaldynamische Stimulationen hinzu. Neben der Anregung durch Wind beeinflussen transiente, periodische oder aperiodische Fahrbahnanregungen die Fahrdynamik (Tabelle 3-3).

Tabelle 3.3: Variation von fahrdynamischen Stimulationen

Stimulation		
Fahrbahn	Transient	- einseitig - beidseitig
	Periodisch	
	Aperiodisch	- deterministisch - zufällig
	Andere	Wind

Nach Zomotor¹⁴³ eignet sich die Stimulation durch ein Einzelhindernis aufgrund der besseren Reproduzierbarkeit besonders gut um Dämpfereigenschaften zu überprüfen.

Die Zuordnung einzelner Stimulationen zu fahrdynamischen Auswirkungen gelingt im Falle transienter Anregungen mit vergleichsweise geringem Aufwand. Periodische oder aperiodische vertikaldynamische Stimulationen und laterale Stimulationen durch Wind stellen zwar Störgrößen dar, die in der Superposition mit weiteren Einflussfaktoren einen größeren Effekt hinsichtlich der fahrdynamischen Auswirkungen als transiente Anregungen bewirken können, jedoch gelingt die Zuordnung einzelner Stimulationen

¹⁴³ Zomotor (1991): Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, S.269

auf spezifische Effekte nicht mehr. Ausgehend von dieser Betrachtung ergibt sich die Fokussierung der vertikaldynamischen Anregungen auf transiente Stimulationen.

3.2.3 Witterung und Fahrbahnbeschaffenheit

Als dritte Variation stellen die Versuchsbedingungen eine wesentliche Randbedingung dar. Neben sichtbehindernder Witterung ist die Verteilung der Reibwerte zwischen Reifen und Fahrbahn ein bedeutender Einflussfaktor der Fahrdynamik. Eine grundlegende Charakterisierung der Fahrbahneigenschaften kann nach trocken, nass und winterglatt¹⁴⁴ erfolgen. Die Versuchsbedingungen können noch mit weiteren Parametern (Tabelle 3.4) unterteilt werden. Um eine möglichst hohe Übertragbarkeit der Ergebnisse zu erzielen, werden die Versuche aber ausschließlich bei trockener Witterung durchgeführt.

Die einzige Ausnahme stellt hierbei die Bremsung auf Untergründen mit verschiedenen Reibwerten (μ -split) dar. Ausgehend von den analytischen Betrachtungen von Spurverbreiterungen werden bei diesem Bremsmanöver auf einseitig niedrigem Reibwert Auswirkungen auf das Lenkradmoment und die Kurshaltung des Fahrzeugs erwartet. Die Oberflächentemperatur der Fahrbahn wird zu Beginn jedes Versuchsdurchgangs ermittelt und dokumentiert. Der Reibwert der Niedrigreiwertseite entspricht dabei etwa dem Reibwert von Eis.

Tabelle 3.4: Variation von Versuchsbedingungen

Versuchsbedingungen		
Witterung	Niederschlag	- Nebel
		- Regen
		- Schnee
		- Hagel
	Umgebungstemperatur	
Licht	- Blendung	
	- Zwielicht	
Fahrbahn	Oberflächentemperatur	
	Reibwert	- trocken
		- nass
		- feucht
		- Eis
		- Schnee
		- μ -split
- μ -jump ¹⁴⁵		

¹⁴⁴ Nach Görlich (1993): System zur Ermittlung des aktuellen Kraftschlusspotentials eines Pkw im Fahrbetrieb, S.92

¹⁴⁵ μ -jump: Übergang von hohem zu niedrigem Reibwert

3.2.4 Manövergenerierung

Das Testlayout beinhaltet die relevanten standardisierten Versuche und ferner davon abweichende Szenarien zur Adressierung der analytisch ermittelten Einflüsse durch Fahrzeugmodifikationen. Hierbei sind Fahrzeugüberschläge nicht Gegenstand der Untersuchung, da sowohl Tieferlegung, Spurverbreiterung und Niederquerschnittsreifen deren Risiko nicht erhöhen¹⁴⁶.

Mit der modularen Zusammensetzung der Manöver kann die Beschreibung jedes Testablaufs aus dem Stillstand gestartet werden. Da die Anfahrtsphase jedoch keine relevanten Einflüsse auf das Versuchsergebnis hat, starten die Manöver im Folgenden aus der stationären Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit, Gierrate und Schwimmwinkel ohne Vertikalbewegung des Aufbaus.

Kalibrierung

Die Versuchsfahrzeuge durchfahren zu Beginn jedes Versuchstags ein Grundlayout zur Bestimmung der Sensoroffsets. Dieses beinhaltet:

- 5 s im Stand zur Sensoroffsetbestimmung ,
- 100 m Geradeausfahrt zur Kalibrierung des Schwimmwinkels vom Geschwindigkeitssensors und des Geschwindigkeitssignals und
- 360° stationäre Kreisfahrt mit 5 km/h zur Bestimmung der Lenkungsübersetzung.

Querdyynamische Versuchsfahrten

Nachfolgende Untersuchungen werden im Rahmen der Feldstudie mittels querdyynamischen Versuchsfahrten durchgeführt:

- querdyynamische Übertragungsfunktion,
- Eigenlenkverhalten und
- Vorhersehbarkeit von Fahrzeugreaktionen.

Hierbei wird die querdyynamische Übertragungsfunktion in einem Slalommanöver mit 15 m Pylonenabstand in Anlehnung an ISO 7401¹⁴⁷ ermittelt. Die Bestimmung des Eigenlenkverhaltens wird mittels stationärer Kurvenfahrten bei unterschiedlichen Querbeschleunigungen im konstanten Radius durchgeführt (vgl. ISO 4138¹⁴⁸).

Aus der analytischen Herleitung der Auswirkungen durch Sportfahrwerke geht ein potentieller Einfluss geänderter Feder-/ Dämpfercharakteristika auf das Gierverhalten

¹⁴⁶ Baumann (2003): Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Pkw, S.73 f

¹⁴⁷ ISO 7401: Road Vehicles, Lateral transient response test methods, 1998

¹⁴⁸ ISO 4138: Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test methods, 2004

hervor. Neben dem Einfluss auf das Eigenlenkverhalten, kann das dynamische Verhalten bestmöglich bei hohen wechselseitigen Querbeschleunigungen beurteilt werden. Manöver nach ISO 3888¹⁴⁹ adressieren diese Anforderungen. Zur Anpassung der Versuchsaufbauten wird daher keine Notwendigkeit gesehen.

Kombinierte längs- und querdynamische Versuchsfahrten

Kombinierte längs- und querdynamische Manöver stellen das:

- Kurvenbremsverhalten,
- das Bremsverhalten auf Oberflächen mit seitenspezifisch unterschiedlichen Reibwerten (μ -split) und
- das Verhalten bei kombinierten Brems-/ Ausweichmanövern

dar. Aus der analytischen Herleitung der Auswirkungen von Spurverbreiterungen ergeben sich nach Kapitel 3.1.2 die größten Auswirkungen bei einseitig wirkenden Bremsmomenten (μ -split) sowie bei der Kurvenbremsung.

Kurvenbremsung (vgl. ISO 7975¹⁵⁰) und das nichtstandardisierte Brems-/ Ausweichmanöver unterscheiden sich dabei im Ausgangszustand des Manövers und werden zunächst beide durchgeführt. Die Bremsung auf einer μ -split-Strecke wird als Open-Loop Versuch mit fixiertem Lenkrad ausgeführt und orientiert sich im Aufbau an ISO 14512¹⁵¹.

Kombinierte vertikal- und querdynamische Versuchsfahrten

Eine reproduzierbare Stimulation des Fahrzeugaufbaus kann durch vertikale Anregungen der Räder bei Überfahrt verschiedener Hindernisse erfolgen. Die Gestaltung des zu überfahrenden Profils ist entscheidend für die Höhe der jeweiligen Radlastschwankung sowie für die Höhe der angeregten Frequenz. Aus der analytischen Herleitung der Auswirkungen durch Sportfahrwerke nach Kapitel 3.1.1, werden hierbei im Fahrzeugverhalten Unterschiede prognostiziert. Im Sinne der Generierung von Worst-Case Szenarien findet die vertikaldynamische Anregung bei einer Kreisfahrt statt. Mit dem Ziel einer bestmöglichen Übertragbarkeit und Wiederholgenauigkeit der Versuche, wird als vertikaldynamische Stimulation eine transiente beidseitige Anregung gewählt.

¹⁴⁹ ISO 3888: Double Lane Change Maneuver

¹⁵⁰ ISO 7975: Road vehicles; braking in a turn, 1985

¹⁵¹ ISO 14512: Passenger cars - Straight-ahead braking on surfaces with split coefficient of friction - Open-loop test procedure, 1999

3.3 Prüfkonzzept

3.3.1 Prüfkonzzept der Feldstudie

Neben einer statischen Vermessung der Fahrzeuge und der Erfassung der zur Identifikation notwendigen Informationen zur Beschreibung der Position von der Messtechnik relativ zum Fahrzeugschwerpunkt, werden die in Kapitel 3.2 erstellten Manöver in den nachfolgend präzisierten Prüflayouts getestet. Die Feldstudie findet hierbei auf dem Testgelände der TU Darmstadt, dem August-Euler Flugplatz in Griesheim, statt. Das Layout orientiert sich an der in Abbildung 3.4 dargestellten Skizze.

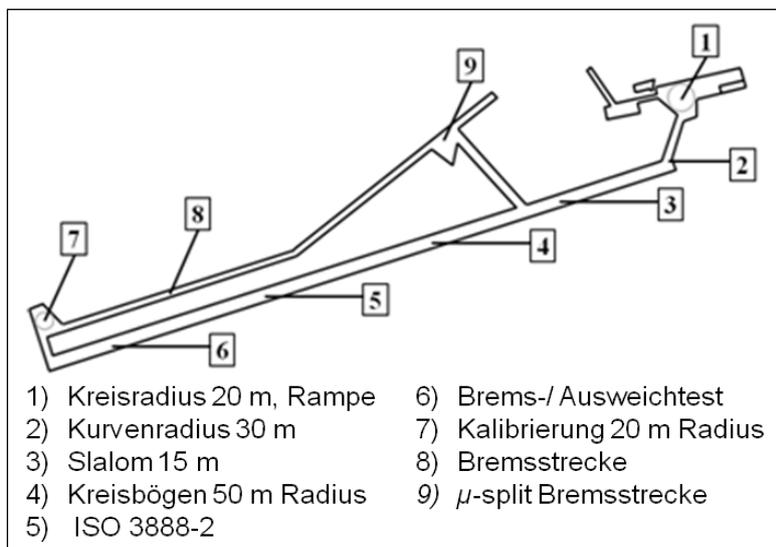


Abbildung 3.4: Versuchslayout auf dem Testgelände Griesheim

Die Parametrierung der Versuche erfolgt dabei unter bestmöglicher Ausnutzung der Auslaufzonen sowie der Fahrzeugbeanspruchung. Somit ergeben sich die zu wählenden Geschwindigkeiten und Art und Ausprägung der transienten vertikaldynamischen Anregung mit diesem Ziel.

Beidseitige transiente vertikaldynamische Anregung bei stationärer Kurvenfahrt

Gemäß Kapitel 3.1.1 werden insbesondere bei vertikaldynamischen Anregungen während einer Kurvenfahrt Einflüsse auf die Fahrdynamik infolge einer veränderten Aufbaufedersteifigkeit und Schwingungsdämpfer-Härte erwartet.

Zur vertikaldynamischen Anregung des Fahrzeugs bei stationärer Kreisfahrt überfährt das Testfahrzeug beidseitig eine Rampe von 1,4 m Länge mit einer linearen Steigung von $2,5^\circ$. Der Radius der Kreisfahrt ist 20 m, die Geschwindigkeit beträgt 40 km/h, sodass der Ausgangszustand des Manövers eine stationäre Kreisfahrt bei $6,2 \text{ m/s}^2$ Quer-

beschleunigung und 31,8 °/s Gierrate ist. Das Lenkrad wird während des gesamten Versuchs festgehalten.

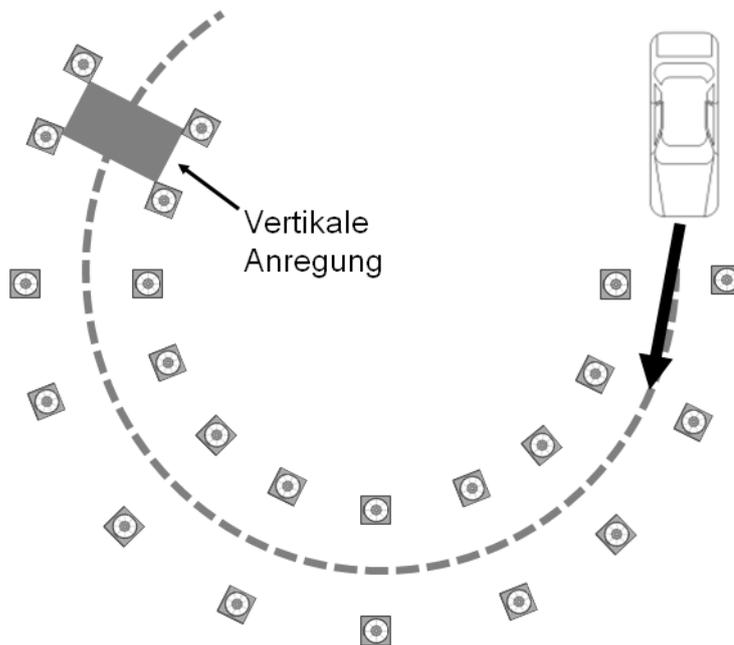


Abbildung 3.5: Versuchsaufbau zur transienten vertikaldynamischen Anregung aus stationärer Kurvenfahrt

Bremsen in der Kurve

Als minimalen Kurvenradius für Kreisfahrten werden im Stand der Technik 30 m beschrieben. Da sowohl Fahrzeugverschleiß als auch die Treffsicherheit des Bremspunktes bei niedrigen Geschwindigkeiten geringer sind, findet die gebremste Kurvenfahrt der Feldstudie bei 30 m Kurvenradius und einer Geschwindigkeit von 60 km/h statt. Somit findet die Vollbremsung ausgehend von einer Querschleunigung von etwa $9,3 \text{ m/s}^2$ statt.

Doppelter Spurwechsel – Ausweichen vor Hindernissen

Das querdynamische Übertragungsverhalten wird im Rahmen der Feldstudie mittels Slalomfahrten und dem doppelten Spurwechsel, dessen Aufbau im Folgenden vorgestellt werden, ermittelt.

Als Testverfahren für das querdynamische Übertragungsverhalten wird in Anlehnung an ISO 3888-2 ein Ausweichmanöver durchgeführt. Hierzu fährt das Fahrzeug in die in Abbildung 3.6 dargestellte Anfahrtsgasse ein. Zwischen der ersten und zweiten Pylone der Anfahrtsgasse wird das Gaspedal losgelassen und das Manöver durchgeführt. Die Drehzahl im Schubtrieb des Fahrzeugs sollte hierbei nahe 2000 U/min liegen. Um Möglichkeiten verschiedener Fahrstrategien bei der Bewältigung der Fahraufgabe ent-

gegenzutreten wird die Anfahrtsgasse schmal gewählt¹⁵². Wird eine Pylone versetzt oder umgefahren, gilt der Versuch als gescheitert und wird wiederholt.

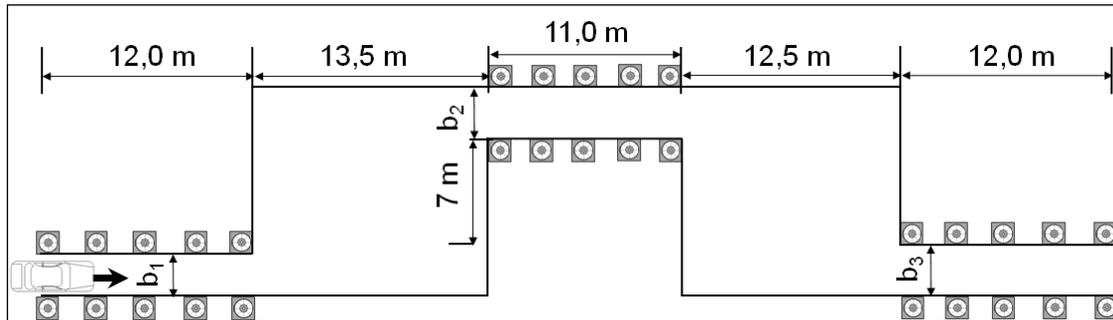


Abbildung 3.6: Aufbau nach ISO 3888-2

Zur Reduktion des Versuchsaufwands einerseits und der Erzielung übertragbarer Kennwerte andererseits, wird eine Einfahrtgeschwindigkeit von 60 km/h vorgegeben. Dieser Wert beträgt etwa 80% der unter trockenen Witterungsbedingungen erreichbaren Geschwindigkeit.

Brems-/ Ausweichtest

Als Testverfahren für das querdynamische Übertragungsverhalten während eines Bremsmanövers wird ein kombinierter Brems-/ Ausweichtest durchgeführt. Der prinzipielle Versuchsaufbau ist Abbildung 3.7 zu entnehmen. Ähnlich dem Ausweichtest nach ISO 3888-2 wird das Gaspedal nach Einfahrt in die Anfahrtsgasse losgelassen. Der Fahrer leitet an einem definierten Punkt eine Bremsung mit Vollverzögerung ein und umfährt zeitgleich ein Hindernis, indem in eine seitlich vom Hindernis positionierte Gasse ausgewichen wird. Die Einfahrtgeschwindigkeit beträgt einheitlich 70 km/h.

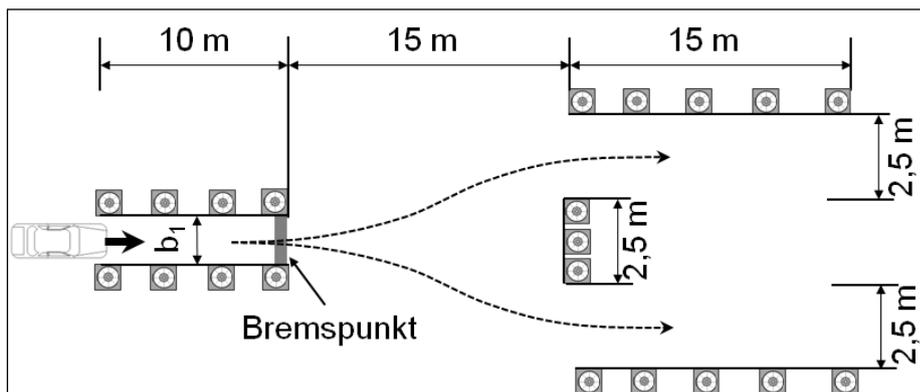


Abbildung 3.7: Aufbau Brems-/ Ausweichmanöver

¹⁵² VDA (2010): VDA-Spurwechseltest

μ -split Bremsung

Abbildung 3.8 beinhaltet exemplarisch den Aufbau der Versuchsstrecke. Der Versuch wird mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 70 km/h gefahren, wobei der Bremsbeginn direkt nach Befahren der Niedrigreibwertstrecke erfolgt. Das Lenkrad wird vor und während der Bremsung in gerader Stellung gehalten. Die Bremsung erfolgt ABS-geregt.

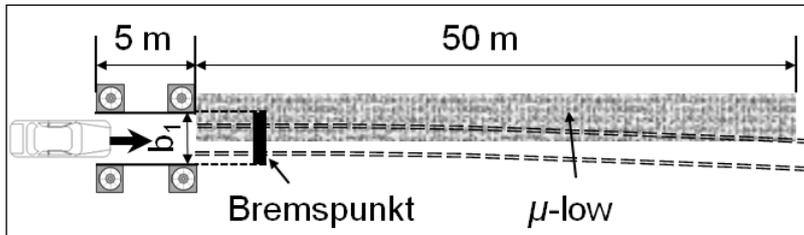


Abbildung 3.8: Layout Niedrigreibwertstrecke

3.3.2 Prüfkonzep der Referenzversuche

Transiente vertikaldynamische Anregung bei stationärer Kreisfahrt

Zusätzlich zu den in der Feldstudie durchgeführten Versuchen mit einer beidseitigen vertikaldynamischen Anregung durch Rampen bei stationärer Kreisfahrt im 20 m Kreis mit 40 km/h und fixiertem Lenkrad, wird das Versuchslayout für die Referenzversuche erweitert.

Neben der Erweiterung um größere Radien (50 m, 100 m) der Kreisbahnen und der damit einhergehenden Anpassung der Geschwindigkeit, sodass die Manöver weiter mit einer Querschleunigung von circa $6,3 \text{ m/s}^2$ durchfahren werden, sind mit einem 0,04 m hohen Holzbrett und einer Sinusschwelle mit gleicher Amplitude sowie einer auf dem Testgelände vorhandenen Senke, drei neue vertikaldynamische Stimulationen eingebunden. Die Ausprägung der Hindernisse erfolgt dabei analog zu Tiemann (Vgl. Kapitel 2.2.3).

Die jeweiligen Stimulationen bewirken bei stationärer Kreisfahrt eine Aufbaubewegung mit unterschiedlichen Anregungsfrequenzbereichen, die Tabelle 3.5 zu entnehmen sind.

Tabelle 3.5: Anregungsfrequenzen bei transienter vertikaldynamischer Anregung bei stationärer Kreisfahrt

v	Hindernis	Länge	Dauer der Überfahrt einer Achse (l/v)	Amplitude
11 m/s	Rampe	1,4 m	0,127 s	60 mm
18 m/s	Brett	0,3 m	0,017 s	40 mm
18 m/s	Schwelle	2,5 m	0,139 s	40 mm
25 m/s	Brett	0,3 m	0,012 s	40 mm
25 m/s	Schwelle	2,5 m	0,1 s	40 mm
25 m/s	Senke	15 m	0,6 s	120 mm

Maße und Aufbau der Hindernisse sind so gewählt, dass sich keine mechanischen Beschädigungen durch Überlastung einstellen. In Abbildung 3.9 sind der Aufbau des Bretts und der Sinusschwelle dargestellt.

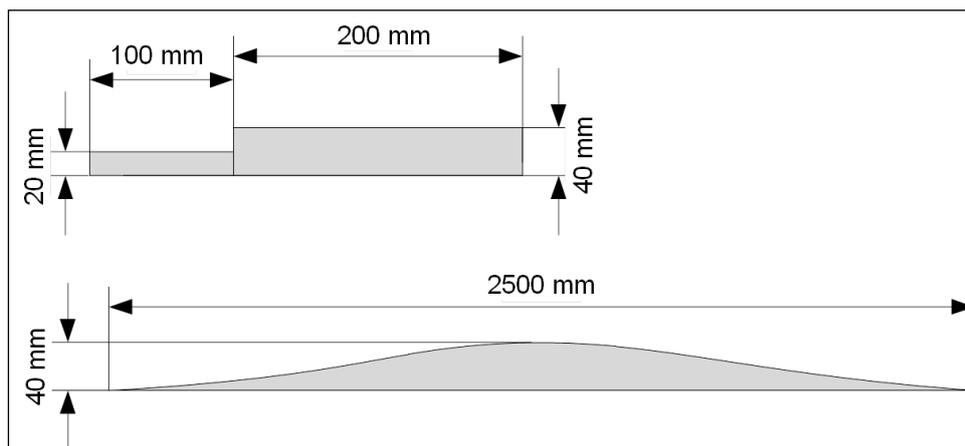


Abbildung 3.9: Maße der vertikalen Anregungen Holz Brett (oben) und Schwelle (unten)

Aufgrund von Reifenumhülleeffekten wirkt das Brett wie eine Rampe¹⁵³. Somit ist die steile Flanke des Bretts nicht erforderlich. Für die Referenzversuche wird daher ein zweites, dünnes Brett vorgelagert. Hierdurch lässt sich die Beanspruchung der Reifen und der Brettkante verringern.

Unterschiedliche Reibwerte beim Überfahren der Sinusschwelle werden durch eine aufgetragene Bitumenmasse mit einer, den übrigen Straßenverhältnissen entsprechenden Gestaltung des Reibwerts^{154, 155} minimiert.

¹⁵³ Vgl.: Schmeitz (2001): An efficient dynamic ride and handling tyre model for arbitrary road unevennesses, S.179

¹⁵⁴ Reibwertklasse R13 aus: 3M (2012): 3M Safety Walk: Antirutsch- und Stehkomfortbeläge

¹⁵⁵ Zuordnung aus: Buchser (2011): Bodenbeläge, S.27



Abbildung 3.10: Versuchsaufbau Schwelle

Neben dem bereits in der Feldstudie durchgeführten querdynamischen Fahrmanöver nach ISO 3888-2, wird das Layout im Rahmen der Referenzversuche um den Aufbau nach ISO 3888-1 erweitert. In diesem Prüflayout sind höhere Geschwindigkeitsbereiche möglich, sodass der Versuch mit einer Eingangsgeschwindigkeit von 110 km/h durchgeführt wird.

Versuche mit Spurverbreiterung

Bei Versuchen mit Spurverbreiterung werden ebenfalls die Versuchslayouts der Feldstudie modifiziert. Mit dem Einsatz eines erprobten Fahrers wird die Bremsung auf der μ -split Strecke aus nunmehr 80 km/h¹⁵⁶ gestartet

Ebenso wie bei den Versuchen zur transienten vertikaldynamischen Anregung bei stationärer Kreisfahrt, wird die Vollverzögerung aus stationärer Kreisfahrt nunmehr im Radius von 50 m oder 100 m bei fixiertem Lenkrad durchgeführt.

Versuche zu den Auswirkungen durch Spurverbreiterungen erfolgen sowohl unbeladen als auch mit der zulässigen Gesamtmasse.

Statistische Anforderungen

Statistisch belastbare Nachweise von Unterschieden der Mittelwerte zweier normalverteilter Stichproben erfordern eine definierte Anzahl von Versuchswiederholungen, deren Anzahl anhand eines t-Tests mit Annahmen für die Standardabweichungen beider Stichproben ermittelt wird¹⁵⁷.

¹⁵⁶ Entsprechend der Norm ISO 14512

¹⁵⁷ Vgl. Weber: Einführung in die Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik für Ingenieure, S.305ff

Mit den getroffenen Annahmen ergibt sich eine Anzahl notwendiger Durchgänge je Versuchslayout und Fahrzeugkonfiguration von 20. Um statistisch belastbare Nachweise der Mittelwertunterschiede auch bei einzelnen Fehlmessungen mit Verletzung des Toleranzbereichs zu gewährleisten, werden 30 Durchgänge je Versuchslayout und Fahrzeugmodifikation gefahren¹⁵⁸. Die Bestimmung der Signifikanzniveaus der Stichproben befindet sich im Anhang A1.

3.4 Kennwerte/ Beurteilungskriterien

Die ebene Fahrzeugbewegung¹⁵⁹ wird durch die Fahrzeuggeschwindigkeit v , den Gierwinkel ψ , die Gierrate $\dot{\psi}$ und den Schwimmwinkel β beschrieben¹⁶⁰. Aus der Fahrzeugbewegung können weitere Größen wie beispielsweise die Kursabweichung von einer Solltrajektorie bestimmt werden. Kausale Faktoren, die die Sensitivität des Fahrzeugs auf Störungen und die Korrigierbarkeit durch Fahrereingaben beinhalten, bilden zudem Kennwerte zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens. Diese Kenngrößen werden zur Erklärung der resultierenden Effekte verwendet.

3.4.1 Beidseitige transiente vertikaldynamische Anregung bei stationärer Kurvenfahrt

Nach Überfahren der vertikaldynamischen Anregung wird eine abklingende Schwingung der Gierrate vermutet, die sich näherungsweise durch eine schwach gedämpfte Schwingung abbilden lässt. Das zeitliche Abklingverhalten wird durch eine einhüllende Kurve approximiert¹⁶¹. Diese einhüllende Kurve um die Messdaten wird mit der Funktion:

$$y(t) = \hat{y}_0 \cdot e^{-\delta t} \quad (3-4)$$

mit:

$$\delta = \omega_0 \cdot \lambda = \frac{1}{T} \cdot \ln \frac{y(\tau_{0s})}{y(\tau_{0s} + T)} \quad (3-5)$$

beschrieben.

Bedingt durch die Kurvenfahrt sind die positiven und negativen Schwingungsanteile nicht synchron. Insbesondere die Änderung der Schräglaufwinkel an Vorder- und Hin-

¹⁵⁸ Vgl. DIN1319: Grundlagen der Messtechnik, Blatt 3

¹⁵⁹ Und somit auch die Fahrzeugführung auf der Stabilisierungsebene

¹⁶⁰ Schindler (2007): Fahrdynamik, S.14

¹⁶¹ Vgl. Kuchling (2004): Taschenbuch der Physik, S.205f

terachse ist je nach Drehrichtung unterschiedlich. Somit findet eine getrennte Approximation von Ober- und Unterseite statt (Abbildung 3.11).

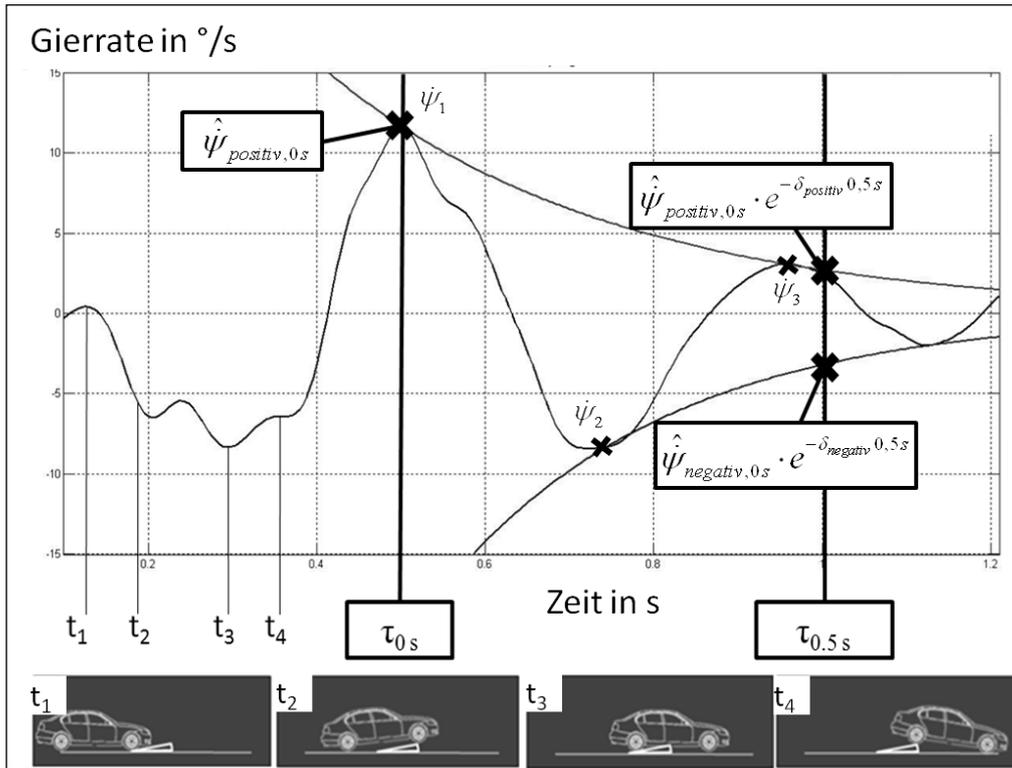


Abbildung 3.11: Approximation der Einhüllenden um die gedämpfte Schwingung der Gierrate am Beispiel der Rampenüberfahrt mit 40 km/h bei 20 m Kurvenradius

In der Abbildung wird die stationäre Gierrate $\dot{\psi}_0$ zu Darstellungszwecken auf 0 gesetzt. Tatsächlich liegt diese nach:

$$\dot{\psi}_0 = \frac{v}{R} \quad (3-6)$$

je nach Geschwindigkeit und Kurvenradius in $^{\circ}/s$ berechnet bei etwa 32 (40 km/h, 20 m), 20 (64 km/h, 50 m) oder 14 (90 km/h, 100 m). Die Zeitpunkte t_1 bis t_4 korrespondieren zu den im unteren Teil des Diagramms dargestellten Fahrzeugpositionen. Zum Zeitpunkt t_1 trifft die Vorderachse auf das Hindernis, zu t_2 verlässt diese das Hindernis wieder. Zu t_3 trifft die Hinterachse die Rampe, zu t_4 verlässt die Hinterachse diese wieder. Im Anschluss setzt das Fahrzeug die Fahrt ohne vertikaldynamische Fahrbahnanregung fort.

