

# Modellbasierte und fahrdynamikunterstützte Überschlagserkennung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur  
(Dr.-Ing.)

vorgelegt von Dipl.-Ing.(FH) Rudolf Ertlmeier

geboren am 25. April 1983  
in Ingolstadt

genehmigt durch die Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter Prof. Dr.-Ing. Ulrich Jumar  
Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Michaelis  
Prof. Dr.-Ing. Thomas Brandmeier

Promotionskolloquium am 28.03.2013



## **Schriftliche Erklärung**

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe; die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Insbesondere habe ich nicht die Hilfe einer kommerziellen Promotionsberatung in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Ingolstadt, 22.10.2012

Rudolf Ertlmeier



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Angewandte Forschung (IAF) der Hochschule für angewandte Wissenschaften Ingolstadt in enger Zusammenarbeit mit der Continental Automotive GmbH.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Brandmeier, Vizepräsident der Hochschule Ingolstadt und wissenschaftlicher Leiter von CARISSMA, möchte ich mich besonders für die Betreuung und seine fortwährende Unterstützung sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen bedanken. Er hat mir die Bearbeitung des Themas ermöglicht und stand stets für zahlreiche Diskussionen mit wertvollen Anregungen und wohlwollender Unterstützung zur Verfügung.

Großer Dank gebührt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Jumar, dem Leiter des Instituts für Automation und Kommunikation e.V. (ifak), für die Ermöglichung einer kooperativen Promotion und die Betreuung der Arbeit seitens der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Michaelis, dem Leiter des Lehrstuhls Technische Informatik der gleichnamigen Universität, danke ich für sein großes Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Zweitgutachtens.

Meinen Kollegen am Forschungsschwerpunkt Fahrzeugsicherheit danke ich für die angenehme Arbeitsatmosphäre und die hervorragende Zusammenarbeit. Hier möchte ich besonders Herrn Florian Mühlfeld, Herrn Dr.-Ing. Paul Spannaus und Frau Anja Kucsera erwähnen, die immer für eine tiefe fachliche Diskussion zur Verfügung standen und in vieler Hinsicht zum Gelingen der Arbeit beitrugen.

Zudem möchte ich allen Mitarbeitern der Hochschule Ingolstadt und allen Studenten danken die mich in irgendeiner Art und Weise während meiner Arbeit unterstützt haben.

Mein Dank gilt auch allen Mitarbeitern von der Continental Automotive GmbH in Regensburg, besonders Herrn Dr. Holger Faisst und Herrn Michael Feser, für das große entgegengebrachte Vertrauen, die intensive, fruchtbare und kollegiale Zusammenarbeit, die Bereitstellung von Versuchsdaten und generell das Beisteuern von wichtigen Erfahrungen und Impulsen aus der industriellen Anwendung.

Nicht vergessen möchte ich all die lieben Menschen in meinem privaten Umfeld, ganz besonders meine Familie, die mir während meiner Promotion viel Verständnis entgegen brachten. Durch ihre Unterstützung waren sie mir ein ständiger Rückhalt und trugen somit wesentlich zum Gelingen dieses Lebensabschnitts bei.

Ingolstadt, im März 2013

Rudolf Ertlmeier



# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Erkennung von Fahrzeugüberschlägen zur Auslösung von pyrotechnischen Rückhaltemitteln. Wesentliches Ziel ist die Entwicklung eines modellbasierten Verfahrens zur frühzeitigen Erkennung eines Überschlages, welches auf Fahrdynamikinformatoren basiert. Im Fokus stehen dabei Unfallsituationen, bei denen das Fahrzeug aufgrund eines Schleudervorgangs seitlich von der Fahrbahn abkommt und überschlägt. Die dazugehörige Versuchskonfiguration, welche dieses Unfallszenario nachbildet, besitzt im Vergleich zu anderen Testszenarien die höchste Feldrelevanz. Dennoch können heutige Verfahren zur Überschlagserkennung nach dem Stand der Technik die damit verbundenen hohen Anforderungen an die Erkennungsleistung nicht ohne Weiteres erfüllen. Die Motivation dieser Arbeit begründet sich durch die hohe Gefahr, die von einem Überschlagsunfall ausgeht. Obwohl Unfallstatistiken eine eher geringe Häufigkeit hinsichtlich des Auftretens von Überschlagsunfällen verzeichnen, so sind die dabei auftretenden Verletzungsfolgen in den meisten Fällen jedoch verheerend.

Mithilfe von Sensorsignalen, welche durch die Vernetzung eines Airbagsteuergerätes und eines Fahrwerkregelsystems zur Verfügung stehen, kann der dynamische Zustand eines Fahrzeuges beschrieben werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Fahrdynamikbeobachter entworfen, welcher mithilfe serientauglicher Fahrzeugsensoren überschlagsrelevante Zustandsgrößen auch in extremen Schleudersituationen bestimmt.

Unter Berücksichtigung der dadurch zusätzlich zur Verfügung stehenden Informationen über die Fahrzeugbewegung werden drei neue Modelle zur Beschreibung eines Überschlagvorgangs entwickelt. Das erste Modell schätzt während des Überschlagunfalls die zu erwartende Rollgeschwindigkeit am Ende des Rutschvorganges mittels Analyse der Energieübertragungen. Dadurch lässt sich die Gefahr der Situation deutlich früher erkennen. Dagegen ermöglicht das zweite Verfahren durch die Beschreibung des Rutsch- und Aufkippvorgangs mithilfe der Drehimpulserhaltung die Vorhersage der Rollbewegung des Fahrzeuges, so dass die Rollgeschwindigkeit und der Rollwinkel am Ende des Rutschvorgangs prädictiert werden können. Mit diesem Verfahren ist eine Erkennung von Fahrzeugüberschlägen zu einem wesentlich früheren Zeitpunkt möglich. Im dritten Modell wird eine Schätzung des Rotationsmittelpunktes während des Überschlages entwickelt. Dadurch wird die richtige Klassifizierung von extremen Beinaheüberschlägen, die über den theoretisch kritischen Rollwinkel aufkippen, aber dennoch nicht überschlagen, ermöglicht. Das Potential der neuen Verfahren zur Überschlagserkennung wird durch eine ausführliche Evaluierung gezeigt. Dabei wird auch das Verhalten der einzelnen Methoden bei Messunsicherheiten anhand einer Simulation von Linearitätsfehlern der Eingangssignale untersucht und die Erkennungsleistung mit Methoden, die auf dem derzeitigen Stand der Technik basieren, verglichen.

Bei dem in der Fahrzeugindustrie etablierten Versuchsszenario zur Nachstellung von Überschlägen mit seitlichem Schleudern in ein Sandbett stehen für fahrdynamikunterstützte Überschlagserkennungsmethoden nicht alle notwendigen Signale zur Verfügung. Aus diesem Grund wird zum Abschluss dieser Arbeit eine geeignete Teststrategie konzipiert. Es wird untersucht, inwiefern die Standardversuchsanordnung zur Applikation und Serienabsicherung von fahrdynamikunterstützten Verfahren zur Erkennung von Überschlägen ausreichend ist.





# Abstract

The titled thesis demonstrates the detection of vehicle rollover accidents for the deployment of pyrotechnical restraint systems. The main objective of this work is the development of a model based method for early rollover detection using driving dynamics information. Therefore the methodologies demonstrated are focused on accident events where the vehicle leaves the road and rolls over due to skidding. The test configuration which represents this accident type has the highest field relevance. Nevertheless, state of the art methods for rollover detection are not able to meet all test requirement levels. This work was motivated by the fact that rollover accidents are extremely dangerous with accident statistics showing, that although a rollover does not often occur, the resulting injuries are very severe.

By using sensor signals which are made available by integrating an airbag system and a chassis control system, it is possible to describe the dynamic state of the vehicle. In this thesis, a driving dynamics observer is designed to determine rollover relevant state variables in arbitrary situations with the help of vehicle sensors that are commercially used.

Three new models describing a rollover are developed by using additional information from the driving dynamics observer. The first model compiles an estimation of the roll rate at the end of the skidding process by analyzing the energy transfer during the rollover. Thus, the danger of the situation can be detected at an earlier state. In contrast, the second method predicts the roll rate and the roll angle at the end of the skidding process by prescribing the rollover scenario using the principle of the conservation of angular momentum. With this method, the detection of vehicle rollovers is possible much earlier. The third model describes the estimation of the roll center during a rollover event. This allows the correct classification of extreme situations, where the vehicles roll angle rises beyond the theoretical critical roll angle, although no rollover occurs. The potential of the new methods for rollover detection is shown on hand of a detailed evaluation. The characteristics of the individual methods are analyzed for measurement uncertainties using simulation techniques. Furthermore, detection performances are compared to the state of the art methods.

During the established test configuration that represented rollovers with lateral skidding into a sand bed, not all necessary sensor signals for a driving dynamic based rollover detection system are available. For this reason a proper test strategy is designed at the end of this thesis. It will be investigated if the standard test set up is sufficient for the application and validation of driving dynamics supported methods for rollover detection.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b>	<b>VII</b>
<b>Abstract</b>	<b>IX</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>XIII</b>
<b>1. Einleitung und Motivation</b>	<b>1</b>
1.1. Fahrzeugsicherheit als Forschungszeitweig . . . . .	1
1.1.1. Meilensteine der Fahrzeugsicherheitstechnik . . . . .	1
1.1.2. Vernetzung von Systemen . . . . .	3
1.2. Der Überschlagnunfall . . . . .	5
1.2.1. Bedeutung des Überschlagnunfalls im realen Unfallgeschehen . . . . .	5
1.2.2. Versuchsanordnungen zur Erforschung von Überschlagnunfällen . . . . .	10
1.2.3. Maßnahmen zur Erhöhung des Insassenschutzes bei einem Überschlagnunfall . . . . .	17
1.3. Zielstellung und Aufbau der Arbeit . . . . .	28
Fazit . . . . .	30
<b>2. Verfahren zur Erkennung von Überschlagnunfällen - Stand der Wissenschaft und Technik</b>	<b>31</b>
2.1. Bekannte Überschlagnunfallmodelle und Methoden . . . . .	31
2.1.1. Energietransformationsmodell . . . . .	31
2.1.2. Impulserhaltungsmodell . . . . .	33
2.1.3. Weitere bekannte Methoden . . . . .	36
2.2. Sensoren und Algorithmenarchitektur . . . . .	37
2.2.1. Beschleunigungssensor . . . . .	37
2.2.2. Drehratensensor . . . . .	38
2.2.3. Algorithmenarchitektur . . . . .	38
2.3. Grenzen heutiger modellbasierter Überschlagnunfallerkennungsalgorithmen . . . . .	40
Fazit . . . . .	42
<b>3. Fahrzustandsbeobachter</b>	<b>43</b>
3.1. Anforderungen an Fahrdynamikbeobachter . . . . .	43
3.2. Ansätze nach dem Stand der Technik . . . . .	44
3.3. Modellierung der Fahrdynamik . . . . .	46
3.3.1. Ermittlung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit . . . . .	46
3.3.2. Querdynamisches Fahrzeugmodell . . . . .	48
3.3.3. Erkennung kritischer Fahrsituationen . . . . .	51
3.4. Schätzung des kinematischen Fahrzustandes . . . . .	52
3.4.1. Theorie des Extended-Kalman-Filter . . . . .	52
3.4.2. Anwendung des Extended-Kalman-Filter als Fahrdynamikbeobachter . . . . .	54
3.5. Validierung des Fahrdynamikbeobachters . . . . .	57
3.5.1. Simulationsdaten . . . . .	57

3.5.2. Reale Daten . . . . .	64
Fazit . . . . .	66
<b>4. Überschlagerkennung basierend auf Fahrdynamikinformationen</b>	<b>67</b>
4.1. Schätzung der erwarteten Rollenergie . . . . .	67
4.1.1. Analyse der Energietransformation . . . . .	67
4.1.2. Auslösestrategie mittels erwarteter Rollenergie ERK . . . . .	69
4.2. Vorhersage der Rollbewegung . . . . .	74
4.2.1. Prädiktion der Rollrate . . . . .	74
4.2.2. Prädiktion des Rollwinkels . . . . .	77
4.2.3. Auslösestrategie mittels prädiziertem Rollzustand RPK . . . . .	78
4.3. Variation des Rotationsmittelpunktes . . . . .	82
4.3.1. Bestimmung des Drehpols . . . . .	84
4.3.2. Auslösestrategie mittels Drehpunktsschätzung AkRK . . . . .	85
4.4. Evaluierung der Auslösekriterien . . . . .	90
4.4.1. Performancevergleich mit nominalen Signalen . . . . .	91
4.4.2. Sensorempfindlichkeitsanalyse (Linearitätsfehler) . . . . .	93
4.4.3. Systemverhalten bei Größtfehlerbetrachtung . . . . .	96
Fazit . . . . .	106
<b>5. Testkonzept für vernetzte Überschlagerkennungssysteme</b>	<b>107</b>
5.1. Ansatz zur Absicherung von fahrdynamikbasierten Überschlagerkennungssystemen	107
5.1.1. Soil-Trip-Überschlagerkennungssystem mit Schleuderphase . . . . .	108
5.1.2. Getrennte Absicherung der Funktionspartitionen . . . . .	109
5.2. Validierung des Testansatzes . . . . .	110
5.2.1. Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf reale Fahrzeuge . . . . .	110
5.2.2. Überprüfung der Teststrategie . . . . .	114
5.2.3. Nutzenanalyse ergänzender Schlittenversuche . . . . .	116
Fazit . . . . .	122
<b>6. Zusammenfassung</b>	<b>123</b>
<b>Anhang</b>	<b>125</b>
A. Fahrdynamik Versuchsfahrzeuge . . . . .	125
A.1. Virtuelles Versuchsfahrzeug . . . . .	125
A.2. Reales Versuchsfahrzeug . . . . .	125
B. Evaluierungsdaten des skalierten Versuchsfahrzeuges . . . . .	126
B.1. Das skalierte Überschlagerkennungssystem . . . . .	126
B.2. Soil-Trip-Schlittenversuche . . . . .	126
B.3. Soil-Trip-Realversuche . . . . .	130
C. Evaluierungsergebnisse des Kriterienvergleichs mit nominalen Signalen . . . . .	131
D. Sensorempfindlichkeitsanalyse . . . . .	133
E. Ergebnisse Realversuche . . . . .	142
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>149</b>

# Symbolverzeichnis

## Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
$a$	$\text{m/s}^2$	Beschleunigung
$a_1$	$\text{m/s}^2$	Parameter des Längsgeschwindigkeitsmoduls
$a_x$	$\text{m/s}^2$	Längsbeschleunigung
$a_y$	$\text{m/s}^2$	Querbeschleunigung
$a_z$	$\text{m/s}^2$	Vertikalbeschleunigung
$c_h$	$\text{N/rad}$	Schräglaufsteifigkeit der Hinterräder
$c_v$	$\text{N/rad}$	Schräglaufsteifigkeit der Vorderräder
$f$		Funktion
$g$	$9,81 \text{ m/s}^2$	Erdbeschleunigung
$h$	$\text{m}$	Höhe des Schwerpunktes im globalen Koordinatensystem
$h_0$	$\text{m}$	Höhe des Schwerpunktes im Fahrzeugkoordinatensystem
$h_{\text{red}}$	$\text{m}$	reduzierte Schwerpunkthöhe
$l$	$\text{m}$	Achsabstand
$l_h$	$\text{m}$	Abstand Schwerpunkt Hinterachse
$\ln$		natürlicher Logarithmus
$l_v$	$\text{m}$	Abstand Schwerpunkt Vorderachse
$m$	$\text{kg}$	Fahrzeugmasse
$P$		Drehpunkt / äußerer Radaufstandspunkt
$p_{ij}$		Elemente einer Matrix mit der Dimension (i,j)
$\mathbf{q}$		Vektor des System-/Prozessrauschens
$\mathbf{r}_{S-P}$	$\text{m}$	Abstandsvektor zwischen Schwerpunkt und Drehpunkt
$\mathbf{r}$		Vektor des Messrauschens
$r_x$	$\text{m}$	longitudinaler Abstand zwischen Schwerpunkt und Drehpunkt
$r_y$	$\text{m}$	lateraler Abstand zwischen Schwerpunkt und Drehpunkt
$r_z$	$\text{m}$	vertikaler Abstand zwischen Schwerpunkt und Drehpunkt
$s$	$\text{m}$	äußere Spurbreite des Fahrzeuges
$t$	$\text{s}$	Zeit
$t_0$	$\text{s}$	Anfangszeitpunkt
$\mathbf{u}$		Eingangsvektor
$v$	$\text{m/s}$	Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{1...4}$	$\text{m/s}$	Längsgeschwindigkeit der Räder bezogen auf Schwerpunkt
$v_{\text{ch}}$	$\text{m/s}$	charakteristische Geschwindigkeit
$v_{\text{hl}}$	$\text{m/s}$	Umfangsgeschwindigkeit am hinteren linken Rad
$v_{\text{hr}}$	$\text{m/s}$	Umfangsgeschwindigkeit am hinteren rechten Rad
$v_{\text{vl}}$	$\text{m/s}$	Umfangsgeschwindigkeit am vorderen linken Rad
$v_{\text{vr}}$	$\text{m/s}$	Umfangsgeschwindigkeit am vorderen rechten Rad
$\bar{v}_{x,R}$	$\text{m/s}$	gemittelte Fahrzeuglängsgeschwindigkeit aus Radumfangsgeschwindigkeiten

Symbol	Einheit	Bedeutung
$v_{\min}$	m/s	Mindestgeschwindigkeit
$v_{\text{sled}}$	m/s	Schlittengeschwindigkeit
$v_x$	m/s	longitudinale Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_y$	m/s	laterale Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_z$	m/s	vertikale Fahrzeuggeschwindigkeit
$\mathbf{x}$		Zustandsvektor
$\mathbf{y}$		Ausgangsvektor
$E\{(\cdot)\}$		Erwartungswert der Variable ( $\cdot$ )
$\mathbf{A}_{IK}, \mathbf{A}_x$		Rotationsmatrix von Inertialsystem in Fahrzeugsystem ???
$\mathbf{A}$		Beobachtungsmatrix
$\mathbf{B}$		Steuermatrix
$\mathbf{C}$		Systemmatrix
$E_{\text{pot}}$	J	potentielle Energie
$E_{\text{roll}}$	J	Rollenergie
$E_{\text{rot}}, E_{\omega_{x,y,z}}$	J	Rotationsenergie
$E_{v_y}$	J	laterale Bewegungsenergie
$F$		Faktor der jeweiligen Funktion
$\mathbf{F}^a$	N	Vektor der wirkenden äußeren Kräfte
$F_{\text{abs}}$		absoluter Fehler
$F_B$	N	Trägheitskraft
$F_{Lx}$	N	Luftwiderstandskraft in Fahrzeuginnenrichtung
$F_{Ly}$	N	Luftwiderstandskraft in Fahrzeugquerrichtung
$F_N$	N	Normalkraft, Aufstandskraft
$F_Q$	N	Querkraft
$F_{\text{rel}}$		relativer Fehler
$F_{xv}, F_{xh}$	N	Umfangskraft am Rad bzw. an der Achse (vorne, hinten)
$F_{yv}, F_{yh}$	N	Seitenkraft am Rad bzw. an der Achse (vorne, hinten)
$F_{zf}$	N	Zentrifugalkraft
$\mathbf{I}$		Einheitsmatrix
$\mathbf{K}$		Filterverstärkung des (Extended) Kalman Filters
$L$	$\text{kgm}^2/\text{s}$	Drehimpuls
$M$	Nm	Moment
$M_x^a$	Nm	wirkende Momente um Fahrzeuginnenachse
$M_i$		Maßsystem
$M_T$	Nm	Drehmoment der Massenträgheit
$N$		Nenner der jeweiligen Funktion
$\mathbf{P}$		Kovarianzmatrix des Schätzfehlers
$\mathbf{Q}$		Kovarianzmatrix des Systemrauschens
$\mathbf{R}$		Kovarianzmatrix des Messrauschens
$T$	s	Zeitdauer
$S_{\dot{\varphi}_z}$	rad/s	Schwelle für Gierratendifferenz in Querdynamikmodul
$Z$		Zähler der jeweiligen Funktion
$\alpha_h$	rad	Schräglaufwinkel der Hinterräder
$\alpha_v$	rad	Schräglaufwinkel der Vorderräder
$\beta$	rad	Schwimmwinkel

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\delta_v$	rad	Lenkwinkel an der Vorderachse
$\eta$	1	Wirkungsgrad
$\kappa$	rad	statischer Kippwinkel
$\mu$	1	Reibbeiwert
$\omega_{\text{krit},1/2}$	rad/s	kritische Rollrate
$\hat{\omega}_{\text{krit},1/2}$	rad/s	effektive kritische Rollrate
$\tilde{\omega}_{\text{krit},1/2}$	rad/s	angepasste kritische Rollrate
$\omega_x$	rad/s	Roll-/Wankwinkelgeschwindigkeit / Rollrate
$\omega_{x,\text{min}}$	rad/s	Mindestrollrate
$\omega_y$	rad/s	Nickwinkelgeschwindigkeit / Nickrate
$\omega_z$	rad/s	Gierwinkelgeschwindigkeit / Gierrate
$\omega_{z,\text{ref}}$	rad/s	mittels Radgeschwindigkeiten berechnete Referenzgierrate
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	rad	mittlerer Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt
$\varphi_{x,\text{TTF}}$	rad	Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt
$\varphi_x$	rad	Rollwinkel
$\varphi_{x,\text{min}}$	rad	Mindestrollwinkel
$\varphi_y$	rad	Nickwinkel
$\varphi_z$	rad	Gierwinkel
$\rho$	m	Krümmungsradius
$\sigma$		Varianz
$\Delta$		Differenz
$\dot{\varphi}_{z,\text{lin}}$	rad/s	lineare Gierrate nach dem Einspurmodell
$\Theta_{xP}$	kg m <sup>2</sup>	Trägheitsmoment des Fahrzeugs um Längsachse bezogen auf den Rotationspunkt P
$\Theta_{xS}$	kg m <sup>2</sup>	Trägheitsmoment des Fahrzeugs um Längsachse bezogen auf den Schwerpunkt
$\Theta_{zS}$	kg m <sup>2</sup>	Trägheitsmoment des Fahrzeugs um Hochachse bezogen auf den Schwerpunkt

## Indizes

Index	Bedeutung
$I(\cdot)$	tiefgestelltes $I$ vor der Variable $(\cdot)$ : Größe $(\cdot)$ im globalen (inertialen) Koordinatensystem
$(\cdot)$	Kein Index vor der Variable $(\cdot)$ : Größe $(\cdot)$ im fahrzeugfesten Koordinatensystem
$(\cdot)^-$	hochgestelltes $-$ nach der Variable $(\cdot)$ : Prädiktionsschritt des (Extended-) Kalman-Filters
$(\cdot)^+$	hochgestelltes $+$ nach der Variable $(\cdot)$ : Korrekturschritt des (Extended-) Kalman-Filters
$(\cdot)^T$	hochgestelltes $T$ nach der Variable $(\cdot)$ : Transponierter Vektor bzw. transponierte Matrix
$(\cdot)_k$	tiefgestelltes $k$ nach der Variable $(\cdot)$ : zeitdiskreter Wert zum Zeitpunkt $T = k \cdot \Delta t$ (mit $\Delta t$ : Abtastzeit)
$(\cdot)^{-1}$	hochgestelltes $-1$ nach der Variable $(\cdot)$ : Inverse Matrix

## Abkürzungen

ABC	Active Body Control
ABS	Antiblockiersystem
AIS	Abbreviated Injury Scale
AkRK	Angepasste-kritische-Rollrate-Kriterium
BAST	Bundesanstalt für Straßenwesen
CAN	Controller Area Network
CARE	Community database on roads in Europe
CDS	Crashworthiness Data System
CSV	Critical Sliding Velocity
DEKRA	Deutscher Kraftfahrzeug-Überwachungs-Verein
DP	Druckmittelpunkt
ERK	Erwartete-Rollrate-Kriterium
ESC	Electronic Stability Control
FARS	Fatality Analysis Reporting System
FAT	Forschungsvereinigung Automobiltechnik
FCW	Forward Collision Warning
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standard
FN	False Negative
FP	False Positive
FSV	Full Size Vehicle (Reales Versuchsfahrzeug)
GES	General Estimates System
GIDAS	GERMAN In-Depth Accident Study
GPS	Global Positioning System
HIC	Head Injury Criterion
HLDI	Highway Loss Data Institute
IIHS	Insurance Institute for Highway Safety
ISO	International Organization for Standardization
LDM	Längsdynamikmodul
LDW	Lane Departure Warning
Lkw	Lastkraftwagen
NAS	National Academy of Sciences



NASS	National Automotive Sampling System
NCAP	New Car Assessment Program
NCSA	National Center for Statistics and Analysis
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
OEM	Original Equipment Manufacturer
PARS	Police Accident Reports
Pkw	Personenkraftwagen
QDM	Querdynamikmodul
RMS	Root Mean Square
RPK	Rollbewegungs-Prädiktions-Kriterium
RSS	Relative Risk Score
RTTF	Required Time To Fire (Geforderter Auslösezeitpunkt)
S, SP	Schwerpunkt
SAE	Society of Automotive Engineers
SI	Stability Index
SSF	Static Stability Factor
SUV	Sport Utility Vehicle
SV	Scaled Vehicle (Skaliertes Versuchsfahrzeug)
TTF	Time To Fire (Auslösezeitpunkt)
TÜV	Technischer Überwachungs-Verein
VRC	Vehicle Research Center
vRPK	vereinfachtes Rollbewegungs-Prädiktions-Kriterium
VSS	Vehicle Safety Score



# 1. Einleitung und Motivation

*Mobilität ist ein wichtiger Bestandteil der heutigen Gesellschaft. Die meisten Orte auf der Erde können heute komfortabel in akzeptabler Zeit erreicht werden. Gerade im Alltag spielt Mobilität eine wichtige Rolle. Eine „durchschnittliche Person“ in Deutschland legt nach [41] pro Tag 3,4 Wege und eine Gesamtstrecke von 39 Kilometern zurück. Berufstätige sind demnach mit Abstand die mobilste Personengruppe. Der größte Anteil der täglich zurückgelegten Wege liegt deutlich unterhalb von 100 Kilometern. Mit 85 % ist in diesen Fällen das Auto das wichtigste Verkehrsmittel. Der individuelle Wunsch nach Mobilität zeigt sich auch in dem wachsenden Bestand an motorisierten Fahrzeugen (Abb. 1.1b) [21, 124]. Die damit verbundene steigende Verkehrsdichte bedeutet auch ein höheres Unfallrisiko der Verkehrsteilnehmer. Im Folgenden wird zunächst das Thema Fahrzeugsicherheit als Forschungszweig, insbesondere deren historische Entwicklung sowie die aktuellen Trends, aufgezeigt. Im Anschluss daran wird der Überschlagsunfall näher behandelt. Abschließend werden in diesem Kapitel die Aufgabenstellung sowie die Gliederung der vorliegenden Arbeit dargestellt.*

## 1.1. Fahrzeugsicherheit als Forschungszweig

Um den Straßenverkehr für Fußgänger und Fahrzeuginsassen sicherer zu gestalten, sind Fahrzeughersteller, Zulieferer sowie Forschungseinrichtungen, die im Bereich der Fahrzeugsicherheit tätig sind, permanent um innovative Lösungsmöglichkeiten bemüht.

### 1.1.1. Meilensteine der Fahrzeugsicherheitstechnik

Erste wissenschaftliche Aktivitäten hinsichtlich der allgemeinen Zielsetzung, die Zahl der Verkehrstoten zu senken, sind Mitte des 20. Jahrhunderts auszumachen. Zunächst beschränkten sich die ersten Maßnahmen auf rein konstruktive Aspekte. Beispielsweise wurde durch die Entschärfung harter Kanten das Verletzungsrisiko von Insassen in einer Crash-Situation reduziert [139]. Bereits in den Fünfzigerjahren entwarf Bela Barényi ein Konzept, Fahrzeuge in drei Bereiche unterschiedlicher Steifigkeit auszuführen [7]. Um die bei einem Unfall zu vernichtende Bewegungsenergie durch die Fahrzeugstruktur abzubauen, werden nach diesem Konzept die Fahrzeugfront und die Heckpartie deformierbar ausgelegt. Die Fahrgastzelle soll dagegen starr sein, damit der Überlebensraum für die Insassen während eines Crashes möglichst groß ist. Mit dem Typ 300 SE Coupé brachte Mercedes 1962 das erste derart konstruierte Fahrzeug auf den Markt [98] und etablierte damit den Begriff „Knautschzone“ in den 60er Jahren. Bis heute findet sich diese prinzipielle technische Umsetzung der passiven Sicherheit bzw. des Barényi-Konzepts in jedem Pkw. Dazu zählen im Wesentlichen die Rahmenkonstruktion aus Längsträgern, Schwellern und Mittelstange, Lenkstränge sowie Außenhautkonzepte. Der jährliche Anstieg an Verkehrstoten konnte in Deutschland in den 70er Jahren nach der Einführung des Sicherheitsgurtes und vor allem im Zuge der Erhebung von Bußgeldern bei Missachtung der ab 1976 gültigen Gurtpflicht erstmals in der Geschichte des Automobils gestoppt werden (siehe Abbildung 1.1a) [124]. Das hohe Rettungspotential von Rückhaltemitteln war damit bewiesen [73, 118].

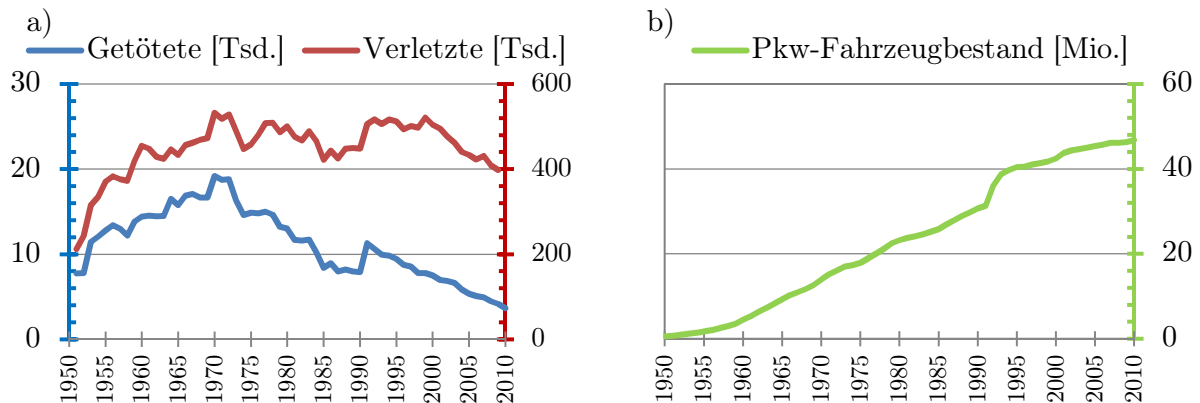


Abbildung 1.1.: Entwicklung a) der Zahl der im Straßenverkehr getöteten und verletzten Personen und b) des Pkw-Fahrzeugbestands von 1950 bis 2010 in Deutschland [21, 124]. Trotz immens steigendem Verkehrsaufkommen ist seit 1970 ein deutlicher Rückgang von Verkehrsoptionen zu beobachten. Dennoch verstarben allein im Jahr 2010 insgesamt 3651 Personen im deutschen Straßenverkehr.

Aus dem im Jahr 1920 aus der militärischen Luftfahrt entlehnten Vorschlag, aufblasbare Luftsäcke zum Schutz von Flugzeuginsassen bei einem Aufprall zu verwenden [106], entstammte in den 1950er Jahren die Idee, sogenannte Airbags zum Fahrzeuginsassenschutz einzusetzen [57, 81]. Mitte der 70er Jahre stattete der US-Autohersteller GM die ersten Modelle mit einem pressluftgetriebenen Airbagsystem namens „Air Cushion Restraint System (ACRS)“ aus [120]. Der erste pyrotechnische Airbag ging nach langjährigen Entwicklungsarbeiten 1981 in einem Fahrzeug der Firma Mercedes Benz in Serie [98]. Die Unfallerkennung, und damit die Auslösung der Pyrotechnik, wurde mittels Vergleich eines aus Beschleunigungssensoren berechnetem Geschwindigkeitsabbau und einem gespeicherten Sollwert realisiert [73, 76]. Das Wissen um die Unfallmechanik ist für solche sicherheitskritischen Anwendungen von großer Bedeutung. Mittels Erhaltungssätze (Impuls-, Energie-, Drall- und Massenerhaltung) lassen sich Unfallszenarien darstellen [22, 60], so dass es über eine Modellierung z. B. als Feder-Dämpfer-Masse-Systemen gelingt, den zeitlichen Kräfteverlauf einer Kollision ausreichend genau zu beschreiben. Nachdem sich der Airbag zum Insassenschutz bei Frontalunfällen etablierte wurden Mitte der 90er Jahre die ersten Seitenairbags eingeführt. So setzte der Automobilhersteller Volvo 1994 das sogenannte „Side Impact Protection System - SIPS“ in der 850er Modellreihe ein [101, 150]. Wenig später folgte die Einführung von Kopf-Seitenairbags zum Schutz von schweren Kopfverletzungen bei seitlichen Kollisionen [89].

Bereits in den 1930er Jahren führte GM Versuche im Themengebiet der Überschlagsforschung durch, wobei eine steife und damit stabile Dachkonstruktion im Fokus der Untersuchungen stand [146, 149]. Das erste System zur Erkennung eines Fahrzeugüberschlages mit anschließender Auslösung von Sicherheitseinrichtungen führte Mercedes-Benz 1989 ein. Dieses System wurde ausschließlich zur Triggerung von reversibel ausfahrbaren Überrollbügeln verwendet [8, 9]. Die Aktivierung irreversibler Systeme bei Überschlagsunfällen wurde erstmals 1998 von Volvo eingeführt. So stattete der schwedische Automobilhersteller sein damaliges Cabriolet C70 mit vier pyrotechnischen Gurtstraffern aus, welche unter anderem von dem Überschlagerkennungssystem „ROPS“ (Roll Over Protection System) angesteuert wurden [116, 138]. Im Jahr 2002 bot schließlich der US-amerikanische Fahrzeughersteller Ford das sogenannte „Sa-

fety Canopy“ System an, welches als erstes Fahrzeuginsassenschutzsystem gilt, bei dem die Seitenairbags durch einen Überschlag aktiviert werden können [42, 116].

Mittlerweile sind moderne Fahrzeuge mit einer Vielzahl von Airbags ausgestattet. Zum Beispiel zählt der aktuelle Lexus GS 350 serienmäßig insgesamt zwölf solcher Luftkissen [108]. Dennoch ist das Sicherheitssystem Airbag noch nicht am Ende seiner Entwicklungen angekommen, weshalb eine permanente Weiterentwicklung des Schutzsystems beobachtet werden kann. Neben der Optimierung bereits bestehender Systeme sind vor allem auch neue Einsatzfelder von Airbags gefragt. Neueste Anwendungen sind beispielsweise ein Fußgängerairbag zur Verringerung der Kopfaufprallschwere im Bereich der Windschutzscheibe [35, 56], oder ein aufblasbarer Sicherheitsgurt mit dessen Hilfe der ausgeübte Druck auf die Brust gemindert werden soll, um die Zahl der Rippen- oder Brustbeinverletzungen zu verringern [126]. Trotz aller bereits serienmäßig eingeführten Innovationen ist das Schutzpotential der Sicherheitssysteme noch nicht voll ausgeschöpft, weshalb Forschungs- und Entwicklungsgruppen stetig an der Verbesserung dieser Systeme arbeiten. Aktuell wird insbesondere an der Vernetzung verschiedener Fahrzeugsysteme intensiv gearbeitet. Dies soll im folgenden Abschnitt näher vorgestellt werden.

### 1.1.2. Vernetzung von Systemen

Heutige standardmäßig eingesetzte passive Sicherheitssysteme müssen immer auf Signale von Crash-Sensoren warten, die erst ab dem ersten Kontakt mit einem Hindernis vorliegen. Betrachtet man einen Unfall als Ganzes, ist offensichtlich, dass dieser bereits viel früher entsteht. Dabei stehen heute schon viele Fahrerassistenzsysteme zur Verfügung, die bereits weit vor einem Unfall effektiv den Fahrer entlasten oder in kritischen Situationen Maßnahmen zur Unfallvermeidung einleiten und so die Fahrzeugsicherheit deutlich verbessern. Dennoch lassen sich, trotz aller Vorsichtsmaßnahmen und Assistenzsysteme, gefährliche Situationen nicht grundsätzlich verhindern. Durch das Zusammenspiel aller Systeme können gefährliche Verkehrsszenarien jedoch umfassend und vorausschauend erfasst werden, so dass eine koordinierte und damit optimierte Aktivierung aller Maßnahmen zum Schutz der Verkehrsteilnehmer möglich wird [114]. Dies soll anhand Abbildung 1.2 beispielhaft erläutert werden. Mittels Fahrerassistenzfunktionen, wie dem Spurverlassenswarner und der Geschwindigkeitszeichenerkennung, wird der Fahrer während der normalen Fahrt unterstützt. Entsteht eine mögliche Gefahrensituation, kann der Fahrer zum Beispiel durch einen Abstandsregeltempomat oder durch eine Totwinkelerkennung gewarnt werden. Die Elektronische Stabilitätskontrolle (ESC) hilft dem Fahrer durch einen aktiven Eingriff in die Fahrdynamik dabei, das Fahrzeug in querdynamischen Pre-Crash-Situationen unter Kontrolle zu halten. Auch in anderen kritischen Situation werden weitere Bremsfunktionen (z. B. autonome Notbremsung) aktiv, wodurch viele Unfälle im Idealfall vermieden werden können. Gleichzeitig werden in dieser Pre-Crash-Phase Maßnahmen zur Vorbereitung des Fahrzeuges bzw. der Insassen auf einen möglichen Unfall eingeleitet. Zum Beispiel wird durch die Aktivierung von reversiblen Gurtstraffern eine optimale Anbindung der Insassen an das Fahrzeug gewährleistet. Ist ein Unfall trotz aller aktiven Sicherheitsmaßnahmen nicht mehr zu verhindern, werden die Informationen aus der Pre-Crash-Phase zur Beurteilung der Crash-Schwere herangezogen, um damit eine optimale Zündentscheidung der passiven Rückhaltesysteme zu treffen. Beispielsweise ist der fahrdynamische Bewegungszustand eines Fahrzeuges entscheidend dafür, ob es zu einem Überschlag kommen kann oder nicht. Deshalb ist die Kenntnis des Bewegungszustandes, welcher durch eine Sensordatenfusion von ESC- und Airbag-System ermittelt werden kann, von großer Bedeutung für eine optimale Überschlagserkennung. Nach einem erkannten Unfall kann

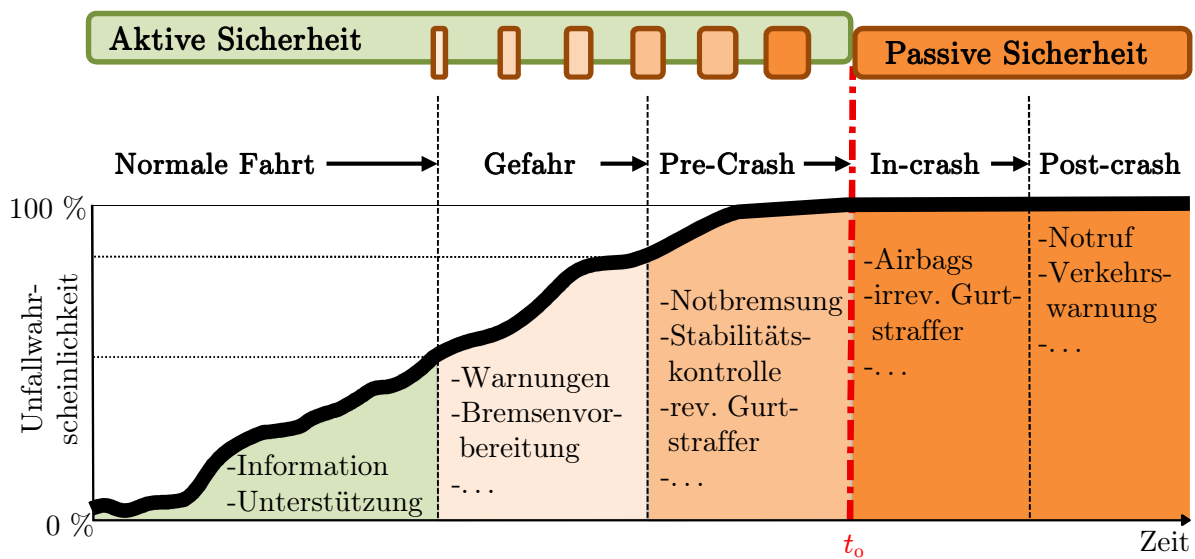


Abbildung 1.2.: Durch die Vernetzung aller Fahrzeugsicherheits- und Assistenzsysteme können Insassen über alle Fahrphasen optimal unterstützt und geschützt werden [114]. Während einer normalen Fahrt entlasten Fahrerassistenzfunktionen den Fahrer. In Gefahrensituationen wird eine Warnung ausgegeben und weitere autonome Sicherheitsfunktionen vorkonditioniert. Durch aktive Eingriffe in einer Pre-Crash-Phase können Unfälle verhindert oder zumindest die Schwere verringert werden. Gleichzeitig werden Schutzmaßnahmen für einen möglicherweise folgenden Unfall eingeleitet. Die Informationen aus der Pre-Crash-Phase werden zur Beurteilung der Unfallschwere herangezogen, so dass eine optimale Auslösung der passiven Rückhaltesysteme während der In-Crash-Phase möglich ist. Nach einem Unfall (Post-Crash-Phase) können mittels Kommunikationssysteme weitere Verkehrsteilnehmer gewarnt und ein Notruf mit allen wichtigen Informationen abgesetzt werden.

anschließend ein automatischer Notruf sowie eine Unfallwarnung für andere Verkehrsteilnehmer gesendet werden. Der Schutz während eines Unfalles wird also durch die Vernetzung der Sicherheitssysteme entscheidend intensiviert.

Dabei kann durch die Vernetzung der einzelnen Systeme nicht nur die Sicherheit erhöht, sondern auch die Kosten reduziert werden. Zum Beispiel lassen sich durch gemeinsam genutzte Ressourcen, wie Sensoren, Stecker und Mikroprozessor verschiedener Systeme, Redundanzen deutlich verringern. Darüber hinaus entstehen durch die Integration von mehreren Bauteilen unterschiedlicher Systeme zu einer Baugruppe (z. B. durch die Unterbringung des ESC-Sensorcluster in das Airbagsteuergerät) Kostenvorteile, weil dadurch die Gesamtzahl der Steuergeräte sinkt.

Die allgemeine Intention der umfassenden Vernetzung aller Sicherheits-, Fahrerassistenz- und Kommunikationssysteme ist das von mehreren europäischen Ländern und Vereinigungen definierte Ziel, null Verkehrstote und Schwerverletzte zu erreichen (Stichwort: „Vision Zero“) [32, 134, 135] sowie langfristig sogar das unfallfreie Fahren für alle Verkehrsteilnehmer zu ermöglichen.

## 1.2. Der Überschlagsunfall

Bei der Entwicklung von Sicherheitssystemen sind Fahrzeughersteller und Zulieferer stets daran interessiert, eine möglichst hohe Relevanz für das reale Unfallgeschehen zu erzielen. Vor diesem Hintergrund soll im Folgenden die Bedeutung des Unfalltyps „Überschlag“ behandelt werden. Anschließend folgt eine Darstellung von verschiedenen aus der Literatur bekannten Versuchsanordnungen zur Erforschung von Überschlagsunfällen. Des Weiteren werden Maßnahmen zur Verbesserung des Insassenschutzes in Überschlagsunfällen aus Sicht der Fahrzeugtechnik aufgezeigt.

### 1.2.1. Bedeutung des Überschlagsunfalls im realen Unfallgeschehen

Verkehrsunfälle mit Fahrzeugüberschlägen stellen im Personenverkehr trotz modernster Sicherheitssysteme eine ernst zu nehmende Gefahr für das Leben der Fahrzeuginsassen dar. Wie später gezeigt wird, ist der Überschlagsunfall zwar nicht die häufigste Unfallart; dennoch führt er oft zu schwersten Verletzungen, oder im schlimmsten Fall sogar zum Tod von Fahrzeuginsassen. Anhand von Unfallstatistiken kann die Bedeutung des Überschlagsunfalls im realen Unfallgeschehen und damit die Notwendigkeit einer verbesserten Überschlagserkennung zum Schutz der Fahrzeuginsassen aufgezeigt werden.

Betrachtet man allgemeine Verkehrsunfallstatistiken (siehe Abb. 1.1), so ist in Deutschland eine seit nunmehr drei Jahrzehnten anhaltende positive Entwicklung im Bereich der Straßenverkehrssicherheit zu erkennen [124]. Ein wichtiger Baustein für diese positive Entwicklung ist neben den zahlreichen Verkehrserziehungsmaßnahmen, staatlichen Vorschriften, Infrastrukturmaßnahmen und Verbesserungen im Rettungswesen, besonders auch der technische Fortschritt aktiver und passiver Sicherheitssysteme in der Fahrzeugtechnik. Trotz aller Sicherheitssysteme kam es in den letzten Jahren im Schein der allgemein positiven Entwicklung zu einem starken Anstieg des Anteils von Überschlägen an der Gesamtzahl der schweren Unfälle [100]. Unfallstatistiken, die im direkten Zusammenhang mit Überschlägen stehen (vorzugsweise aus den USA), zeigen die Gefahr, die von Überschlagsunfällen auf Verkehrsteilnehmer ausgeht. Die Überschlagsforschung ist deshalb heute eine der wichtigsten Themen in den Entwicklungsabteilungen der international führenden Automobilhersteller. Im Folgenden werden die wichtigsten Institutionen der Überschlagsforschung in der EU sowie den USA kurz vorgestellt. Anschließend werden aufgrund der wesentlich freieren Datenzugänglichkeit in den USA überschlagsrelevante US-amerikanische Statistiken analysiert und ausgewertet.

### Datenerhebung und Überschlagsforschung

In Deutschland erfasst, analysiert und verarbeitet das Statistische Bundesamt mit rund 2700 Mitarbeitern Daten. Mit dem Bundesstatistikgesetz 1987 wurde dem Amt die Aufgabe übertragen, objektive Daten und Informationen für die Öffentlichkeit frei zugänglich zu machen. Neben vorwiegend wirtschaftlichen Themen, wie Arbeitsmarkt, Bevölkerung, Preisentwicklung, umfassen die Veröffentlichungen auch solche des Verkehrswesens, wie zum Beispiel Verkehrsunfälle. Die Unfalldaten des Statistischen Bundesamtes werden auf der Basis von Polizeiberichten erhoben [73]. Die polizeilichen Meldebögen sind vorwiegend für die Klärung der Schuldfrage ausgelegt und enthalten in der Regel nur spärliche Informationen zu den genauen Verletzungen, der Sitzposition der Insassen, den Aufprallstellen etc. Die erhobenen Daten des Statistischen Bundesamtes dienen viel mehr der Erstellung eines Gesamtüberblicks des Unfallgeschehens in Deutschland, als der intensiven Überschlagsforschung.

Eine langjährige Erfassung von Übersichtsdaten, wie es in den USA praktiziert wird, existiert in der Form in Deutschland nicht. Das Projekt GIDAS (German In-Depth Accident Study) stellt eine der wenigen Anlaufstellen für genauere Studien hinsichtlich Übersichtsdaten für Deutschland dar [46, 74]. GIDAS wurde in einer Gemeinschaftsarbeit von BASt (Bundesanstalt für Straßenwesen) und FAT (Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V.) gegründet. Zugriff auf Datenbanken haben nur Mitglieder, unter denen sich auch die renommierten Hersteller Opel, VW, BMW, Ford, Daimler AG und Porsche befinden. Seit 1999 werden von GIDAS kontinuierlich Unfalldaten an zwei unterschiedlichen Orten erhoben. Der Forschungsteilnehmer am Standort Hannover ist die medizinische Hochschule Hannover (MHH); am Standort Dresden ist es die Tochtergesellschaft Verkehrsunfallforschung der Technischen Universität Dresden (VUFO). Bereits am Unfallort beginnt die Dokumentation durch GIDAS und geht bis hin zu einer vollständigen Unfallrekonstruktion sowie der Erfassung von Daten über die Behandlung der Verletzten. Die Ziele der Datenerhebung sind rein wissenschaftlich und sollen die Grundlage in Forschungsfeldern, wie aktive und passive Fahrzeugsicherheit, Biomechanik, Verkehrsmedizin, Rettungsmedizin, Straßenausstattung und Straßenzustand darstellen.

Europaweit werden nach dem Beschluss der Europäischen Kommission von 1993 [31] in der Community database on Accidents on the Roads in Europe (CARE), eine gemeinschaftliche Datenbank für Verkehrsunfälle, alle erfassten statistischen Daten der Mitgliederstaaten vereinheitlicht gesammelt, um eine vergleichbare Datenbasis für Untersuchungen zu schaffen. Mittlerweile wurde CARE im Projekt SafetyNet um zusätzliche Schnittstellen für neue EU-Mitgliedsstaaten erweitert [128], so dass CARE die Datenkompatibilität unter allen Mitgliedsstaaten bei der Untersuchung von 73 Einzelvariablen mit insgesamt 471 definierten Werten im Zusammenhang eines Unfalls herstellt [34].

Darüber hinaus existieren noch weitere lokale, nationale und internationale Institutionen bzw. Datenbanken zur Unfalldatenerhebung in Deutschland und Europa. Der Trend hin zu einer gemeinschaftlichen Nutzung von Unfalldaten innerhalb der europäischen Gemeinschaft wird von dem zuvor genannten Projekt SafetyNet sowie dem neuen Projekt Trace unterstrichen.

In den USA wurde 1970 die US-Behörde für Verkehrssicherheit National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) vom US-Department of Transportation gegründet. Die NHTSA hat die Aufgabe, die Zahlen der Verletzten und Toten bei Verkehrsunfällen motorisierter Fahrzeuge zu reduzieren und den daraus resultierenden wirtschaftlichen Schaden zu minimieren. Dazu erforscht die NHTSA sicherheitsrelevante Themen, beschäftigt sich mit Systemen zum Schutz vor Autodiebstahl, dem Kraftstoffverbrauch von Fahrzeugen und macht z. B. auf die Notwendigkeit von Sicherheitsgurten oder auf Gefahren wie z. B. bei der Verwendung von Kindersitzen im Hinblick auf Airbags aufmerksam [91]. Darüber hinaus erfasst und pflegt die NHTSA Verkehrsdaten für das National Center for Statistics and Analysis (NCSA<sup>1</sup>). Von der NCSA wurde das Fatality Analysis Reporting System (FARS) entwickelt, mit dem speziell geschulte FARS-Analysten gezielt Daten tödlicher Unfälle extrahieren und diese in eine standardisierte FARS-Form bringen. Den Mitarbeitern von FARS wird im Rahmen ihrer Arbeit für die Datenerhebung der Zugang zu mehreren Informationsquellen, wie polizeiliche Unfallberichte (PARS= Police Accident Reports), Fahrzeug- und Führerscheindatenbank, Sterbeurkunden, Daten des State Highway Department, Bevölkerungsstatistik, gerichtsmedizinische Gutachten und Berichte medizinischer Untersuchungen, Krankenhausberichte und Berichte des Notfalldienstes, ermöglicht [67]. Neben der Aufgabe Sicherheitsprobleme und entsprechende Gegenmaßnahmen aufzudecken sowie Fahrzeugsicherheitsstandards zu testen,

---

<sup>1</sup>The National Center for Statistics and Analysis (NCSA), Instanz der NHTSA für analytischen und statistische Problemstellungen innerhalb der Verkehrsbehörde



ist FARS eine öffentliche Informationsquelle die besonders von lokalen Regierungseinrichtungen, Forschungsorganisationen, Privatbürgern, Versicherungsunternehmen, Kongress und Medien genutzt wird. Für die Öffentlichkeit besteht, mit einem beschränkten Zugriff auf die FARS-Datenbank, die Möglichkeit, eigene statistische Auswertungen anhand einer Fülle von Kriterien zu erstellen. Bezüglich der Auswertung von Überschlagsunfällen stehen jedoch lediglich zwei Sortierungskriterien zur Auswahl: der Auftrittsort des Überschlags und die Art des Überschlags (Tripped/Untripped/Unknown) [38].

Des Weiteren betreibt die NHTSA seit 1979 das National Automotive Sampling System (NASS) Programm, welches aus den beiden Bereichen Crashworthiness Data System (CDS) und General Estimates System (GES) besteht. Beide Bereiche erhalten Ihre Daten aus polizeilichen Unfallberichten. Der Unterschied liegt darin, dass für CDS über die Berichte hinaus ein Forschungsteam zusätzlich umfassende Untersuchungen über die Ursache, den Hergang und die Auswirkungen des Unfalls anstellt. Neben genauen Untersuchungen des Unfallortes mittels „Spurensicherung“ werden Interviews mit den Betroffenen geführt, um genaueste Informationen über Ursache und Unfallhergang zu erhalten [95]. Das CDS befasst sich sehr intensiv mit dem Thema Überschlag und stellt einen soliden Grundstock für Überschlagsforschungen dar. Im CDS werden unter anderem folgende überschlagspezifische Parameter erfasst [90, 147]:

- Anzahl der Überschläge und Richtung (z. B. zwei Vierteldrehungen nach links)
- Überschlagstyp (z. B. Trip-Over, Flip-Over, Climb-Over, Turn-Over; vgl. Abb. 1.4)
- Unterbrechung des Überschlags (z. B. aufgrund eines Hindernisses)
- Fahrzeugmanöver vor Überschlag (z. B. Auf-/Abfahren von un-/befestigtem Weg)
- Startpunkt des Überschlags (z. B. auf Straße, un-/befestigtes Bankett)
- Klasse des Objekts, welches für den Überschlag verantwortlich ist (z. B. Fahrzeug, Kollision mit festem/nicht festem Objekt, keine Kollision)
- Objekt das für Überschlag verantwortlich ist (z. B. Baum mit Durchmesser gr./kl. 10 cm, Böschung, Bahngleise, Mauer, Randstein, Tier, Hydrant, Schienenfahrzeug)
- Angriffspunkt der Kraft auf das Fahrzeug, welche für den Fahrzeugüberschlag verantwortlich ist (z. B. Reifen, Fahrzeugunterboden, Fahrzeugseite)
- Überschlagsort (z. B. Innerorts, außerhalb der Ortschaft)
- Länge des Überschlags vom Startpunkt bis zum Liegenbleiben des Fahrzeugs in Meter
- Überschlagsbeteiligung (z. B. Alleinunfall, Fremdfahrzeugbeteiligung)
- Viele weitere, nicht überschlagspezifische Unfallangaben, wie beispielsweise Geschwindigkeit, beteiligte Fahrzeugtypen, Anzahl der Insassen, Auslösung der Airbags, Verwendung von Sicherheitsgurten oder Austrittsort herausschleudernder Fahrzeuginsassen.

Dagegen nutzt das GES nur die Polizeiberichte der Unfälle für ihre Datenerfassung. Es werden eher Unfallparameter allgemeiner Natur in die Datenbank eingepflegt und dienen beispielsweise der Erstellung von Jahresübersichten und Trendanalysen.

Darüber hinaus gibt es in den USA weitere Institutionen, die sich mit Unfallforschungen auseinandersetzen. Zum Beispiel das Insurance Institute for Highway Safety (IIHS), eine gemeinnützige von Versicherungsunternehmen gegründete Organisation, die ihre Aufgabe darin sieht, die Zahl der Toten, Verletzten sowie das generelle Schadensausmaß von Unfällen auf den Straßen der USA zu reduzieren. Viele der Studien basieren auf den Daten von FARS. Die drei Hauptforschungsfelder der IIHS sind die Einflussfaktoren Mensch, Fahrzeug und Umwelt [66].

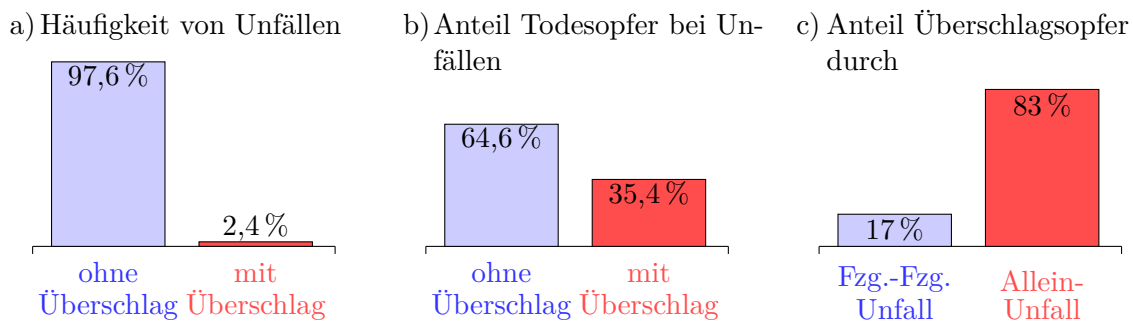


Abbildung 1.3.: a) Häufigkeit von Überschlagsunfällen bezüglich des Pkw-Gesamtunfallaufkommens; b) Anteil der Todesopfer bei Überschlagsunfällen bezüglich der Gesamtzahl tödlicher Verkehrstopfer; c) Aufteilung der im Jahre 2009 in den USA durch einen Überschlagsunfall tödlich verunglückten Personen in Unfälle mit und ohne Fremdeinwirkung [94]; Der Anteil von Überschlägen am gesamten Unfallgeschehen betrug im Jahr 2009 in den USA zwar nur 2,4 %, trotzdem verunglückten dabei über ein Drittel aller Verkehrstoten. Mehr als 80 % der Überschlagsopfer starben durch einen Alleinunfall. Auch wenn Überschlagsunfälle tendenziell nur selten vorkommen, sind sie aufgrund der schweren Folgen als sehr gefährlich einzustufen.

Unterstützt wird die IIHS durch wissenschaftliche Studien des Highway Loss Data Institute (HLDI) sowie dem Vehicle Research Center (VRC), welche auf Versicherungsdaten basieren, die verschiedene Fahrzeugtypen sowie aktuelle Fahrzeugtests und -bewertungen unterscheiden.

### Statistik von Überschlagsunfällen

Im Jahr 2009 ereigneten sich auf US-amerikanischen Straßen rund 9,5 Millionen Verkehrsunfälle. Vernachlässigt man Motorräder, Busse und Lkws, so kommt man auf knapp 9 Mio. Verkehrsunfälle, an denen fast ausschließlich Pkws beteiligt waren. In nur ca. 2,4 % der 9 Mio. Unfälle kam es im Verlauf des Unfallgeschehens zu einem Überschlag (siehe Abb. 1.3). Das entspricht in etwa 225000 Unfälle mit Überschlag. Erschreckenderweise ist diese geringe Zahl für 8267 Tote verantwortlich. Der Anteil an in Überschlagsunfällen tödlich verunglückten Personen beläuft sich demnach auf 35,4 % aller 23382 in Personenkraftwagen bei Unfällen getöteten Verkehrsteilnehmer in den USA. Die Statistik schließt sowohl die an der Unfallstelle, als auch diejenigen, die innerhalb eines Monats noch an den direkten Folgen des Unfalls verstorben sind, mit ein [94]. Ein Überschlag ist für die Statistik folgendermaßen definiert:

**Überschlag:** (engl. Rollover) bezeichnet das Rotieren eines Fahrzeugs von mindestens 90° um seine Längsachse. Das CDS (Crash Database System) definiert Rollover auch als eine Drehung um die Querachse (engl. End-over-End); jedoch wird diese Überschlagsart in den meisten Fällen vernachlässigt, da weniger als 2 % aller Überschläge einer derartigen Drehung entsprechen [90, 96].

Analysiert man die Zahl der 8267 bei Überschlägen Getöteten näher, so fällt auf, dass über 83 % in einem Alleinunfall, also ohne Verwicklung eines zweiten Fahrzeugs im Unfall, ihr Leben verloren. Gründe für derartige Alleinunfälle können vielseitig sein: so z. B. ein technischer Defekt am Fahrzeug, Alkoholeinfluss, plötzliches Ausweichmanöver bei Wildwechsel oder Selbstüberschätzung um nur einige zu nennen. Nur 17 % verunglückten in einem Über-

schlagsunfall durch z. B. einen Zusammenprall mit einem zweiten Fahrzeug (vgl. Abb. 1.3c).