Sowohl die maximale Gierrate (zum Zeitpunkt τ_{0s}) als auch das zeitliche Abklingverhalten der Schwingung stellen Sicherheitskriterien dar, die jedoch nicht unabhängig voneinander sind. Als kombinierter Beurteilungsmaßstab wird daher die mittlere approxi-

mierte Gierratendifferenz nach einer halben Sekunde¹⁶² eingeführt. Dieser Wert $\hat{\psi}_{0,5s}$ berechnet sich zu:

$$\hat{\psi}_{0,5s} = \hat{\psi}_{\text{positiv},0s} \cdot e^{-\delta_{\text{positiv}} \cdot 0,5s} - \hat{\psi}_{\text{negativ},0s} \cdot e^{-\delta_{\text{negativ}} \cdot 0,5s} \quad (3-7)$$

Die Ermittlung der einzelnen für die Approximation zugrundeliegenden Werte erfolgt hierbei durch die Identifikation von zwei nebeneinanderliegenden Maxima/ Minima (z.B.: $\dot{\psi}_1, \dot{\psi}_3$), der stationären Gierrate $\dot{\psi}_0$ und der aus diesen Kennwerten automatisiert erstellten Funktion zur Beschreibung der einhüllenden Kurve.

Für die objektive Beurteilung der Sicherheit sind Grenzwerte notwendig. Diese sind jedoch bei der Betrachtung von Gierrate und Schwimmwinkel fahrzeugspezifisch und geschwindigkeitsabhängig. Demnach werden auch ESC-Systeme fahrzeugspezifisch ausgelegt. Die Auslöseschwellen des ESC-Systems vom Referenzversuchsträger werden dennoch als Indikator für einen Übergang von der sicheren Fahrt in den fahrdynamischen Grenzbereich verwendet. Die sich hieraus ergebenden Grenzwerte sind damit nur bedingt übertragbar auf weitere Fahrzeuge, decken sich jedoch mit der Subjektivbeurteilung der Fahrer. In der Praxis werden die Grenzwerte für die jeweiligen Geschwindigkeiten iterativ ermittelt, indem der Kurvenradius verringert und somit die Querbewegungsbeschleunigung erhöht wird, bis das ESC regelt. Die zweite Möglichkeit ergibt sich durch die Anpassung der Stimulation. Diese Vorgehensweise erfordert jedoch einen ungleich höheren Aufwand und ist hinsichtlich der Beanspruchung der Fahrwerkskomponenten kritisch zu sehen. In Abhängigkeit der gefahrenen Geschwindigkeiten ergeben sich folgende ermittelte Grenzwerte der mittleren approximierten Gierrate $\hat{\psi}_{0,5s}$ ¹⁶³ :

$$R=20 \text{ m, } v=40 \text{ km/h} \rightarrow \dot{\psi}_0 = 32 \text{ }^\circ/\text{s} \rightarrow \hat{\psi}_{0,5s,\text{kritisch}} = 10 \text{ }^\circ/\text{s}$$

$$R=50 \text{ m, } v=64 \text{ km/h} \rightarrow \dot{\psi}_0 = 20 \text{ }^\circ/\text{s} \rightarrow \hat{\psi}_{0,5s,\text{kritisch}} = 8 \text{ }^\circ/\text{s}$$

$$R=100 \text{ m, } v=90 \text{ km/h} \rightarrow \dot{\psi}_0 = 14 \text{ }^\circ/\text{s} \rightarrow \hat{\psi}_{0,5s,\text{kritisch}} = 6 \text{ }^\circ/\text{s}$$

Neben der mittleren approximierten Gierratendifferenz wird der Sprung der Gierrate als Maß für die Sensitivität des Fahrzeugs verwendet. Hierzu wird die maximale Gierratendifferenz auf die Ausgangsgierrate bezogen um einen Vergleichsfaktor zu erhalten.

$$\Delta \dot{\psi} = \frac{\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2}{\dot{\psi}_0} \quad (3-8)$$

Das Gier-Dämpfungsmaß (Yaw Damping, *YD*):

¹⁶² Vgl. Kapitel 1.3.2

¹⁶³ Unterhalb dieser Grenzwerte fand in Referenzversuchen kein ESP-Regeleingriff statt.

$$YD = \frac{\Lambda}{\sqrt{(2\pi)^2 + \Lambda^2}} \quad \text{mit:} \quad \Lambda = \frac{1}{2} \ln \left(\frac{\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2}{\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_2} \right) \quad (3-9)$$

beschreibt das zeitliche Abklingverhalten der Gierratenschwingung. Da dieser Kennwert gemeinsam mit $\Delta\dot{\psi}$ die mittlere approximierte Gierratendifferenz charakterisiert, wird er nachfolgend nicht explizit verwendet. Zusätzlich werden der Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt und an der Hinterachse sowie die laterale Abweichung vom Sollkurs mit dem Ziel, die Falsifikationskriterien zur Nullhypothese (Kapitel 1.3.2) vollständig abzudecken, ausgewertet.

3.4.2 Doppelter Spurwechsel – Ausweichen vor Hindernissen

Geeignete Parameter zum Beschreiben des Fahrzeugverhaltens in diesem Closed-Loop Manöver stellen die Verzugszeit von der Lenkradwinkleingabe zur Fahrzeugreaktion als Maßstab für die Kontrollierbarkeit und die maximale Gierrate als Maßstab zur Sensitivität dar.

Da speziell in diesem Manöver keine unmittelbaren negativen Auswirkungen auf die fahrdynamische Sicherheit erwartet werden, stehen bei diesem Test die allgemeinen Handling-Eigenschaften im Fokus. Insbesondere die Lenkstrategie des Fahrers ist dabei für die Ausprägung von Kennwerten wie dem Schwimmwinkel verantwortlich.

Die Verzugszeit (Delay Time, DT) ist als mittlerer Verzug zwischen Lenkradwinkel und Gierrate definiert. In Vorversuchen zeigt sich DT dabei robust gegenüber verschiedenen Lenkstrategien. Zur Bestimmung von DT wird eine Korrelationsanalyse zwischen der Funktion des Lenkradwinkelsignals $\delta(t)$ und der Funktion der Gierrate ($\dot{\psi}(t)$) durchgeführt.

$$\rho(\tau_i) = \int_{t=0}^{4s} \delta(t) \cdot \dot{\psi}(t + \tau_i) dt \quad (3-10)$$

τ steigt bei dieser Analyse schrittweise in einer Schrittweite von 0,004 s bis 0,5 s¹⁶⁴. Die mittlere Verzugszeit berechnet sich zu:

$$DT = \max(\rho(\tau_i)) . \quad (3-11)$$

Abbildung 3.12 zeigt exemplarisch den Verlauf der Gierrate, des Lenkradwinkels und der Querschleunigung über der Zeit beim doppelten Spurwechsel nach ISO 3888-2. Deutlich erkennbar ist hierbei der Phasenverzug zwischen den drei Kennwerten. Da der Verlauf der Querschleunigung im Gegensatz zur Gierrate jedoch von der Mess-/Bestimmungsposition abhängig ist, wird die Gierrate als Bezug verwendet. Zur Diskus-

¹⁶⁴ DT wird gemäß Literaturangaben zwischen 0,1 s und 0,3 s vermutet.

sion der Phasenverzüge zwischen der Gierrate und der Querbeschleunigung und deren Auswirkungen wird auf die Fachliteratur verwiesen¹⁶⁵.

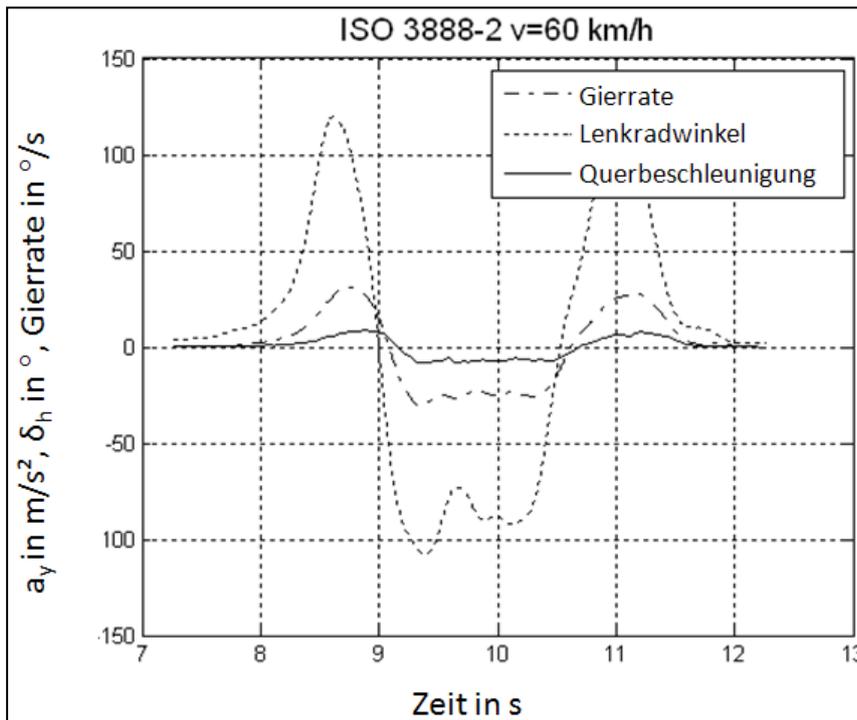


Abbildung 3.12: Signalverlauf von Gierrate, Lenkradwinkel und Querbeschleunigung beim doppelten Spurwechsel

Abbildung 3.13 beinhaltet den Verlauf von $\rho(\tau_i)$ über τ eines für die Versuche charakteristischen Verlaufs der Messdaten. Hierbei ist ein eindeutiges Maximum mit der dazugehörigen Verzugszeit τ zu erkennen.

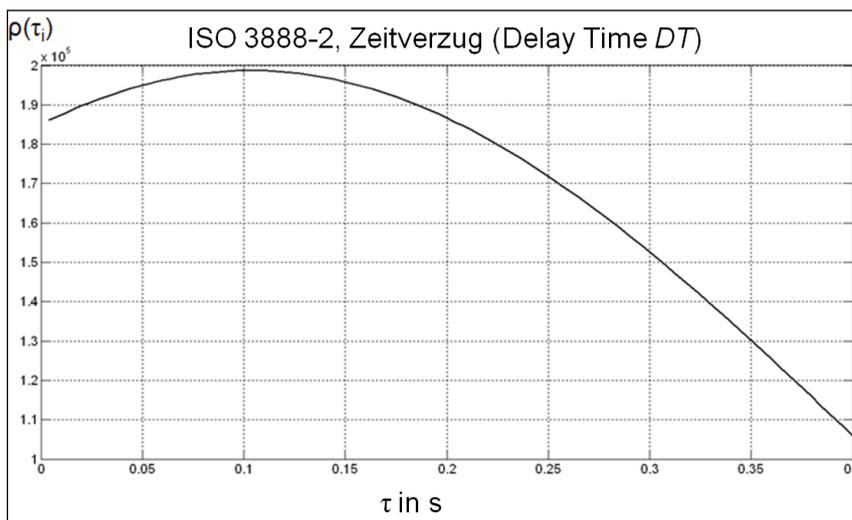


Abbildung 3.13: Verlauf von $\rho(\tau_i)$ beim doppelten Spurwechsel

¹⁶⁵ Z.B.: Wesp (2011): Analyse fahrerwirksamer Systemauslegungen und -störungen eines Fahrzeugs mit Hinterradlenkung bei gleichzeitiger Fahrerbeanspruchung durch eine Fahreraufgabe, S.7ff

Die Verzugszeit DT kann direkt aus der Grafik abgelesen werden. Bei der computergestützten Auswertung der Messwerte wird der Wert automatisiert bestimmt.

3.4.3 Brems-/ Ausweichtest

Die Beurteilung der fahrdynamischen Effekte durch Fahrwerkmodifikationen erfolgt im Rahmen des Brems-/ Ausweichtests mittels der durchschnittlichen Verzögerung innerhalb einer Sekunde nach Einleitung des ABS-geregelten Bremsmanövers. Zusätzlich wird die erreichte Querschleunigung sowie die vektorielle Summe aus Längs- und Querschleunigung betrachtet. Das Manöver wird als bestanden gewertet, wenn keine Pylonen des in Abbildung 3.7 dargestellten Aufbaus angefahren wurden.

3.4.4 μ -split Bremsung

Ziel dieses Manövers ist die Beurteilung der Verzögerungsleistung und der Kursabweichung. Des Weiteren werden der maximale erreichte Schwimmwinkel und die Gierbeschleunigung zur Beschreibung des Fahrverhaltens in geeigneter Weise einbezogen.

Der Beginn des Auswertintervalls wird durch das Erreichen einer Verzögerung von 2 m/s^2 bestimmt. Dieser Wert entspricht etwa der Hälfte der maximal erreichten Verzögerung von Fahrzeugen, die dem Stand der Technik entsprechen (vgl. Abbildung 4.6).

3.4.5 Slalom/ Makrosinus

Das Eigenlenkverhalten und das Fahrzeugverhalten bei Slalomfahrt dienen zur Charakterisierung der Fahrzeuge. Ziel dieser Ermittlung ist die Interpretation des spezifischen Fahrzeugverhaltens. Im Rahmen der Feldstudie (Kapitel 4) zeigten sich dabei zwei Fahrzeuge schwach untersteuernd bis neutral im Eigenlenkverhalten.

3.5 Messtechnik

Durch den besonderen Umstand von vielen Untersuchungswerkzeugen, die allesamt mit Sensoren ausgestattet werden, wobei die Demontage rückstandsfrei erfolgen muss, wird eine flexible Messtechnik konstruiert, die hinsichtlich dieser Anforderungen optimiert ist.

Die Erfassung fahrdynamischer Größen erfolgt dabei mittels einer modularen Messtechnik, deren Ausbaustufe in Abhängigkeit von den Montagevoraussetzungen gestaltet

ist¹⁶⁶. Zentrales Kernstück der Messtechnik ist hierbei eine Vorrichtung¹⁶⁷ mit integrierter 3-axialer Beschleunigungs- und 3-axialer Drehratenmessung, die weiterhin die sensorspezifische Energieversorgung, die Elektronik des 2-axialen optischen Geschwindigkeit-Messsystems und die Analog-Digital-Wandlung der Signale beinhaltet. Diese Messtechnikbox wird schwerpunktnah mit einer möglichst steifen Anbindung an den Fahrzeugaufbau montiert.

Lenkradwinkelbestimmung

Der Lenkradwinkel wird über eine Messvorrichtung und einen Lenkradadapter erfasst, wobei eine Wegmessung durch einen analogen Seilzugsensor erfolgt und als Getriebe ein Lenkradring verwendet wird, auf dem sich das Seil auf-/ abwickelt (Abbildung 3.14). Je nach Lenkraddurchmesser stehen Adapter mit verschiedenen Durchmessern zur Verfügung. Die Adapter sind coaxial zur Lenksäule ausgerichtet. Mit dem Ziel die Einflüsse auf das Lenkradmoment und die Sicht des Fahrers möglichst gering zu halten, wird ein kleinstmöglicher Lenkradwinkelsensor mit geringer Auszugskraft verwendet. Mit einer Übersetzung in der Wegstrecke zur Kompensation der geringen zur Verfügung stehenden Seillänge, baut der Sensor kleiner als Sensoren mit gleicher nutzbarer Seillänge ohne Übersetzung. Die erforderliche Seillänge ergibt sich dabei aus der möglichen Zahl der Lenkradumdrehungen und dem Durchmesser des Adapterrings. Zur Optimierung der Reibung im Getriebe ist dessen Achse kugelgelagert.

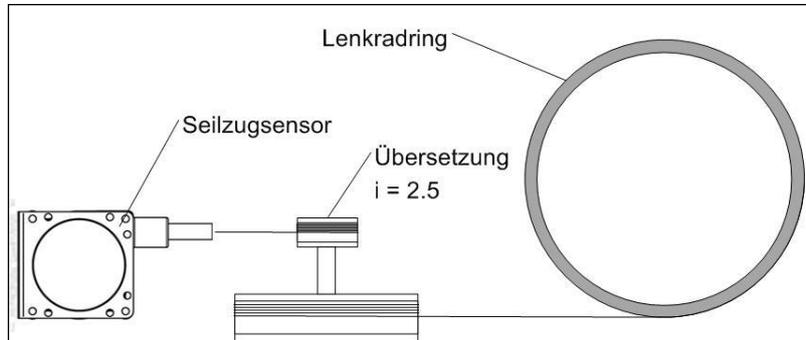


Abbildung 3.14: Lenkradwinkelerfassung

Die Montage von Sensor und Getriebe erfolgt an der Frontscheibe (Abbildung 3.15). Der Sichtbereich des Fahrers wird hierbei nur geringfügig eingeschränkt. Beim entwickelten Konzept gewährleistet diese Anordnung die geringste Wahrscheinlichkeit einer Kollision zwischen Hand und Seil bei der Betätigung des Lenkrads.

¹⁶⁶ Bei fünf Fahrzeugen der Feldstudie war keine Montage des Lenkradwinkelsensors möglich, 2 Fahrzeuge hatten keine Montagemöglichkeit für den 2-axialen Geschwindigkeitssensor.

¹⁶⁷ Nachfolgend: Messtechnikbox



Abbildung 3.15: Montage des Lenkradwinkelsensors im Fahrzeug

Insbesondere der verwendete Lenkradwinkelsensor stellt ein prototypisches Messsystem dar. Neben einer Fehlerberechnung findet eine Validierung mittels eines Fahrzeugs statt, bei dem über den CAN-Bus das Lenkradwinkelsignal des werkseitig eingebauten Sensors erfasst wird. Hierbei zeigt das prototypische Messsystem eine höhere Auflösung und keine signifikante Abweichung des Signalverlaufs.

Bestimmung von Längs- und Quergeschwindigkeit

Fahrzeuglängs- und Quergeschwindigkeit werden mit einem optischen Correvit Sensor¹⁶⁸ schlupffrei ermittelt, wobei ein Bodenabstand von $400 \text{ mm} \pm 100 \text{ mm}$ einzuhalten ist. Die Montage des Sensors erfolgt über Adapter an den Abschleppvorrichtungen der Fahrzeuge im Heck- oder Frontbereich. Trotz des großen Abstands des Sensorkopfes von den Nickzentren treten aufgrund der zumeist harten Abstimmung des Feder-/ Dämpfersystems der modifizierten Fahrzeuge keine Verletzungen des Toleranzbereichs auf. Demgegenüber steigt das Rauschen der Messsignale, sowohl bei starken Vibrationen des Sensorkopfes als auch bei nassen, spiegelnden Oberflächen unter Sonneneinstrahlung, sodass eine steife Anbindung an die Abschleppvorrichtung zweckmäßig ist und die Geschwindigkeitserfassung auf der bewässerten Seite der μ -split-Fläche vermieden wird.

Zur Positionsbestimmung der Testfahrzeuge während der Datenauswertung werden Triggersignale verwendet. Hierzu befinden sich an definierten Stellen des Versuchslayouts Reflektoren und ein seitlich am Correvit-Sensor befestigter Lichtschrankensensor mit bekanntem Abstand zum Fahrzeugschwerpunkt.

¹⁶⁸ Nachfolgend: Correvit; Sensor: Correvit s400 der Datron Sensorsysteme GmbH

Sensor-Koordinatentransformation

Da sowohl Geschwindigkeits- als auch Beschleunigungsmessungen nicht im Schwerpunkt erfolgen, wird eine entsprechende 2-axiale Korrektur¹⁶⁹ durchgeführt. Zur Sensor-Koordinatentransformation werden der longitudinale und laterale Abstand der jeweiligen Sensoren zum Schwerpunkt und die Gierrate verwendet (Abbildung 3.16).

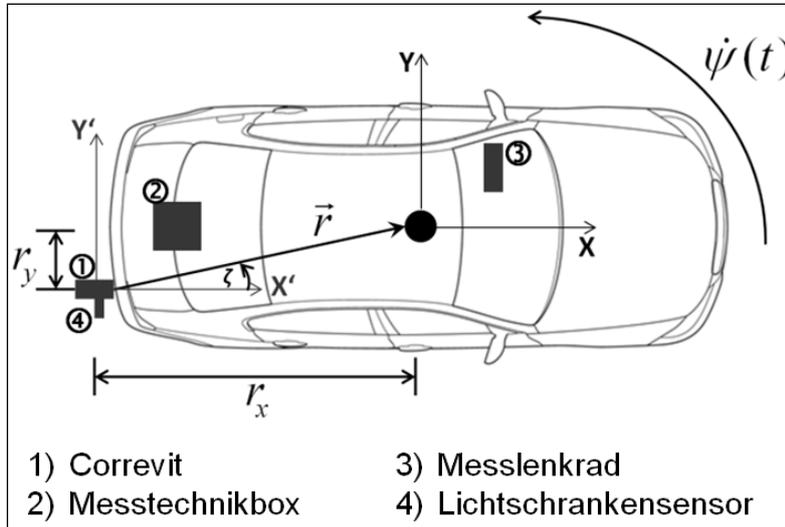


Abbildung 3.16: Lage der Sensoren im Fahrzeug und Koordinatentransformation

Mit der Annahme des Fahrzeugs als starrer Körper ergibt sich folgende Koordinatentransformation¹⁷⁰:

$$\vec{x} = \vec{x}' - \vec{r} \quad (3-12)$$

$$x = x' - r_x = x' - |\vec{r}| \cdot \cos \zeta \quad (3-13)$$

$$y = y' - r_y = y' - |\vec{r}| \cdot \sin \zeta \quad (3-14)$$

Aus dem gemessenen Geschwindigkeitsvektor \vec{x}' am Sensorkopf und der Relativbewegung des Schwerpunkt-Koordinatensystems zum Sensor-Koordinatensystem $\frac{d\vec{r}}{dt}$ setzt sich der Geschwindigkeitsvektor im Schwerpunkt als zeitliche Ableitung von \vec{x} , zusammen. Hieraus ergibt sich für den Vektor der Schwerpunkts-Geschwindigkeit:

$$\dot{\vec{x}} = \dot{\vec{x}}' + |\vec{r}| \cdot \dot{\psi} \begin{pmatrix} \sin \zeta \\ -\cos \zeta \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3-15)$$

¹⁶⁹ Die Einbeziehung weiterer Korrekturfaktoren zum Nick- und Wankausgleich geschieht nach der gleichen Methode, die Einflüsse sind jedoch gering gegenüber dem Einfluss der Gierrate, da der Abstand der relevanten Sensoren zur Nick- bzw. Wankachse klein ist.

¹⁷⁰ Nach Schröder et al. (2008): Technische Mechanik 3, , S.122

Analog erfolgt die Transformation zu den Beschleunigungen im Schwerpunkt zu:

$$\ddot{\vec{x}} = \ddot{\vec{x}}' + \dot{\vec{\psi}} \times \vec{r} + \dot{\vec{\psi}} \times (\dot{\vec{\psi}} \times \vec{r}) \quad (3-16)$$

$$\ddot{\vec{x}} = \ddot{\vec{x}}' + |\dot{\vec{r}}| \cdot \left[\dot{\vec{\psi}} \begin{pmatrix} -\sin \zeta \\ \cos \zeta \\ 0 \end{pmatrix} + \dot{\psi}^2 \begin{pmatrix} -\cos \zeta \\ -\sin \zeta \\ 0 \end{pmatrix} \right] \quad (3-17)$$

Schwimmwinkelbestimmung

Mit dem in den Fahrzeugschwerpunkt transformierten Geschwindigkeitsvektor lässt sich der Schwimmwinkel zu:

$$\beta = \arctan \left(\frac{v_y}{v_x} \right) \quad (3-18)$$

bestimmen¹⁷¹. Zur Berechnung des Schwimmwinkels werden die gefilterten transformierten Geschwindigkeitssignale verwendet.

Signale, Auflösung und Genauigkeit der verwendeten Sensoren

Die Abtastrate der Datenaufzeichnung beträgt 250 Hz. Hiermit werden alle auftretenden Eigenfrequenzen (Abbildung 3.17) unter Berücksichtigung des Nyquist-Shannonschen Abtasttheorems erfasst.

¹⁷¹ Vgl.: Isermann (2006): Fahrdynamikregelung, S. 52f

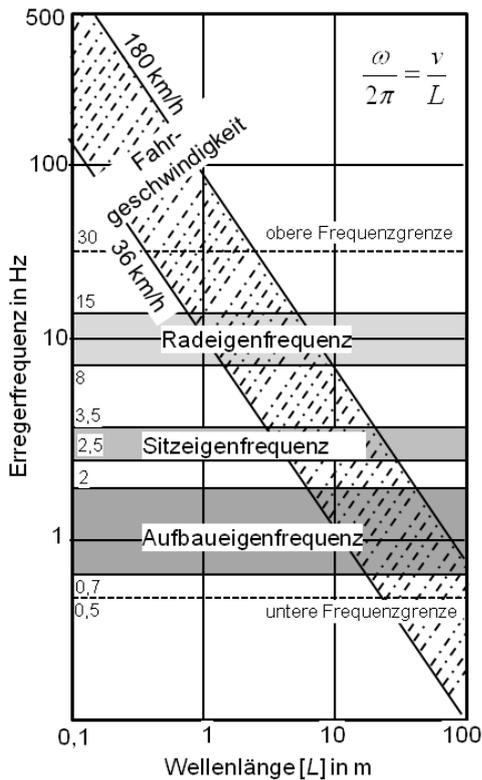


Abbildung 3.17: Aus Eigenfrequenzen und Fahrgeschwindigkeiten resultierende Bereiche für Erregerfrequenzen und Wellenlängen von Unebenheiten¹⁷²

Eine Übersicht der erfassten Signale, deren Auflösung und Genauigkeit ist Tabelle 3.6 zu entnehmen.

Tabelle 3.6: Signale, Auflösung und Genauigkeit der verwendeten Sensoren

Signal		Auflösung	max. Abweichung
Längsgeschwindigkeit	v	0,04 km/h	0,1 km/h
Quergeschwindigkeit	vq	0,04 km/h	0,1 km/h
Längsbeschleunigung	a_x	0,0025 m/s ²	0,54 m/s ²
Querb beschleunigung	a_y	0,0025 m/s ²	0,54 m/s ²
Vertikalbeschleunigung	a_z	0,0025 m/s ²	0,54 m/s ²
Gierrate	ψ'	0,2 °/s	1 °/s
Nickrate	θ'	0,2 °/s	1 °/s
Wankrate	φ'	0,2 °/s	1 °/s
Lenkradwinkel	δ_H	0,1°	3,6°
Lichtschranke		Trigger	Trigger

¹⁷² Vgl.: Mitschke, Wallentowitz (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge, S.284

3.5.1 Zusätzliche Messtechnik im Referenzversuchsträger

Zur Bestimmung des Lenkradmoments wird zusätzlich zur beschriebenen Messtechnik ein Messlenkrad (Abbildung 3.18) verwendet. Der zugehörige Messverstärker wird im Fußraum hinter dem Fahrersitz fest montiert, um eine geringe Störung des Messsignals mit einer möglichst kurzen Übertragungsstrecke vom Messlenkrad zum Verstärker zu erreichen.



Abbildung 3.18: Messlenkrad

Unterschiedliche Ausprägungen des Lenkradmomentenverlaufs sind vorwiegend fahrzeugspezifisch und werden zudem signifikant durch die Räder beeinflusst. Beurteilungen des Lenkradmoments sind daher beim Vergleich von Modifikationsvarianten gleicher Fahrzeuge zweckmäßig. Vor diesem Hintergrund wird eine Beurteilung des Lenkradmomentenverlaufs bei ausgewählten Versuchen mit dem Referenzversuchsträger vorgenommen. Da das Messlenkrad die Ausführung von Closed-Loop Manövern stört, wird es bei Versuchen nach ISO 3888 abgenommen.

3.6 Referenzfahrzeug

Als Untersuchungswerkzeug für die Referenzversuche wird ein VW Golf V 2.0 14-Motion eingesetzt¹⁷³. Bei allen Versuchen wird eine einheitliche Bereifung in der Dimension 205/55 R16 W vom Typ Continental Sport Contact 2 verwendet.

¹⁷³ Die Fahrzeugkennwerte befinden sich im Anhang A3



Abbildung 3.19: Versuchsträger VW Golf V 2.0 FSI 4-Motion

Achsgeometrie

Das Untersuchungsfahrzeug verfügt über eine McPherson-Federbeinradführung an der Vorderachse (Abbildung 3.20) und eine Mehrlenker-Einzelradaufhängung an der Hinterachse (Abbildung 3.21).

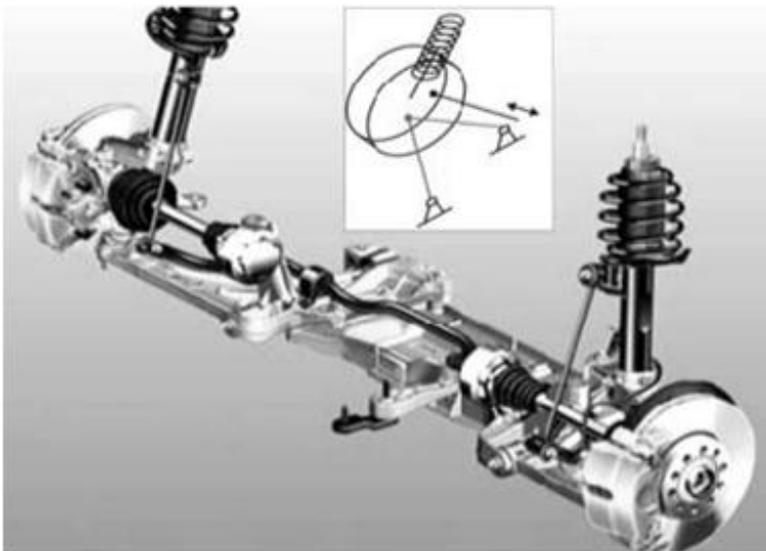


Abbildung 3.20: Vorderachse des Untersuchungswerkzeugs¹⁷⁴

Die Radführung an der Vorderachse wird zum einen durch Dämpferrohr und Kolbenstange, zum anderen durch einen 3-Punkt-Lenker mit Kugelgelenk am Radträger, geleistet. Der Stabilisator ist in der vorhandenen Ausführung am Dämpferrohr befestigt.

¹⁷⁴ Heißing, Ersoy: Fahrwerkhandbuch, 2008, S 408

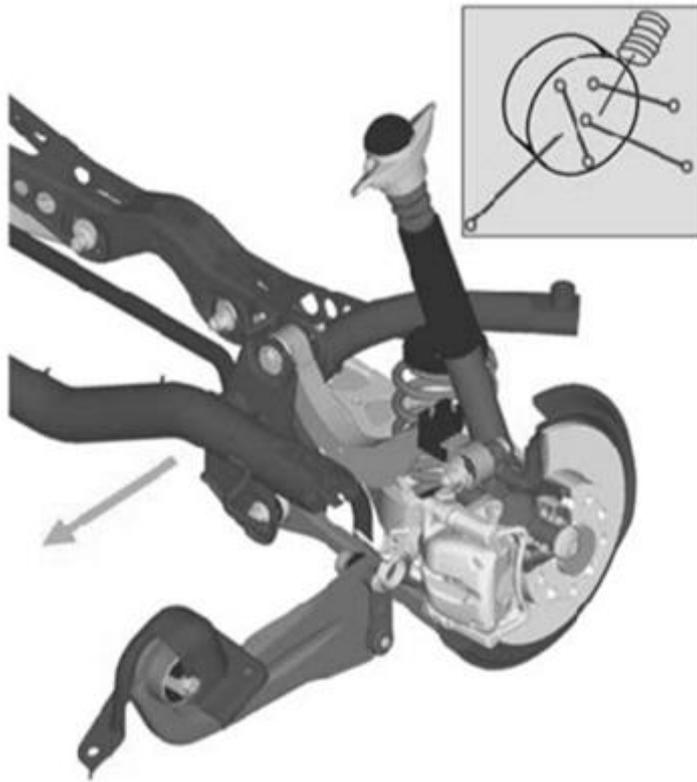


Abbildung 3.21: Hinterachse des Untersuchungswerkzeugs¹⁷⁵

Die Hinterachse des Versuchsträgers besteht aus einem Längs- und drei Querlenkern¹⁷⁶. Durch unterschiedliche Längen der unteren parallelen Querlenker wird bei negativer Längskraft und beim Einfedern eine Kompensation der Nachspur bzw. eine Tendenz zur Vorspur erreicht¹⁷⁷.

3.6.1 Modifikationsoptionen

Hauptziel der Modifikation des Referenzversuchsträgers ist die Beurteilung der relevanten Fahrwerktoningmaßnahmen. Nach Abbildung 2.3 sind diese Sport- bzw. Gewindefahrwerke und Spurverbreiterungen.