Eine weitere Möglichkeit, Überschläge thematisch zu gruppieren, ist die Betrachtung des Überschlagszenarios. Die Unterscheidung erfolgt nach der Klassifikation in der CDS-Datenbank nach folgenden definierten Überschlagszenarien [22, 90]:

- **Trip-Over:** Seitliche Bewegung/Rutschen des Fahrzeuges wird abrupt zum Beispiel durch Bordsteinkante oder Eingraben der Räder in weichen Untergrund abgebremst.
- **Fall-Over:** Umkippen des Fahrzeuges aufgrund von Lenkbewegung unter vorherrschenden Neigungsverhältnissen im Bereich einer Böschung nach Verlassen der Fahrbahn.
- **Flip-Over:** Überfahren eines rampenähnlichen Objekts (z. B. Beginn einer Leitplanke) wodurch eine schraubenförmige Drehung in Fahrzeuginnenrichtung ohne Kontakt zum Boden entsteht.
- **Bounce-Over:** Überschlag durch Abweisung. Kollision mit feststehendem Objekt, lässt das Fahrzeug vor Objekt überschlagen, im Gegensatz zu Climb-Over wird Objekt nicht überquert.
- **Turn-Over:** Fahrzeugdynamischer Rollover. Rollen allein durch Zentrifugalkräfte, ohne Reibwertänderung wie bei Trip-Over. Beispiel: Elch-Test, zu schnell in der Kurve.
- **Climb-Over:** Überschlag nach Erklimmen eines festen Hindernisses (z. B. Leitplanke), wobei das Fahrzeug das Hindernis überquert und auf der gegenüberliegenden Seite rollt.
- **Collision:** Durch eine seitliche Kollision mit einem anderen Fahrzeug, zum Beispiel bei einem Kreuzungsunfall, wird ein Überschlag des gestoßenen Fahrzeuges ohne weitere Krafteinwirkung ausgelöst.
- **End-Over-End:** Rotation des Fahrzeuges um die Querachse zum Beispiel bei einem Absturz von einer Klippe oder durch Eingraben der Front in einer Böschung bzw. einen Erdwall.
- **Other:** Überschlag kann in keines der oben genannten Szenarios eingeordnet werden bzw. der Überschlagstyp wurde bei der Datenaufnahme nicht erfasst.

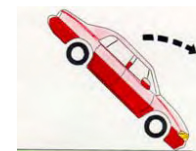


Abbildung 1.4 zeigt das Ergebnis einer Untersuchung der NHTSA, die belegt, dass die meisten Überschläge neben der Fahrbahn auftreten. Untersucht und ausgewertet wurden insgesamt 456.289 Überschlagsunfälle, welche die NHTSA im NASS-Programm seit 1995 erfasste [37]. Den größten Anteil stellen dabei mit 64,7% Überschläge durch Alleinunfälle mit vorausgehender Schleudersituation (Trip-Over) dar. Aufgrund einer vorhergegangenen Kollision kommt es in 14,6% der untersuchten Fälle zu einem Überschlag. Weit abgeschlagen folgen die Überschlagszenarien Bounce-Over 5,5%, Flip-Over 5,1%, Fall-Over 3%, Turn-Over 2,8% und Climb-Over 2,8%. End-Over-End nehmen nach der Studie nur noch einen Anteil von 1,1% ein.

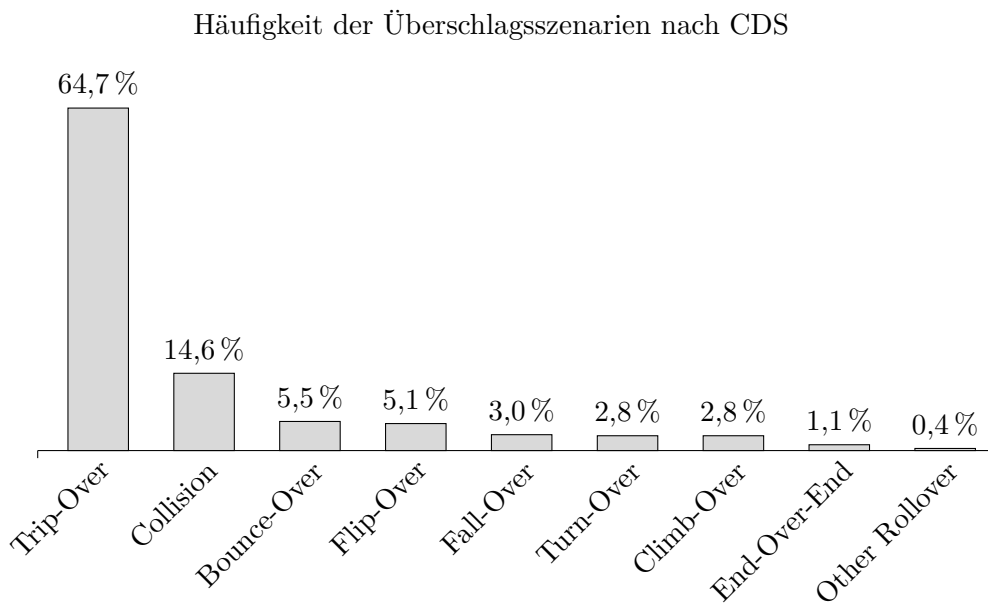


Abbildung 1.4.: Verteilung der Überschlagsszenarien nach Definition der CDS in den USA seit 1995 [37]. Das mit Abstand häufigste Überschlagsszenario stellt der Trip-Over dar.

### 1.2.2. Versuchsanordnungen zur Erforschung von Überschlagsunfällen

Die Erforschung von Fahrzeugunfällen und die Entwicklung von Insassenschutzsystemen wird in der Automobilindustrie stark durch repräsentative Versuche vorangetrieben. Gerade für die Applikation und die Entwicklung von Auslösealgorithmen für irreversible Rückhaltmittel wie Airbags sind feldrelevante Testdaten unabdingbar. Von den Fahrzeugherstellern wurde dies bereits sehr früh erkannt. So berichtet [146] von mehreren dokumentierten Überschlagsversuchen der Firma General Motors um 1930. Diese ersten Versuche waren meist kaum reproduzierbar und dienten dem Nachweis der Fahrgastzellensteifigkeit [149]. Im Laufe der Zeit haben sich mehrere Arten von Überschlagsversuchen innerhalb der Fahrzeugindustrie etabliert. Im Folgenden wird auf die aus der Literatur bekannten Laborversuche eingegangen, welche für die Entwicklung und Applikation von Überschlagserkennungsalgorithmen genutzt werden. Anschließend folgt eine Betrachtung dieser Versuche hinsichtlich ihrer Feldrelevanz.

### FMVSS 208 (SAE J2114 Dolly Test)

Einer der verbreitetsten Überschlagsversuche ist der Rollwagentest nach FMVSS 208 [69], welcher auch oftmals mit „SAE J2114 Dolly Test“ bezeichnet wird. Erstmals eingeführt wurde er 1970 von Mercedes-Benz [25, 61]. Das Fahrzeug steht dabei auf einem Wagen mit einer schiefen Ebene unter einem Rollwinkel von  $23^\circ$ . Die unteren Räder des Fahrzeuges stützen sich an einer etwa 10 cm hohen Kante ab. Der Wagen wird mit dem Fahrzeug auf eine Geschwindigkeit von 50 km/h beschleunigt und anschließend innerhalb einer Strecke von weniger als ca. 0,9 m auf 0 km/h abgebremst. Nachdem das Fahrzeug dadurch vom Wagen fliegt, berühren die Räder den Boden, so dass es durch die Reibung beginnt zu rollen.

An diesem Test gibt es allerdings auch einige Kritikpunkte. So wird z. B. von einer schlechten Reproduzierbarkeit und der falschen Nachbildung der Insassenbewegung vor und während des Versuchs berichtet [69]. Dennoch ist dieser Versuch fester Bestandteil bei der Entwicklung von Überschlagserkennungssystemen (siehe Tabelle 1.1).

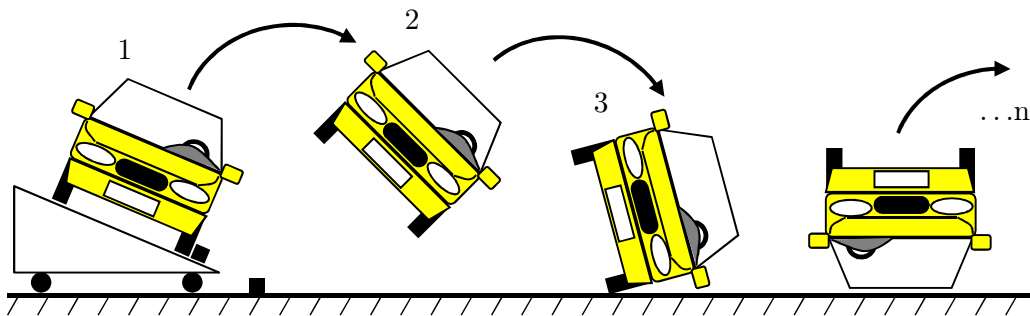


Abbildung 1.5.: Im Versuchsszenario FMVSS 208, auch Dolly Test genannt, wird das Fahrzeug von einem Rollwagen mit einem Anfangskippwinkel von  $23^\circ$  und einer Geschwindigkeit von 50 km/h geschleudert, so dass es sich mehrfach überschlägt [52]. Trotz der unrealistischen Anfangsbedingungen ist dieser Test fester Bestandteil bei der Entwicklung und Applikation von Überschlagserkennungssystemen.

### Curb- und Soil-Trip

Das Prüfverfahren von Curb-Trips und Soil-Trips stellt das Abkommen eines Fahrzeuges von der Fahrbahn durch Schleudern nach. Das Versuchsfahrzeug bewegt sich auf einen Schlitten mit einer konstanten lateralen Geschwindigkeit ehe der Schlitten stark verzögert wird. Beim Curb-Trip-Versuch rutscht das Fahrzeug gegen eine harte Kante, welche einen Bordstein oder ähnliche Hindernisse darstellen soll. Dadurch erfährt das Fahrzeug eine starke Querbeschleunigung von 7 bis 12 g, wodurch eine schnelle Rollbewegung erzeugt wird [26]. Je nach Rutschgeschwindigkeit überschlägt sich das Fahrzeug oder nicht. Bei zu hohen Geschwindigkeiten kann es zum Bruch von Fahrwerksteilen kommen, so dass das Fahrzeug trotz der hohen auftretenden Kräfte nicht überschlägt [26]. Der Curb-Trip-Test erfordert eine sehr frühe Erkennung des Überschlags, da sich die Insassen bzw. deren Köpfe aufgrund der hohen Beschleunigungen sehr schnell den Seitenscheiben nähern [26, 145]. Im Gegensatz zum Curb-Trip rutscht das Fahrzeug beim Soil-Trip-Versuch nicht gegen eine Kante, sondern in ein Sandbett. Durch das seitliche Rutschen über das Sandbett graben sich die Räder immer tiefer ein, so dass eine langsame, jedoch kontinuierlich ansteigende Querbeschleunigung eine Rollbewegung verursacht. Ein entsprechender Versuchsaufbau wurde unter anderem von der

DEKRA veröffentlicht [11, 28, 115]. Die langsam aufbauende Beschleunigung ist eine besonders große Herausforderung an die Sensierung von Überschlägen [103, 127], da die Insassen bereits eine deutliche Seitwärtsbewegung erfahren, bevor das Fahrzeug tatsächlich beginnt zu rollen. Die Reproduzierbarkeit wird besonders bei den bekannten Verfahren für Soil-Trips immer wieder thematisiert. Dennoch liefern sowohl Curb-Trip- als auch Soil-Trip-Versuche wichtige Erkenntnisse für die Entwicklung von Überschlagserkennungsalgorithmen und werden dementsprechend von Forschern verwendet (siehe Tabelle 1.1).

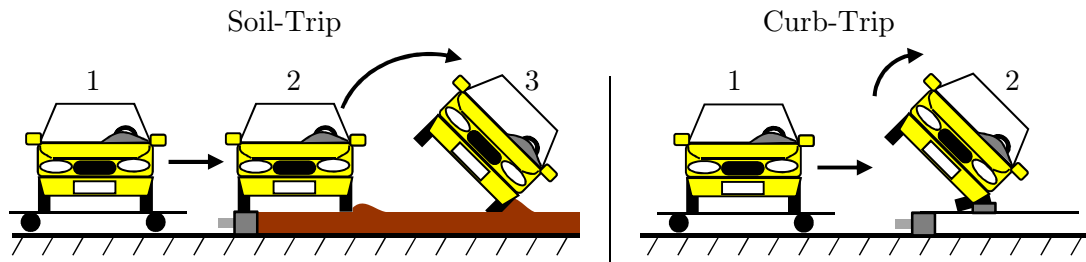


Abbildung 1.6.: Bei Soil- und Curb-Trip-Versuchen wird durch einen Schlitten ein seitliches Schleudern des Fahrzeuges nachgestellt. Während beim Curb-Trip das Fahrzeug an einer harten Kante abrupt abgebremst wird, graben sich die Räder beim Soil-Trip im weichen Untergrund ein und das Fahrzeug wird vergleichsweise langsam verzögert [52]. Besonders der Soil-Trip stellt deshalb eine große Herausforderung bei der Sensierung dar. Beide Versuche sind üblicherweise fester Bestandteil bei der Applikation von Überschlagserkennungsalgorithmen.

### Rampenüberschlag (Corkscrew)

Der Rampenüberschlag stellt das Überfahren eines rampenartigen Hindernisses wie z. B. den Beginn einer Leitplanke nach. Eine Drehbewegung wird durch die Überfahrt der Rampe mit einer Fahrzeugseite initiiert. Je nach Geschwindigkeit und Rampenform überschlägt das Fahrzeug in einer spiralförmigen Flugbahn, weshalb dieser Versuch auch mit dem englischen Begriff „Corkscrew“ bezeichnet wird. In der Literatur sind verschiedene Rampenkonfigurationen von geraden Rampen mit glatter Oberfläche [24, 117] über mehrteilige Rampen mit unterschiedlichen Steigungen je nach Rampenabschnitt [142] bis hin zu verdrehten Rampen [11] zu finden. Der Rampenüberschlag ist sehr verbreitet und findet oftmals Anwendung für die Entwicklung von Algorithmen zur Überschlagserkennung (siehe Tabelle 1.1).

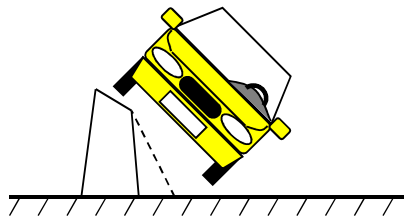


Abbildung 1.7.: Der in der Entwicklung von Überschlagserkennungssystemen weit verbreitete Rampenversuch stellt ein Überfahren eines rampenähnlichen Hindernisses, wie z. B. den Beginn einer Leitplanke, dar. Durch die dabei entstehende schraubenartige Flugbahn des Fahrzeuges wird dieser Versuch auch mit dem englischen Begriff „Corkscrew“ bezeichnet [52].

### Embankment (Ditch)

Der Embankment-Versuch, auch Ditch genannt, dient der Nachstellung von Fall-Over-Unfällen. Das Fahrzeug fährt dabei mit einem schrägen Einfahrwinkel über einen Hang, bis dieses beginnt, die Böschung hinab zu rutschen. Am Übergang der Böschung zum waagrecht unteren Grund verhaken sich die Reifen zumeist in diesem und das Fahrzeug beginnt aufzukippen. Dieser Test wird z. B. von der DEKRA verwendet [11, 12]. [26] berichtet von einer Indoor Versuchseinrichtung der Firma Autoliv für die Durchführung von Embankment Versuchen mit einer Geschwindigkeit bis zu ca. 24 km/h und einem variablen Böschungswinkel von  $35^\circ$  bis  $50^\circ$ . Obwohl ein Böschungsversuch einen speziellen realen Überschlagsunfall nachstellt wird besonders die schlechte Reproduzierbarkeit kritisiert. Gründe dafür sind die großen Einflüsse der Böschungseigenschaften (z. B. Böschungswinkel), des Einfahrwinkels über der Böschungskante sowie des Lenkwinkels während des Versuchs. Trotzdem berichten die meisten Algorithmementwickler von der Verwendung dieser Versuchsart (siehe Tabelle 1.1).

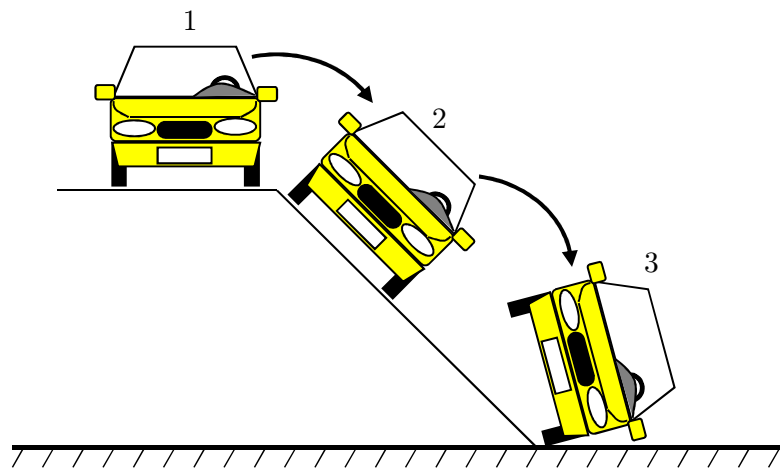


Abbildung 1.8.: Der Embankmentversuch stellt das von der CDS definierte Fall-Over-Szenario, indem das Fahrzeug aufgrund des geneigten Untergrundes auch bei einer Böschung überschlägt, nach und wird meist bei der Entwicklung von Überschlagsschutzsystemen verwendet [52].

### Gravel- und Friction-Trip

Die Forscher am Fahrzeugtest- und Entwicklungszentrum in Millbrook nutzen zur Simulation von sogenannten Turn-Over-Überschlägen auch die Versuchskonfigurationen Gravel-Trip und Friction-Trip [26, 48, 55, 136]. Dabei wird das Fahrzeug wie beim Soil- und Curp-Trip mit einem Rollwagen seitlich bewegt und durch starkes Verzögern vom Wagen geschleudert. Im Gegensatz zum Soil- und Curb-Trip folgt eine kurze Freiflugphase aufgrund eines Höhenunterschiedes der Wagenplattform zum Boden. Beim Gravel-Trip wird das Fahrzeug in ein Kiesbett geschleudert. Dagegen besteht der Überschlagsbereich beim Friction-Trip aus Reibwertstreifen mit hohem Reibwert.



Abbildung 1.9.: Beim Friction-Trip-Versuch wird das Fahrzeug seitlich von einem Rollwagen geschleudert. Nach kurzer Freiflugphase treffen die Reifen auf eine Fahrbahn mit hohem Reibwert, wodurch Turn-Over-Überschläge simuliert werden (Bildquelle: [136]).



Abbildung 1.10.: Beim Gravel-Trip-Versuch wird das Fahrzeug erneut seitlich von einem Rollwagen geschleudert. Nach der Freiflugphase rutscht das Fahrzeug in ein Kiesbett. Dadurch sollen ebenfalls Turn-Over-Überschläge nachgestellt werden (Bildquelle: [136]).

### Bounce-Over

Parentau und Viano [105] entwickelten einen Laborversuch zur Nachbildung von sogenannten Bounce-Over-Überschlägen. Das Fahrzeug wird dabei mit einem Schlitten seitlich bzw. unter einem bestimmten Winkel in Richtung eines Kiesbettes und Betonklötzen auf eine konstante Geschwindigkeit beschleunigt. Der Schlitten wird vor dem Kiesbett verzögert, so dass das Fahrzeug vom Schlitten in das Kiesbett und mit der Front gegen die Betonblöcke rutscht. Durch den Anprall beginnt das Fahrzeug zu gieren und zu rollen, wobei die Räder sich im Kies eingraben und daraufhin das Fahrzeug überschlägt.

Der Bounce-Over-Versuch ist weniger bekannt und wird zur Erprobung von Überschlags-sensierungs-algorithmen meist nur von seinen Erfindern und deren Kollegen verwendet (siehe Tabelle 1.1).





Abbildung 1.11.: Im weniger bekannten Bounce-Over-Versuchsszenario nach [105] wird ein Überschlag nach einer Kollision mit einem stehenden Hindernis nachgestellt. Nach der Kollision rutscht das Fahrzeug seitlich in ein Kiesbett und überschlägt (Bildquelle: [136]).

### Pitch-Over

Ein Versuch zur Simulation von End-Over-End-Überschlägen, der ebenfalls von Parentau und Viano entwickelt wurde, ist der sogenannte Pitch-Over [48, 136]. Das Fahrzeug überschlägt dabei durch eine Drehung um die Querachse. Im Versuch wird das Fahrzeug, ähnlich dem Dolly Test (FMVSS 208), unter einem vordefinierten Anfangswinkel von einem Schlitten frontal in einen Sandhügel geschleudert.

Auch der Pitch-Over-Versuch ist kaum verbreitet und wird meist nur von den Forschern am Fahrzeugtest- und Entwicklungszentrum in Millbrook verwendet (siehe Tabelle 1.1).



Abbildung 1.12.: Ein Überschlag um die Fahrzeugquerachse wird im Pitch-Over-Versuch simuliert. Dabei rutscht das Fahrzeug mit einem Anfangsnickwinkel von einem Rollwagen mit vorgegebener Geschwindigkeit frontal in ein Kiesbett, wodurch es sich über die Fahrzeugfront dreht und umkippt (Bildquelle: [136]).

### Feldrelevanz der Versuchsanordnungen

Die oben beschriebenen Versuchsanordnungen bilden reale Überschläge nicht im gleichen Maße ab. Nicht zuletzt wegen den hohen Kosten bei der Testdurchführung streben die Automobilhersteller einen guten Kompromiss zwischen Durchführung ausreichender, feldrelevanter Versuche und dem zu betreibenden Aufwand an. Es stellt sich also die Frage, welche Versuche das reale Unfallgeschehen wie stark abbilden. Die Mitarbeiter des Fahrzeugtest- und Entwicklungszentrums in Millbrook konnten in einer Studie mit den oben genannten 9 Überschlagsversuchen eine Feldrelevanz von knapp 93 % aller Überschläge in den USA nachweisen [136]. Alleine mit den Versuchen Soil- und Curb-Trip, Embankment und Rampenuberfahrt kann bereits eine Feldrelevanz von 82 % erreicht werden [5].

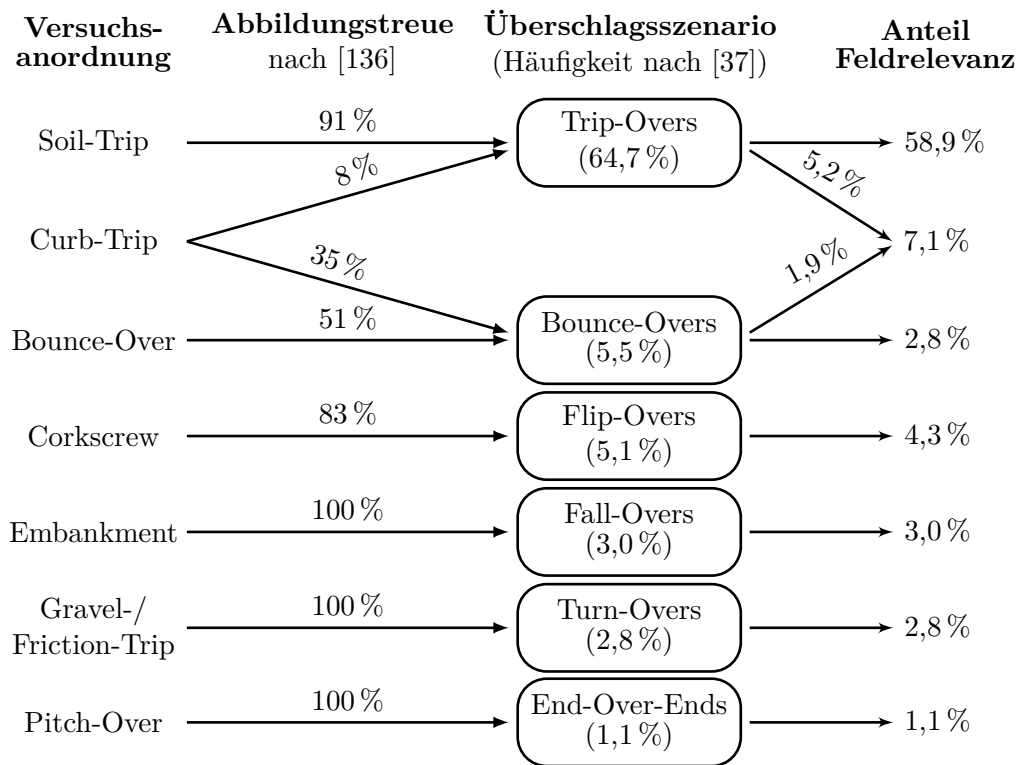


Abbildung 1.13.: Feldrelevanz der unterschiedlichen Versuchsanordnungen. Durch Verwendung der Abbildungstreue der einzelnen Versuchsszenarien nach [136] und Gewichtung mittels der Häufigkeit der dadurch nachgestellten Unfalltypen nach [37] (vgl. Abb. 1.4) lassen sich die Feldrelevanzen der Fahrzeugtests am Gesamtberschlagsaufkommen in den USA bestimmen. Der mit Abstand relevanteste Versuch stellt mit 58,9 % Feldrelevanz der Soil-Trip dar.

Abbildung 1.13 zeigt auf Basis der Wichtungsfaktoren nach [136] und der statistischen Verteilung der berschlagstypen nach [37] (siehe Abbildung 1.4) die Feldrelevanz der einzelnen Versuchstypen. Mit Soil-Trip-Versuchen erreicht man demnach mit 58,9 % die mit Abstand höchste Feldrelevanz von allen verglichenen Fahrzeugversuchen. Mit anderen Worten: Mehr als die Hälfte aller Überschläge, in denen es zu Verletzungen kommt, können durch „einfache“ Sandbettversuche abgebildet werden. Der Curb-Trip mit 7,1 % und der ADAC Rampentest (Corkscrew) mit 4,3 % zählen noch zu den relevanteren Fahrzeugtests.

Versuchs- anordnung	Quellen								
	[45]	[78, 148]	[104]	[48]	[136]	[82]	[18]	[5]	[121]
Curb-Trip	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Soil-Trip			x	x	x	x	x	x	
Corkscrew	x	x	x		x	x	x	x	x
Embankment	x	x	x	x		x	x	x	x
FMVSS 208	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Bounce-Over				x	x				
Pitch-Over				x	x				
Gravel-Trip				x	x				
Friction-Trip				x	x				

Tabelle 1.1.: Übersicht der Verwendung der unterschiedlichen Versuchsanordnungen in verschiedenen Veröffentlichungen bezüglich Entwicklung und Applikation von Überschlagserkennungssystemen. Die Versuche Curb-Trip, Soil-Trip, Rampenüberschlag, Embankment und FMVSS 208 haben sich in der Fahrzeugentwicklung etabliert.

Ungeachtet der Relevanz hinsichtlich des realen Unfallgeschehens der einzelnen Versuchsanordnungen kann anhand der Literatur festgestellt werden, dass für die Entwicklung und Applikation von Überschlagserkennungssystemen stets mindestens 4 verschiedene Testarten verwendet werden (siehe Tabelle 1.1). Am weitesten verbreitet sind die Szenarien Curb- und Soil-Trip, Corkscrew, Embankment und FMVSS 208.

### Misuse-Versuche

Neben den bereits beschriebenen Versuchsanordnungen, für die bzw. mit denen ein Überschlagserkennungssystem ausgelegt wird (=Use-Cases), sind noch weitere sogenannte „Misuse-Tests“ zwingend erforderlich. Ein Airbag darf auf keinen Fall auslösen, wenn die Reifen nur kurz vom Boden abheben und das Fahrzeug nach Erreichen eines kleinen Kippwinkels gefahrlos wieder in die Ausgangslage zurückdreht. Zum Beispiel soll anhand von Slalomfahrten das Resonanzverhalten, also das Aufschaukeln des Fahrzeuges, abgesichert werden. Mittels Spurwechselversuchen, auch Elchtest genannt, wird die Robustheit des Systems bei Standard-Fahrmanövern appliziert und geprüft. Fahrten über Wechselböschungen oder durch Steilkurven sollen ergänzend die Robustheit bei hohen Wankwinkeln bzw. großer Wankwinkelgeschwindigkeit zeigen. Auch Freiflugphasen werden zur Absicherung durch Fahrten über Sprunghügel durchgeführt. Zur Definition der oberen Grenze der Nichtauslöseszenarien und um den Einfluss von Beschleunigungsimpulsen zu erforschen, werden auch Curb-Trip-Versuche im unteren Geschwindigkeitsbereich bis 15 km/h durchgeführt. Die Absicherung gegen Beschleunigungsimpulse wird üblicherweise durch Schlechtwegfahrten ergänzt [5, 22, 45].

### 1.2.3. Maßnahmen zur Erhöhung des Insassenschutzes bei einem Überschlag

Im Folgenden soll aufgezeigt werden, wie aus Sicht der Fahrzeugtechnik der Gefahr, die von Fahrzeugüberschlägen ausgeht, zum heutigen Zeitpunkt begegnet wird. Dazu werden zunächst die Möglichkeiten der Überschlagsvermeidung durch aktive Sicherheitssysteme diskutiert. Dennoch lassen sich Fahrzeugüberschläge nicht generell vermeiden. Deshalb sollen

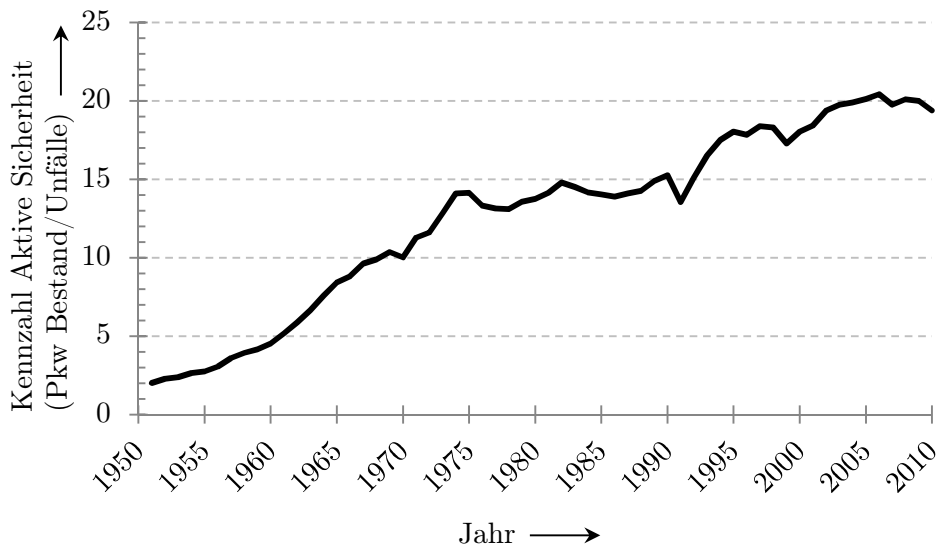


Abbildung 1.14.: Die Wirkung der aktiven Sicherheit wird anhand des Quotienten von zugelassenen Fahrzeugen zur Anzahl der in Unfälle verwickelten Fahrzeuge quantifiziert. Über einen längeren Zeitraum betrachtet kann seit dem Jahr 1950 beinahe eine Verzehnfachung der Kennzahl beobachtet werden (Datenquellen [21, 125]).

anschließend die Bemühungen zum Schutz von Insassen bei Überschlagsunfällen aus dem Bereich der passiven Sicherheit und dem damit verbundenen New Car Assessment Programm (NCAP) aufgezeigt und gesetzlich vorgeschriebene Prüfverfahren mit Bezug zu Überschlagsunfällen vorgestellt werden.

### Aktive Sicherheit

Der geringe Anteil an Überschlagsunfällen von nur 2,4% am gesamten Unfallgeschehen (vgl. Abb. 1.3) ist unter anderem den aktiven Sicherheitssystemen zu verdanken. Einen Indikator für die Wirkung der aktiven Sicherheit erhält man durch die Relation der Anzahl an zugelassenen Fahrzeugen zur Anzahl der in Unfälle verwickelten Fahrzeuge [73]. Über einen längeren Zeitraum betrachtet zeigt der Quotient beinahe eine Verzehnfachung der aktiven Sicherheit seit dem Jahr 1950 (siehe Abb. 1.14). Neben Verbesserungen im Straßenbau, der Verkehrsregelung oder der Verkehrserziehung und -aufklärung, tragen dazu insbesondere auch aktive Sicherheitssysteme, wie zum Beispiel das Anti-Blockier-System (ABS), bei. Die zeitliche Zuordnung einzelner Maßnahmen zum Effekt auf die Gesamtsicherheit ist zwar sehr schwierig, jedoch ist eine erfreuliche Gesamtentwicklung durchaus erkennbar.

Überschläge resultieren, wie statistische Untersuchungen bestätigen, häufig nicht aus einem Zusammenstoß mit einem anderen Fahrzeug (siehe Abbildung 1.3c), sondern werden durch einen vorangegangenen Schleudervorgang eingeleitet. Eine Kurveneinfahrt mit überhöhter Geschwindigkeit, plötzlich wechselnder Fahrbahnbelag (=Reibwertänderung), überraschend auftretender großer Seitenwind, das Platzen eines Reifens, reflexartigen Ausweichmanövern, u.v.m. können zu einem Verlust der Fahrstabilität führen [100] und in einen Überschlagsvorgang münden. Ein besonders positiver Einfluss auf die Reduktion der Zahl an Überschlägen wird der Elektronischen Stabilitäts-Kontrolle (ESC) zugeordnet. Statistische Untersuchungen

zeigen seit Einführung des ESCs im Jahr 1999 eine abnehmende Zahl an Überschlagsunfällen [74]. Das ESC kann ein Ausbrechen des Fahrzeugs durch gezielte Bremsingriffe an einzelnen Rädern, nachdem ein Schleudern erkannt wurde, verhindern. Es übernimmt die Reaktion auf Fahrsituationen, die ein Eingreifen des Fahrers im Millisekundenbereich erfordern würde [112]. Es kann somit Fahrinstabilitäten, die in gefährliche Überschläge münden können, reduzieren. In modernen ESC-Systemen sind in die Giermomentenregelung zusätzlich spezielle Anti-Überrollfunktionen, wie z. B. eine beladungsabhängige Beschränkung der maximalen Querbeschleunigung, eingearbeitet [80]. Kurvenfahrten werden gegebenenfalls beschränkt; vor allem Turn-Over-Unfälle können so vermieden werden. Diese nehmen jedoch, wie bereits gesehen, nur einen Bruchteil an der Gesamtzahl aller Überschläge ein (vgl. Abb. 1.4).

Die Fahrzeugdynamikregelung kann neben Brems- auch über gezielte Lenkeingriffe erfolgen. Lenkeingriffe haben den Vorteil, dass sie sich schneller als Bremsingriffe auf die Wankdynamik auswirken [68]. Ein ESC kann um eine aktive Lenkregelung ergänzt werden und in unterstützender Weise den Fahrer vor Schleudersituationen bewahren. Ein weiteres Mittel für die Reduzierung der Kippgefahr stellt die (semi-)aktive Fahrwerksregelung (z. B. Active Body Control (ABC) von Mercedes [72]) dar. Das Fahrwerk kann sich je nach Beladungszustand und Fahrsituation stufenlos anpassen. Dabei wird die Wanksteifigkeit durch eine ständige Anpassung der Stoßdämpferhärte über pneumatische, hydraulische, elektromechanische oder Hybrid-Systeme an allen vier Rädern einzeln dahingehend beeinflusst, dass schwankende Radaufstandskräfte vermieden werden und eine permanent gute Kraftübertragung zur Straße herrscht [53]. Die neuesten Fahrwerkssysteme zielen darauf ab, Fahrbahngegebenheiten vorausschauend mit einer optischen Preview-Sensorik zu erfassen, um Gefahrensituationen im Voraus und nicht erst beim Durchfahren zu erkennen [119]. Zahlreiche weitere aktive Sicherheitssysteme wie Abstandsregelung, Bremsassistent, Spurhalteassistent, elektronische Müdigkeitserkennung können kritische Fahrsituationen, die in Überschläge münden, vermeiden und gegebenenfalls die Zahl an Überschlägen senken.

## Passive Sicherheit

Allen aktiven Sicherheitssystemen ist es gemeinsam, dass sie Unfälle nur bis zu einem gewissen Grad vermeiden können. Sie sind grundsätzlich für den Betrieb auf der Straße konzipiert. Wie in Abbildung 1.4 gezeigt, ereignet sich jedoch der Großteil aller Fahrzeugüberschläge abseits der Fahrbahn. Um tatsächlich im Falle eines Unfalls ein Höchstmaß an Sicherheit für Fahrzeuginsassen und andere Verkehrsteilnehmer (z. B. Fußgänger und Fahrradfahrer) gewährleisten zu können, herrschen neben der aktiven Sicherheit, besonders im Bereich der unfallfolgenmildernden, passiven Sicherheit rege Forschungsaktivitäten. Die Forschung im Bereich der passiven Sicherheitssysteme macht sich, ebenso wie im Bereich der aktiven Sicherheit, deutlich bemerkbar. Innerhalb von über einem halben Jahrhundert schaffte man es, die passive Sicherheit insgesamt zu vervierfachen; bis heute ist noch kein Stagnierungseffekt in Sicht. Als Indikator wird im Bereich der passiven Sicherheit ein Quotient aus allen polizeilich gemeldeten Unfällen und der Anzahl der bei Unfällen verunglückten (verletzte und getötete) Personen zu Grunde gelegt. Die passive Sicherheit kann grob in die zwei Teilgebiete, Insassenschutz und Rückhaltesysteme, unterteilt werden [6]. Der Insassenschutz basiert auf einer mechanisch stabilen Fahrgastzelle mit Knautschzonen, die im Crash weitestgehend intakt bleiben muss. Im Inneren der Fahrgastzelle wirken unterschiedliche Rückhaltesysteme, wie z. B. Gurtstraffer und Airbags (Front-, Seiten-, Kopfairbag). Für die Entfaltung der sichernden Wirkung der Rückhaltesysteme muss die Situation zweifelsfrei richtig erkannt werden. Im Falle eines Überschlags bedeutet dies, ein gefährliches Aufkippen eines Fahrzeugs fehlerfrei von einem

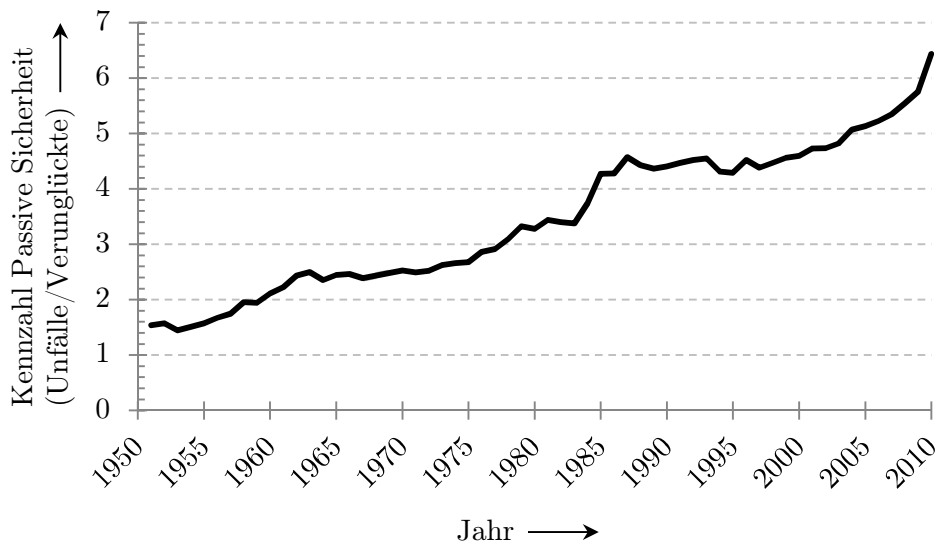


Abbildung 1.15.: Der Quotient aus der Anzahl polizeilich gemeldeter Unfälle zur Anzahl der bei Unfällen verletzten und getöteten Personen gilt als Indikator der passiven Sicherheit. Seit Mitte des 20. Jahrhunderts konnte die passive Sicherheit insgesamt um den Faktor 4 verbessert werden (Datenquellen [21, 125]).

ungefährlichen, kurzen Abheben der Fahrzeugreifen zu unterscheiden. Für die Abstimmung des Airbagauslöseverhaltens sind neben den Auslöseversuchen (Fires) deshalb auch eine Reihe von sog. Missbrauchstests (immunity-tests, misuse-tests) nötig (vgl. Abschnitt 1.2.2). Trifft das Airbagsteuergerät in einer gefährlichen Situation die Auslöseentscheidung, werden unverzüglich die entsprechenden Rückhaltemittel angesprochen. Bei einem erkannten Überschlag bedeutet dies eine Zündung der pyrotechnischen Gurtstraffer und der seitlichen Curtainairbags (siehe Abb. 1.22). Dadurch kann ggf. ein Herausschleudern der Insassen aus der Fahrgastzelle vermieden und Verletzungen, z. B. durch ein Kopfanschlagen an der Seitenscheibe, reduziert werden.

### New Car Assessment Program - NCAP

Das New Car Assessment Program (NCAP) bezeichnet nicht gesetzlich vorgeschriebene und herstellerunabhängige Pakete an Crash-Tests für die Bewertung der Sicherheit von Neufahrzeugen. Die Definition der verschiedenen Tests erfolgt durch eine Gesellschaft aus regionalen Verkehrsministerien, Automobilclubs und Versicherungsverbänden. Das in den Vereinigten Staaten von Amerika angesiedelte US-NCAP zählt, neben dessen europäischen Pendant EURO-NCAP, zu den bekanntesten Verbraucherschutzorganisationen. Daneben existieren zahlreiche weitere verbraucherorientierte Bewertungsprogramme, wie z. B. Korean-NCAP, Japan-NCAP, China-NCAP, Latin-NCAP und Australasien-NCAP. Die Testprogramme der verschiedenen Vereinigungen beinhalten häufig identische Tests oder Tests in abgewandelter Form mit zum Teil unterschiedlichen einzuhaltenden Grenzwerten.

Das US-NCAP-Testprogramm wird von den meisten Neufahrzeugen des US-amerikanischen Marktes durchlaufen. Abschluss des US-NCAP-Programms ist die Bildung der Gesamtpunktzahl „(Overall) Vehicle Safety Score VSS“, die aus zahlreichen Teilnoten einzelner Fahrzeugtests im bewährten 5-Sterne-System dem Verbraucher veranschaulicht wird. Im Modelljahr

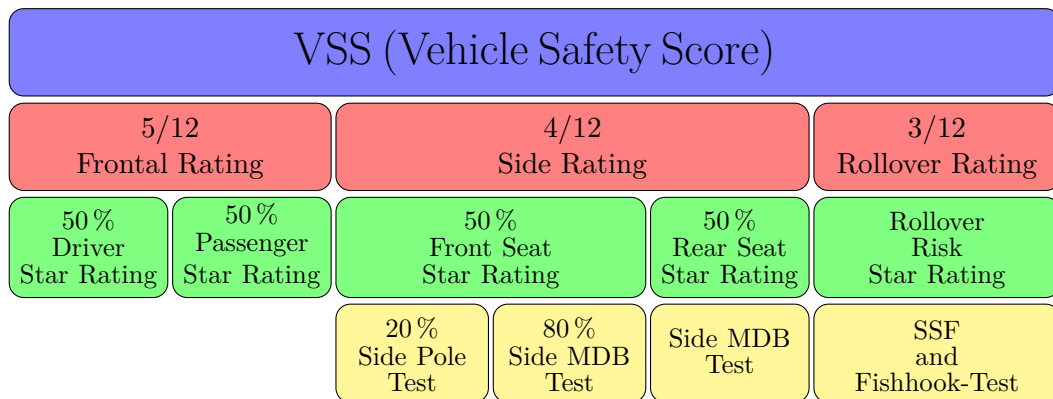


Abbildung 1.16.: Übersicht über die Zusammensetzung der Fahrzeugesamtbewertung („Vehicle Safety Score“) aus einzelnen Teilbewertungen im US-NCAP-System im Jahr 2011 (Abb. nach [123]). Die Teilbewertung für Überschlagssicherheit geht mit 25 % in die Gesamtbewertung ein.

2011 trat das erneuerte Ratingverfahren in Kraft. Neben veränderten Grenzwerten kamen auch neue Tests, wie zum Beispiel der „Side-Pole-Test“, abgeleitet aus dem gesetzlich vorgeschriebenen FMVSS214 (Oblique-Pole-Test), hinzu. Grundsätzlich wurden die Tests dem derzeitigen Entwicklungsstand angepasst, so dass höhere Sicherheitsansprüche von den Testkandidaten erwartet werden. Mittlerweile beinhaltet das Programm Tests zum Front-, Seiten- und Überschlagsunfall. In zahlreichen Einzeltests werden die aufgetretenen „Verletzungen“ von männlichen, kleineren weiblichen bzw. kindlichen Crash-Dummys auf Fahrer- und/oder Beifahrersitz, z. B. beim Frontalcrash gegen eine Wand oder einem seitlichen Aufprall beim „Side-Pole-Test“ an säulenartigen Hindernissen (ähnlich einem Baum), untersucht [23]. Die aufgezeichneten Daten werden nach Körperregion (z. B. Kopf-, Brust-, Halsverletzung) und Schwere (wirkende Kräfte auf Genick, Rippeneindrückung, usw.) der aufgetretenen Verletzungen nach HIC („Head Injury Criterion“) und AIS („Abbreviated Injury Scale“) bewertet und mit festen Formeln und Grenzwerten über die RRS („Relative Risk Score“) in eine bestimmte Anzahl von Sternen umgerechnet [123]. Die Ratings aus Front, Seite und Rollover fließen letztendlich mit einer Gewichtung von 40 %, 35 % und 25 % in die VSS Gesamtbewertung des Versuchsfahrzeuges ein. In einem beistehenden Text wird der Kunde auch über die Präsenz ausgewählter elektronischer Sicherheitssysteme im Fahrzeug, wie beispielsweise das elektronische Stabilitäts Programm (ESC - Electronic Stability Control), das Warnsystem für unbeabsichtigtes Verlassen der Fahrbahn (LDW - Lane Departure Warning) oder das Abstands-Warnsystem (FCW - Forward Collision Warning) aufmerksam gemacht [123].

Die Teilbewertung für die Überschlagssicherheit (Rollover Rating) wird zunächst mittels einer statischen Beurteilung der Kippanfälligkeit des Fahrzeuges vorgenommen. Hierzu nutzt das US-NCAP den von der NHTSA für Forschungen bereits seit 1973 eingesetzten sogenannten Static Stability Factor (SSF) für die Beurteilung der Kippstabilität eines Fahrzeugs in einem Alleinunfall. Neben der Sensibilisierung des Sicherheitsbewusstseins von Verbrauchern beim Autokauf soll der SSF vor allem die Fahrzeughersteller zur Erforschung und Verbesserung der Rollstabilität ihrer Fahrzeuge anhalten [33].

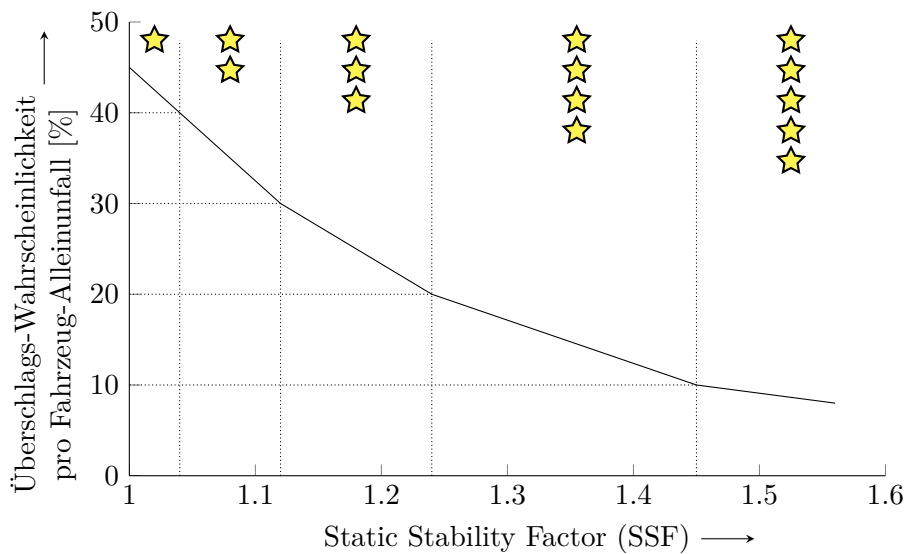


Abbildung 1.17.: Linearisiertes Sternebewertungs-Modell der NHTSA für die Umkippwahrscheinlichkeit von Fahrzeugen im Alleinunfall (Stand: Juni 2000, [93]). Die Bewertung erfolgt mittels eines leicht verständlichen 5-Sterne-Systems, welches anhand der Umkippwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit des SSF ermittelt wird.

Der SSF enthält keinerlei dynamische Aspekte und berechnet sich alleine aus den geometrischen Größen Spurbreite  $s$  und Schwerpunkthöhe  $h_0$  des Fahrzeuges:

$$\text{SSF} = \frac{\text{Halbe Spurweite}}{\text{Schwerpunkthöhe}} = \frac{s}{2h_0} \quad (1.1)$$

Nach [96] hat sich die NHTSA zur Kippanfälligkeitsbewertung eines Fahrzeuges mittels SSF aus mehreren Gründen entschieden:

- Der SSF kann in Beziehung mit aktuellen Unfallstatistiken gesetzt werden.
- Die Bestimmung des SSFs ist ohne größeren Aufwand möglich.
- Für Verbraucher ist der SSF leicht verständlich.
- Der SSF lässt sich schon beim Fahrzeugentwurf berücksichtigen, ohne dass andere Sicherheitsaspekte zu groß darunter leiden würden.

Den Endverbrauchern wird im US-amerikanischen Raum die Umkippwahrscheinlichkeit eines Fahrzeugs (im Alleinunfall) mittels eines leicht verständlichen 5-Sterne-Systems näher gebracht. Hierzu bezieht sich die NHTSA auf Auswertungen langjähriger Überschlagstatistiken unter Berücksichtigung des SSF. Aus der Abbildung 1.17 ist ersichtlich, dass ein großer SSF eine geringe Umkippwahrscheinlichkeit mit sich bringt. Dagegen kippen kopflastige Fahrzeugtypen mit hohem Schwerpunkt und daraus resultierenden geringem SSF (SUVs, Trucks, Vans, etc.) sehr viel leichter als normale Personenkraftwagen. Der Abbildung 1.18 zufolge besitzen Pkws mit durchschnittlich 12% nur etwa eine halb so hohe Umkippwahrscheinlichkeit wie den Fahrzeugkategorien Pickup und SUV zugeordnete Automobile. Trotz der zahlreichen Vorteile gibt es viele Kritikpunkte, gerade an der Einfachheit des SSFs. Zum Beispiel wird der



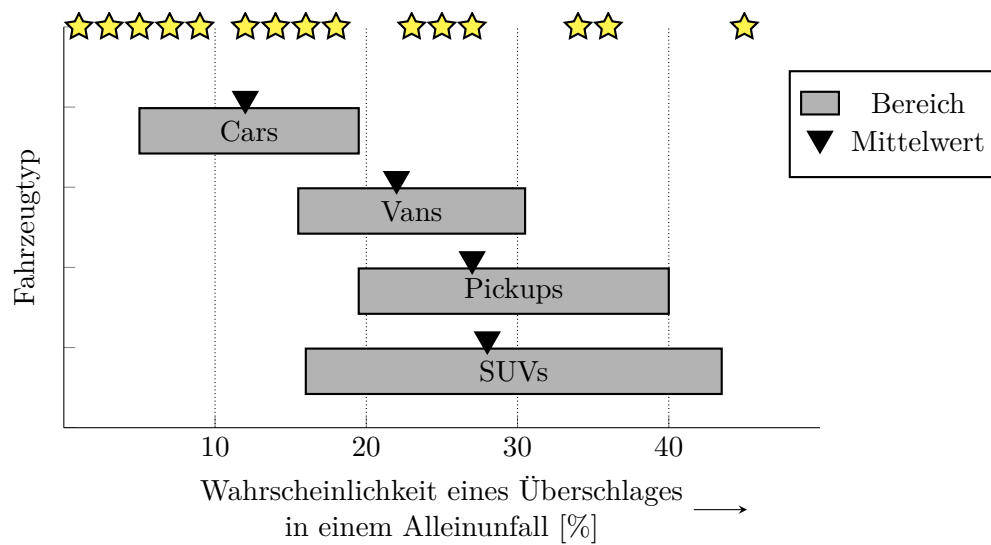


Abbildung 1.18.: Statistische Verteilung von Fahrzeugtypen und SSF in Alleinunfällen [141]. Fahrzeuge mit einem hohen Schwerpunkt wie Vans, Pickups und SUVs besitzen eine um den Faktor 2 bis 3 höhere Umkippwahrscheinlichkeit als normale Personenkraftwagen.

NHTSA vorgeworfen, dass der Einfluss des SSFs bei Überschlagsunfällen zu hoch angesetzt sei. Fahrer und Fahrbahngegebenheiten haben laut den Kritiken einen weitaus größeren Einfluss auf das Kippverhalten des Fahrzeugs als die Fahrzeuggeometrie [109]. Außerdem wird am SSF bemängelt, dass Reifenverformung, Federsystem, ABS, ESC und Fahrzeugform nach dem Überschlag sowie das Fahrzeughandling als Ganzes vollständig ignoriert werden. Statistische Untersuchungen durch die NHTSA haben jedoch gezeigt, dass dem SSF eine durchaus große Bedeutung in Bezug auf Fahrzeugalleinunfälle zugeschrieben werden kann [96].

Im Februar 2002 untersuchte die NAS<sup>2</sup> in Zusammenarbeit mit der NHTSA in ihrer Studie, ob SSF eine wissenschaftlich gültige Kenngröße für die Darstellung praktischer und nützlicher Informationen für die Öffentlichkeit ist und verglich SSF mit Überschlagmetriken, die auf dynamische Fahrsituationen mit Risiko eines Überschlages basieren [92]. NAS formulierte die Empfehlung, Fahrmanöver nicht anstelle, sondern als Ergänzung zum Static Stability Factor zu verwenden [16]. Darauffolgend führte die NHTSA in Phase IV ihrer Überschlagsforschung „NHTSA’s Light Vehicle Rollover Research“ eine Untersuchung über die Eignung verschiedener Manövertests unter den vier Gesichtspunkten Objektivität/Reproduzierbarkeit, Durchführbarkeit, Abgrenzbarkeit (z. B. Einfluss unterschiedlicher Fahrer, Eintrittsgeschwindigkeit) und Realitätsnähe durch [43]. Letztendlich haben sich zwei Fahrmanöver für weitere Untersuchungen durch die NHTSA qualifiziert, zum einen der sogenannte J-Turn-Versuch und zum anderen das sogenannte Fishhook-Manöver.

Der J-Turn-Test ist ein Ausweichfahrmanöver, bei dem versucht wird, ein Fahrzeug durch einen großen Lenkwinkelsprung in kurzer Zeit zum Aufkippen zu bewegen, um so Informationen über die Kippanfälligkeit des Versuchsfahrzeugs zu bekommen. Es existieren verschiedene Versionen des Tests. Von 1997 bis 1998 nutzte die NHTSA einen festen Lenkradwinkel von 330° für das Manöver. Im weiteren Verlauf wurde seitens der NHTSA eine Methode gefunden,

<sup>2</sup>National Academy of Sciences (NAS)

die bei der Wahl des Lenkradwinkels fahrzeugspezifische Parameter, wie Lenkübersetzung, Radstand und Eigenschaften des Eigenlenkverhaltens, berücksichtigt [16]. Es wird der Lenkwinkel ermittelt, bei der sich die Querbewegung während einer stationären Kurvenfahrt mit 80 km/h auf 0,3 g einpendelt. Dieser Beschleunigungswert wurde gewählt, da hier die Abhängigkeit des Lenkwinkels von der Querbewegung klein ist und sichergestellt werden kann, dass keine elektronischen Stabilisierungsmaßnahmen (z. B. ESC) eingreifen [16]. Der auf diesem Weg bestimmte Winkel ist sehr klein und wird für eine Verschärfung des Tests deshalb verachtacht, so dass wieder ein Lenkradwinkel von ca.  $330^\circ$  ermittelt wird.

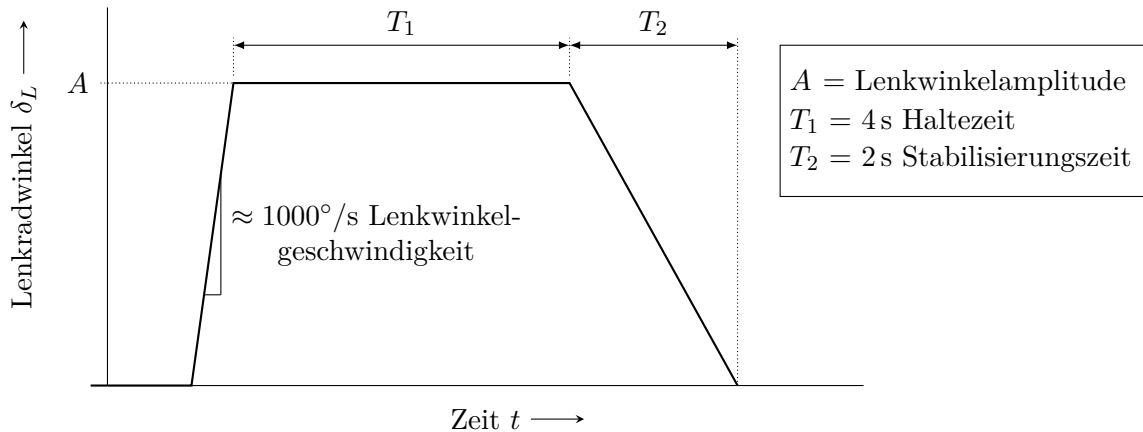


Abbildung 1.19.: Zeitlicher Verlauf der Lenkeingabe während eines J-Turn-Fahrzeugmanövers. Nachdem die aus einem Vorversuch bestimmte Lenkwinkelamplitude mit einer Lenkgeschwindigkeit von  $1000^\circ/\text{s}$  erreicht ist, wird diese 4 Sekunden lang gehalten. Heben dabei die kurveninneren Räder ab, wird der Umkippvorgang als gültig bewertet. Andernfalls wird die Versuchsgeschwindigkeit erhöht.

Das Bild 1.19 zeigt den zeitlichen Verlauf des Lenkwinkels für den J-Turn-Versuch nach der Spezifikation der NHTSA. Die Eingangsgeschwindigkeiten für verschiedene Fahrzeuge im J-Turn-Test bewegen sich in einem Bereich von 56 bis 97 km/h. Zu Beginn des Tests erfolgt ein einmaliger, heftiger Lenkeinschlag auf den zuvor berechneten Lenkwinkel von ca.  $330^\circ$  mit einer Lenkgeschwindigkeit von  $1000^\circ/\text{s}$ . Der maximale Lenkwinkel wird nun für 4 Sekunden beibehalten. In diesem Zeitfenster müssen zwei Räder des Fahrzeugs um mindestens 5 cm aufkippen, bevor der Versuch als gültig gewertet werden kann. Nachdem das Fahrzeug aufkippt, wird die kritische Fahrsituation durch die langsame Herabsetzung des Lenkwinkels auf  $0^\circ$  innerhalb von zwei Sekunden stabilisiert. Sollte das Fahrzeug nicht um das Mindestmaß aufgekippt sein, so wird ein erneuter Versuch durchgeführt. Die Eingangsgeschwindigkeit des Fahrzeugs wird dabei in festen Schritten erhöht, bis das Fahrzeug im neuen Versuch umkippt oder die festgelegte Maximalgeschwindigkeit erreicht ist. War der Aufkippvorgang erfolgreich, werden zwei Tests mit gleicher Versuchskonfiguration zur Sicherstellung der Reproduzierbarkeit durchgeführt.

Am J-Turn-Test kann bemängelt werden, dass er keine reale Fahrsituation widerspiegelt. Des Weiteren sei die Lenkbewegung zu schnell und es würden nur redundante Informationen ermittelt [92]. Die NHTSA stimmte der Kritik im Punkt der Redundanz zu und setzt den J-Turn-Test deshalb nicht weiter im US-NCAP-Fahrzeugbewertungsprogramm ein.

Das sogenannte Fishhook-Fahrmanöver ist ein Open-Loop-Fahrzeugtest und ein Bestandteil

des US-NCAP-Bewertungssystems. Ursprünglich wurde er vom Automobilhersteller Toyota entwickelt und von Honda und Nissan modifiziert. Die NHTSA experimentiert seit 1997 mit dem Fishhook-Test. Bei diesem Versuch übernimmt ein Fahrroboter die gesamten Steuereingaben auf das Fahrzeug. Die Aufgabe des Roboters besteht darin, die Panikreaktion des Fahrers nachzuahmen, wenn zwei der Reifen seines Fahrzeugs aufgrund einer überstürzten Lenkbewegung beim Fahrbahnwechsel den Kontakt zum Untergrund verlieren. Da sämtliche Steuerimpulse während des Versuches von einem On-Board-Computer erfolgen, erhöht sich die Reproduzierbarkeit enorm [96]. Im Gegenzug muss die Roboterreaktion auf die kritische Fahrersituation dem Verhalten seines menschlichen Pendantes sehr nahe kommen, um repräsentative Testergebnisse sicherzustellen. Abbildung 1.20 zeigt den grundsätzlichen Verlauf eines

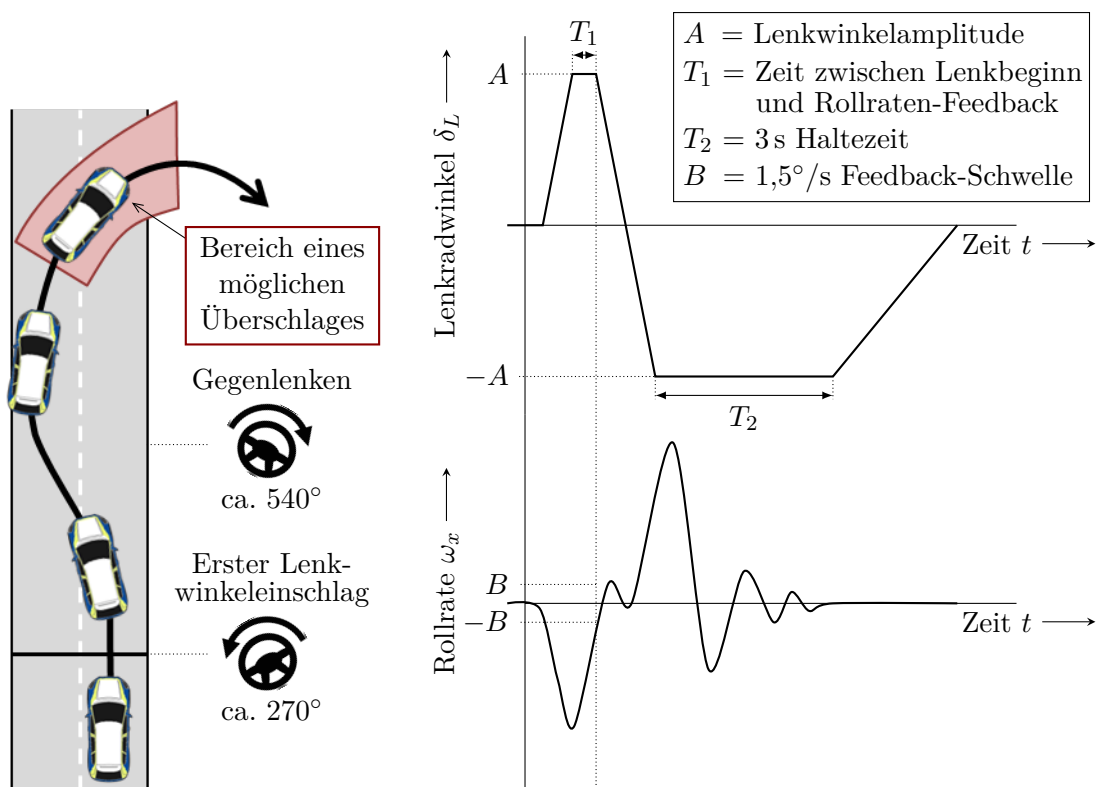


Abbildung 1.20.: Links: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus eines Fishhook-Manövertests [23]; Rechts: Computergesteuerte Lenkwinkel- und typisches Rollratenfeedback [43]. Nach einem initialen Lenkmanöver auf die aus einem Vorversuch bestimmte Lenkwinkelamplitude wird ein Gegenlenken durchgeführt, sobald die Rollgeschwindigkeit wieder unterhalb einer Schwelle von  $1,5^\circ/\text{s}$  abfällt, welches 3 Sekunden gehalten wird. Der Versuch wird als Umkippen bewertet, wenn in dieser Phase die kurveninneren Räder mind. 5 cm abheben.

Fishhook-Manövertests mit den vom Lenkroboter ausgehenden Lenksignalen und der Erfassung des typischen Rollratenfeedbacks dieses Fahrmanövers. Das Fahrzeug besitzt vor dem ersten Lenkeinschlag eine Geschwindigkeit von 56 bis 80 km/h. Nun folgt ein Lenkwinkelanschlag auf ungefähr  $270^\circ$ , mit einer Lenkgeschwindigkeit von  $720^\circ/\text{s}$ . Für die Bestimmung des maximalen Lenkeinschlags nutzt die NHTSA das identische Verfahren wie im J-Turn-

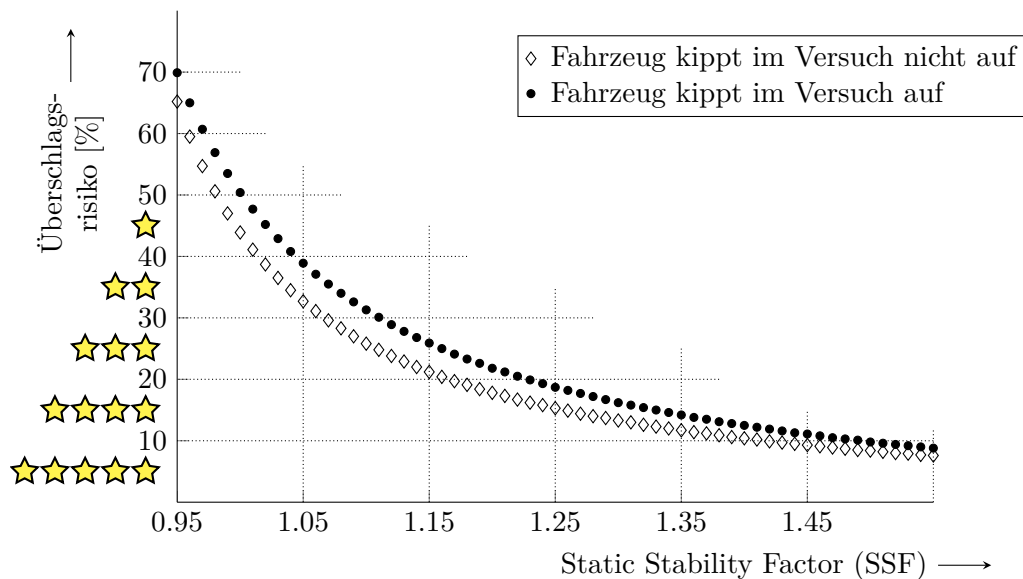


Abbildung 1.21.: Bewertung der Rolloverstabilität durch Kombination von SSF und dynamischen Fishhook-Test [23]. Kippt das Fahrzeug im Fishhook-Test nicht auf, so wird das Überschlagsrisiko mit der unteren Regressionskurve ermittelt. Dadurch ergibt sich eine bessere Bewertung als mit der oberen Regressionskurve, die anzuwenden ist, falls das Fahrzeug im Fishhook-Test aufkippt.

Test, jedoch beträgt der Multiplikationsfaktor für den gefundenen Lenkwinkel 6,5 statt 8. In der aktuellen Version des Fishhook-Tests muss die Rollrate erst auf  $\pm 1,5^\circ/\text{s}$  (je nach Richtung des ersten Lenkeinschlags) abfallen, bevor das Lenkrad in die entgegengesetzte Richtung eingeschlagen wird (Fishhook-Test mit „Variable Dwell Time“). Das Absinken der Rollrate unter die Grenze stellt den Trigger für den Lenkroboter dar, die Fahrbahnseite mit einem schnellen ( $720^\circ/\text{s}$ ) Gegeneinschlag zu korrigieren. Beim Fahrbahnwechsel fängt das Fahrzeug in der Regel an aufzukippen. Zwei Reifen verlassen den Untergrund um mindestens 5 cm, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit groß genug war. Sollte dies nicht der Fall sein, wird die Prozedur wie im J-Turn-Test mit erhöhter Eingangsgeschwindigkeit so lange wiederholt, bis die minimale Aufkipphöhe oder die festgelegte Maximalgeschwindigkeit von 80 km/h erreicht wurde. Ein gültiges Testergebnis erfordert auch im Fishhook-Test zwei zusätzliche Testläufe mit identischer Geschwindigkeit zur Bestätigung.

Das Ergebnis aus dem Fishhook-Test findet später bei der Bewertung der Kippneigung des Fahrzeugs (Rollover Propensity) im statischen Modell nach Abbildung 1.21 Berücksichtigung. Je nachdem ob das Fahrzeug im Fishhook-Fahrmanöver aufkippte oder nicht, kann nun bei ermitteltem SSF anhand statistischer Untersuchungen eine prozentuale Einschätzung zum Rolloverrisiko des Testfahrzeuges im Alleinunfall getroffen werden. Das Ergebnis bildet, wie in der Übersicht aus Abbildung 1.16 ersichtlich, das „Rollover Rating“ ab und fließt zu 25 % in die Gesamtnote des US-NCAP-Bewertungsprogramms ein.

### Gesetzlich vorgeschriebene Prüfverfahren mit Bezug zum Rollover

Neben den nichtgesetzlichen Versuchsprogrammen von Verbraucherschutzorganisationen, wie dem NCAP, gibt es auch gesetzlich vorgeschriebene Mindestanforderungen mit direktem oder

indirektem Bezug zu Überschlagsunfällen. Im Folgenden sollen am Beispiel des FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standard) entsprechende Vorschriften für den US-amerikanischen Markt vorgestellt werden:

- **FMVSS 201 - Occupant protection in interior impact**

Ein Dummykopf wird mit einer Geschwindigkeit von 24 km/h auf vorgeschriebene Punkte im Fahrzeuginnenraum geschossen. Unter den beschossenen Strukturen befinden sich z. B. die Instrumententafel, Armlehnen, Dachverkleidung und Punkte an A-, B- und C-Säule. Der Test wurde nicht explizit für die Erprobung des Verletzungsrisikos bei einem Überschlag eingeführt, vermeidet jedoch die Verwendung von harten Materialien oder scharfen Kanten bei der Innenraumausstattung durch die Fahrzeughersteller und beugt auch Verletzungen während eines Rollovervorgangs vor [22].

- **FMVSS 216 - Roof Crush Resistance**

In einem Testaufbau wird das Fahrzeug horizontal fixiert. Anschließend wird mit einer Plattform schräg auf das Dach (vor allem die A- und B-Säule) mit einer bestimmten Geschwindigkeit und der 1,5-fachen Gewichtskraft des (unbeladenen) Fahrzeugs gedrückt. Der Test ist bestanden, wenn die Eindrückung 125 mm nicht übersteigt [22]. In diesem Prüfverfahren wird die Dachsteifigkeit bzw. der Überlebensraum im Fall eines Rollovers evaluiert. Forschungsprojekte haben gezeigt, dass Dacheindrückungen im Zusammenhang mit den typischen Verletzungen bei Fahrzeugüberschlägen stehen können [110]. So traten in der Untersuchung etwa zwei Drittel aller Kopf- und Halsverletzungen vorwiegend durch den Kontakt mit dem Dach, dem vorderen und seitlichen Dachrahmen oder den Dachsäulen (A- und B-Säule) auf. Selbst leichte bis mittelschwere Unfälle mit teilweise geringen Dacheindrückungen führten zu schweren bis schwersten Verletzungen, insbesondere im Halswirbelsäulenbereich. Das Risiko für schwere Hals- und Kopfverletzungen ist bei fehlender Interaktion des Fahrzeugpassagiers mit dem oberen Insassenraum geringer. Eine erhöhte Dachsteifigkeit, gepaart mit einer verbesserten Polsterung (siehe FMVSS 201), könnte neben anderen Sicherheitssystemen zur Prävention von schweren Kopf- und Halsverletzungen dienen [110].

- **FMVSS 226 - Ejection Mitigation**

Im Jahr 2009 verletzten sich in den USA ca. 12000 Fahrzeuginsassen zum Teil schwer und 6692 verstarben, als sie bei einem Unfall aus dem Fahrzeug geschleudert wurden [94]. Diese enormen Zahlen sind Grund genug, dass die USA ein Gesetz speziell zum Schutz von herausschleudernden Fahrzeuginsassen erlassen hat. Das Gesetz ist seit März 2011 unter dem Namen FMVSS 226 Ejection Mitigation in Kraft getreten. FMVSS 226 soll die Zahl der (partiell) durch die Seitenscheibe geschleuderten Insassen aufgrund eines Seitenaufpralls oder Überschlagunfalls mittels Curtainairbags die nächsten Jahre drastisch reduzieren [130].

Im Test selbst wird ein Dummykopf (Gewicht: 18 kg  $\pm$  50 g) jeweils mit den Geschwindigkeiten von 16 km/h und 20 km/h (zulässige Abweichung:  $\pm$  0,5 km/h) auf vier vorgeschriebene Stellen der Seitenscheiben (insgesamt 8 Tests pro Fenster) des Fahrzeugs geschossen. Um das Prüfverfahren zu bestehen, darf der Dummykopf in keiner Situation mehr als 4 inch ( $\approx$  10 cm) über die Scheibenebene hinausragen.

Um Automobilherstellern Freiraum bei der Entwicklung von Gegenmaßnahmen im Hinblick auf herausschleudernde Fahrzeuginsassen zu schaffen, werden in FMVSS 226 keine Technologien vorgeschrieben. Im Prüfverfahren selbst wird die im Überschlag mögli-



Abbildung 1.22.: Links: Dummykopf-Schussanlage für Ejection Mitigation; Rechts: Vollständig entfalteter Curtain Airbag im Augenblick des Impaktoraufpralls; FMVSS 226 schreibt vor, dass der Impaktor während des Tests nicht mehr als 4 inch ( $\approx 10$  cm) über die Scheibenebene hinausragen darf. Die Auslösung des Airbags wird dabei vom Testsystem durchgeführt. Ein Überschlagserkennungsalgorithmus wird dabei nicht überprüft.

cherweise beschädigte Seitenscheibe durch Öffnen, Entfernen oder absichtliches Zerschlagen vor Beschuss mit dem Dummykopf nachgestellt. An das Kontrollsystem werden unter anderem folgende Anforderungen gestellt [130]:

- Das System muss folgende Einzelaktionen reihenfolgerichtig mit „einem Knopfdruck“ auslösen können:
  1. Auslösung Kopfairbag
  2. Abschuss Dummykopf
  3. Aktivierung Datenerfassungssystem
- Der Einschlag des Dummykopfs auf dem Curtainairbag muss  $6 \pm 0,1$  s bei einer Kopfgeschwindigkeit von 16 km/h und  $1,5 \pm 0,1$  s bei 20 km/h nach Zündung von diesem erfolgen.

Im Gesetz FMVSS 226 spielen fahrdynamische Einflussgrößen, wie Beschleunigung und Rollraten, die vor und während eines Überschlagsszenarios auf das Fahrzeug wirken, keinerlei Rolle. Der Ablauf der Testschritte „Zündung Curtainairbag“ und „Schussbefehl Dummykopf“ erfolgt nahezu vollständig automatisiert. Die Triggerung erfolgt im Test voreingestellt und ist auf optimale Testergebnisse kalibriert. Das Prüfverfahren dient zur Evaluierung der Wirkung des Kopfairbags. Auslösekriterien werden dabei nicht beachtet.

### 1.3. Zielstellung und Aufbau der Arbeit

Zum Schutz von Insassen bei einem Überschlagsunfall werden moderne Fahrzeuge mit speziellen Rückhaltemitteln wie Seitenairbags (sog. Curtain-Airbags) und Gurtstraffern ausgestattet, wodurch gefährliche Kopfverletzungen oder ein Herausschleudern der Insassen verhindert werden soll. Zur Auslösung dieser Rückhaltemittel sind Algorithmen zur frühzeitigen Erkennung von drohenden Überschlägen notwendig, welche sehr hohen Anforderungen unterliegen. Aus Kosten- und Sicherheitsgründen ist eine Fehlauslösung nicht akzeptabel. Dennoch muss ein

Überschlag so frühzeitig wie möglich erkannt werden können, um die Rückhaltemittel rechtzeitig zu aktivieren und somit deren Schutzwirkung zu garantieren. Besonderes Augenmerk ist dabei aufgrund der hohen Feldrelevanz auf den sogenannten Soil-Trip-Überschlagsunfall zu legen.

Daraus ergibt sich die Zielstellung der vorliegenden Arbeit. Es soll ein Verfahren entwickelt werden, mit dem im Vergleich zum Stand der Technik eine deutlich frühere Erkennung von Soil-Trip-Überschlagsunfällen möglich ist, ohne jedoch zusätzliche Fehlentscheidungen akzeptieren zu müssen. Dabei ist darauf zu achten, dass für das Verfahren ausschließlich serientypische Sensoren verwendet werden dürfen, wobei durch die Vernetzung des Airbagsteuergerätes mit Fahrwerkregelsystemen zusätzliche fahrdynamische Signale zur Verfügung stehen. Darüber hinaus soll für das Verfahren eine geeignete Teststrategie entworfen und untersucht werden.

Die vorliegende Arbeit ist dafür in 6 Abschnitte gegliedert. Nachdem in diesem Kapitel, nach einer Hinführung zum Thema Fahrzeugsicherheit, der Überschlagsunfall selbst, dessen Bedeutung im realen Unfallgeschehen sowie etablierte Versuchsanordnungen und derzeitige Maßnahmen zur Erhöhung des Insassenschutzes diskutiert wurden, folgt im Kapitel 2 eine Beschreibung der bekannten Algorithmen zur Erkennung von Fahrzeugüberschlägen. Dabei werden neben den bisher veröffentlichten Modellen, die sich mittels Energie- und Impulserhaltungssätzen der reinen Drehbewegung herleiten lassen, auch weitere bekannte empirische Methoden behandelt. Des Weiteren wird ein Überblick der typischerweise verwendeten Sensorik und Architektur gegeben, bevor schließlich auf die Grenzen der heutigen Methoden anhand von Literaturstellen eingegangen wird.

Die Grundidee der vorliegenden Arbeit besteht darin, Fahrdynamikinformationen zur verbesserten und frühzeitigeren Erkennung von Überschlägen zu nutzen. Aus diesem Grund wird in Kapitel 3 ein Verfahren zur Beschreibung des fahrdynamischen Zustandes eines Pkws in extremen Schleudersituationen vorgestellt. Es soll gezeigt werden, dass mit den vorhandenen Systemen und Sensoren eine für die Überschlagserkennung ausreichend genaue Schätzung des Fahrzustandes möglich ist. Hierfür werden zunächst die Anforderungen an einen notwendigen Fahrdynamikbeobachter definiert und anschließend verschiedene Ansätze aus anderen Arbeiten diskutiert. Daraufhin folgt eine detaillierte Vorstellung der in dieser Arbeit verwendeten Fahrdynamikmodelle und dem darauf aufbauenden Fahrzustandsbeobachter. Den Abschluss des Kapitels bildet eine Validierung des Beobachters mittels simulierter und realer Daten.

Die Entwicklung eines Verfahrens zur frühzeitigen Erkennung von Soil-Trip-Überschlägen mithilfe von Fahrdynamikinformationen ist Inhalt von Kapitel 4. Insgesamt werden drei verschiedene Ansätze und dazugehörige Auslösestrategien vorgestellt. Anschließend werden die neuen Methoden anhand realer Überschlagsdaten eines skalierten Testfahrzeuges evaluiert. Neben einem Vergleich der Erkennungsleistung erfolgt auch eine umfangreiche Analyse des Verhaltens der einzelnen Methoden bei Messunsicherheiten.

Die Teststrategie für fahrdynamikbasierte Methoden zur Überschlagserkennung wird in Kapitel 5 behandelt. Hierfür wird ein Ansatz zur Serienabsicherung solcher Systeme vorgeschlagen. Die nachfolgende Validierung des Ansatzes erfolgt anhand von Überschlagsdaten des skalierten Versuchsfahrzeuges, weshalb zunächst die Übertragbarkeit der Erkenntnisse aus den Modellfahrzeugdaten auf reale Fahrzeuge mittels der Dimensionstheorie belegt wird.

Zum Abschluss dieser Arbeit werden die wesentlichen Ergebnisse in Kapitel 6 zusammengefasst.

### Fazit

Anhand von Statistiken des Verkehrsunfallgeschehens wurden die Wirkung bisheriger Bemühungen in der Verkehrssicherheit sowie die Notwendigkeit weiterer Entwicklungen in diesem Bereich aufgezeigt. Die geschichtliche Entwicklung von Fahrzeugsicherheitssystemen und der aktuelle Trend der Vernetzung dieser Systeme wurden dargelegt. Des Weiteren folgte eine umfangreiche Behandlung des Überschlagsunfalls. Da dieser Unfalltyp im Vergleich zu anderen zwar nur sehr selten vorkommt, jedoch für einen Großteil der tödlich verletzten Verkehrsoffer verantwortlich ist, konnte insbesondere dessen Bedeutung im realen Unfallgeschehen dargestellt werden. Darüber hinaus wurden aus der Literatur bekannte Versuchsanordnungen zur Entwicklung von Systemen zur Erkennung von Überschlagsunfällen vorgestellt und hinsichtlich ihrer Relevanz beurteilt. Es wurde gezeigt, dass der Soil-Trip-Überschlagsversuch mit Abstand die höchste Feldrelevanz aufweist. Weiter wurden Maßnahmen aus Sicht der Fahrzeugtechnik zur Erhöhung des Insassenschutzes bei Überschlagsunfällen vorgestellt. Mit aktiven Sicherheitssystemen lassen sich viele Unfälle verhindern. Dennoch können damit nicht alle Unfälle vermieden werden. Beispielsweise können Systeme zur aktiven Überschlagsvermeidung nur bei den sehr wenig vorkommenden fahrzeugdynamischen Überschlägen (Turn-Over) wirken. Passive Sicherheitssysteme zielen dagegen darauf ab, bei einem Unfall die Verletzungsgefahr für Insassen zu vermindern. Neben den mechanischen Maßnahmen, wie einer steifen Fahrgastzelle, sind vor allem Rückhaltesysteme, wie Airbags und Gurtstraffer, zum Schutz von Insassen bei Überschlägen unabdingbar. Die Entwicklung solcher Systeme, insbesondere auch der dazugehörigen Algorithmen zur frühzeitigen Erkennung von Überschlägen, erfolgt anhand definierter Versuche, welche durch den Gesetzgeber vorgeschrieben oder von Verbraucherschutzorganisationen durchgeführt werden. Die bekannten Bewertungstests des New Car Assessment Programms sowie die gesetzlich vorgeschriebenen Prüfverfahren für Überschlagsunfälle wurden deshalb vorgestellt. Dabei wurde die Aktualität des Ausmaßes von Überschlagsunfällen anhand des US-Gesetzes „FMVSS 226 - Ejection Mitigation“ deutlich. Um jedoch eine Wirkung der im Gesetz geforderten Rückhaltemittel auch im Feld zu gewährleisten, ist eine Methode zur frühzeitigen Erkennung eines drohenden Überschlages notwendig, mit der es möglich ist, die Schutzeinrichtungen rechtzeitig auszulösen.

Die daraus hervorgehende Zielsetzung der Arbeit umfasst die Entwicklung eines Verfahrens, mit dem Soil-Trip-Überschlagsunfälle im Vergleich zu den heutigen Methoden deutlich früher erkannt werden können sowie den Entwurf und die Untersuchung einer geeigneten Teststrategie für solche Systeme.



## 2. Verfahren zur Erkennung von Überschlügen - Stand der Wissenschaft und Technik

*Die Erkennung von Überschlügen zur Auslösung von Sicherheitseinrichtungen beschäftigt die Forscher und Entwickler der Automobilindustrie schon seit vielen Jahren. Die im Einsatz befindlichen Algorithmen basieren in der Regel auf Überschlagsmodellen, welche im Folgenden vorgestellt und mathematisch beschrieben werden. Anschließend werden die typischerweise verwendeten Sensoren und Architekturen bekannter Überschlagerkennungssysteme aufgezeigt. Anhand frei zugänglicher Literatur werden schließlich die Probleme bzw. die Grenzen heutiger Verfahren diskutiert.*

### 2.1. Bekannte Überschlagsmodelle und Methoden

Fahrzeugmodelle zum Zwecke der Überschlagerkennung betrachten in der Regel nur die ebene Drehbewegung um die Längsachse des Fahrzeuges, welches meist als starrer Körper angenommen wird. Das wohl bekannteste sowie weitverbreitetste Modell zur Herleitung eines Kriteriums zur Überschlagerkennung basiert auf dem Energieerhaltungssatz. Eine weitere Methode beruht auf dem zweiten Newtonschen Gesetz. Mittels der Impulserhaltung können Überschlüge vorhergesagt werden. Diese beiden bekannten Modelle sollen in diesem Abschnitt näher behandelt werden. Abschließend werden weitere aus der Literatur bekannte Methoden aufgezeigt.

#### 2.1.1. Energietransformationsmodell

Mithilfe der Energiefunktion eines mechanischen Systems lässt sich die Umwandlung der Bewegungsenergie eines Fahrzeuges in einer kritischen Fahrsituation in Rotationsenergie beschreiben. Der genaue Vorgang des Energietransfers ist dabei nicht interessant, wodurch eine einfache Definition eines Stabilitätskriteriums möglich ist. Es wird angenommen, dass die z. B. durch einen Anprall an einen Bordstein entstandene Rotationsenergie  $E_{\text{rot}}$  aufgrund der Drehbewegung vollständig in die Lageenergie des Schwerpunktes  $E_{\text{pot}}$  umgewandelt wird. Das Fahrzeug selbst wird als starrer Körper mit dem Drehmittelpunkt P modelliert (siehe Abb. 2.1). Reicht die rotatorische Energie des Systems aus, um den Schwerpunkt bis zum statischen Kippwinkel  $\kappa$  um die Strecke  $\Delta h$  anzuheben, wird das System instabil und es kommt zum Überschlag. Somit lautet das Kriterium:

$$E_{\text{rot}} > \Delta E_{\text{pot}} \quad (2.1)$$

Die zum Überschlag notwendige potentielle Energie  $\Delta E_{\text{pot}}$  ist

$$\Delta E_{\text{pot}} = mg\Delta h(t) = mg(r - h(t)), \quad (2.2)$$

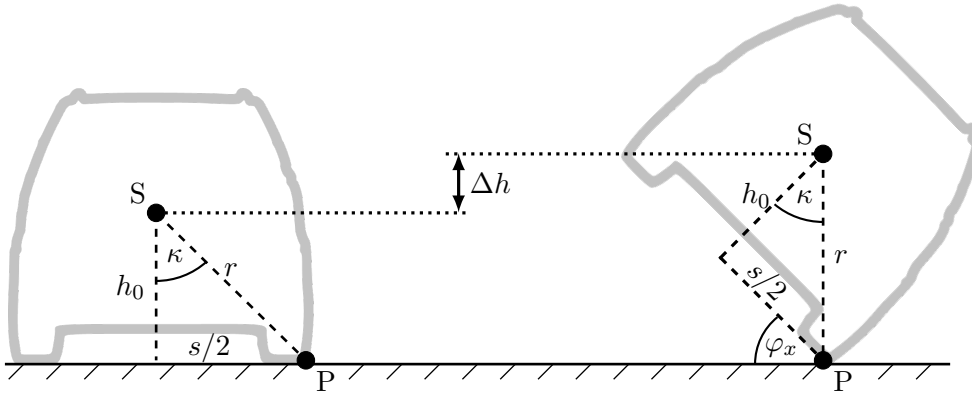


Abbildung 2.1.: Energieerhaltungsmodell zur Erkennung von drohenden Überschlügen. Reicht die aktuelle Rotationsenergie  $E_{\text{rot}}$  aus, um den Schwerpunkt um  $\Delta h$  anzuheben, so wird das Fahrzeug bis zur kritischen Kippgrenze  $\varphi_x = \kappa$  drehen und überschlagen.

wobei  $h(t)$  die zeitlich abhängige Höhe des Schwerpunktes und  $r$  den Abstand zum Drehpunkt P bezeichnet.

$$h(t) = r \cdot \cos(\kappa - \varphi_x(t)) \quad (2.3)$$

$$r = \sqrt{h_0^2 + s^2/4} \quad (2.4)$$

Die rotatorische Energie  $E_{\text{rot}}$  ergibt sich mit der Drehrate  $\omega_x$  und dem Massenträgheitsmoment  $\Theta_{x_P}$  um die Drehachse durch P zu

$$E_{\text{rot}} = \frac{1}{2} \Theta_{x_P} \omega_x^2(t). \quad (2.5)$$

$\Theta_{x_P}$  kann mit dem Steinerschen Satz der parallelen Achsen mit dem Massenträgheitsmoment durch die Schwerpunktsachse  $\Theta_{x_S}$  ausgedrückt werden.

$$\Theta_{x_P} = \Theta_{x_S} + m r^2 \quad (2.6)$$

Setzt man nun die Beziehungen für  $E_{\text{rot}}$  und  $E_{\text{pot}}$  in Gleichung (2.1) ein und stellt diese nach der Drehrate  $\omega_x$  um, so erhält man eine Beziehung für die kritische Drehgeschwindigkeit  $\omega_{\text{krit},1}$ . Überschreitet die gemessene Rollrate diese kritische Drehgeschwindigkeit wird ein Überschlag erkannt.

$$\omega_x(t) > \omega_{\text{krit},1}(\varphi_x(t)) = \sqrt{\frac{2mgr(1 - \cos(\kappa - \varphi_x(t)))}{\Theta_{x_S} + m r^2}} \quad \text{für } |\varphi_x(t)| \leq \kappa \quad (2.7)$$

Betrachtet man diesen Zusammenhang in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene, so lässt sich wie in Abb. 2.3 dargestellt, rein grafisch der Bereich, in dem es zum Überschlag kommen wird, vom stabilen Gebiet (kein Überschlag) abgrenzen. Die Trennlinie wird als  $\omega_{\text{krit},1}$  bezeichnet und ergibt sich für die Gleichheitsbedingung aus Gl. (2.7). Für eine positive Drehung (Rollwinkel  $\varphi_x > 0$ ) befindet man sich im ersten Quadranten der Zustandsebene. Überschlägt sich das Fahrzeug in die entgegengesetzte Richtung ( $\varphi_x < 0$ ), ergibt sich eine entsprechende Grenzbedingung im dritten Quadranten.

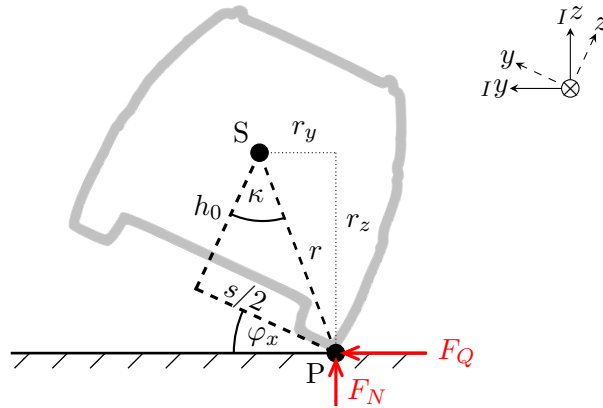


Abbildung 2.2.: Überslagsmodell zur Beschreibung der wirkenden Kräfte und daraus resultierenden Momente auf das Fahrzeug. Durch ein Impulserhaltungsmodell lässt sich ein bevorstehender Überslag detektieren.

Viele Veröffentlichungen über Überslagserkennungsalgorithmen zur Auslösung von irreversiblen Rückhaltemitteln greifen auf das hier beschriebene Energieerhaltungsmodell zurück. So ist z. B. in [6, 10, 40] die Verwendung der kritischen Rollrate nach Gl. (2.7) zu finden. Die Untersuchung in [136] zeigt eine anhand verschiedener Versuche empirisch ermittelte Grenzlinie der kritischen Rollrate. [83] verwendet ebenso den Energieansatz und leitet damit die Formel für die kritische Rutschgeschwindigkeit (Critical Sliding Velocity - CSV) ab. Nach [36] ist das Energietransfermodell zu empfindlich und kann zu ungewollten Auslösungen von Beinaheüberschlägen führen. Dies wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit bestätigt (siehe Abschnitt 4.4). Aus diesem Grund schlägt [36] ein Impulserhaltungsmodell vor, welches eine weniger empfindliche kritische Rollrate liefert.

### 2.1.2. Impulserhaltungsmodell

Die Beschreibung mechanischer Systeme mittels des Impulserhaltungssatzes ist eine weitere wichtige Methodik der klassischen Mechanik. Die Impulserhaltung gilt auch, wenn die Energieerhaltung aufgrund dissipativer Energieverluste, wie z. B. Wärmeentwicklung durch Reibung, verletzt ist. Mit dem Prinzip nach d'Alembert kann das Prinzip der virtuellen Arbeit der Statik auf die Dynamik übertragen werden. Demnach sind unter Berücksichtigung der Trägheitskräfte die Summen aller Kräfte und Momente gleich null. Das ebene Kippmodell (siehe Abb. 2.2) führt auf die Kräfte- und Momentengleichgewichte in Gl. (2.8) bis (2.10).

In  $z$ -Richtung wirken neben der Gewichtskraft die Aufstandskraft  $F_N$  und die  $z$ -Komponente der Kraft im Schwerpunkt in der Form des zweiten Newtonschen Gesetzes. In  $y$ -Richtung wirkt die Widerstandskraft  $F_Q$  auf Grund der Reibung und die  $y$ -Komponente der Kraft auf den Körper. Die Kräfte verursachen jeweils ein Drehmoment bzgl. des Rotationspunktes P.

$$\sum F_z = 0 = m\ddot{r}_z - mg + F_N \quad (2.8)$$

$$\sum F_y = 0 = m\ddot{r}_y + F_Q \quad (2.9)$$

$$\sum M_S = 0 = \Theta_{x_S}\ddot{\varphi}_x - F_N r_y + F_Q r_z \quad (2.10)$$

Aus Abbildung 2.2 lassen sich die Abstände  $r_y$  und  $r_z$  des Drehpunktes P zum Schwerpunkt S ablesen

$$r_z = -r \cos(\kappa - \varphi_x), \quad r_y = -r \sin(\kappa - \varphi_x). \quad (2.11)$$

Durch zweimaliges Differenzieren erhält man die in Gleichung (2.8) und (2.9) notwendigen Beschleunigungen

$$\ddot{r}_z = r \cos(\kappa - \varphi_x) \dot{\varphi}_x - r \sin(\kappa - \varphi_x) \ddot{\varphi}_x, \quad (2.12)$$

$$\ddot{r}_y = r \sin(\kappa - \varphi_x) \dot{\varphi}_x + r \cos(\kappa - \varphi_x) \ddot{\varphi}_x. \quad (2.13)$$

Für die weitere Betrachtung wird nach [36] der Überschlagsvorgang in zwei Zeitphasen aufgeteilt. Im ersten Zeitintervall wird angenommen, dass ein Drehimpuls durch das Wirken äußerer Kräfte aufgebaut wird

$$L_1 = \int_{t_0}^{t_1} F_N(t)r_y(t) - F_Q(t)r_z(t). \quad (2.14)$$

Im zweiten Intervall wird angenommen, dass die drehimpulsaufbauverursachende Kraft  $F_Q$  verschwindet. D. h. in diesem Intervall verbleibt allein die Normalkraft  $F_N$ , die den vorhandenen Drehimpuls abbaut

$$L_2 = \int_{t_1}^{t_2} F_N(t)r_y(t). \quad (2.15)$$

Die Stabilitätsgrenze wird wiederum dann erreicht, wenn der Winkel  $\varphi_x = \kappa$  ist. Ist in diesem Zustand der resultierende Drehimpuls positiv, so wird das Fahrzeug überschlagen. Daraus folgt das Überschlagskriterium

$$L_{\text{res}} = L_1 + L_2 > 0, \quad (2.16)$$

welches mithilfe der Bewegungsgleichungen (2.8) bis (2.10) näher beschrieben werden kann. Wertet man diese Beziehungen für die zweite Überschlagsphase aus, so verschwindet die Kraft  $F_Q$  und es ergibt sich durch Einsetzen der Gleichungen (2.11) bis (2.13) in Gl. (2.15) mit  $L = \Theta_{xS} \ddot{\varphi}_x$  eine nichtlineare inhomogene Differentialgleichung 2. Ordnung

$$\Theta_{xS} \ddot{\varphi}_x = mr \sin(\kappa - \varphi_x) \left[ r \cos(\kappa - \varphi_x) \dot{\varphi}_x^2 - r \sin(\kappa - \varphi_x) \ddot{\varphi}_x - g \right]. \quad (2.17)$$

Nach umformen ergibt sich folgender Zusammenhang

$$\ddot{\varphi}_x = \frac{\frac{m}{2}r^2 \sin 2(\kappa - \varphi_x) \dot{\varphi}_x^2 - mgr \sin(\kappa - \varphi_x)}{\Theta_{xS} + mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x)}. \quad (2.18)$$

Durch Lösen dieser Differentialgleichung mit den Anfangsbedingungen  $\omega_x = \dot{\varphi}_x(t) \leq 0$  für  $\varphi_x = \kappa$  erhält man ein Stabilitätskriterium.

Gesucht ist eine Lösung in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene, also eine Trajektorie in der Form  $\omega_x = f(\varphi_x)$ . Mit der Kettenregel

$$\ddot{\varphi}_x = \dot{\omega}_x = \frac{df(\varphi_x)}{dt} = \frac{df(\varphi_x)}{d\varphi_x} \frac{d\varphi_x}{dt} = f'(\varphi_x) \cdot f(\varphi_x) \quad (2.19)$$

kann die Differentialgleichung (2.18) in die Bernoulli-Form mit dem Exponenten  $n = -1$  überführt werden

$$\ddot{\varphi}_x = f'(\varphi_x) \cdot f(\varphi_x) = \underbrace{\frac{mr^2 \sin 2(\kappa - \varphi_x)}{2[\Theta_{xS} + mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x)]}}_{g(\varphi_x)} \cdot f^2(\varphi_x) - \underbrace{\frac{mgr \sin(\kappa - \varphi_x)}{\Theta_{xS} + mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x)}}_{h(\varphi_x)}.$$

Mit  $g(\varphi_x)$  und  $h(\varphi_x)$  folgt daraus

$$f'(\varphi_x) = g(\varphi_x) \cdot f(\varphi_x) + h(\varphi_x) \cdot f^{-1}(\varphi_x). \quad (2.20)$$

Mittels Division durch  $f^n$  und Einführung der neuen Variablen  $z = y^{-n+1}$  lässt sich eine Bernoullische Differentialgleichung auf eine lineare Differentialgleichung zurückführen [19]. Im vorliegenden Fall (Gleichung (2.20)) wird also mit  $f^{-1}(\varphi_x)$  dividiert und mit  $z = f^2(\varphi_x)$  substituiert. Mit  $f(\varphi_x) = \sqrt{z}$  und dem Zusammenhang  $z'(\varphi_x) = \frac{d}{dt}z(\varphi_x) = 2f(\varphi_x)f'(\varphi_x)$  ergibt sich

$$\begin{aligned} \frac{z'(\varphi_x)}{2f(\varphi_x)} &= g(\varphi_x) \cdot f(\varphi_x) + h(\varphi_x) \cdot f^{-1}(\varphi_x) \\ \iff z'(\varphi_x) &= 2g(\varphi_x) \cdot f^2(\varphi_x) + 2h(\varphi_x) \\ \iff z'(\varphi_x) &= 2g(\varphi_x) \cdot z(\varphi_x) + 2h(\varphi_x) \end{aligned} \quad (2.21)$$

eine lineare Differentialgleichung 1. Ordnung für  $z(\varphi_x)$ . Nach [19] ist für eine lineare Differentialgleichung der Form

$$y' + P(x)y = Q(x) \quad (2.22)$$

die allgemeine Lösung mit

$$y = \left[ \int Q(x) \cdot e^{\int P(x)dx} dx + C \right] \cdot e^{-\int P(x)dx} \quad (2.23)$$

gegeben. Mit  $P(x) = -2g(\varphi_x)$  und  $Q(x) = 2h(\varphi_x)$  aus Gleichung (2.21) und  $dx \hat{=} d\varphi_x$  ergibt sich die Lösung der Differentialgleichung mit

$$\int P(x)d\varphi_x = \int -\frac{mr^2 \sin 2(\kappa - \varphi_x)}{\Theta_{xS} + mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x)} d\varphi_x = \ln(-\Theta_{xS} - mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x)) \quad (2.24)$$

und

$$\int (Q(x) \cdot e^{\int P(x)d\varphi_x}) d\varphi_x = \int (2mgr \sin(\kappa - \varphi_x)) d\varphi_x = 2mgr \cos(\kappa - \varphi_x) \quad (2.25)$$

zu

$$z(\varphi_x) = [2mgr \cos(\kappa - \varphi_x) + C] \cdot e^{-\ln(-\Theta_{xS} - mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x))} \quad (2.26)$$

$$= -\frac{2mgr \cos(\kappa - \varphi_x) + C}{\Theta_{xS} + mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x)}. \quad (2.27)$$

Die Rücksubstitution mit  $z(\varphi_x) = f^2(\varphi_x) = \omega_x^2$  liefert die allgemeine Lösung

$$\omega_x(\varphi_x) = \sqrt{-\frac{2mgr \cos(\kappa - \varphi_x) + C}{\Theta_{xS} + mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x)}}. \quad (2.28)$$

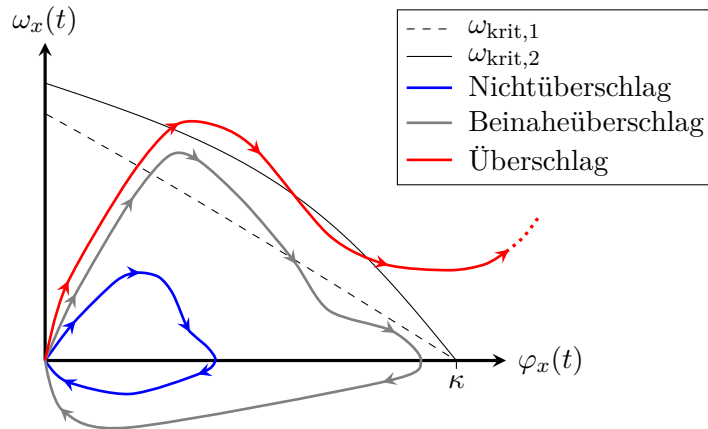


Abbildung 2.3.: Prinzipielle Trajektorien eines Überschlages, eines Nichtüberschlages und eines Beinaheüberschlages in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene im Vergleich zur kritischen Drehrate  $\omega_{\text{krit},1}$  nach dem Energieerhaltungsmodell und  $\omega_{\text{krit},2}$  nach dem Impulsansatz unter Vernachlässigung der Querkraft  $F_Q$ . Das Impulserhaltungsmodell ist deutlich weniger aggressiv, weshalb Überschlüge sicher erkannt werden können, ohne Fehlentscheidungen wie beim Energieerhaltungsmodell zu erhalten. Jedoch leidet darunter die Erkennungsleistung, weshalb immer ein Kompromiss gefunden werden muss.

Wählt man als Anfangswert die instabile Ruhelage  $\varphi_x = \kappa$  und  $\omega_x = 0$  erhält man die Stabilitätsgrenze und somit die Trajektorie der kritischen Drehgeschwindigkeit  $\omega_{\text{krit},2}$  in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene und mit  $\omega_x > \omega_{\text{krit},2}$  das Überschlagskriterium des Impulserhaltungsmodells.

$$\omega_x(t) > \omega_{\text{krit},2}(t) = \sqrt{\frac{2mgr(1 - \cos(\kappa - \varphi_x(t)))}{\Theta_{xS} + mr^2 \sin^2(\kappa - \varphi_x(t))}} \quad \text{für } |\varphi_x(t)| \leq \kappa \quad (2.29)$$

Die kritische Drehrate  $\omega_{\text{krit},2}$  nach Gl. (2.29), welche man mit dem Impulserhaltungsmodell unter Annahme einer verschwindenden Querkraft  $F_Q$  erhält, stellt im Vergleich zur kritischen Drehgeschwindigkeit aus dem Energieerhaltungssatz  $\omega_{\text{krit},1}$  nach Gl. (2.7), wie in Abbildung 2.3 ersichtlich, ein deutlich weniger aggressives Kriterium dar. Damit lassen sich nach [36] Überschlüge sicher detektieren, ohne dass Beinaheüberschlüge, wie bei Verwendung von  $\omega_{\text{krit},1}$ , zu Fehlentscheidungen führen. Jedoch werden Überschlüge dadurch auch erst zu einem späteren Zeitpunkt erkannt, weshalb mit den Modellen nach dem Stand der Technik immer ein Kompromiss zwischen der optimalen Erkennungsleistung und der Robustheit gegen Fehlentscheidungen eingegangen werden muss.

### 2.1.3. Weitere bekannte Methoden

Neben den vorgestellten physikalischen Modellen gibt es weitere Methoden, welche meist das Ziel einer Verbesserung der Erkennungsleistung der Algorithmen verfolgen. So wird z. B. in [85] das Umschalten des Algorithmus von dem Energieansatz auf eine spezielle Rollratenmethode beschrieben, falls eine Böschungsfahrt erkannt wird. Weiter wird darin die Anpassung der Schwellwerte erläutert, wenn durch die Querbeschleunigung eine gewisse Heftigkeit der

Situation angenommen werden kann. [6] beschreibt darüber hinaus die Möglichkeit von mehreren parametrierbaren Entscheidungspfaden (vgl. Abschnitt 2.2). Damit wird die Berechnung der kritischen Drehrate situationsabhängig durchgeführt, was eine aggressivere Kalibrierung und damit eine Performanceoptimierung des Auslösealgorithmus ermöglicht. Eine weitere Optimierungsmöglichkeit bietet die Modifikation der Sensorsignale mittels sogenannten Termen, welche typische Charakteristika für bestimmte Überschlagsszenarien erkennen und damit die Signale verstärken und in allen anderen Situationen abschwächen [13, 14]. In [127] wird zur Erkennung von Überschlägen auch eine kritische Rollrate in Abhängigkeit der Querbeschleunigung verwendet. Eine Schwellwertanpassung zu dieser Methode kann mittels des Integrals der Rollrate oder dem Integral der Querbeschleunigung erfolgen [79]. Darüber hinaus gibt es erste Ansätze zur Verwendung von Fahrdynamiksignalen. So schlägt [6] vor, in der kontinuierlichen Pfadentscheidung auch CAN-Signale zu verwenden. Ohne die genauen Modelle zu beschreiben, wird in [40, 103] erstmals ein Quergeschwindigkeits-Querbeschleunigungs-Kriterium vorgeschlagen.

## 2.2. Sensoren und Algorithmenarchitektur

Mercedes-Benz führte 1989 in deren damaligen Roadster Baureihe das erste Überschlagserkennungssystem zur Ansteuerung eines ausfahrbaren Überrollbügels ein [8]. Die Detektion eines Überschlages wurde mittels Kippkegelsensor, Beschleunigungsaufnehmer und Federwegschaltern an der Hinterachse bewerkstelligt [9]. Eine Auslösung erfolgt in diesem System zum einen, wenn ein Hinterrad vollständig ausgefedert ist und der Kippkegelsensor einen Rollwinkel von über ca.  $22^\circ$  detektiert oder eine Beschleunigung von etwa  $0,4g$  in der x-y-Ebene wirkt. Zum anderen wird der Überrollbügel aufgestellt, wenn in der x-y-Ebene eine Beschleunigung von mehr als  $4g$  auftritt [8]. Andere Fahrzeughersteller wie Audi und BMW folgten wenig später mit ähnlichen Systemen [6]. Die Ansteuerung von irreversiblen Rückhaltmitteln stellt aus Sicherheits- und Kostengründen deutlich höhere Anforderungen an die Überschlagserkennung, als es bei reversibel ausfahrbaren Überrollbügeln der Fall ist. Aus diesem Grund werden in heutige Systeme neben hochintegrierten Beschleunigungsaufnehmern auch mikromechanische Drehratensensoren eingesetzt [111]. Des Weiteren wird aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen die Entscheidung eines Überschlagserkennungsalgorithmus durch unabhängige Sensoren plausibilisiert. Im Folgenden werden die heute typischerweise verwendeten Sensoren und deren Messprinzipien sowie eine übliche Algorithmenarchitektur vorgestellt.

### 2.2.1. Beschleunigungssensor

Beschleunigungssensoren messen die Kraft auf eine beschleunigte Masse nach dem zweiten Newtonschen Gesetz  $F = ma$  und werden üblicherweise als Doppel-Kammstrukturen aufgebaut. Ein Kamm ist dabei fest fixiert; der zweite Kamm stellt eine seismische Masse dar, welcher sich in eine Richtung frei bewegen kann [111, 140]. Die Oberflächen der beiden Kämmen bilden jeweils eine Elektrode eines Kondensators. Wirkt eine Beschleunigung in laterale Richtung, so werden die Kämmen relativ zueinander ausgelenkt, was zu einer Kapazitätsänderung führt. Die Auslenkung ist bei geschickter Verschaltung direkt proportional zur wirkenden Beschleunigung. Alternativ besteht auch die Möglichkeit, den Abstand der Kondensatorkämme elektrisch auf einen konstanten Wert zu regeln. Die beschleunigungsbedingte Auslenkung wird dann gerade durch die resultierende (geregelt) Rückstellkraft kompensiert. Dieses am weitesten verbreitete Verfahren ist gegenüber Quereinflüssen weniger empfindlich und zeichnet sich

im Vergleich zu frei beweglichen Kämmen durch eine höhere Linearität aus. Neben den kapazitiven Sensoren existieren zur Erfassung von Beschleunigungen noch weitere messtechnische Prinzipien, wie z. B. piezoelektrische Elemente, welche jedoch in der Fahrzeugsicherheit kaum Anwendung finden.

Beschleunigungssensoren können grob in zwei Kategorien eingeordnet werden. Die sogenannten *Low G* Sensoren decken einen Messbereich von etwa 10 *g* ab und werden in der Regel in der aktiven Sicherheit zur Verbesserung der Fahrdynamik oder in der passiven Sicherheit zur Überschlagserkennung eingesetzt. Für die Frontal- und Seiten-Cash-Erkennung sind Sensoren mit höheren Messbereichen notwendig. Hierzu werden sogenannte *High G* Sensoren mit einem Messbereich von bis zu 250 *g* verwendet.

### 2.2.2. Drehratensensor

Zur Messung von Drehgeschwindigkeiten wird der sogenannte Coriolis Effekt ausgenutzt. Nach diesem Effekt „[...] erfährt ein Körper der Masse  $m$ , der sich mit einer Geschwindigkeit  $v$  bewegt, in einem rotierenden System (Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ ) die Coriolis-Kraft [...]“ [140]. Ist die Bewegungsrichtung senkrecht zur Drehachse, so erfährt der Körper eine zu den beiden Vektoren orthogonale Coriolis-Kraft  $F_C$  die sich zu

$$F_C = 2m\omega v \quad (2.30)$$

berechnet. Mikromechanische Drehratensensoren nutzen meist ein differentielles Messprinzip, um Querempfindlichkeiten gegen externe Beschleunigungen zu minimieren. Dazu schwingen zwei Masseplatten im Gegentakt in ihrer Resonanzfrequenz. Auf den Masseplatten ist jeweils ein kapazitiver Beschleunigungssensor angebracht, der senkrecht zur Schwingrichtung die Coriolis-Beschleunigungen erfassen kann, wenn sich die Sensorzelle mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  um seine Hochachse dreht. Die Drehrate ergibt sich mit Gl. (2.30) aus der erfassten Coriolis-Beschleunigung und der auf einen konstanten Wert geregelten Schwinggeschwindigkeit der Masseplatten. Drehraten können auch durch verschiedene andere physikalische Messprinzipien, wie z. B. dem sogenannten Sagnac-Effekt [77], einem relativistischen optischen Effekt, erfasst werden.

### 2.2.3. Algorithmenarchitektur

Um Insassen bei einem Überschlag vor Verletzungen zu schützen, müssen die entsprechenden Rückhaltemittel rechtzeitig ausgelöst werden. Je früher ein Umkippen des Fahrzeuges erkannt wird, desto höher ist grundsätzlich die Schutzwirkung der Rückhaltesysteme. Abbildung 2.4 zeigt den allgemeinen Signalfluss üblicher Sensierungskonzepte. Als Eingangsgrößen werden die Drehrate und zusätzlich die beiden Beschleunigungswerte in Quer- und Vertikalrichtung angeführt. Alle Sensordaten werden für eine weiterführende Betrachtung zuerst gefiltert, auf plausible Werte überprüft und falls notwendig, von Nullpunktsfehlern bereinigt (Offsetabgleich). Der generelle Programmablauf eines typischen Überschlagserkennungsalgorithmus ist als Flussdiagramm in Abb. 2.5 dargestellt. Dieses Schema entspricht prinzipiell den heute üblichen Sensierungskonzepten. Die frühzeitige Vorhersage eines Überschlages basiert primär auf einem mikromechanischen Drehratensensor, welcher die Winkelgeschwindigkeit um die Fahrzeuglängsachse erfasst. Durch geschickte Integration des Rollratensignals wird daraus der Rollwinkel abgeschätzt, so dass die gemessene Winkelgeschwindigkeit mit einer winkelabhängigen Schwelle verglichen werden kann (vgl. Abschnitt 2.1.1 und 2.1.2). Neben der möglichst frühzeitigen Überschlagserkennung ist gleichzeitig aus Sicherheits- und Kostengründen eine



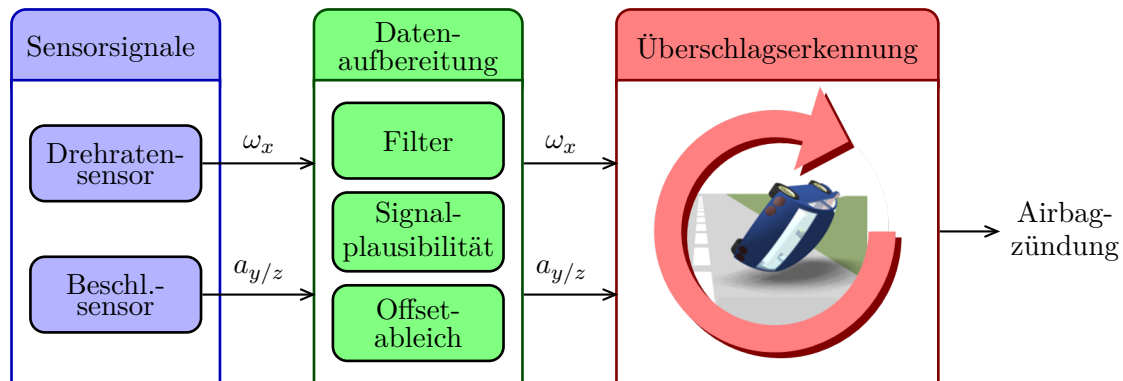


Abbildung 2.4.: Überblick des Signalflusses eines typischen Überschlagalgorithmus. Die wesentlichen Eingangsgrößen Drehrate  $\omega_x$  und Quer- und Vertikalbeschleunigungen  $a_{y,z}$  werden zunächst aufbereitet und anschließend dem eigentlichen Überschlagserkennungsalgorithmus übergeben.

ungewollte Auslösung nicht akzeptabel. Sicherheitsrelevante Systeme treffen ihre Auslöseentscheidungen daher in der Regel redundant, um das Risiko einer Fehlentscheidung im Falle einer Sensorfehlfunktion zu minimieren. Diese sogenannte Plausibilität einer Auslöseentscheidung wird deshalb mittels eines unabhängigen Entscheidungspfades validiert. Dieser soll bevorzugt auf Sensoren anderer Messprinzipien als dem primären Sensor beruhen [6, 121], weshalb in der Regel auf die vorhandenen Beschleunigungssignale zurückgegriffen wird. Die Nutzung von Beschleunigungsinformationen für diese Plausibilitätsprüfung erlaubt in erster Linie die Unterdrückung von Fehlalarmen in Misuse-Situationen, wie z. B. Slalom-, Steigungs- und Steilkurvenfahrten, durch einen fortlaufenden Abgleich der Fahrzeugsensorwerte mit einer im Algorithmus hinterlegten  $a_y$ - $a_z$ -Karte [6]. Die auftretenden Beschleunigungswerte können sogar einem typischen Überschlagsszenario (wie z. B. Böschung-, Soil-Trip-, Curb-Trip, usw.) zugeordnet werden [14, 111].

Zusätzlich werden noch Mindestwerte für die Drehrate und den Rollwinkel gefordert, so dass zusammenfassend gilt: Erst wenn die Drehrate und der daraus durch Integration gewonnene Aufkippwinkel einen festen Schwellwert erreicht hat, eine überschlagstypische Kinematik vorliegt, Misuse-Situationen vollkommen ausgeschlossen werden können und die Drehrate die rollwinkelabhängige kritische Winkelgeschwindigkeit übersteigt, wird die Auslösefrage mit „Ja“ beantwortet. Auf diese Weise werden Rückhaltesysteme für den Schutz von Fahrzeuginsassen ohne Verbleib von Restzweifeln aktiviert.

Die meisten heutigen Sensierungskonzepte nutzen sogenannte „Low G-Sensoren“, die geringe Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung erfassen, um neben der Plausibilitätsprüfung auch eine Optimierung der Erkennungsperformance zu erzielen [140]. Oftmals wird zusätzlich noch ein Querbeschleunigungssensor mit einem großen Messbereich („High G“) verwendet [121].

Abbildung 2.7 zeigt beispielhaft eine Optimierungsmöglichkeit durch mehrere Pfade zur Berechnung der kritischen Rollrate (vgl. [6]). Die Drehrate  $\omega_x$  ist wieder die primäre Einflussgröße für die Rollover-Vorhersage. Die Pfadentscheidung erfolgt auf der Basis von Beschleunigungsmesswerten. In der Pfadwahl wird das zur momentanen Fahrzeugdynamik passende Kriterium (z. B. Energiekriterium, Impulskriterium oder mögliche Weitere) ausgewählt und der jeweilige situationsabhängige Drehraten-Schwellwert für die Rollover-Vorhersage berechnet. Optional wird von [6] die Nutzung zusätzlicher Informationen aus anderen vernetzten Teilsystemen,

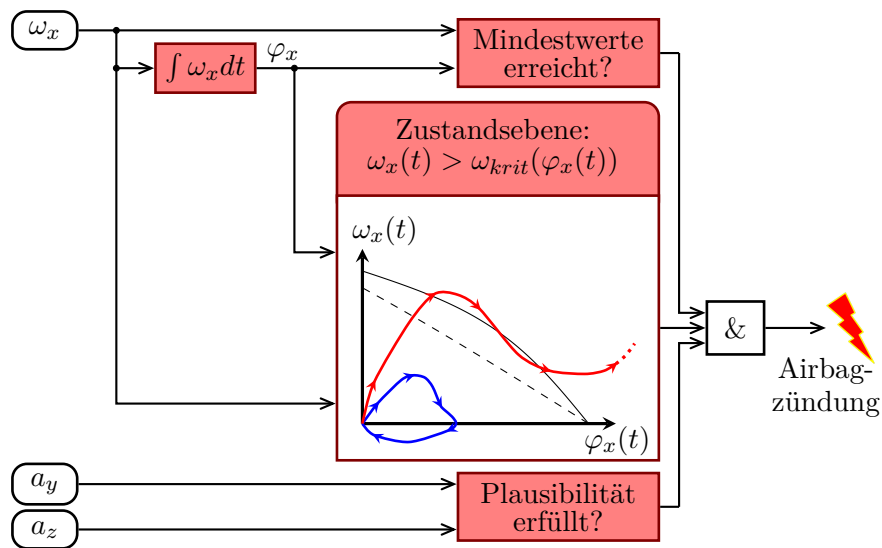


Abbildung 2.5.: Blockschaltbild eines typischen Überschlagsalgorithmus. Als Primärsignal wird der Drehratensensor verwendet. Durch geschickte Integration wird daraus ein Drehwinkelsignal bestimmt. Die eigentliche Erkennung von Überschlägen folgt dann durch den Vergleich der gemessenen Drehrate mit der kritischen Drehrate, die abhängig vom aktuellen Drehwinkel berechnet wird. Damit ein Airbag ausgelöst wird, muss zusätzlich eine beschleunigungsabhängige Plausibilität erfüllt sein und Mindestwerte für die Drehrate und den Drehwinkel vorliegen.

wie z. B. der Fahrwerksregelung bzw. des ESCs, vorgeschlagen. So stünden weitere Sensordaten wie Gierrate, Lenkwinkel, Geschwindigkeiten und zusätzliche Informationen aus bereits vorhandenen Fahrdynamiksystemen via Bussystem für den Abruf bereit.

Anstelle einer Pfadwahl ist auch die Skalierung der Drehrate vor dem Abgleich mit einer Schwelle möglich [14]. Die Drehrate wird dazu mit einem auf Beschleunigungswerte in bis zu drei Raumrichtungen basierenden Term multipliziert, bevor die modifizierte Drehrate mit einer Grenzkurve verglichen wird.

### 2.3. Grenzen heutiger modellbasierter Überschlagserkennungsalgorithmen

Die grundsätzlichen Anforderungen an ein Crash-Erkennungssystem sind durch die geforderten Auslösezeitpunkte beschrieben. Diese Zeitpunkte werden in der Regel durch Versuche mit Crash-Test-Dummys oder mittels einer Insassensimulation ermittelt [82]. Um die volle Schutzwirkung von Airbags zu gewährleisten, wird dabei das Ziel verfolgt, dass Airbags voll aufgeblasen sein müssen, bevor ein Insasse die Airbagzone erreicht. Bei Curtain-Airbags, welche zum Schutz von Insassen bei erkannten Überschlägen dienen, kann eine zu späte Auslösung nicht nur die Schutzwirkung mindern, sondern im schlimmsten Falle sogar eine negative Auswirkung hervorrufen. Entfaltet sich ein Airbag bei einem Überschlag zu spät, können dadurch Passagiere durch die Kraftwirkung beim Aufblasen oder durch Einklemmen zwischen Airbag und Türfensterrahmen verletzt werden. Bei der Definition der geforderten Auslösezeiten bei Überschlagsunfällen spielt deshalb die seitliche Verlagerung der Insassen eine entscheidende Rolle.