Nachrüstfahrwerk

Einstellbare Gewindefahrwerke bieten gegenüber einfachen Sportfahrwerken den Vorteil, dass sowohl der Grad der Tieferlegung als auch das Dämpfungsmaß verstellbar sind. Bei dem verwendeten Fahrwerk vom Typ Bilstein B16 ist der Grad der Tieferlegung stufenlos verstellbar. Bei einer gewählten Tieferlegung von 40 mm, die dem oberen Drittel dieses Parameters entspricht, ergeben sich eine:

¹⁷⁵ Heißing, Ersoy (2008): Fahrwerkhandbuch, S.404

¹⁷⁶ Umgangssprachlich: Schwertlenker-Hinterachse

¹⁷⁷ Bastow, et. al. (1993): Car Suspension and Handling

- 100% Zunahme der Federhärte an der VA und eine
- 10% Zunahme der Federhärte an der HA.

Die zugehörigen Messungen sind unter statischer Last aufgenommen.

Zug- und Druckstufe der Dämpfer teilen sich einen gemeinsamen Verstellmechanismus, der über Arretierungen gesteuert 10 Kennlinien einstellen kann. Somit ist eine Verstellung der Dämpferkennlinie bei Beibehaltung der sonstigen kinematischen Eigenschaften des Fahrzeugs möglich.

Die mittlere Zunahme der Dämpferhärte von drei ausgewählten Dämpferkennlinien (weich, mittel, hart) ist Tabelle 3.7 zu entnehmen. Im Anhang A3 befinden sich die gemessenen Dämpferkennlinien. Die weiche und harte Kennlinie bilden das untere bzw. obere Limit der Einstellmöglichkeiten der Schwingungsdämpfer. Als mittlere Kennlinie wird nach Kleppmann¹⁷⁸ die Kennlinie mit der Kennung 6 von 10 möglichen Kennlinien gewählt. Hier liegt der gemessene Verlauf der Dämpferkräfte etwa in der Mitte der beiden Grenzfälle.

Tabelle 3.7: Mittlere Änderungsfaktoren¹⁷⁹ der Dämpferhärte des Tuning-Fahrwerks im Referenz-Versuchsträger

Stufe	Achse	Änderungsfaktor Zug	Änderungsfaktor Druck
weich	VA	1,6	2,4
mittel	VA	1,9	2,8
hart	VA	2,4	4,3
weich	HA	2,7	1,6
mittel	HA	3,1	1,8
hart	HA	3,5	2,2

Im serienmäßigen Zustand weist das Fahrzeug eine klare Tendenz zum Untersteuern auf. Der Eigenlenkgradient¹⁸⁰ beträgt $0,167 \text{ }^\circ\text{s}^2/\text{m}$ im Bereich des linearen Anstiegs des Radlenkwinkels über der Querbeschleunigung zwischen $a_y = 0 \text{ m/s}^2$ und $a_y = 4 \text{ m/s}^2$.

Der in Abbildung 3.22 dargestellte Verlauf des Radlenkwinkels über der Querbeschleunigung bei stationärer Kreisfahrt für das Fahrzeug mit Sportfahrwerk ergibt einen Eigenlenkgradient von $0,177 \text{ }^\circ\text{s}^2/\text{m}$. Die Tendenz zum Untersteuern ist durch eine überproportionale Erhöhung der Federsteifigkeit an der Vorderachse um 100% im Vergleich zur Erhöhung um 10% an der Hinterachse plausibel, da nun die Vorderachse eine größere Radlastdifferenz erfährt. Die Änderungen des Eigenlenkverhaltens sind jedoch relativ

¹⁷⁸ Kleppmann (2003): Taschenbuch Versuchsplanung, S.199

¹⁷⁹ Die mittleren Änderungsfaktoren der Dämpferhärte ergeben sich aus dem Mittelwert der relativen Änderung der Dämpferhärte der 6 Messpunkte im Kraft-/ Geschwindigkeitsdiagramm nach der VDA- Methode (Abbildungen A.5 und A.6 im Anhang A3).

¹⁸⁰ Der Eigenlenkgradient beschreibt die mittlere Zunahme des Lenkradwinkels über der Querbeschleunigung ($^\circ\text{s}^2/\text{m}$)

gering und sind erst im Bereich des nichtlinearen Anstiegs des Lenkradwinkels über der Querbeschleunigung ausgeprägt. Die Darstellung der Trendlinie erfolgt über ein Polynom dritten Grades.

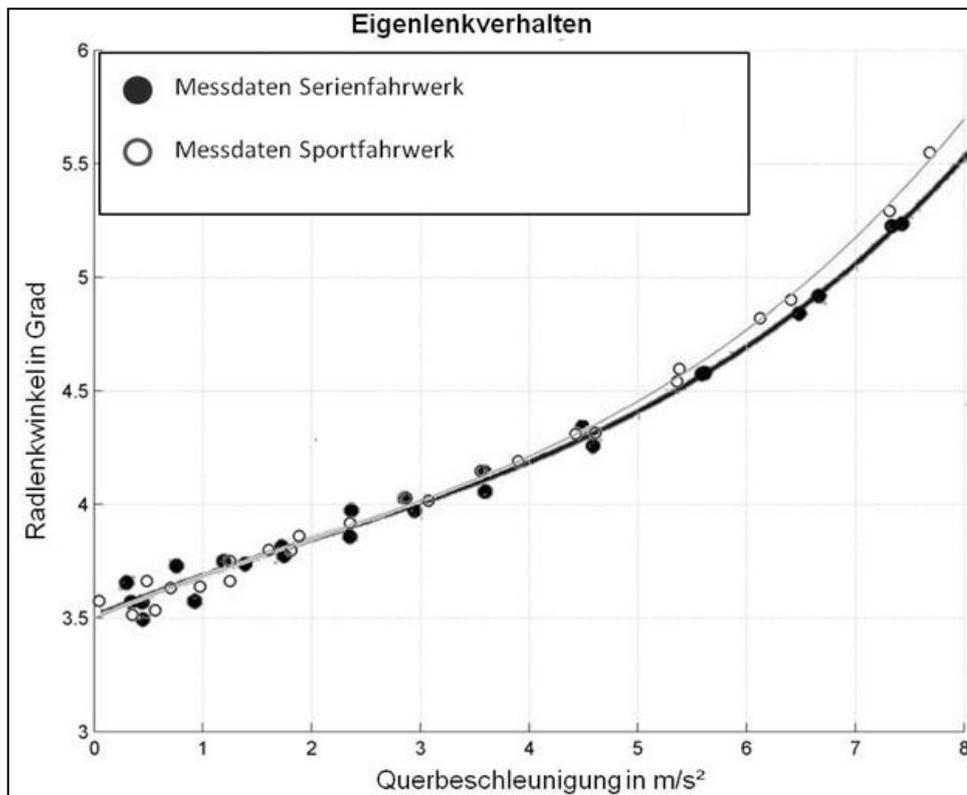


Abbildung 3.22: Eigenlenkverhalten Versuchsträger

Spurverbreiterung (Verbreiterung pro Achse)

Das Maß für Spurverbreiterungen bezieht sich stets auf eine Achse. Um die tendenziellen Auswirkungen durch Spurverbreiterungen zu erfassen, werden neben den nach VdTÜV unkritischen Distanzscheiben mit jeweils 15 mm Breite auch 30 mm und 45 mm breite Adapterscheiben geprüft. Die Montage dieser erfordert bereits konstruktive Maßnahmen am Aufbau um die Freigängigkeit der Räder zu gewährleisten. Im Einzelnen werden daher:

- 30 mm mittels 15mm-Distanzscheiben,
- 60 mm mittels 30mm-Adapterscheiben und
- 90 mm mittels 45mm-Adapterscheiben

am Versuchsträger geprüft.

Die Anbindung der Spurverbreiterungen erfolgt bei den 15mm-Distanzscheiben mittels längeren Radbolzen. Die Befestigung der Adapterscheiben bei größeren Spurverbreiterungen erfolgt mit verschiedenen Bolzen. Zum einen werden die Adapterscheiben am Radträger befestigt, zum anderen die Felgen mit den serienmäßigen Radbolzen an den Adapterscheiben.

4 Ergebnisse der Feldstudie

Ziel der Feldstudie ist die Identifikation der Gefährdungswirkung durch die Führung von Fahrzeugen mit Fahrwerkmodifikationen anhand eines breiten Spektrums von Fahrzeugen. Die Auswahl der zu untersuchenden Fahrzeuge erfolgt hierbei mit dem Ziel unterschiedliche:

- Fahrzeugtypen,
- Antriebskonzepte,
- singuläre Fahrwerkmodifikationen und
- kombinierte Fahrwerkmodifikationen

in die Studie als Untersuchungsgegenstand einzubinden. Als Vergleichsfahrzeuge werden zusätzlich serienmäßige Fahrzeuge und Sportwagen verschiedener Klassen untersucht. Im Rahmen der Feldstudie sind 17 Serienfahrzeuge, 78 modifizierte Fahrzeuge und 7 Sportwagen gefahren und gemessen worden¹⁸¹.

Zur Bestimmung der im öffentlichen Verkehr tatsächlich bestehenden Gefährdungswirkung werden Closed-Loop Versuche von den Fahrzeughaltern als Normalfahrer persönlich durchgeführt. Open-Loop Manöver sind derart gestaltet, dass dem Fahrer eine Solltrajektorie über Fahrbahnmarkierungen vorgegeben und ein Toleranzbereich für laterale Abweichungen mit Pylonen abgesteckt wird. Verletzungen der Fahrgassengrenze führen ebenso wie das Verlassen des Toleranzbereichs hinsichtlich des vorgegebenen Soll-Lenkradwinkels und der Soll-Geschwindigkeit zu einer unmittelbaren Wiederholung der Versuchsfahrt.

Die Versuchsdurchgänge finden stets mit einem geschulten Instrukteur als Beifahrer statt, der folgende Aufgaben erfüllt:

- Instruktion zur Fahreraufgabe,
- Überwachung der Einhaltung von Sicherheitsbestimmungen,
- Messdatenaufzeichnung und
- Messdatenüberwachung.

Zur Messdatenüberwachung steht dem Instrukteur ein Notebook mit kontinuierlicher Darstellung der für die spätere Auswertung erforderlichen Messdaten zur Verfügung. Der Instrukteur erkennt somit Verletzungen der Toleranzbereiche oder Sensorausfälle und kann Wiederholungen der Versuchsdurchgänge anfordern.

Zur Auswertung der Versuche mit den in Kapitel 3.4 dargestellten Kennwerten und Kriterien werden Minima/ Maxima der gefilterten Messdatenverläufe verwendet. Sind

¹⁸¹ Die Gesamtliste befindet sich im Anhang A5

diese Extremwerte nicht klar erkennbar, werden keine Kennwerte abgeleitet und in der Datenauswertung statistisch erfasst. Infolge von Bauraumbeschränkungen und der konsequenten Einhaltung der Kriterien für gültige Durchgänge ergeben sich je nach Manöver und Versuchslayout unterschiedliche Summen an Kennwerten je Fahrzeugkategorie zur statistischen Auswertung.

4.1 Beidseitige transiente vertikaldynamische Anregung bei stationärer Kurvenfahrt

Mit dem in Kapitel 3.3.1 spezifizierten Manöver wird der Einfluss härterer Feder-/Dämpfersysteme auf das Gierverhalten des Fahrzeugs analysiert. Für die Beurteilung wird ein im Rahmen von Vorversuchen als optimal identifizierter Bereich der Ausgangsgeschwindigkeit mit einer für Normalfahrer beherrschbaren Querbeschleunigung und deutlich ausgeprägten charakteristischen Verläufen der Gierrate gewählt. Die in Abbildung 4.1 dargestellte Skizze veranschaulicht die Wahl der Versuchskonfiguration. Aus versuchsökonomischen Gründen wird das Minimum des Anteils der Versuchsabbrüche infolge der Schwierigkeit der Fahreraufgabe bei hohen Querbeschleunigungen addiert mit dem Anteil nicht auswertbarer Daten bestimmt¹⁸². Bei etwa 6 m/s^2 Querbeschleunigung liegt hierbei das Optimum hinsichtlich des Versuchsaufwands¹⁸³. Für den Versuchsaufbau mit einer Kreisfahrt im 20 m Radius entspricht dies etwa einer Geschwindigkeit von 40 km/h .

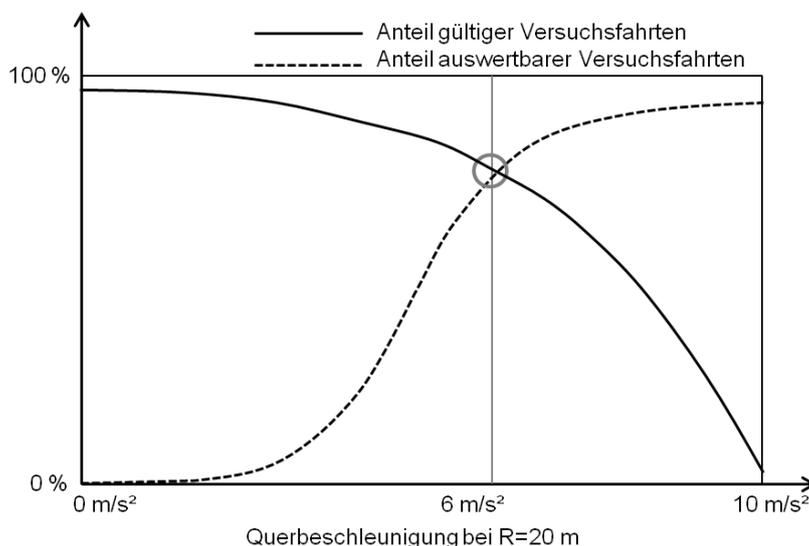


Abbildung 4.1: Skizze zur Bestimmung der Versuchsparameter

¹⁸² Auswertbare Daten liegen dann vor, wenn nach der Filterung der Messdaten eindeutige Minima/ Maxima im Signalverlauf (vgl. Abb. 3.12) vorliegen. Ein Versuchsabbruch liegt dann vor, wenn die Fahrgassengrenze überfahren wurde oder der Fahrzeugführer den vorgegebenen Versuchsablauf nicht im Sinne des Instruktors befolgt hat.

¹⁸³ In Stichversuchen ermittelter Wert.

Abbildung 4.2 beinhaltet die Ergebnisse der Feldstudie zur Rampenüberfahrt. Es sind keine hoch signifikanten Unterschiede der mittleren approximierten Gierrate nach $0,5 \text{ s}^{184}$ zwischen den verschiedenen Fahrzeugkategorien erkennbar. Bei Sportwagen mit sehr steifer Aufbaufeder und hoher Dämpferhärte wird eine große Streubreite beobachtet, deren Ursache im Fahrzeugspektrum vom Tourenwagen zum Rallyefahrzeug liegt.

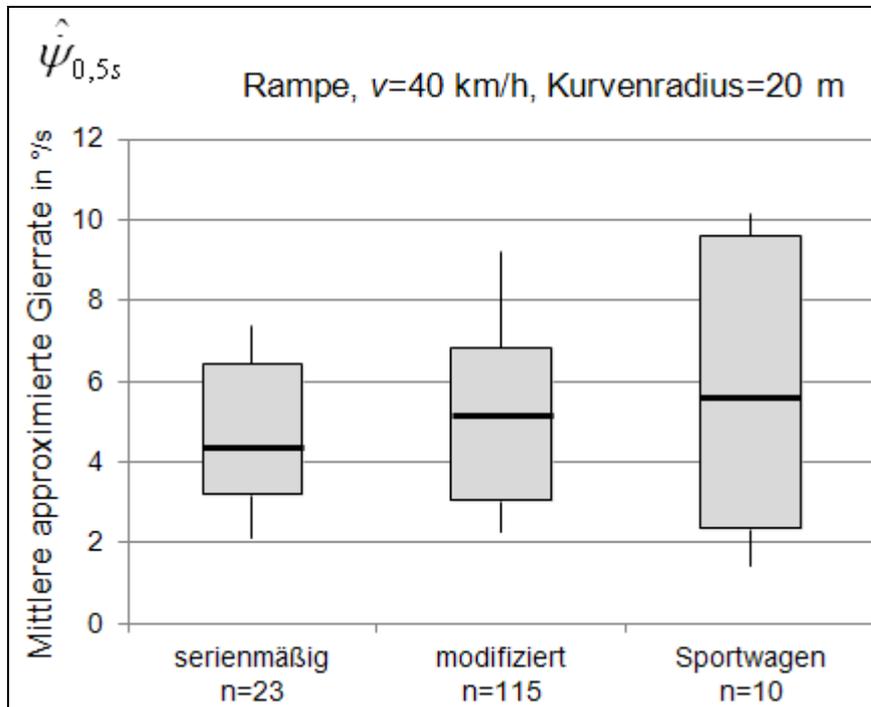


Abbildung 4.2: Mittlere approximierte Gierratendifferenz bei transienter vertikaler Anregung während stationärer Kreisfahrt

Durch die geringe Fahrzeuggeschwindigkeit stellt sich bei keinem der geprüften Fahrzeuge ein kritischer Fahrzustand im Bezug auf die in Kapitel 1.3.2 definierten Kriterien ein. Eine deutlich ausgeprägte Dämpfung der Gierrate liegt bei sämtlichen modifizierten Fahrzeugen vor.

4.2 Doppelter Spurwechsel – Ausweichen vor Hindernissen

Während das Manöver der transienten vertikaldynamischen Anregung bei stationärer Kurvenfahrt einen Open-Loop Charakter besitzt, stellt der doppelte Spurwechsel ein Closed-Loop Manöver dar. Die Parametrierung des Versuchslayouts erfolgt nach ISO 3888-2. Normalfahrer werden zumeist nur in Fahrsicherheitstrainings mit einer derartigen Situation konfrontiert. Die Bewältigung des Manövers erfolgt daher vorwiegend

¹⁸⁴ Vgl. Kapitel 3.4.1

fertigkeitsbasiert¹⁸⁵. Mit der Anzahl der Versuchswiederholungen steigt somit bei vorgegebener Ausgangsgeschwindigkeit die Bewältigungsquote des Manövers. Im Vorfeld der Versuche finden aus diesem Grund zunächst Fahrten ohne Datenaufzeichnung statt. Ein außenstehender Instrukteur gibt den Fahrern solange Korrekturhinweise, bis das Manöver reproduzierbar bewältigt wird.

Zur Beurteilung der fahrdynamischen Auswirkungen werden sowohl der Zeitverzug (Abb. 4.3) als auch die maximal erreichte Gierrate (Abb. 4.4) verwendet.

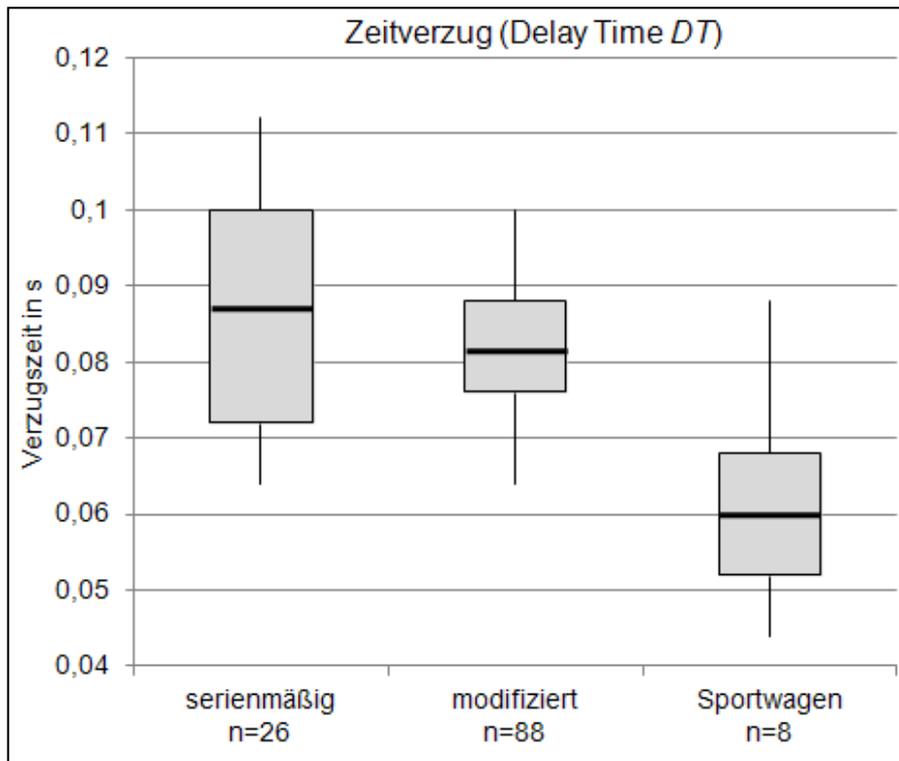


Abbildung 4.3: Vergleich des Zeitverzugs zwischen Serien-, modifizierten und Sportfahrzeugen beim doppelten Spurwechsel nach ISO 3888-2 mit $v_{\text{Eingang}}=60$ km/h

Die Verzugszeiten DT zwischen der Lenkradwinkleingabe und der Gierrate¹⁸⁶ von modifizierten Fahrzeugen weisen hierbei höchst signifikant kürzere Zeiten auf. Ebenso weisen die modifizierten Fahrzeuge eine geringere Streuung der Ergebnisse auf.

¹⁸⁵ Vgl. SRK-Modell nach Rasmussen Kapitel 1.3.2

¹⁸⁶ Bestimmung von DT nach Kapitel 3.4.2

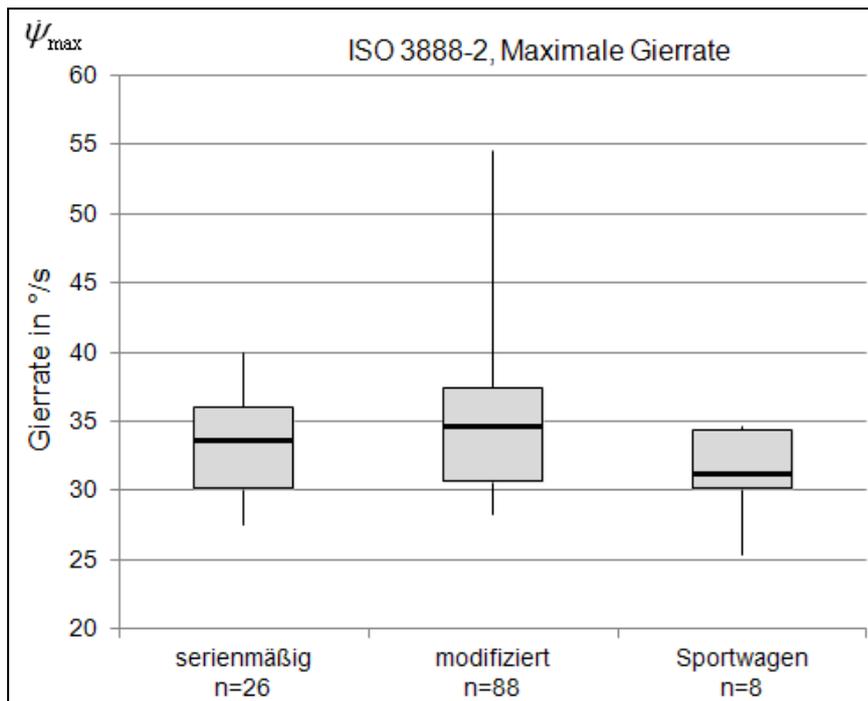


Abbildung 4.4: Vergleich der maximalen Gierrate zwischen Serien-, tiefergelegten und Sportfahrzeugen beim doppelten Spurwechsel nach ISO 3888-2 mit $v_{\text{Eingang}}=60$ km/h

Die maximale Gierrate als Maß für die Kontrollierbarkeit gibt zunächst Aufschluss über die Fähigkeiten zur situationsgerechten Handlung des Fahrers¹⁸⁷. Zusammenhänge mit dem Phasenverzug, der Reifenwahl oder dem Grad der Tieferlegung werden nicht festgestellt. Ausreißer begründen sich durch die Fahrereinbindung. Anreißen des Lenkrads und ruckartiges Gegenlenken bewirken dabei eine hohe Gierreaktion des Fahrzeugs. Gelingt es dem Fahrer dennoch das Fahrzeug in der Fahrgasse zu halten, wird der Versuch als bestanden gewertet.

4.3 μ -split Bremsung

Neben den Auswirkungen durch Modifikationen werden zunächst die Einflüsse durch Fahrdynamikregelsysteme und durch die Reifenwahl untersucht (Abbildung 4.5). Bei der Auswertung der Versuche stellte sich heraus, dass 60 Prozent der teilnehmenden Fahrer das ursprünglich als Open-Loop Manöver konzipierte μ -split Bremsmanöver bei fixiertem Lenkrad nicht unter Einhaltung der Anforderungen durchführen konnten. Durch die damit verbundene Lenkradwinkeleingabe lässt sich der Lateralversatz im Rahmen der Feldstudie nicht als Kriterium heranziehen. Somit wird in diesem Rahmen ausschließlich die erreichte mittlere Verzögerung in einem Intervall von einer Sekunde nach Bremsbeginn ausgewertet.

¹⁸⁷ Vgl. Wagner (2003): Ein Verfahren zur Vorhersage und Bewertung der Fahrerreaktion bei Seitenwind, S.56

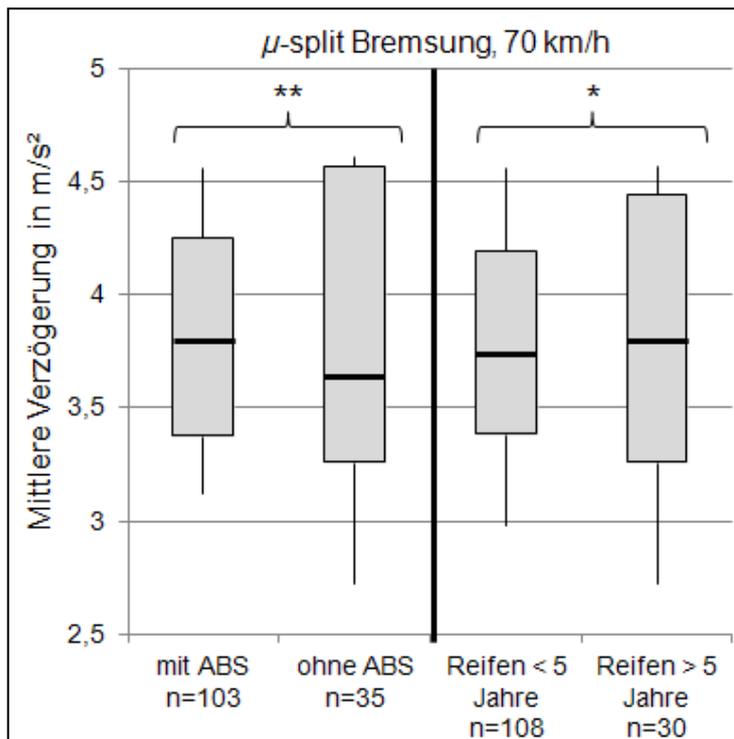


Abbildung 4.5: Auswertung der mittleren Verzögerung bei einer μ -split Bremsung mit einer Eingangsgeschwindigkeit von 70 km/h

Fahrzeuge ohne ABS erreichen eine signifikant geringere maximale Verzögerung im Rahmen der Versuche. Hierbei ist die erreichte Verzögerungsleistung maßgeblich von den Fertigkeiten des Fahrers abhängig. Das Reifenalter beeinflusst die Werte in den durchgeführten Versuchen statistisch signifikant, jedoch nicht erheblich.

Neben dem Einfluss von Fahrzeugtieferlegungen sind insbesondere die Auswirkungen durch Spurverbreiterungen bei dem vorliegenden Manöver von Interesse. Zwischen den verschiedenen Fahrzeugkategorien ergeben sich hinsichtlich der erreichbaren Verzögerung signifikante Unterschiede zwischen Serienfahrzeugen und sowohl Fahrzeugen mit Spurverbreiterung als auch Fahrzeugen mit Tieferlegung (Abbildung 4.6).

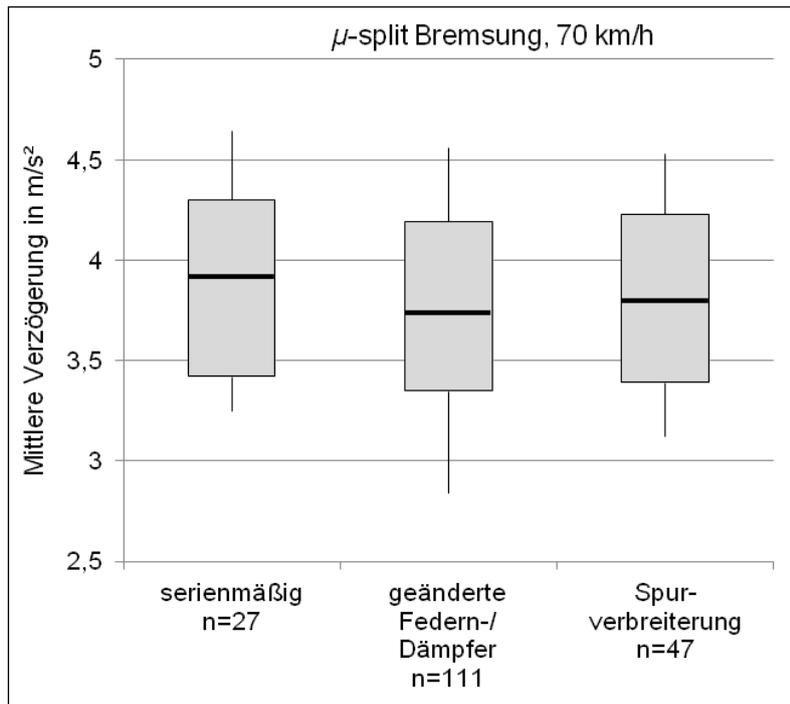


Abbildung 4.6: Auswertung der mittleren Verzögerung verschiedener Fahrzeugkategorien bei einer μ -split Bremsung mit einer Eingangsgeschwindigkeit von 70 km/h

4.4 Zwischenfazit

Bis auf wenige Ausnahmen bleiben die Unterschiede zwischen den Vergleichsgruppen innerhalb der Streubreite von Reifen, Witterungseinflüssen oder Fahrfertigkeiten.

Die Ergebnisse der Feldstudie bieten dennoch die Basis für erweiterte Testlayouts der Versuche mit dem Referenzversuchsträger, bei dem die beschriebenen signifikanten Störeinflüsse weitgehend abgestellt sind. So werden Unterschiede zwischen serienmäßigen und modifizierten Fahrzeugen bei der μ -split Bremsung, der transienten vertikal-dynamischen Anregung bei stationärer Kurvenfahrt und dem doppelten Spurwechsel festgestellt.

Die Auswertung der mittleren Verzögerungen im Brems-/ Ausweichtest ergab keine signifikanten Unterschiede zwischen den einzelnen Modifikationstypen.

Tabelle 4.1 fasst die Erkenntnisse der Feldstudie zusammen. Als auffällig im Bezug auf Tieferlegung oder Spurverbreiterung identifizierte Auswirkungen sind Gegenstand der weiteren Untersuchung. Die Kombinationen aus Manövern und Modifikationen werden dabei im Rahmen der Referenzversuche detailliert untersucht.

Bei der Kurvenbremsung werden keine signifikanten Unterschiede zwischen den einzelnen Gruppen festgestellt. Da dieser Versuch bei relativ geringer Geschwindigkeit durchfahren wurde und die Effekte durch Spurverbreiterungen aus der analytischen Betrachtung der Auswirkungen (Kapitel 3.1.2) als relevant identifiziert wurden, ist auch

dieser Versuch in abgewandelter Form mit größeren Kurvenradien und bei höheren Einfahrtgeschwindigkeiten Gegenstand der Referenzversuche.

Tabelle 4.1: Schlussfolgerung für die Versuche mit dem Referenzversuchsträger

Versuch	Signifikante Unterschiede		Test bei Referenzversuchen	
	Tieferlegung	Spurverbreiterung	nein	ja, Kommentar
μ-split	ja	ja		Mit Spurverbreiterung und Tieferlegung
Vertikaldynamische Anregung bei Kreisfahrt	ja	nein		Mit Sportfahrwerk
Kurvenbremsung	nein	nein		Mit Spurverbreiterung (infolge analytischer Betrachtungen)
Slalom	nein	nein	X	
Brems-/ Ausweichtest	nein	nein	X	
Doppelter Spurwechsel	ja	nein		Mit Sportfahrwerk

5 Ergebnisse der Versuche mit dem Referenzversuchsträger

Aus der Feldstudie ergeben sich signifikante Unterschiede zwischen verschiedenen Fahrzeug-Tuning-Konfigurationen. Das Ziel der Feldstudie besteht in der Untersuchung eines breiten Spektrums modifizierter zugelassener Fahrzeuge hinsichtlich ihrer Gefährdungswirkung. Ziel der Untersuchung mit dem Referenzversuchsträger ist nun die Ermittlung kausaler Zusammenhänge zwischen den einzelnen Modifikationen und fahrdynamischen Auswirkungen sowie die Prüfung der Nullhypothese. Als Untersuchungswerkzeug wird der in Kapitel 3.6 vorgestellte Versuchsträger VW Golf V 4-Motion 2.0 l FSI verwendet. Als Referenz dient das Fahrzeug im serienmäßigen Zustand mit neuwertigen Dämpfern¹⁸⁸.