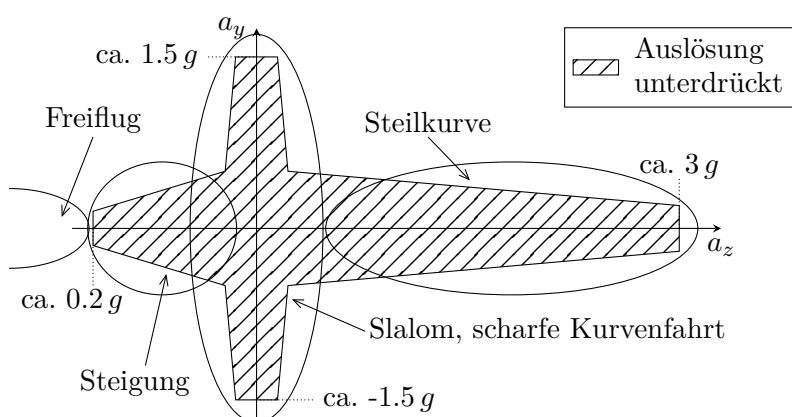


Abbildung 2.6.: Darstellung der Plausibilisierungsschwellen der Auslöseentscheidung in Form einer  $a_y$ - $a_z$ -Map [6]. Durch eine Plausibilitätsprüfung wird eine redundante Auslöseentscheidung getroffen, so dass die hohen Anforderungen an das sicherheitskritische System erfüllt werden können.

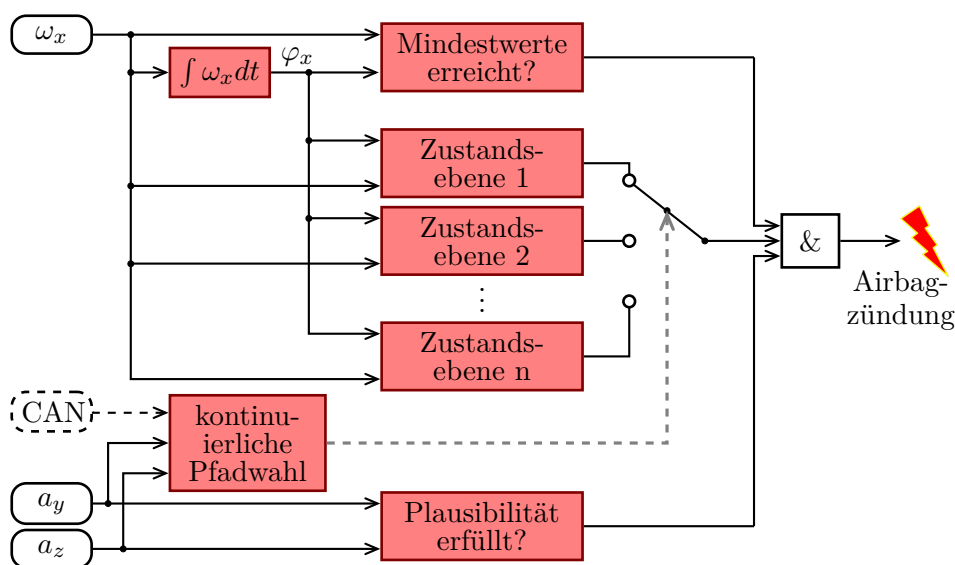


Abbildung 2.7.: Blockschaltbild eines typischen Überschlagsalgorithmus zur Optimierung der Erkennungsleistung [6]. Mithilfe der Beschleunigungssensoren oder auch mit zusätzlichen CAN-Bus-Signalen, kann eine kontinuierliche Pfadentscheidung und damit eine situationsangepasste Berechnung der kritischen Drehrate erfolgen.

Aufgrund der wirkenden lateralen Verzögerungen in den Soil- und Curb-Trip-Szenarien kommt es bereits bei sehr geringen Wankwinkeln zu signifikanten Insassenverlagerungen, weshalb bei den entsprechenden Versuchen eine sehr frühe Zündung der Rückhaltemittel notwendig ist [82]. Die rechtzeitige und trotzdem gegen Fehlalarme robuste Überschlagserkennung stellt besonders bei Soil-Trip-Szenarien eine große Herausforderung dar. Dabei sind je nach Versuch Zündzeiten gefordert, bei denen der Wankwinkel teilweise erst zwischen  $7^\circ$  und  $15^\circ$  ist [6]. Nach [103] sind die Anforderungen bei diesem Überschlagstyp am schwierigsten zu erfüllen. Heutige modellbasierte Ansätze können die hohen Anforderungen bei Soil-Trip-Überschlägen

nur durch einen Kompromiss zwischen einer optimalen Erkennungsleistung und einer akzeptablen Anzahl an Fehlauflösungen erzielen beziehungsweise in vielen Fällen nicht erreichen. So behauptet [127] mit „In the curb- and soil-trip test, the sensor could not sense rollover before RTTF based on the roll angle - roll rate map determination.“, dass mittels Rollrate und Rollwinkel (entspricht den Modellen nach Gl. (2.7) und (2.29)) ein Überschlag in Curb- und Soil-Trip-Versuchen nicht rechtzeitig zur geforderten Zündzeit (Required Time to Fire - RTTF) erkannt werden kann. Diese Aussage wird von [11] mit „An algorithm only using the vehicles inclination angle or angular rate will not fulfill all requirements“ bestätigt. Weiter wird in [10] der genannte notwendige Kompromiss erläutert: „[...] algorithms must be calibrated accordingly in order to produce an optimal trade-off between the requirements for early deployment [...]“.

Mit den Überschlagserkennungsmodellen nach dem Stand der Technik können also die Anforderungen, insbesondere für den mit Abstand am feldrelevantesten Versuch Soil-Trip (vgl. Abb. 1.13) nicht ohne Weiteres erfüllt werden.

### Fazit

*Die beiden nach dem Stand der Technik bekannten Modelle zur Erkennung von Fahrzeugüberschlägen, wurden mittels des Energie- und Impulserhaltungssatzes eigenständig hergeleitet und deren prinzipielle Funktionsweise erläutert. Außerdem wurden weitere aus der Literatur bekannte Methoden aufgezeigt, welche nicht direkt aus physikalischen Modellen stammen.*

*Des Weiteren wurde auf die üblicherweise verwendeten Drehraten- und Beschleunigungssensoren und deren Messprinzipien eingegangen und anschließend die typischerweise zugrundegelegte Algorithmenarchitektur vorgestellt. Um die hohen Anforderungen des sicherheitskritischen Systems zu erfüllen, erfolgt eine Auslöseentscheidung von pyrotechnischen Rückhaltemitteln redundant. D. h. neben dem primären Erkennungskriterium muss gleichzeitig eine unabhängige Plausibilität erfüllt sein und die Zustandsgrößen Rollwinkel und -rate jeweils einen Mindestwert erreicht haben. Für den späteren Entwurf der neuen Verfahren, insbesondere beim Vergleich dieser mit den Methoden nach dem Stand der Technik, wird deshalb bei der Bewertung immer auch diese Redundanz mittels Plausibilität und Mindestwerte berücksichtigt.*

*Abschließend wurden die Grenzen heutiger Methoden zur Erkennung von Fahrzeugüberschlägen aufgezeigt. Mehrere Veröffentlichungen belegen, dass mittels den Modellen nach dem Stand der Technik, insbesondere bei Soil-Trip-Versuchen, die Anforderungen an die Erkennungsleistung nicht ohne Weiteres erfüllt werden können. Nach dem heutigen Stand muss deshalb immer ein Kompromiss zwischen akzeptierten Fehlauflösungen und geforderter Erkennungsleistung eingegangen werden. Da der Soil-Trip-Versuch mit Abstand die höchste Feldrelevanz aufweist, unterstreicht dies die Notwendigkeit und damit die Motivation dieser Arbeit, ein Verfahren zur frühzeitigen Erkennung von Soil-Trip-Überschlagsszenarien zu entwickeln.*

## 3. Fahrzustandsbeobachter

*Für die frühzeitige Abschätzung der Gefährlichkeit einer Situation hinsichtlich eines drohenden Überschlages ist die Kenntnis des genauen fahrdynamischen Bewegungszustandes eines Fahrzeuges von großer Bedeutung. Neben Nick- und Wankwinkel liefern vor allem die Geschwindigkeitskomponenten in den jeweiligen Raumrichtungen wichtige Informationen über den Bewegungszustand eines Fahrzeuges. Es existieren Messsysteme, wie z. B. optische Sensoren (sogenannte Correviten) oder GPS-gestützte Kreiselplattformen, welche diese Zustandsgrößen direkt messtechnisch erfassen können. Aufgrund der immens hohen Kosten sowie der Witterungs- und Umgebungseinschränkungen werden diese Systeme nicht in Serienfahrzeugen eingesetzt, sondern kommen nur in der Entwicklung als Referenzsensorik oder in Prototypen zum Einsatz. Aus diesem Grund ist bei der Verwendung einer fahrdynamikgestützten Überschlagserkennung ein Beobachter nötig, der mithilfe serientauglicher Sensoren die notwendigen Zustandsgrößen zuverlässig bereitstellt. Im Folgenden werden zunächst die durch Fahrdynamikinformatoren gestützte Detektion von Überschlägen gestellten Anforderungen an einen Fahrdynamikbeobachter sowie typische Ansätze für diese Beobachter nach dem Stand der Technik erläutert. Daraufhin wird ein Modell zur Beschreibung der Längs- und Querdynamik beschrieben, wobei auch auf die Erkennung von kritischen Fahrsituationen eingegangen wird. Des Weiteren wird ein Ansatz zur Schätzung des kinematischen Fahrzustandes durch Anwendung eines Extended-Kalman-Filters vorgestellt. Abschließend wird durch eine Validierung gezeigt, dass dieser Ansatz die gestellten Anforderungen auch unter realen Bedingungen, wie bei vorhandenem Sensorrauschen oder Sensornullpunktfehler erfüllt.*

### 3.1. Anforderungen an Fahrdynamikbeobachter

Bei der Erkennung von Fahrzeugüberschlägen zur Auslösung von irreversiblen Rückhaltemitteln wie Airbags handelt es sich um eine sicherheitskritische Funktion. Aus diesem Grund müssen bei Verwendung eines Fahrdynamikbeobachters dessen Eigenschaften genau definiert sein, wodurch sich Anforderungen an die Genauigkeit der Ausgangssignale ergeben. In der passiven Sicherheit wird die Trennbarkeit von kritischen Situationen typischerweise durch eine Simulation von Linearitätsfehlern der Eingangssignale untersucht (vgl. Abschnitt 4.4.2 und 4.4.3). Dabei werden in der Regel relative Amplitudenfehler von bis zu  $\pm 15\%$  betrachtet. In Anlehnung an diese bewährte Vorgehensweise ist für die Genauigkeit der Ausgangssignale des Fahrzustandsbeobachters ein relativer Fehler  $F_{\text{rel}}$  von kleiner 15% erforderlich. Bei kleinen Signalwerten wird anstelle des relativen Fehlers  $F_{\text{rel}}$ , der absolute Fehler  $F_{\text{abs}}$  betrachtet. Wie in Abschnitt 2.2.3 erläutert, werden neben dem eigentlichen Überschlagserkennungskriterium und der beschleunigungsbasierten Plausibilität auch Mindestwerte für Rollgeschwindigkeit und -winkel gefordert, damit es zu einer Airbagzündung kommen kann. Typische Werte für den Mindestrollwinkel  $\varphi_{x,\text{min}}$  liegen bei ca.  $10^\circ$ , weshalb die berechneten Kippwinkel bei kleinen Neigungen nicht mehr als  $\varphi_{x,\text{min}} \cdot F_{\text{rel}} = 1,5^\circ$  vom realen Wert abweichen dürfen. Analog lässt sich der maximal zulässige absolute Fehler für die Geschwindigkeitskomponenten herleiten. Nach [29, 83] sind 18...33 km/h typische Werte für die seitliche Mindeststrutschgeschwindigkeit  $v_{\text{CSV}}$  (engl. Critical Sliding Velocity - CSV), welche notwendig ist um ein Fahrzeug

zum Überschlag bringen zu können. Rechnet man mit der unteren Grenze, so ergibt sich eine zulässige Geschwindigkeitsabweichung von  $v_{\text{CSV}} \cdot F_{\text{rel}} = 0,75 \text{ m/s}$ . Für den hier betrachteten Fahrzustandsbeobachter ist also eine Genauigkeit der berechneten Winkel  $\varphi_{x/y}$  von

$$\left| F_{\varphi_{x/y}, \text{rel}} \right| \leq 15 \% \text{ oder } \left| F_{\varphi_{x/y}, \text{abs}} \right| \leq 1,5^\circ \quad (3.1)$$

und die berechneten Geschwindigkeitskomponenten  $v_{x/y/z}$  von

$$\left| F_{v_{x/y/z}, \text{rel}} \right| \leq 15 \% \text{ oder } \left| F_{v_{x/y/z}, \text{abs}} \right| \leq 0,75 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.2)$$

notwendig. Diese Genauigkeitsforderung muss in allen Szenarien, insbesondere in Schleudersituationen mit hohen Quergeschwindigkeiten, erfüllt werden. Eine weitere Anforderung besteht darin, dass für den Beobachter ausschließlich serientaugliche Sensoren zur Verfügung stehen, welche entsprechende Messfehler, wie Rauschen oder Nullpunktabweichung, aufweisen.

### 3.2. Ansätze nach dem Stand der Technik

In der Literatur sind verschiedene Ansätze zur Schätzung des kinematischen Fahrzustandes zu finden. Häufig wird zur Schätzung des Schwimmwinkels ein lineares Einspurmodell mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten verwendet. Beispielsweise wird in [129] ein solcher Beobachter mit der alleinigen Ausgangsgröße Gierrate beschrieben. Dagegen schlägt [3] die zusätzliche Verwendung der Querbeschleunigung zur Korrektur der Schätzung vor. Allerdings sind solche Beobachter aufgrund der konstanten Schräglaufsteifigkeiten nur gültig solange die Reifen in ihrem linearen Bereich belastet werden. Aus diesem Grund wird das Einspurmodell oftmals durch nichtlineare Reifenmodelle erweitert. Zum Beispiel wird in [71] ein linearer Beobachter mit adaptiven Schräglaufsteifigkeiten beschrieben. Das Reifenmodell Magic Tyre Formula nach Pacejka [102] ist dabei besonders in seiner vereinfachten Form sehr verbreitet und wird zum Beispiel in [27] verwendet. In einer Reihe von Arbeiten wird auf ein nichtlineares Zweispurmodell zurückgegriffen, wodurch unter anderem Einflüsse durch Radlaständerungen berücksichtigt werden können [50, 58, 63, 64]. Dazu verwendet [15] einen Linearisierungsbeobachter und setzt dafür die Geschwindigkeit als bekannt voraus. Aufbauend auf dem Zweispurmodell nach [58] wird in [137] ein Extended-Kalman-Filter als Beobachter vorgeschlagen. Dabei wird jedoch der Haftbeiwert als bekannt vorausgesetzt. Die rein modellbasierten Beobachter werden in der Regel nur für moderat instabile Fahrsituationen eingesetzt, da die Modelle im instabilen Fahrbereich ihre Gültigkeit verlieren und deshalb die Kinematik nur fehlerhaft wiedergeben können.

Alternativ zu den Modellansätzen gibt es mehrere Arbeiten, die auf die Verwendung von physikalischen Modellen verzichten und auf rein kinematische Ansätze zurückgreifen. Dazu kann das Fahrzeug mit dem Zusammenhang

$$a_x = \dot{v}_x - v_y \left( \dot{\beta} + \omega_z \right) = \dot{v} \cos \beta - v \left( \dot{\beta} + \omega_z \right) \sin \beta \quad (3.3)$$

$$a_y = \dot{v}_y - v_x \left( \dot{\beta} + \omega_z \right) = \dot{v} \sin \beta - v \left( \dot{\beta} + \omega_z \right) \cos \beta \quad (3.4)$$

als Punktbewegung im Raum beschrieben werden, wobei die Vertikalbewegung meist nicht berücksichtigt wird. [71] und [75] vernachlässigen zudem die Änderung der Geschwindigkeit bzw. nehmen einen Anfangsschwimmwinkel von  $\beta = 0^\circ$  an, wodurch sich die Schwimmwinkeländerung alleine aus den Messwerten Querbeschleunigung, Längsgeschwindigkeit und Gierrate

annähern lässt

$$\dot{\beta} \approx \omega_z - \frac{a_y}{v_x}. \quad (3.5)$$

Wird eine instabile Situation erkannt, kann durch eine zeitliche Integration von Gl. (3.5) der zeitliche Verlauf des Schwimmwinkels und mit

$$v_y = v_x \tan \beta \quad (3.6)$$

die Quergeschwindigkeit ermittelt werden. Dieses Vorgehen kann allerdings zu großen Fehlern führen, da zum einen der Anfangswert für den Schwimmwinkel immer mit  $\beta = 0^\circ$  angenommen wird und zum anderen durch die numerische Integration auch Messfehler aufsummiert werden. Außerdem hängt die Berechnung stark von der Längsgeschwindigkeit ab. Bei extremen Schleudersituationen ist es aber sehr schwierig, eine ausreichend genaue Längsgeschwindigkeit aus den Raddrehzahlen zu bestimmen. Darüber hinaus wird dabei der Einfluss der Gravitation in den Messwerten der Beschleunigungen nicht berücksichtigt. Auf leicht geneigtem Untergrund kann dies durch die oben genannte Integration über mehrere Sekunden zu Fehlern führen. Nimmt man beispielsweise eine Querneigung von  $\varphi_{x,Q} = 3^\circ$  an, ergibt sich bei einer Integration über die Dauer  $T = 10$  s ein Quergeschwindigkeitsfehler  $\Delta v_y$  von

$$\Delta v_y = g \sin \varphi_{x,Q} T = 18,5 \text{ km/h}. \quad (3.7)$$

Vielversprechend sind Ansätze mit einer vollständigen kinematischen Beschreibung der Fahrzeugschwerpunktsbewegung. Dazu verwendet [113] zur Bestimmung von Roll- und Nickwinkel die beispielsweise aus [54] bekannte Beziehung zwischen den im Fahrzeugaufbau sensorisch erfassbaren Drehraten und den zeitlichen Ableitungen der Orientierungswinkel

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi}_x \\ \dot{\varphi}_y \\ \dot{\varphi}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \sin \varphi_x \tan \varphi_y & \cos \varphi_x \tan \varphi_y \\ 0 & \cos \varphi_x & -\sin \varphi_x \\ 0 & \frac{\sin \varphi_x}{\cos \varphi_y} & \frac{\cos \varphi_x}{\cos \varphi_y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}. \quad (3.8)$$

Mithilfe von Roll- und Nickwinkel kann der Gravitationseinfluss der im Fahrzeug gemessenen Beschleunigungen korrigiert und damit das Differentialgleichungssystem für die Geschwindigkeiten nach [17, 113] gelöst werden

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{v}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} - g \begin{bmatrix} -\sin \varphi_y \\ \cos \varphi_y \sin \varphi_x \\ \cos \varphi_y \cos \varphi_x \end{bmatrix}. \quad (3.9)$$

Der Zustandsvektor des in [113] beschriebenen Beobachters besteht aus den Größen Roll- und Nickwinkel sowie Längs-, Quer- und Vertikalgeschwindigkeit. Als Messvektor dienen zur Korrektur des anhand der Differentialgleichungen (3.8) und (3.9) prädierten Zustandes die GPS-gestützte, mittels Raddrehzahlsensoren berechnete Längsgeschwindigkeit sowie die als null angenommenen Quer- und Vertikalgeschwindigkeiten.

In dieser Arbeit wird angenommen, dass das Fahrzeug mit einer Elektronischen Stabilitätskontrolle (engl. Electronic Stability Control - ESC) sowie einem Überschlagerkennungssystem ausgestattet ist. Serientypische ESC-Systeme sind mit vier Raddrehzahlsensoren, einem Lenkwinkelsensor, einem Querbeschleunigungsaufnehmer sowie einem Gierratensensor ausgestattet. Oftmals verfügen diese Systeme auch über einen Längsbeschleunigungssensor, um

zusätzliche Funktionen, wie zum Beispiel eine Berganfahrthilfe, bereitstellen zu können. Überschlagserkennungssysteme verfügen mindestens über einen Rollraten- und einen Vertikalbeschleunigungsaufnehmer. Sollen auch Überschläge um die Fahrzeugquerachse erkannt werden können, so muss zudem die Nickrate sensorisch erfasst werden. Durch die Verbindung der beiden Systeme ESC und Überschlagserkennung sind also Beschleunigungsaufnehmer und Drehratensensoren in allen drei Raumrichtungen sowie Lenkwinkel- und Raddrehzahlsensoren verfügbar. Manche Fahrzeuge, wie zum Beispiel der Audi A6 [20], sind bereits heute serienmäßig mit einem zentralen Sensor-Cluster mit Beschleunigungs- und Drehratensensoren in allen drei Raumachsen ausgestattet. Damit kann zur Berechnung der Bewegungsgrößen auf die Differentialgleichungssysteme (3.8) und (3.9) zurückgegriffen werden. Im Gegensatz zu [113] wird bei der Bestimmung der Längsgeschwindigkeit auf eine GPS-Messung verzichtet. Darüber hinaus wird die Messung der Quergeschwindigkeit nicht vernachlässigt, sondern mittels eines einfachen Fahrdynamikmodells berechnet. Als Beobachterstruktur dient ein Extended-Kalman-Filter.

### 3.3. Modellierung der Fahrdynamik

Mithilfe einer Modellbildung ist es möglich, die Dynamik eines Fahrzeuges in normalen bis moderat instabilen Fahrsituationen ausreichend gut zu beschreiben. Im Folgenden sollen die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Berechnungsmethoden zur Bestimmung der Längs- und der Quergeschwindigkeit sowie der Erkennung von querdynamisch kritischen Situationen erläutert werden.

#### 3.3.1. Ermittlung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit

In vielen Fahrzeugmodellen hat die Längsgeschwindigkeit als Eingangsgröße eine zentrale Bedeutung. In normalen Fahrsituationen kann die longitudinale Geschwindigkeit anhand der mittels Raddrehzahlsensoren gemessenen Radgeschwindigkeiten  $v_{v1/vr/hl/hr}$  geschätzt werden. Durch eine Transformation der vier einzelnen Radgeschwindigkeiten auf dem Schwerpunkt mit der Gierrate  $\omega_z$  und dem Lenkwinkel  $\delta_v$  lassen sich Messeinflüsse durch eine Kurvenfahrt minimieren (vgl. [113, 137])

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{v_{v1} - l_v \sin \delta_v}{\cos \delta_v} + \frac{s}{2} \omega_z, \\ v_2 &= \frac{v_{vr} - l_v \sin \delta_v}{\cos \delta_v} - \frac{s}{2} \omega_z, \\ v_3 &= v_{hl} + \frac{s}{2} \omega_z, \\ v_4 &= v_{hr} - \frac{s}{2} \omega_z. \end{aligned} \tag{3.10}$$

Durch eine anschließende Mittelung der vier auf den Schwerpunkt transformierten Radumfangsgeschwindigkeiten erhält man die Längsgeschwindigkeit

$$\bar{v}_{x,R} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 v_i. \tag{3.11}$$

In instabilen Fahrsituationen kann bei dieser einfachen Mittelung über alle Räder aufgrund des hohen Schlupfes jedoch ein großer Fehler entstehen. Bei starker Bremsung sollten aus diesem Grund nur die Hinterräder des Fahrzeuges betrachtet werden, da aus Stabilitätsgründen immer zuerst die Vorderreifen eines Fahrzeuges blockieren müssen. Bei einachsigen angetriebenen



Fahrzeugen können bei großem Antriebsschlupf die frei rollenden Räder zur Geschwindigkeitsberechnung herangezogen werden. Eine besondere Herausforderung an die Längsgeschwindigkeitsberechnung stellen Allradfahrzeuge dar. Bei diesen Fahrzeugen kann an allen vier Rädern ein großer Antriebsschlupf auftreten. Um dennoch eine vernünftige Schätzung aus den Radgeschwindigkeiten durchzuführen ist ein Längsalgorithmus notwendig, der situationsabhängig die richtigen Radgeschwindigkeiten zur Berechnung auswählt. Aufbauend auf der von [4] vorgeschlagenen Geschwindigkeitsschätzung wird in dieser Arbeit eine einfache Auswahlmethode verwendet, welche neben den Radgeschwindigkeiten lediglich ein Bremspedalsignal benötigt. Zunächst werden dafür mit

$$v_{i,\max} = \max(v_1, v_2, v_3, v_4) \quad (3.12)$$

$$v_{i,\min} = \min(v_1, v_2, v_3, v_4) \quad (3.13)$$

die maximale und die minimale Radgeschwindigkeit ermittelt. Je nach Situation wird die Geschwindigkeit anhand des am schnellsten drehenden Rades  $v_{i,\max}$  oder dem am langsamsten drehenden Rades  $v_{i,\min}$  ermittelt. Jedoch wird dabei jeweils nur eine maximale Geschwindigkeitsänderung um einen fest eingestellten plausiblen Gradienten  $a_1$  zugelassen. Für die weitere Verwendung der berechneten Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_{x,\text{LDM}}$  (LDM - Längsdynamikmodul) wird ein sogenannter Stabilitätsindex  $\text{SI}_{\text{LDM}}$  eingeführt, der die Vertrauenswürdigkeit der ermittelten Geschwindigkeit anzeigt.

Es werden folgende Situationen unterschieden:

- Das Fahrzeug wird langsamer ( $v_{i,\max}(t) < v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t)$ )

$$v_{x,\text{LDM}}(t) = \begin{cases} v_{i,\max} & \text{für } v_{i,\max} > v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) - a_1 \Delta t \\ v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) - a_1 \Delta t & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.14)$$

$$\text{SI}_{\text{LDM}} = \begin{cases} 1 & \text{für } v_{i,\min} > v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) - a_1 \Delta t \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} . \quad (3.15)$$

- Das Fahrzeug wird abgebremst, jedoch aufgrund eines z. B. starken Gefälles trotzdem schneller ( $v_{i,\max}(t) > v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t)$ )

$$v_{x,\text{LDM}}(t) = \begin{cases} v_{i,\max} & \text{für } v_{i,\max} < v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) + a_1 \Delta t \\ v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) + a_1 \Delta t & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.16)$$

$$\text{SI}_{\text{LDM}} = \begin{cases} 1 & \text{für } v_{i,\max} < v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) + a_1 \Delta t \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} . \quad (3.17)$$

- Das Bremspedal ist nicht betätigt und das Fahrzeug wird beschleunigt ( $v_{i,\min}(t) > v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t)$ )

$$v_{x,\text{LDM}}(t) = \begin{cases} v_{i,\min} & \text{für } v_{i,\min} < v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) + a_1 \Delta t \\ v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) + a_1 \Delta t & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.18)$$

$$\text{SI}_{\text{LDM}} = \begin{cases} 1 & \text{für } v_{i,\min} < v_{x,\text{LDM}}(t - \Delta t) + a_1 \Delta t \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} . \quad (3.19)$$

Trifft keine dieser Situationen zu, so wird die gemittelte Radgeschwindigkeit verwendet und als vertrauenswürdig eingestuft

$$v_{x,\text{LDM}}(t) = \bar{v}_{x,\text{R}}(t) \quad (3.20)$$

$$\text{SI}_{\text{LDM}} = 1. \quad (3.21)$$

Die Ausgangssignale  $v_{x,\text{LDM}}$  und  $\text{SI}_{\text{LDM}}$  werden anschließend dem Beobachter sowie dem im folgenden Abschnitt erläuterten querdynamischen Fahrzeugmodell für weitere Berechnungen zur Verfügung gestellt (siehe Abb. 3.3).

### 3.3.2. Querdynamisches Fahrzeugmodell

Das lineare Einspurmodell dient in vielen Fällen zur Erklärung des Fahrverhaltens eines Fahrzeuges unter bestimmten Situationen und ist in Fahrdynamikregelsystemen zur Bildung von Sollwerten (z. B. Gierratensollwert bei ESC-Systemen) sehr verbreitet [87]. Charakteristisch für das Einspurmodell ist die Zusammenfassung der linken und rechten Räder zu einer Achse, wodurch das Einspurmodell nach Abbildung 3.1 zustande kommt. Die Radlaständerungen aufgrund von Wank- und Nickbewegung werden vernachlässigt, da der Schwerpunkt des Fahrzeuges in Höhe der Fahrbahn angenommen wird. Abbildung 3.1 zeigt alle während einer Kurvenfahrt auf das Fahrzeug angreifenden Kräfte. Neben den Reifenlängs- und -querkräften  $F_{x,v/h}$  bzw.  $F_{y,v/h}$  wirken auch die Massenträgheitskraft  $F_B$  und die Zentrifugalkraft  $F_{zf}$  im

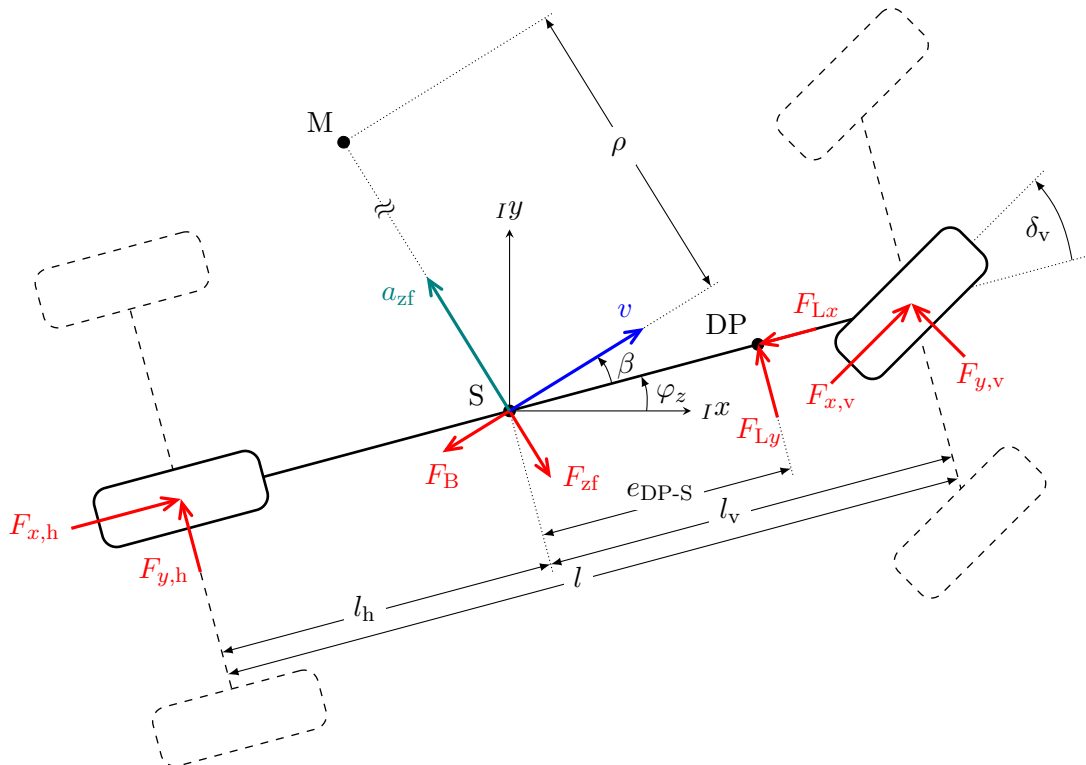


Abbildung 3.1.: Definitionen zum Einspurmodell nach [87]. Charakteristisch für das Einspurmodell ist die Zusammenfassung der beiden Räder einer Achse. Neben den Kräften an den Reifen wirken auch Luftwiderstandskräfte  $F_{Lx,y}$ , Trägheitskraft  $F_B$  und Zentrifugalkraft  $F_{zf}$ .

Schwerpunkt sowie die Luftlängs- und -seitenkraft  $F_{Lx}$  bzw.  $F_{Ly}$  im Druckmittelpunkt DP. Durch das Aufstellen der Kräfte- und Momentengleichgewichte erhält man die Grundgleichungen des Einspurmodells [87]

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &= F_{x,h} + F_{x,v} \cos \delta_v - F_{y,v} \sin \delta_v - F_B \cos \beta + F_{zf} \sin \beta - F_{Lx}, \\ \sum F_y = 0 &= F_{y,h} + F_{x,v} \sin \delta_v + F_{y,v} \cos \delta_v - F_B \sin \beta - F_{zf} \cos \beta - F_{Ly}, \\ \sum M_S = 0 &= M_T - (F_{y,v} \cos \delta_v + F_{x,v} \sin \delta_v) l_v + F_{y,h} l_h + F_{Ly} e_{DP-S}.\end{aligned}\quad (3.22)$$

Dabei bezeichnet der Schwimmwinkel  $\beta$  den Richtungsunterschied der Fahrzeuggeschwindigkeit zur Fahrzeuglängsachse und der Lenkwinkel  $\delta_v$  den Lenkeinschlag. Der Schwimmwinkel  $\beta$  ist definiert zu

$$\beta = \arctan \frac{v_{y,S}}{v_{x,S}}. \quad (3.23)$$

Für die Trägheitskraft  $F_B$  und die Zentrifugalkraft  $F_{zf}$  sowie dem Moment der Massenträgheit  $M_T$  gilt,

$$\begin{aligned}F_B &= m\dot{v}, \\ F_{zf} &= ma_{zf} = m \frac{v^2}{\rho}, \\ M_T &= \Theta_{z_S} \dot{\omega}_z\end{aligned}\quad (3.24)$$

mit der Masse  $m$  des Fahrzeuges und dem Massenträgheitsmoment  $\Theta_{z_S}$  um die Fahrzeughochachse im Schwerpunkt.

Die Reifenseitenkräfte  $F_{y,v/h}$  werden im Allgemeinen als Funktion des jeweiligen Schräglaufwinkels  $\alpha_{v/h}$  bestimmt (vgl. [87]). Nimmt man ein lineares Reifenmodell an, welches für kleine Schräglaufwinkel zulässig ist, so können die Reifenquerkräfte mithilfe der Schräglaufsteifigkeiten  $c_{\alpha,v/h}$  bestimmt werden

$$\begin{aligned}F_{y,v} &= c_{\alpha v} \alpha_v, \\ F_{y,h} &= c_{\alpha h} \alpha_h.\end{aligned}\quad (3.25)$$

Durch Einsetzen von (3.24) bis (3.25) in die Grundgleichungen des Einspurmodells erhält man

$$\begin{aligned}m\dot{v} \cos \beta - m \frac{v^2}{\rho} \sin \beta &= F_{x,h} + F_{x,v} \cos \delta_v - c_{\alpha v} \alpha_v \sin \delta_v - F_{Lx}, \\ m\dot{v} \sin \beta + m \frac{v^2}{\rho} \cos \beta &= c_{\alpha h} \alpha_h + F_{x,v} \sin \delta_v + c_{\alpha v} \alpha_v \cos \delta_v - F_{Ly}, \\ \Theta_{z_S} \dot{\omega}_z &= (c_{\alpha v} \alpha_v \cos \delta_v + F_{x,v} \sin \delta_v) l_v - c_{\alpha h} \alpha_h l_h - F_{Ly} e_{DP-S}.\end{aligned}\quad (3.26)$$

Anstelle des in der Zentripetalbeschleunigung  $v^2/\rho$  vorkommenden Reziprokwertes des Krümmungsradius  $\rho$  der Bahnkurve wird die Beziehung

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\dot{\beta} + \omega_z}{v} \quad (3.27)$$

eingeführt [51, 87]. Somit kann die Zentrifugalbeschleunigung mit  $v^2/\rho = v(\dot{\beta} + \omega_z)$  ersetzt werden, so dass weiter unter Vernachlässigung von Antriebs- oder Bremsmoment an der Vorderachse ( $F_{x,v} \approx 0$ ) und der Luftkräfte  $F_{Lx/y}$  die Gleichung (3.26) auf die vereinfachte Form

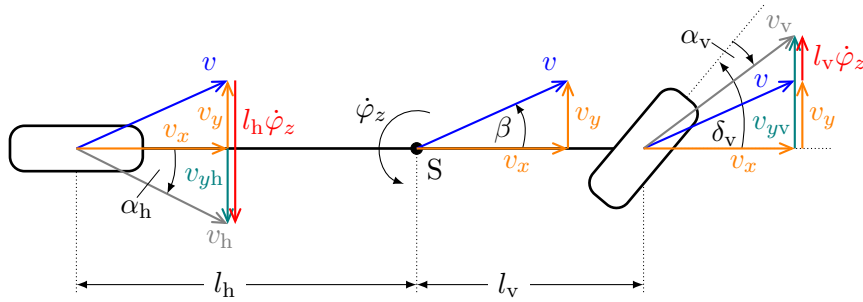


Abbildung 3.2.: Kinematische Größen am Einspurmodell. Durch die geometrischen Bedingungen können die Beziehungen für die Schräglaufwinkel abgeleitet werden.

des Einspurmodells führt

$$m\dot{v} \cos \beta - mv \left( \dot{\beta} + \omega_z \right) \sin \beta = F_{x,h} - c_{\alpha v} \alpha_v \sin \delta_v, \quad (3.28)$$

$$m\dot{v} \sin \beta + mv \left( \dot{\beta} + \omega_z \right) \cos \beta = c_{\alpha h} \alpha_h + c_{\alpha v} \alpha_v \cos \delta_v, \quad (3.29)$$

$$\Theta_{z_S} \dot{\omega}_z = (c_{\alpha v} \alpha_v \cos \delta_v + F_{x,v} \sin \delta_v) l_v - c_{\alpha h} \alpha_h l_h. \quad (3.30)$$

Mit dem Kräftegleichgewicht in Querrichtung gilt nach Umstellen für die Querbeschleunigung

$$a_y = \frac{1}{m} (c_{\alpha h} \alpha_h + c_{\alpha v} \alpha_v \cos \delta_v). \quad (3.31)$$

Neben dem kinetischen Zusammenhang gilt auch die kinematische Entsprechung für die Querbeschleunigung

$$a_y = v \left( \dot{\beta} + \omega_z \right) \cos \beta + \dot{v} \sin \beta. \quad (3.32)$$

Man beachte, dass mit der Formel  $v_y = v \sin \beta$  die Fahrzeugquergeschwindigkeit  $v_y$  definiert ist. Für die zeitliche Ableitung gilt nach der Produkt- bzw. Kettenregel

$$\dot{v}_y = \dot{v} \sin \beta + v \dot{\beta} \cos \beta. \quad (3.33)$$

Durch Ersetzen von  $\dot{v} \sin \beta$  in (3.32) ergibt sich für die Querbeschleunigung  $a_y$

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \omega_z, \quad (3.34)$$

bzw. (3.34) umgestellt nach der Schwerpunktsquergeschwindigkeit  $v_y$  (vgl. Gl. (3.9))

$$v_y = \int (a_y - v_x \omega_z) dt. \quad (3.35)$$

Die Formulierungen der Schräglaufwinkel  $\alpha_{v/h}$  ergeben sich durch geometrische Bedingungen nach Abbildung 3.2 zu

$$\alpha_v = \delta_v - \arctan \frac{v_y + l_v \omega_z}{v_x}, \quad \alpha_h = \arctan \frac{-v_y + l_h \omega_z}{v_x}. \quad (3.36)$$

Die Gleichungen (3.25), (3.31), (3.35) und (3.36) zusammengeführt ergeben das Gleichungssystem des linearen instationären Einspurmodells. Unter der Voraussetzung, dass Lenkwinkel

$\delta_v$  und Gierrate  $\omega_z$  als Messgrößen und die Längsgeschwindigkeit aus dem Längsdynamikmodul  $v_{x,\text{LDM}}$  zur Verfügung stehen sowie die Fahrzeugparameter bekannt sind, erhält man mit

$$\begin{aligned} a_{y,\text{QDM}} &= \frac{1}{m} \left[ \left( \delta_v - \arctan \frac{v_{y,\text{QDM}} + l_v \omega_z}{v_{x,\text{LDM}}} \right) c_{\alpha v} \cos \delta_v + \left( \arctan \frac{-v_{y,\text{QDM}} + l_h \omega_z}{v_{x,\text{LDM}}} \right) c_{\alpha h} \right] \\ v_{y,\text{QDM}} &= \int (a_{y,\text{QDM}} - v_{x,\text{LDM}} \omega_z) dt \end{aligned} \quad (3.37)$$

ein numerisches explizit lösbares Differentialgleichungssystem für die Modellquergeschwindigkeit  $v_{y,\text{QDM}}$  und -beschleunigung  $a_{y,\text{QDM}}$ .

### 3.3.3. Erkennung kritischer Fahrsituationen

Das in Abschnitt 3.3.2 vorgestellte Querdynamikmodell ist aufgrund der Annahmen nur in stabilen Fahrsituationen gültig. Somit ist es damit nicht möglich die Fahrzeugbewegung in instabilen Schleudersituationen zuverlässig und für eine Überschlagserkennung ausreichend genau zu bestimmen. Jedoch kann man durch einen Vergleich von berechneten Modellgrößen mit den entsprechend gemessenen Signalen eine Aussage über den Fahrzustand treffen. Ist die Differenz zwischen gemessenem und berechnetem Wert zu groß, ist die Fahrsituation kritisch. In der Literatur sind verschiedene Ansätze von Erkennungsmethoden zu finden. Beispielsweise beschreibt [58] zur Triggerung von sogenannten Eventdatenrekordern Vergleiche zwischen gemessenen Signalen sowie auf der Basis eines linearen Einspurmodells berechnete Größen wie den Eigenlenkgradienten, die charakteristische Geschwindigkeit oder den reziproken Kurvenradius. Alternativ kann die Stabilität einer Fahrsituation durch eine Betrachtung der Zustandsebene von Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\beta}$  über Schwimmwinkel  $\beta$  oder der Zustandsebene von Gierrate  $\omega_z$  über Schwimmwinkel  $\beta$  bestimmt werden [65, 88, 137]. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird die Erkennung kritischer Fahrsituationen mittels eines einfachen Gierratenkriteriums verwendet, weshalb im Folgenden darauf näher eingegangen werden soll. Auf Basis eines linearen Einspurmodells lässt sich mit

$$\dot{\varphi}_{z,\text{lin}} = \frac{v}{1 + (v/v_{\text{ch}})^2} \frac{\delta_v}{l} \quad (3.38)$$

die von einem Fahrer proportional zur Lenkwinkelvorgabe erwartete Gierrate  $\dot{\varphi}_{z,\text{lin}}$  berechnen. Durch einen Vergleich der erwarteten Gierrate  $\dot{\varphi}_{z,\text{lin}}$  und der tatsächlich mit einem Drehratensensor gemessenen Gierrate  $\omega_z$  lässt sich die Stabilität des Fahrzeug bestimmen. Eine Instabilität wird erkannt, sobald die Gierratendifferenz einen parametrierbaren Schwellwert  $S_{\dot{\varphi}_z}$  übersteigt. Damit ist analog zur Längsdynamik ein Stabilitäts-Index  $\text{SI}_{\text{QDM}}$  definierbar

$$\text{SI}_{\text{QDM}} = \begin{cases} 1 & \text{für } |\omega_z - \dot{\varphi}_{z,\text{lin}}| < S_{\dot{\varphi}_z} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} . \quad (3.39)$$

Wie aus Abbildung 3.3 ersichtlich, wird der querdynamische Stabilitätsindex  $\text{SI}_{\text{QDM}}$  und die aus dem Einspurmodell berechnete Quergeschwindigkeit  $v_{y,\text{QDM}}$  dem Zustandsbeobachter übergeben und in dessen Prädiktionsschritt weiter verwendet. Die genaue Struktur des verwendeten Beobachters ist in Abschnitt 3.4.2 erläutert.

### 3.4. Schätzung des kinematischen Fahrzustandes

Zwar kann die Längs- und Querdynamik mit den Berechnungsvorschriften aus Abschnitt 3.3 beschrieben werden, jedoch verlieren diese Modelle in kritischen Situationen ihre Gültigkeit und sind somit zur Verwendung für die Überschlagserkennung nicht ohne Weiteres zu gebrauchen. Aus diesem Grund wird ein Fahrdynamikbeobachter vorgestellt, der auch in extremen Fahrsituationen den kinematischen Zustand des Fahrzeuges ausreichend genau schätzen kann. Als Beobachter dient ein Extended-Kalman-Filter, der auf den kinematischen Gleichungen (3.8) und (3.9) basiert. Ein Kalman-Filter bietet den Vorteil, dass Modellungenauigkeiten und Messrauschen durch ein stochastisches Prozessmodell berücksichtigt werden kann. Im Folgenden soll zunächst die Theorie des Kalman- und Extended-Kalman-Filters behandelt werden. Anschließend folgt eine Beschreibung der Anwendung des Filters als Fahrdynamikbeobachter.

#### 3.4.1. Theorie des Extended-Kalman-Filter

Das Extended-Kalman-Filter ist eine Erweiterung für nichtlineare Systeme des in seiner ursprünglichen Form von Rudolf E. Kalman veröffentlichten Kalman-Filters [70]. Dabei wird das nichtlineare Prozessmodell zu jedem Filterschritt um den aktuell geschätzten Zustand linearisiert. Zum besseren Verständnis wird im Folgenden zunächst auf die Grundlagen des (linearen) Kalman-Filters eingegangen. Anschließend folgt die Theorie des Extended-Kalman-Filters. Eine umfangreiche Behandlung des Kalman-Filters einschließlich des Extended-Kalman-Filters findet sich in [47, 49, 144]. Dagegen bietet [143] einen kompakten und anschaulichen Einstieg in die Thematik.

#### Kalman-Filter für lineare zeitdiskrete Systeme

Aufgabe des Kalman-Filters ist die Schätzung des Zustandes  $\mathbf{x}$  eines linearen zeitdiskreten Systems. Im Gegensatz zu einem einfachen Beobachter wird dabei nicht von einem exakten Prozessmodell und fehlerfreien Messwerten ausgegangen. Diese Fehler können durch Modellungenauigkeiten und Messrauschen durch eine stochastische Beschreibung eines Systems mit dem Zustand  $\mathbf{x}$  und dem Ausgang  $\mathbf{y}$  des Kalman-Filters berücksichtigt werden:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{q}_k \quad (3.40)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{r}_k \quad (3.41)$$

Die Variablen  $\mathbf{x}$ ,  $\mathbf{y}$ ,  $\mathbf{q}$  und  $\mathbf{r}$  werden als zufällig und Gauß-verteilt angenommen. Zusätzlich wird für das System-/Prozessrauschen  $\mathbf{q}$  und das Messrauschen  $\mathbf{r}$  vorausgesetzt, dass sie untereinander unkorreliert und mittelwertfrei sind.

Das Kalman-Filter lässt sich mit den zwei prinzipiellen Schritten Zustandsprädiktion und Zustandskorrektur beschreiben. Im Prädiktionsschritt werden anhand des Systemmodells die Schätzwerte für den Systemzustand  $\mathbf{x}_{k+1}^-$  und die Kovarianzmatrix des Schätzfehlers  $\mathbf{P}_{k+1}^-$  berechnet,

$$\mathbf{x}_{k+1}^- = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}_k^+ + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}_k \quad (3.42)$$

$$\mathbf{P}_{k+1}^- = \mathbf{A} \cdot \mathbf{P}_k^+ \cdot \mathbf{A}^T + \mathbf{Q}_k \quad (3.43)$$

wobei  $\mathbf{Q}_k = E \{ \mathbf{q}_k \cdot \mathbf{q}_k^T \}$  die Kovarianzmatrix des Systemrauschens bezeichnet. Im anschließenden Korrekturschritt wird zunächst das sogenannte Kalman-Gain  $\mathbf{K}$  berechnet und damit

eine Korrektur der Prädiktion anhand von Messwerten durchgeführt.

$$\mathbf{K}_{k+1} = \mathbf{P}_{k+1}^- \cdot \mathbf{C}^T \cdot \left( \mathbf{C} \cdot \mathbf{P}_{k+1}^- \cdot \mathbf{C}^T + \mathbf{R}_{k+1} \right)^{-1} \quad (3.44)$$

$$\mathbf{x}_{k+1}^+ = \mathbf{x}_{k+1}^- + \mathbf{K}_{k+1} \cdot \left( \mathbf{y}_{k+1} - \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}_{k+1}^- \right) \quad (3.45)$$

$$\mathbf{P}_{k+1}^+ = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_{k+1} \cdot \mathbf{C}) \cdot \mathbf{P}_{k+1}^- \quad (3.46)$$

Analog zu  $\mathbf{Q}_k$  bezeichnet dabei  $\mathbf{R}_{k+1} = E \left\{ \mathbf{r}_{k+1} \cdot \mathbf{r}_{k+1}^T \right\}$  die Kovarianzmatrix des Messrauschens. Die Bedeutung von System- und Messrauschen lässt sich einfach anhand Grenzwertbetrachtungen von Gl. (3.44) für die Kovarianzmatrizen  $\mathbf{P}_{k+1}^-$  und  $\mathbf{R}_{k+1}$  veranschaulichen. Ist die Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\mathbf{R}_{k+1}$  sehr klein, so gewichtet das Kalman-Gain  $\mathbf{K}_{k+1}$  die Messung  $\mathbf{y}_{k+1}$  immer stärker und die Prädiktion immer schwächer. Für den Grenzfall, dass die Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\mathbf{R}_{k+1}$  verschwindet gilt:

$$\lim_{\mathbf{R}_{k+1} \rightarrow 0} \mathbf{K}_{k+1} = \mathbf{C}^{-1} \quad (3.47)$$

Dagegen wird bei sehr niedrigen Werten in der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers  $\mathbf{P}_{k+1}^-$ , was aus kleinen Werten der Kovarianzmatrix des Systemrauschens  $\mathbf{Q}_k$  folgt, der Messung  $\mathbf{y}_{k+1}$  immer weniger und der Prädiktion immer mehr vertraut. Für den Grenzfall, dass die Kovarianzmatrix des Schätzfehlers  $\mathbf{P}_{k+1}^-$  verschwindet gilt:

$$\lim_{\mathbf{P}_{k+1}^- \rightarrow 0} \mathbf{K}_{k+1} = 0 \quad (3.48)$$

Somit lässt sich das Verhalten des Kalman-Filters durch eine geeignete Wahl von Mess- und Prozessrauschen gezielt beeinflussen.

### Zeitdiskretes Extended-Kalman-Filter

Soll der Zustand eines nichtlinearen Systems geschätzt werden, so kann dies mit einem Extended-Kalman-Filter erfolgen. Analog zum Kalman-Filter wird hierfür ein stochastisches, aber nichtlineares, Systemmodell aufgestellt:

$$\mathbf{x}_{k+1} = f(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{q}_k) \quad (3.49)$$

$$\mathbf{y}_k = h(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{r}_k) \quad (3.50)$$

Dabei werden  $\mathbf{x}$ ,  $\mathbf{y}$ ,  $\mathbf{q}$  und  $\mathbf{r}$  wieder wie im linearen Fall als zufällig und Gauß-verteilt angenommen. Ebenso gilt erneut für das System-/Prozessrauschen  $\mathbf{q}$  und das Messrauschen  $\mathbf{r}$  die Voraussetzung, untereinander unkorreliert und mittelwertfrei zu sein. Die jeweiligen Kovarianzmatrizen ergeben sich analog zu

$$\mathbf{Q}_k = E \left\{ \mathbf{q}_k \cdot \mathbf{q}_k^T \right\} \quad (3.51)$$

$$\mathbf{R}_k = E \left\{ \mathbf{r}_k \cdot \mathbf{r}_k^T \right\} \quad (3.52)$$

Die Zustandsprädiktion kann anhand des nichtlinearen Systemmodells mittels des aktuellen Zustands erfolgen. Zur Berechnung der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers  $\mathbf{P}_{k+1}^-$  bzw. des Kalman-Gains  $\mathbf{K}_{k+1}$  wird die Systemmatrix  $\mathbf{A}_k$  durch partielle Ableitung des Systemmodells

$f(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{q}_k)$  und die Beobachtungsmatrix  $\mathbf{C}_k$  durch partielle Ableitung des Beobachtungsmodells  $h(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{r}_k)$  nach den Systemzuständen  $\mathbf{x}$  bestimmt. Somit lautet der Prädiktionsschritt

$$\mathbf{x}_{k+1}^- = f(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, 0) \quad (3.53)$$

$$\mathbf{P}_{k+1}^- = \mathbf{A}_k \cdot \mathbf{P}_k^+ \cdot \mathbf{A}_k^T + \mathbf{Q}_k \quad (3.54)$$

mit

$$\mathbf{A}_k = \left. \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}_k^+} \quad (3.55)$$

und der Korrekturschritt des Extended-Kalman-Filters

$$\mathbf{K}_{k+1} = \mathbf{P}_{k+1}^- \cdot \mathbf{C}_k^T \cdot \left( \mathbf{C}_k \cdot \mathbf{P}_{k+1}^- \cdot \mathbf{C}_k^T + \mathbf{R}_{k+1} \right)^{-1} \quad (3.56)$$

$$\mathbf{x}_{k+1}^+ = \mathbf{x}_{k+1}^- + \mathbf{K}_{k+1} \cdot \left( \mathbf{y}_{k+1} - h(\mathbf{x}_{k+1}^-, \mathbf{u}_{k+1}, 0) \right) \quad (3.57)$$

$$\mathbf{P}_{k+1}^+ = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_{k+1} \cdot \mathbf{C}_k) \cdot \mathbf{P}_{k+1}^- \quad (3.58)$$

mit

$$\mathbf{C}_k = \left. \frac{\partial h}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}_{k+1}^-} . \quad (3.59)$$

Durch die Berechnung der Systemmatrix  $\mathbf{A}_k$  und der Beobachtungsmatrix  $\mathbf{C}_k$  zu jedem diskretem Zeitschritt  $k$  wird das nichtlineare System auf ein linearisiertes Problem zurückgeführt. Wie beim Kalman-Filter für lineare Systeme kann das Verhalten des Extended-Kalman-Filters mit den Kovarianzmatrizen des Prozess- und Messrauschens gezielt beeinflusst werden.

### 3.4.2. Anwendung des Extended-Kalman-Filters als Fahrdynamikbeobachter

Der Entwurf des Fahrdynamikbeobachters erfolgt als Extended-Kalman-Filter auf Basis der kinematischen Beziehungen nach Gl. (3.8) und (3.9). Zur Berechnung der nichtlinearen Zustandsprädiktion  $\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u})$  sind als Eingangsgrößen die Drehraten  $\omega_{x/y/z}$  und die Beschleunigungen  $a_{x/y/z}$  jeweils in den drei Raumrichtungen notwendig

$$\mathbf{u} = \left[ \omega_x \quad \omega_y \quad \omega_z \quad a_x \quad a_y \quad a_z \right]^T . \quad (3.60)$$

Außerdem muss das System zeitlich diskretisiert werden, wozu die Methode nach Euler gewählt wird

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k + \Delta t \cdot f(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \quad (3.61)$$

wobei  $\Delta t$  die Schrittweite bezeichnet. Die Eingangsgrößen  $\mathbf{u}$  werden sensorisch im Fahrzeug erfasst und können dementsprechend fehlerbehaftet sein. Während des Prädiktionsschritts werden durch die numerische Lösung des Differenzialgleichungssystems Sensoroffsetfehler aufsummiert, was zu großen Abweichungen zwischen geschätztem und realem Zustand führen kann. Aus diesem Grund werden neben den wichtigen Zustandsgrößen Rollwinkel  $\varphi_x$ , Nickwinkel  $\varphi_y$ , Längsgeschwindigkeit  $v_x$ , Quergeschwindigkeit  $v_y$  und Vertikalgeschwindigkeit  $v_z$  auch die Offsetwerte der Drehratensensoren  $\omega_{x/y/z, \text{off}}$  und Beschleunigungsaufnehmer  $a_{x/y/z, \text{off}}$  geschätzt. Der Zustandsvektor  $\mathbf{x}$  lautet somit:

$$\mathbf{x} = \left[ \varphi_x \quad \varphi_y \quad v_x \quad v_y \quad v_z \quad \omega_{x, \text{off}} \quad \omega_{y, \text{off}} \quad \omega_{z, \text{off}} \quad a_{x, \text{off}} \quad a_{y, \text{off}} \quad a_{z, \text{off}} \right]^T \quad (3.62)$$



Die Zustandsprädiktion erfolgt nach Gl. (3.61) für die Drehwinkel mit Gl. (3.8) und die Geschwindigkeitskomponenten mit Gl. (3.9).

$$f_1 : \varphi_{x,k+1} = \varphi_{x,k} + \Delta t [\dot{\omega}_{x,k} + \tan \varphi_{y,k} (\dot{\omega}_{y,k} \sin \varphi_{x,k} + \dot{\omega}_{z,k} \cos \varphi_{x,k})] \quad (3.63)$$

$$f_2 : \varphi_{y,k+1} = \varphi_{y,k} + \Delta t [\dot{\omega}_{y,k} \cos \varphi_{x,k} - \dot{\omega}_{z,k} \sin \varphi_{x,k}] \quad (3.64)$$

$$f_3 : v_{x,k+1} = v_{x,k} + \Delta t [\dot{a}_{x,k} - (\dot{\omega}_{y,k} v_{z,k} - \dot{\omega}_{z,k} v_{y,k}) + g \sin \varphi_{y,k}] \quad (3.65)$$

$$f_4 : v_{y,k+1} = v_{y,k} + \Delta t [\dot{a}_{y,k} - (\dot{\omega}_{z,k} v_{x,k} - \dot{\omega}_{x,k} v_{z,k}) - g \cos \varphi_{y,k} \sin \varphi_{x,k}] \quad (3.66)$$

$$f_5 : v_{z,k+1} = v_{z,k} + \Delta t [\dot{a}_{z,k} - (\dot{\omega}_{x,k} v_{y,k} - \dot{\omega}_{y,k} v_{x,k}) - g \cos \varphi_{y,k} \cos \varphi_{x,k}] \quad (3.67)$$

Die jeweiligen Eingangssignale  $\dot{\mathbf{u}}$  werden dabei mit den geschätzten Offsetwerten korrigiert.

$$\dot{\mathbf{u}}_i = \mathbf{u}_i - \mathbf{x}_{i+5} \text{ mit } i = 1 \dots 6 \quad (3.68)$$

Die Offsetwerte selbst werden als konstant bzw. mit einer Nulldynamik angenommen.

$$f_6 : \omega_{x,\text{off},k+1} = \omega_{x,\text{off},k} \quad (3.69)$$

$$f_7 : \omega_{y,\text{off},k+1} = \omega_{y,\text{off},k} \quad (3.70)$$

$$f_8 : \omega_{z,\text{off},k+1} = \omega_{z,\text{off},k} \quad (3.71)$$

$$f_9 : a_{x,\text{off},k+1} = a_{x,\text{off},k} \quad (3.72)$$

$$f_{10} : a_{y,\text{off},k+1} = a_{y,\text{off},k} \quad (3.73)$$

$$f_{11} : a_{z,\text{off},k+1} = a_{z,\text{off},k} \quad (3.74)$$

Mit den Prädiktionsgleichungen  $f_1$  bis  $f_{11}$  lässt sich die zeitvariante Systemmatrix  $\mathbf{A}_k$  durch partielles Differenzieren nach Gl. (3.55) einfach bestimmen. Als Messgrößen dienen für den Korrekturschritt die Längsgeschwindigkeit  $v_{x,\text{LDM}}$  aus dem Längsdynamikmodul (vgl. Abschnitt 3.3.1) und die Quergeschwindigkeit  $v_{y,\text{QDM}}$  aus dem Querdynamikmodul (vgl. Abschnitt 3.3.2). Da es sich um einen Fahrdynamikbeobachter für Straßenfahrzeuge handelt, wird als Messung der Vertikalgeschwindigkeit im globalen Koordinatensystem  $Iv_z$  der Wert Null angenommen.

$$Iv_z = 0 \text{ km/h} \quad (3.75)$$

Zudem wird die Schätzung des Gieratensensoroffsets durch eine mittels Radgeschwindigkeiten berechnete Referenzgierrate  $\omega_{z,\text{ref}}$  gestützt.

$$\omega_{z,\text{ref}} = \frac{v_{\text{hr}} - v_{\text{hl}}}{s} \quad (3.76)$$

Somit ist der Messvektor  $\mathbf{y}$  definiert als

$$\mathbf{y} = [v_{x,\text{LDM}} \quad v_{y,\text{QDM}} \quad Iv_z \quad \omega_{z,\text{ref}}]^T. \quad (3.77)$$

Damit ergeben sich die Messgleichungen  $h(\mathbf{x}_{k+1}^-, \mathbf{u}_{k+1})$  zu

$$h_1 : v_{x,\text{LDM},k+1} = v_{x,k+1}^- \quad (3.78)$$

$$h_2 : v_{y,\text{QDM},k+1} = v_{y,k+1}^- \quad (3.79)$$

$$h_3 : Iv_z = 0 = v_{z,k+1}^- - v_{x,k+1}^- \sin \varphi_{y,k+1}^- + v_{y,k+1}^- \cos \varphi_{y,k+1}^- \sin \varphi_{x,k+1}^- \quad (3.80)$$

$$h_4 : \omega_{z,\text{ref},k+1} = \omega_{z,k+1}^- - \omega_{z,\text{off},k+1}^- \quad (3.81)$$

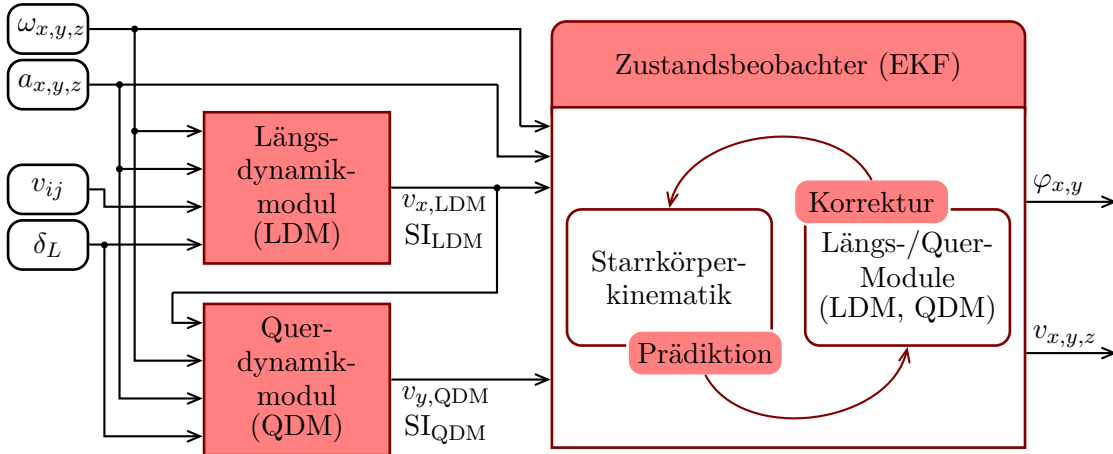


Abbildung 3.3.: Schematische Darstellung des Fahrzustandsbeobachters. Für den Prädiktions-schritt dient die Kinematik des Fahrzeuges, welches als starrer Körper ange-nommen wird. Im Korrekturschritt dienen die Berechnungen aus dem Längs- und Querdynamikmodul als Messwerte.

woraus sich die zeitvariable Beobachtungsmatrix  $\mathbf{C}_k$ , wiederum durch partielles Ableiten, nach Gl. (3.59) bestimmen lässt. Abbildung 3.3 zeigt schematisch den Aufbau des beschriebenen Fahrzustandsbeobachters.

Die Kovarianzmatrizen des System- und Messrauschens bestimmen das grundsätzliche Ver-halten des Extended-Kalman-Filters. Für die Dimensionierung der Systemkovarianzwerte der Geschwindigkeiten  $v_{x/y/z}$  wird eine durchschnittliche Geschwindigkeit von 100 km/h mit einer Abweichung von 1% angenommen. Damit ergibt sich für die Geschwindigkeiten eine Stan-dardabweichung von  $q = 1,0$  km/h, woraus eine Varianz von  $\sigma_v^2 = 0,077$  m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> folgt. In An-lehnung an [137] wird die Varianz der Rotationswinkel  $\varphi_{x/y}$  ausgehend von der Varianz der Geschwindigkeiten unter Beachtung der Wertebereiche der einzelnen Größen ermittelt, welche folgendermaßen angenommen werden.

$$0 \text{ km/h} < v_{x/y/z} < 200 \text{ km/h} \quad \text{und} \quad |\varphi_{x,y}| \leq 10^\circ \quad (3.82)$$

Somit ergibt sich mit

$$q_\varphi = q_v \frac{\max(\varphi) - \min(\varphi)}{\max(v) - \min(v)} \quad (3.83)$$

eine Standardabweichung der Rotationswinkel von  $q_\varphi = 0,1^\circ$  und damit die dazugehörige Varianz von  $\sigma_\varphi^2 = 3 \cdot 10^{-6}$  rad. Die Varianzen der geschätzten Offsetwerte kann anhand von zulässigen Offsetänderungsraten abgeschätzt werden. Für die Beschleunigungsoffsets wird eine Änderungsrate von  $q_{a,\text{off}} = 6$  mg/min und für die Drehratenoffsets eine Änderungsrate von  $q_{\omega,\text{off}} = 0,1$  (°/s)/min angenommen. Damit ergeben sich bei einer Abtastzeit  $\Delta t$  von 10 ms die Varianzen von

$$\sigma_{\omega,\text{off}}^2 = 0,084 \cdot 10^{-12} \text{ rad}^2/\text{s}^2, \quad (3.84)$$

$$\sigma_{a,\text{off}}^2 = 9,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}^4. \quad (3.85)$$

Somit sind alle Werte der Kovarianzmatrix des Systemrauschens definiert. Aufgrund der Dis-kretisierung des Systems müssen die einzelnen Varianzen lediglich noch mit der Abtastzeit  $\Delta t$  multipliziert werden, um die diskrete Kovarianzmatrix  $\mathbf{Q}_k$  zu erhalten.

Schließlich muss noch die Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\mathbf{R}$  ermittelt werden. Die Messung der Geschwindigkeitskomponenten erfolgt anhand berechneter Größen aus dem Längs- und Querdynamikmodul bzw. durch die Annahme der ebenen Bewegung. Aus diesem Grund wird für die Standardabweichung des Messrauschens

$$r_v = q_v = 1,0 \text{ km/h} \quad (3.86)$$

angenommen. Für die mittels Radgeschwindigkeiten berechnete Referenzgierrate  $\omega_{z,\text{ref}}$  wird schließlich eine Standardabweichung von  $r_{\omega_{z,\text{ref}}} = 1^\circ/\text{s}$  festgelegt. Damit sind auch die Varianzen der Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\mathbf{R}$  bekannt:

$$\sigma_v^2 = 0,077 \text{ m}^2/\text{s}^2 \quad (3.87)$$

$$\sigma_{\omega_{z,\text{ref}}}^2 = 0,3 \text{ rad}^2/\text{s}^2 \quad (3.88)$$

In quer- und längsdynamisch instabilen Fahrsituationen können die Annahmen der Messgleichung stark fehlerbehaftet sein. Aus diesem Grund erfolgt eine Adaption der Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\mathbf{R}$  in diesen Situationen, welche anhand der Flags aus den Längsdynamik- und Querdynamikmodulen  $\text{SI}_{\text{LDM}}$  und  $\text{SI}_{\text{QDM}}$  erkannt werden. Für die adaptierte Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\mathbf{R}_k$  gilt

$$\mathbf{R}_k = F_R \cdot \mathbf{R}, \quad (3.89)$$

mit

$$F_R = \begin{cases} 1 & \text{für } \text{SI}_{\text{LDM}} \wedge \text{SI}_{\text{QDM}} \\ 10^6 & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.90)$$

Während des Zeitraums, indem die Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\mathbf{R}$  angehoben wird, verlässt sich der Fahrdynamikbeobachter sehr stark auf die Prädiktion. Damit können die Zustände trotz der Ungültigkeit der Modelle für die Messgleichungen gut geschätzt werden. Im nächsten Abschnitt folgt eine Validierung des vorgestellten Beobachters.

## 3.5. Validierung des Fahrdynamikbeobachters

Die Validierung des beschriebenen Fahrdynamikbeobachters erfolgt anhand simulierter als auch realer Daten. In beiden Fällen wurde ein durchschnittliches Mittelklassefahrzeug untersucht. In den Tabellen A.1 und A.2 im Anhang A finden sich die wichtigsten Parameter der Versuchsfahrzeuge. Im Folgenden wird zunächst mithilfe der Simulationsdaten die Funktionsweise des Extended-Kalman-Filters evaluiert. Anschließend soll durch eine Validierung mit Daten aus einer realen Versuchsfahrt die Praxistauglichkeit des Fahrdynamikbeobachters unter echten Bedingungen gezeigt werden.

### 3.5.1. Simulationsdaten

Zur Validierung wurden Simulationsdaten mit dem kommerziellen Simulationstool CarMaker<sup>®</sup> erzeugt. Die Software beinhaltet neben einem sehr detaillierten Fahrzeugmodell mit bis zu 27 Freiheitsgraden auch ein Umgebungsmodell zur Erzeugung von Hindernissen, einer Fahrbahn oder anderen Verkehrsteilnehmern sowie ein intelligentes Fahrermodell [62]. Das Fahrermodell übernimmt dabei alle Aufgaben eines realen Versuchsfahrers. Damit können definierte Manöver durchgeführt und auf diese Weise Daten erzeugt werden. Da Hardware in the Loop Prüfstände mit CarMaker<sup>®</sup> nach ECE 13-H konform sind [131], ist damit eine simulationsbasierte Homologation beispielsweise eines Fahrwerkregelsystems möglich [84].

Als Versuchsfahrzeug dient in der vorliegenden Arbeit das in der Simulationssoftware mitgelieferte CarMaker<sup>®</sup> Demo-Car. Für das Validierungsszenario wurde eine normale Fahrt über einen Handlingskurs von ca. 3 km Länge mit einer nahezu konstanten Geschwindigkeit von 60 km/h, gefolgt von einem doppelten Spurwechselmanöver mit ca. 140 km/h gewählt. Die Ausweichgasse des Spurwechsels ist mit einem niedrigen Reibwert versehen, so dass sich eine extreme Schleudersituation ergibt. Während der normalen Fahrt auf dem Handlingskurs werden mehrere Kurven mit unterschiedlichen Radien durchfahren. Dabei erfährt das Fahrzeug Querbeschleunigungen von bis zu  $8 \text{ m/s}^2$ , was eine sportliche Fahrt auf trockener Straße repräsentiert und deutlich über die Erfahrungswerte von durchschnittlichen Fahrern unter normalen Bedingungen hinausgeht [97].

Die für den Fahrdynamikbeobachter notwendigen Eingangssignale (Lenkradwinkel, Radgeschwindigkeiten, Beschleunigungen und Drehraten) wurden mit einer Abtastrate von 100 Hz simuliert. Somit ergibt sich für den Extended-Kalman-Filter eine Schrittweite von  $\Delta t = 10 \text{ ms}$ .

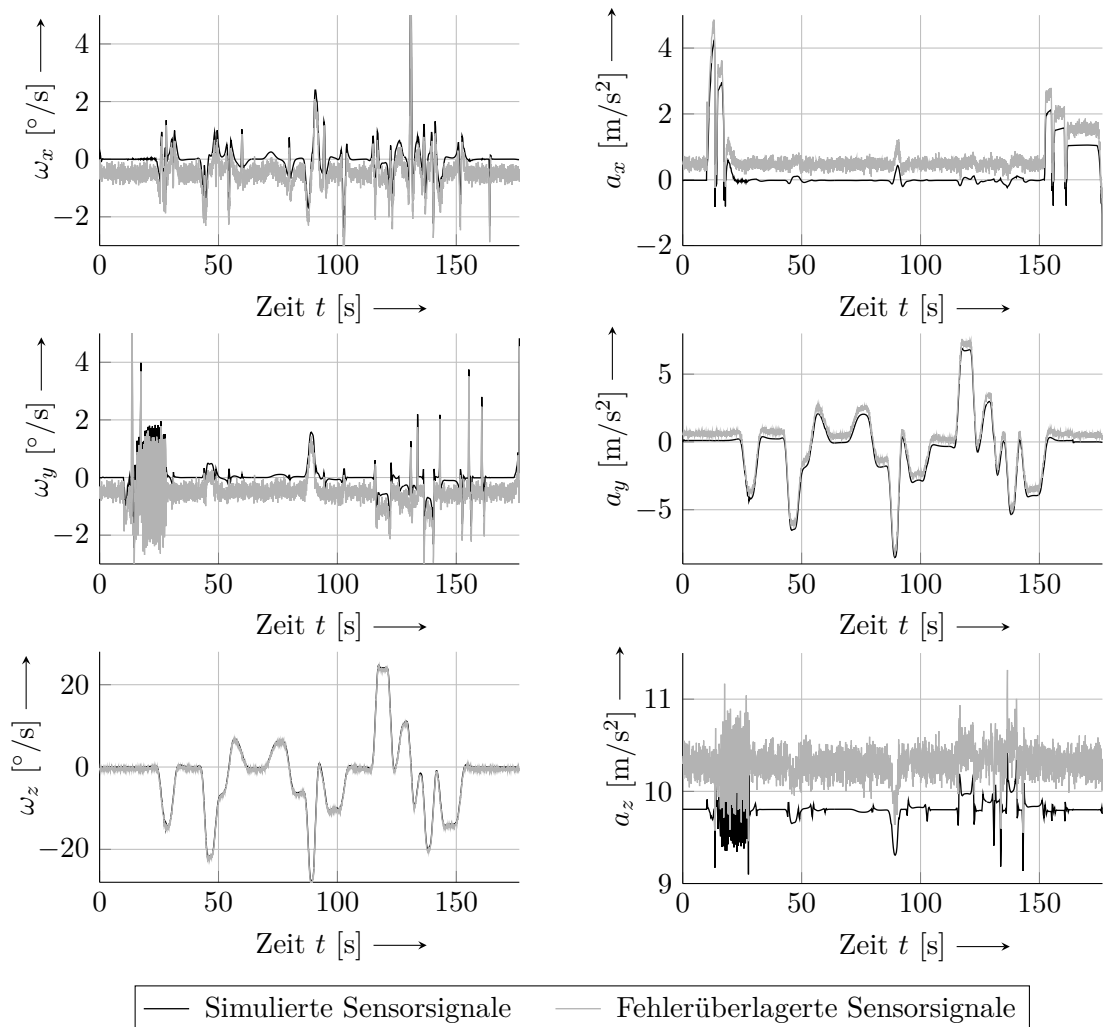


Abbildung 3.4.: Eingangssignale der virtuellen Validierungsfahrt mit CarMaker<sup>®</sup>. Die Beschleunigungs- und Drehratensignale werden jeweils künstlich mit einem Offset und typischen Rauschen überlagert um realitätsnahe Bedingungen zu erhalten.

Um möglichst realistische Bedingungen zu erhalten, werden die Beschleunigungs- und Drehratensignale jeweils mit einem seriensensortypischen Rauschen sowie einen Offsetwert überlagert. Beispielfhaft wurden für die Validierung auf die Drehratensignale jeweils ein normalverteiltes Rauschen mit  $0,14^\circ/\text{s RMS}$  [132] und ein Offset von  $-0,5^\circ/\text{s}$  addiert. Ebenso wurden die Beschleunigungssignale durch Überlagerung eines normalverteilten Sensorrauschen mit  $0,1\text{ m/s}^2\text{ RMS}$  [133] und einem Offset von  $+0,5\text{ m/s}^2$  nachträglich mit Fehlern behaftet. Abbildung 3.4 zeigt die simulierten Originalsignale im Vergleich zu den verwendeten fehlerbehafteten Eingangssignalen des Extended-Kalman-Filters während der beschriebenen simulierten Versuchsfahrt. Aufgrund der Struktur des Extended-Kalman-Filters können die Offset-

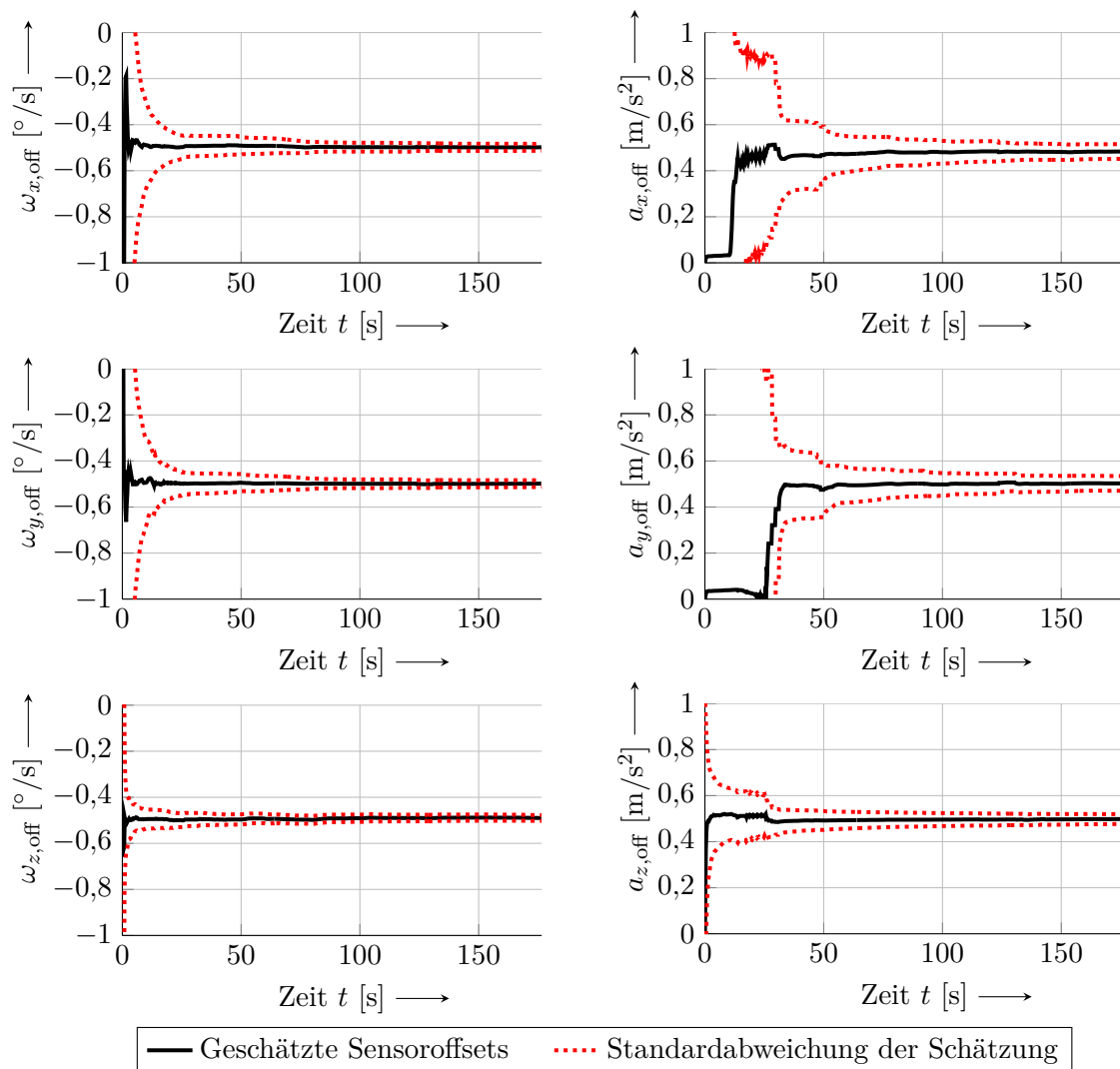


Abbildung 3.5.: Geschätzte Sensoroffsets in der in der virtuellen Validierungsfahrt mit CarMaker<sup>®</sup>. Alle geschätzten Offsetwerte konvergieren gegen die künstlich addierten Nullpunktsfehler. Auch die berechneten Standardabweichungen erreichen plausible Werte. Während die Drehratenoffsets unmittelbar zur Verfügung stehen, muss das System zur Schätzung der Beschleunigungsoffsets durch mindestens eine Fahrgeschwindigkeitsänderung und einer Kurvenfahrt angeregt werden.

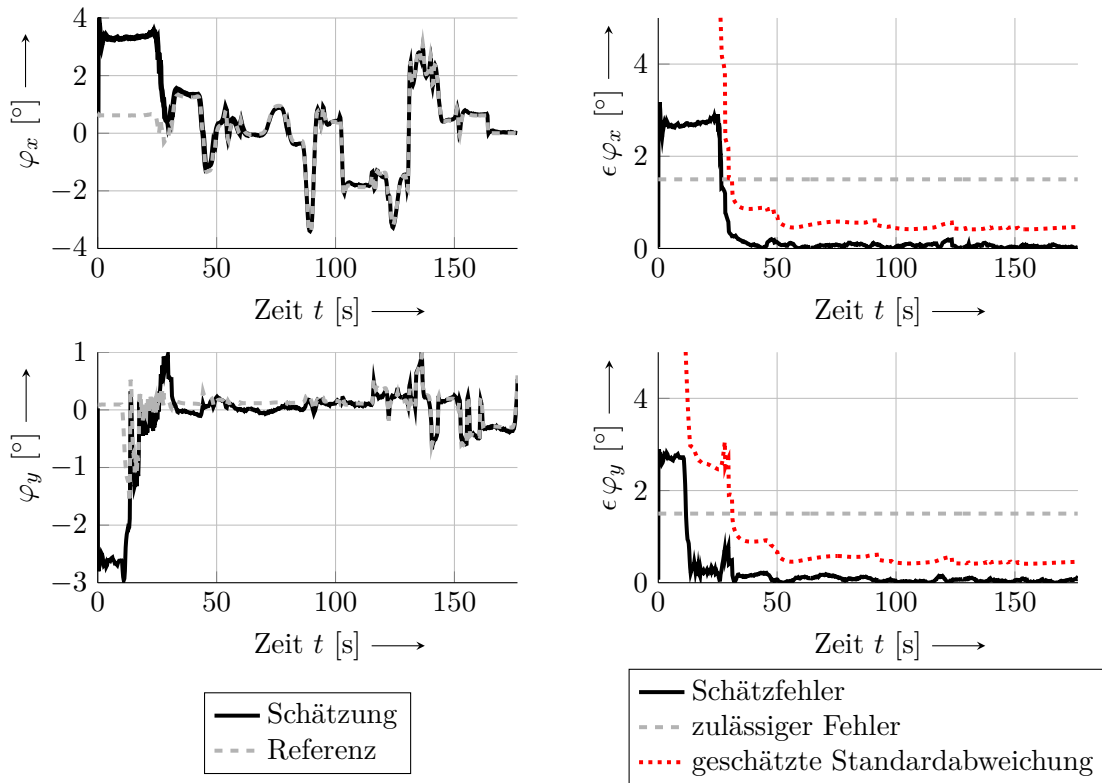


Abbildung 3.6.: Links: Verlauf der geschätzten Nick- und Rollwinkel in der virtuellen Validierungsfahrt mit CarMaker<sup>®</sup> im Vergleich zu den Referenzsignalen. Rechts: Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung. Zunächst werden die Winkel jeweils mit einem Fehler von ca.  $3^\circ$  geschätzt, was auf die anfangs unbekanntenen Beschleunigungsoffsets zurückzuführen ist. Nachdem die geschätzten Offsetwerte konvergiert sind, werden die Drehwinkel mit einem Fehler von deutlich weniger als  $0,5^\circ$  geschätzt.

fehler der Eingangssignale ermittelt werden. Wie aus Abbildung 3.5 ersichtlich, konvergieren alle geschätzten Offsetwerte gegen den nachträglich addierten Nullpunktsfehler von  $-0,5^\circ/s$  bei den Drehraten- bzw.  $+0,5 \text{ m/s}^2$  bei den Beschleunigungssignalen. Besonders die Drehratenoffsets werden unmittelbar erkannt und stehen bereits nach wenigen Sekunden fest. Für die Offsetbestimmung der Längs- und Querbeschleunigungssignale muss das System durch mindestens eine Fahrgeschwindigkeitsänderung und eine Kurvenfahrt angeregt werden. Nach kurzer Zeit bzw. wenigen Manövern während der normalen Fahrt sind somit alle Offsetwerte richtig bestimmt und auch die aus den Diagonalelementen der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers  $\mathbf{P}_{k+1}^+$  geschätzten Standardabweichungen erreichen vertrauenswürdige niedrige und plausible Werte.

Die Ergebnisse für die geschätzten Drehwinkel und Geschwindigkeitskomponenten während der Normalfahrt sind aus Abbildung 3.6 bzw. 3.7 ersichtlich, wobei die geschätzten Signale jeweils in den linken Diagrammen mit dem Referenzsignal und die Abweichungen dazwischen  $e = |x_{i,\text{EKF}} - x_{i,\text{Ref}}|$  in den rechten Diagrammen abgebildet sind. Zusätzlich zu den Abweichungen sind außerdem die maximal zulässigen Fehler sowie die geschätzte Standardabweichung eingezeichnet. Roll- und Nickwinkel werden zu Beginn der Situation jeweils mit einem

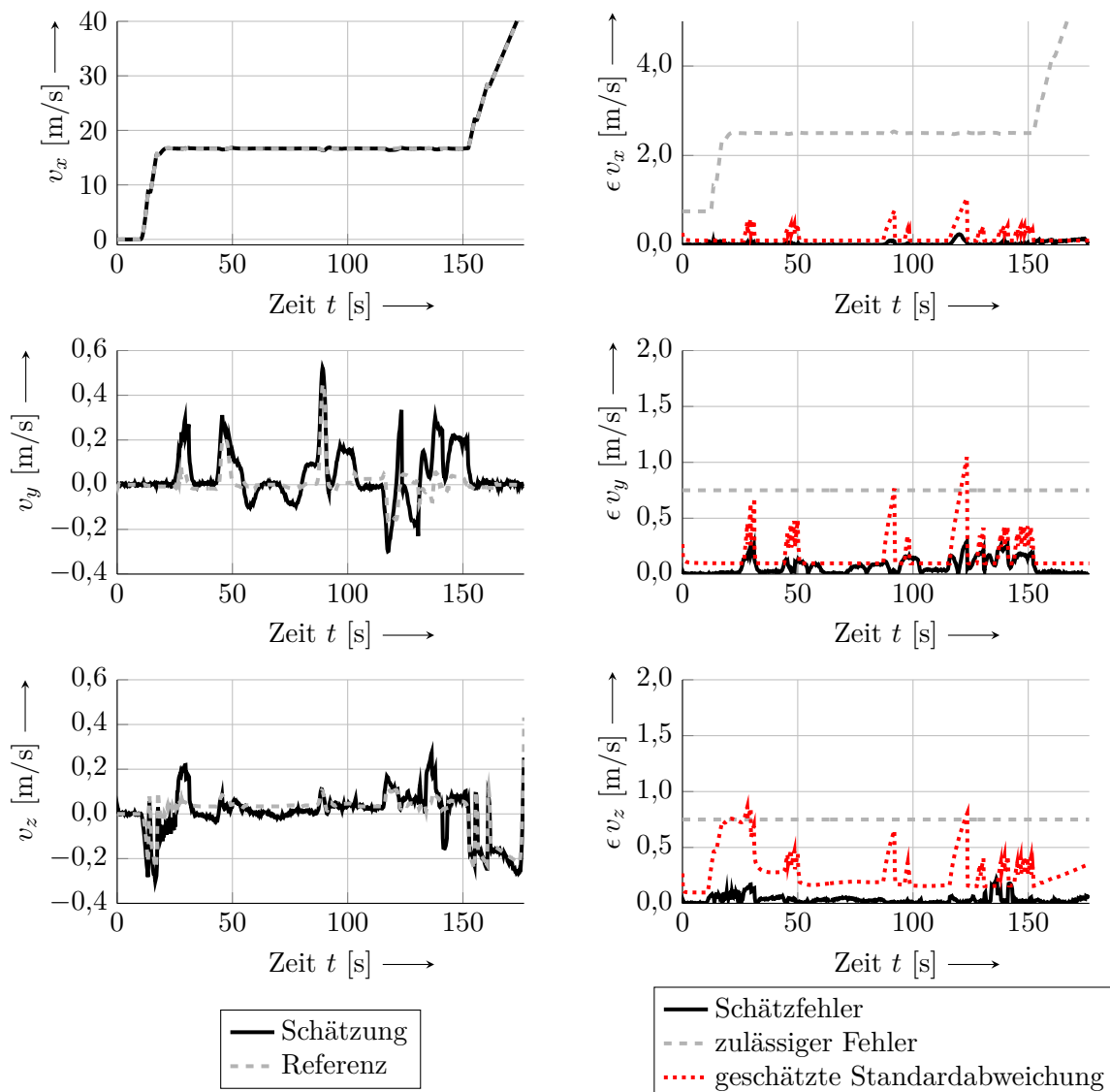


Abbildung 3.7.: Links: Verlauf der geschätzten Geschwindigkeitskomponenten in der virtuellen Validierungsfahrt mit CarMaker® im Vergleich zu den Referenzsignalen. Rechts: Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung. Während der normalen Fahrt werden alle Geschwindigkeitskomponenten mit einer sehr hohen Genauigkeit bestimmt. Die Abweichungen sind stets kleiner als ca. 0,3 m/s.

Fehler von ca.  $3^\circ$  geschätzt (vgl. Abb. 3.6). Diese Abweichungen sind auf die anfangs noch unbekanntem Offsets der Beschleunigungssignale zurückzuführen. Nachdem die geschätzten Sensoroffsets konvergiert sind, werden auch die Drehwinkel mit einer hohen Genauigkeit bestimmt. Nach wenigen Manövern ist der Fehler  $e$  der Drehwinkel deutlich kleiner als  $0,5^\circ$  und auch die geschätzten Standardabweichungen sinken auf ein akzeptables Niveau.

Die Genauigkeit der Geschwindigkeitsschätzung des Fahrdynamikbeobachters ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Diese zeigt, dass alle drei Geschwindigkeitskomponenten während der ganzen (normalen) Fahrt mit einer sehr hohen Genauigkeit bestimmt werden. Die Abweichungen

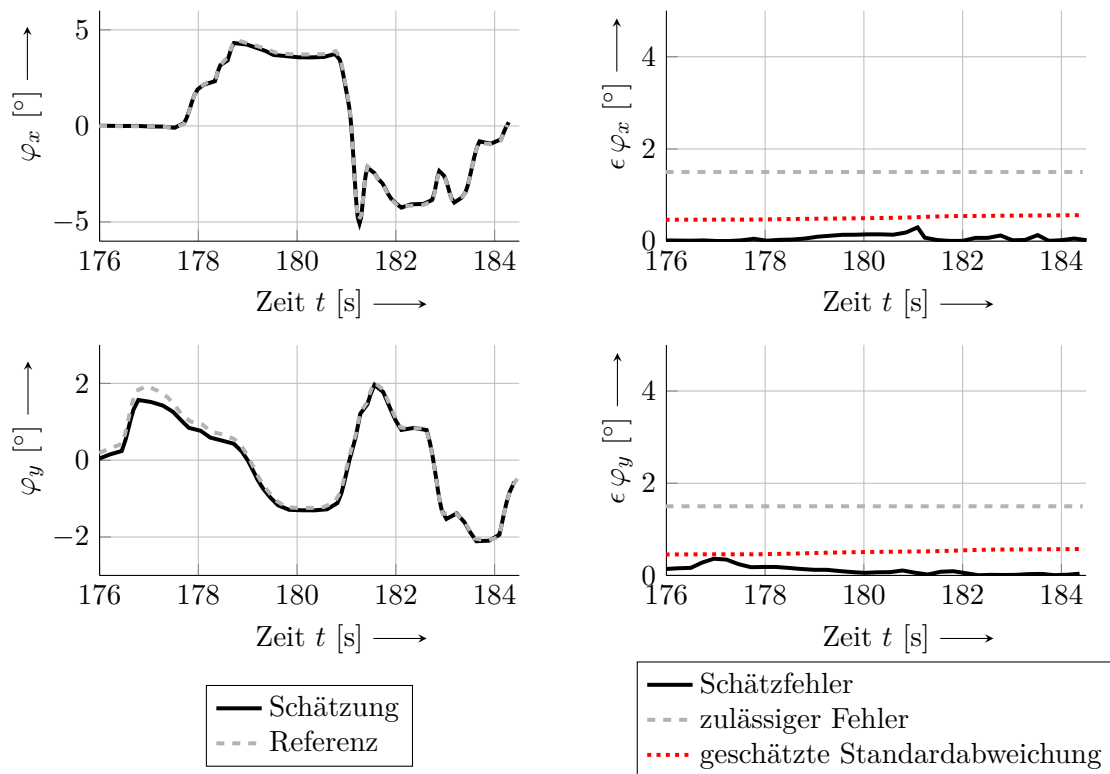


Abbildung 3.8.: Links: Verlauf der geschätzten Nick- und Rollwinkel während des Spurwechselmanövers auf niedrigem Reibwert in der virtuellen Validierungsfahrt mit CarMaker® im Vergleich zu den Referenzsignalen. Rechts: Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung. Auch in der extremen Schleudersituation werden die Rotationswinkel mit höchster Präzision berechnet. Die Winkelfehler sind stets kleiner als  $0,5^\circ$  und erfüllen damit die Anforderungen (vgl. Abschnitt 3.1).

sind stets kleiner als  $0,3\text{ m/s}$ . Die Standardabweichungen besitzen meist sehr niedrige Werte, werden aber in dynamischen Situation, in der die Kovarianzmatrix des Messrauschen  $\mathbf{R}_k$  wie mit Gl. (3.90) beschrieben adaptiert wird, durch das Filter deutlich erhöht.

Die Ergebnisse des Beobachters für das im Anschluss der Handlingsfahrt folgende doppelte Spurwechselmanöver mit Schleudern zeigen detailliert die Abbildungen 3.8 und 3.9. Roll- und Nickwinkel werden auch in dieser extremen Schleudersituation mit hoher Präzision ermittelt. Die Winkelfehler sind auch dabei stets kleiner als  $0,5^\circ$  und die geschätzten Standardabweichungen bleiben während der Situation nahezu unverändert niedrig (vgl. Abbildung 3.8). Wie aus Abbildung 3.9 ersichtlich werden trotz des extremen Schleuderszenarios mit einem Schwimmwinkel  $\beta$  von über  $90^\circ$  auch die Geschwindigkeitskomponenten ausreichend genau geschätzt. Der Schätzfehler von Längs- und Quergeschwindigkeit ist zwar im Vergleich zur normalen Fahrt etwas höher, bleibt aber immer unterhalb der geforderten zulässigen absoluten Abweichung von  $0,75\text{ m/s}$  bzw. dem relativen Fehler von  $15\%$ . Die vom Beobachter geschätzten Standardabweichungen der Geschwindigkeitskomponenten werden ab der Erkennung der instabilen Fahrsituation bei  $t \approx 178\text{ s}$  angehoben und besitzen stets plausible Werte. Anhand der simulierten Daten kann also belegt werden, dass der beschriebene Beobachter auch bei vorhandenem Sensorrauschen und Offsetfehlern die für einen fahrdynamikgestützten



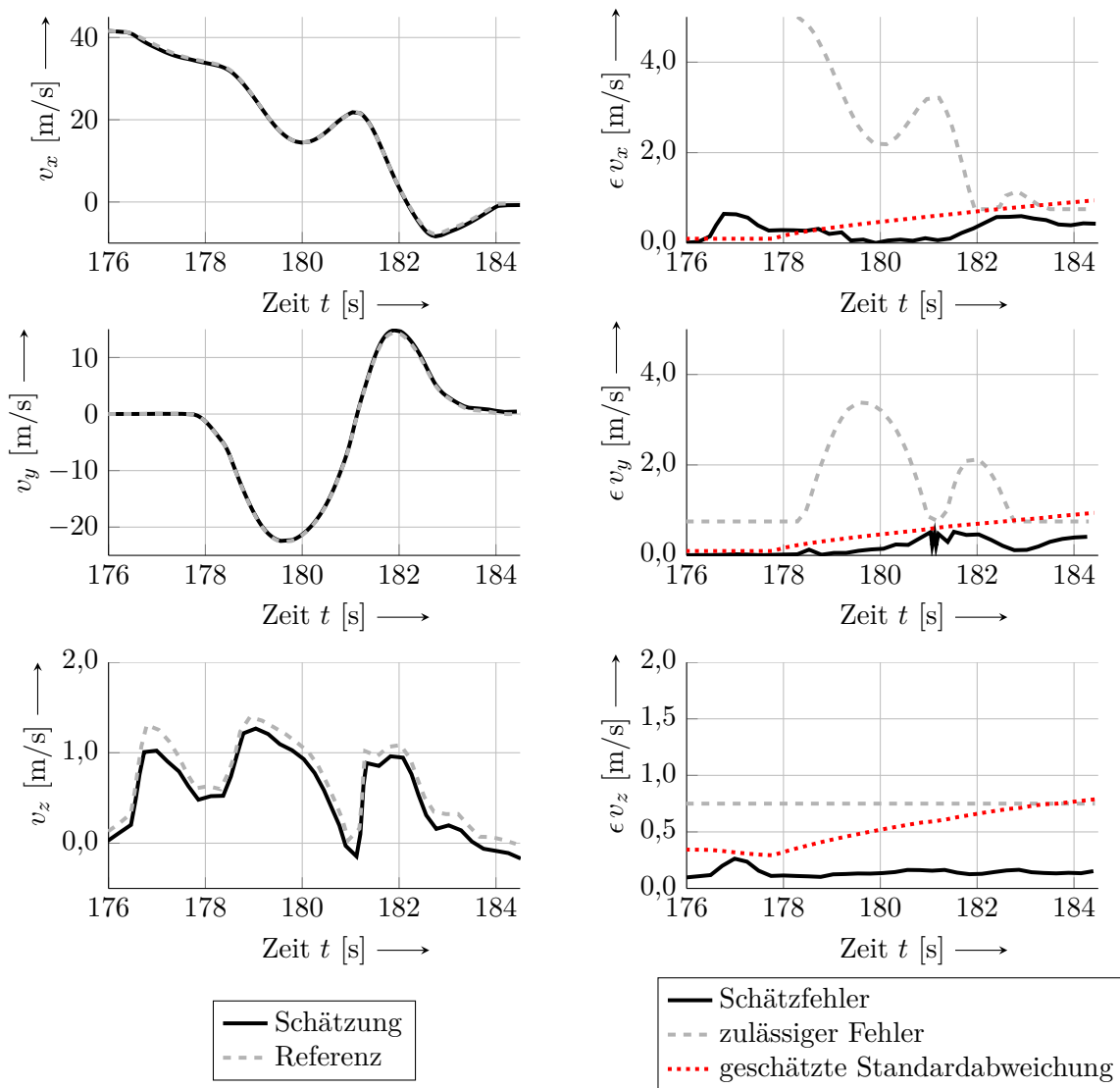


Abbildung 3.9.: Links: Verlauf der geschätzten Geschwindigkeitskomponenten während des Spurwechselmanövers auf niedrigem Reibwert in der virtuellen Validierungsfahrt mit CarMaker<sup>®</sup> im Vergleich zu den Referenzsignalen. Rechts: Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung. Trotz des großen Schwimmwinkels  $\beta$  von über  $90^\circ$  schätzt der Beobachter die Geschwindigkeitskomponenten sehr genau. Der Schätzfehler wird in der Schleudersituation etwas größer, bleibt aber immer unterhalb der zulässigen Abweichung. Somit erfüllt der Beobachter auch die Anforderungen hinsichtlich der Geschwindigkeitsschätzung (vgl. Abschnitt 3.1).

Überschlagserkennungsalgorithmus notwendigen dynamischen Größen Roll- und Nickwinkel sowie Längs-, Quer- und Vertikalgeschwindigkeit auch in extremen Schleudersituationen ausreichend genau zur Verfügung stellen kann. Anhand der geschätzten Standardabweichungen ist außerdem die Berücksichtigung des Vertrauensbereiches der Zustandsgrößen in einem Überschlagserkennungsalgorithmus möglich. Beispielsweise könnte im Sinne einer konservativen

und damit vorsichtigen Applikation der Überschlagserkennung stets die betragsmäßige untere Grenze der geschätzten Geschwindigkeitskomponenten genutzt werden. Weiter wäre auch eine Abschaltung der fahrdynamikunterstützten Erkennung von Überschlägen denkbar, sobald die Standardabweichung größer als eine definierte zulässige Schwelle ist.

### 3.5.2. Reale Daten

Im vorangegangenen Abschnitt erfolgte die Validierung des vorgestellten Fahrdynamikbeobachters anhand simulierter Daten. Es wurden dabei bereits Signalfehler wie Sensorrauschen und Offsets simuliert. Jedoch wurden die verwendeten Eingangsdaten künstlich erzeugt und stammen demnach nicht von realen Sensoren bzw. aus einer realen Situation. Um zu zeigen, dass der Fahrdynamikbeobachter auch unter realen Bedingungen die Zustandsgrößen ausreichend genau schätzen kann, folgt nun eine Evaluierung anhand einer Versuchsfahrt mit einem realen Versuchsfahrzeug. In dem Test fährt das Fahrzeug mit ca. 70 km/h von einer trockenen Asphaltfläche über eine mit nassen Keramikplatten versehene Fläche mit niedrigem Reibwert. Kurz vor der Einfahrt in den Bereich mit niedrigem Reibwert führt der Versuchsfahrer ein Lenkmanöver, ähnlich wie bei dem Fishhook-Test der NHTSA (vgl. Abschnitt 1.2.3), durch.

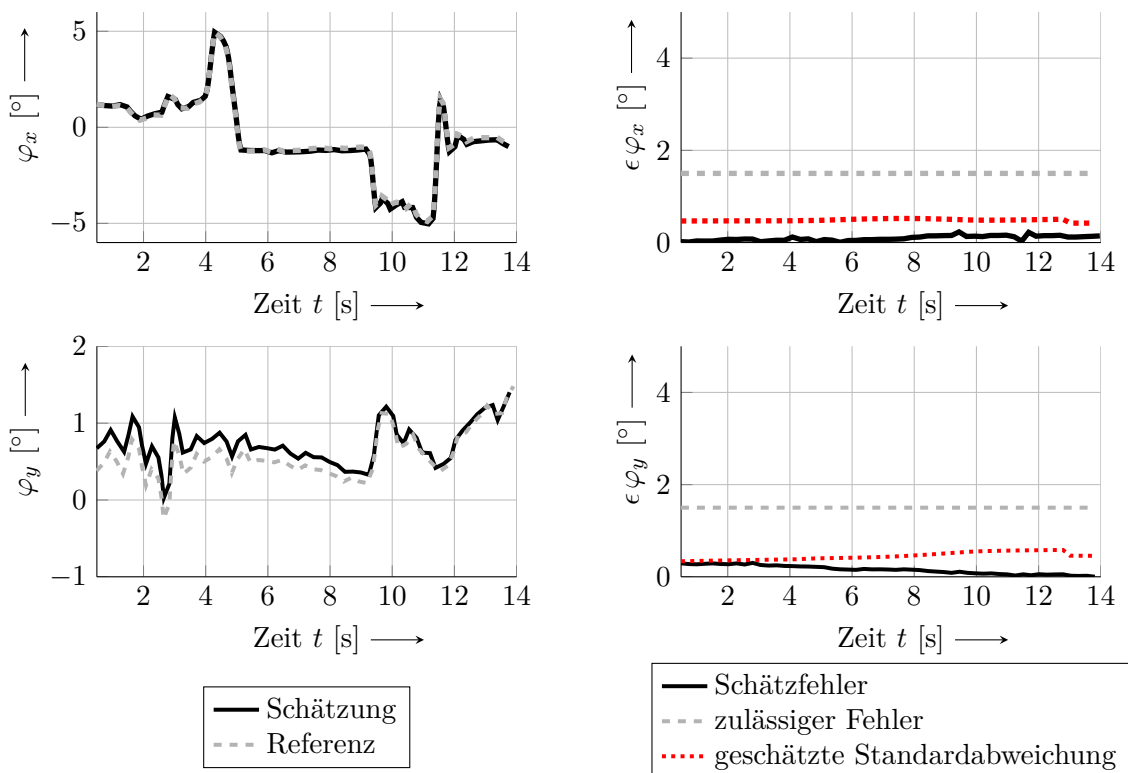


Abbildung 3.10.: Links: Verlauf der geschätzten Nick- und Rollwinkel in der realen Validierungsfahrt im Vergleich zu den Referenzsignalen. Rechts: Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung. Die Rotationswinkel können auch in der realen Versuchsfahrt mit höchster Präzision geschätzt werden. Die Winkelfehler sind erneut stets kleiner als  $0,5^\circ$ , so dass die Anforderungen (vgl. Abschnitt 3.1) auch unter realen Bedingungen erfüllt sind.

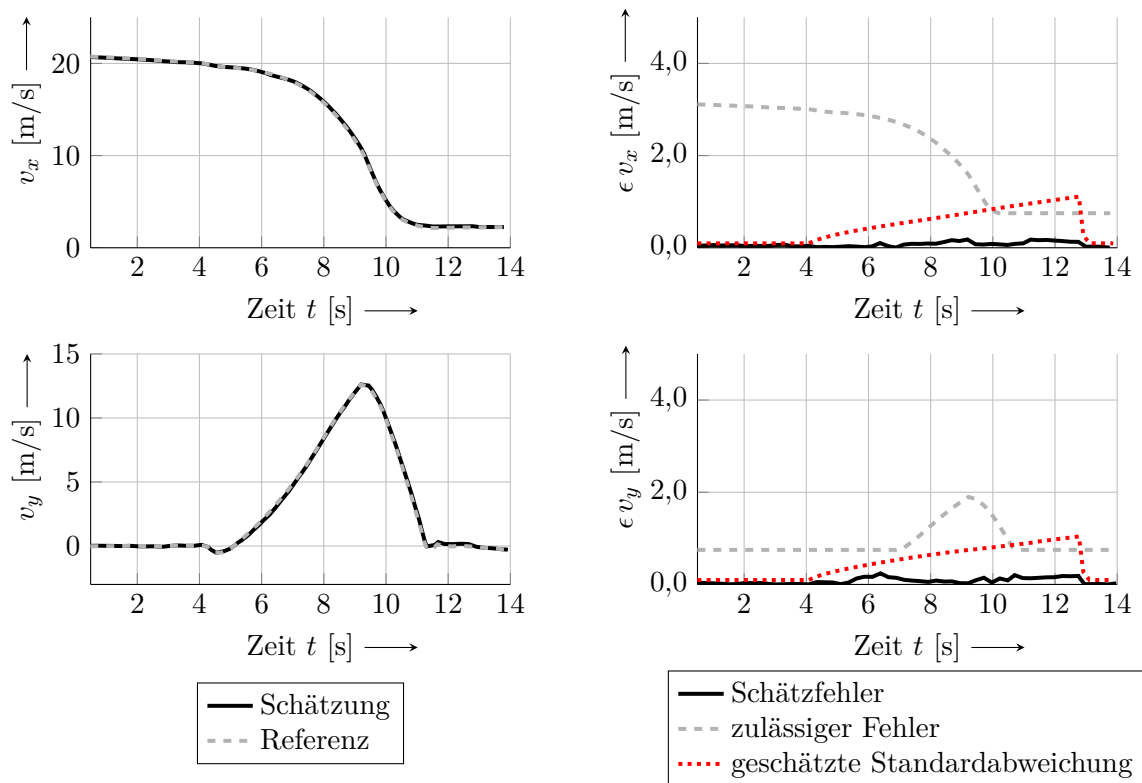


Abbildung 3.11.: Links: Verlauf der geschätzten Geschwindigkeitskomponenten in der realen Validierungsfahrt im Vergleich zu den Referenzsignalen. Rechts: Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung. Trotz des großen Schwimmwinkels  $\beta$  von über  $60^\circ$  schätzt der Beobachter die Geschwindigkeitskomponenten sehr genau. Die Schätzfehler sind stets deutlich unterhalb der zulässigen Abweichung, so dass die definierten Anforderungen hinsichtlich der Geschwindigkeitsschätzung (vgl. Abschnitt 3.1) auch unter realen Bedingungen erfüllt werden.

Dadurch gerät das Fahrzeug anschließend ins Schleudern und erreicht einen Schwimmwinkel  $\beta$  von über  $60^\circ$ . Wie aus Abbildung 3.10 ersichtlich schätzt der Fahrdynamikbeobachter in dieser Situation den Roll- und Nickwinkel mit einem maximalen Schätzfehler von deutlich weniger als  $0,5^\circ$  erneut sehr gut und ausreichend genau. Da in dem Versuchsfahrzeug keine Referenzmessung für die Vertikalgeschwindigkeit  $v_z$  zur Verfügung steht, sind in Abbildung 3.11 lediglich die Validierung der Längs- und Quergeschwindigkeitsschätzung  $v_x$  bzw.  $v_y$  dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass der Fahrdynamikbeobachter in diesem realen Versuch mit einer extremen Schleudersituation auch die Geschwindigkeitskomponenten mit höchster Präzision bestimmen kann. Auch die geschätzte Standardabweichung der Zustandsgrößen sowohl bei den Geschwindigkeiten als auch bei den Rotationswinkeln ergeben wie bei den simulierten Daten plausible und niedrige Werte.

Mit der gezeigten Validierung anhand realer Versuchsdaten konnte die Praxistauglichkeit des vorgestellten Fahrdynamikbeobachters belegt werden. Folglich ist es zulässig, die geschätzten bzw. berechneten Zustandsgrößen aus dem Fahrdynamikbeobachter in einem Überschlagererkennungsalgorithmus zu verwenden.

## Fazit

*Es konnte gezeigt werden, dass nur mithilfe von Sensoren, wie sie in heutigen Systemen zur Überschlagserkennung und Fahrwerksregelung vorhanden sind, der dynamische Zustand des Fahrzeuges auch in extremen Schleudersituationen ausreichend genau bestimmbar ist.*

*Hierzu wurden zunächst die Anforderungen hinsichtlich der Genauigkeit an einem entsprechenden Beobachter abgeleitet. Weiterhin wurden Ansätze für einen Fahrdynamikbeobachter nach dem Stand der Technik erläutert. Aufbauend auf den dargestellten Modellen zur Beschreibung der Fahrdynamik wurde anschließend ein Beobachter zur Schätzung des kinematischen Fahrzustandes entworfen. Der Beobachter ist als adaptiver Extended-Kalman-Filter aufgebaut und besitzt als geschätzte Zustandsgrößen zusätzlich zu den kinematischen Variablen Roll- und Nickwinkel sowie Längs-, Quer- und Vertikalgeschwindigkeit auch die Nullpunktsfehler (Offset) der verwendeten Drehraten- und Beschleunigungssignale.*

*In der abschließenden Validierung konnte dadurch anhand von simulierten und nachträglich fehlerbehafteten Signalen sowie mittels Daten einer Erprobungsfahrt die Qualität und Funktionsweise des Beobachters unter realen Bedingungen gezeigt werden. Aus diesem Grund wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit davon ausgegangen, dass für die Erkennung von Überschlägen die Zustandsvariablen des Fahrzustandsbeobachters oder alternativ eines geeigneten entsprechenden Sensorsystems zur Verfügung stehen.*

## 4. Überschlagserkennung basierend auf Fahrdynamikinformationen

*Im folgenden Kapitel werden verschiedene Ansätze zur Verbesserung einer Überschlagserkennung mithilfe von zusätzlichen Fahrdynamikinformationen vorgestellt. Nach der theoretischen Herleitung und Untersuchung der einzelnen Methoden werden diese anhand von Versuchsdaten evaluiert und mit Algorithmen nach dem Stand der Technik verglichen. Hierzu dienen Daten eines sogenannten „Soil-Trip“-Überschlags (vgl. Abschnitt 1.2.2), welche von dem skalierten Versuchsfahrzeug (Modelltestfahrzeug im Maßstab ca. 1:5) stammen. Die genaue Versuchsbeschreibung bzw. -übersicht kann Anhang B entnommen werden.*

### 4.1. Schätzung der erwarteten Rollenergie

Die Kenntnis über den energetischen Zustand eines Fahrzeuges kann bereits vor Beginn einer Rollbewegung wichtige Informationen hinsichtlich eines drohenden Überschlags liefern. Zum Beispiel kann abgeschätzt werden, ob die translatorische Bewegungsenergie des Fahrzeuges grundsätzlich ausreicht, um ein Aufkippen bis zum kritischen Rollwinkel zu erreichen. Zur Verbesserung der Überschlagserkennung soll im Folgenden anhand einer Analyse der Energieflüsse die zu erwartende Rollenergie eines Szenarios  $E_{\text{roll,e}}(t)$  abgeschätzt werden. Eine Auslöseentscheidung wird anschließend durch einen Vergleich der geschätzten erwarteten Rollenergie  $E_{\text{roll,e}}(t)$  mit der notwendigen Rollenergie  $E_{\text{pot}}(t)$  getroffen. Ziel des Ansatzes ist es, einen Überschlag zu einem möglichst frühen Zeitpunkt des Rollvorgangs zu erkennen ohne jedoch zusätzliche Fehlauflösungen zu erhalten.

#### 4.1.1. Analyse der Energietransformation

Betrachtet man die verschiedenen Phasen eines Überschlagsunfalls mit Schleuderphase (Tripped Rollover) wird deutlich, dass die Umwandlung der Energien in die Rollenergie einem bestimmten Ablaufschema folgen muss (siehe Abb. 4.1). Zunächst besitzt ein Fahrzeug in einer normalen Fahrsituation überwiegend translatorische Energie in Form der Längsgeschwindigkeit  $E_{v_x}(t)$ . Erst bei einer Kurvenfahrt oder einem Schleudermanöver kann ein Teil dieser Energie zunächst in Rotationsenergie um die Fahrzeughochachse  $E_{\omega_z}(t)$  und dann in translatorischen Energie in lateraler Richtung  $E_{v_y}(t)$  transformiert werden. Die kinetische Rotationsenergie um die Fahrzughängsachse  $E_{\omega_x}(t)$  entsteht wiederum durch anteilige Umwandlung der translatorischen Energie  $E_{v_y}(t)$  und fließt anschließend durch den Aufbau eines Drehwinkels und die damit verbundene Anhebung des Fahrzeugschwerpunktes in die potentielle Lageenergie  $E_{\text{pot}}(t)$ . Für eine verbesserte Überschlagserkennung ist vor allem die Umwandlung der translatorischen Energie  $E_{v_y}(t)$  in die gesamte Rollenergie  $E_{\text{roll}}(t)$  von Interesse. Für die Rollenergie gilt

$$E_{\text{roll}}(t) = E_{\omega_x}(t) + E_{\text{pot}}(t). \quad (4.1)$$

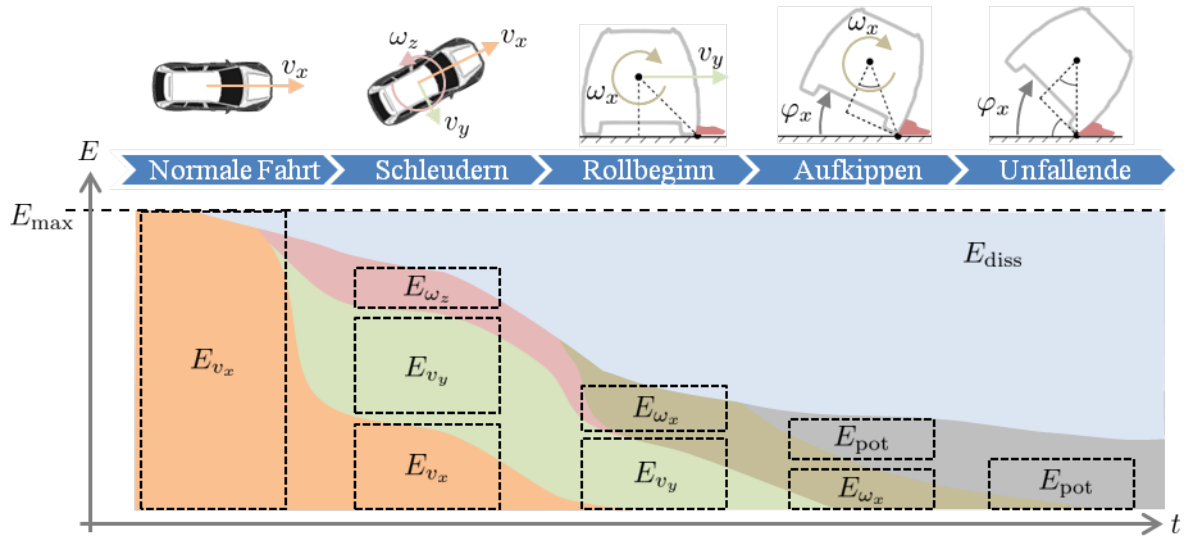


Abbildung 4.1.: Umwandlung der Energien bei einem Tripped-Rollover-Unfall. Anfangs besitzt das Fahrzeug ausschließlich translatorische Energie in longitudinaler Richtung  $E_{v_x}$ . Ein Teil davon wird zunächst in Rotationsenergie um die Hochachse  $E_{\omega_z}$  und dann wiederum in translatorische Energie in lateraler Richtung  $E_{v_y}$  transferiert. Schließlich wandelt sich bei einem Überschlag ein Teil dieser lateralen Energie in die Rollenergie (kinetische Rotationsenergie  $E_{\omega_x}$  und potentielle Lageenergie  $E_{\text{pot}}$ ) um.

Eine zeitliche Analyse dieses Energieflusses ermöglicht unter Annahme einer gleichbleibenden Energieübertragung die Schätzung der zu erwartenden Rollenergie  $E_{\text{roll,e}}(t)$

$$E_{\text{roll,e}}(t) = E_{\omega_x}(t) + E_{\text{pot}}(t) + \eta(t)E_{v_y}(t). \quad (4.2)$$

Dabei beschreibt  $\eta(t)$  den mittleren Wirkungsgrad der Umwandlung von der translatorischen Energie  $E_{v_y}(t)$  in die Rollenergie  $E_{\text{roll}}(t)$  und wird durch einen Vergleich der Energieumwandlung eines vorher bestimmten Anfangszeitpunktes  $t_0$  zum aktuellen Betrachtungszeitpunkt  $t$  ermittelt

$$\eta(t) = \frac{\Delta E_{\text{roll}}}{\Delta E_{v_y}} = \frac{E_{\omega_x}(t) + E_{\text{pot}}(t) - E_{\omega_x}(t_0) - E_{\text{pot}}(t_0)}{E_{v_y}(t_0) - E_{v_y}(t)}. \quad (4.3)$$

Durch Einsetzen der allgemeinen Beziehungen

$$E_{\omega_x}(t) = \frac{1}{2}\Theta_{x_P}\omega_x^2(t), \quad (4.4)$$

$$E_{\text{pot}}(t) = mgh(t) = mgr(\cos(\kappa - \varphi_x(t))), \quad (4.5)$$

$$E_{v_y}(t) = \frac{1}{2}mv_y^2(t), \quad (4.6)$$

ergibt sich der mittlere Wirkungsgrad zu

$$\eta(t) = \frac{mgr[\cos(\kappa - \varphi_x(t)) - \cos(\kappa - \varphi_x(t_0))] + \frac{\Theta_{x_P}}{2}(\omega_x^2(t) - \omega_x^2(t_0))}{\frac{m}{2}(v_y^2(t_0) - v_y^2(t))}. \quad (4.7)$$

Führt man die Gleichungen (4.2) bis (4.7) zusammen, erhält man die erwartete Rollenergie  $E_{\text{roll,e}}$  zum Betrachtungszeitpunkt  $t$

$$E_{\text{roll,e}}(t) = \frac{\Theta_{xP}}{2} \omega_x^2(t) + mgr (\cos(\kappa - \varphi_x(t))) + \frac{mgr [\cos(\kappa - \varphi_x(t)) - \cos(\kappa - \varphi_x(t_0))] + \frac{\Theta_{xP}}{2} (\omega_x^2(t) - \omega_x^2(t_0))}{(v_y^2(t_0) - v_y^2(t))} v_y^2(t). \quad (4.8)$$

Zur Berechnung dieser Größe müssen die Anfangswerte zum Zeitpunkt  $t_0$  von Rollwinkel  $\varphi_x(t_0)$ , Rollrate  $\omega_x(t_0)$  und Quergeschwindigkeit  $v_y(t_0)$  (im Weiteren  $t_0$ -Werte genannt) bekannt sein. Hierzu wird der Anfangszeitpunkt  $t_0$  als derjenige Zeitschritt definiert, in dem das Fahrzeug die maximale translatorische Energie in lateraler Richtung  $E_{v_y}(t)$  besitzt. Somit können die  $t_0$ -Werte in Abhängigkeit der Quergeschwindigkeitsänderung bestimmt werden. Ist die aktuelle Quergeschwindigkeit  $v_y(t)$  betragsmäßig größer als die Anfangsquergeschwindigkeit  $v_y(t_0)$ , gilt also  $|v_y(t)| > |v_y(t_0)|$ , so werden die  $t_0$ -Werte aktualisiert

$$v_y(t_0) = v_y(t), \quad \omega_x(t_0) = \omega_x(t), \quad \varphi_x(t_0) = \varphi_x(t). \quad (4.9)$$

Um Fehlverhalten in komplexen realen Fahrsituationen zu vermeiden, müssen die  $t_0$ -Werte zurückgesetzt werden, falls sich die Anfangsquergeschwindigkeit  $v_y(t_0)$  für eine bestimmte Zeit nicht ändert oder diese ein unterschiedliches Vorzeichen als die Quergeschwindigkeit besitzt. Unter Verwendung der bestimmten  $t_0$ -Werte, der aktuell gemessenen Rollrate  $\omega_x(t)$  und der aus einem Fahrdynamikbeobachter berechneten Quergeschwindigkeit  $v_y(t)$  und Rollwinkel  $\varphi_x(t)$ , kann somit die zu erwartende Rollenergie  $E_{\text{roll,e}}(t)$  abgeschätzt werden.