Die Ausrichtung und die Positionierung der Versuchslayouts erfolgt hierbei stets an der gleichen Stelle des Testgeländes. Neben einem einheitlichen Versuchsdesign werden insbesondere Witterungseinflüsse so gering wie möglich gehalten. Im Versuchszeitraum von Mai bis September 2011 werden Tage mit trockener Witterung und sonnigem bis leicht bewölktem Wetter mit Streckentemperaturen zwischen 20 °C und 25 °C gewählt¹⁸⁹. Die Oberflächenstruktur und der Reibwert des Fahrbahnbelags entsprechen denen deutscher Autobahnen. Die Versuche werden auf einer Dynamikfläche durchgeführt, die weder geneigt ist noch über fahrdynamisch relevante vertikale Anregungen verfügt.

Die Konditionierung des Fahrzeugs erfolgt zu Beginn jedes Versuchsdurchgangs. Vor der jeweils ersten von 30 Versuchsfahrten wird der Reifeninnendruck auf $p_i = 3,2$ bar eingestellt¹⁹⁰. Da fahrzeugseitig insbesondere der Reifen als Übertragungsglied der Kräfte zwischen Fahrzeug und Fahrbahn fungiert, ist es notwendig dessen Eigenschaften zwischen den jeweiligen Versuchsdurchgängen beizubehalten. Alle Versuche werden mit Reifen des Typs Continental Sport Contact 2 gleichen Alters durchgeführt. Die Profilhöhe in der Mitte der Lauffläche wird als geeignet betrachtet, wenn mindestens 2/3 der Profilhöhe vorhanden ist und in der Mitte der äußeren Profilelemente eine Mindestprofiltiefe von 4 mm gemessen wird. Zu Beginn jedes Versuchsdurchgangs werden die Reifen zunächst auf einem Handlingparcours warmgefahren. Im Anschluss erfolgen

¹⁸⁸ Zum Zeitpunkt der Versuche haben das Fahrzeug und die Komponenten eine Gesamtfahrleistung von etwa 8.000 km.

¹⁸⁹ Durch die Verlegung der Prüfintervalle in den Spätnachmittag konnten im Versuchszeitraum die notwendigen 20 Versuchstage mit entsprechenden Versuchsbedingungen eingerichtet werden.

¹⁹⁰ Entgegen dem empfohlenen Reifeninnendruck bei maximaler Beanspruchung im gewöhnlichen Gebrauch von $p_i = 2,9$ bar, wird der Reifendruck zu $p_i = 3,2$ bar gewählt, um einen bei den Versuchen auftretenden hohen Flankenverschleiß zu verringern, der ohne eine Anpassung des Reifeninnendruckes einen Reifenwechsel vor jedem Versuchstag erfordert hätte.

drei Versuchsfahrten ohne Datenaufzeichnung zur Konditionierung, bevor der eigentliche Versuchsdurchgang startet. Nach Beendigung eines einzelnen Laufs folgt, nach einer Rundstrecke mit etwa 1,8 km Länge zum Ausgangspunkt, direkt der nächste Testlauf. Insbesondere bei Versuchen mit Bremsengriff wird die Rundstrecke mit minimalen Bremsengriffen durchfahren, um eine Kühlung der Bremsanlage zu ermöglichen und Einflüsse auf die Verzögerungsleistung durch Fading zu vermeiden. Da auch die Reifen bei starker Erwärmung ihre Eigenschaften ändern¹⁹¹, wird die Fahrt auf der Rundstrecke ebenfalls zur Stabilisierung der Reifentemperatur genutzt.

5.1 Ergebnisse der Versuche mit modifizierter Dämpferhärte, steiferer Aufbaufeder und Tieferlegung

Das Feder-/ Dämpfersystem des Referenzversuchsträgers wird nur einmal getauscht. Hierdurch teilt sich die Versuchsphase in zwei Abschnitte. Bei Versuchen zu einem Testlayout werden bei Fahrten mit dem Nachrüstfahrwerk an einem Versuchstag alle drei Dämpfereinstellungen gefahren.

Die Darstellung der Versuchsergebnisse ist nach den vier geprüften Konfigurationen gegliedert:

- Serie (Serienfahrwerk),
- Sport weich (Dämpferstufe 1 von 10),
- Sport mittel (Dämpferstufe 6 von 10) und
- Sport hart (Dämpferstufe 10 von 10).

Die Referenzversuche zu den Auswirkungen einer modifizierten Dämpferhärte werden zu den Manövern der transienten vertikaldynamischen Anregung bei stationärer Kurvenfahrt sowie zum doppelten Spurwechsel nach ISO 3888-1 und ISO 3888-2 durchgeführt.

5.1.1 Transiente vertikaldynamische Anregung bei stationärer Kurvenfahrt

Gemäß dem in Kapitel 3.4.1 vorgestellten Kennwert der mittleren approximierten Gierrate werden auch das auf die Ausgangsgierrate bezogene Maximum der Gierrate $\dot{\psi}$, die laterale Kursabweichung bezogen auf die Trajektorie ohne vertikaldynamische Anregung und der maximale Schwimmwinkel β_{max} ausgewertet.

¹⁹¹ Vgl.: Sagan (2003): Zur Beurteilung von Fahreigenschaften in fahrdynamischen Testfahrten, S.345

Rampe, 20 m Radius, 40 km/h

Im Referenzszenario zur Feldstudie wird die in Kapitel 3.3.1 beschriebene Rampe ausgehend von einer stationären Kreisfahrt mit 20 m Radius, einer Geschwindigkeit von 40 km/h und bei konstantem Lenkwinkel überfahren. Nach dem Überfahren der Rampe erfolgt keine Änderung der Fahrereingabe.

Während bei den Durchgängen mit Serienfahrwerk im Vergleich zur Einstellung „Sport weich“ keine statistisch signifikant unterschiedlichen Kennwerte der mittleren approximierten Gierrate $\hat{\psi}_{0,5s}$ ermittelt werden, sinkt der Kennwert höchst signifikant und ordnungstreu mit steigender Dämpferhärte (Abbildung 5.1). Infolge der Längsgeschwindigkeit von 40 km/h werden keine Effekte mit Einfluss auf die Sicherheit festgestellt. Werte, die diesbezüglich als kritisch angesehen werden liegen bei etwa 10 %/s¹⁹² und treten erst bei erheblich höheren Querbeschleunigungen auf.

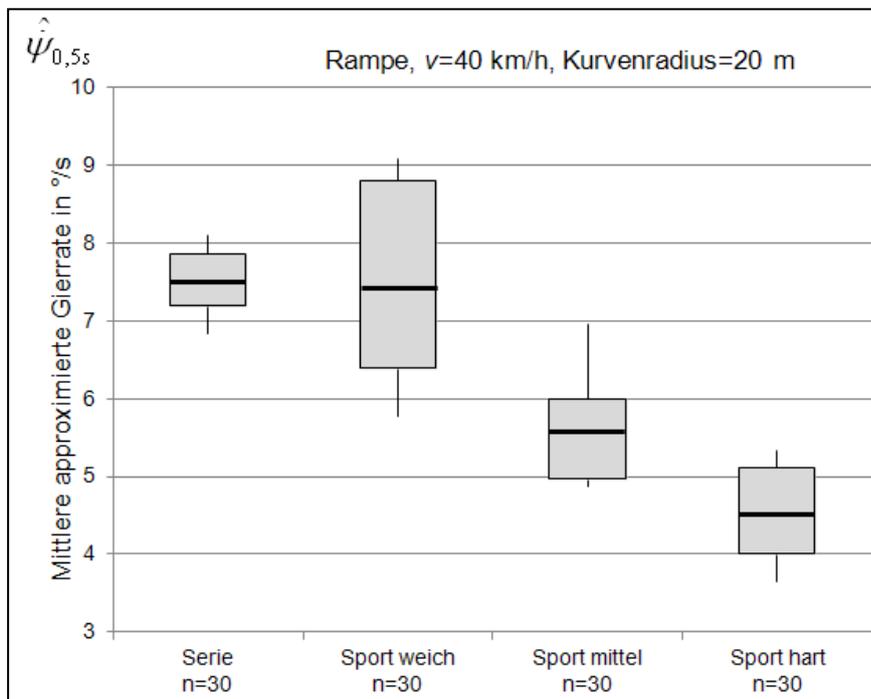


Abbildung 5.1: Mittlere approximierte Gierratendifferenz, 0,5 s nach einer transienten vertikalen Anregung durch eine Rampe (stationäre Kreisfahrt mit 40 km/h bei 20 m Radius)

Sinusschwelle, 50 m Radius, 64 km/h

Mit dem Nachrüstfahrwerk ergibt sich im Vergleich zum serienmäßigen Fahrwerk ein höchst signifikanter Anstieg von $\hat{\psi}_{0,5s}$. Eine ordnungstreu Abhängigkeit von der Dämpfungshärte besteht jedoch nicht (Abbildung 5.2).

¹⁹² Die Festlegung der Grenzwerte basiert auf den in Kapitel 3.4.1 durchgeführten Untersuchungen.

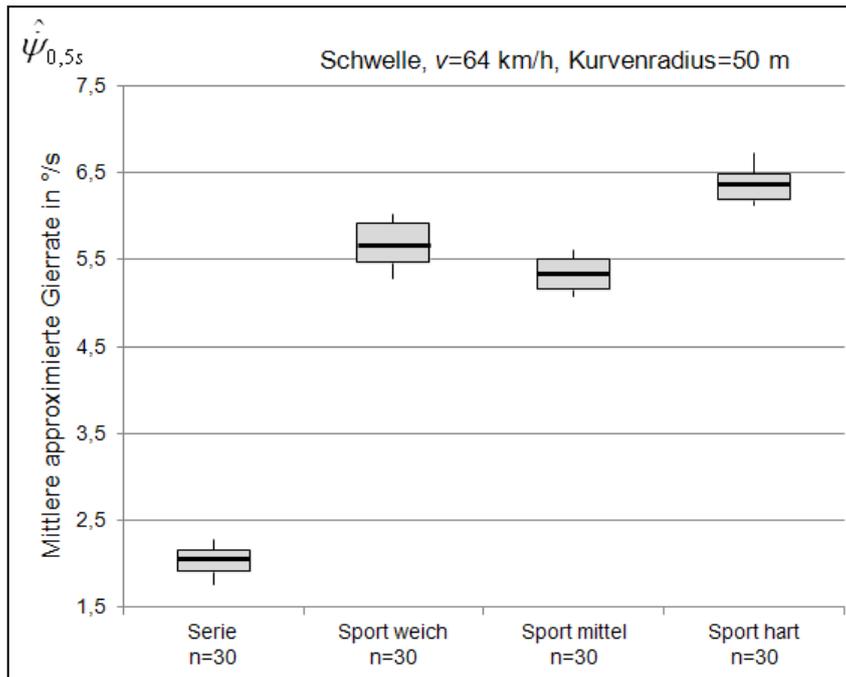


Abbildung 5.2: Mittlere approximierete Gierratendifferenz, 0,5 s nach einer transienten vertikalen Anregung durch eine Sinusschwelle (stationäre Kreisfahrt mit 64 km/h bei 50 m Radius)

Die Auswertung der weiteren Kennwerte (Tabelle 5.1) ergibt für das Sportfahrwerk ebenso höhere Werte für die normierte Gierratendifferenz $\Delta\dot{\psi}$ und der lateralen Kursabweichung. Der maximale Schwimmwinkel ist bei den Versuchen mit dem Serienfahrwerk signifikant höher als bei den Fahrten mit Nachrüstfahrwerk.

Mit Ausnahme eines höchst signifikanten und ordnungstreuen Anstiegs der normierten Gierratendifferenz lässt sich bei den weiteren Kennwerten keine einheitliche Tendenz infolge der geänderten Dämpferhärte feststellen¹⁹³.

Tabelle 5.1: Versuchsergebnisse bei transienter vertikaldynamischer Anregung durch eine Sinusschwelle bei stationärer Kreisfahrt mit 64 km/h bei 50 m Radius

Sinusschwelle, 50 m Radius, 64 km/h				
Parameter	Änderung Serie zu Sport weich		Tendenz Sport weich - mittel - hart	
$\dot{\psi}_{0,5s}$	↗	***	↘	** ***
$\Delta\dot{\psi}$	↗	***	↗	*** ***
lat. Versatz	↗	***	↗	⊗ ***
β_{max}	↘	***	↘	*** ***

¹⁹³ Die Graphen zu den Verläufen der weiteren Kennwerte befinden sich im Anhang A4.

Sinusschwelle, 100 m Radius, 90 km/h

Wird der Radius bei ansonsten gleichen Versuchsbedingungen auf 100 m verdoppelt und die Geschwindigkeit so angepasst, dass die Querschleunigung konstant bleibt, weisen die Werte für $\Delta\dot{\psi}$ bei ähnlicher signifikanter und ordnungstreuere Steigung mit steigender Dämpferhärte höhere Absolutwerte auf (Tabelle 5.2). Im Vergleich zur Serie steigert sich $\Delta\dot{\psi}$ mit der weichen Kennlinie des Sportfahrwerks statistisch höchst signifikant um etwa 63 %.

Ebenso steigt die mittlere approximierte Gierrate nach einer halben Sekunde $\dot{\psi}_{0,5s}$ im Vergleich zwischen Serienfahrwerk und Sportfahrwerk höchst signifikant an. Ebenso wie bereits bei der Überfahrt der Schwelle im 50 m Kreis, ist keine ordnungstreuere Abhängigkeit von der Dämpferhärte feststellbar (Abbildung 5.3). Die ermittelten Werte für $\dot{\psi}_{0,5s}$ liegen unterhalb des bei 90 km/h als kritisch ermittelten Wertes von 6 °/s.

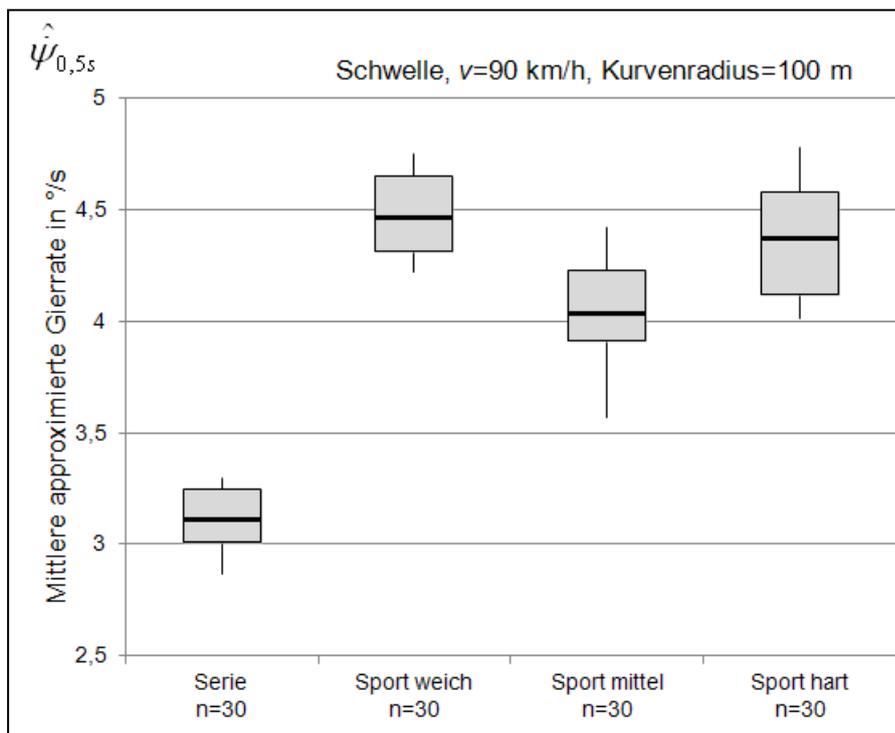
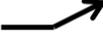


Abbildung 5.3: Mittlere approximierte Gierratendifferenz, 0,5 s nach einer transienten vertikalen Anregung durch eine Sinusschwelle (stationäre Kreisfahrt mit 90 km/h bei 100 m Radius)

Der Lateralversatz ist, verglichen mit dem Manöver bei geringerer Geschwindigkeit, ebenfalls höher, ändert sich jedoch nur geringfügig, sodass auch hier keine laterale Abweichung von über 0,5 m innerhalb einer Sekunde nach der Stimulation eintritt. Ähnlich zum vorherigen Versuch, ist der maximale Schwimmwinkel mit dem Nachrüstfahrwerk höchst signifikant niedriger als mit dem Serienfahrwerk. Zwischen den einzelnen Dämpfereinstellungen des Sportfahrwerks lassen sich mit Ausnahme der Gierratendifferenz keine klaren Tendenzen erkennen.

Tabelle 5.2: Versuchsergebnisse bei transienter vertikaldynamischer Anregung durch eine Sinusschwelle bei stationärer Kreisfahrt mit 90 km/h bei 100 m Radius

Sinusschwelle, 100 m Radius, 90 km/h				
Parameter	Änderung Serie zu Sport weich		Tendenz Sport weich - mittel - hart	
$\dot{\psi}_{0,5s}$		***		*** **
$\Delta\dot{\psi}$		***		*** ***
lat. Versatz		***		 ***
β_{\max}		***		*** 

Brett, 50 m Radius, 64 km/h

Wird anstelle der Sinusschwelle ein Holzbrett als vertikaldynamische Anregung verwendet, erhält die Anregung höhere Frequenzanteile. Für das Kriterium $\Delta\dot{\psi}$ ergeben sich mit dem Sportfahrwerk höchst signifikant niedrigere Werte im Vergleich zu den Dämpfereinstellungen des Serienfahrwerks. Dabei liegt der Wert für $\Delta\dot{\psi}$ mit dem Serienfahrwerk um etwa 45 % höher als mit der weichen Kennlinie des Nachrüstfahrwerks. Es besteht weiter ein ordnungstreuer Zusammenhang von $\Delta\dot{\psi}$ und dem Maß der Aufbaudämpfung. Von der weichen zur harten Kennlinie des Nachrüstfahrwerks vergrößert sich $\Delta\dot{\psi}$ um etwa 14 %.

Die mittlere approximierete Gierrate $\dot{\psi}_{0,5s}$ weist höchst signifikante Unterschiede zwischen den beiden Fahrwerken auf. Mit dem Serienfahrwerk ist der Wert hierbei im Mittel um mindestens 0,5 %/s höher als mit den anderen Konfigurationen. Zwischen den Werten mit verschiedenen Dämpferstufen besteht jedoch kein ordnungstreuer Zusammenhang (Abbildung 5.4). Ebenso sind die Maximalwerte unkritisch hinsichtlich der Stabilität des Fahrzeugs.

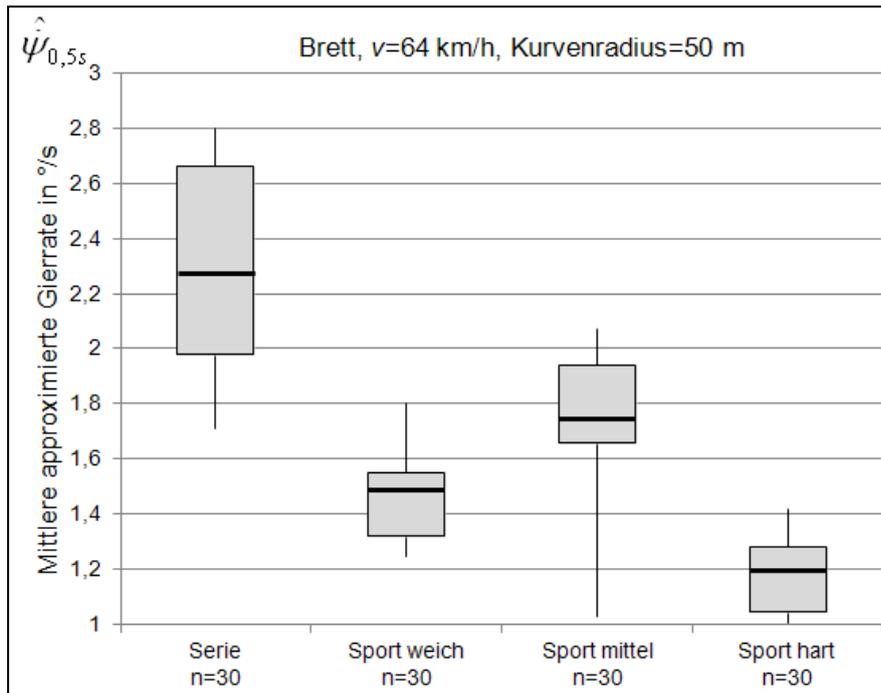


Abbildung 5.4: Mittlere approximierte Gierratendifferenz, 0,5 s nach einer transienten vertikalen Anregung durch ein Brett (stationäre Kreisfahrt mit 64 km/h bei 50 m Radius)

Der Lateralversatz Δs ist für alle Konfigurationen positiv, d.h. das Fahrzeug weicht von der idealen Kurvenbahn in Richtung kurvenaußen ab. Ein signifikanter Unterschied zwischen der Kursabweichung der Serien- zu den Verstellfahrwerkkonfigurationen kann trotz einer deutlichen Differenz der Mittelwerte statistisch nicht nachgewiesen werden. Der Schwimmwinkel des Versuchsträgers weist im Vergleich Serienfahrzeug zu getuntem Fahrzeug ebenfalls keine signifikanten Unterschiede auf, sodass zusammengefasst eine Steigerung der fahrdynamischen Sicherheit in diesem Prüflayout durch das Sportfahrwerk mit weicher Dämpferkennlinie zu erwarten ist.

Tabelle 5.3: Versuchsergebnisse bei transienter vertikaldynamischer Anregung durch ein Holzbrett bei stationärer Kreisfahrt mit 64 km/h bei 50 m Radius

Brett, 50 m Radius, 64 km/h				
Parameter	Änderung Serie zu Sport weich		Tendenz Sport weich - mittel - hart	
$\hat{\psi}_{0,5s}$	↘	***	↘	*** ***
$\Delta \hat{\psi}$	↘	***	↗	*** ***
lat. Versatz	→	⊗	↗	** ***
β_{max}	→	⊗	↘	*** ***

Brett, 100 m Radius, 90 km/h

Wie bei den Versuchen mit Bretthindernis im 50 m Kreis sind auch im 100 m Radius die Werte für $\Delta\dot{\psi}$ mit dem modifizierten Fahrwerk höchst signifikant niedriger als mit dem Serienfahrwerk. Dabei verringert sich $\Delta\dot{\psi}$ im Durchschnitt um etwa 12 %.

Für die mittlere approximierte Gierratendifferenz $\dot{\psi}_{0,5s}$ ergeben sich mit dem Sportfahrwerk höhere Werte, die Gierratendifferenz eine halbe Sekunde nach Anregung ist mit weicher und harter Dämpfereinstellung des Sportfahrwerks signifikant höher als mit dem ursprünglichen Fahrwerk. Bei der harten und weichen Kennlinie steigt $\dot{\psi}_{0,5s}$ hierbei um etwa 16 % (etwa 0,6 °/s). Zwischen dem Serienfahrwerk und dem Nachrüstfahrwerk bei mittlerer Dämpferhärte ist jedoch kein hoch signifikanter Unterschied nachweisbar, es liegt kein ordnungstreuer Zusammenhang mit der Dämpfung vor (Abbildung 5.5).

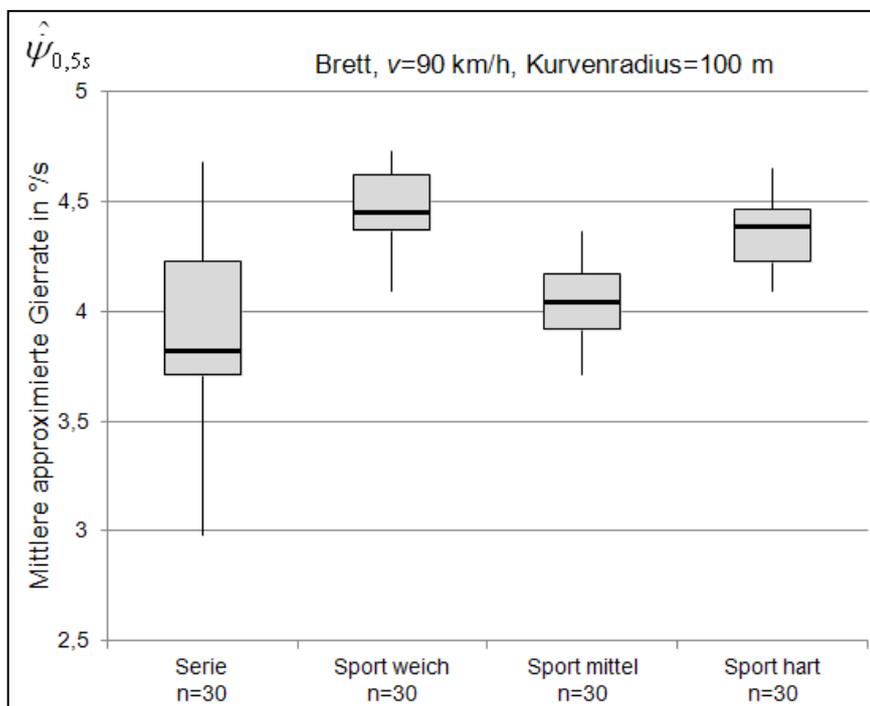


Abbildung 5.5: Mittlere approximierte Gierratendifferenz, 0,5 s nach einer transienten vertikalen Anregung durch ein Brett (stationäre Kreisfahrt mit 90 km/h bei 100 m Radius)

Der gemessene Lateralversatz ist mit dem Nachrüstfahrwerk geringer als mit dem Serienfahrwerk. Ebenso verhält sich der Schwimmwinkel, der mit steigender Dämpferhärte ordnungstreu abnimmt. Alle ermittelten Werte im Szenario zeigen sich als unbedenklich hinsichtlich Effekten mit Einfluss auf die fahrdynamische Sicherheit.

Tabelle 5.4: Versuchsergebnisse bei transienter vertikaldynamischer Anregung durch ein Holzbrett bei stationärer Kreisfahrt mit 90 km/h bei 100 m Radius

Brett, 100 m Radius, 90 km/h			
Parameter	Änderung Serie zu Sport weich	Tendenz Sport weich - mittel - hart	
$\dot{\psi}_{0,5s}$	↗ ***	↘	*** ***
$\Delta\psi$	↘ ***	↘	** ***
lat. Versatz	↘ ***	↗	** ⊗
β_{max}	↘ ***	↘	*** ⊗

Senke, 100 m Radius, 90 km/h

Neben den Kreisfahrtversuchen mit Vertikalanregung durch Erhebungen auf ebener Fahrbahn werden auch Versuche an einer auf dem Testgelände vorhandenen Senke durchgeführt. Diese befindet sich am Ende einer Kreisbahn mit 100 m Radius.

Für $\Delta\dot{\psi}$ ergeben sich wie bereits bei den vorherigen Anregungen höchst signifikante Unterschiede zwischen den Werten mit Serienfahrwerk und denen des Sportfahrwerks. Für $\dot{\psi}_{0,5s}$ sind die Werte mit dem modifizierten Fahrwerk ebenfalls höchst signifikant höher als mit dem Serienfahrwerk. (Abbildung 5.6).

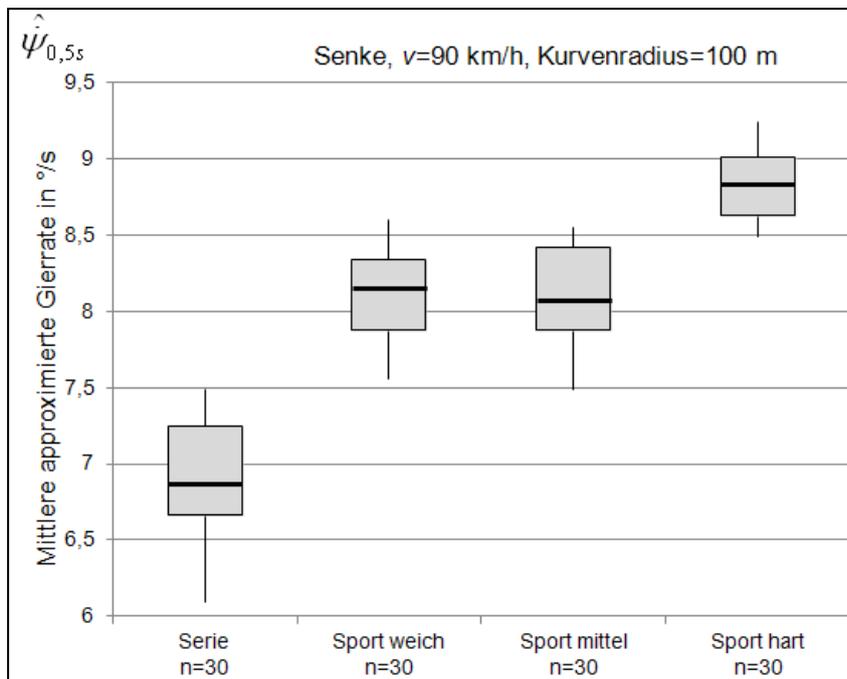
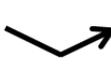
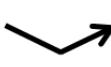
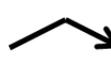


Abbildung 5.6: Mittlere approximierter Gierratendifferenz, 0,5 s nach einer transienten vertikalen Anregung durch eine Senke (stationäre Kreisfahrt mit 90 km/h bei 100 m Radius)

Im Gegensatz zu den übrigen Anregungsarten werden mit der Senke Werte der mittleren approximierten Gierrate nach einer halben Sekunde erreicht, die mit deaktivierten Fahrdynamikregelsystemen bereits einen Eingriff des ESC-Systems zur Folge hätten, jedoch auch für Normalfahrer beherrschbar sind, da sich das Fahrzeug trotz deaktivierter ESC selbst stabilisiert. Bei aktivierter ESC stellt sich sowohl für das Serienfahrzeug als auch für die modifizierten Varianten ein $\dot{\psi}_{0,5s}$ unterhalb der Grenze von 6 °/s ein.

Sowohl der Lateralversatz als auch der maximale Schwimmwinkel sinken mit der Umstellung auf das Sportfahrwerk. Ein ordnungstreu Verhalten bei der Erhöhung der Dämpferhärte zeichnet sich jedoch nicht ab.

Tabelle 5.5: Versuchsergebnisse bei transienter vertikaldynamischer Anregung durch eine Senke bei stationärer Kreisfahrt mit 90 km/h bei 100 m Radius

Senke, 100 m Radius, 90 km/h				
Parameter	Änderung Serie zu Sport weich		Tendenz Sport weich - mittel - hart	
$\dot{\psi}_{0,5s}$		***		 ***
$\Delta\psi$		***		** ***
lat. Versatz		***		*** ***
β_{max}		***		** ***

Zwischenfazit transiente vertikaldynamische Anregung

Die Auswirkungen durch den Umbau wirken sich abhängig von Anregungsart und -frequenz unterschiedlich aus. Bezüglich der Werte der mittleren approximierten Gierrate des serienmäßigen Fahrwerks im Vergleich zum Sportfahrwerk mit weicher Dämpfereinstellung lassen sich mit Ausnahme von zwei Versuchslayouts ausschließlich statistisch höchst signifikante Anstiege des Kennwerts nachweisen. Eine klare Tendenz hinsichtlich des Einflusses der Dämpferhärte ist nicht erkennbar (Tabelle 5.6). Demgegenüber weist das modifizierte Fahrzeug mit weicher Dämpferkennlinie bei allen Versuchen einen gleichbleibenden oder geringeren maximalen Schwimmwinkel auf (Tabelle 5.7).

Tabelle 5.6: Zusammenfassung der Ergebnisse des Parameters der mittleren approximierten Gierrate nach einer halben Sekunde bei transienter vertikaldynamischer Anregung bei stationärer Kreisfahrt

[f]= Hz	[v]= km/h	Anregungs- form	Änderung Serie zu Sport weich		Tendenz Sport weich - mittel - hart		
2	90	Senke		***			***
7	64	Sinus		***		**	***
8	40	Rampe				***	***
10	90	Sinus		***		***	**
60	64	Brett		***		***	***
83	90	Brett		***		***	***

Während der Versuche ist kein Falsifizierungskriterium der Nullhypothese bestätigt worden. Somit treten bei dem Layout der transienten vertikaldynamischen Anregungen bei stationärer Kreisfahrt keine Effekte auf, die als fahrdynamisch kritisch einzuordnen sind.