#### 4.1.2. Auslösestrategie mittels erwarteter Rollenergie ERK

Ein Kriterium zur frühzeitigen Erkennung eines Überschlages anhand der Analyse des Energieflusses kann durch einen Vergleich der geschätzten erwarteten Rollenergie  $E_{\text{roll,e}}(t)$  mit der kritischen potentiellen Lageenergie  $E_{\text{pot,krit}}$  des Fahrzeugschwerpunktes definiert werden. Eine Situation wird als Überschlag erkannt, wenn

$$E_{\text{roll,e}}(t) > E_{\text{pot,krit}}, \quad (4.10)$$

wobei sich die kritische Lageenergie  $E_{\text{pot,krit}}$  aus der instabilen Gleichgewichtslage mit  $h(t) = r$  zu

$$E_{\text{pot,krit}} = mgr \quad (4.11)$$

ergibt. Mit den Gl. (4.8) und (4.11) lässt sich das Kriterium nach Gl. (4.10) berechnen. Nach kurzem Umstellen ergibt sich mit der kritischen Rollrate  $\omega_{\text{krit,1}}$  nach Gl. (2.7) der Zusammenhang

$$\omega_x^2(t) + \frac{\frac{2mgr[\cos(\kappa - \varphi_x(t)) - \cos(\kappa - \varphi_x(t_0))]}{\Theta_{xP}} + (\omega_x^2(t) - \omega_x^2(t_0))}{(v_y^2(t_0) - v_y^2(t))} v_y^2(t) > \omega_{\text{krit,1}}^2(\varphi_x(t)). \quad (4.12)$$

Eine anschauliche Darstellung des Kriteriums in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene bietet sich durch die Definition der linken Seite der Ungleichung als quadratische Rollrate der erwarteten Rollenergie  $\omega_{x,e}^2$  an

$$\omega_{x,e} = \pm \sqrt{\omega_x^2(t) + \frac{\frac{2mgr[\cos(\kappa - \varphi_x(t)) - \cos(\kappa - \varphi_x(t_0))]}{\Theta_{xP}} + (\omega_x^2(t) - \omega_x^2(t_0))}{(v_y^2(t_0) - v_y^2(t))} v_y^2(t)}. \quad (4.13)$$

Damit kann Gl. (4.12) in der aus dem Stand der Technik gewohnten Form (vgl. Gl. (2.7))

$$\omega_{x,e}(t) > \omega_{\text{krit},1}(\varphi_x(t)) \quad (4.14)$$

geschrieben werden. Da mit der kritischen Rollrate  $\omega_{\text{krit},1}(\varphi_x(t))$  nach Gl. (2.7) laut [36] und wie im Weiteren bestätigt (vgl. Abb. 4.4) bereits unter Verwendung der gemessenen Rollrate  $\omega_x(t)$  Fehlentscheidungen auftreten können, ist für das neue Kriterium die Nutzung der kritischen Rollrate  $\omega_{\text{krit},2}(\varphi_x(t))$  nach Gl. (2.29) sinnvoll. Im Weiteren wird somit das Kriterium

$$\omega_{x,e}(t) > \omega_{\text{krit},2}(\varphi_x(t)) \quad (4.15)$$

betrachtet, welches im Folgenden als Erwartete Rollrate Kriterium (ER-Kriterium bzw. ERK) bezeichnet wird. Um plausible Werte für  $\omega_{x,e}$  zu erlangen ist die Verwendung des ER-Kriteriums allerdings an folgende Nebenbedingungen gebunden:

- Die bestimmten  $t_0$ -Werte und erfassten Sensorsignale deuten auf eine immer kritischer werdende Rollsituation hin. Anders ausgedrückt bedeutet dies den betragsmäßigen Aufbau der Rollrate bzw. des Rollwinkels

$$|\omega_x(t)| > |\omega_x(t_0)| \quad \text{sowie} \quad |\varphi_x(t)| > |\varphi_x(t_0)| \quad (4.16)$$

wobei alle Signale die gleichen Vorzeichen besitzen müssen

$$\text{sgn}(\omega_x(t)) = \text{sgn}(\omega_x(t_0)) = \text{sgn}(\varphi_x(t)) = \text{sgn}(\varphi_x(t_0)) . \quad (4.17)$$

- Die laterale Bewegungsenergie muss im Betrachtungszeitraum  $[t_0; t]$  deutlich abgebaut worden sein. Mit der minimalen quadratischen Geschwindigkeitsänderung  $\Delta v_{\text{min}}^2$  muss gelten:

$$v_y^2(t_0) - v_y^2(t) > \Delta v_{\text{min}}^2 > 0 \quad (4.18)$$

- Das Fahrzeug besitzt noch eine laterale Bewegungsenergie mit dem gleichen Vorzeichen wie zu Beginn der Situation:

$$|v_y(t)| > v_{\text{min}} > 0 \quad (4.19)$$

$$\text{sgn}(v_y(t)) = \text{sgn}(v_y(t_0)) \quad (4.20)$$

Abbildung 4.2 zeigt den schematischen Ablauf des ER-Kriteriums als Blockschaltbild. Ist eine der genannten Nebenbedingungen nicht erfüllt, so wird in der Zustandsebene anstelle der erwarteten Rollrate  $\omega_{x,e}(t)$  die aktuell gemessene Rollrate  $\omega_x(t)$  mit der kritischen Rollrate  $\omega_{\text{krit}}(\varphi_x(t))$  verglichen. Zur Erfüllung der hohen Sicherheitsanforderungen müssen zudem die Rollrate und der Rollwinkel definierte Mindestwerte erreichen sowie eine unabhängige, rein auf Beschleunigung basierte Plausibilität erfüllt sein (vgl. Stand der Technik in Abschnitt 2.2.3).

Betrachtet man die Gl. (4.13) unter Beachtung der genannten Nebenbedingungen genauer wird deutlich, dass

$$|\omega_{x,e}(t)| > |\omega_x(t)| \quad (4.21)$$



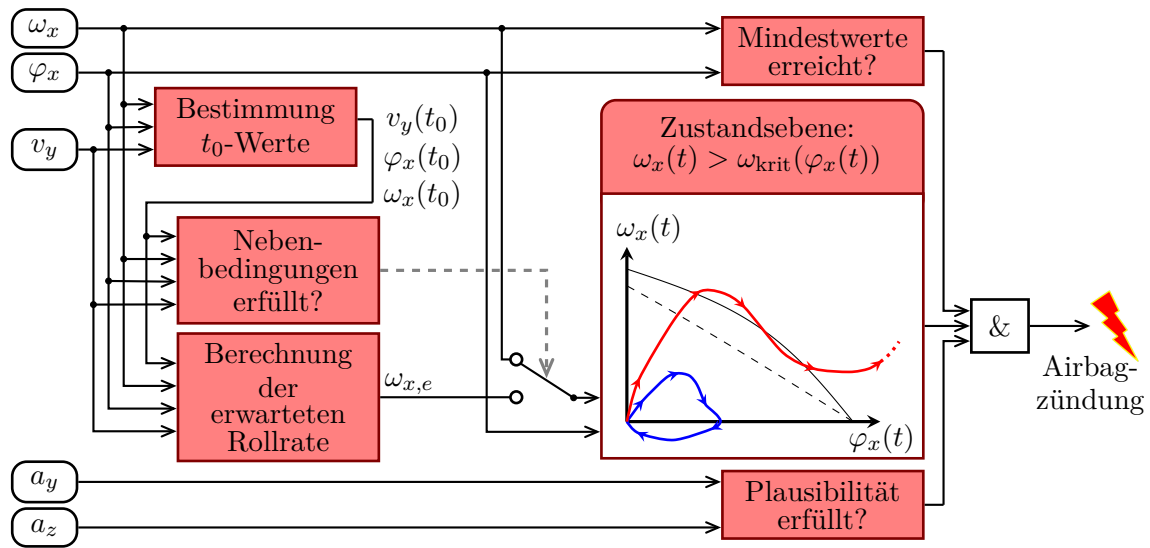


Abbildung 4.2.: Blockschaltbild des Erwarteten-Rollraten-Kriteriums. Sind alle Nebenbedingungen erfüllt, wird die erwartete Rollrate  $\omega_{x,e}(t)$  nach Gl. (4.13) berechnet und der Zustandsebene zugeführt. Andernfalls wird als Rückfallebene die gemessene Rollrate  $\omega_x(t)$  verwendet. Damit es zu einer Auslösung kommen kann, muss neben dem eigentlichen Kriterium aus Sicherheitsgründen eine beschleunigungs-basierte Plausibilität erfüllt sein und Rollwinkel und -rate jeweils einen Mindestwert erreicht haben.

gelten muss. In Abbildung 4.3 ist der prinzipielle Effekt des ER-Kriteriums exemplarisch zu den Betrachtungszeitpunkten  $t = t_1$  und  $t = t_2$  für ein Überschlagsszenario dargestellt. Im Betrachtungszeitpunkt  $t_1$  wird bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x(t_1)$  vom Drehratensensor eine Rollrate von  $\omega_x(t_1)$  erfasst. Durch die Seitwärtsbewegung besitzt das Fahrzeug zu diesem Zeitpunkt einen großen Anteil an lateraler Bewegungsenergie. Kann ein Transfer dieser Energie in die Rollbewegung beobachtet werden, so ist die erwartete Rollrate  $\omega_{x,e}(t_1)$  deutlich größer als die gemessene Rollrate  $\omega_x(t_1)$ . Damit wird die Situation durch das ER-Kriterium bereits zu einem früheren Zeitpunkt deutlich kritischer eingeschätzt. In dem abgebildeten Beispiel ist  $\omega_{x,e}(t_1) < \omega_{krit}(t_1)$ , so dass der Überschlag bei  $t = t_1$  auch mit dem ER-Kriterium noch nicht zu erkennen ist. Bis zum Zeitpunkt  $t_2$  dreht sich das Fahrzeug bis zu einem Rollwinkel von  $\varphi_x(t_2)$  auf und es erreicht die Rollrate  $\omega_x(t_2)$ . Besitzt das Fahrzeug zu diesem Zeitpunkt immer noch einen Anteil an lateraler Bewegungsenergie und wird diese weiterhin zu einen erheblichen Teil in Rollbewegung umgewandelt, so kann die erwartete Rollrate in diesem Betrachtungszeitpunkt  $\omega_{x,e}(t_2)$  ermittelt werden. Im Gegensatz zur gemessenen Rollrate  $\omega_x(t_2)$  liegt die erwartete Rollrate  $\omega_{x,e}(t_2)$  über der kritischen Drehgeschwindigkeit  $\omega_{krit}(t_2)$ , weshalb mit der ER-Methode eine frühere Detektion des Überschlags ermöglicht wird.

Im nachfolgenden Abschnitt soll die Funktionsweise der ERK-Methode mittels realer Soil-Trip Überschlagsdaten des skalierten Testfahrzeuges (siehe Anhang B) behandelt werden.

### Funktionsweise / Diskussion einzelner Fälle

Eine Diskussion der ERK-Methode anhand ausgewählter Versuchsdaten soll im Folgenden zum Verständnis der grundsätzlichen Funktionsweise dienen.

In Abbildung 4.4 ist die Trajektorie eines Beinaheüberschlags in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene

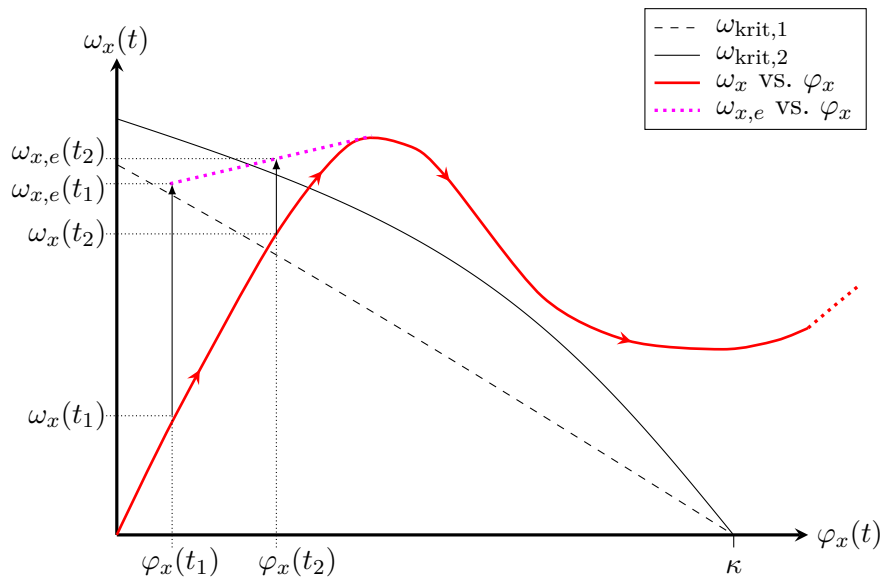


Abbildung 4.3.: Prinzipielle Funktionsweise des Erwarteten Rollrate Kriteriums (ERK). Besitzt das Fahrzeug Bewegungsenergie in lateraler Richtung und ist ein Transfer dieser Energie in die Rollbewegung zu beobachten, so wird eine erwartete Rollrate  $\omega_{x,e}$  bestimmt, welche deutlich höher ist, als die gemessene Rollrate  $\omega_x$ . Damit kann ein drohender Überslag wesentlich früher als gefährlich eingestuft werden.

(blaue Punkte) sowie die kritischen Drehraten  $\omega_{krit,1}$  nach Gl. (2.7) (schwarze gestrichelte Linie) und  $\omega_{krit,2}$  nach Gl. (2.29) (schwarze durchgezogene Linie) dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei ca.  $24^\circ$  die gemessene Rollrate größer als die kritische Drehrate  $\omega_{krit,1}$  ist. Dies würde bei Verwendung der Grenzlinie  $\omega_{krit,1}$  eine ungewollte Erkennung eines Überschlages bedeuten. Dagegen wird mit  $\omega_{krit,2}$  die Situation richtig als Nichtüberslag erkannt. Damit ist die Aussage von [36], dass die Verwendung des energiebasierten Überschlagsmodells  $\omega_{krit,1}$  nach Gl. (2.7) zu inakzeptablen Fehlentscheidungen führen kann, bestätigt. Bei Verwendung der erwarteten Rollrate  $\omega_{x,e}$  (hellblaue Punkte) wird die Situation besonders zu Beginn (bei kleinen Kippwinkeln), verglichen mit der Methode nach dem Stand der Technik, als deutlich kritischer eingeschätzt. Da für das ER-Kriterium die kritische Drehrate  $\omega_{krit,2}$  nach Gl. (2.29) anzuwenden ist, wird die Situation mit dieser Methode als Nichtüberslag erkannt.

Abb. 4.5 zeigt eine Überslagssituation, in der sich das Fahrzeug insgesamt um  $\varphi_x = 270^\circ$  dreht. Nach dem Stand der Technik wird die Situation mit der kritischen Drehrate  $\omega_{krit,1}$  bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x = 19,9^\circ$  und mit  $\omega_{krit,2}$  bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x = 24,0^\circ$  erkannt. Mittels ERK-Methode lässt sich diese Situation etwas früher bei einem Aufkippwinkel von  $\varphi_x = 21,1^\circ$  detektieren. Noch deutlicher wird die Verbesserung durch das ER-Kriterium bei sehr klaren Überslagsszenarien. Dies ist beispielhaft an einem Überslag in dem das Fahrzeug um  $\varphi_x = 360^\circ$  rotiert in Abbildung 4.6 gezeigt. Die Situation lässt sich mit der ERK-Methode bereits bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x = 8,9^\circ$  erkennen. Nach den Methoden nach dem Stand der Technik müsste für eine zweifelsfreie Entscheidung bei Anwendung von  $\omega_{krit,1}$  bis zu einen Aufkippwinkel von  $\varphi_x = 19,0^\circ$  bzw. bei  $\omega_{krit,2}$  bis zu einen Aufkippwinkel von  $\varphi_x = 23,2^\circ$  gewartet werden.

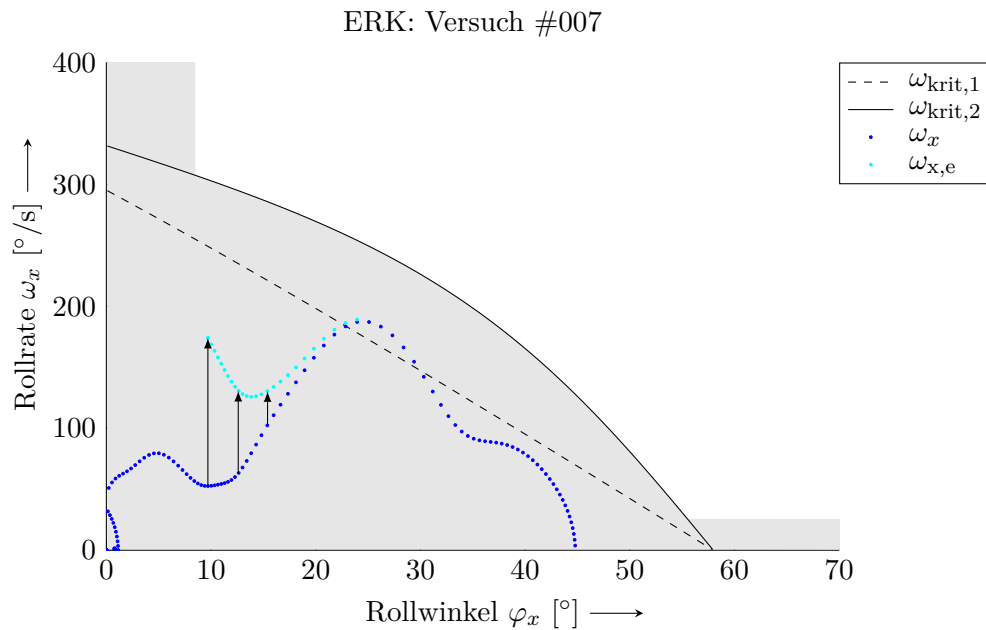


Abbildung 4.4.: Zustandstrajektorien für Versuch #007. Bei etwa  $24,0^\circ$  ist die gemessene Rollrate größer als die kritische Drehrate  $\omega_{\text{krit},1}$ . Der Beinaheüberschlag wird mit  $\omega_{\text{krit},1}$  fälschlicherweise als Überschlag erkannt, wohingegen die Situation mit  $\omega_{\text{krit},2}$  richtig beurteilt wird. Durch Verwendung der erwarteten Rollrate  $\omega_{x,e}$  wird die Situation anfänglich als gefährlicher beurteilt. Die grundsätzliche Bewertung der Situation wird durch das ERK jedoch nicht beeinflusst.

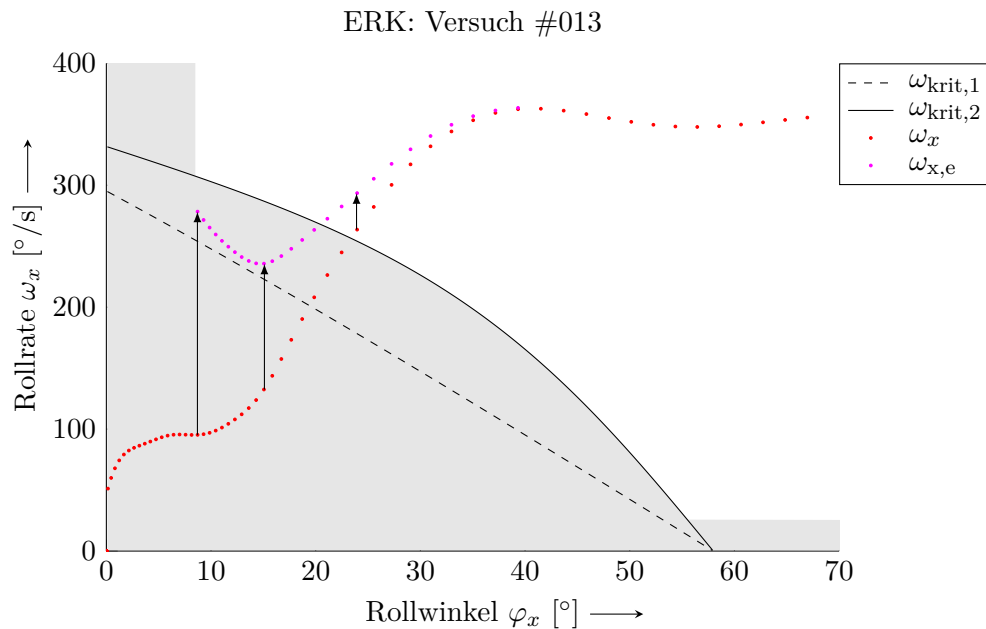


Abbildung 4.5.: Zustandstrajektorien für Versuch #013. Die Überschlagsituation wird durch die gemessene Drehrate mit  $\omega_{\text{krit},1}$  bei einem Aufkippwinkel von  $\varphi_x = 19,9^\circ$  und mit  $\omega_{\text{krit},2}$  erst bei  $\varphi_x = 24,0^\circ$  erkannt. Mit der erwarteten Rollrate  $\omega_{x,e}$  (ER-Kriterium) lässt sich die Situation bei  $\varphi_x = 21,1^\circ$  detektieren.

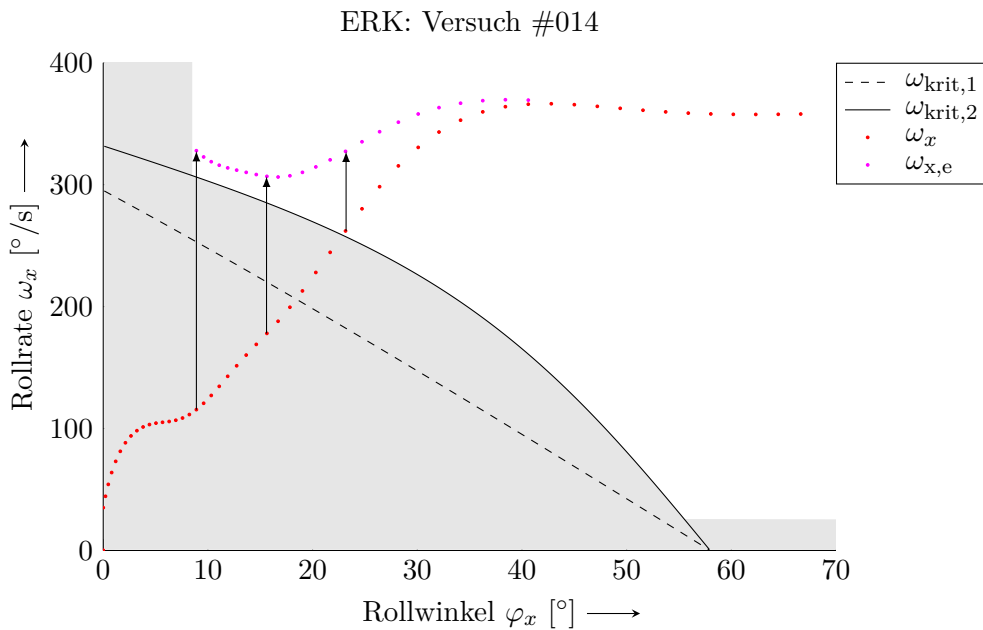


Abbildung 4.6.: Zustandstrajektorien für Versuch #014. Die klare Überschlagsituation lässt sich mit der erwarteten Rollrate  $\omega_{x,e}$  (ER-Kriterium) bereits bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x = 8,9^\circ$  erkennen. Mit den Methoden nach dem Stand der Technik müsste mit der Entscheidung bis zu einem Kippwinkel von  $\varphi_x = 19,0^\circ$  ( $\omega_{krit,1}$ ) bzw. bis  $\varphi_x = 23,2^\circ$  ( $\omega_{krit,2}$ ) gewartet werden.

## 4.2. Vorhersage der Rollbewegung

Eine weitere Möglichkeit der Verbesserung der Überschlagerkennung ist die Vorhersage der Rollbewegung. Es sollen die für einen Überschlag im Wesentlichen entscheidenden Zustandsgrößen Rollrate  $\omega_x$  und Rollwinkel  $\varphi_x$  anhand der vorhandenen Informationen für einen zukünftigen Zeitpunkt mit ausreichender Genauigkeit prädiziert werden. Anhand der vorhergesagten Zustandsgrößen kann dann eine Auslöseentscheidung getroffen werden. Ziel des Ansatzes ist ebenso wie im vorangegangenen Abschnitt (siehe 4.1.1), einen Überschlag zu einem möglichst frühen Zeitpunkt des Rollvorgangs zu erkennen ohne jedoch zusätzliche Fehlalarmen zu erhalten.

### 4.2.1. Prädiktion der Rollrate

Die Drehbewegung eines mechanischen Systems kann mittels des Erhaltungssatzes des Drehimpulses beschrieben werden. Eine Änderung des Drehimpulses  $L(t) = \Theta\omega$  ist durch das angreifen äußerer Momente  $M^a(t)$  bedingt. Allgemein gilt [86]:

$$L(t_2) = L(t_1) + \int_{t_1}^{t_2} M^a(t) dt \quad (4.22)$$

Verwendet man als Überschlagsmodell eine ebene Rotation um die Fahrzeuglängsachse und nimmt weiter eine Starrkörperbewegung an, so vereinfacht sich (4.22) zu

$$L_x(t_2) = L_x(t_1) + \int_{t_1}^{t_2} M_x^a(t) dt, \quad (4.23)$$

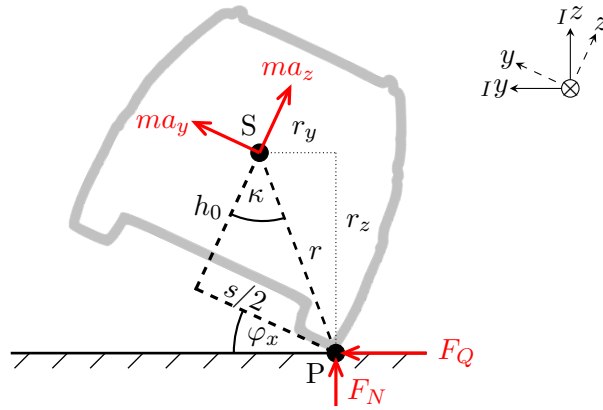


Abbildung 4.7.: Ebenes Überschlagsmodell zur Prädiktion der Rotationsbewegung. Durch die sensorische Erfassung der Beschleunigungen im Fahrzeugkoordinatensystem können die wirkenden Kräfte und Momente auf das Fahrzeug bestimmt und damit der Drehimpulsstoß gemessen werden. Durch eine Annahme des weiteren zeitlichen Verlaufes der Beschleunigungen kann damit die Rotationsbewegung präzisiert werden.

wobei  $M_x^a(t)$  die wirkenden äußeren Momente um die Fahrzeuglängsachse darstellt. Für die ebene Drehbewegung des starren Körpers um den Drehpunkt P am äußeren rechten Radaufstandspunkt (positive Rollbewegung) gilt dargestellt im Fahrzeugkoordinatensystem

$$M_x^a(t) = \mathbf{r}(t) \times \mathbf{F}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ -s/2 \\ -h_0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ F_y(t) \\ F_z(t) \end{bmatrix} = F_y(t)h_0 - F_z(t)\frac{s}{2}. \quad (4.24)$$

Die wirkenden Kräfte können mittels im Fahrzeug verbauter Beschleunigungssensoren bestimmt werden (siehe Abb. 4.7). Man beachte, dass die Sensoren alle wirkenden Kräfte, also auch die Gravitation, erfassen. Somit kann der Drehimpulsstoß folgendermaßen dargestellt werden

$$M_x^a(t) = ma_y(t)h_0 - ma_z(t)\frac{s}{2}. \quad (4.25)$$

Der ebene Drehimpuls  $L_x(t)$  ergibt sich aus dem Produkt des Massenträgheitsmomentes um die Fahrzeuglängsachse  $\Theta_{x_P}$  bezogen auf die Drehachse durch den Drehpunkt P und der Fahrzeugrollrate  $\omega_x(t)$ , welche durch einen Drehratsensor erfasst wird. Zum Betrachtungszeitpunkt  $t = t_1$  erhält man mit der Vorhersagedauer  $T$  aus Gl. (4.23)

$$\Theta_{x_P} \cdot \omega_x(t_1 + T) = \Theta_{x_P} \cdot \omega_x(t_1) + m \int_{t_1}^{t_1+T} \left( a_y(t)h_0 - a_z(t)\frac{s}{2} \right) dt. \quad (4.26)$$

Nimmt man an, dass die wirkenden Beschleunigungen über den betrachteten Zeitraum konstant sind  $a_{y/z}(t) = a_{y/z}(t_1)$ , so kann das Integral einfach gelöst werden

$$\Theta_{x_P} \cdot \omega_x(t_1 + T) = \Theta_{x_P} \cdot \omega_x(t_1) + m \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) \cdot [t]_{t_1}^{t_1+T} \quad (4.27)$$

$$= \Theta_{x_P} \cdot \omega_x(t_1) + m \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) \cdot T. \quad (4.28)$$

Die Vorhersagedauer  $T$  wird als Verzögerungszeit bis keine translatorische Querbewegung im Drehpunkt P mehr stattfindet mit der Annahme konstanter Beschleunigungskomponenten abgeschätzt

$$T = -\frac{{}_I v_{y,P}(t_1)}{{}_I a_{y,P}(t_1)}. \quad (4.29)$$

Da die gemessenen Beschleunigungs- bzw. die berechneten Geschwindigkeitssignale im körperfesten Fahrzeugkoordinatensystem bezogen auf den Schwerpunkt vorliegen, müssen diese in das Inertialsystem und auf den Drehpunkt P transformiert werden. Mit der Rotationsmatrix

$$\mathbf{A}_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_x & \sin \varphi_x \\ 0 & -\sin \varphi_x & \cos \varphi_x \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

gilt für die Geschwindigkeit

$${}_I \mathbf{v}_P(t) = \mathbf{A}_x \mathbf{v}_P(t) = \mathbf{A}_x (\mathbf{v}_S(t) + \boldsymbol{\omega}(t) \times \mathbf{r}), \quad (4.31)$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ {}_I v_y(t) \\ 0 \end{bmatrix}_P = \mathbf{A}_x \begin{bmatrix} 0 \\ v_y(t) \\ v_z(t) \end{bmatrix}_P = \mathbf{A}_x \left( \begin{bmatrix} 0 \\ v_y(t) \\ v_z(t) \end{bmatrix}_S + \begin{bmatrix} \omega_x(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ -s/2 \\ -h_0 \end{bmatrix} \right). \quad (4.32)$$

Analog verhält sich der Beschleunigungsvektor um den Punkt P

$$\begin{aligned} {}_I \mathbf{a}_P(t) &= \mathbf{A}_x \mathbf{a}_P(t) = \mathbf{A}_x (\mathbf{a}_S(t) + \dot{\boldsymbol{\omega}}(t) \times \mathbf{r}_{S-P} + \boldsymbol{\omega}(t) \times (\boldsymbol{\omega}(t) \times \mathbf{r}_{S-P})) \\ \begin{bmatrix} 0 \\ {}_I a_y(t) \\ {}_I a_z(t) \end{bmatrix}_P &= \mathbf{A}_x \left( \begin{bmatrix} 0 \\ a_y(t) \\ a_z(t) \end{bmatrix}_S + \begin{bmatrix} \dot{\omega}_x(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{s}{2} \\ -h_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_x(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \left( \begin{bmatrix} \omega_x(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{s}{2} \\ -h_0 \end{bmatrix} \right) \right). \end{aligned} \quad (4.33)$$

Die geschätzte Dauer  $T$  des Aufkippvorgangs ist damit

$$\begin{aligned} T &= -\frac{(v_y(t_1) + \omega_x(t_1)h_0) \cos(\varphi_x(t_1)) - (v_z(t_1) - \omega_x(t_1)\frac{s}{2}) \sin(\varphi_x(t_1))}{(a_y(t_1) + \dot{\omega}_x(t_1)h_0 + \omega_x^2(t_1)\frac{s}{2}) \cos(\varphi_x(t_1)) - (a_z(t_1) - \dot{\omega}_x(t_1)\frac{s}{2} + \omega_x^2(t_1)h_0) \sin(\varphi_x(t_1))} \\ &= -\frac{v_y(t_1) + \omega_x(t_1)h_0 - (v_z(t_1) - \omega_x(t_1)\frac{s}{2}) \tan(\varphi_x(t_1))}{a_y(t_1) + \dot{\omega}_x(t_1)h_0 + \omega_x^2(t_1)\frac{s}{2} - (a_z(t_1) - \dot{\omega}_x(t_1)\frac{s}{2} + \omega_x^2(t_1)h_0) \tan(\varphi_x(t_1))}. \end{aligned} \quad (4.35)$$

Durch Einsetzen von Gl. (4.35) in (4.28) ergibt sich die Berechnung der prädierten Rollrate  $\omega_{x,\text{prd}} = \omega_x(t_1 + T)$  zu

$$\begin{aligned} \omega_{x,\text{prd}}(t_1) &= \omega_x(t_1) \\ &+ \frac{m}{\Theta_{xP}} \frac{(v_y(t_1) + \omega_x(t_1)h_0 - (v_z(t_1) - \omega_x(t_1)\frac{s}{2}) \tan(\varphi_x(t_1))) (a_z(t_1)\frac{s}{2} - a_y(t_1)h_0)}{a_y(t_1) + \dot{\omega}_x(t_1)h_0 + \omega_x^2(t_1)\frac{s}{2} - (a_z(t_1) - \dot{\omega}_x(t_1)\frac{s}{2} + \omega_x^2(t_1)h_0) \tan(\varphi_x(t_1))}. \end{aligned} \quad (4.36)$$

Mit dieser Beziehung kann zum Betrachtungszeitpunkt  $t_1$  mit den aktuell gemessenen Beschleunigungen  $a_{y/z}(t_1)$  und der Rollrate  $\omega_x(t_1)$  sowie den mithilfe eines Fahrdynamikbeobachters (vgl. Abschnitt 3) berechneten Geschwindigkeitskomponenten  $v_{y/z}(t_1)$  sowie dem bestimmten Rollwinkel  $\varphi_x(t_1)$  die Rollrate zum zukünftigen Zeitpunkt  $t = t_1 + T$  prädiert werden.

### 4.2.2. Prädiktion des Rollwinkels

Neben der Prädiktion der Rollrate kann mithilfe derselben Annahmen auch der Rollwinkel vorhergesagt werden. Allgemein gilt für den Verlauf des Rollwinkels bei Verwendung des ebenen Überschlagsmodells

$$\varphi_x(t_2) = \varphi_x(t_1) + \int_{t_1}^{t_2} \omega_x(t) dt. \quad (4.37)$$

Der zeitliche Verlauf der Rollrate  $\omega_x(t)$  im Intervall  $[t_1; t_2]$  kann wie oben gezeigt mithilfe der wirkenden äußeren Kräfte beschrieben werden

$$\omega_x(t) = \omega_x(t_1) + \frac{m}{\Theta_{xP}} \int_{t_1}^{t_2} \left( a_y(\tau)h_0 - a_z(\tau)\frac{s}{2} \right) d\tau. \quad (4.38)$$

Nimmt man wiederum die Beschleunigungen als konstant an und schätzt den Zeitpunkt  $t_2$  ebenfalls mit der Verzögerungsdauer  $T$  nach Gl. (4.35) mit  $t_2 = t_1 + T$  ab, erhält man mit  $\varphi_{x,\text{prd}}(t_1) = \varphi_x(t_1 + T)$

$$\varphi_{x,\text{prd}}(t_1) = \varphi_x(t_1) + \int_{t_1}^{t_1+T} \left[ \omega_x(t_1) + \frac{m}{\Theta_{xP}} \int_{t_1}^{t_1+T} \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) d\tau \right] dt. \quad (4.39)$$

Löst man die Integrale, wird daraus

$$\varphi_{x,\text{prd}}(t_1) = \varphi_x(t_1) + \omega_x(t_1)T + \frac{m}{2\Theta_{xP}} \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) T^2. \quad (4.40)$$

Durch Umformen lässt sich diese Beziehung auch mit

$$\varphi_{x,\text{prd}}(t_1) = \varphi_x(t_1) + \frac{2\omega_x(t_1) + \frac{m}{\Theta_{xP}} \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) T}{2} T \quad (4.41)$$

$$= \varphi_x(t_1) + \frac{\omega_x(t_1) + \omega_{x,\text{prd}}(t_1)}{2} T \quad (4.42)$$

darstellen. Setzt man schließlich für die Dauer  $T$  die Gl. (4.35) ein, erhält man mit

$$\varphi_{x,\text{prd}}(t_1) = \varphi_x(t_1) - \frac{\omega_x(t_1) + \omega_{x,\text{prd}}(t_1) \left[ v_y(t_1) + \omega_x(t_1)h_0 - (v_z(t_1) - \omega_x(t_1)\frac{s}{2}) \tan(\varphi_x(t_1)) \right]}{2 \left[ a_y(t_1) + \dot{\omega}_x(t_1)h_0 + \omega_x^2(t_1)\frac{s}{2} - (a_z(t_1) - \dot{\omega}_x(t_1)\frac{s}{2} + \omega_x^2(t_1)h_0) \tan(\varphi_x(t_1)) \right]} \quad (4.43)$$

die gesuchte Berechnungsvorschrift für den vorhergesagten Rollwinkel, welcher wiederum nur von den aktuellen Sensormesswerten bzw. berechneten Fahrdynamikgrößen abhängig ist.

Somit kann während der seitlichen Rutschbewegung eines Fahrzeuges die Rollrate sowie der Rollwinkel zum Ende der Lateralbewegung vorhergesagt werden. Nach dem verwendeten Modell endet zum Schätzzeitpunkt  $t_1 + T$  die Rutschbewegung, womit die auf das Fahrzeug wirkende drehimpulsaufbauende Lateralkraft  $F_Q$  zu diesem Zeitpunkt nahezu verschwindet. Sofern der kritische Kippwinkel  $\kappa$  noch nicht erreicht wurde, ändert sich damit das Vorzeichen des äußeren Momentes  $M_x^a(t)$ . Der prädizierte Rollzustand müsste demnach bei NoRoll-Situationen dem globalen Maximum bzw. bei Überschlagsversuchen dem lokalen Maximum der Trajektorie in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene entsprechen.

### 4.2.3. Auslösestrategie mittels prädziziertem Rollzustand RPK

Als Überschlagerkennungskriterium kann wie aus der Literatur bekannt die  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene herangezogen werden. Hierzu wird der prädzizierte Rollzustand mittels Auftragen der vorhergesagten Rollrate  $\omega_{x,\text{prd}}(t)$  über dem prädzizierten Rollwinkel  $\varphi_{x,\text{prd}}(t)$  mit der kritischen Rollrate  $\omega_{\text{krit}}(\varphi_x(t))$  verglichen. Ist der prädzizierte Zustand über der durch  $\omega_{\text{krit}}$  beschriebenen Grenzlinie, so wird ein Überschlag erkannt. Als kritische Rollrate  $\omega_{\text{krit}}(\varphi_x(t))$  wird in den folgenden Untersuchungen ausschließlich das konservativere Impulserhaltungsmodell nach Gl. (2.29) herangezogen, da das energiebasierte Kriterium nach Gl. (2.7) nach [36] und wie im Weiteren bestätigt (vgl. Abb. 4.10) bereits unter Verwendung der aktuellen (und nicht prädzizierten) Signale Rollrate  $\omega_x(t_1)$  und Rollwinkel  $\varphi_x(t_1)$  zu Fehlentscheidungen führen kann (siehe auch Abschnitt 4.1.2). Abb. 4.8 zeigt den prinzipiellen Effekt der Prädiktionmethode beispielhaft zu den Betrachtungszeitpunkten  $t = t_1$  und  $t = t_2$  für ein Überschlagsszenario. Zum Zeitpunkt  $t_1$  besitzt das Fahrzeug die Rollrate  $\omega_x(t_1)$  und den Rollwinkel  $\varphi_x(t_1)$ . Aufgrund der fahrdynamischen Größen zu diesem Zeitpunkt wird die Rollbewegung mit  $\omega_{x,\text{prd}}(t_1)$  und  $\varphi_{x,\text{prd}}(t_1)$  vorhergesagt, was jedoch wegen der noch relativ großen Prädiktionsdauer deutlich vom lokalen Maximum der Trajektorie entfernt ist und somit auch noch nicht zur Detektion des Überschlags ausreicht. Zum fortgeschrittenen Zeitpunkt  $t_2$ , bei dem der aktuelle Rollzustand mit  $\omega_x(t_2)$  und  $\varphi_x(t_2)$  erreicht ist, wird die Vorhersage der Rollbewegung aufgrund der immer kürzer werdenden Prädiktionszeit immer besser, wodurch dann die Roll-

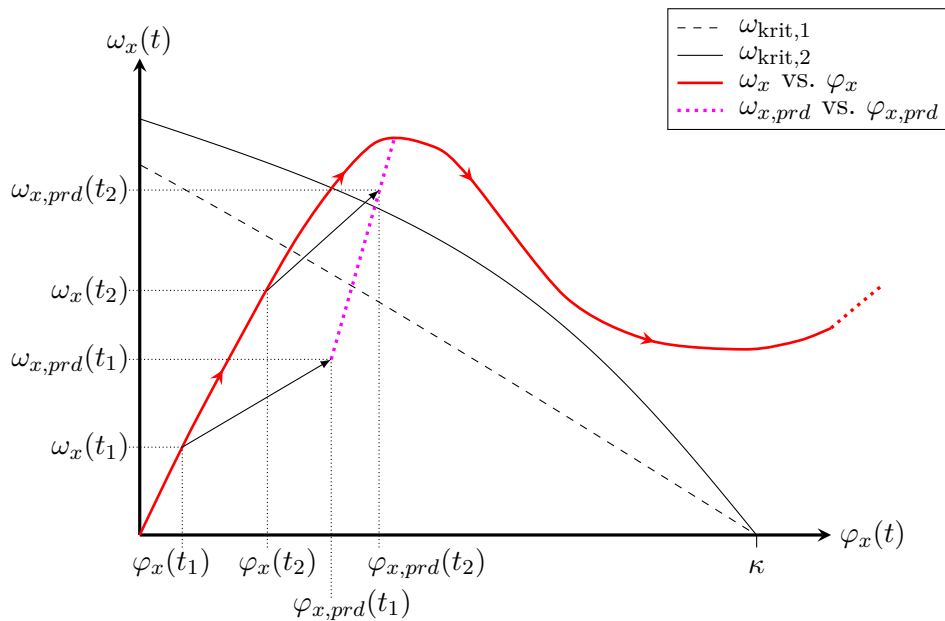


Abbildung 4.8.: Prinzipielle Funktionsweise des Rollbewegungs-Prädiktions-Kriterium (RPK). Mithilfe der fahrdynamischen Größen kann die Rollbewegung frühzeitig vorhergesagt werden. Anfangs weicht die Prädiktion aufgrund der langen Vorhersagedauer noch deutlich vom (lokalen) Maximum der Trajektorie (entspricht Prädiktionszeitpunkt) ab. Die Prädiktionswerte überschreiten zu keinem Zeitpunkt die gemessene Trajektorie, so dass eine Situation zwar deutlich früher beurteilt werden kann, jedoch dadurch keine zusätzliche Fehlalarmlösung riskiert wird.



bewegung mit  $\omega_{x,\text{prd}}(t_2)$  und  $\varphi_{x,\text{prd}}(t_2)$  nahe dem gewünschten Zustandspunkt vorhergesagt werden kann. Mit der prädizierten Rollbewegung kann der Überschlag bereits zum Zeitpunkt  $t_2$  erkannt werden, obwohl der aktuelle Rollzustand noch deutlich unterhalb der Grenzlinie  $\omega_{\text{krit}}$  liegt. Mathematisch kann das Rollbewegungs-Prädiktions-Kriterium (im Folgenden mit RP-Kriterium bzw. RPK abgekürzt) mit

$$\omega_{x,\text{prd}}(t) \geq \omega_{\text{krit}}(\varphi_{x,\text{prd}}(t)) \quad (4.44)$$

beschrieben werden. Das RP-Kriterium wird allerdings nur unter Berücksichtigung folgender Prädiktionskriterien verwendet:

- Das auf das Fahrzeug wirkende und durch die Beschleunigungssensoren erfasste äußere Moment  $M_x^a(t)$  bewirkt einen betragsmäßigen Aufbau des Rollwinkels  $\varphi_x(t)$  und der Rollwinkelgeschwindigkeit  $\omega_x(t)$ . Somit müssen die Vorzeichen dieser drei Größen identisch sein

$$\text{sgn}(M_x^a(t)) = \text{sgn}(\omega_x(t)) = \text{sgn}(\varphi_x(t)). \quad (4.45)$$

Daraus folgen beispielhaft für eine positiv aufbauende Rollbewegung die Bedingungen

$$\varphi_x(t) > 0, \quad \omega_x(t) > 0, \quad a_y(t)h_0 - a_z(t)\frac{s}{2} > 0, \quad \dot{\omega}_x(t) > 0. \quad (4.46)$$

- Die geschätzte Verzögerungsdauer  $T$  nach Gl. (4.35) muss immer positiv sein

$$T > 0. \quad (4.47)$$

Ist nur eine dieser Bedingungen nicht erfüllt, so wird der Zustandsebene anstelle der prädizierten Zustandsgrößen  $\omega_{x,\text{prd}}(t)$  und  $\varphi_{x,\text{prd}}(t)$  die aktuell gemessenen Signale Rollrate  $\omega_x(t)$  und Rollwinkel  $\varphi_x(t)$  zugeführt. In diesem Fall erhält man die aus dem Stand der Technik bekannte Erkennungsmethode nach Gl. (2.29) als Rückfallebene. Um die sicherheitskritischen Anforderungen an das Überschlagserkennungssystem zu erfüllen, wird darüber hinaus wie bei den Methoden nach dem Stand der Technik ebenfalls eine unabhängige Plausibilitätsprüfung der Auslöseentscheidung durchgeführt sowie Mindestwerte für den Rollwinkel und die Rollrate abgefragt (vgl. Abb. 2.5 in Abschnitt 2.2.3). Der eben beschriebene Programmablauf ist als Flussdiagramm in Abb. 4.9 dargestellt.

Im Folgenden soll die Funktionsweise des RP-Kriteriums anhand realer Daten dargestellt werden. Hierzu dienen Daten aus Soil-Trip-Schlittenversuchen des skalierten Testfahrzeuges (siehe Anhang B).

### Funktionsweise / Diskussion einzelner Fälle

Die prinzipielle Funktionsweise der RP-Methode soll nun anhand ausgewählter Versuche erläutert werden. Abbildung 4.10 zeigt die Trajektorie eines Beinaheüberschlag in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene (blaue Punkte) und die prädizierte Zustandstrajektorie nach dem RP-Algorithmus (hellblaue Punkte). Des Weiteren ist die kritische Drehrate  $\omega_{\text{krit},1}$  nach Gl. (2.7) (schwarze gestrichelte Linie) und  $\omega_{\text{krit},2}$  nach Gl. (2.29) (schwarze durchgezogene Linie) abgebildet. Der vorhergesagte Zustand zeigt lediglich zu einem früheren Zeitpunkt die kritische Situation und erkennt je nach verwendeter Grenzlinie die Situation als Überschlag oder als Nichtüberschlag. Für die weiteren Untersuchungen wird aufgrund der auftretenden falschen

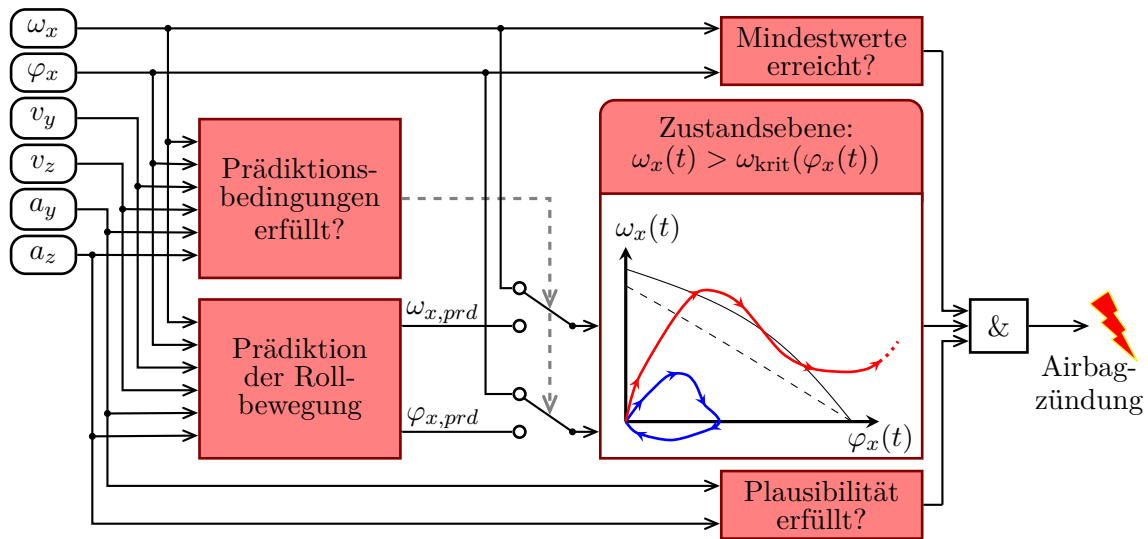


Abbildung 4.9.: Blockschaltbild des Rollbewegungs-Prädiktions-Kriterium. Nur wenn die Prädiktionskriterien erfüllt sind, werden der Zustandsebene die prädiizierte Rollrate  $\omega_{x,prd}(t)$  und der prädiizierte Rollwinkel  $\varphi_{x,prd}(t)$  zugeführt. Andernfalls erhält man als Rückfallebene die aus dem Stand der Technik bekannte Methode  $\omega_{krit,2}$  nach Gl. (2.29). Damit es zu einer Auslösung kommen kann, muss neben dem eigentlichen Kriterium aus Sicherheitsgründen eine beschleunigungs-basierte Plausibilität erfüllt sein und Rollwinkel und -rate jeweils einen Mindestwert erreicht haben.

Beurteilung von Beinaheüberschlägen mittels Gl. (2.7) ( $\omega_{krit,1}$ ) für das RP-Kriterium nur noch die kritische Rollrate nach Gl. (2.29) ( $\omega_{krit,2}$ ) betrachtet.

Dagegen ist in Abbildung 4.11 eine Situation dargestellt, in der das Fahrzeug gerade so umkippt und auf dem Dach liegen bleibt. Bei Nutzung der gemessenen Rollrate und des Rollwinkels kann die Situation mit  $\omega_{krit,1}$  bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x = 22,8^\circ$  und mit  $\omega_{krit,2}$  bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x = 26,6^\circ$  erkannt werden. Die RP-Methode detektiert diese Situation mittels der Grenzlinie  $\omega_{krit,2}$  schon bei einem Aufkippwinkel von  $\varphi_x = 22,8^\circ$ . Die Verbesserung durch die Vorhersage der Rollbewegung ist bei klaren Überschlagsszenarien noch deutlicher. Dies ist beispielhaft in Abbildung 4.12 gezeigt. Verwendet man jeweils die kritische Drehgeschwindigkeit  $\omega_{krit,2}$ , so kann mit der RP-Methode die Situation bereits bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x = 9,0^\circ$  erkannt werden, wohingegen ohne Prädiktion bis zu einem Aufkippwinkel von  $\varphi_x = 25,2^\circ$  gewartet werden müsste. Ähnliches gilt bei Anwendung von  $\omega_{krit,1}$ . Ohne Prädiktion wäre auch hier eine Erkennung erst bei einem Aufkippwinkel von  $\varphi_x = 21,2^\circ$  möglich.

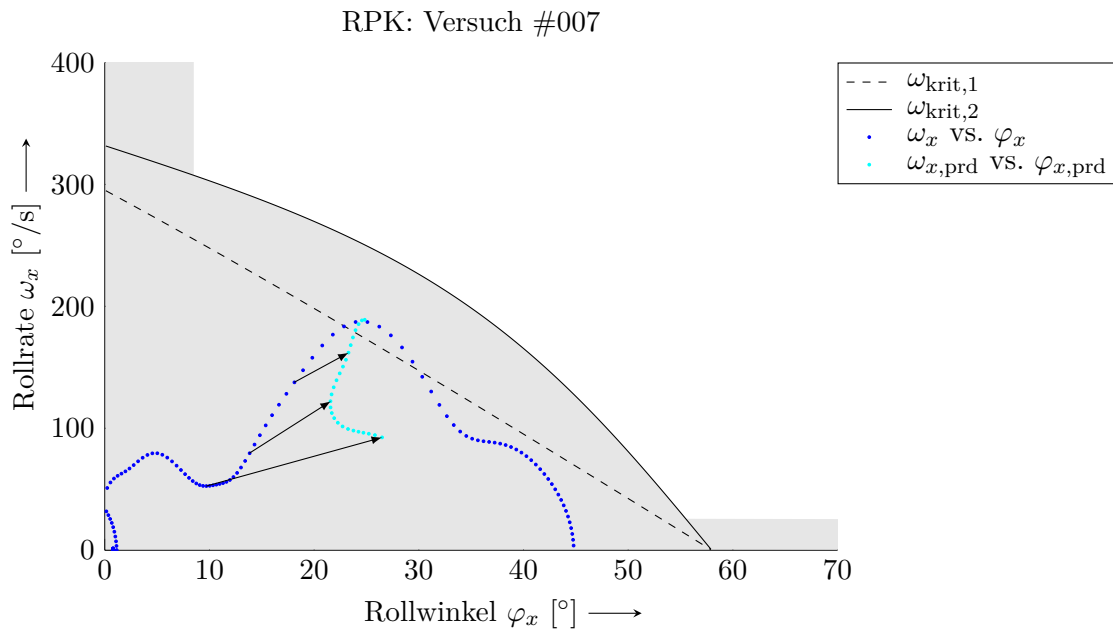


Abbildung 4.10.: Zustandstrajektorien für Versuch #007. Mit  $\omega_{\text{krit},1}$  wird der Beinaheüberschlag bei  $\varphi_x = 24,0^\circ$  fälschlicherweise als Überschlag erkannt. Mittels Prädiktion des Rollzustandes wird die Situation deutlich früher als gefährlich eingeschätzt, jedoch wird die grundsätzliche Bewertung selbst durch das RPK nicht beeinflusst.

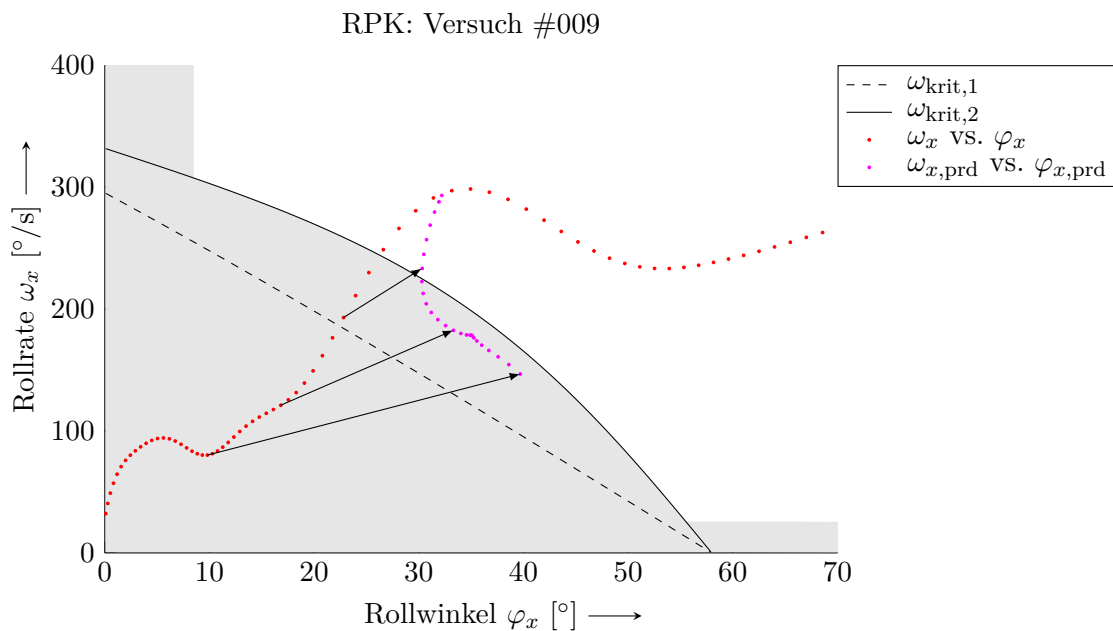


Abbildung 4.11.: Zustandstrajektorien für Versuch #009. Die Überschlagssituation wird durch die gemessene Drehrate mit  $\omega_{\text{krit},1}$  bei einem Aufkippwinkel von  $\varphi_x = 22,8^\circ$  und mit  $\omega_{\text{krit},2}$  erst bei  $\varphi_x = 26,6^\circ$  erkannt. Mit dem vorhergesagten Rollzustand,  $\omega_{x,\text{prd}}$  und  $\varphi_{x,\text{prd}}$  (RP-Kriterium), lässt sich die Situation bei  $\varphi_x = 22,8^\circ$  erkennen.

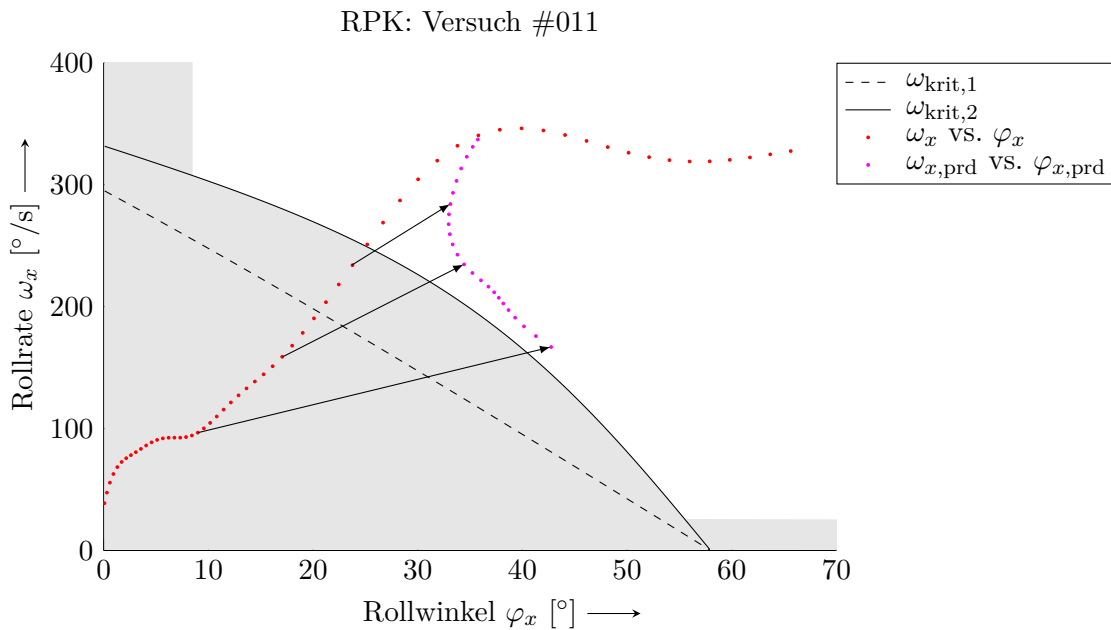


Abbildung 4.12.: Zustandstrajektorien für Versuch #011. Die klare Überschlagsituation lässt sich mit dem prädierten Rollzustand,  $\omega_{x,\text{prd}}$  und  $\varphi_{x,\text{prd}}$  (RP-Kriterium), bereits bei einem Rollwinkel von  $\varphi_x = 9,0^\circ$  erkennen. Mit den Standardmethoden müsste mit der Entscheidung bis zu einem Kippwinkel von  $\varphi_x = 21,2^\circ$  ( $\omega_{\text{krit},1}$ ) bzw. bis  $\varphi_x = 25,2^\circ$  ( $\omega_{\text{krit},2}$ ) gewartet werden.

### 4.3. Variation des Rotationsmittelpunktes

In den bisherigen Überschlagsmodellen wurde stets eine ebene Drehung des Fahrzeuges um einen geometrisch festen Rotationspunkt angenommen, welcher sich über den äußeren Radaufstandspunkt definiert. Rotiert das Fahrzeug jedoch nicht um diesen Punkt, kann es zu einer Fehleinschätzung der Situation kommen. In den vorliegenden Soil-Trip-Versuchen liegt die Vermutung nahe, dass sich der Rotationspunkt durch das Eingraben der Räder in den Sand während dem Rollvorgang verändert. Der Versuch #036 der Testmatrix stellt einen Sonderfall dar, in dem dieses Phänomen eine entscheidende Rolle spielt. Aus Abb. 4.13 ist ersichtlich, dass in diesem Sonderfall das Fahrzeug zwar bis zu einem Winkel von  $\varphi_x = 68^\circ$  und damit deutlich über dem statischen Winkel  $\kappa$  aufkippt, jedoch trotzdem nicht überschlägt. Da es sich dabei dennoch um eine gefährliche Situation handelt, wie aus Abb. 4.14 aufgrund des extremen Kippwinkels erkennbar ist, wird dieser Versuch als sogenannter „May-Fire“ definiert. D. h. diese Situation darf von einem Erkennungsalgorithmus auch als Überschlag erkannt werden. Bei Verwendung der Methoden nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},1}$  bzw.  $\omega_{\text{krit},2}$  würde der Versuch #036 immer als Überschlag erkannt.