Tabelle 5.7: Zusammenfassung der Ergebnisse bei transienter vertikaldynamischer Anregung bei stationärer Kreisfahrt, Veränderung nach Umrüstung vom Serienfahrwerk auf das modifizierte Fahrwerk mit weicher Dämpferkennlinie

Parameter	Sinus, 50 m Radius 64 km/h	Sinus, 100 m Radius 90 km/h	Brett, 50 m Radius 64 km/h	Brett, 100 m Radius 90 km/h	Senke, 100 m Radius 90 km/h
$\psi_{0,5s}$	***	***	***	***	***
$\Delta\psi$	***	***	***	***	***
lat. Versatz	***	***		***	***
β_{max}	***	***		***	***

5.1.2 Doppelter Spurwechsel nach ISO 3888-1

Die Auswertung der Ergebnisse der Feldstudie ergibt eine signifikante Reduktion des Zeitverzugs zwischen Lenkradwinkeleingabe und Gierreaktion für Fahrzeuge mit modi-

fizierten Fahrwerken im doppelten Spurwechsel nach ISO 3888-2. Der Kennwert der maximalen Gierrate als Kriterium für die Sensitivität auf Störungen wird jedoch maßgeblich durch die Lenkstrategie der Fahrer beeinflusst. Strategien mit harmonischem Lenkradwinkelverlauf sind dabei erfolgreicher als solche mit einem Anreißen des Lenkrads. Mit dem Ziel der Ermittlung belastbarer Ergebnisse, werden alle Referenzversuche vom gleichen Fahrer mit der gleichen Lenkstrategie durchgeführt.

Ähnlich zum Vorgehen in der Feldstudie wird daher das querdynamische Übertragungsverhalten bei Versuchen zum doppelten Spurwechsel beurteilt. Neben dem bereits in der Voruntersuchung gefahrenen Test nach ISO 3888-2, wird zusätzlich das Layout nach ISO 3888-1 verwendet, um den Geschwindigkeitsbereich bis zur Landstraßengeschwindigkeit abzudecken.

Während sich bei den Ergebnissen der Nachuntersuchung im langsameren Manöver keine klare Tendenz erkennen lässt, so weist die harte Einstellung des Feder-/ Dämpfersystems beim doppelten Spurwechsel nach ISO 3888-1 signifikant niedrigere Werte der Verzugszeit von der Lenkradwinkeleingabe zum Aufbau der Gierrate (Abbildung 5.7) und beim Maximum der Gierrate (Abbildung 5.8) auf. Das modifizierte Fahrzeug reagiert somit weniger sensitiv auf Störungen und bietet eine höhere Kontrollierbarkeit durch ein direktes Ansprechverhalten im fahrdynamischen Grenzbereich.

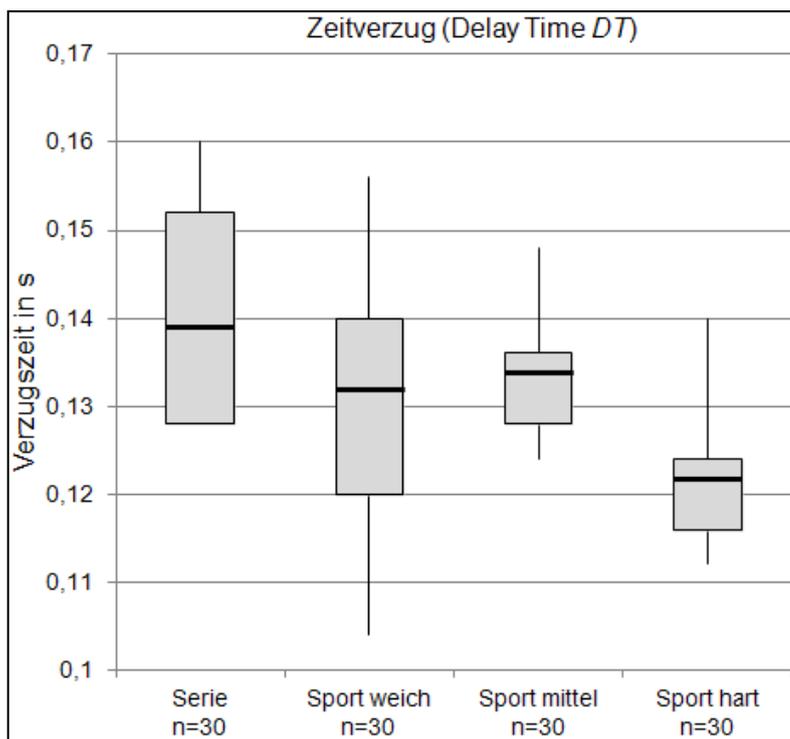


Abbildung 5.7: Verzugszeit beim doppeltem Spurwechsel nach ISO 3888-1 mit $v_{Eingang}=110$ km/h

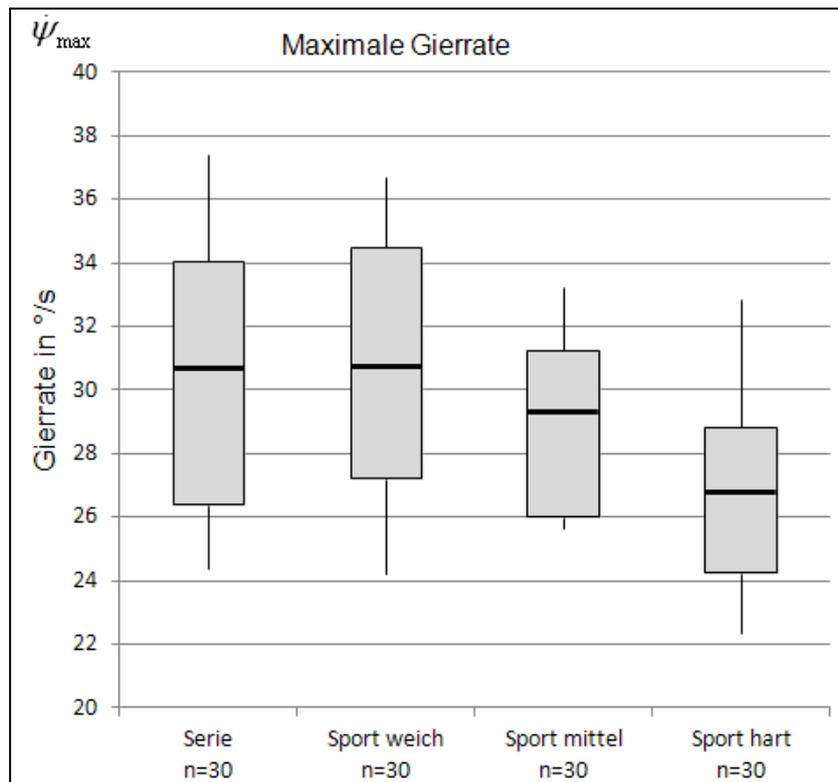


Abbildung 5.8: Maximale Gierrate bei doppeltem Spurwechsel nach ISO 3888-1 mit $v_{\text{Eingang}}=110$ km/h

Zwischenfazit zu ISO 3888-1

Gemäß der analytischen Herleitung der fahrdynamischen Auswirkungen von Fahrwerk-tuningmaßnahmen bei querdynamischen Manövern, weist das modifizierte Fahrwerk eine hoch signifikant geringere Verzugszeit von der Lenkradwinkleingabe zur Fahrzeugreaktion auf. Dieses Verhalten ist maßgeblich durch reduzierte Aufbaubewegungen und dadurch reduzierte Radlastschwankungen begründet (Kapitel 3.1.1).

Das Wankmoment wird durch die relativ zur Vorderachse höhere Zunahme der Dämpferhärte an der Hinterachse tendenziell stärker über die Hinterachse abgestützt, wodurch das Übertragungspotential für Kräfte an der Hinterachse sinkt und das Fahrzeug zum Übersteuern neigt. Dem untersteuernden Effekt der unterschiedlichen Zunahme der Federsteifigkeiten (vgl. Kapitel 3.6) wird damit entgegengewirkt. Hierdurch erklärt sich die Stagnation der maximalen Gierrate des weichen Sportdämpfers gegenüber dem Seriendämpfer. Bei den beiden härteren Dämpfereinstellungen des Sportfahrwerks wird dieser Effekt durch eine weitere deutliche Reduktion der Aufbaubewegungen überkompensiert.

5.2 Ergebnisse der Versuche mit Spurverbreiterung

Aus der analytischen Herleitung der fahrdynamischen Einflüsse durch Spurverbreiterungen sind insbesondere die μ -split Bremsung und die kombinierte längs- und querdy-
namische Anregung (durch Kurvenbremsung) als zu prüfende Lastfälle identifiziert worden. Die Versuche mit Spurverbreiterungen werden zunächst mit dem serienmäßigen Feder-/ Dämpfersystem durchgeführt. Durch die Möglichkeit der Montage einzelner Spurverbreiterungen auf dem Testgelände, werden die verschiedenen Durchgänge eines Layouts an jeweils einem Testtag durchgeführt.

Neben verschiedenen Stufen der Spurverbreiterung wird der Einfluss der Beladung, vom unbeladenen Zustand bis zum zulässigen Gesamtgewicht, geprüft.

5.2.1 Bremsen in der Kurve mit stationärem Lenkradwinkel

Im Rahmen der Untersuchung werden Kurvenbremsmanöver in Kurven mit 50 m und 100 m Radius im ABS-Regelbereich durchgeführt. Der Nullpunkt des Zeitverlaufs wird jeweils durch das Anliegen einer Verzögerung von 5 m/s^2 definiert.

Bremsung aus stationärer Kurvenfahrt

Auswirkungen auf den Lateralversatz als Maßstab für die Sensitivität auf Störungen ergeben bei Variation der Distanzscheibenbreite kein eindeutiges Verhalten (Abbildung 5.9).

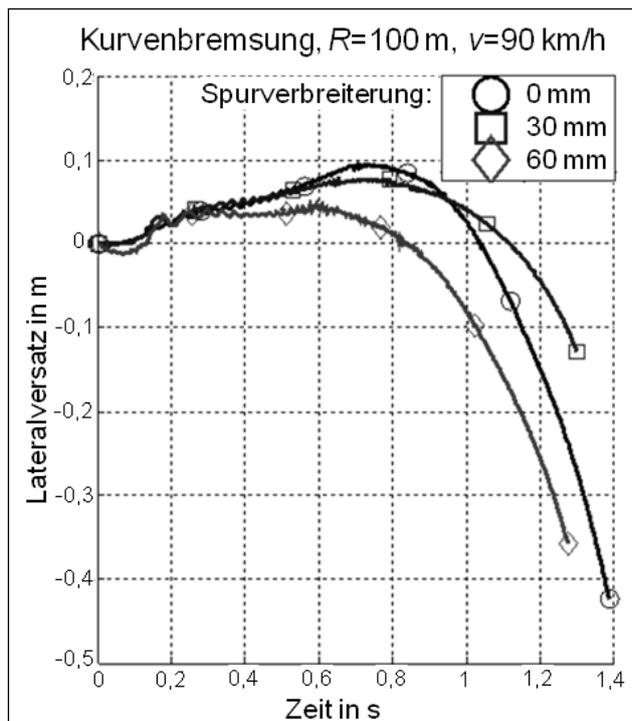


Abbildung 5.9: Lateralversatz bei Kurvenbremsmanöver im 100 m Radius mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 90 km/h

Ist am Fahrzeug eine noch zulassungskonforme Spurverbreiterung von 30 mm pro Achse montiert, führt dies ebenso wie beim Serienfahrzeug zum Eindrehen des Fahrzeugs in Richtung Krümmungsmittelpunkt während der Bremsung. Hierbei ist der maximale Lateralversatz im Vergleich zum nicht modifizierten Fahrzeug ebenso geringer, wie der Versatz nach einer Sekunde. Bei einer Verbreiterung um 60 mm tritt ein umgekehrtes Verhalten auf. Das Fahrzeug wird noch weiter in Richtung Kurvenaußen versetzt als dies beim Vergleichsversuch ohne Distanzscheiben der Fall ist. Diese hoch signifikanten Auswirkungen lassen jedoch keinen Rückschluss auf die allgemeine Tendenz der Auswirkungen von Spurverbreiterung hinsichtlich der Bewertungsgröße zu. Vielmehr weist das Fahrzeug eine möglicherweise durch die Gierrmomenten-Aufbauverzögerung verursachte Schwingung der Gierrate auf. Dieser Effekt wird auch bei der Durchführung der Versuche im maximalen Beladungszustand beobachtet (Abbildung 5.10).

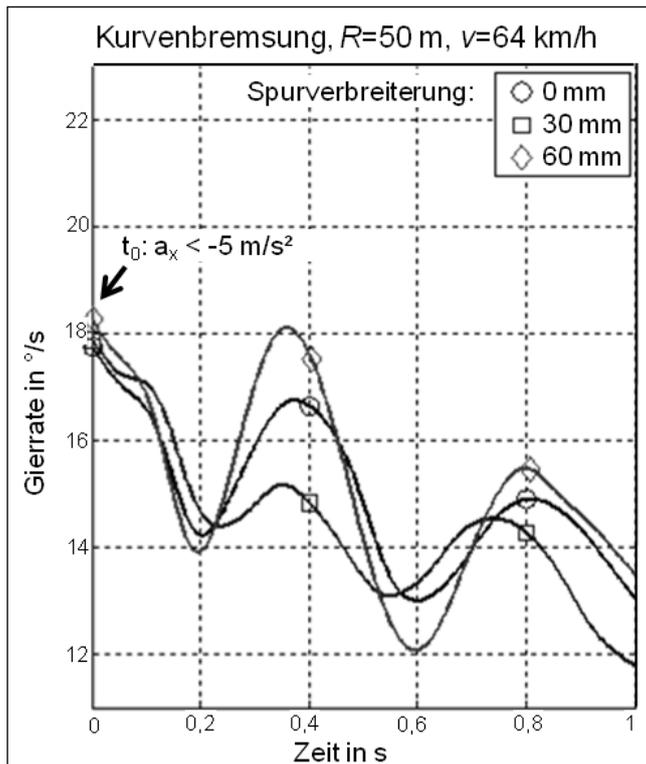


Abbildung 5.10: Schwingung der Gierrate beim Kurvenbremsmanöver im 50 m Radius mit maximaler Zuladung und einer Ausgangsgeschwindigkeit von 64 km/h

Der Aufbau der Längsverzögerung wird ebenfalls durch die Schwingung der Gierrate beeinflusst. Der Referenz-Versuchsträger mit Serienfahrwerk (Abbildung 5.11) erreicht das Maximum der Verzögerung zu einem signifikant späteren Zeitpunkt als das Untersuchungswerkzeug mit Sportfahrwerk (Abbildung 5.12). Die Spurverbreiterung wirkt sich hier positiv auf die maximal erzielbare Verzögerung aus.

Bei den Versuchen mit Serienfahrwerk wird die maximale Verzögerung erst nach etwa 0,6 Sekunden erreicht. Demgegenüber erreicht das modifizierte Fahrzeug ähnliche Werte bereits nach etwa 0,2 Sekunden.

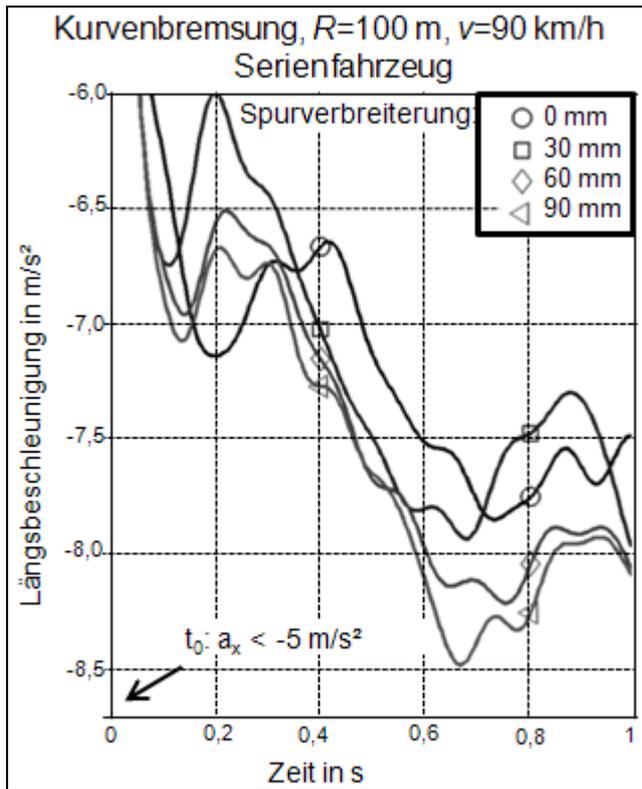


Abbildung 5.11: Verzögerung beim Kurvenbremsmanöver im 100 m Radius mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 90 km/h, Serienfahrzeug

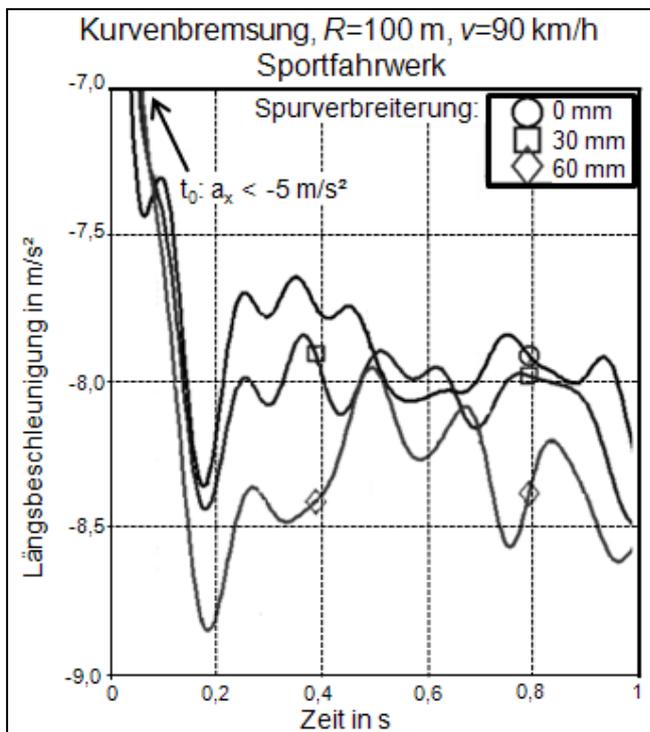


Abbildung 5.12: Verzögerung beim Kurvenbremsmanöver im 100 m Radius mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 90 km/h, Sportfahrzeug mit harter Dämpfereinstellung

Somit treten auch bei diesem Manöver keine Zustände auf, die zu einer Falsifikation der Nullhypothese führen.

5.2.2 μ -split-Bremmung

Entgegen den Auswirkungen von Spurverbreiterungen beim Bremsen in der Kurve, bewirken große Spurverbreiterungen bei μ -split-Bremmungen signifikant und ordnungstreu geringere mittlere Verzögerungswerte (Abbildung 5.13). Die Bremsversuche werden hierbei mit aktivem ABS und deaktivierter ESC durchgeführt.

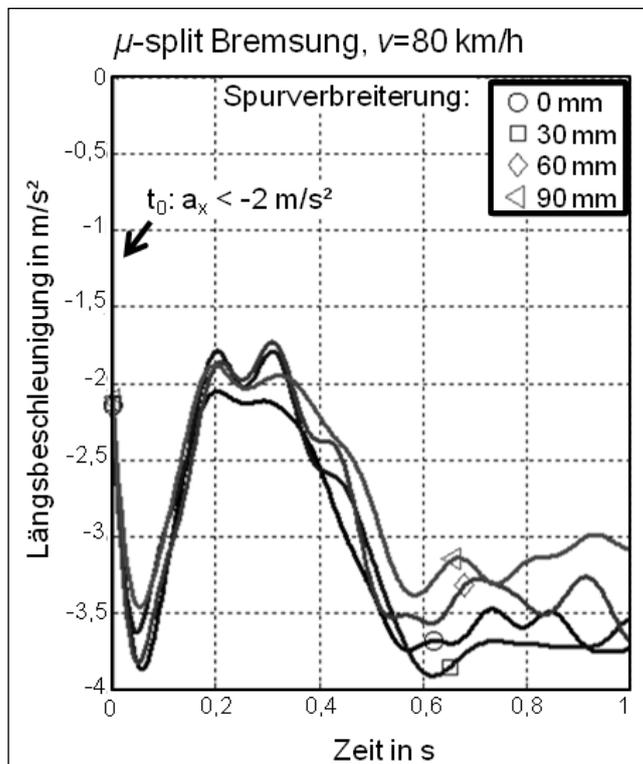


Abbildung 5.13: Einfluss von Spurverbreiterungen auf die Verzögerung bei μ -split Bremsung mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 80 km/h

Da Spurverbreiterungen von mehr als 2% der Spurweite jedoch nicht ohne gesondertes Gutachten eingesetzt werden dürfen und im vorliegenden Referenzfahrzeug nicht zulassungskonform sind, werden zur Beurteilung der Falsifikationskriterien ausschließlich das Serienfahrzeug und das Fahrzeug mit einer Spurverbreiterung von 30 mm verglichen. Hierbei ergibt sich kein signifikanter Unterschied bei der mittleren Verzögerung.

Der Lateralversatz steigt signifikant und ordnungstreu mit steigenden Maßen der Spurverbreiterung (Abbildung 5.14). Als kritisch wird hierbei ein Lateralversatz von über 0,5 m innerhalb einer Sekunde nach Manövereinleitung betrachtet¹⁹⁴.

¹⁹⁴ Vgl. Kapitel 1.3.2

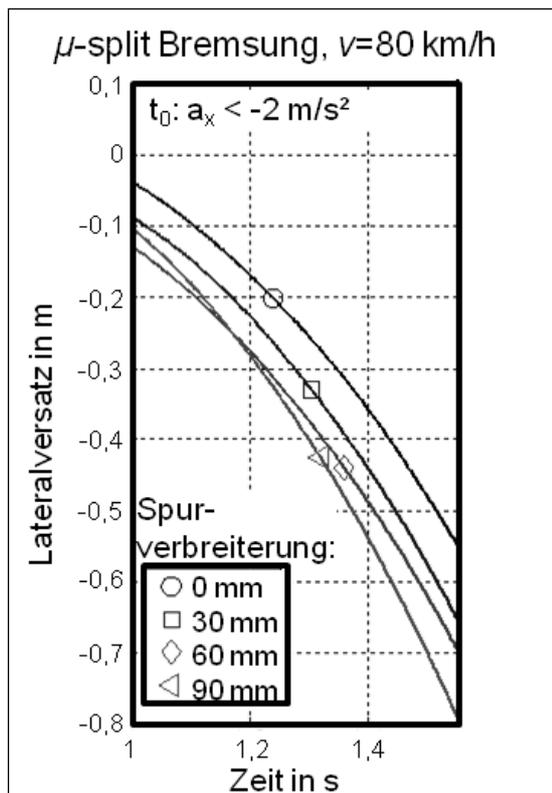


Abbildung 5.14: Einfluss von Spurverbreiterungen auf den Lateralversatz bei μ -split Bremsung mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 80 km/h

Kritische Werte des Lateralversatzes werden bei keiner der ausgeführten Spurverbreiterungen vor Ablauf einer Reaktionszeit von einer Sekunde erreicht.

Fazit zum μ -split Bremsverhalten von Fahrzeugen mit Spurverbreiterung

Die mittlere Zeit bis zur Überschreitung der fiktiven Fahrstreifengrenze beträgt beim Serienfahrzeug 1,5 s bei ca. 62 km/h und mit maximaler Spurverbreiterung 1,4 s bei ca. 66 km/h. Die Versuche mit Spurverbreiterungen decken sich mit den zuvor theoretisch ermittelten Annahmen, werden jedoch nicht als sicherheitskritisch eingestuft, da die Zeit bis zum Verlassen der fiktiven Fahrstreifengrenze über der angenommenen Reaktionszeit von einer Sekunde liegt. Im Bereich der zulassungskonformen Spurverbreiterung von 30 mm wird ebenso kein signifikanter Anstieg des Bremswegs ermittelt. Demnach kann die Nullhypothese auch für die Versuche mit Spurverbreiterungen nicht falsifiziert werden.

Der Referenzversuchsträger verfügt eine Elektromechanische Servolenkung (EPS), deren Regelung Störmomente kompensiert. Ein solches System entspricht dem heutigen Stand der Technik, ist jedoch nach dem Black-Box Prinzip aufgebaut, sodass die Umsetzung des Reglers nicht eingesehen werden kann. In keinem Fall erreichten die Lenkmomente Werte die als kritisch zu beurteilen sind.

6 Fazit und Ausblick

Ausgangslage

Amtlich anerkannte Sachverständige oder Prüfer (aaSoP) können bei der Beurteilung von Fahrwerkuningmaßnahmen nicht auf die kinematischen Eigenschaften der verbauten Teile zurückgreifen. Zur Beurteilung der Fahrzeuge stehen ihnen:

- statische Prüfverfahren zur kinematischen Freigängigkeit der Baugruppen,
- Angaben zur Bauteilfestigkeit durch das Teilegutachten bzw. die Bauteilgenehmigung,
- dynamische Verfahren im niedrigen Geschwindigkeitsbereich und
- Testfahrten zur subjektiven Beurteilung

zur Verfügung. Die Ermittlung objektiver Kenngrößen der Fahrdynamik ist nicht vorgesehen, sodass der Sachverständige im Zweifelsfall nach eigenem Ermessen entscheidet.

Vorgesehene Testfahrten nach einem Merkblatt¹⁹⁵ beinhalten hierbei notwendige Voraussetzungen hinsichtlich verfügbarer Prüfstrecken, zum Vergleich bereitstehende Serienfahrzeuge und dem Beurteilungsvermögen der Sachverständigen, die zur vollständigen Beurteilung notwendig sind. Eine umfassende Beurteilung der Modifikationen mit den heute verfügbaren Untersuchungsmethoden ist somit subjektiv und im Bezug auf die benötigten Ressourcen aufwändig. Wechselwirkungen mit Fahrdynamikregelsystemen werden nach dem heutigen Stand der Prüfungen nicht untersucht.

Schlussfolgerung

Infolge der Untersuchung zu Effekten mit Einfluss auf die fahrdynamische Sicherheit durch Fahrwerkmodifikationen werden keine Gefährdungswirkungen durch Fahrwerkmodifikationen nachgewiesen. Trotz der gezielten Suche nach möglichen Fahrsicherheitsbeeinträchtigungen und einer breiten Untersuchung von mehr als 100 unterschiedlich modifizierten Fahrzeugen und einem Referenzversuchsträger finden sich keine Anhaltspunkte, dass durch ein geändertes Zulassungsverfahren mit dynamischen Prüfungen die Fahrsicherheit verbessert werden kann. Die in Kapitel 1.3.1 vorgestellte Hypothese kann als weiterhin bewährt gelten.

¹⁹⁵ Verband der TÜV e.V. (VdTÜV): Merkblatt Kraftfahrwesen 751, 08.2008

Kritik

Trotz der Top-Down Entwicklungsmethodik können weitere Effekte auftreten, die im Rahmen der Studie nicht untersucht wurden. Solche können sich durch geänderte Rad-/Reifenkombinationen bzw. durch Winterreifen ergeben. Die Betrachtung der Auswirkungen ist in dieser Arbeit auf die Fahrdynamik fokussiert. Verschleißphänomene der Lager und Gelenke und Einflüsse auf die Konditionierung des Fahrers werden nicht betrachtet.

Im Fokus der vorliegenden Untersuchung stehen Fahrscenarien, die im Bereich der auf Landstraßen üblichen Geschwindigkeit liegen. Aussagen über das Fahrzeugverhalten bei höheren Geschwindigkeiten und folglich mit überlagerten aerodynamischen Effekten können infolge der Ergebnisse nicht getroffen werden. Es wird jedoch tendenziell eine ähnliche Ausprägung der Phänomene erwartet. Da solche Situationen mit hohen transienten vertikalen Anregungen bei hoher Querschleunigung auf deutschen Autobahnen nicht oder nur vereinzelt auftreten, wird das resultierende Risiko als gering eingeschätzt.

Die Auswahl der getesteten Fahrzeuge in der Feldstudie bildet eine breite Zusammensetzung. Neben unterschiedlichen Antriebskonzepten sind auch unterschiedliche Ausstattungsstufen bei Fahrdynamikregelsystemen und Lenkunterstützungssystemen vertreten. Der Referenzversuchsträger bildet eine spezifische Konfiguration hieraus. Die ermittelten Werte spiegeln die Ergebnisse der Feldstudie zwar wieder, fahrzeugspezifische Unterschiede treten dennoch auf. So verfügt der Referenzversuchsträger über einen permanenten Allradantrieb und ist mit einer EPS ausgestattet.

Ausblick

Bauteilorientierte Simulationsmodelle, beispielsweise Mehrkörpersimulationen, ermöglichen nach einer einmaligen Modellerstellung und –validierung eine prognosesichere Simulation. Variantenrechnungen mit unterschiedlichen Komponenten und Kinematiken lassen sich somit durchführen. Da die erforderlichen Eingangsdaten zur Sicherstellung der Prognosefähigkeit aus Geheimhaltungsgründen nur den jeweiligen Fahrzeugherstellern vollständig vorliegen, können nur diese Auswirkungen durch einzelne Maßnahmen mit vertretbarem Aufwand simulativ bestimmen.

Selbst validierte geschützte Blackbox-Modelle werden vermutlich nicht zur Verfügung gestellt werden, da Hersteller Risiken eingehen, ohne dass dafür ein entsprechender Gegenwert besteht. -.

7 Zusammenfassung

Genehmigungsverfahren für neue Fahrzeugtypen erfordern umfangreiche Versuche zur Gewährleistung der Sicherheit. Insbesondere junge Fahrzeughalter führen jedoch mitunter umfangreiche Modifikationen an ihren Fahrzeugen durch und verfolgen hiermit ein verbessertes optisches Erscheinungsbild oder ein sportlicheres Fahrverhalten.

Ziel dieser Arbeit ist die Beantwortung der Fragestellung, ob sich Fahrwerkuningmaßnahmen dabei negativ auf die Fahrsicherheit auswirken. Veröffentlichte Untersuchungen zu Fahrwerkmodifikationen befassen sich vorrangig mit dem Thema der Überschlagsicherheit bei höhergelegten SUV und adressieren somit nicht den deutschen Markt, in dem vorrangig Tieferlegungen durchgeführt werden.

Die häufigsten identifizierten Änderungen am Fahrwerk stellen Modifikationen des Feder-/ Dämpfersystems und Spurverbreiterungen dar. Bei Fahrwerkuningmaßnahmen werden:

- fahrzeugverursachte Störungen (wie beispielsweise dem Anschlagen an den Dämpferanschlag), die erstmals oder in weiteren Situationen auftreten,
- eine erhöhte Sensitivität auf Störungen und
- eine eingeschränkte Korrigierbarkeit von Störungen

für gesteigerte Gefährdungswirkungen zuständig gemacht. Insbesondere die erstgenannten kinematischen Einschränkungen werden im Rahmen von notwendigen Gutachten zu den Umbaumaßnahmen unter der Anwendung von statischen und einfachen dynamischen Prüfungen ausgeschlossen.

Mit dem Ziel der Untersuchung der weiteren Faktoren werden zunächst die auftretenden Lastfälle hinsichtlich längs- und querdynamischen Manövern, vertikaldynamischen Stimulationen und Umgebungsbedingungen modularisiert. Analytische Betrachtungen zu den Auswirkungen kinematischer Änderungen modifizierter Fahrzeuge führen mit der Kombination der einzelnen Bausteine zur Generierung der Versuchslayouts. Verschieden ausgeprägte Manöver innerhalb eines Versuchslayouts werden nach dem Worst-Case Prinzip in einem Referenzlastfall zusammengeführt. Ergebnis dieser, im Zusammenhang mit der Untersuchung von Auswirkungen durch Bauteilmodifikationen neuartigen Methode sind sieben Lastfälle. Von genormten Versuchen abweichende Versuchslayouts werden dann gewählt, wenn sich eine Steigerung der Versuchswirtschaft erzielen lässt.

Zur Beurteilung der fahrdynamischen Auswirkungen werden objektive und übertragbare Kennwerte definiert, welche die Falsifikationskriterien zur Nullhypothese direkt adressieren. Zur Ermittlung der Kennwerte wird eine Messtechnik konzipiert und gefertigt, die hinsichtlich Flexibilität und Montageaufwand optimiert ist.

Mit dem Ziel der Adressierung eines breiten Spektrums an Fahrzeugtypen und Modifikationsoptionen wird eine Feldstudie mit 102 unterschiedlichen Fahrzeugen zur Identifikation der kausalen Zusammenhänge der Auswirkungen durch Fahrwerkmodifikationen durchgeführt. Hierbei zeigen sich signifikante Unterschiede zwischen Serienfahrzeugen und Fahrzeugen mit singulären und kombinierten Tuningmaßnahmen hinsichtlich:

- der Sensitivität auf vertikale Anregungen bei Kurvenfahrt und auf Bremsmanöver bei Fahrbahnoberflächen mit unterschiedlichen Reibwerten sowie
- der Korrigierbarkeit von Störungen in Abhängigkeit des Zeitverzugs von der Lenkradwinkeleingabe zur Fahrzeugreaktion.

Zur weiteren Untersuchung der identifizierten Effekte unter Beibehaltung möglichst aller Randbedingungen, wird ein Vergleich der verschiedenen ausgeprägten Modifikationen an einem Versuchsträger durchgeführt. Mit den Erkenntnissen der Feldstudie erfolgt hierbei eine Anpassung der Versuchslayouts.

Bei einer gezielten Modifikation des Feder-/ Dämpfersystems im Referenzversuchsfahrzeug VW Golf V 2.0 FSI 4-Motion werden ausschließlich bei einer hohen niederfrequenten vertikaldynamischen Anregung bei stationärer Kreisfahrt mit deaktivierter Fahrdynamikregelung Auswirkungen durch Nachrüstfahrwerke gefunden, deren Gierratenverlauf in einem kritischen Bereich der Fahrdynamik einzustufen wären. Trotz der hohen identifizierten Kennwerte trat zu keinem Zeitpunkt ein Verlust der Fahrzeugkontrolle auf. Erst Spurverbreiterungen, die außerhalb des Zulassungsbereichs liegen, bewirken bei μ -split-Bremsungen signifikant geringere Verzögerungswerte und demgegenüber höhere Werte der lateralen Kursabweichung. Versuche zum Kurvenbremsverhalten ergeben sowohl mit steigender Spurweite als auch mit Nachrüstfahrwerken und mit der Kombination von Nachrüstfahrwerk und Spurverbreiterung signifikant und ordnungstreu steigende mittlere Längsverzögerungen.

Die vorliegende Arbeit stellt erstmals eine generelle Untersuchung der Fahrdynamik getunter Fahrzeuge dar. Weder in der Feldstudie noch mit dem Referenzversuchsfahrzeug zeigten sich Effekte auf die fahrdynamische Sicherheit durch Fahrzeugtuning, die nahelegen das derzeit gültige Zulassungsverfahren anzupassen.

Anhang

A1 Nachweis der statistischen Signifikanz

Statistisch belastbare Nachweise von Unterschieden der Mittelwerte zweier normalverteilter Stichproben¹⁹⁶ erfordern eine definierte Anzahl von Versuchswiederholungen, deren Anzahl anhand eines t-Tests mit Annahmen für die Standardabweichungen beider Stichproben ermittelt wird¹⁹⁷.

Mit den getroffenen Annahmen ergibt sich eine Anzahl notwendiger Durchgänge je Versuchslayout und Fahrzeugkonfiguration von 20. Um statistisch belastbare Nachweise der Mittelwertunterschiede auch bei einzelnen Fehlmessungen mit Verletzung des Toleranzbereichs zu gewährleisten, werden 30 Durchgänge je Versuchslayout und Fahrzeugmodifikation gefahren.

Signifikanzniveaus

Basis für Ermittlung des t-Wertes sind die Mittelwerte der normalverteilten Messwerte x_{Var} und die daraus bestimmten Varianzen s_{Var} :

$$s_j = \sqrt{\frac{1}{n_j - 1} \sum_{i=1}^{n_j} (x_{ji} - \bar{x}_j)^2} \quad (\text{A-1})$$

Aus den Stichprobenvarianzen ergibt sich die gewichtete Varianz s^2 zu:

$$s^2 = \frac{(n_{Var1} - 1)s_{Var1}^2 + (n_{Var2} - 1)s_{Var2}^2}{n_{Var1} + n_{Var2} - 2} \quad (\text{A-2})$$

Für jede Variante der durchgeführten Versuche sind 30 gültige Versuchsfahrten durchgeführt worden. Hieraus ergibt sich die gewichtete Varianz zu:

$$s^2 = \frac{s_{Var1}^2 + s_{Var2}^2}{2} \quad (\text{A-3})$$

Der Prüfwert t des t-Test ergibt sich hieraus zu:

$$t = \sqrt{15} \cdot \frac{\bar{x}_{Var1} - \bar{x}_{Var2}}{s} \quad (\text{A-4})$$

¹⁹⁶ Prüfung auf Normalverteilung mittels dem χ^2 -Anpassungstest nach Toutenburg et.al. (2008): Induktive Statistik, S. 166ff

¹⁹⁷ Vgl. Weber (1992): Einführung in die Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik für Ingenieure, S. 305ff

Bei einer Stichprobenanzahl $n_j \geq 30$ ist die Berechnung eines Vertrauensintervalls möglich. Die Höhe des α -Fehlers¹⁹⁸ bestimmt hierbei das Signifikanzniveau. Zugehörige Werte des durchgeführten 2-seitigen Tests sind Tabelle A.1 zu entnehmen¹⁹⁹.

Tabelle A.1: Signifikanzniveau und zugehörige Werte

Bezeichnung	Zeichen	α	Vgl.-Wert
signifikant	*	5%	1,96
hochsignifikant	**	1%	2,58
höchstsignifikant	***	0,1%	3,29

Das jeweilige Signifikanzniveau beim Vergleich zweier Stichproben wird dann erreicht, wenn der t-Wert höher als der Vergleichswert ist.

A2 Filterauslegung

Die Filterung der Mess-Signale übernimmt ein Butterworth-Filter fünfter Ordnung mit Tiefpass-Charakter, der den Einfluss des Aliasing-Effekts auf das Mess-Signal reduziert.

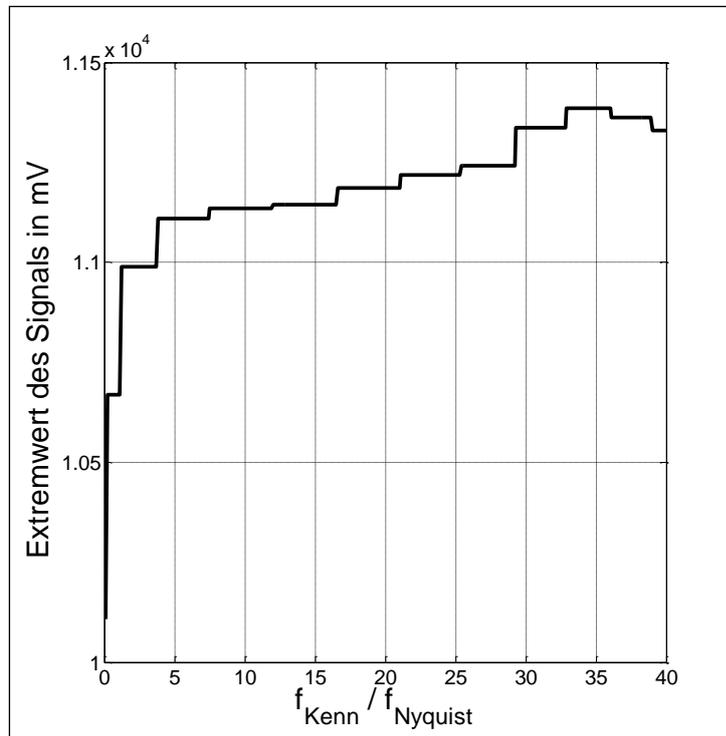


Abbildung A.1: Signal-Extremwert in Abhängigkeit von der Kennfrequenz des Butterworth-Filters²⁰⁰

¹⁹⁸ Entspricht der Wahrscheinlichkeit, dass die Hypothese fälschlicherweise abgelehnt wird.

¹⁹⁹ Vgl. Bubb (2003): Wie viele Probanden braucht man?, S. 31f

Die Auswahl der Filterparameter orientiert sich an Diagrammen (z.B.: Abbildung A.1), in denen jeweils einer Kennfrequenz des Filters der entsprechende Extremwert des gefilterten Signals zugeordnet ist.

Die Darstellung der Signale mehrerer Filter-Parametervariationen in einem Plot veranschaulicht die Auswirkungen am Beispiel des Sensor-Signals des Querbeschleunigungsaufnehmers (Abbildung A.2). Das gefilterte Signal mit der niedrigeren Filter-Kennfrequenz (strichliert) verfälscht das Sensorsignal so stark, dass der Verlauf außerhalb der durch das verrauschte Original-Signal gegebenen Grenzen liegt. Der Verlauf des mit einer höheren Kennfrequenz gefilterten Signals hingegen bildet die Amplituden des Originalsignals innerhalb der durch das Rauschen gegebenen Grenzen ab.

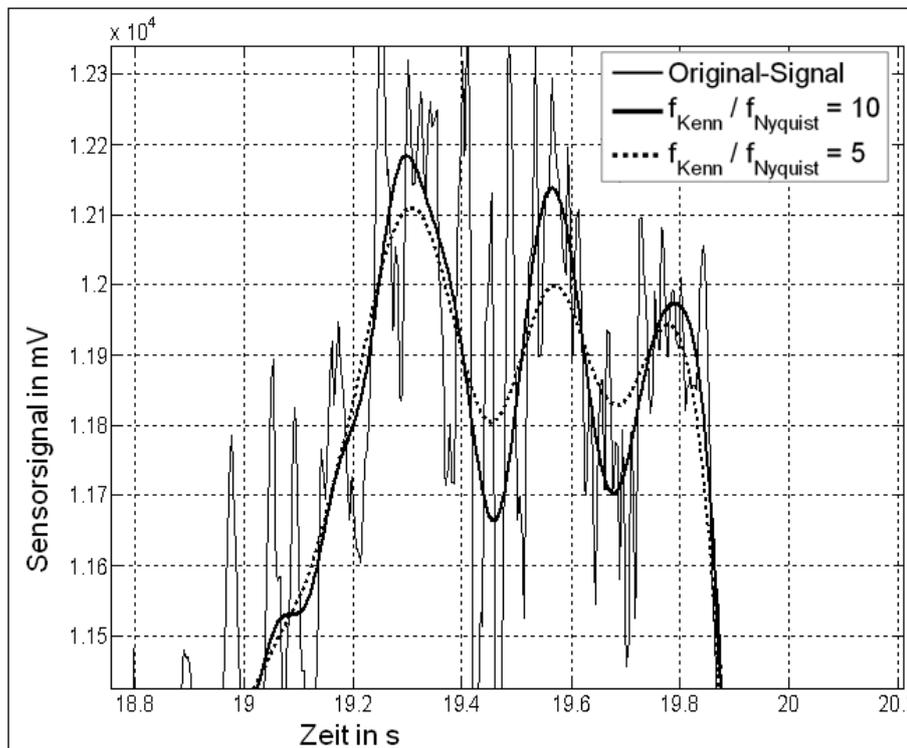


Abbildung A.2: Vergleich zweier Filter-Parameterkonfigurationen am Beispiel des Querbeschleunigungs-Signals

²⁰⁰ Die Nyquist-Frequenz ist als halbe Abtastfrequenz definiert, die Kennfrequenz beschreibt die maximale Frequenz des Tiefpassfilters.

A3 Referenzversuchsträger

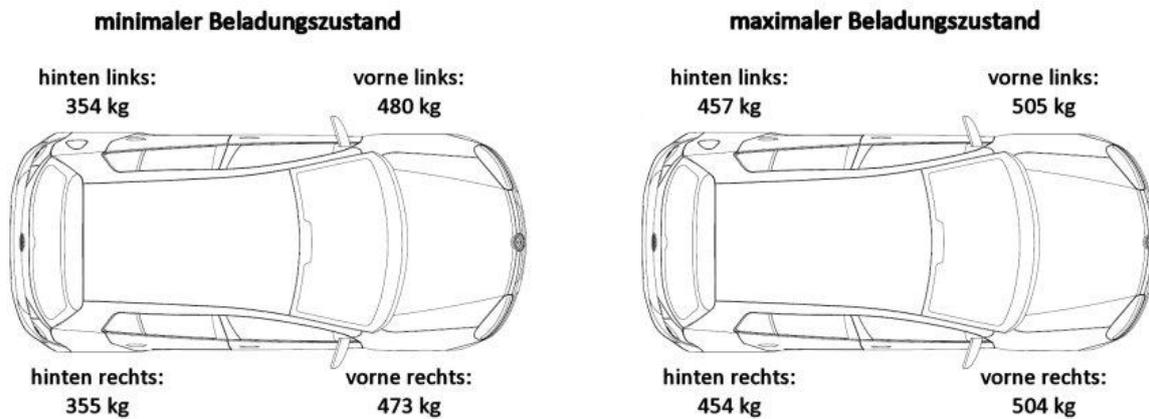
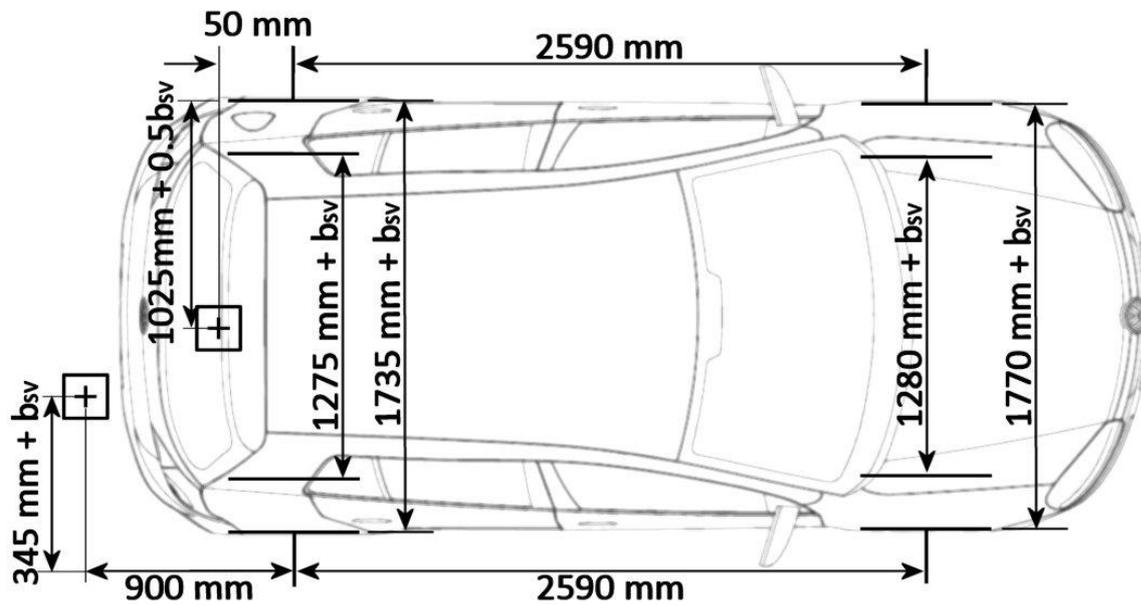


Abbildung A.3: Fahrzeugmaße und Radlasten nach Beladungszustand²⁰¹

²⁰¹ Fahrzeugkonturen aus [<http://carblueprints.info>]

Dämpferkennlinien des Referenzversuchsträgers

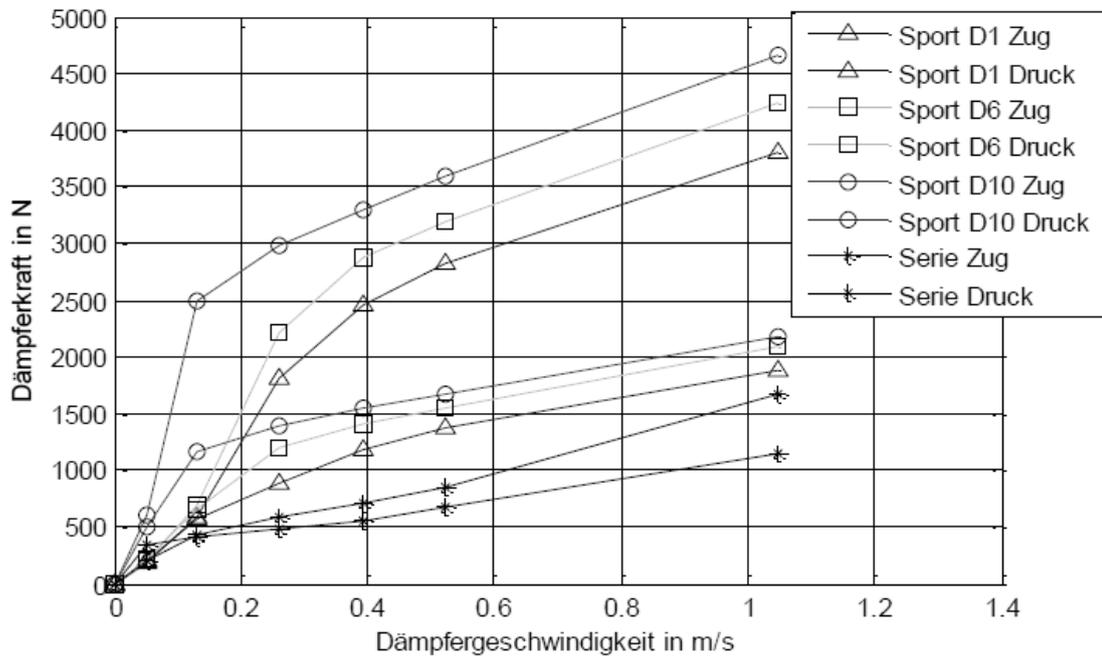


Abbildung A.4: Dämpferkennlinien Vorderachse

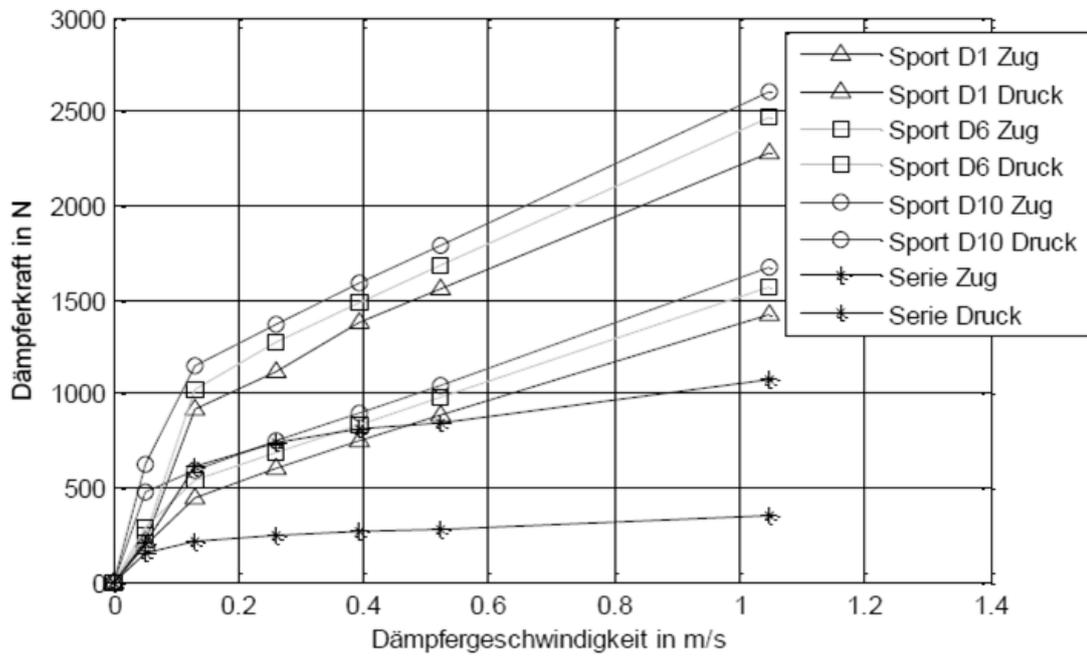


Abbildung A.5: Dämpferkennlinien Hinterachse

A4 Diagramme zu den Ergebnissen der Studie mit dem Referenzversuchsträger

Sinus-Schwelle, 50 m Radius, 64 km/h

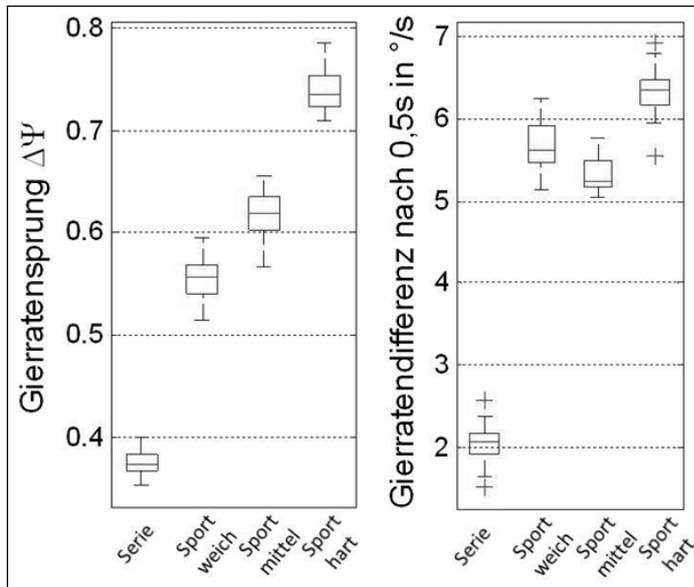


Abbildung A.6: Statistische Verteilung der Gierraten-Kennwerte (50 m Radius, Sinusschwelle)

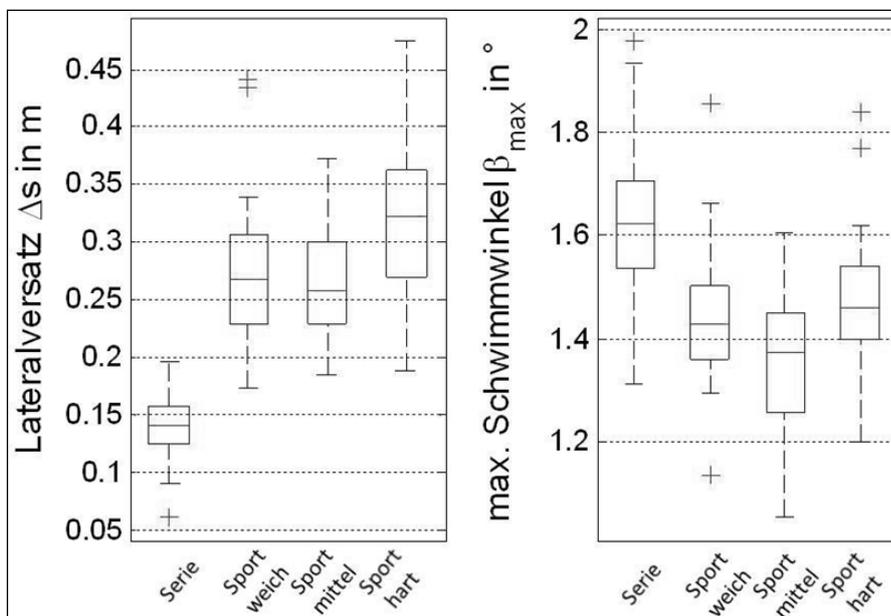


Abbildung A.7: Lateralversatz nach 1 s und maximaler Schwimmwinkel (50 m Radius, Sinusschwelle)

Sinus-Schwelle, 100 m Radius, 90 km/h

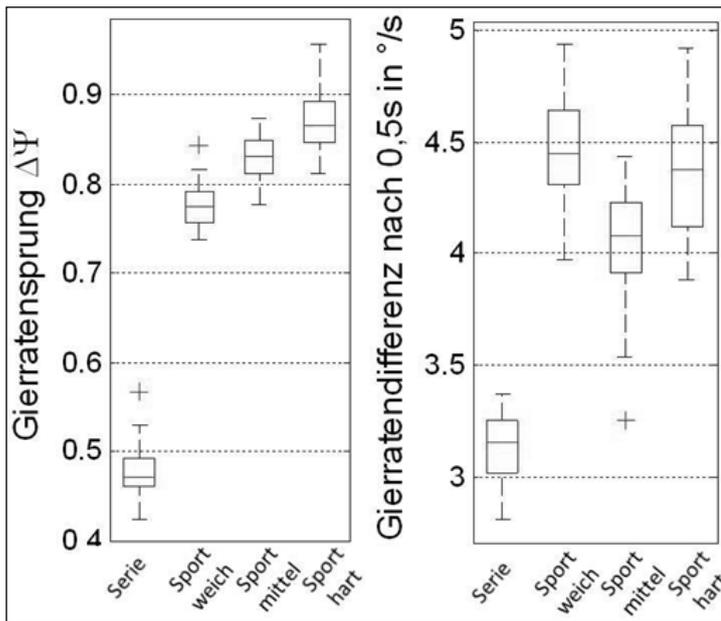


Abbildung A.8: Statistische Verteilung der Gierraten-Kennwerte (100 m Radius, Sinusschwelle)

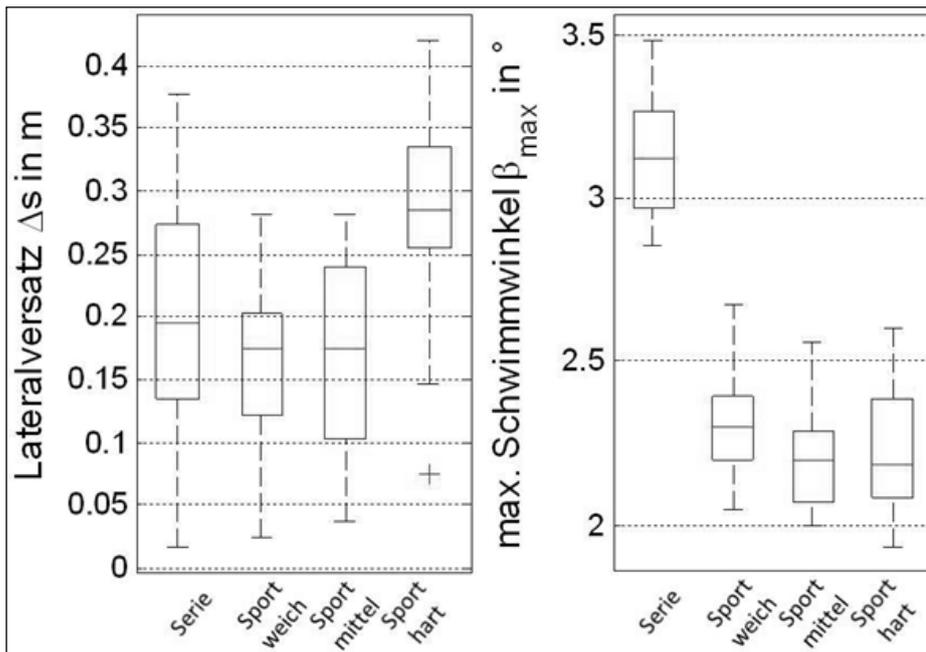


Abbildung A.9: Lateralversatz nach 1 s und maximaler Schwimmwinkel (100 m Radius, Sinusschwelle)

Brett, 50 m Radius, 64 km/h

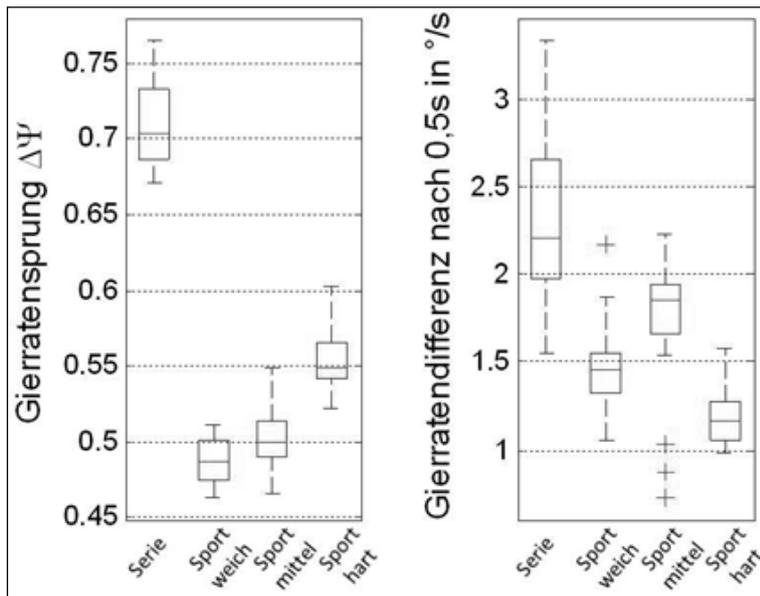


Abbildung A.10: Statistische Verteilung der Gierraten-Kennwerte (50 m Radius, Brett)

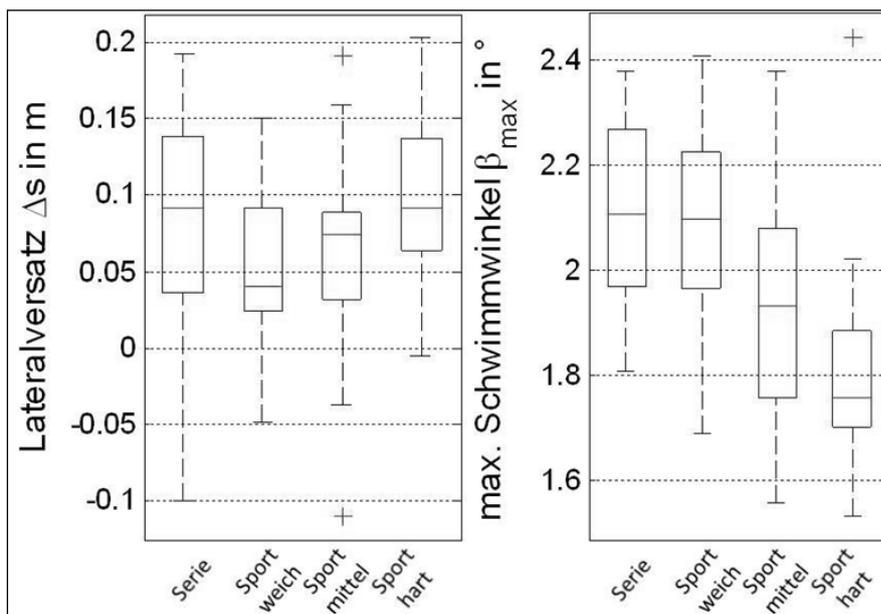


Abbildung A.11: Lateralversatz nach 1 s und maximaler Schwimmwinkel (50 m Radius, Brett)

Brett, 100 m Radius, 90 km/h

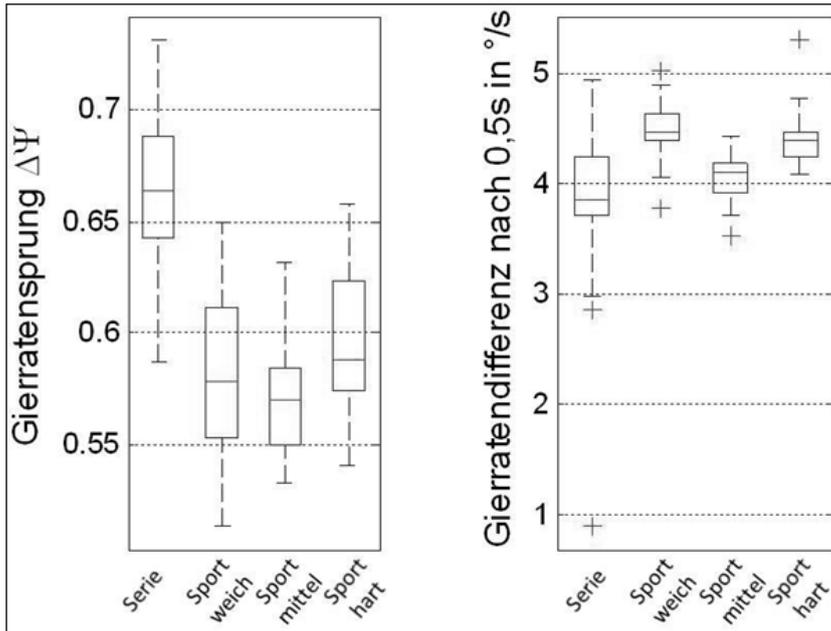


Abbildung A.12: Statistische Verteilung der Gierraten-Kennwerte (100 m Radius, Brett)