Wird bei der Applikation eines Überschlagerkennungssystems die Anforderung gestellt, diesen Versuch als „NoFire“ (Nichtüberschlag) zu bewerten, so ist eine Anpassung der kritischen Rollrate notwendig. Im einfachsten Fall kann dies durch eine Modifikation der Fahrzeugparameter für die Berechnung der kritischen Rollrate  $\omega_{\text{krit}}$  geschehen. Rechnet man zum Beispiel mit einer reduzierten Schwerpunkthöhe  $h_{\text{red}} = h_0 - \Delta h$ , mit  $\Delta h = 5 \text{ cm}$ , so lässt sich die Grenzlinie verschieben und der Versuch #036 mit  $\omega_{\text{krit},2}(h_{\text{red}})$  als Nichtüberschlag bewerten

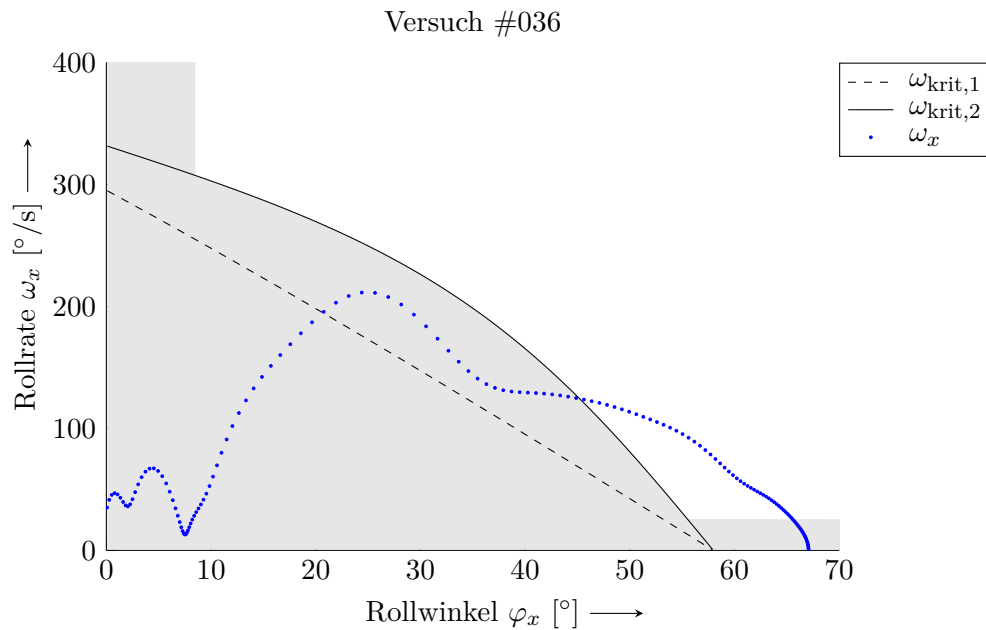


Abbildung 4.13.: Zustandstrajektorie für Versuch #036. Das Fahrzeug kippt über den kritischen Kippwinkel  $\kappa$ . Trotzdem überschlägt das Fahrzeug nicht. Da es sich dennoch um eine sehr gefährliche Situation handelt, wird der Versuch #036 als „MayFire“ deklariert. D. h. falls ein Erkennungsalgorithmus diesen Versuch als Überschlag erkennt, wird dies nicht als Fehlauflösung bewertet.



Abbildung 4.14.: Seitenansicht des Versuches #036 bei maximalem Rollwinkel. Das Fahrzeug kippt bis zu einem Winkel von  $\varphi_x = 68^\circ$  auf. Es handelt sich um eine extreme Grenzsituation, die sehr gefährlich für Insassen sein kann. Für ein Überschlagserkennungssystem stellt dieser Fall einen Graubereich dar. Der Versuch wird deshalb als „MayFire“ definiert, so dass eine Auslösung von Sicherheitssystemen akzeptabel aber nicht zwingend notwendig ist.

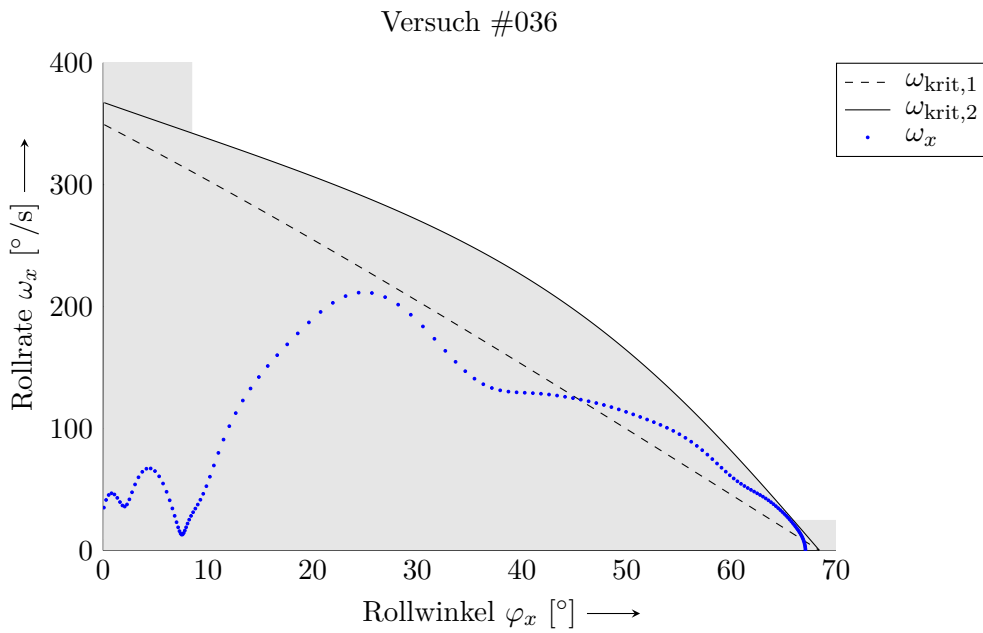


Abbildung 4.15.: Zustandstrajektorie für Versuch #036 im Vergleich zur kritischen Drehrate mit reduzierter Schwerpunkthöhe  $h_{\text{red}} = h_0 - \Delta h$ . Durch einfache Anpassung der Fahrzeugparameter lässt sich die kritische Drehrate so modifizieren, dass der Versuch #036 richtig als Nichtüberschlag eingestuft wird. Allerdings beeinflusst diese Vorgehensweise unmittelbar die Erkennungsleistung, was zu verspäteten Erkennungszeiten bei Überschlägen führt.

(siehe Abb. 4.15). Allerdings wirkt sich diese Vorgehensweise direkt auf alle anderen Szenarien in Form von verspäteten Erkennungszeiten negativ aus. Eine Möglichkeit hierfür Abhilfe zu schaffen, ist die im Folgenden beschriebene Bestimmung des Rotationspunktes.

### 4.3.1. Bestimmung des Drehpols

Die Bewegung eines starren Körpers im Raum setzt sich aus Translation und Rotation zusammen. Für die Geschwindigkeit eines Punktes gilt allgemein

$$\mathbf{v}(t) = \mathbf{v}_t(t) + \mathbf{v}_{\text{rot}}(t), \quad (4.48)$$

wobei  $\mathbf{v}_t$  den aufgrund einer linearen, translatorischen Bewegung und  $\mathbf{v}_{\text{rot}}$  den rotatorischen Geschwindigkeitsanteil im betrachteten Punkt beschreibt.

Nimmt man an, dass sich am Ende eines Soil-Trip-Überschlags die translatorische Geschwindigkeit aufgrund der wirkenden Kräfte vollständig abgebaut hat  $\mathbf{v}_t = 0$ , so entspricht die im Fahrzeugschwerpunkt berechneten Geschwindigkeitskomponenten der noch vorherrschenden Rotationsbewegung. Der rotatorische Geschwindigkeitsanteil kann mit

$$\mathbf{v}_{\text{rot}}(t) = \boldsymbol{\omega}(t) \times \mathbf{r}_{\text{P-S}}(t) \quad (4.49)$$

ermittelt werden, wobei  $\mathbf{r}_{\text{P-S}}$  dem Abstand vom Drehpunkt P zum Schwerpunkt S entspricht. Wird für den Überschlag wieder eine ebene Drehung angenommen, vereinfacht sich die Beziehung (4.49) zu

$$\begin{bmatrix} 0 \\ v_y(t) \\ v_z(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_x(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ -r_y(t) \\ -r_z(t) \end{bmatrix}, \quad (4.50)$$

wodurch die laterale und vertikale Abstandskomponenten mit

$$r_y(t) = -\frac{v_z(t)}{\omega_x(t)} \quad \text{und} \quad r_z(t) = \frac{v_y(t)}{\omega_x(t)} \quad (4.51)$$

einfach zu bestimmen sind. Somit lässt sich der Drehmittelpunkt in der Endphase des Überschlages, in der keine translatorische Fahrzeugbewegung mehr stattfindet, mithilfe der sensorisch erfassten Rollrate  $\omega_x(t)$  und der in einem Fahrdynamikbeobachter berechneten Quer- und Vertikalgeschwindigkeiten  $v_{y/z}(t)$  ermitteln.

### 4.3.2. Auslösestrategie mittels Drehpunktsschätzung AkRK

Zur Detektion von Überschlagen wird wieder auf die aus dem Stand der Technik bekannte  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene zurückgegriffen. Die ermittelten Drehpunktskoordinaten  $r_y$  und  $r_z$  können hierbei zur Berechnung einer angepassten kritischen Rollrate verwendet werden. Dazu müssen die kartesischen Abstandskomponenten  $r_y$  und  $r_z$  zunächst in die für die Berechnung der kritischen Rollrate  $\omega_{\text{krit},1}$  nach Gl. (2.7) bzw.  $\omega_{\text{krit},2}$  nach Gl. (2.29) notwendigen Größen statischer Kippwinkel  $\kappa$  und Abstand  $r$  transformiert werden

$$r(t) = \sqrt{r_y^2(t) + r_z^2(t)} = \sqrt{\frac{v_y^2(t) + v_z^2(t)}{\omega_x^2(t)}}, \quad (4.52)$$

$$\kappa(t) = \arctan\left(\frac{r_y(t)}{r_z(t)}\right) = \arctan\left(-\frac{v_z(t)}{v_y(t)}\right). \quad (4.53)$$

Die angepasste kritische Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},1}$  ergibt sich nach Gl. (2.7) mit  $r = r(t)$  und  $\kappa = \kappa(t)$  zu

$$\tilde{\omega}_{\text{krit},1}(t) = \omega_{\text{krit},1}(\varphi_x(t), r(t), \kappa(t)) = \sqrt{\frac{2mgr(t)(1 - \cos(\kappa(t) - \varphi_x(t)))}{\Theta_{xS} + mr^2(t)}} \quad (4.54)$$

Analog kann auch die angepasste kritische Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},2}$  nach Gl. (2.29) bestimmt werden.

$$\tilde{\omega}_{\text{krit},2}(t) = \omega_{\text{krit},2}(\varphi_x(t), r(t), \kappa(t)) = \sqrt{\frac{2mgr(t)(1 - \cos(\kappa(t) - \varphi_x(t)))}{\Theta_{xS} + mr^2(t) \sin^2(\kappa(t) - \varphi_x(t))}} \quad (4.55)$$

Abbildung 4.16 zeigt den prinzipiellen Effekt der Schätzung des Rotationsmittelpunktes in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene am Beispiel der angepassten kritischen Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},2}$  nach Gl. (2.29). Durch die ständige Anpassung der Drehpunktskoordinaten und damit des statischen Kippwinkels  $\kappa(t)$  und Abstands  $r(t)$  wird die Grenzlinie der kritischen Rollrate zu jedem Zeitpunkt  $t$  neu berechnet und damit in der Zustandsebene laufend verschoben.

Im Gegensatz zu den vorangegangenen Methoden (siehe Abschnitt 4.1 und 4.2) zielt die Ermittlung des Drehmittelpunktes nicht auf eine aggressivere und damit schnellere Erkennung von Überschlagen ab, sondern soll die fälschliche Beurteilung von extremen Beinaheüberschlagen als Überschlag verhindern. Aus diesem Grund wird die angepasste kritische Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit}}$

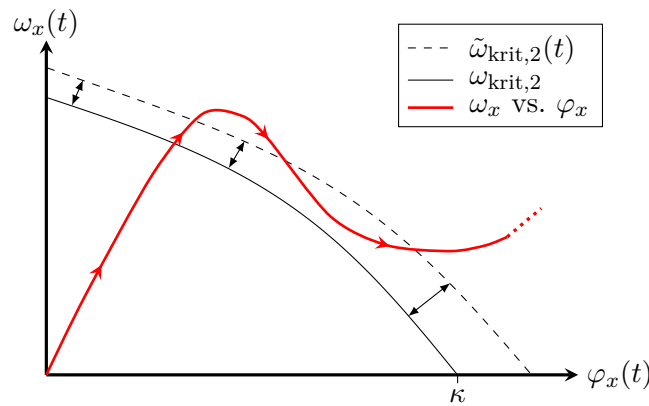


Abbildung 4.16.: Prinzipielle Funktionsweise des Angepasste-kritische-Rollraten-Kriteriums (AkRK). Die kritische Drehrate wird durch die Schätzung des Rotationsmittelpunktes zu jedem Zeitschritt angepasst.

nur dann verwendet, wenn diese betragsmäßig größer als die kritische Rollrate  $\omega_{krit}$  ist. Die effektive kritische Rollrate  $\hat{\omega}_{krit,1/2}$  wird deshalb mit

$$\hat{\omega}_{krit,1/2}(t) = \begin{cases} \omega_{krit,1/2}(\varphi_x(t)) & \text{für } |\omega_{krit,1/2}(\varphi_x(t))| > |\tilde{\omega}_{krit,1/2}(t)| \\ \tilde{\omega}_{krit,1/2}(t) & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.56)$$

definiert. Damit wird sichergestellt, dass die Anpassung der kritischen Rollrate im Vergleich zu den Methoden nach dem Stand der Technik ausschließlich ein weniger aggressives Erkennungsverhalten bewirkt. D. h. durch diese Modifikation kann es in keinem Fall zu zusätzlichen falschen bzw. ungewollt erkannten Überschlügen kommen. Aus diesem Grund ist trotz der Vernachlässigung der translatorischen Geschwindigkeit bei der Berechnung der Drehpunktkoordinaten keine weitere Nebenbedingung notwendig. Formal kann das Kriterium mittels Angepasster kritischer Rollrate (im Weiteren mit AkR-Kriterium bzw. AkRK abgekürzt) mit

$$\omega_x(t) > \hat{\omega}_{krit,1/2}(t) \quad (4.57)$$

ausgedrückt werden. Um die hohen Sicherheitsanforderungen zu erfüllen, muss für eine Auslösung von pyrotechnischen Rückhaltemitteln, wie bei den Methoden nach dem Stand der Technik, eine auf Beschleunigungssensoren basierte und damit unabhängige Plausibilität erfüllt sowie Mindestwerte für den Rollwinkel und die Rollrate erreicht sein. In Abbildung 4.17 ist die beschriebene Auslösestrategie mittels geschätztem Rotationsmittelpunktes dargestellt. Anhand realer Soil-Trip Überschlagsdaten des skalierten Testfahrzeuges (siehe Anhang B) soll im nächsten Abschnitt die Funktionsweise des AkR-Kriteriums näher betrachtet werden.

### Funktionsweise / Diskussion einzelner Fälle

Im Folgenden soll der bereits beschriebene prinzipielle Effekt der AkR-Methode anhand ausgewählter Versuchsdaten zum besseren Verständnis diskutiert werden. Da sich die Grenzlinien der effektiven kritischen Rollrate  $\hat{\omega}_{krit}$  aufgrund der fortlaufenden Drehpunktsschätzung zu jedem Zeitschritt ändern kann, ist eine einfache Darstellung der Situation in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene nicht möglich. Stattdessen ist in den nachfolgenden Diagrammen jeweils die Rollrate  $\omega_x(t)$  (blaue oder rote Punkte), die rollwinkelabhängige kritische Drehrate



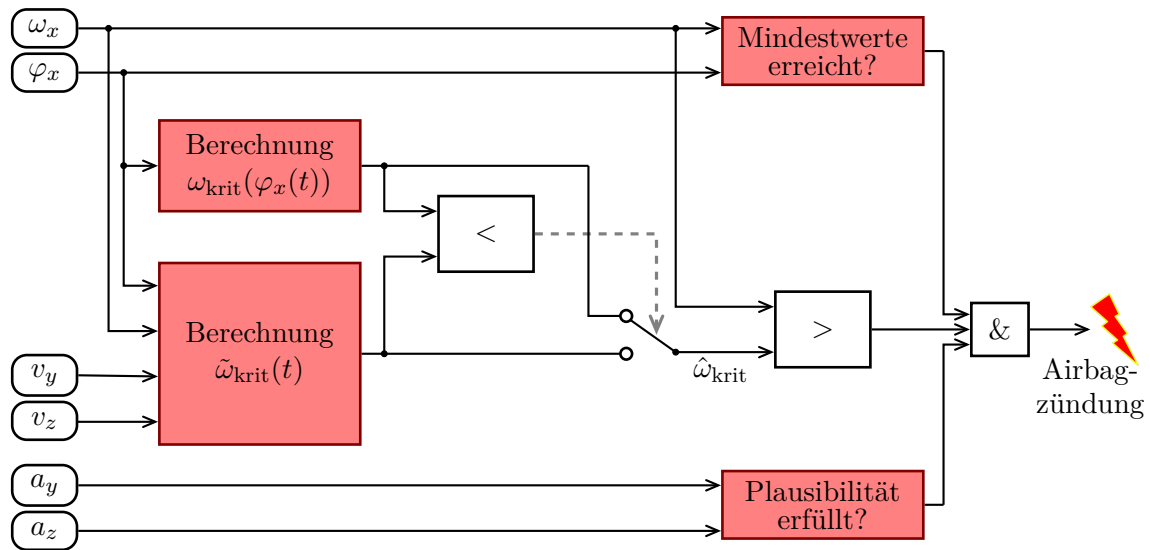


Abbildung 4.17.: Blockschaltbild des Angepasste-kritische-Rollraten-Kriterium (AkRK). Zu jedem Zeitschritt wird die kritische Rollrate  $\omega_{\text{krit},1/2}(t)$  nach Gl. (2.7) bzw. (2.29) mit der angepassten kritischen Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},1/2}$  nach Gl. (4.53) bzw. (4.56) verglichen. Die angepasste kritische Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit}}$  wird nur dann verwendet, wenn diese betragsmäßig größer als die kritische Rollrate  $\omega_{\text{krit}}$  ist. Andernfalls erhält man als Rückfallebene die aus dem Stand der Technik bekannte Methode. Somit wird ein weniger aggressives Erkennungsverhalten durch das AkRK sichergestellt. Um die hohen Anforderungen des sicherheitskritischen Systems zu erfüllen, muss für eine Auslösung neben dem eigentlichen Kriterium eine beschleunigungs-basierte Plausibilität erfüllt sein und Rollwinkel und -rate jeweils einen Mindestwert erreicht haben.

$\omega_{\text{krit},1}(\varphi_x(t))$  bzw.  $\omega_{\text{krit},2}(\varphi_x(t))$  (rot gestrichelte Linie), sowie die angepasste kritische Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},1}(t)$  bzw.  $\tilde{\omega}_{\text{krit},2}(t)$  (Magenta gestrichelte Linie) über der Zeit  $t$  abgebildet. Die schwarze durchgezogene Linie stellt jeweils die effektive kritische Rollrate  $\hat{\omega}_{\text{krit},1}(t)$  bzw.  $\hat{\omega}_{\text{krit},2}(t)$  nach Gl. (4.56) dar. Überschreitet die gemessene Drehrate diese Linie, so wird die Situation als Überschlag bewertet.

Abbildung 4.18 zeigt das AkR-Kriterium für Versuch #036 unter Verwendung der kritischen Rollraten nach Gl. (2.7). Bereits bei etwa  $t = 22,05\text{s}$  übersteigt die gemessene Rollrate  $\omega_x(t)$  die kritische Rollrate  $\omega_{\text{krit},1}(\varphi_x(t))$ . Erst ein paar Abtastpunkte danach wird die effektive kritische Rollrate  $\hat{\omega}_{\text{krit},1}(t)$  durch die Drehpunktsschätzung angehoben, weshalb trotz Anpassung der Grenzlinie das Überschlagskriterium kurzzeitig erfüllt ist und damit die Situation fälschlicherweise als Überschlag detektiert wird. Im weiteren Verlauf ist die gemessene Drehrate  $\omega_x(t)$  bei etwa  $t = 22,2\text{s}$  sogar ein weiteres Mal größer als die effektive kritische Rollrate  $\hat{\omega}_{\text{krit},1}(t)$ . D. h. unabhängig davon, dass das AkR-Kriterium bei etwa  $t = 22,05\text{s}$  nur kurzzeitig erfüllt ist, wird die Situation bei Verwendung der kritischen Rollraten nach Gl. (2.7) auch mit dem AkR-Kriterium fälschlicherweise als Überschlag erkannt. Der Versuch #036 ist in Abbildung 4.19 ein weiteres Mal dargestellt. Jedoch sind darin die kritischen Drehraten unter Verwendung von Gl. (2.29) eingezeichnet. Die gemessene Rollrate  $\omega_x(t)$  kreuzt bei etwa  $t = 22,2\text{s}$  die kritische Drehrate  $\omega_{\text{krit},2}(\varphi_x(t))$ , wodurch es ohne Drehpunktsschätzung zur bekannten falschen Beurteilung der Situation kommt (vgl. Abbildung 4.13). Dagegen wird die Situation richtig

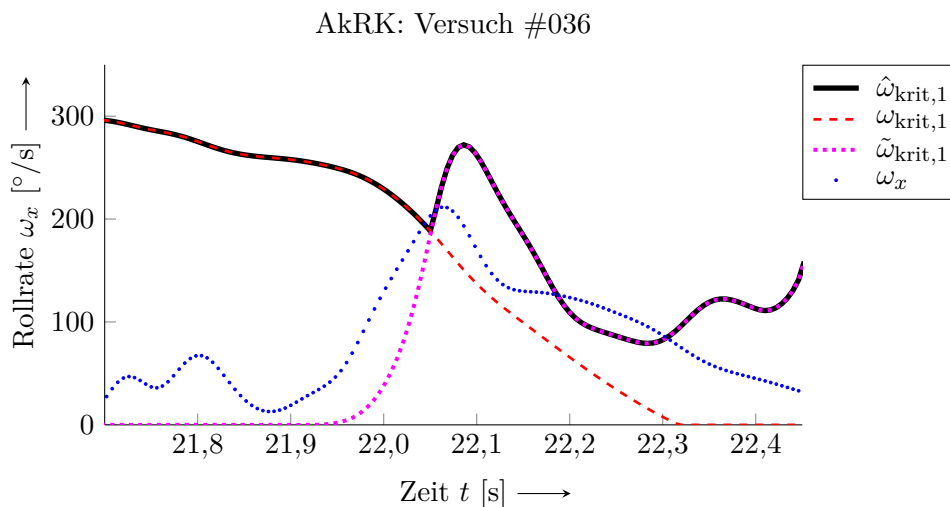


Abbildung 4.18.: Kriterium mittels angepasster kritischer Rollrate (AkRK) für Versuch #036 mit  $\hat{\omega}_{\text{krit},1}$ . Die Anpassung der kritischen Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},1}$  reicht nicht aus, um den Versuch damit richtig als Nichtüberschlag zu bewerten.

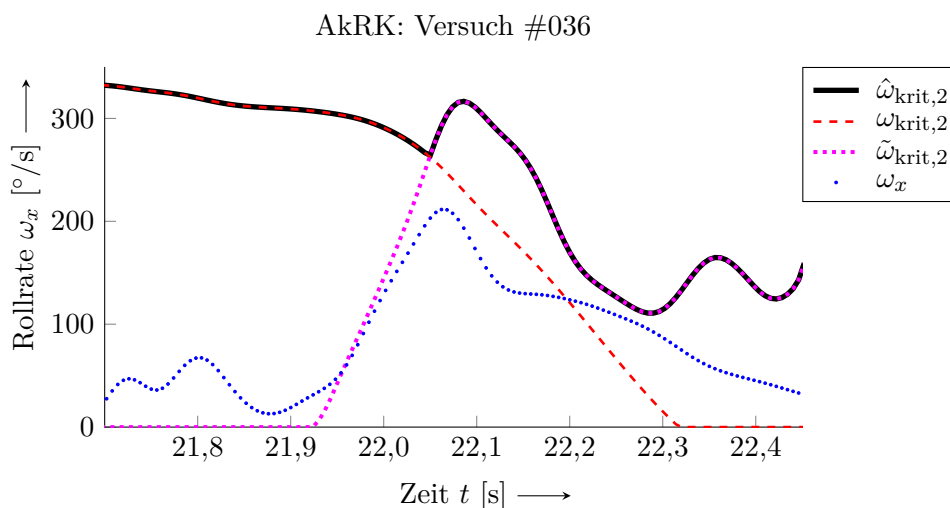


Abbildung 4.19.: Kriterium mittels angepasster kritischer Rollrate (AkRK) für Versuch #036 mit  $\hat{\omega}_{\text{krit},2}$ . Durch die Anpassung der kritischen Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},2}$  wird der Versuch richtig als Nichtüberschlag bewertet.

als Nichtüberschlag beurteilt, wenn als Grenzlinie die effektive kritische Rollrate  $\hat{\omega}_{\text{krit},2}(t)$  genutzt wird. Wie oben bereits erwähnt ist das Ziel der Anpassung des Rotationspunktes auch extreme Beinaheüberschläge als Nichtüberschlag beurteilen zu können. Dieses Ziel kann auch mithilfe des AkR-Kriteriums nur unter Anwendung der kritischen Drehraten nach Gl. (2.29) erreicht werden. Aus diesem Grund wird im Weiteren das AkR-Kriterium ausschließlich mit  $\hat{\omega}_{\text{krit},2}(t)$  auf Basis der Gl. (2.29) betrachtet. Neben der richtigen Beurteilung des Versuches #036 als Nichtüberschlag bietet die AkR-Methode vor allem den Vorteil, dass durch die zeitkontinuierliche Anpassung des Drehmittelpunktes nicht zwingend eine verzögerte Erkennung von Überschlägen erfolgt. Beispielsweise wird bei Versuch #011 der Überschlag mit dem AkR-

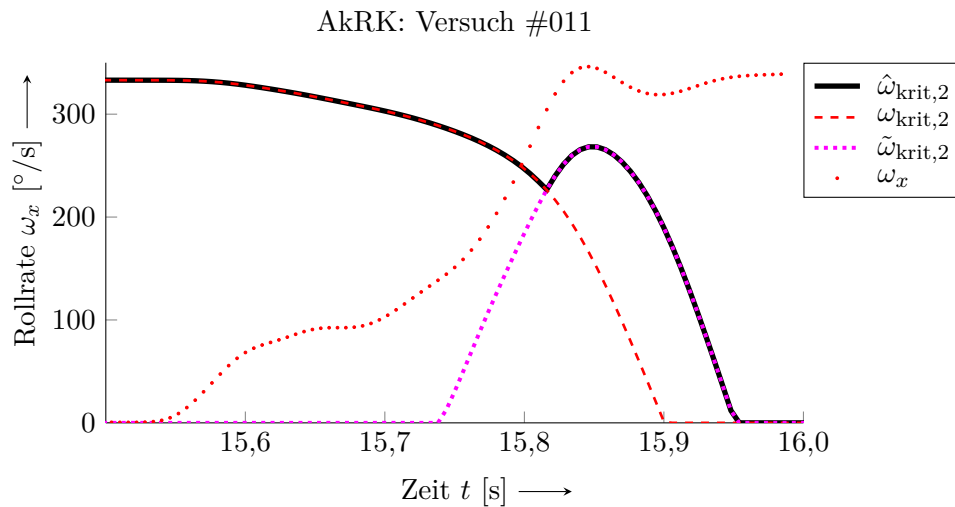


Abbildung 4.20.: Kriterium mittels angepasster kritischer Rollrate (AkRK) für Versuch #011 mit  $\hat{\omega}_{\text{krit},2}$ . Der Erkennungszeitpunkt wird durch das AkRK bei klaren Überschlägen im Gegensatz zur Modifikation von Fahrzeugparametern nicht negativ beeinflusst, da die Anpassung der kritischen Drehrate erst nach der Entscheidung erfolgt.

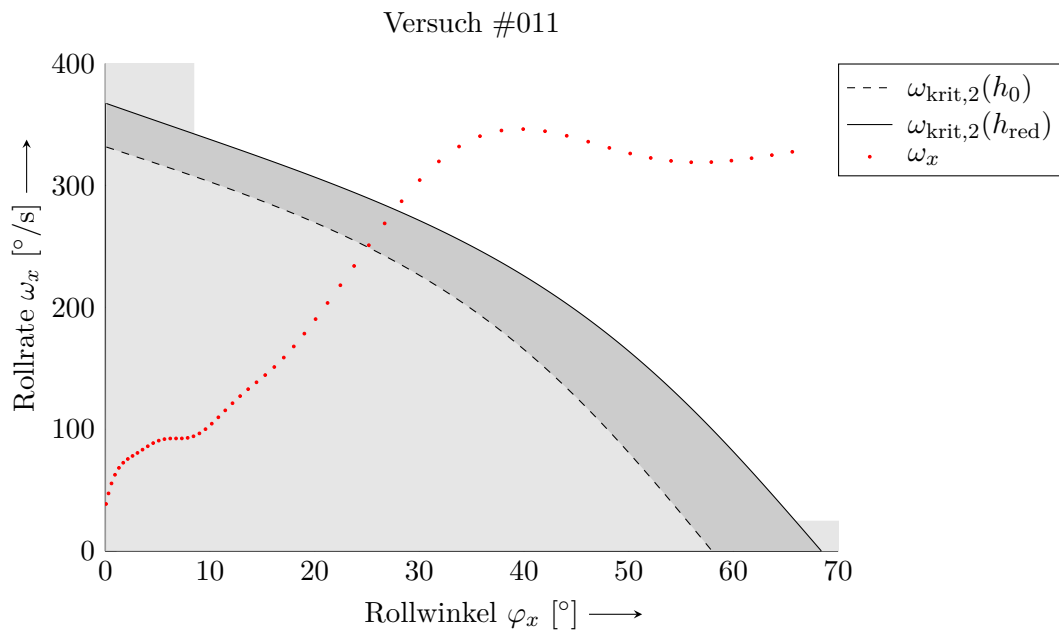


Abbildung 4.21.: Zustandstrajektorie für Versuch #011 im Vergleich zur kritischen Drehrate mit reduzierter Schwerpunkthöhe  $h_{\text{red}} = h_0 - \Delta h$  mit  $\Delta h = 5$  cm. Der Überschlag wird durch die Modifikation der Schwerpunkthöhe erst bei einem Kippwinkel von  $\varphi_x = 28,3^\circ$  erkannt. Mittels Bestimmung des Rotationsmittelpunktes wird die Erkennungsleistung dagegen nicht negativ beeinflusst und der Überschlag bereits bei einem Winkel von  $\varphi_x = 25,2^\circ$  detektiert.

Kriterium  $\hat{\omega}_{\text{krit},2}(t)$  zum gleichen Zeitpunkt wie mit der aus dem Stand der Technik bekannten Methode  $\omega_{\text{krit},2}(t)$  nach Gl. (2.29) bei einem Kippwinkel von  $25,2^\circ$  erkannt, da die Anpassung der kritischen Rollrate erst zu einem späteren Zeitpunkt erfolgt (siehe Abb. 4.20). Dagegen zeigt Abbildung 4.21 eine verspätete Detektion des Überschlages mit einem Aufkippwinkel zum Erkennungszeitpunkt von  $\varphi_{x,\text{TF}} = 28,3^\circ$ , falls die kritische Rollrate nach Gl. (2.29) mit einer reduzierten Schwerpunkthöhe  $\omega_{\text{krit},2}(t)$  mit  $\Delta h = 5 \text{ cm}$  berechnet wird.

#### 4.4. Evaluierung der Auslösekriterien

Um das Potential der vorgestellten fahrdynamikbasierenden Methoden zu untersuchen, wird anschließend die Erkennungsleistung der einzelnen Kriterien über die gesamte Testmatrix mit dem Stand der Technik verglichen. Darüber hinaus wird mittels einer Analyse von Sensorlinearitätsfehlern die Empfindlichkeit der Algorithmen wiederum im Vergleich zu den Methoden nach dem Stand der Technik gezeigt.

Wie in den jeweiligen Auslösestrategien beschrieben, müssen neben dem eigentlichen Überschlagerkriterium auch eine unabhängige Plausibilität sowie Mindestwerte für den Rollwinkel  $\varphi_x$  und die Rollrate  $\omega_x$  erfüllt sein. Für die nachfolgenden Untersuchungen gelten für alle Kriterien identische Mindestwerte von

$$\varphi_{x,\text{min}} = 8,5^\circ \quad (4.58)$$

$$\omega_{x,\text{min}} = 25^\circ/\text{s} \quad (4.59)$$

und die Beschleunigungsgrenzen für die Plausibilität wie in Abbildung 4.22 dargestellt.

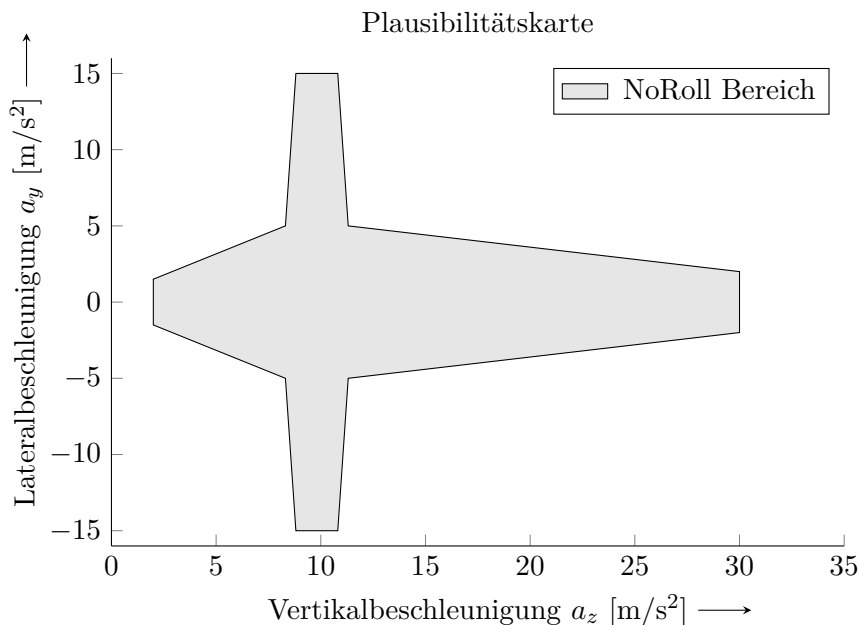


Abbildung 4.22.: Plausibilitätsschwellen in der  $a_y$ - $a_z$ -Kartendarstellung für die Evaluierung. Um eine Vergleichbarkeit der Erkennungsleistung der einzelnen Kriterien sicherzustellen, werden in der Evaluierung für alle Kriterien die identischen Plausibilitätsschwellen und Mindestwerte angewendet.

Ergebnisübersicht	$\omega_{\text{krit},1}$	$\omega_{\text{krit},2}$	ERK	RPK	AkRK
Anzahl False Positive	2	0	0	0	0
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	10	8	8	8	8
Mittlerer Rollwinkel $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	20,9°	24,1°	18,8°	13,3°	26,6°

Tabelle 4.1.: Evaluierung der Überschlagserkennungsmethoden. Ergebnisübersicht der Standard Soil-Trip-Schlittenversuche (1. Testserie: Versuche #001 bis #016). Mit dem ER-Kriterium und dem RP-Kriterium können Überschläge sicher und deutlich früher als mit Methoden nach dem Stand der Technik erkannt werden. Falsch beurteilte Situationen treten nur bei  $\omega_{\text{krit},1}$  auf. Das AkR-Kriterium bewirkt lediglich eine leichte Verschlechterung der Erkennungsperformance im Vergleich zu  $\omega_{\text{krit},2}$ .

#### 4.4.1. Performancevergleich mit nominalen Signalen

Die Auswertung der gesamten Testmatrix sowie der Vergleich mit den Methoden nach dem Stand der Technik zeigt das tatsächliche Verbesserungspotential der in Abschnitt 4.1 bis 4.3 vorgestellten neuen Überschlagserkennungskriterien. Zur Bewertung dienen der (mittlere) Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  sowie die Anzahl falsch erkannter Szenarien (Überschlag wird nicht erkannt = False Negative; Nichtüberschlag wird als Überschlag erkannt = False Positive). Die einzelnen Versuchsergebnisse können der Tabelle C.1 aus dem Anhang C entnommen werden. Im Folgenden werden die Übersichten der einzelnen Testreihen diskutiert.

Die erste Testreihe (Versuche #001 bis #016) besteht ausschließlich aus Standard Soil-Trip-Schlittenversuchen (vgl. Abschnitt 1.2.2). D. h., das Fahrzeug befand sich jeweils mit einem Schwimmwinkel  $\beta$  von 90° ohne Reibwertunterschiede der beiden Achsen auf dem Schlitten. Lediglich die Schlittengeschwindigkeit wurde bei diesen Versuchen variiert. Tabelle 4.1 zeigt die Ergebnisübersicht dieser Testreihe. Mit einem mittleren Auslöserollwinkel von 18,8° kann mit der ERK-Methode eine Verbesserung von 10 % gegenüber dem Kriterium  $\omega_{\text{krit},1}$  mit  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}} = 20,9^\circ$  und 22 % im Vergleich zu  $\omega_{\text{krit},2}$  mit  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}} = 24,1^\circ$  erzielt werden. Die RPK-Methode erreicht in dieser Testreihe mit einem mittleren Auslöserollwinkel von 13,3° sogar eine Verbesserung um 36 % gegenüber  $\omega_{\text{krit},1}$  bzw. um 45 % im Vergleich zu  $\omega_{\text{krit},2}$ . Betrachtet man einzelne Fälle, so ist damit eine Verbesserung von bis zu 58 % gegenüber  $\omega_{\text{krit},1}$  und bis zu 64 % gegenüber  $\omega_{\text{krit},2}$  erreichbar (Beispiel Versuch #011). Das AkR-Kriterium zeigt wie erwartet mit  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}} = 26,6^\circ$  nur eine leichte Verschlechterung der Erkennungsleistung von -10 % gegenüber  $\omega_{\text{krit},2}$ . Des Weiteren wird mit  $\omega_{\text{krit},1}$  innerhalb dieser 16 Versuche zweimal eine Situation fälschlicherweise als Überschlag erkannt. Die anderen Methoden klassifizieren dagegen alle Situationen richtig.

Erweitert man die betrachteten Szenarien um die zweite Testreihe, in der auf den Schlitten im Vergleich zu Testreihe 1 ein Reibwertunterschied zwischen den beiden Fahrzeugachsen realisiert wurde (hoher Reibwert an der Vorderachse; niedriger Reibwert an der Hinterachse), so erhält man eine Testmatrix mit insgesamt 34 Versuchen. Die Ergebnisübersicht ist aus Tabelle 4.2 ersichtlich. Die ERK-Methode zeigt auch hier eine Verbesserung gegenüber den Standardmethoden. Der mittlere Rollwinkel  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  beim Erkennungszeitpunkt beträgt 20,6° und ist somit 6 % niedriger als mit  $\omega_{\text{krit},1}$  und 22 % geringer verglichen zu  $\omega_{\text{krit},2}$ , bei denen  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  22,0° bzw. 26,3° beträgt. Mit einem mittleren Rollwinkel  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  von nur 15,4° kann das RP-Kriterium auch in dieser Testreihe eine viel deutlichere Verbesserung um 30 %, verglichen

Ergebnisübersicht	$\omega_{\text{krit},1}$	$\omega_{\text{krit},2}$	ERK	RPK	AkRK
Anzahl False Positive	4	0	0	0	0
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	24	20	20	20	20
Mittlerer Rollwinkel $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	22,0°	26,3°	20,6°	15,4°	29,0°

Tabelle 4.2.: Evaluierung der Überschlagerkennungsmethoden. Ergebnisübersicht der 1. und 2. Testserie: Versuche #001 bis #034. Mit dem ER-Kriterium und dem RP-Kriterium ist wieder eine deutliche Verbesserung gegenüber den Methoden nach dem Stand der Technik zu beobachten. Falsch beurteilte Situationen treten wiederum nur bei  $\omega_{\text{krit},1}$  auf. Im Vergleich zu  $\omega_{\text{krit},2}$  wird die Erkennungsperformance durch das AkR-Kriterium wieder nur leicht verschlechtert.

mit  $\omega_{\text{krit},1}$  bzw. um 42 % gegenüber  $\omega_{\text{krit},2}$  aufweisen. Eine leichte Verschlechterung von erneut –10 % verglichen zu  $\omega_{\text{krit},2}$  muss bei Anwendung des AkR-Kriteriums mit  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}} = 29,0^\circ$  in Kauf genommen werden.

In der zweiten Testserie befinden sich erneut 2 Versuche, die mittels  $\omega_{\text{krit},1}$  fälschlicherweise als Überschlag erkannt werden. Mit  $\omega_{\text{krit},1}$  werden also innerhalb der betrachteten Testmatrix mit 34 Versuchen insgesamt 4 Szenarien falsch erkannt. Dagegen klassifizieren die neuen Methoden ERK, RPK, und AkRK sowie  $\omega_{\text{krit},2}$  wieder alle Szenarien richtig.

Betrachtet man abschließend auch alle Versuche mit einem Schwimmwinkel  $\beta \neq 90^\circ$ , also die komplette Testmatrix mit allen 66 durchgeführten Versuchen, erhält man die Ergebnisse wie in Tabelle 4.3 dargestellt. Abermals ist eine deutliche Verbesserung durch das RP-Kriterium erkennbar, welche zwar geringer als bei den vorherigen betrachteten Tests ist, aber immer noch eine Reduzierung des mittleren Rollwinkels bei Erkennungszeitpunkt  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  von 9 % gegenüber  $\omega_{\text{krit},1}$  und von 30 % verglichen mit  $\omega_{\text{krit},2}$  bedeutet. Beim Vergleich der einzelnen Ergebnisse wird deutlich, dass in wenigen Fällen der Rollwinkel bei Erkennungszeitpunkt  $\varphi_{x,\text{TTF}}$  der RP-Methode identisch zu  $\omega_{\text{krit},2}$  ist (siehe Tabelle C.1). Dies tritt insbesondere bei den Szenarien auf, bei denen das Fahrzeug gerade noch so überschlägt (Versuche #010, #029, #030, #036, #037, #048, #061, #066) und „nur“ auf der Seite zum Liegen kommt. Handelt es sich dagegen um klare Überschläge, bei denen das Fahrzeug mindestens um  $180^\circ$  rollt, ist immer eine erhebliche Verbesserung durch die RP-Methode ersichtlich. Dies wird zum Beispiel am Versuch #011 deutlich, welcher sich von Versuch #010 lediglich durch eine Erhöhung der Schlittengeschwindigkeit um nur 1,5 km/h unterscheidet. Bei diesem Versuch erreicht man mittels RPK eine Verbesserung von 58 % gegenüber  $\omega_{\text{krit},1}$  und von 64 % verglichen mit  $\omega_{\text{krit},2}$ . Dagegen kann die ERK-Methode gegenüber  $\omega_{\text{krit},2}$  nur noch eine Verbesserung um 15 % aufweisen. Verglichen mit  $\omega_{\text{krit},1}$  ist allerdings mittels ER-Kriterium eine Verschlechterung um –10 % erkennbar. Das AkR-Kriterium zeigt wiederum nur eine leichte Verschlechterung von erneut lediglich –10 % verglichen zu  $\omega_{\text{krit},2}$ .

Zusammenfassend ergibt sich unter Betrachtung von nominalen Signalen das größte Verbesserungspotential durch das RP-Kriterium. Besonders bei den Standard Soil-Trip-Schlittenversuchen, aber auch bei den zusätzlich durchgeführten Szenarien, zeigt das RPK eine deutlich bessere Erkennungsleistung bei gleichzeitig hoher Robustheit gegen Fehlauflösungen als die Methoden nach dem Stand der Technik.

Ergebnisübersicht	$\omega_{\text{krit},1}$	$\omega_{\text{krit},2}$	ERK	RPK	AkRK
Anzahl False Positive	4	0	0	0	0
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	1	1	1	1	0
Anzahl erkannter Überschläge	34	30	30	30	29
Mittlerer Rollwinkel $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	23,4°	30,3°	25,8°	21,2°	33,2°

Tabelle 4.3.: Evaluierung der Überschlagserkennungsmethoden. Ergebnisübersicht aller Testserien: Versuche #001 bis #066. Das RP-Kriterium stellt erneut eine deutliche Verbesserung gegenüber den Methoden nach dem Stand der Technik dar. Mit dem ER-Kriterium ist hinsichtlich des mittleren Rollwinkels zum Erkennungszeitpunkt gegenüber  $\omega_{\text{krit},2}$  eine Verbesserung, jedoch im Vergleich zu  $\omega_{\text{krit},1}$  eine leichte Verschlechterung zu beobachten. Falsch beurteilte Situationen treten abermals nur bei  $\omega_{\text{krit},1}$  auf. Mit dem AkR-Kriterium kann die „MayFire“ Situation in Versuch #036 richtig als Nichtüberschlag beurteilt werden. Jedoch muss dadurch im Vergleich zu  $\omega_{\text{krit},2}$  eine etwas schlechtere Erkennungsleistung in Kauf genommen werden.

#### 4.4.2. Sensorempfindlichkeitsanalyse (Linearitätsfehler)

Um die Trennbarkeit von Überschlägen und Nichtüberschlägen auch im Serieneinsatz sicherzustellen, wird in der passiven Sicherheit in der Regel bei jeder Applikation eine Signalempfindlichkeitsanalyse durchgeführt. Um typische Sensorfehler, Einbautoleranzen und Unwägbarkeiten des realen Unfallgeschehens abzudecken, hat sich eine Simulation von Signallinearitätsfehlern von jeweils bis zu  $\pm 15\%$  etabliert. Dabei werden die Eingangssignale entsprechend verändert und damit das Verhalten des jeweiligen Algorithmus untersucht. Entscheidend für die Güte eines Auslösealgorithmus ist eine möglichst gleichbleibende Anzahl an erkannten Überschlägen. Außerdem ist auch die Änderung der Erkennungsperformance zu beachten. In der folgenden Untersuchung werden alle verwendeten Signale mit einem Faktor, der sich aus dem simulierten Fehler  $F_{\text{rel}} \in [-15\%; +15\%]$  in einer Schrittweite von  $5\%$  ergibt, gleich skaliert

$$x_{i,\text{skaliert}}(t) = (1 + F_{\text{rel}}) \cdot x_i(t). \quad (4.60)$$

Zum Beispiel wird die Rollrate mit

$$\omega_{x,\text{skaliert}}(t) = (1 + F_{\text{rel}}) \cdot \omega_x(t) \quad (4.61)$$

angepasst. Die Ergebnisse der einzelnen Versuche und Methoden können den Tabellen D.2 bis D.6 im Anhang entnommen werden. Tabelle 4.4 zeigt die Übersicht dieser Untersuchung für die Überschlagserkennung mittels  $\omega_{\text{krit},1}$ . Schon bei nominalen Signalen ( $F_{\text{rel}} = 0\%$ ) werden, wie bereits im vorigen Abschnitt festgestellt, insgesamt 4 Szenarien (Versuch #007, #008, #020 und #028), bei denen es nur beinahe zu einem Überschlag kommt, fälschlicherweise als Überschlag erkannt. Durch Anhebung der Linearitätsfehler bis  $F_{\text{rel}} = +15\%$  wird diese Anzahl nicht verändert. Lediglich die Rollwinkel zum Auslösezeitpunkt verringern sich. Bei einer Abwärtsskalierung reduziert sich die Anzahl der Fehlerkennungen zunächst auf drei bei  $F_{\text{rel}} = -5\%$  und dann auf null bei  $F_{\text{rel}} \leq -10\%$ . Zudem erhöhen sich dabei die Rollwinkel beim Auslösezeitpunkt. Ein ähnliches Ergebnis liefert die Untersuchung für die Überschlagserkennung mittels  $\omega_{\text{krit},2}$ . Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, werden mit dieser Methode

#### 4. Überschlagerkennung basierend auf Fahrdynamikinformatoren

$\omega_{\text{krit},1}$	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	3	4	4	4	4
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	1	1	1	1	1	1	1
Anzahl erkannter Überschläge	30	30	33	34	34	34	34
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	28,1°	25,8°	24,6°	23,4°	21,6°	20,6°	19,7°

Tabelle 4.4.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das Kriterium nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},1}$  (Einzelresultate siehe Tabelle D.2). Schon bei nominalen Signalen kommt es in 4 Fällen fälschlicherweise zur Erkennung eines Überschlages. Mit steigendem Skalierungsfaktor werden Überschläge früher erkannt und umgekehrt.

$\omega_{\text{krit},2}$	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	1	2	2
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	0	1	1	1	1	1	1
Anzahl erkannter Überschläge	29	30	30	30	31	32	32
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	37,4°	35,2°	32,7°	30,3°	28,6°	27,1°	25,6°

Tabelle 4.5.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das Kriterium nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},2}$  (Einzelresultate siehe Tabelle D.3). Mit nominalen Signalen werden alle Situationen richtig beurteilt. Durch Hochskalieren werden wie erwartet Beinaheüberschläge als Überschlag erkannt.

unter nominalen Signalen alle Situationen richtig eingeschätzt. Durch Hochskalierung der Signale mit  $F_{\text{rel}} \geq 5\%$  bzw.  $F_{\text{rel}} \geq 10\%$  werden kritische Nichtüberschlagsszenarien (Versuche #020 und #028) als Überschlag erkannt. Die Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt verringern sich mit einem steigenden Linearitätsfehler  $F_{\text{rel}}$ .

Dies spiegelt das erwartete Verhalten wider. Mit steigendem Skalierungsfaktor  $1 + F_{\text{rel}}$  werden grenzstabile Situationen (Beinaheüberschläge) immer kritischer bewertet, bis diese schließlich als Überschlag erfasst werden. Dafür werden auch die Überschläge entsprechend früher erkannt, was zu kleineren Rollwinkeln bei den Auslösezeitpunkten führt.

Betrachtet man nun die Sensorempfindlichkeitsanalyse für die ERK-Methode (siehe Tabelle 4.6), stellt man hinsichtlich der Anzahl erkannter Überschläge ein identisches Verhalten zur Methode mittels  $\omega_{\text{krit},2}$  fest. Der durchschnittliche Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt ist im Vergleich deutlich niedriger und verringert sich mit steigendem Linearitätsfehler  $F_{\text{rel}}$  ebenfalls. Ein nahezu identisches Verhalten ist für die RPK-Methode erkennbar, wie aus Tabelle 4.7 ersichtlich wird. Das AkR-Kriterium zeigt dagegen im Vergleich zu  $\omega_{\text{krit},2}$  ein nur geringfügig abweichendes Verhalten bezüglich der Klassifikation der Situationen. Der Versuch #020 wird dabei erst bei einer Skalierung um  $F_{\text{rel}} = 10\%$  (anstelle von  $F_{\text{rel}} = 5\%$  bei  $\omega_{\text{krit},2}$ ) fälschlicherweise als Überschlag detektiert. Dafür kann aber der Versuch #030 mit dem AkRK bei einem Linearitätsfehler von  $F_{\text{rel}} = -15\%$  nicht mehr als Überschlag erkannt werden. Wie bereits in Abschnitt 4.3.2 behandelt, erreicht man mit dem AkRK die richtige Beurteilung des extremen Beinaheüberschlag- und sogenannten MayFire-Versuchs #036. Wie zu erwarten ist, wird dieser Versuch bei einer Skalierung von nur  $F_{\text{rel}} = 5\%$  dann wieder als Überschlag erkannt.



ERK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	1	2	2
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	0	1	1	1	1	1	1
Anzahl erkannter Überschläge	29	30	30	30	31	32	32
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	29,4°	28,3°	27,2°	25,8°	25,3°	24,9°	23,9°

Tabelle 4.6.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das ER-Kriterium (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.4). Hinsichtlich der Anzahl erkannter Überschläge und Fehlbeurteilungen von Situationen besitzt die ER-Methode ein identisches Verhalten wie die Methode nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},2}$ . Die mittleren Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt des ERK sind deutlich niedriger als bei  $\omega_{\text{krit},2}$ , so dass auch über den gesamten Skalierungsbereich eine Verbesserung der Erkennungsleistung zu beobachten ist.

RPK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	1	2	2
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	0	1	1	1	1	1	1
Anzahl erkannter Überschläge	29	30	30	30	31	32	32
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	30,3°	27,2°	23,8°	21,2°	19,1°	16,6°	15,1°

Tabelle 4.7.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das RP-Kriterium (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.5). Hinsichtlich der Anzahl erkannter Überschläge und Fehlbeurteilungen von Situationen besitzt die RP-Methode ein identisches Verhalten wie die Methode nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},2}$ . Die mittleren Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt des RPK sind deutlich niedriger als bei  $\omega_{\text{krit},2}$ , so dass auch über den gesamten Skalierungsbereich eine Verbesserung der Erkennungsleistung zu beobachten ist.

AkRK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	0	2	2
Anzahl False Negative	1	0	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	0	0	0	0	1	1	1
Anzahl erkannter Überschläge	28	29	29	29	30	32	32
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	44,3°	37,9°	35,2°	33,2°	32,0°	30,1°	29,1°

Tabelle 4.8.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das AkR-Kriterium (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.6). Gegenüber der Methode nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},2}$  zeigt das AkRK ein leicht verändertes Verhalten hinsichtlich der Klassifikation der Szenarien. Insgesamt ist das AkRK weniger aggressiv. Der „MayFire“-Versuch #036 wird erst bei einer Skalierung um +5 % als Überschlag beurteilt.

Dabei leidet jedoch die Erkennungsleistung, was durch die leicht höheren durchschnittlichen Kippwinkeln zum Erkennungszeitpunkt ersichtlich ist.

Die fahrdynamikunterstützten Überschlagserkennungsmethoden erfüllen also auch unter der Betrachtung von Signalfehlern die Erwartungen. Mit den Methoden ERK und RPK ist insgesamt eine deutliche Verbesserung der Erkennungsleistung bei gleichbleibender Robustheit gegen Fehlentscheidungen zu beobachten. Das AkR-Kriterium weist wie erwartet ein weniger aggressives Verhalten als die Methode  $\omega_{\text{krit},2}$  auf. Jedoch folgt diese Erkenntnis auf Basis der Untersuchung durch Gleichskalierung aller Eingangssignale. Im nächsten Abschnitt wird eine Größtfehlerbetrachtung durchgeführt, um so das Verhalten bei ungünstigen Fehlerkombinationen zu ermitteln.

#### 4.4.3. Systemverhalten bei Größtfehlerbetrachtung

Die Analyse der Sensorempfindlichkeiten der einzelnen Algorithmenkonzepte in Abschnitt 4.4.2 basiert auf simulierte Linearitätsfehler mit gleichen Vorzeichen aller Eingangssignale. Da einzelne Fehler gegensinnige Auswirkungen auf die zu berechnenden Kriterien bewirken und sich damit teilweise eliminieren können, wird im Folgenden eine Größtfehlerbetrachtung durchgeführt. Für eine allgemeine Funktion

$$y = f(x_i) \quad (4.62)$$

kann der absolute Fehler  $F_{y,\text{abs}}$  im Ausgang aufgrund fehlerhafter Eingangswerte  $x_i$  mittels Fehlerfortpflanzungsberechnung durch

$$F_{y,\text{abs}} = \sum_i \frac{\partial y}{\partial x_i} F_{x_i,\text{abs}} \quad (4.63)$$

abgeschätzt werden. Die absoluten Fehler der Eingangswerte  $F_{x_i,\text{abs}}$  können mittels Eingangswert  $x_i$  und dessen relativen Fehlern  $F_{x_i,\text{rel}}$  ausgedrückt werden, so dass gilt

$$F_{y,\text{abs}} = \sum_i \frac{\partial y}{\partial x_i} x_i F_{x_i,\text{rel}} \quad (4.64)$$

Der größtmögliche Fehler ergibt sich durch Aufsummieren der Beträge der Einzelfehler

$$F_{y,\text{abs}_{\text{max}}} = \sum_i \left| \frac{\partial y}{\partial x_i} x_i F_{x_i,\text{rel}} \right| \quad (4.65)$$

Anstatt der Betragssumme können auch die Vorzeichen der relativen Eingangsfehler angepasst werden, um den maximalen Fehler zu erhalten

$$F_{y,\text{abs}_{\text{max}}} = \sum_i \frac{\partial y}{\partial x_i} x_i \cdot \text{sgn} \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} x_i \right) \cdot F_{x_i,\text{rel}} \quad (4.66)$$

Da für die Beurteilung der Sensorempfindlichkeit nicht der absolute Fehler, sondern das Systemverhalten herangezogen werden soll, werden erneut die Sensorsignale mittels eines Faktors, welcher sich aus den relativen Eingangsfehlern  $F_{x_i,\text{rel}} \in [-15\%; +15\%]$  errechnet, skaliert. Jedoch werden hierbei die Vorzeichen dieser Skalierungsfaktoren der einzelnen Signale so gewählt, dass sich der größtmögliche Fehler nach Gl. (4.66) ergibt

$$x_{i,\text{skaliert}} = \left( 1 + \text{sgn} \left( \frac{\partial f(x_i)}{\partial x_i} x_i \right) \cdot F_{x_i,\text{rel}} \right) \cdot x_i \quad (4.67)$$

Für die vorgestellten Kriterien sind die Vorzeichen der einzelnen Eingangsfehler zumindest teilweise mittels der Neben- bzw. Randbedingungen unabhängig von der aktuellen Situation zu ermitteln. Nachfolgend werden jeweils die verschiedenen Kriterien beispielhaft für ein positives Rollen behandelt.

### Größtfehler für die Methoden nach dem Stand der Technik

Mittels den Methoden nach dem Stand der Technik wird ein Überschlag erkannt, wenn die gemessene Rollrate  $\omega_x(t)$  größer als die kritische Rollrate  $\omega_{\text{krit},1}(\varphi_x(t))$  nach Gl. (2.7) bzw.  $\omega_{\text{krit},2}(\varphi_x(t))$  nach Gl. (2.29) ist

$$\omega_x(t) > \omega_{\text{krit},1/2}(\varphi_x(t)) . \quad (4.68)$$

Steigt die gemessene Rollrate  $\omega_x(t)$  aufgrund eines positiven Sensorlinearitätsfehlers  $F_{\omega_{x,\text{rel}}} > 0$  an, so wird eine Situation dadurch wesentlich kritischer eingeschätzt. Wird im Gegensatz dazu die kritische Rollrate wegen Signalfehlern überschätzt, so wird ein Rollvorgang deshalb als weniger gefährlich beurteilt. Aus der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene ist direkt ersichtlich, dass bei größer werdendem Rollwinkel  $\varphi_x$  die kritische Rollrate  $\omega_{\text{krit},1}$  bzw.  $\omega_{\text{krit},2}$  sinkt. Mathematisch kann dies durch die Ableitung der kritischen Rollrate nach dem Rollwinkel dargestellt werden. Beispielhaft gilt für  $\omega_{\text{krit},1}$

$$\frac{\partial \omega_{\text{krit},1}}{\partial \varphi_x} = - \frac{mgr \sin(\kappa - \varphi_x)}{(\Theta_{x_S} + mr^2) \sqrt{\frac{2mgr(1 - \cos(\kappa - \varphi_x))}{\Theta_{x_S} + m \cdot r^2}}} . \quad (4.69)$$

Innerhalb des für die Überschlagserkennung interessanten Kippbereiches von  $\varphi_x \leq \kappa$  ergibt sich für diese Ableitung aufgrund der ausschließlich positiven Parameter Masse  $m$ , Abstand  $r$ , Massenträgheitsmoment  $\Theta_{x_S}$ , kritischer Kippwinkel  $\kappa$  sowie der Gravitation  $g$  stets ein negativer Wert, wodurch die oben genannte grafische Beobachtung bestätigt ist. Folglich wird auch durch ein Überschätzen des Rollwinkels  $\varphi_x$  eine Situation als gefährlicher eingestuft.

Da somit ein Fehler sowohl in der Rollrate als auch im Rollwinkel tendenziell den gleichen Effekt für die Überschlagserkennungsmethoden nach dem Stand der Technik bewirken, ist also für diese beiden Methoden die in Abschnitt 4.4.2 behandelte Gleichskalierung der Eingangssignale mit der Größtfehlerbetrachtung identisch.

### Größtfehler für die ERK-Methode

Zur Simulation des Verhaltens bei der Größtfehlerbetrachtung des ER-Kriteriums sind die Eingangssignale bei der Berechnung der Rollrate der erwarteten Rollenergie  $\omega_{x,e}$  (vgl. Abschnitt 4.1.2) nach Gl. (4.67) mit

$$x_{i,\text{skaliert}} = \left( 1 + \text{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,e}}{\partial x_i} x_i \right) \cdot F_{x_{i,\text{rel}}} \right) \cdot x_i \quad (4.70)$$

zu skalieren. Die darin enthaltene Vorzeichenfunktion

$$\text{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,e}}{\partial x_i} x_i \right) \quad (4.71)$$

kann für die einzelnen Signale berechnet werden. Unter Beachtung der zur Auslösestrategie der ERK-Methode gehörigen Nebenbedingungen Gl. (4.16) bis (4.20) und der Mindestwerte für den Rollwinkel  $\varphi_x(t)$  und der Rollrate  $\omega_x(t)$  (vgl. Abb. 4.2) ergibt sich bei einem Rollvorgang in positive Drehrichtung innerhalb des interessanten Kippbereiches  $\varphi_x(t) < \kappa$  für das Eingangssignal

- Rollwinkel  $\varphi_x(t)$  mit

$$\frac{\partial \omega_{x,e}}{\partial \varphi_x(t)} = \frac{mgr}{\Theta_{xP}} \frac{v_y^2(t)}{v_y^2(t_0) - v_y^2(t)} \frac{\sin(\kappa - \varphi_x(t))}{\omega_{x,e}} > 0 \quad (4.72)$$

schließlich ein positives Vorzeichen für den Signalfehler des Rollwinkels  $\varphi_x(t)$

$$\operatorname{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,e}}{\partial \varphi_x} \varphi_x(t) \right) = +1, \quad (4.73)$$

- Rollrate  $\omega_x$  mit

$$\frac{\partial \omega_{x,e}}{\partial \omega_x} = \left( 1 + \frac{v_y^2(t)}{v_y^2(t_0) - v_y^2(t)} \right) \frac{\omega_x}{\omega_{x,e}} > 0 \quad (4.74)$$

ebenfalls ein positives Vorzeichen für den Signalfehler der Rollrate  $\omega_x(t)$

$$\operatorname{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,e}}{\partial \omega_x} \omega_x \right) = +1, \quad (4.75)$$

- laterale Geschwindigkeit  $v_y(t)$  mit

$$\frac{\partial \omega_{x,e}}{\partial v_y} = \frac{\left[ \frac{2mgr(\cos(\kappa - \varphi_x(t)) - \cos(\kappa - \varphi_x(t_0)))}{\Theta_{xP}} + \omega_x^2(t) - \omega_x^2(t_0) \right] v_y(t) v_y^2(t_0)}{\omega_{x,e} \left( v_y^2(t_0) - v_y^2(t) \right)^2} < 0 \quad (4.76)$$

schließlich ebenfalls ein positives Vorzeichen für den Signalfehler der lateralen Geschwindigkeit  $v_y(t)$

$$\operatorname{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,e}}{\partial v_y} v_y \right) = +1. \quad (4.77)$$

Um den größtmöglichen Fehler für das ER-Kriterium zu erreichen, müssen also wie gezeigt alle Eingangssignale mit dem gleichen Vorzeichen skaliert werden. Somit ist für die ERK-Methode die in Abschnitt 4.4.2 verwendete Gleichskalierung identisch zur Größtfehlerbetrachtung.