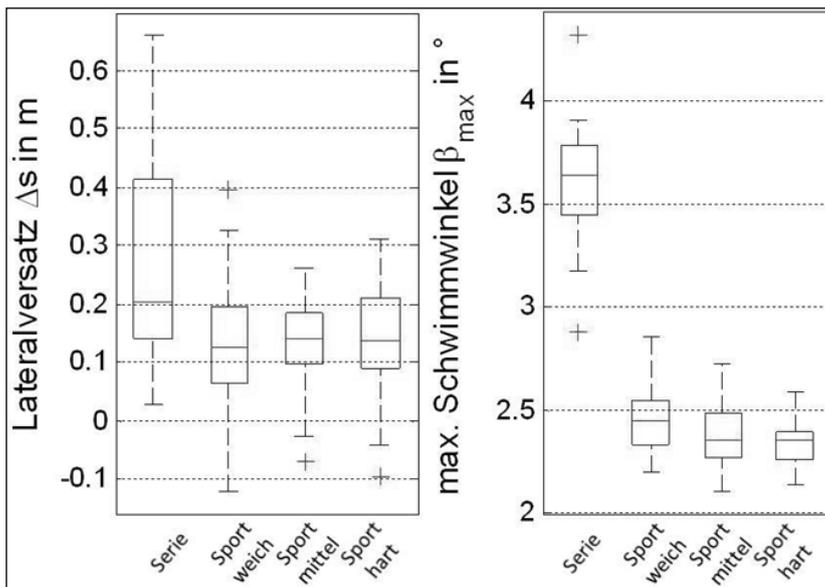


Abbildung A.13: Lateralversatz nach 1 s und maximaler Schwimmwinkel (100 m Radius, Brett)

Senke, 100 m Radius, 90 km/h

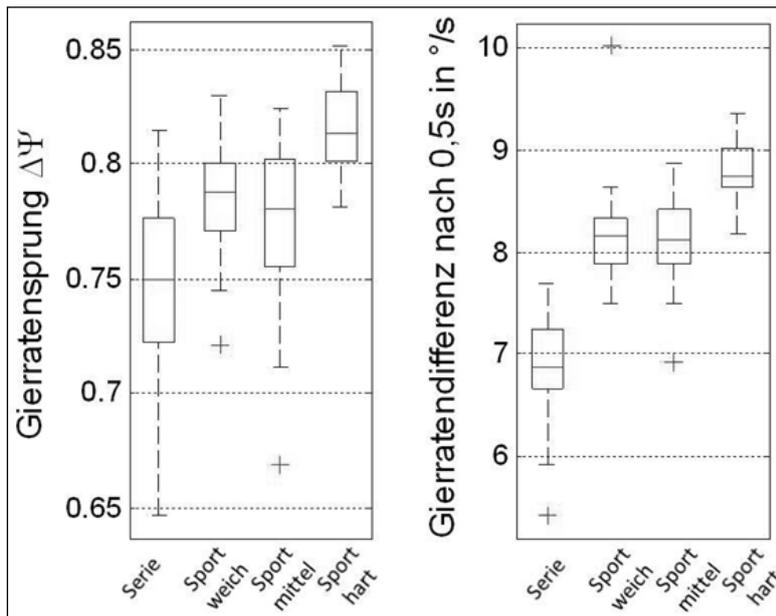


Abbildung A.14: Statistische Verteilung der Gierraten-Kennwerte (100 m Radius, Senke)

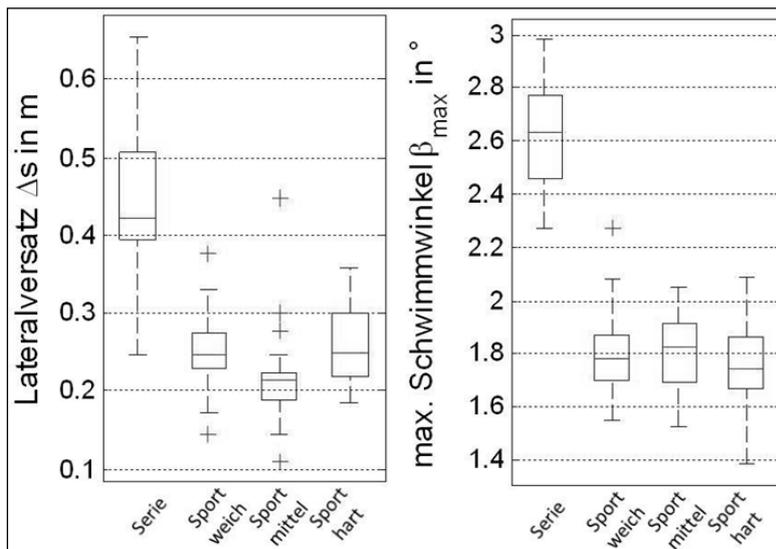


Abbildung A.15: Lateralversatz nach 1 s und maximaler Schwimmwinkel (100 m Radius, Senke)

Kurvenbremsung, 50 m Radius mit minimalem Beladungszustand

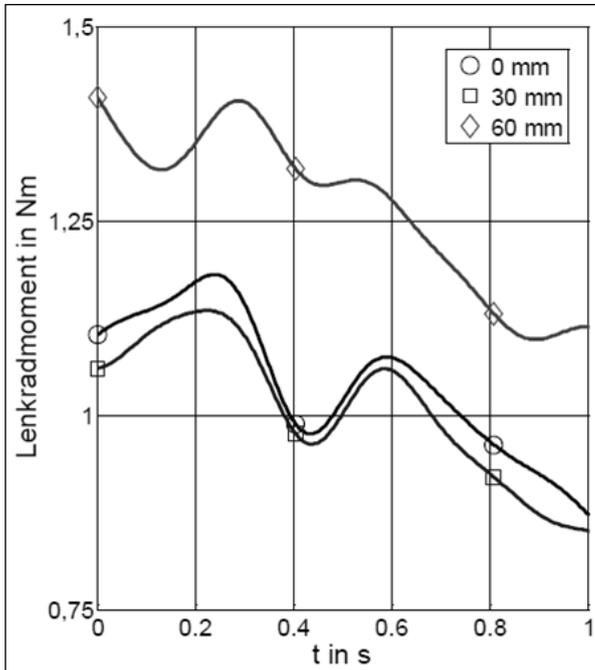


Abbildung A.16: Zeitlicher Verlauf des Lenkradmoments bei Kurvenbremsung im 50 m Radius aus 64 km/h mit minimalem Beladungszustand

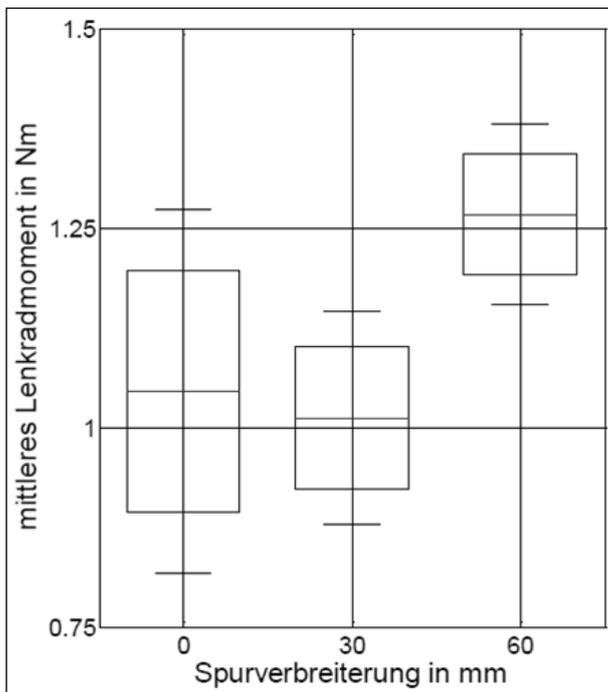


Abbildung A.17: Mittleres Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 50 m Radius aus 64 km/h mit minimalem Beladungszustand

Kurvenbremsung, 50 m Radius mit maximalem Beladungszustand

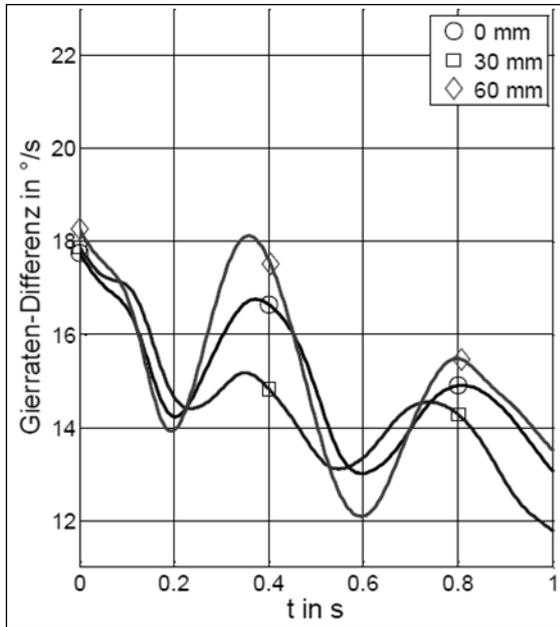


Abbildung A.18: Differenz der Gierrate bei Kurvenbremsung im 50 m Radius aus 64 km/h mit maximalem Beladungszustand

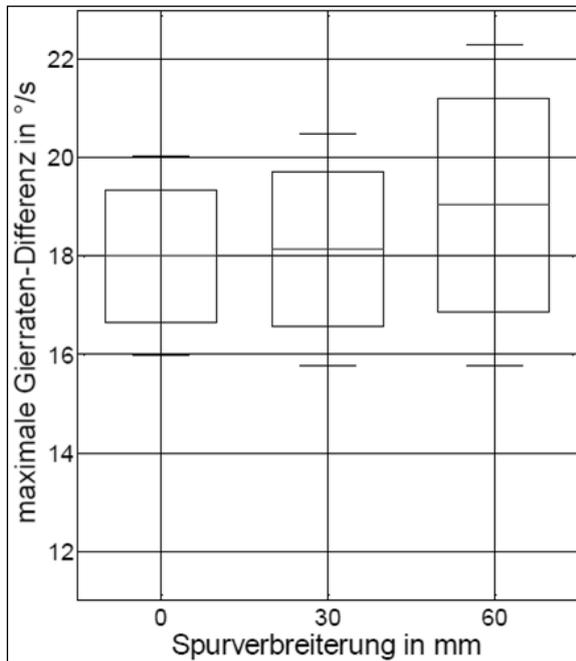


Abbildung A.19: Maximale Differenz der Gierrate bei Kurvenbremsung im 50 m Radius aus 64 km/h mit maximalem Beladungszustand

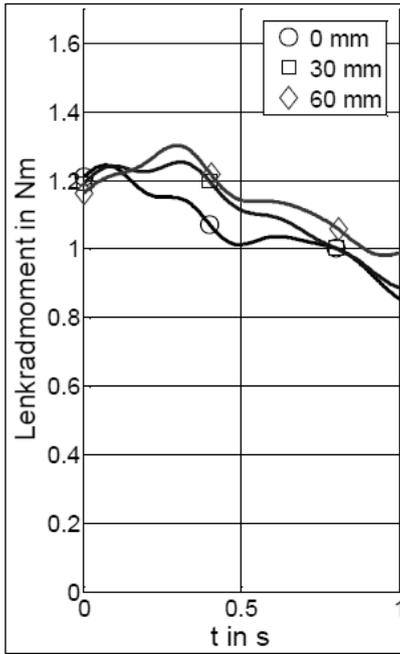


Abbildung A.20: Verlauf Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 50 m Radius aus 64 km/h mit maximalem Beladungszustand

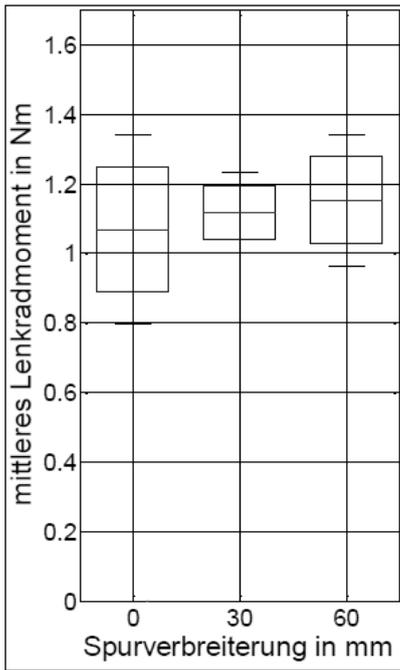


Abbildung A.21: Mittleres Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 50 m Radius aus 64 km/h mit maximalem Beladungszustand

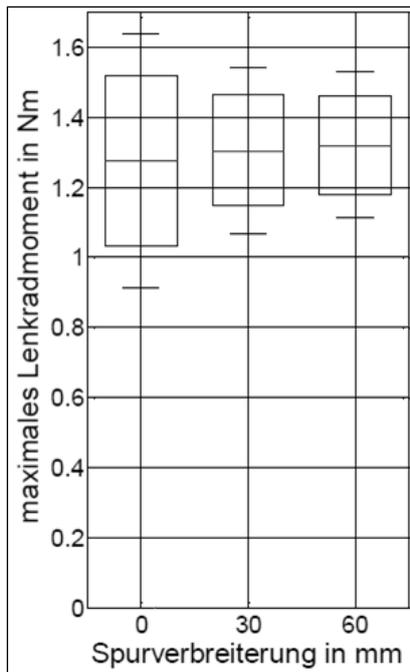


Abbildung A.22: Maximales Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 50 m Radius aus 64 km/h mit maximalem Beladungszustand

Kurvenbremsung, 100 m Radius mit minimalem Beladungszustand

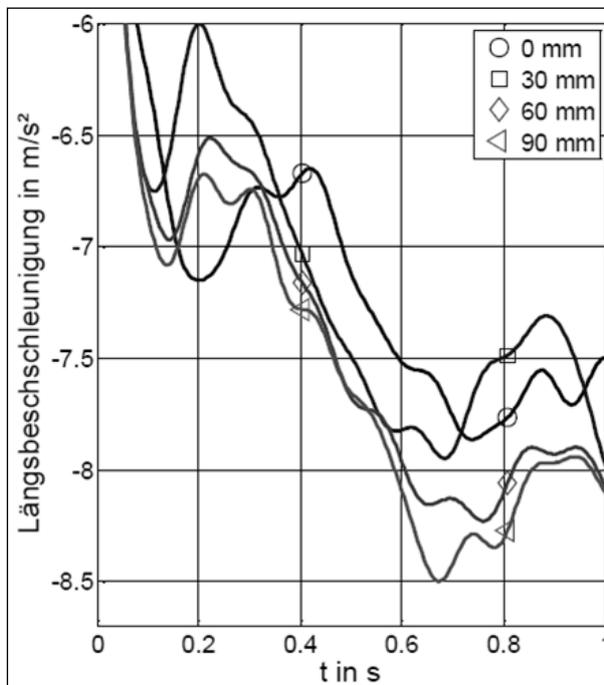


Abbildung A.23: Verlauf Längsbeschleunigung bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit minimalem Beladungszustand

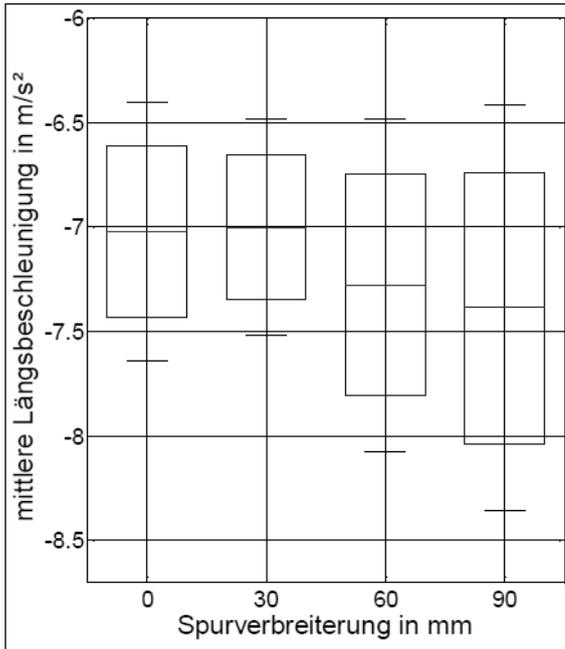


Abbildung A.24: Mittlere Längsbeschleunigung bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit minimalem Beladungszustand

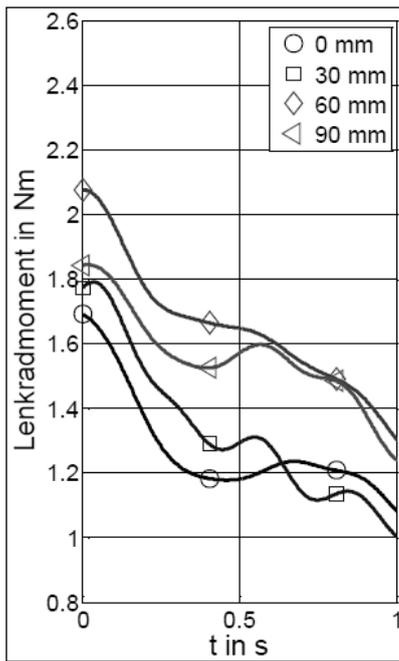


Abbildung A.25: Verlauf Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit minimalem Beladungszustand

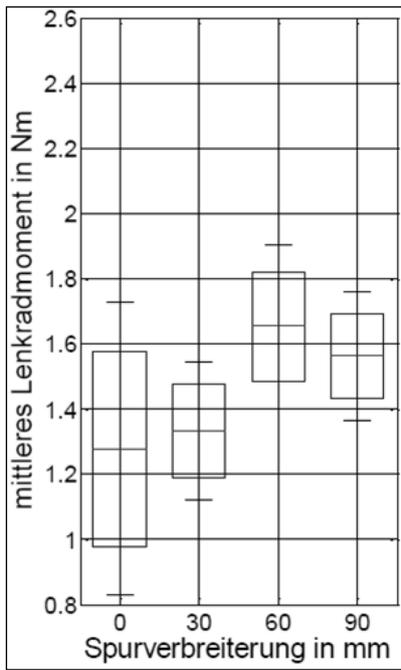


Abbildung A.26: Mittleres Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit minimalem Beladungszustand

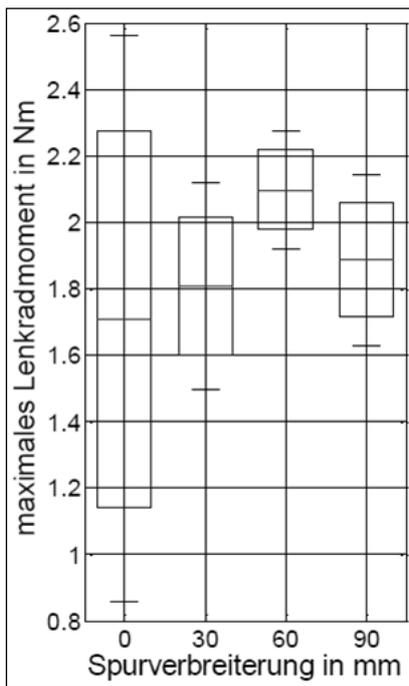


Abbildung A.27: Maximales Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit minimalem Beladungszustand

Kurvenbremsung, 100 m Radius mit maximalem Beladungszustand

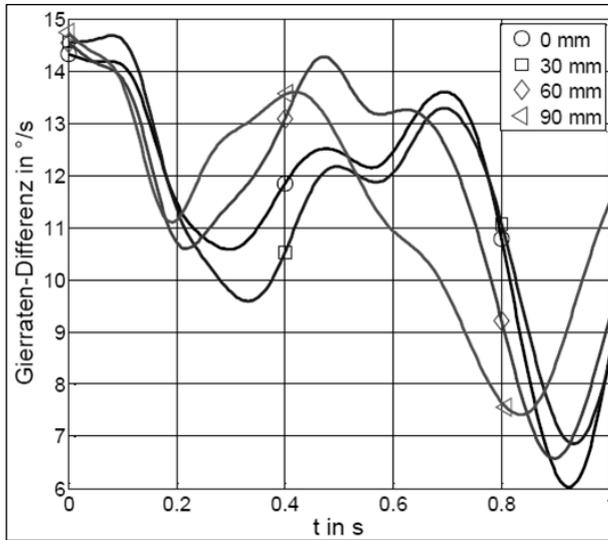


Abbildung A.28: Verlauf Gierraten-Differenz bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit maximalem Beladungszustand

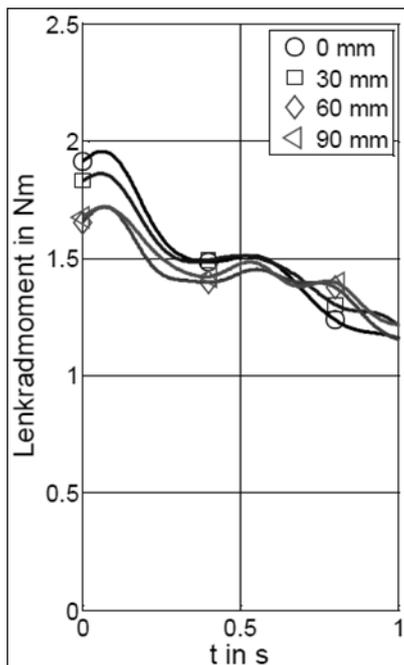


Abbildung A.29: Verlauf Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit maximalem Beladungszustand

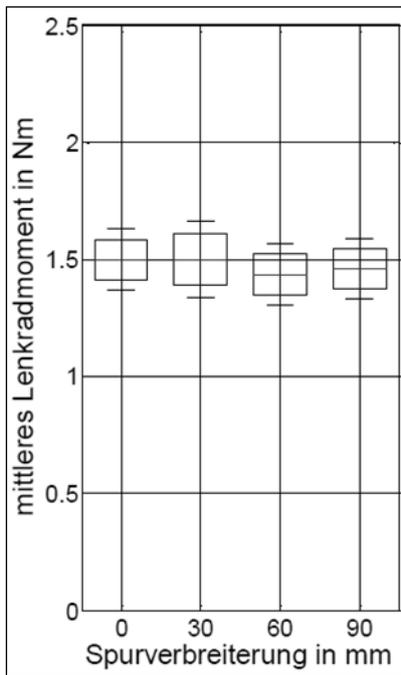


Abbildung A.30: Mittleres Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit maximalem Beladungszustand

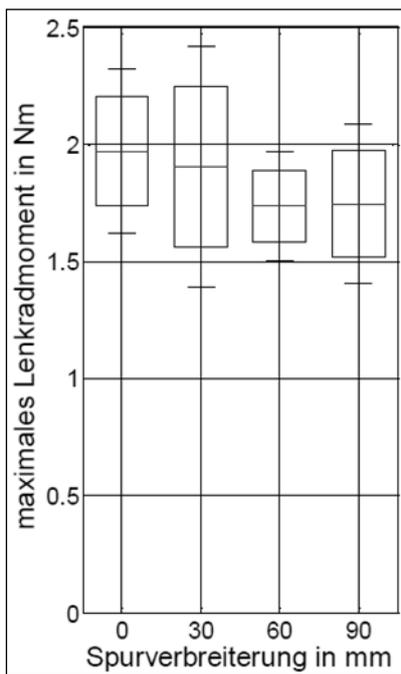


Abbildung A.31: Maximales Lenkradmoment bei Kurvenbremsung im 100 m Radius aus 90 km/h mit maximalem Beladungszustand

μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungsstand

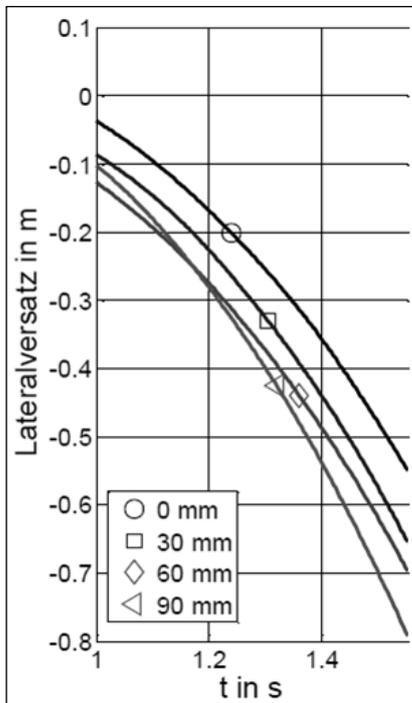


Abbildung A.32: Verlauf Lateralversatz bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungsstand

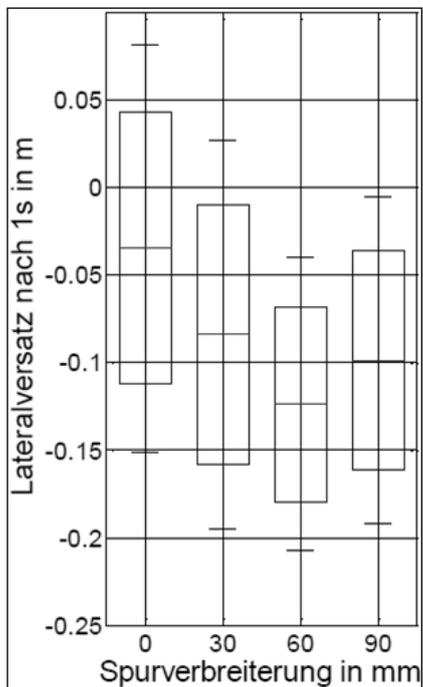


Abbildung A.33: Lateralversatz nach 1 s bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungsstand

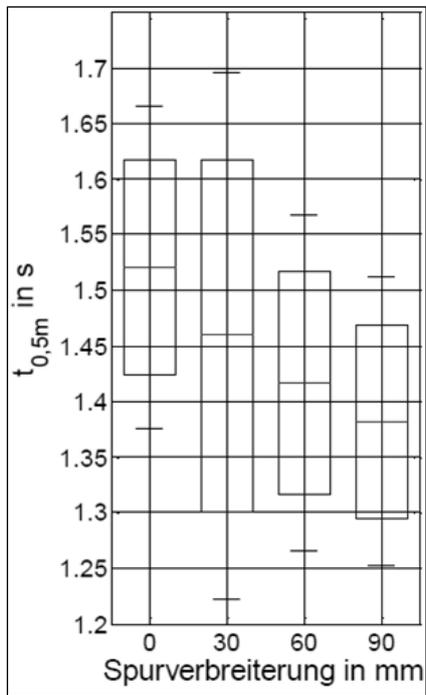


Abbildung A.34: Zeit zum Überschreiten eines Lateralversatz von 0,5 m bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand

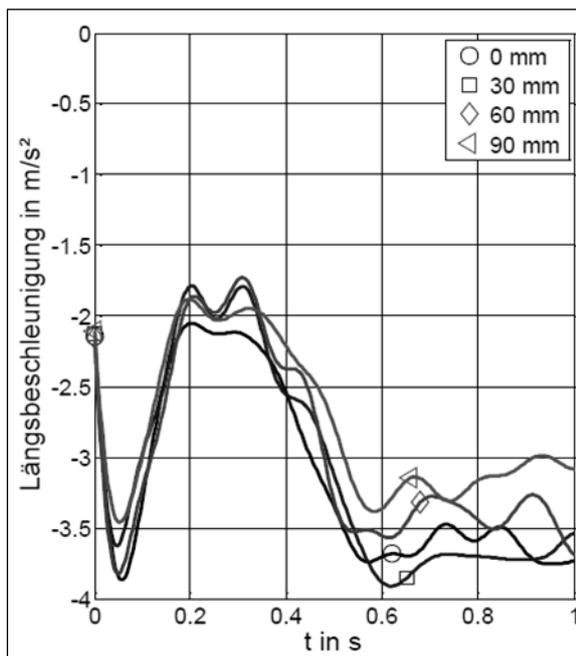


Abbildung A.35: Verlauf der Längsbeschleunigung bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand

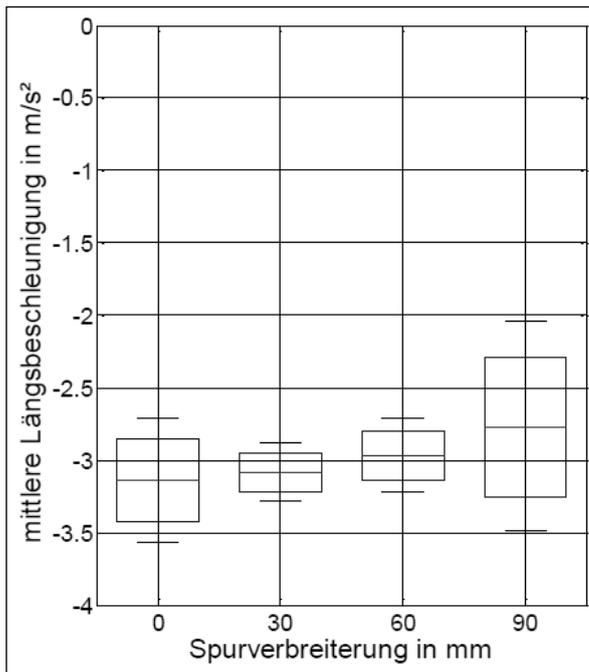


Abbildung A.36: Mittlere Längsbeschleunigung bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand

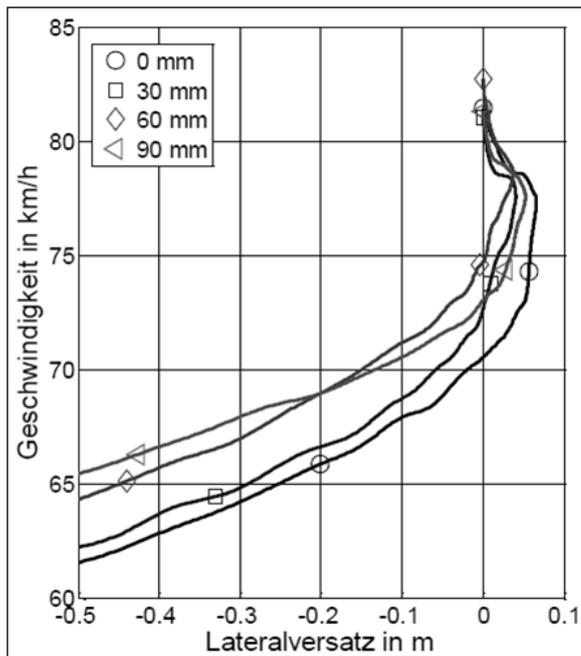


Abbildung A.37: Geschwindigkeit über Lateralversatz bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand

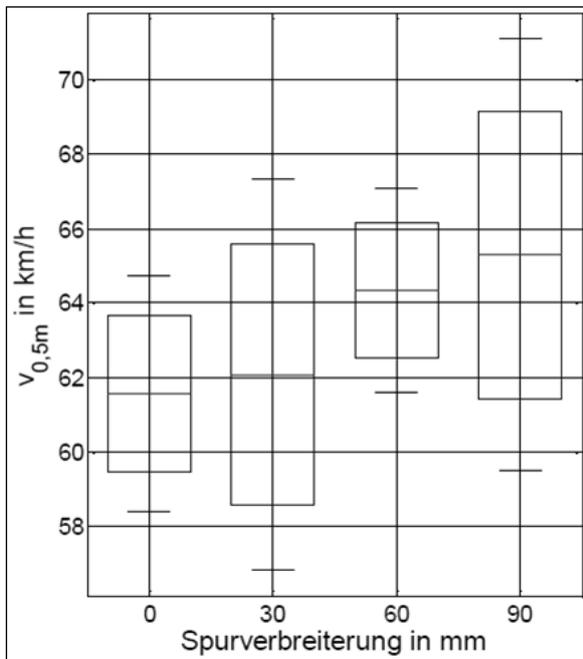


Abbildung A.38: Geschwindigkeit beim Überschreiten eines Lateralversatz von 0,5 m bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand

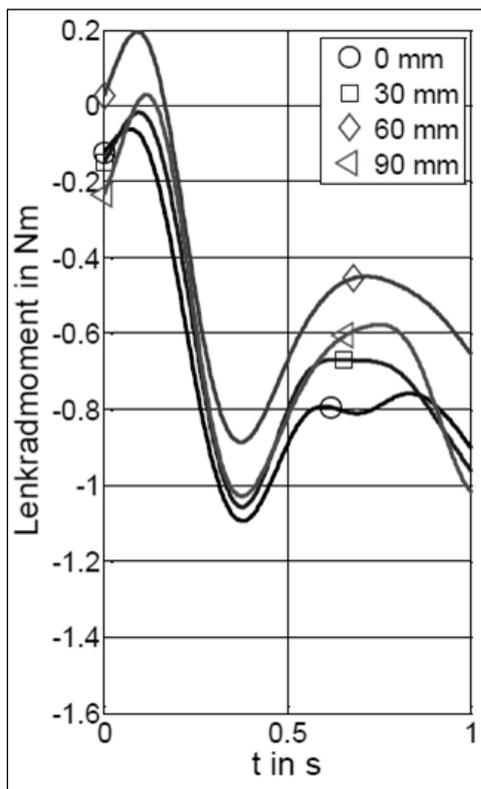


Abbildung A.39: Verlauf Lenkradmoment bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand

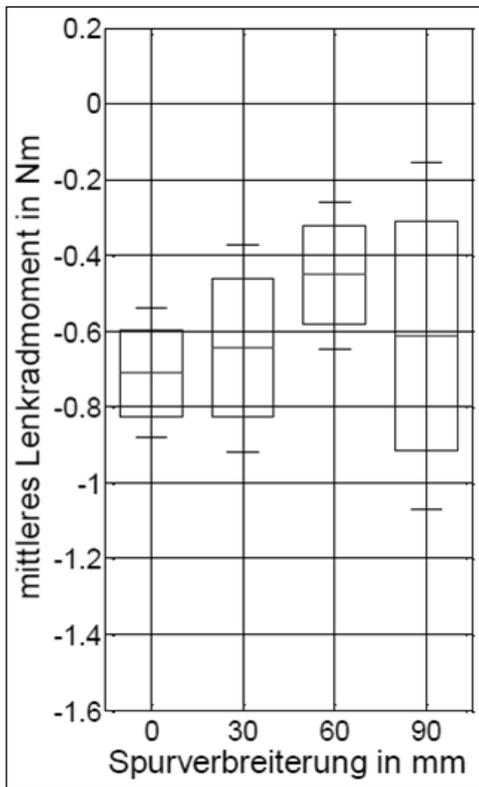


Abbildung A.40: Mittleres Lenkradmoment bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand

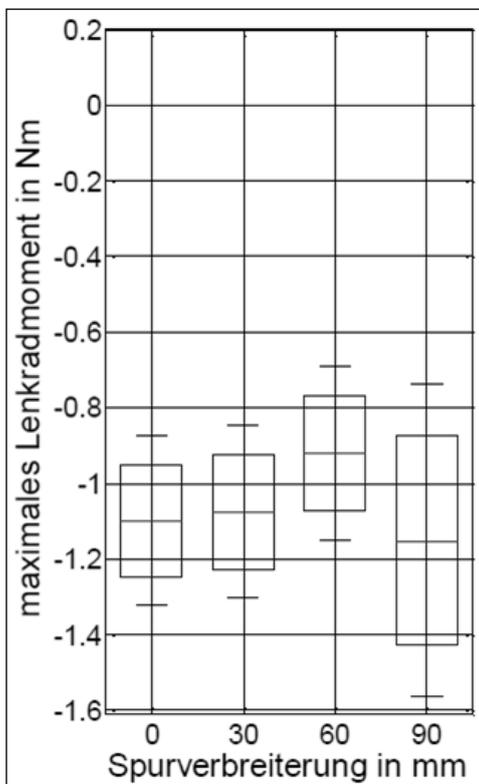


Abbildung A.41: Maximales Lenkradmoment bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit minimalem Beladungszustand

μ -split Bremsung aus 80 km/h mit maximalem Beladungsstand

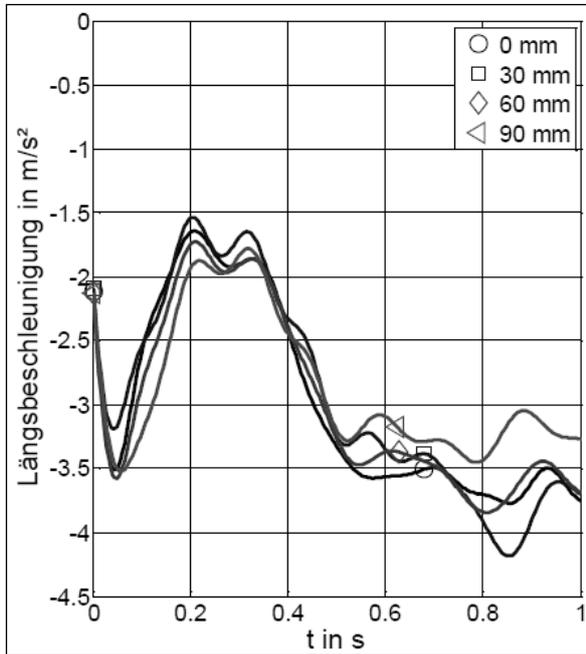


Abbildung A.42: Verlauf Längsbeschleunigung bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit maximalem Beladungsstand

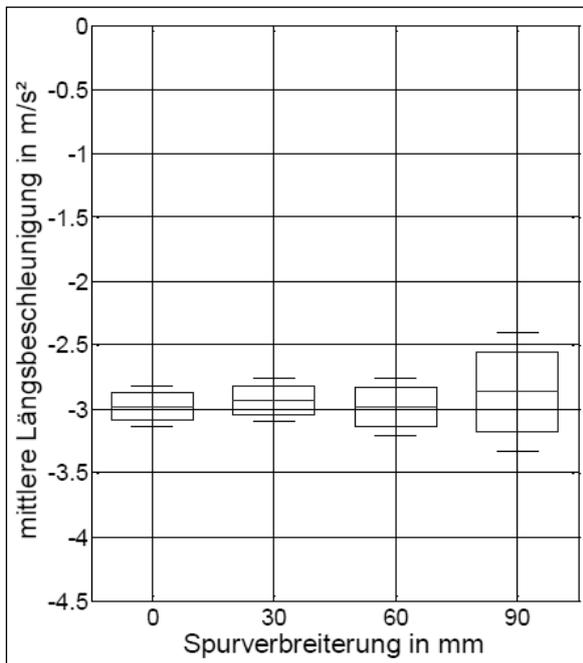


Abbildung A.43: Mittlere Längsbeschleunigung bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit maximalem Beladungsstand

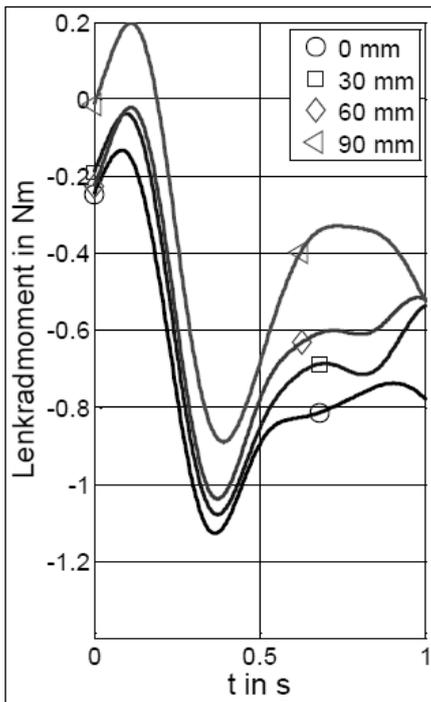


Abbildung A.44: Verlauf Lenkradmoment bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit maximalem Beladungszustand

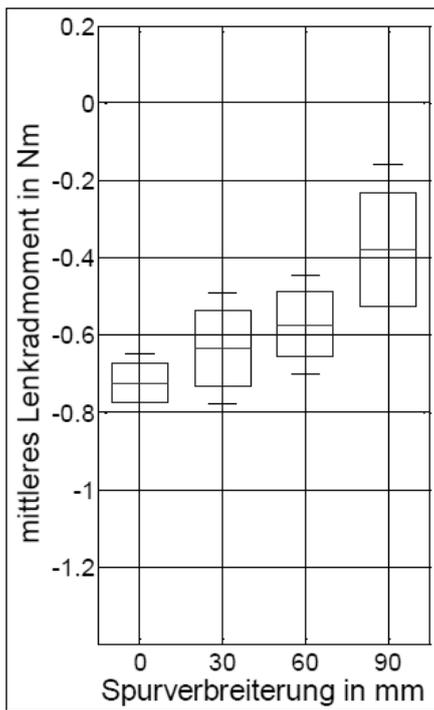


Abbildung A.45: Mittleres Lenkradmoment bei μ -split Bremsung aus 80 km/h mit maximalem Beladungszustand

A5 Teilnehmer Feldstudie

1	Alfa Romeo Sud	Sport	52	Mini	Modifiziert
2	Audi A3	Modifiziert	53	Mitsubishi Colt	Modifiziert
3	Audi A3	Modifiziert	54	Nissan 370Z	Modifiziert
4	Audi A3	Serie	55	NSU Prinz	Sport
5	BMW 2002	Sport	56	NSU TT	Sport
6	BMW 530d	Serie	57	NSU TT	Modifiziert
7	BMW 535i	Modifiziert	58	NSU TT	Sport
8	BMW 740i	Serie	59	Opel Astra F	Serie
9	BMW 760i	Serie	60	Opel Astra F	Modifiziert
10	BMW E28	Modifiziert	61	Opel Astra G	Modifiziert
11	BMW E30	Modifiziert	62	Opel Astra G	Modifiziert
12	BMW E30	Modifiziert	63	Opel Astra GTC	Modifiziert
13	BMW E30	Modifiziert	64	Opel Astra GTC	Modifiziert
14	BMW E30	Modifiziert	65	Opel Astra H	Modifiziert
15	BMW E30	Modifiziert	66	Opel Astra H	Serie
16	BMW E36	Modifiziert	67	Opel Astra H	Serie
17	BMW E36	Modifiziert	68	Opel Astra H	Modifiziert
18	BMW E36	Modifiziert	69	Opel Astra H	Modifiziert
19	BMW E36	Modifiziert	70	Opel Commodore	Modifiziert
20	BMW E36	Modifiziert	71	Opel Corsa B	Modifiziert
21	BMW E39 M5	Modifiziert	72	Opel Corsa B	Modifiziert
22	BMW E46	Modifiziert	73	Opel Corsa C GSI	Modifiziert
23	BMW E46	Modifiziert	74	Opel Corsa OPC	Modifiziert
24	BMW E46 Compact	Modifiziert	75	Opel Kadett C	Modifiziert
25	BMW E46 Touring	Serie	76	Opel Kadett C	Sport
26	BMW E46 Touring	Modifiziert	77	Opel Vectra B	Serie
27	BMW E90	Modifiziert	78	Saab 9-3 Aero Cabrio	Serie
28	BMW Z3	Modifiziert	79	Saab 9-3	Modifiziert
29	BMW Z3 M	Modifiziert	80	Seat Leon	Modifiziert
30	Chrysler 300C	Modifiziert	81	Seat Leon Cupra R	Modifiziert
31	Citroen XM	Serie	82	Toyota Corolla GT	Modifiziert
32	Fiat Tipo	Modifiziert	83	Volvo C30	Serie
33	Ford Fiesta	Modifiziert	84	Volvo C30	Serie
34	Ford Fiesta ST	Modifiziert	85	Volvo C30	Serie
35	Ford Fiesta ST	Modifiziert	86	Volvo C30	Modifiziert
36	Ford Focus	Modifiziert	87	Volvo C30 VLN	Sport
37	Ford Focus	Modifiziert	88	VW Golf II	Modifiziert
38	Ford Focus RS	Modifiziert	89	VW Golf II	Modifiziert
39	Ford Focus RS-Wolf	Modifiziert	90	VW Golf III	Modifiziert
40	Ford Focus ST	Modifiziert	91	VW Golf III GTI	Modifiziert
41	Ford Focus ST	Modifiziert	92	VW Golf III Variant	Serie
42	Ford Focus ST	Modifiziert	93	VW Golf V	Modifiziert
43	Gogomobil	Modifiziert	94	VW Golf V	Modifiziert
44	Honda Civic	Modifiziert	95	VW Golf V	Serie
45	Honda CRX	Modifiziert	96	VW Golf V	Modifiziert
46	Honda CRX	Modifiziert	97	VW Golf V	Modifiziert
47	Honda CRX	Modifiziert	98	VW Golf V	Modifiziert
48	KTM X-Bow	Modifiziert	99	VW Golf V	Modifiziert
49	Lancia Fulvia	Modifiziert	100	VW Golf V	Modifiziert
50	MB C-Klasse W203	Serie	101	VW Polo 6N	Modifiziert
51	MB E200 T AMG-Umbau	Modifiziert	102	VW Polo 9N	Modifiziert

Eigene Veröffentlichungen

Regh, Fabian; Winner, Hermann; Krautscheid, Rainer: Analyse der fahrdynamischen Auswirkungen von Nachrüstfahrwerken auf die Fahrsicherheit; Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Düsseldorf, 2011

Regh, Fabian; Winner, Hermann; Krautscheid, Rainer: Field Study on Crash Causal Factors of Chassis Modifications; ESV Conference, Washington, D.C., 2011

Fecher, Norbert; Regh, Fabian; Habenicht, Stefan; Hoffmann, Jens; Winner, Hermann: Test- und Bewertungsmethoden für Sicherheitssysteme der Bahnführungsebene; in at - Automatisierungstechnik; ISSN 10.1524/auto.2008.0736, 2008, S. 592-600

Regh, Fabian; Winner, Hermann: Bewertung von Frontalkollisionsgegenmaßnahmen mit realen Zielobjekten; Cameratechnik im Automobil, Essen, 2008

Winner, Hermann; Fecher, Norbert; Hoffmann, Jens; Regh, Fabian: Funktionstestverfahren für Frontalkollisionsgegenmaßnahmen; Safety UpDate, Graz, 2008

Winner, Hermann; Fecher, Norbert; Regh, Fabian; Hoffmann, Jens: Aktive Sicherheit. Fahrversuche zur Untersuchung von Frontalkollisionsgegenmaßnahmen; Mensch & Fahrzeug, Darmstadt, 2009

Winner, Hermann; Regh, Fabian: Effektivität aktiver Sicherheitssysteme, Der Weg zum autonomen Fahrzeug; Safety UpDate, Aschaffenburg, 2009

Winner, Hermann; Regh, Fabian; Hoffmann, Jens; Fecher, Norbert: Bewertung von Frontalkollisionsgegenmaßnahmen – Status quo; Integrated Safety, Hanau, 2008

Winner, Hermann; Hoffmann, Jens; Regh, Fabian: Funktionstestverfahren für Frontalkollisionsgegenmaßnahmen; Safety UpDate, Aschaffenburg, 2008

Betreute studentische Arbeiten

Grotenhöfer, Christina: Entwicklung und Bewertung von Konzepten zur automatischen Verletzungsschwereprognose, Darmstadt 2010, Master Thesis TUD, FZD - MTh 483/10

Henning, Sebastian: Konzeption einer systematischen Stimulierung Integraler Sicherheitssysteme durch Dummytargets, Darmstadt 2008, Diplomarbeit TUD, FZD - DA 444/08

Howell, Rachel: Design and Implementation of a Trip Recorder, Darmstadt 2009, NSF REU Project

Morhart, Johannes: Entwicklung eines portablen Systems zur Bestimmung des Lenk- und Schwimmwinkels in dynamischen Fahrversuchen, Darmstadt 2010, Diplomarbeit TUD, FZD - DA 478/10

Niesen, Thomas: Konzeptanalyse der Überschlagsicherheit von Nutz- und Sonderfahrzeugen mit variablen Schwerpunkt, Darmstadt 2010, Studienarbeit TUD, FZD - SA 1013/09

Rodemerck, Claas: Konzeption von Ausweichmechanismen für Dummytargets bei der HIL-Prüfung Integraler Sicherheitssysteme, Darmstadt 2008, Bachelor Thesis TUD, FZD - BTh 960/08

Sasse, Fabian: Konzeption von Unfallvermeidungsstrategien im HIL-Test Integraler Sicherheitssysteme und Validierung mit Matlab, Darmstadt 2008, Bachelor Thesis TUD, FZD - BTh 959/08

Schneider, Johannes: Analyse der fahrdynamischen Einflüsse durch Spurverbreiterungen, Darmstadt 2011, Bachelor Thesis TUD, FZD - BTh 1061/11

Seitz, Christian: Analyse der sicherheitsrelevanten fahrdynamischen Auswirkungen transienter vertikaler Anregungen bei stationärer Kreisfahrt, Darmstadt 2011, Master Thesis TUD, FZD - MTh 489/11

Stegmann, Philippe: Konzeptanalyse von Testverfahren für Fahrwerkstuningmaßnahmen an PKW, Darmstadt 2010, Bachelor Thesis TUD, FZD - BTh 1018/09

Stelter, Louis: Entwicklung von Prüfkonzepten für PMD- und Visionsensorik, Darmstadt 2008, Studienarbeit TUD, FZD - SA 945/07

Stoll, Jochen: Entwicklung von Lösungsansätzen zur flächendeckenden Applikation Integraler Sicherheitssysteme, Darmstadt 2008, Studienarbeit TUD, FZD - SA 944/07

Xu, Rui: Konzeption von Prüfwerkzeugen zum Darstellen innerstädtischer Fußgängerunfälle im HIL-Test, Darmstadt 2008, Bachelor Thesis TUD, FZD - BTh 961/08

Literaturverzeichnis

- 3M:** 3M Safety Walk; Antirutsch- und Stehkomfortbeläge; in Produktbroschüre 3M, 2012
- ADAC:** Stickstoff als Reifen-Füllgas?; www.adac.de/infotestrat/reifen/luftdruck-/stickstoff-reifenfuellung/default.aspx; Zugriff: 26.02.2012
- Ammon, D.:** Radlastschwankungen, Seitenführungsvermögen und Fahrsicherheit; VDI-Berichte, Reihe 12, Nr.1088, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
- AUTOScout24:** www.autoscout24.de; Zugriff: 25.03.2010
- Bachfisch, K.P.:** Das große Reifenbuch; 1. Auflage, Heel Verlag, Königswinter, 2006
- Bastow, D. et.al.:** Car Suspension and Handling, 4. Auflage, SAE International, Warrendale, 1993
- Baumann, F.:** Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen, VDI Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr. 302, Düsseldorf, 2003
- Belsdorf, M.R.; et. al.:** Performance tasks as measures of vehicle handling qualities at the limit of performance; SAE Paper Nr. 710081, SAE-Verlag, Detroit, 1971
- Bergmann, W.:** Measurement and Subjective Evaluation of Vehicle Handling; SAE Paper Nr. 730492, SAE-Verlag, Detroit, 1973
- Betzler, J.W.;** Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen; Vogel Buchverlag, Würzburg, 2005
- Birkhofer, H.;** Skriptum zur Vorlesung Produktentwicklung an der TUD, 2003
- Bortz, J., Döring, N.:** Forschungsmethoden und Evaluation für Human- und Sozialwissenschaftler; Springer Verlag, 3. Auflage, Heidelberg, 2005
- Botev, S.:** Digitale Gesamtfahrzeugabstimmung für Ride und Handling, VDI Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr. 684, Düsseldorf, 2008
- Bubb, H.:** Wie viele Probanden braucht man für allgemeine Erkenntnisse aus Fahrversuchen? in: Fahrversuche mit Probanden – Nutzwert und Risiko; VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 557, Düsseldorf, 2003
- Bücheler, R.:** Tuning-Spezial, 2008; Alles zum Thema Fahrzeug-Tuning und Auto aufrüsten; <http://www.auto-motor-und-sport.de/service/tuning-spezial-alles-zum-thema-fahrzeug-tuning-und-auto-aufruesten-706249.html>; Zugriff: 23.11.2011
- Buchser, M.:** Bodenbeläge; Bericht der bfu – Beratungsstelle für Unfallverhütung, Bern, 2011

- Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt):** Sicherheitsbewertung von Personenkraftwagen; Problemanalyse und Verfahrenskonzept, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen, Fahrzeugtechnik, Heft F 17, 1996
- Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt):** Zumutbare Fahrerreaktionen; Transportation Research Board, ITRD D335207, 1996
- Causemann, P.:** Kraftfahrzeugstoßdämpfer; Funktionen, Bauarten, Anwendungen; Verlag Moderne Industrie, Landsberg/ Lech, 1999
- Causemann, P.:** Schwerpunkte der Entwicklung semiaktiver und aktiver Fahrwerke; Technische Konferenz Schweinfurt, Fränkische Nachrichten-Verlag, Tauberbischofsheim, 1990
- DIN 1319:** Grundlagen der Messtechnik, Ausgabe 1996
- DIN 70000:** Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten, ISO 8855, Ausgabe 1991
- DIN EN ISO 9001:** Qualitätsmanagementsysteme - Anforderungen (ISO 9001:2008)
- Donges, E.:** Aspekte der aktiven Sicherheit bei der Führung von Personenkraftwagen; Automobilindustrie 27, 1982
- Eisler, R.:** Wörterbuch der philosophischen Begriffe; zitiert in www.textlog.de/3979.html (Historische Texte und Wörterbücher), 1904, Zugriff: 21.01.2012
- Euchler, M. et. al.:** Bewertung der Fahrsicherheit eines Elektrofahrzeugs bei stationärer Kreisfahrt; ATZ 03/2010, 2010
- Farsch, D.:** Menschliches Leistungsvermögen; Ein Lehrbuch für Piloten nach europäischen Richtlinien; 1. Auflage, K.L.S. Publishing, Köln, 2010
- Fennel, H.:** ABS plus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik; Automobiltechnische Zeitschrift, Heft 4, 1998
- FMVSS 126:** Federal Motor Vehicle Safety Standard, Vol. 72, No. 66, 2007
- FOCUS:** Geschafft: Für 28 000 Euro gibt es verchromte 30 Zoll Felgen; www.focus.de/fotos/geschafft-fuer-28undnbsp000-euro-gibt-es-verchromte-30-zoll-felgen_mid_152933.html, Zugriff: 25.03.2010
- Gesellschaft für Ursachenforschung bei Verkehrsunfällen e.V. (GUVU):** Fahrerassistenzsysteme – Lebensrettende Ladenhüter?; www.guvu.de/?page_id=19, 2011, Zugriff: 28.01.2012
- Görich, H.-J.:** System zur Ermittlung des aktuellen Kraftschlusspotentials eines Pkw im Fahrbetrieb; VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
- Haken, K.-L.:** Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik; Carl Hanser Verlag, München, 2008

- Heißing, B.; Ersoy, M.:** Fahrwerkhandbuch; Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven; 2.Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2008
- Heißing, B.; Brandl, H.J.:** Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens; 1.Auflage, Vogel, Würzburg, 2002
- Heydinger, G.J. et. al.:** Pulse Testing Techniques Applied to Vehicle Handling Dynamics; SAE Technical Papers 939950; Library of Congress Cevalog Nr. 92-63148, 1993
- HR:** http://www.h-r.com/de/f_produktsuche.php, Zugriff: 23.11.2011
- Isermann, R.:** Fahrdynamikregelung; 1. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006
- Isermann, R.:** Identifikation dynamischer Systeme, Band 1, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg New York, 1988
- ISO 3888-2:** Test track for a severe lane-change maneuver; ISO 3888-2:2002
- ISO 4138:** Passenger cars; Steady state circular driving behaviour; Open loop test methods; ISO 4138:2004
- ISO 7401:** Road vehicles: Lateral transient response test methods; ISO 7401:1988
- ISO 7975:** Road vehicles: Braking in a turn; ISO 7975:1985
- ISO 14512:** Passenger cars; Straight ahead braking on surfaces with split coefficient of friction; Open-loop test procedure; ISO 14512:1999
- Janßen, A., Küçükay, F.:** Representative driving maneuvers and road surfaces concerning chassis loads; Fahrwerk Tech Konferenz, TÜV Süd, München, 2005
- Kaczmarczyk, C. et.al.:** Bautechnik für Bauzeichner; Zeichnen, Rechnen, Fachwissen; 2. Auflage, Vieweg, Wiesbaden, 2009
- Kiencke, U.; Nielsen, L.:** Automotive Control Systems For Engine, Driveline and Vehicle, 2nd edition, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005
- Kleppmann, W.:** Taschenbuch Versuchsplanung, Produkte und Prozesse optimieren, 3., überarbeitete Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2003
- Knörzer:** Fahrwerksfedern mit progressiver Charakteristik; ATZ Ausgabe 06/2007
- Koletzko, C.:** Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von Pkw unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung; VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12, Nr. 691, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2008
- KONI:** Pkw-Gesamttypenliste 2010; Importeur: H&R Spezialfedern GmbH; Katalog Art.-Nr. 10092, 2010

- Konitzer, H.; Wehrmeister, J.:** §19 StVZO Änderungen am Fahrzeug und Betriebserlaubnis; Hinweise für technische Kontrollen durch Sachverständige und Polizei; 4.Auflage, Kirschbaum Verlag, Bonn, 2009
- Kuchling, H.:** Taschenbuch der Physik; 18.Auflage, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2004
- KW:** HLS Individual; Hydraulic Lift System, Info-Flyer 2009; www.kwsuspension.de/de/kw_hls.php; Zugriff: 15.12.2011
- KW:** http://www.kwsuspension.de/de/kw_ddc.php, Zugriff: 15.12.2011
- Leister, G.:** Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung; Strategie, Methoden, Tools; 1. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2009
- Mitschke, M.:** Fahrverhalten von Personenkraftwagen auf unebener Straße, Automobiltechnische Zeitschrift ATZ, Braunschweig, Nr. 85, 1983
- Mitschke, M., Wallentowitz, H.:** Dynamik der Kraftfahrzeuge; 4. Auflage, Springer-Verlag, Berlin/ Heidelberg, 2004
- Mühlmeier, M.:** Evaluation of wheel load fluctuations; International Journal of Vehicle Design, Vol. 16, No. 4/5, Wolfsburg, 1995
- Mühlmeier, M.:** Mehrkriterielle Optimierung der Fahrdynamik von Rennfahrzeugen, TÜV Süd, fahrwerk.tech Konferenz, Garching, 2003
- Niemz, T.:** Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers; VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12, Nr. 640, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2007
- Otto, H.:** Lastwechselreaktion von Pkw bei Kurvenfahrt, Dissertation TU Braunschweig, 1986
- Popper, K:** Logik der Forschung; 10.Auflage, Mohr Siebeck, Tübingen, 1994
- Polizei Rheinland-Pfalz:** http://www.polizei.rlp.de/internet/nav/b35/b35709c6-071a-9001-be59-2680a525fe06&_ic_uCon=788608f1-96ea-4101-44b9-4615af5711f8&conPage=1&conPageSize=50.htm, Zugriff: 12.03.2012
- Rasmussen, J. et.al.:** New Technology and Human Error; Wiley, Chichester; Reprinted in 1987
- Reifenfachhandel:** Kumho Tyres entwickelt weltweit ersten 385/15 ZR 22; www.reifenfachhandel.eu/kumho-tyres-entwickelt-weltweit-ersten-38515-zr-22/; Zugriff: 15.12.2011
- Reichel, J.:** Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenkraftwagen; VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 553, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003
- Reimpell, J.:** Fahrwerktechnik: Grundlagen; 4. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 2000

- Reul, M.:** Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS; VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12, Nr. 738, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2011
- Richter, B.:** Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik: Fahrzeugschwingungen, Kurshaltung, Vierradlenkung, Allradantrieb. Köln, Verlag TÜV Rheinland, 1990
- Rill, G.:** Steady state cornering on uneven roads; SAE-Paper Nr. 860575, SAE-Verlag, Detroit, 1986
- Risse, H.-J.:** Das Fahrerverhalten bei normaler Fahrzeugführung; VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12, Nr. 160, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991
- Robert Bosch GmbH:** Kraftfahrtechnisches Taschenbuch; Vieweg, Wiesbaden, 2003
- Rompe, K.:** Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen: Quer- und Längsdynamik; Fahrzeugtechnische Schriftenreihe, Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1984
- Rompe, K.:** Variationsbereiche der Fahreigenschaften heutiger Personenkraftwagen; Automobilindustrie, Köln, Nr. 28, 1983
- Rompe, K.; Grunow, D.:** Stoßdämpfer und Fahrsicherheit; Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, Köln, Nr. 34, 1996
- Rönitz, R.; Braess, H.-H.; Zomotor, A.:** Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen/ Stand und Problematik/ Teil1/2, In: Automobil-Industrie, Nr.1 u. 3/77 S. 29-38 u. 39-46, 1977
- Rottenberger, T.:** Dämpferkonzepte für Formel 1 Rennfahrzeuge, Tagung: Fahrwerk-Vertikaldynamik: Systeme und Komponenten, Haus der Technik, Essen, 2007
- SAE:** Considerations for Suspension Modification; SAE, J2492, Warrendale, 1999
- Sagan, E.:** Zur Beurteilung von Fahreigenschaften in fahrdynamischen Testfahrten; VDI Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn Konferenz, VDI Verlag, Hannover, 2003
- Schindler, E.:** Fahrdynamik, Grundlagen des Lenkverhaltens und ihre Anwendung für Fahrzeugregelsysteme; Expert Verlag, Renningen, 2007
- Schmeitz, A.:** An efficient dynamic ride and handling tyre model for arbitrary road unevennesses; VDI Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn Konferenz, VDI Verlag, Hannover, 2001
- Schneiderman, A. M.:** Optimum Quality Costs and Zero Defects: Are They Contradictory Concepts?; American Society for Quality Control, Quality Progress, November 1986
- Schröder, C.; Chung, S.:** Influence of Tire Characteristic Properties on Vehicle Lateral Transient Response, Tire Society 13 th annual Meeting; Acron Ohio, 1994
- Schröder, J. et.al.:** Technische Mechanik 3; 10. Auflage, Springer, Berlin, 2008

- Sesma Vitrián, E.:** Beitrag zur Ermittlung von Kosten und Nutzen der präventiven Qualitätsmethoden QFD und FMEA; Dissertation, Technische Universität Berlin, 2004
- Simmermacher, D.:** Objektive Fahrsicherheit; Skript zur Vorlesung TdK WS2010/2011, Technische Universität Darmstadt, 2010
- Spacek, P.:** Fahrverhalten und Unfallgeschehen in Kurven, Fahrverhalten in Kurvenbereichen, ETH Zürich, Forschungsarbeit des Eidgenössischen Verkehrs- und Energiewirtschaftsdepartementes, Zürich, 1998
- Spann, O.; Kriegel, T.:** Von der objektiven Größe zur subjektiven Bewertung der Fahrdynamik, TÜV Süd/ TU München, chassis.tech Konferenz, Garching, 2007
- Tiemann, R.:** Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers; VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- Toutenburg, H.; Heumann, C.; Schomaker, M.:** Induktive Statistik; 4. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2008
- Trzesniowski, M.:** Rennwagentechnik; Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme; 1. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2008
- TUNE IT! SAFE!:** Alles um das sichere Tuning; www.tuneitsafe.de; Zugriff: 11.10.2011
- Van Zanten, A.:** Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP); in: Fahrdynamikregelung, Hrsg: Isermann, R., Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2006
- VDA:** VDA-Spurwechseltest, 2010, www.vda.de/de/verband/fachabteilungen/-technik/infos/vda-spurwechseltest.html, Zugriff: 07.03.2012
- VDAT e.V.:** Der Tuningmarkt in Deutschland, 2010; http://www.vdat.org/tuningmarkt_deutschland.php; Zugriff: 11.10.2011
- VDAT e.V.:** Marktforschung 2003/2004; Studie im Rahmen der IAA Frankfurt a.M. 2003; Düsseldorf, 2004
- VdTÜV:** Verband der TÜV e.V.; VdTÜV Merkblatt 751, 08.2008
- Venhovens, P.:** A Design Methodology to Assure Safe On-Road Handling Dynamics for Vehicles with Aftermarket Chassis Modifications; SAE International, 2011-01-0965, 2011
- Wagner, A.:** Ein Verfahren zur Vorhersage und Bewertung der Fahrerreaktion bei Seitenwind; Expert Verlag, Uni Stuttgart, Lehrstuhl Kraftfahrwesen, Band 23, Stuttgart, 2003
- Weber, H.:** Einführung in die Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik für Ingenieure; 3. überarb. und erw. Aufl., Teubner, Stuttgart, 1992

- Weber, I.:** Verbesserungspotential von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 592, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005
- Wesp, A.:** Analyse fahrerwirksamer Systemauslegungen und –störungen eines Fahrzeugs mit Hinterradlenkung bei gleichzeitiger Fahrerbeanspruchung durch eine Fahraufgabe; VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 741, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2011
- Wies, B.; Drähne, E.; Esser, A.:** Produktoptimierung im Zielkonflikt: Einflussparameter zur Optimierung von Bremsverhalten und Fahrstabilität, VDI Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover, 1999
- Wolf, H.:** Ergonomische Untersuchung des Lenkgefühls an Personenkraftwagen; Dissertation TU München, <http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20090312-737370-1-2>, 2009
- Xia, X.; Willis, J.N.:** The Effects of Tire Cornering Stiffness on Vehicle Linear Handling Performance; SAE Technical Paper Series 950313, 1995
- Zomotor, A.; Reimpell, J.:** Fahrwerktechnik: Fahrverhalten; Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991
- Zwicky, F.:** New Methods of Thought and Procedure. Contributions to the Symposium on Methodologies; Pasadena; Springer Verlag, New York, 1967

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Fabian Regh
Geburtsdatum: 09. Juni 1982
Geburtsort: Mainz
Familienstand: ledig
Staatsangehörigkeit: deutsch

Schulzeit

1988 – 1992 Grundschole Uelversheim
1992 – 2001 Gymnasium zu St. Katharinen Oppenheim

Wehrdienst

2001 – 2002 Fernmelder/ Fallschirmspringer in Kastellaun

Studium

2002 – 2007 Studium Allgemeiner Maschinenbau
Technische Universität Darmstadt
Abschluss: Diplom-Ingenieur

Berufstätigkeit

2007 - 2011 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeug-
technik der Technischen Universität Darmstadt
seit 2011 Entwicklungsingenieur bei der Daimler AG in Sindelfin-
gen