### Größtfehler für die RPK-Methode

Das Größtfehlerverhalten der RPK-Methode wird durch eine unabhängige Skalierung der Eingangssignale nach Gl. (4.67) für die prädierte Rollrate nach Gl. (4.36) mit

$$x_{i,\text{skaliert}} = \left( 1 + \operatorname{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial x_i} x_i \right) \right) \cdot F_{x_i,\text{rel}} \cdot x_i \quad (4.78)$$

und für den prädierten Rollwinkel nach Gl. (4.43) mit

$$x_{i,\text{skaliert}} = \left( 1 + \operatorname{sgn} \left( \frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial x_i} x_i \right) \right) \cdot F_{x_i,\text{rel}} \cdot x_i \quad (4.79)$$

analysiert. Die darin enthaltenen Vorzeichenfunktionen

$$\operatorname{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial x_i} x_i \right) \quad \text{bzw.} \quad \operatorname{sgn} \left( \frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial x_i} x_i \right) \quad (4.80)$$

können unter Berücksichtigung der zur Auslösestrategie der RPK-Methode gehörigen Nebenbedingungen Gl. (4.45) bis (4.47) und der Mindestwerte für den Rollwinkel  $\varphi_x(t)$  und der Rollrate  $\omega_x(t)$  (vgl. Abb. 4.9) zumindest teilweise innerhalb des interessanten Kippbereiches  $\varphi_x(t) < \kappa$  signalunabhängig bestimmt werden.

Zur einfacheren Darstellung der Vorzeichenbestimmung wird zunächst die prädierte Verzögerungsdauer  $T$  nach Gl. (4.29)

$$T = - \frac{\overbrace{v_y(t_1) + \omega_x(t_1)h_0 - \left(v_z(t_1) - \omega_x(t_1)\frac{s}{2}\right) \tan(\varphi_x(t_1))}^Z}{\underbrace{a_y(t_1) + \dot{\omega}_x(t_1)h_0 + \omega_x^2(t_1)\frac{s}{2} - \left(a_z(t_1) - \dot{\omega}_x(t_1)\frac{s}{2} + \omega_x^2(t_1)h_0\right) \tan(\varphi_x(t_1))}_N} \quad (4.81)$$

mit dem Zähler  $Z$  und dem Nenner  $N$  zu

$$T = - \frac{Z}{N} \quad (4.82)$$

abgekürzt. Betrachtet man nur den Nenner  $N$ , kann man nach Umsortieren unter Beachtung der geforderten Neben- und den oben genannten Randbedingungen feststellen, dass der Nenner  $N$  stets positiv ist

$$N = \underbrace{a_y - a_z \tan(\varphi_x(t_1))}_{>0 \text{ für } \varphi_x < \kappa} + \underbrace{\dot{\omega}_x(t_1)(h_0 + \frac{s}{2} \tan(\varphi_x(t_1)))}_{>0} + \underbrace{\omega_x^2(t_1)(\frac{s}{2} - h_0 \tan(\varphi_x(t_1)))}_{>0 \text{ für } \varphi_x < \kappa}$$

$$\Rightarrow N > 0. \quad (4.83)$$

Daraus folgt mit der Nebenbedingung  $T > 0$ , siehe auch Gl. (4.47), ein stets negatives Vorzeichen für den Zähler  $Z$

$$Z = v_y(t_1) + \omega_x(t_1)h_0 - \left(v_z(t_1) - \omega_x(t_1)\frac{s}{2}\right) \tan(\varphi_x(t_1)) < 0. \quad (4.84)$$

Damit ergibt sich für die Signalfehler der prädierten Rollrate  $\omega_{x,\text{prd}}(t)$  bei einer positiven Rollbewegung für die Eingangssignale

- Quergeschwindigkeit  $v_y(t)$  mit

$$\frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial v_y} = \frac{m}{\Theta_{xP}} \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) \cdot \frac{\partial T}{\partial v_y} < 0, \quad (4.85)$$

wobei

$$\frac{\partial T}{\partial v_y} = - \frac{1}{N} < 0 \quad (4.86)$$

ist, schließlich ein positives Vorzeichen für den Signalfehler der Quergeschwindigkeit  $v_y(t)$

$$\text{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial v_y} v_y(t) \right) = +1, \quad (4.87)$$

- Vertikalgeschwindigkeit  $v_z(t)$  mit

$$\frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial v_z} = \frac{m}{\Theta_{xP}} \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) \cdot \frac{\partial T}{\partial v_z} > 0, \quad (4.88)$$

wobei

$$\frac{\partial T}{\partial v_z} = \frac{\tan(\varphi_x(t_1))}{N} > 0 \quad (4.89)$$

ist, ebenfalls ein positives Vorzeichen für den Signalfehler der Vertikalgeschwindigkeit  $v_z(t)$

$$\text{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial v_z} v_z(t) \right) = +1, \quad (4.90)$$

- Querbesehleunigung  $a_y(t)$  mit

$$\frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial a_y} = \frac{m}{\Theta_{xP}} \left[ h_0 T + \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) \cdot \frac{\partial T}{\partial a_y} \right] > 0, \quad (4.91)$$

wobei

$$\frac{\partial T}{\partial a_y} = -\frac{T}{N} < 0 \quad (4.92)$$

ist, nach Umformen zu

$$\frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial a_y} = \frac{m}{\Theta_{xP}} \underbrace{\frac{T}{N}}_{>0} \left[ \underbrace{h_0 N - \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right)}_{\epsilon} \right] \quad (4.93)$$

mit

$$\epsilon = \underbrace{a_z \left( \frac{s}{2} - h_0 \tan(\varphi_x(t_1)) \right)}_{>0 \text{ für } \varphi_x < \kappa} + \underbrace{\dot{\omega}_x(t_1)h_0 \left( h_0 + \frac{s}{2} \tan(\varphi_x(t_1)) \right)}_{>0} + \underbrace{\omega_x^2(t_1)h_0 \left( \frac{s}{2} - h_0 \tan(\varphi_x(t_1)) \right)}_{>0 \text{ für } \varphi_x < \kappa} > 0$$

wiederum ein positives Vorzeichen für den Signalfehler der Querbesehleunigung  $a_y(t)$

$$\text{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial a_y} a_y(t) \right) = +1, \quad (4.94)$$

- Vertikalbesehleunigung  $a_z(t)$  mit

$$\frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial a_z} = \frac{m}{\Theta_{xP}} \left[ -\frac{s}{2} T + \left( a_y(t_1)h_0 - a_z(t_1)\frac{s}{2} \right) \cdot \frac{\partial T}{\partial a_z} \right] < 0, \quad (4.95)$$

wobei

$$\frac{\partial T}{\partial a_z} = \frac{T}{N} \tan(\varphi_x(t_1)) > 0 \quad (4.96)$$

ist, nach Umformen zu

$$\frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial a_z} = -\frac{m}{\Theta_{xP}} \underbrace{\frac{T}{N}}_{>0} \left[ \underbrace{\frac{s}{2} N - \left( a_y(t_1) h_0 - a_z(t_1) \frac{s}{2} \right) \tan(\varphi_x(t_1))}_{\epsilon} \right] \quad (4.97)$$

mit

$$\epsilon = \underbrace{a_y \left( \frac{s}{2} - h_0 \tan(\varphi_x(t_1)) \right)}_{>0 \text{ für } \varphi_x < \kappa} + \underbrace{\dot{\omega}_x(t_1) \frac{s}{2} \left( h_0 + \frac{s}{2} \tan(\varphi_x(t_1)) \right)}_{>0} + \underbrace{\omega_x^2(t_1) \frac{s}{2} \left( h_0 - \frac{s}{2} \tan(\varphi_x(t_1)) \right)}_{>0 \text{ für } \varphi_x < \kappa} > 0$$

ein negatives Vorzeichen für den Signalfehler der Vertikalbeschleunigung  $a_z(t)$

$$\text{sgn} \left( \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial a_z} a_z(t) \right) = -1. \quad (4.98)$$

Somit sind die Vorzeichen der Sensorlinearitätsfehler zur Skalierung der Eingangssignale von Quer- und Vertikalgeschwindigkeit  $v_{y/z}$  und Quer- und Vertikalbeschleunigung  $a_{y/z}$  bei der Größtfehlerbetrachtung der prädizierten Rollrate  $\omega_{x,\text{prd}}$  aufgrund der Nebenbedingungen vorgegeben. Für die beiden verbleibenden Eingangsgrößen Rollrate  $\omega_x(t)$  und Rollwinkel  $\varphi_x(t)$  müssen diese Vorzeichen mit

$$\frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial \omega_x} = 1 - \frac{m}{\Theta_{xP}} \left( a_y(t_1) h_0 - a_z(t_1) \frac{s}{2} \right) \frac{N \left( h_0 + \frac{s}{2} \tan(\varphi_x(t_1)) \right) - 2Z \omega_x \left( \frac{s}{2} - h_0 \tan(\varphi_x(t_1)) \right)}{N^2} \quad (4.99)$$

und

$$\frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial \varphi_x} = -\frac{m}{\Theta_{xP}} \left( a_y(t_1) h_0 - a_z(t_1) \frac{s}{2} \right) \frac{-N \left( v_z - \omega_x \frac{s}{2} \right) + Z \left( a_z - \dot{\omega}_x \frac{s}{2} + \omega_x^2 h_0 \right)}{N^2 \cos^2(\varphi_x)} \quad (4.100)$$

jedoch zu jedem Simulationsschritt neu berechnet werden.

Die Vorzeichen der Eingangssignalfehler zur Größtfehlerbetrachtung des prädizierten Rollwinkels  $\varphi_{x,\text{prd}}(t)$  lassen sich ebenfalls teilweise signalunabhängig bestimmen. Für eine positive Rollbewegung erhält man für die Eingangssignale

- Quergeschwindigkeit  $v_y(t)$  mit

$$\frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial v_y} = \frac{\omega_x + \omega_{x,\text{prd}}}{2} \frac{\partial T}{\partial v_y} + \frac{T}{2} \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial v_y} < 0 \quad (4.101)$$

ein positives Vorzeichen für den Signalfehler der Quergeschwindigkeit  $v_y(t)$

$$\text{sgn} \left( \frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial v_y} v_y(t) \right) = +1, \quad (4.102)$$

- Vertikalgeschwindigkeit  $v_z(t)$  mit

$$\frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial v_z} = \frac{\omega_x + \omega_{x,\text{prd}}}{2} \frac{\partial T}{\partial v_z} + \frac{T}{2} \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial v_z} > 0 \quad (4.103)$$

ebenfalls ein positives Vorzeichen für den Signalfehler der Vertikalgeschwindigkeit  $v_z(t)$

$$\text{sgn} \left( \frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial v_z} v_z(t) \right) = +1. \quad (4.104)$$

#### 4. Überschlagerkennung basierend auf Fahrdynamikinformatoren

RPK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	1	2	4
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	0	1	1	1	1	1	1
Anzahl erkannter Überschläge	29	30	30	30	31	32	34
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	32,6°	29,0°	25,7°	21,2°	18,2°	13,3°	10,6°

Tabelle 4.9.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse bei einer Größtfehlerbetrachtung für das RP-Kriterium (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.7). Bei einer Skalierung von +15 % kommt es im Vergleich zur Gleichskalierung zu zwei zusätzlichen Fehlbeurteilungen. D. h. unter einer Größtfehlerbetrachtung ist hinsichtlich der Klassifikation der Situationen mit dem RPK ein etwas ungünstigeres Verhalten als bei der Methode nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},2}$  ersichtlich. Dennoch zeigt das RPK insgesamt eine sehr gute Erkennungsleistung.

Die Vorzeichen zur Simulation von Sensorlinearitätsfehlern mittels Skalierung der Eingangssignale von Quer- und Vertikalgeschwindigkeit  $v_{y/z}$  sind demnach auch bei der Größtfehlerbetrachtung des prädizierten Rollwinkels  $\varphi_{x,\text{prd}}$  aufgrund der Nebenbedingungen signalunabhängig. Dafür müssen dagegen die Vorzeichen der Eingangsgrößen Rollwinkel  $\varphi_x$ , Rollrate  $\omega_x$ , Quer- und Vertikalbeschleunigung  $a_{y/z}$  mit

$$\frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial a_y} = \frac{\omega_x + \omega_{x,\text{prd}}}{2} \frac{\partial T}{\partial a_y} + \frac{T}{2} \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial a_y}, \quad (4.105)$$

$$\frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial a_z} = \frac{\omega_x + \omega_{x,\text{prd}}}{2} \frac{\partial T}{\partial a_z} + \frac{T}{2} \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial a_z}, \quad (4.106)$$

$$\frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial \omega_x} = \frac{\omega_x + \omega_{x,\text{prd}}}{2} \frac{\partial T}{\partial \omega_x} + \frac{T}{2} \left( 1 + \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial \omega_x} \right) \quad (4.107)$$

und

$$\frac{\partial \varphi_{x,\text{prd}}}{\partial \varphi_x} = 1 + \frac{\omega_x + \omega_{x,\text{prd}}}{2} \frac{\partial T}{\partial \varphi_x} + \frac{T}{2} \frac{\partial \omega_{x,\text{prd}}}{\partial \varphi_x} \quad (4.108)$$

situations- bzw. signalabhängig zu jedem Berechnungsschritt neu bestimmt werden.

In Tabelle 4.9 ist die Ergebnisübersicht für die RPK-Methode unter der oben beschriebenen Größtfehlerbetrachtung dargestellt. Dabei werden die Fehlervorzeichen der einzelnen Eingangssignale jeweils für die prädizierte Rollrate  $\omega_{x,\text{prd}}$  und den prädizierten Rollwinkel  $\varphi_{x,\text{prd}}$  unabhängig voneinander bestimmt, so dass für diese beiden berechneten Werte die größte Abweichung ohne gegenseitige Beeinflussung sichergestellt ist. Die Ergebnisse der einzelnen Versuche können Tabelle D.7 im Anhang entnommen werden. Beim Vergleich der Ergebnisübersichten der Größtfehlerbetrachtung (Tabelle 4.9) und der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung (Tabelle 4.7) fällt zum einen die veränderte Anzahl der erkannten Überschläge auf. Durch die Größtfehlerbetrachtung werden bei einem simulierten Signalfehler von  $F_{x_i,\text{rel}} = +15\%$  die beiden Versuche #007 und #008 zusätzlich als Überschlag detektiert. Zum anderen ist anhand der mittleren Auslösewinkel  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  eine deutlich größere Änderung der Erkennungsperformance über den Skalierungsgrad bei der Größtfehlersimulation ersichtlich. Somit besitzt das RP-Kriterium hinsichtlich der Anzahl erkannter Überschläge und der Änderung der Erkennungsperformance unter Größtfehlerbetrachtung im Vergleich zur Methode nach dem Stand der Technik mittels  $\omega_{\text{krit},2}$  nicht das identische, sondern ein etwas ungünstigeres Verhalten.



vRPK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	1	2	2
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	0	1	1	1	1	1	1
Anzahl erkannter Überschläge	29	30	30	30	31	32	32
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	32,1°	28,8°	25,3°	22,3°	20,0°	18,2°	15,2°

Tabelle 4.10.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse bei der Größtfehlerbetrachtung für das vRP-Kriterium (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.8). Durch die Vereinfachung nach Gl. (4.109) lässt sich mit dem RP-Kriterium auch unter Größtfehlerbetrachtung hinsichtlich der Klassifikation der Szenarien ein identisches Verhalten zur Methode nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},2}$  erzielen. Trotz der Vereinfachung werden die Überschläge deutlich früher erkannt.

Bei Betrachtung der bekannten signalunabhängigen Vorzeichen der Eingangssignalfehler ist ersichtlich, dass mit Ausnahme der Vertikalbeschleunigung  $a_z$  alle Fehler positiv und damit identisch zur Gleichskalierung in die Prädiktion der Rollbewegung  $\omega_{x,\text{prd}}$  bzw.  $\varphi_{x,\text{prd}}$  eingehen. Somit könnte man den Grund für das veränderte Verhalten der RPK-Methode bei der Größtfehlerbetrachtung im Vergleich zur Gleichskalierung in der inversen Wirkung des Vertikalbeschleunigungsfehlers vermuten. Aus diesem Grund wird ein vereinfachtes Rollbewegungs-Prädiktions-Kriterium (im weiteren Verlauf mit vRP-Kriterium bzw. vRPK abgekürzt) eingeführt. Als einzige Vereinfachung wird bei der Prädiktion der Rollbewegung (inkl. Prädiktionsbedingungen) anstelle des Sensorsignals  $a_z$  der Gravitationsanteil in vertikaler Fahrzeugrichtung verwendet. Für das vRP-Kriterium gilt also

$$a_z(t) = g \cos(\varphi_x(t)) , \quad (4.109)$$

wobei für die Plausibilitätsprüfung weiterhin das Sensorsignal (und nicht die Vereinfachung) der Fahrzeugvertikalbeschleunigung zu verwenden ist. Tabelle 4.10 zeigt die Ergebnisübersicht dieser vRPK-Methode bei Größtfehlerbetrachtung. Mit dem vRP-Kriterium kann auch bei der Größtfehlerbetrachtung hinsichtlich der Anzahl erkannter Überschläge ein identisches und bezüglich der Änderung der Erkennungsperformance äquivalentes Verhalten im Vergleich zur Methode nach dem Stand der Technik mittels  $\omega_{\text{krit},2}$  erreicht werden. Mit einem mittleren Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt von  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}} = 22,3^\circ$  bei nominalen Signalen ist mit dem vRPK unter Betrachtung der kompletten Testmatrix mit 66 Schlittenversuchen eine Verbesserung um 5 % gegenüber dem Kriterium  $\omega_{\text{krit},1}$  bzw. um 26 % im Vergleich zu  $\omega_{\text{krit},2}$  zu erzielen (vgl. Abschnitt 4.4.1).

### Größtfehler für die AkRK-Methode

Beim AkR-Kriterium wird durch die Bestimmung des Drehpols eine angepasste kritische Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},2}$  berechnet (vgl. Abschnitt 4.3.2). Wird diese angepasste kritische Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},2}$  aufgrund von Eingangssignalfehlern überschätzt, so wird die Situation hinsichtlich der Erkennung eines Überschlages unterschätzt und umgekehrt. Folglich müssen zur Simulation des Verhaltens bei der Größtfehlerbetrachtung des AkR-Kriteriums die Eingangssignale bei der Berechnung der angepassten kritischen Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},2}$  mit

$$x_{i,\text{skaliert}} = (1 - \text{sgn}\left(\frac{\partial \tilde{\omega}_{\text{krit},2}}{\partial x_i} x_i\right)) \cdot F_{x_i,\text{rel}} \cdot x_i \quad (4.110)$$

skaliert werden. Die notwendigen Vorzeichenfunktionen

$$\operatorname{sgn} \left( \frac{\partial \tilde{\omega}_{\text{krit},2}}{\partial x_i} x_i \right) \quad (4.111)$$

können wiederum für die einzelnen Signale mit der angepassten kritischen Rollrate  $\tilde{\omega}_{\text{krit},2}$  nach Gl. (4.55)

$$\tilde{\omega}_{\text{krit},2}(t) = \omega_{\text{krit},2}(\varphi_x(t), r(t), \kappa(t)) = \sqrt{\frac{2mgr(t)(1 - \cos(\kappa(t) - \varphi_x(t)))}{\Theta_{x_S} + mr^2(t) \sin^2(\kappa(t) - \varphi_x(t))}} \quad (4.112)$$

und den zeitlich veränderlichen Abstand  $r(t)$  und kritischen Kippwinkel  $\kappa(t)$  nach Gl. (4.53)

$$r(t) = \sqrt{r_y^2(t) + r_z^2(t)} = \sqrt{\frac{v_y^2(t) + v_z^2(t)}{\omega_x^2(t)}} \quad (4.113)$$

$$\kappa(t) = \arctan \left( \frac{r_y(t)}{r_z(t)} \right) = \arctan \left( -\frac{v_z(t)}{v_y(t)} \right) \quad (4.114)$$

unter Verwendung der Kettenregel berechnet werden. Mit den Definitionen

$$F = \sqrt{2mg} \quad (4.115)$$

$$Z = \sqrt{r(t)(1 - \cos(\kappa(t) - \varphi_x(t)))} \quad (4.116)$$

$$N = \sqrt{\Theta_{x_S} + mr^2(t) \sin^2(\kappa(t) - \varphi_x(t))} \quad (4.117)$$

lassen sich die Ableitungen allgemein mit

$$\frac{\partial \tilde{\omega}_{\text{krit},2}(t)}{\partial x_i} = F \frac{N \frac{\partial Z}{\partial x_i} - Z \frac{\partial N}{\partial x_i}}{N^2} \quad (4.118)$$

beschreiben. Damit ergibt sich das Differential für das Eingangssignal

- Quergeschwindigkeit  $v_y$  zu

$$\frac{\partial \tilde{\omega}_{\text{krit},2}(t)}{\partial v_y} = F \frac{N \frac{\partial Z}{\partial v_y} - Z \frac{\partial N}{\partial v_y}}{N^2}, \quad (4.119)$$

mit

$$\frac{\partial Z}{\partial v_y} = \frac{v_y(1 - \cos(\kappa(t) - \varphi_x(t))) + v_z(\sin(\kappa(t) - \varphi_x(t)))}{2Z\omega_x^2 r(t)} \quad (4.120)$$

$$\frac{\partial N}{\partial v_y} = \frac{m(v_z(\sin(2(\kappa(t) - \varphi_x(t)))) + 2v_y \sin^2(\kappa(t) - \varphi_x(t)))}{2N\omega_x^2}. \quad (4.121)$$

- Vertikalgeschwindigkeit  $v_z$  mit

$$\frac{\partial \tilde{\omega}_{\text{krit},2}(t)}{\partial v_z} = F \frac{N \frac{\partial Z}{\partial v_z} - Z \frac{\partial N}{\partial v_z}}{N^2}, \quad (4.122)$$

wobei

$$\frac{\partial Z}{\partial v_z} = \frac{v_z(1 - \cos(\kappa(t) - \varphi_x(t))) - v_y(\sin(\kappa(t) - \varphi_x(t)))}{2Z\omega_x^2 r(t)} \quad (4.123)$$

$$\frac{\partial N}{\partial v_z} = \frac{m(-v_y(\sin(2(\kappa(t) - \varphi_x(t)))) + 2v_z \sin^2(\kappa(t) - \varphi_x(t)))}{2N\omega_x^2} \quad (4.124)$$

gilt.

- Rollrate  $\omega_x$  durch

$$\frac{\partial \tilde{\omega}_{\text{krit},2}(t)}{\partial \omega_x} = F \frac{N \frac{\partial Z}{\partial \omega_x} - Z \frac{\partial N}{\partial \omega_x}}{N^2}, \quad (4.125)$$

mit

$$\frac{\partial Z}{\partial \omega_x} = \frac{-\sqrt{v_y^2 + v_z^2}(1 - \cos(\kappa(t) - \varphi_x(t)))}{2Z\omega_x^2} \quad (4.126)$$

$$\frac{\partial N}{\partial \omega_x} = \frac{-m \sin^2(\kappa(t) - \varphi_x(t)) r^2(t)}{N\omega_x}. \quad (4.127)$$

- Rollwinkel  $\varphi_x$  zu

$$\frac{\partial \tilde{\omega}_{\text{krit},2}(t)}{\partial \varphi_x} = F \frac{N \frac{\partial Z}{\partial \varphi_x} - Z \frac{\partial N}{\partial \varphi_x}}{N^2} \quad (4.128)$$

wobei

$$\frac{\partial Z}{\partial \varphi_x} = \frac{-\sin(\kappa(t) - \varphi_x(t)) r(t)}{2Z} \quad (4.129)$$

$$\frac{\partial N}{\partial \varphi_x} = \frac{-m \sin(2(\kappa(t) - \varphi_x(t))) r^2(t)}{2N} \quad (4.130)$$

ist.

Mit den gezeigten Beziehungen können die Vorzeichen der Eingangsgrößen zur Simulation bei Größtfehlerbetrachtung des AkR-Kriteriums auch unter Betrachtung vorhandener Rand- bzw. Nebenbedingen nicht signalunabhängig bestimmt werden, sondern sind zu jedem Abtastzeitpunkt neu zu berechnen.

Die Ergebnisübersicht des AkR-Kriteriums unter Größtfehlerbetrachtung ist in Tabelle 4.11 dargestellt. Im Anhang D können die Resultate der Einzelversuche aus Tabelle D.9 entnommen werden. Das Verhalten des AkRK bei Simulation mit Größtfehlern ist der Gleichskalierung sehr ähnlich (vgl. Tabelle 4.8). Es wird lediglich der Versuch #020 bereits wieder bei einem simulierten Fehler von  $F_{\text{rel}} = +5\%$  und nicht erst bei  $F_{\text{rel}} = +10\%$  als Überschlag klassifiziert. Außerdem lässt sich damit der Versuch #030 schon bei  $F_{\text{rel}} = -10\%$  (anstelle von  $F_{\text{rel}} = -15\%$  bei Gleichskalierung) nicht mehr detektieren. Identisch bleibt die Erkennung des MayFire-Versuchs #036 als Überschlag bei einem simulierten Fehler von  $F_{\text{rel}} = +5\%$ . Die Erkennungsleistung verschlechtert sich erwartungsgemäß durch die Größtfehlersimulation nochmals, was im Vergleich der Ergebnisübersichten an den höheren mittleren Kippwinkel bei Erkennungszeitpunkt  $\varphi_{x,\text{TF}}$  erkennbar ist.

AkRK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	1	2	2
Anzahl False Negative	1	1	0	0	0	0	0
Anzahl Positive MayFire	0	0	0	0	1	1	1
Anzahl erkannter Überschläge	28	28	29	29	31	32	32
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	47,5°	42,8°	36,4°	33,2°	31,2°	29,5°	27,4°

Tabelle 4.11.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse bei Größtfehlerbetrachtung für das AkR-Kriterium (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.9). Das grundsätzliche Verhalten bei Größtfehlerbetrachtung ist nahezu identisch als bei Gleichskalierung der Eingangssignale. In diesem Vergleich ist lediglich eine leichte Verschlechterung erkennbar.

## Fazit

Es wurden insgesamt drei verschiedene Modelle zur Erkennung von Fahrzeugüberschlägen mit der Verwendung von Fahrdynamikinformationen entwickelt. Die ERK-Methode betrachtet den Energiefluss aus der translatorischen Querbewegung in die Rollbewegung des Fahrzeuges. Durch die Annahme eines konstanten Wirkungsgrades der Energieübertragung kann eine erwartete Rollrate bestimmt werden. Dagegen betrachtet die RPK-Methode die Momentenbilanz am Fahrzeug, welches als starrer Körper approximiert wird. Mit der Annahme konstant wirkender Kräfte für die andauernde Rutschbewegung, kann die Verzögerungsdauer geschätzt und damit die Differentialgleichung der Rollbewegung einfach gelöst werden. Dadurch lassen sich Berechnungsvorschriften für die Rollrate und den Rollwinkel zum geschätzten zukünftigen Zeitpunkt, in dem das Fahrzeug keine translatorische Lateralebewegung mehr durchführt, bestimmen. Die AkRK-Methode beruht auf der Betrachtung des Überschlages als reine Rollbewegung. Dadurch kann der Rotationmittelpunkt, der in allen anderen Modellen fest als äußerer Radaufstandspunkt angenommen wird, während eines Überschlages bestimmt werden. Auf diese Weise ist es möglich, die Grenzlinie der kritischen Rollrate abhängig von der aktuellen Situation anzupassen. Im Gegensatz zur ERK- und RPK-Methode zielt die AkRK-Methode nicht auf eine frühzeitigere Erkennung von Überschlägen ab, sondern auf die richtige Beurteilung von extremen Beinaheüberschlägen, welche über den kritischen Rollwinkel aufkippen. Nach der theoretischen Entwicklung und der Vorstellung einer jeweils dazu passenden Auslösestrategie, wurde die Funktionsweise der drei neuen Modelle anhand ausgewählter Versuche diskutiert. Anschließend erfolgte eine umfangreiche Evaluierung der Auslösekriterien insbesondere im Vergleich zu den Methoden nach dem Stand der Technik. Dabei wurden zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit für alle Methoden die identischen Mindestwerte für Rollwinkel und -rate sowie dieselbe Plausibilitätsprüfung verwendet. Unter nominalen Eingangssignalen zeigen die ERK und RPK Methoden eine deutliche Verbesserung der Erkennungsleistung im Vergleich zum Stand der Technik. Mit der RPK-Methode lassen sich Überschläge besonders frühzeitig erkennen, ohne dass Fehlauflösungen akzeptiert werden müssen. Die AkRK-Methode ist die einzige Auslösestrategie, mit der auch extreme Beinaheüberschläge richtig als Nichtüberschlag beurteilt werden können. Jedoch wird dadurch insgesamt auch die Erkennungsleistung etwas verschlechtert. Abschließend wurden die Methoden hinsichtlich deren Empfindlichkeit gegen Messunsicherheiten untersucht. Der Vergleich der Ansätze zu den Methoden nach dem Stand der Technik zeigt, unter der Berücksichtigung der vRPK-Methode, ein nahezu identisches Verhalten hinsichtlich der Klassifizierung der einzelnen Versuche.

## 5. Testkonzept für vernetzte Überschlagserkennungssysteme

*Bei der Entwicklung und Applikation von Algorithmen zur Auslösung von pyrotechnischen Rückhaltemitteln ist eine passende Teststrategie unabdingbar. Einerseits sollen die physikalischen Vorgänge während des Unfalls möglichst exakt nachgebildet werden. Andererseits sollen die Versuche sehr reproduzierbar und im Idealfall kostengünstig sein. Meist wird deshalb auf Ersatzversuche zurückgegriffen, welche speziell für den zu testenden Algorithmus bzw. das entsprechende Unfallszenario konzipiert werden. Im folgenden Kapitel soll zunächst ein Ansatz zur Serienabsicherung von fahrdynamikunterstützten Überschlagserkennungsalgorithmen entworfen und anschließend anhand von Versuchsdaten validiert werden.*

### 5.1. Ansatz zur Absicherung von fahrdynamikbasierten Überschlagsschutzsystemen

In der passiven Sicherheit existieren derzeit weder gesetzlich vorgeschriebene noch von Verbraucherschutzorganisationen definierte sowie durchgeführte Tests, die einen Überschlagserkennungsalgorithmus objektiv bewerten. Das in den USA neuerdings geltende „Ejection Mitigation“ Gesetz stellt mit der FMVSS 226 lediglich Anforderungen an die Auslegung der Curtainairbags, insbesondere deren Standzeiten (vgl. Abschnitt 1.2.3). Die rechtzeitige Auslösung der Rückhaltemittel bei einem realen Unfall ist jedoch immens wichtig, um einen optimalen Insassenschutz zu bieten und keine Verletzungen durch den Airbag zu riskieren. Aus diesem Grund muss die Funktionsweise der Airbagauslösung (rechtzeitige und sichere Überschlagserkennung) bei Überschlagsunfällen trotzdem nach dem Stand der Technik nachgewiesen werden. Bisher berufen sich die Automobilhersteller dabei auf die etablierten Ersatzversuche (vgl. Abschnitt 1.2.2). Nutzt der zu testende Überschlagserkennungsalgorithmus ausschließlich die reine Rollbewegung des Fahrzeuges, wie es z. B. bei den modellbasierten Methoden nach dem derzeitigen Stand der Technik (vgl. Abschnitt 2.1) der Fall ist, bilden diese Versuche den Unfall ausreichend genau nach, weshalb die Verwendung der Ersatzversuche als sinnvolle und legitime Vorgehensweise betrachtet werden kann. Greift der Algorithmus jedoch auf zusätzliche Signale aus den Fahrdynamikregelsystemen zurück, ist diese Teststrategie eventuell nicht geeignet und muss neu überdacht werden. Unter anderem können die Vorteile durch eine fahrdynamikunterstützte Überschlagserkennung, wie z. B. in Kapitel 4 vorgestellt, unter Umständen bei den etablierten Trip-Over-Schlittentests (Soil- und Curb-Trip) nicht nachgewiesen werden, da die Unfallvorgeschichte aufgrund des Schlittens nicht ausreichend nachgestellt ist (vgl. Abschnitt 1.2.2). Zum Beispiel können die Raddrehzahlsensoren aufgrund der stehenden Rädern auf dem Schlitten keine plausiblen Signale liefern, welche jedoch für die Funktionsweise des Fahrdynamikbeobachters von großer Bedeutung sind. Außerdem wird bei einem Soil-Trip-Versuch das Fahrzeug immer mit einem Schwimmwinkel von  $90^\circ$  und ohne Gierrate vom Schlitten in das Sandbett geschleudert.

Im Folgenden soll zunächst ein von der DEKRA entwickelter Versuch, indem ein Überschlags-

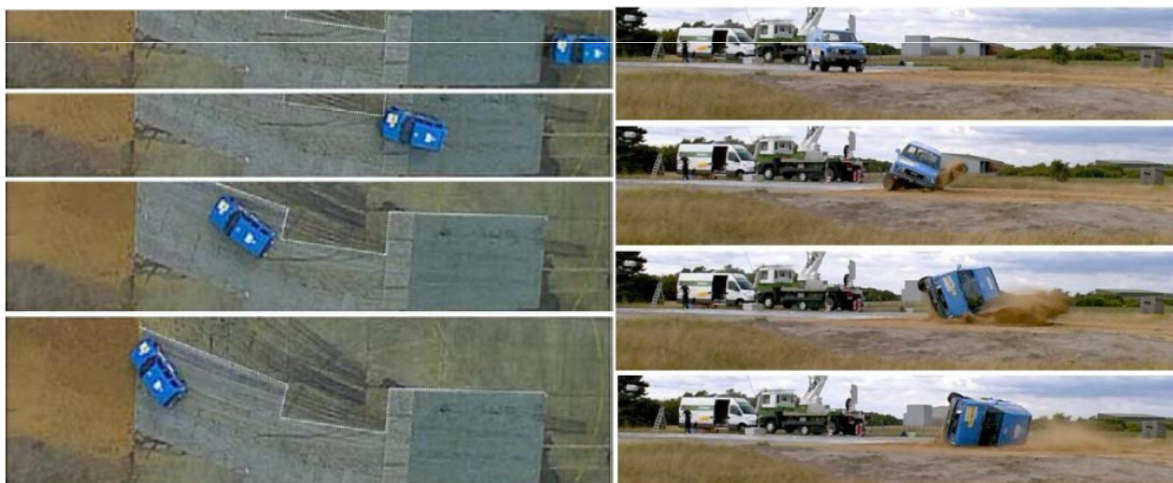


Abbildung 5.1.: Soil-Trip-Überschlagsversuch mit Schleuderphase der DEKRA [10]. In der Anfahrtsphase wird durch ein robotergesteuertes Lenkmanöver eine Schleudersituation eingeleitet, nachdem das Fahrzeug in ein Sandbett rutscht. Der Versuch stellt ein sehr realistisches Szenario dar, indem im Gegensatz zu einem Schlittentest alle Sensorsignale wie zum Beispiel Raddrehzahlsensoren tatsächlich vorhanden sind.

szenario mit Unfallvorgeschichte inklusive der Anfahrt und Schleuderphase realitätsnah nachgebildet ist, gezeigt und diskutiert werden. Danach wird ein Testansatz erläutert, der mit den bereits etablierten Schlittentests sowie den standardisierten dynamischen Fahrversuchen auskommt. Abschließend folgt die Validierung dieses Ansatzes anhand der Überschlagsdaten des skalierten Modelltestfahrzeuges.

### 5.1.1. Soil-Trip-Überschlagsversuch mit Schleuderphase

Zur Erprobung, Applikation und Absicherung von fahrdynamikunterstützten Überschlagerkennungssystemen schlägt die Firma DEKRA in [10] ein realistisches Versuchsszenario vor, um das reale Unfallgeschehen besser nachbilden zu können. Der vorgeschlagene Test besteht dabei aus drei Phasen: In der ersten Phase wird das von einem Fahrroboter gesteuerte Fahrzeug entlang einer Anlaufstrecke auf eine vordefinierte Längsgeschwindigkeit beschleunigt. Mit dieser Geschwindigkeit tritt das Versuchsfahrzeug in der zweiten Phase dann in einen Schleuderbereich ein. Aufgrund von aufgebrachtten Reibwertunterschieden der Fahrbahn und Lenkvorgaben beginnt sich das Fahrzeug mit einer Gierrate  $\omega_z$  um die Hochachse zu drehen und baut damit einen Schwimmwinkel  $\beta$  auf. Am Ende des Schleuderbereichs rutscht das Fahrzeug abhängig vom vorgegebenen Lenkmanöver und der Fahrgeschwindigkeit mit einem signifikanten Schwimmwinkel, einer Gierrate und einer Eintrittsgeschwindigkeit in ein Sandbett, was die dritte Phase des Szenarios darstellt. Hierbei graben sich die Räder, wie bei einem Soil-Trip-Versuch auf einen Schlitten (vgl. Abschnitt 1.2.2), aufgrund der Fahrzeugkinematik seitlich ein, weshalb das Fahrzeug beginnt aufzukippen. Je nach Anfangsbedingungen überschlägt das Fahrzeug oder nicht. Abbildung 5.1 zeigt beispielhaft den beschriebenen Versuch aus [10] bei dem sich das Fahrzeug mit zwei Vierteldrehungen (Rollwinkel  $\varphi_x = 180^\circ$ ) überschlägt. Durch die Anfahrts- und Schleuderphase wird mit diesem Testaufbau ein Überschlags-

unfall aus dem realen Unfallgeschehen deutlich besser als beim Schlittenversuch abgebildet, da der seitliche Rutschvorgang in der Realität auch durch einen Schleudervorgang hervorgerufen wird. Somit ist es möglich, bei der Applikation und Absicherung von Überschlaggerkennungsalgorithmen die Unfallvorgeschichte zu berücksichtigen. Dabei stehen alle Sensorsignale wie z. B. die Raddrehzahlen und die Gierrate real zur Verfügung. Auch der Schwimmwinkel weicht beim Eintritt des Fahrzeuges in das Sandbett deutlich von  $90^\circ$  ab, so dass der DEKRA-Versuch insgesamt als realistische Situation mit hoher Feldrelevanz zu betrachten ist. Rein aus dieser Sichtweise betrachtet ist die Absicherung von fahrdynamikunterstützten Überschlaggerkennungssystemen durch Überschlaggerkennungstests mit einer Schleuderphase wie beim DEKRA-Versuch die ideale Teststrategie. Allerdings besitzt diese Versuchskonfiguration nicht nur Vorteile gegenüber den etablierten Schlittenversuch. Nachteil ist der hohe Aufwand bei der Versuchsdurchführung, welcher zum Beispiel aufgrund der Aufrüstung des Fahrzeuges mit einem Fahrroboter und dessen Messequipment entsteht. Außerdem ist für die Versuchsdurchführung selbst im Vergleich zum Schlittenversuch eine wesentlich größere Versuchsfläche notwendig. Ein höherer Versuchsaufwand und größere Versuchsflächen bedeutet folglich auch eine Steigerung der Erprobungskosten. Darüber hinaus muss auch die Reproduzierbarkeit des Versuchssetups betrachtet werden. In [10] ist eine entsprechende Untersuchung zu finden. Innerhalb von 4 durchgeführten DEKRA-Versuchen mit identischen Versuchsparametern variiert die Fahrzeuggeschwindigkeit beim Eintritt in die dritte Phase von 44,5 bis 48,7 km/h. Der Schwimmwinkel ändert sich dabei in einem Bereich von  $31^\circ$  bis  $40^\circ$ . Damit ist zwar ein gewisses Maß an Reproduzierbarkeit der DEKRA-Überschlaggerkennungstests nachgewiesen, jedoch ist diese im Vergleich zu den Schlittenversuchen mit einer typischen Geschwindigkeitsgenauigkeit von  $\pm 0,1$  km/h [44] deutlich geringer. Aus diesem Grund ist eine Teststrategie wünschenswert, in der die etablierten Schlittenversuche weiterhin zur Applikation und Absicherung, auch bei Verwendung von fahrdynamikunterstützten Überschlaggerkennungssystemen, herangezogen werden können.

### 5.1.2. Getrennte Absicherung der Funktionspartitionen

Aus systematischen Gründen ist es sinnvoll, einen fahrdynamikunterstützten Überschlaggerkennungsalgorithmus in die beiden Funktionspartitionen Fahrdynamikbeobachter und Überschlaggerkennung aufzuteilen. Folglich bietet es sich geradezu an, die beiden Partitionen während der Applikation und Erprobung auch beim Testing getrennt zu betrachten. So wäre eine feldrelevante Absicherung des Fahrdynamikbeobachters mittels dynamischer Fahrversuche möglich. Hierbei kann zu einem großen Anteil auf spezifizierte Szenarien wie Fishhook und J-Turn (vgl. Abschnitt 1.2.3), oder fahrdynamische Standardversuche, wie z. B. stationäre Kreisfahrt (DIN ISO 4138), Sinuswedeltest (DIN ISO 7401) und Spurwechselmanöver (DIN ISO 3888) zurückgegriffen werden. Durch leichte Modifikationen der genannten spezifizierten Tests, wie z. B. die Erhöhung der Versuchsgeschwindigkeiten, stärkere Lenkmanöver oder Reibwertveränderungen der Fahrbahn, lassen sich extreme Schleudersituationen erzeugen, wie es bei einem realen seitlichen Überschlaggerkennungsunfall (Tripped-Rollover) Voraussetzung ist. Darüber hinaus muss der Fahrdynamikbeobachter auch mit den üblichen Missbrauchsversuchen für Überschlaggerkennungssysteme getestet werden. Hierzu zählen unter anderem Schlechtwegfahrten, Böschungen, Wechselböschungen, Steilkurven oder das Abheben an einem Sprunghügel [45, 136]. Es muss sichergestellt werden, dass die berechneten fahrdynamischen Größen in allen Versuchsszenarien eine definierte Güte hinsichtlich der Genauigkeit erreichen. Zum Beispiel sollte die Abweichung der berechneten Werte nicht größer als 15% zum Referenzsignal sein (vgl. Abschnitt 3.1). Wird eine Situation von dem Fahrdynamikbeobachter

nicht richtig beurteilt, muss dies durch ein „Data-Bad“-Flag gekennzeichnet sein. So wird sichergestellt, dass aufgrund falscher Fahrdynamikinformationen keine Fehlauflösungen riskiert werden. In diesem Falle stünde dann aber nur die Überschlagerkennung nach Stand der Technik zur Verfügung. Die Absicherung des eigentlichen Überschlagerkennungsalgorithmus kann dann für die Szenarien Soil- und Curb-Trip mittels der etablierten Schlittenversuche erfolgen. Um für die Tests die Notwendigkeit von Modifikationen am Airbagsteuergerät bzw. spezielle Testmodi zu umgehen, wie es z. B. in [5] beschrieben ist, muss der Fahrdynamikbeobachter während der Schlittenfahrt wie in einer extremen Schleudersituation arbeiten und die Geschwindigkeitskomponenten trotz stehender Räder richtig ermitteln. Auf diese Weise können die Vorteile einer fahrdynamikunterstützten Überschlagerkennung auch in Schlittenversuchen dargestellt werden. Mögliche Auswirkungen von Eingangssignalfehlern der Sensoren oder der Werte des Fahrdynamikbeobachters lassen sich mittels einer Simulation z. B. durch eine Skalierung (vgl. Abschnitt 4.4) bestimmen. So wird ein definiertes Verhalten des Überschlagerkennungssystems auch bei fehlerhaften Eingangswerten sichergestellt. Durch die getrennte Betrachtung der beiden Funktionspartitionen Fahrdynamikbeobachter und Überschlagerkennung können für die Applikation und Erprobung größtenteils die bereits heute spezifizierten bzw. etablierten Versuchsszenarien ohne größere Änderungen verwendet werden. Zur finalen Absicherung eines fahrdynamikunterstützten Überschlagerkennungssystems ist schließlich ein Validierungsüberschlagerversuch mit Schleuderphase, wie von der DEKRA vorgeschlagen sinnvoll.

### 5.2. Validierung des Testansatzes

Wird bei der Applikation eines Überschlagerkennungsalgorithmus für den Lastfall Soil-Trip ausschließlich auf den etablierten Schlittentest zurückgegriffen, stellt sich besonders bei zusätzlicher Verwendung von Fahrdynamikinformationen die Frage, inwiefern die richtige Funktionsweise des Systems auch in realen Unfallszenarien sichergestellt werden kann. Im Folgenden soll diese Fragestellung für die in Abschnitt 2.1 beschriebenen Methoden nach dem Stand der Technik und der in Kapitel 4 vorgeschlagenen fahrdynamikunterstützten Überschlagerkennungsalgorithmen auf Basis von Daten des skalierten Versuchsfahrzeuges behandelt werden. Hierzu wird zunächst die Übertragbarkeit der Erkenntnisse aus den Modellfahrzeugdaten auf reale Fahrzeuge mittels Dimensionsanalyse für „Soil-Trip“-Überschlager-szenarien gezeigt. Des Weiteren soll anhand der Erkennungsperformance der einzelnen Methoden bei Realversuchen (Überschlagerversuche mit Schleuderphase ähnlich der DEKRA-Versuche) des skalierten Versuchsfahrzeuges gezeigt werden, inwieweit eine Applikation mittels Daten der etablierten Schlittenversuche zulässig ist. Abschließend soll der Nutzen von ergänzenden Schlittenversuchen mit variierendem Schwimmwinkel und zusätzlicher Gierbewegung diskutiert werden.

#### 5.2.1. Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf reale Fahrzeuge

In den nachfolgenden Abschnitten soll der Ansatz zur getrennten Absicherung der Funktionspartitionen (vgl. Abschnitt 5.1) von fahrdynamikunterstützten Überschlagerkennungsalgorithmen anhand von Versuchsdaten des skalierten Testfahrzeuges behandelt werden. Darüber hinaus wurden diese Daten bereits bei der Evaluierung der Auslösekriterien (siehe Abschnitt 4.4) genutzt. Aus diesem Grund besteht die Notwendigkeit, die Übertragbarkeit der Erkenntnisse aus den Untersuchungen auf Basis der Modellfahrzeugdaten auf reale Fahrzeuge zu belegen. Dies soll im Folgenden durch einen Vergleich eines Soil-Trip-Beinaheüberschlages des skalierten Testfahrzeuges und eines realen Versuchsfahrzeuges der für Fahrzeugüberschlager



	$x_1$	$x_2$	$\cdots$	$x_j$
$M_1$	$p_{11}$	$p_{12}$	$\cdots$	$p_{1j}$
$M_2$	$p_{21}$	$p_{22}$	$\cdots$	$p_{2j}$
$\vdots$	$\cdots$	$\cdots$	$\cdots$	$\cdots$
$M_i$	$p_{i1}$	$p_{i2}$	$\cdots$	$p_{ij}$

Tabelle 5.1.: Allgemeine Darstellung einer Dimensionstafel zur systematischen Ermittlung von  $\Pi$ -Zahlen

wesentlichen Signale Rollwinkel  $\varphi_x$ , Rollrate  $\omega_x$ , Lateral- und Vertikalbeschleunigung  $a_{y/z}$  im Zeitbereich erfolgen.

Aus der Dimensionstheorie sind Ähnlichkeitstheoretische Methoden bekannt, welche eine Aussage der Ähnlichkeit von skalierten Systemen erlauben. Die Anwendung dieser Methoden sind z. B. in der Strömungsmechanik weit verbreitet. Die bekannten Größen Reynolds-Zahl  $Re$  oder Prandtl-Zahl  $Pr$  lassen sich damit allgemein herleiten [122]. Angewendet auf die Skalierbarkeit eines Modellfahrzeuges in der Verwendung zur Entwicklung von Bahnplanungsverfahren für Fahrzeugführungssysteme wurde das Verfahren erfolgreich von Hilgert in [59], der damit auch die Machbarkeit für dynamische Fahrzeugmodelle aufzeigen konnte. Kernstück und Grundlage der Dimensionstheorie ist das Buckingham'sche  $\Pi$ -Theorem, nachdem sich physikalische Gesetzmäßigkeiten unabhängig von der Wahl des Maßsystems mittels dimensionsloser Kennzahlen, den  $\Pi$ -Zahlen, formulieren lassen. Hierzu müssen lediglich die systemcharakterisierenden Größen benannt werden. Eine Kenntnis der genauen formalen Zusammenhänge ist nicht zwingend erforderlich. Nach dem  $\Pi$ -Theorem kann die allgemeine Funktion eines physikalischen Systems mit den Systemparametern  $x_1$  bis  $x_j$

$$f(x_1, x_2, \dots, x_j) = 0 \quad (5.1)$$

bei allgemein  $i$  Grundeinheiten in der Form

$$F(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_{j-i}) = 0 \quad (5.2)$$

dargestellt werden. Hierbei sind  $\Pi_1$  bis  $\Pi_{j-i}$  die jeweils aus Produkten der Systemgrößen  $x_j$  gebildeten  $(j - i)$  dimensionslosen Kennzahlen. Die Größen  $x_j$  teilen sich auf in  $x_i$  Variablen, deren Dimension bzw. Einheit linear voneinander unabhängig sind sowie in  $x_k$  linear abhängige Größen, wobei  $j = i + k$ . Damit lassen sich für ein beliebiges physikalisches System  $k$  dimensionslose Kennzahlen ( $\Pi_k$ -Zahlen) finden, die eine Skalierbarkeit verschiedener Modellgrößen ermöglichen, da „[...] jedem Wertesatz der zugehörigen  $\Pi$ -Größen, d.h. jedem Zustandspunkt des  $\Pi$ -Raumes, stets unendlich viele Realisierungsmöglichkeiten zugeordnet [...]“ [107] sind.

Für die hier zugrundeliegenden Überslagsbetrachtungen bietet es sich an, die für die Ähnlichkeitsrechnung wichtigen Systemparameter in das von [151] beschriebene Matrizen-Schema (auch Dimensionstafel genannt) zu übertragen. Die Grundgrößen  $M_1, M_2, \dots, M_i$  der Elemente der einzelnen Zeilen sind dabei am linken Rand der Dimensionstafel zu notieren. Die Systemgrößen  $x_1, x_2, \dots, x_j$  werden dagegen am oberen Rand angegeben. Die den Systemgrößen spaltenweise zugeordneten Elemente  $p_{ij}$  entsprechen den Exponenten der Dimensionsformeln.

Das Maßsystem der Mechanik besteht aus den Grundgrößenarten und deren Grundeinheiten {Masse [kg], Länge [m], Zeit [s]}, weshalb sich die zugehörige Dimensionstafel aus drei Zeilen

	$x_i$			$x_k$				
	$m$	$h_0$	$t$	$s$	$\Theta_{x_S}$	$g$	$a_{y/z}$	$\omega_x$
Masse [kg]	1	0	0	0	1	0	0	0
Länge [m]	0	1	0	1	2	1	1	0
Zeit [s]	0	0	1	0	0	-2	-2	-1

Tabelle 5.2.: Sortierte Dimensionstafel im Maßsystem der Mechanik für die überschlagrelevanten Fahrzeugparameter und Variablen. Aus den Elementen der Matrix lassen sich die  $\Pi$ -Zahlen mit Gl. (5.3) einfach ableiten.

bildet. Aus Gl. (2.7) lassen sich die für die Überschlagerbetrachtung wesentlichen Fahrzeugparameter Masse  $m$ , Trägheitsmoment  $\Theta_{x_S}$ , Schwerpunkthöhe  $h_0$  und Spurbreite  $s$  sowie die Erdgravitation  $g$  ablesen. Da es sich bei einem Überschlag um einen dynamischen Vorgang handelt, werden die betrachteten Systemgrößen um die Zeit  $t$  ergänzt. Für den späteren Vergleich von Modell- und Realfahrzeug sind darüber hinaus die wesentlichen Bewegungsgrößen Rollrate  $\omega_x$ , Lateral- und Vertikalbeschleunigungen  $a_{y/z}$  in die Relevanzliste aufzunehmen. Der Rollwinkel  $\varphi_x$  ist per Definition eine dimensionslose Größe und muss deshalb bei der Dimensionsanalyse auch nicht betrachtet werden. Sortiert man die relevanten Systemvariablen in  $x_i = \{m, h_0, t\}$  bzw.  $x_k = \{s, \Theta_{x_S}, g, a_{y/z}, \omega_x\}$ , so erhält man ohne Umweg über das Gaußsche Lösungsverfahren eine Darstellung, in der die Teilmatrix der  $i$  unabhängigen Systemgrößen einer Einheitsmatrix entspricht (siehe Tabelle 5.2).

Damit lassen sich die  $\Pi_k$ -Zahlen nach [107] einfach durch

$$\Pi_k = x_k \prod_i x_i^{-P_{ik}} \quad (5.3)$$

ermitteln. Für die vorliegende Betrachtung ergeben sich dadurch 5  $\Pi$ -Zahlen

$$\Pi_1 = \frac{s}{h_0}, \quad \Pi_2 = \frac{\Theta_{x_S}}{mh_0^2}, \quad \Pi_3 = \frac{g}{h_0}t^2, \quad \Pi_4 = \frac{a_{y/z}}{h_0}t^2, \quad \Pi_5 = \omega_x t. \quad (5.4)$$

Die Übertragbarkeit der auf Basis der Modellfahrzeugdaten gewonnenen Erkenntnisse auf reale Fahrzeuge lässt sich mithilfe der analytische Konzeption des Ähnlichkeitsprinzips erreichen. Demnach sind „[...] alle physikalisch-technischen Sachverhalte, die durch ein und dieselbe  $\Pi$ -Beziehung erfasst werden einander ähnlich, sofern sie ein und demselben Zustandspunkt des  $\Pi$ -Raumes zugeordnet sind.“ [107]. Kennzeichnet man das skalierte Fahrzeug mit dem Index SV (Scaled Vehicle) und das reale Fahrzeug mit dem Index FSV (Full-Size Vehicle), so lässt sich dieses Prinzip formal zu

$$\Pi_{i,SV} = \Pi_{i,FSV} \quad \text{mit } i \in \{1, 2, 3, 4, 5\} \quad (5.5)$$

beschreiben. Die dimensionslosen Kennzahlen  $\Pi_1$  und  $\Pi_2$  bestehen aus konstanten Fahrzeugparametern und stellen somit die geometrischen Voraussetzungen der Vergleichbarkeit zweier Realisierungen dar. Der Parameter  $\Pi_1$  entspricht dem zweifachen Static Stability Factor SSF (vgl. Abschnitt 1.2.3). Daraus kann die Bedingung eines identischen statischen Kippwinkels  $\kappa$  abgeleitet werden

$$\kappa_{SV} = \kappa_{FSV}. \quad (5.6)$$

Aus  $\Pi_2$  folgen im Wesentlichen Forderungen für die Verhältnisse der Fahrzeugmassen  $m$  und die Massenträgheitsmomente  $\Theta_{x_S}$  der zu vergleichenden Fahrzeuge. Nutzt man für das Massenträgheitsmoment  $\Theta_{x_S}$  die geläufige Näherung

$$\Theta_{x_S} \approx a m \left( \left( \frac{s}{2} \right)^2 + h_0^2 \right), \quad (5.7)$$

wie es z. B. in [83] mit  $a = 0.404$  zu finden ist, kann der Parameter  $\Pi_2$  zu

$$\Pi_2' \approx a \left( 1 + \text{SSF}^2 \right) \quad (5.8)$$

vereinfacht werden. Damit lässt sich auch die Identitätsbedingung von  $\Pi_2$  auf identische statische Kippwinkel, Gl. (5.6), zurückführen. Die weiteren Kennzahlen  $\Pi_3$  bis  $\Pi_5$  bestehen dagegen hauptsächlich aus kinematischen Systemgrößen. Aus  $\Pi_{3,\text{SV}} = \Pi_{3,\text{FSV}}$  ergibt sich eine zentrale Bedingung der Zeitachse zu

$$\frac{t_{\text{FSV}}}{t_{\text{SV}}} = \sqrt{\frac{h_{0,\text{FSV}}}{h_{0,\text{SV}}}}. \quad (5.9)$$

Damit muss beim Vergleich der Signale im Zeitbereich die Zeitachse  $t_{\text{SV}}$  des skalierten Testfahrzeuges um den Faktor  $\sqrt{h_{0,\text{FSV}}/h_{0,\text{SV}}}$  gestreckt werden. Dagegen folgt unter Verwendung von (5.9) aus  $\Pi_{4,\text{SV}} = \Pi_{4,\text{FSV}}$  mit

$$\frac{a_{y/z,\text{FSV}}}{a_{y/z,\text{SV}}} = \frac{t_{\text{SV}}^2 h_{0,\text{FSV}}}{t_{\text{FSV}}^2 h_{0,\text{SV}}} = 1, \quad (5.10)$$

dass ein Vergleich der Beschleunigungssignale ohne Anpassung der Amplituden erfolgen kann. Betrachtet man schließlich die noch verbleibende Kennzahl  $\Pi_5$ , erhält man durch  $\Pi_{5,\text{SV}} = \Pi_{5,\text{FSV}}$  mit

$$\frac{\omega_{x,\text{FSV}}}{\omega_{x,\text{SV}}} = \frac{t_{\text{SV}}}{t_{\text{FSV}}} = \sqrt{\frac{h_{0,\text{SV}}}{h_{0,\text{FSV}}}} \quad (5.11)$$

eine Vorschrift, nach der die Amplitude der Rollrate des skalierten Testfahrzeuges für einen Vergleich mit exakt dem inversen Zeitskalierungsfaktor  $\sqrt{h_{0,\text{SV}}/h_{0,\text{FSV}}}$  angepasst werden muss. In Tabelle 5.3 sind die geometrischen Parameter des skalierten Versuchsfahrzeuges und des realen Vergleichsfahrzeuges gegenübergestellt. Theoretisch hat das Modelltestfahrzeug den Maßstab 1:5, jedoch weichen die tatsächlichen Skalierungsfaktoren leicht von den theoretischen Werten ab. Diese Abweichungen wirken sich auch auf die dimensionslosen Kennzahlen  $\Pi_1$  und  $\Pi_2$  aus

$$\frac{\Pi_{1,\text{SV}}}{\Pi_{1,\text{FSV}}} = 0,88, \quad \frac{\Pi_{2,\text{SV}}}{\Pi_{2,\text{FSV}}} = 0,86. \quad (5.12)$$

Somit sind die Identitätsbedingung (5.5) nicht exakt erfüllt. An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass das skalierte Testfahrzeug nicht als exaktes Modell des Vergleichsfahrzeuges konstruiert wurde, sondern vielmehr ein durchschnittliches Fahrzeugmodell darstellen soll. Eine exakte Übereinstimmung der beiden  $\Pi$ -Zahlen könnte durch eine Anpassung der Fahrzeugparameter erreicht werden, indem Zusatzmassen symmetrisch zur Rollachse angebracht werden. Trotz der Abweichungen von nur 12 % bzw. 14 % kann ein Vergleich der Signale im Zeitbereich

Parameter	reales	skaliertes	theor.	tatsächl.
	Fzg. (FSV)	Fzg. (SV)	Faktor	Faktor
Masse $m$ [kg]	2200	16,4	125	134
Schwerpunktshöhe $h_0$ [m]	0,695	0,136	5	5,1
Spurbreite $s$ [m]	1,946	0,435	5	4,5
Trägheitsmoment $\Theta_{xS}$ [kgm <sup>2</sup> ]	1150	0,38	3125	3026
stat. Kippwinkel $\kappa$ [°]	54,5	58	1	0,94

Tabelle 5.3.: Vergleich der geometrischen Fahrzeugparameter zwischen dem realen Fahrzeug (FSV) und dem skalierten Fahrzeug (SV). Aus dem Maßstab 1:5 ergeben sich die theoretischen Faktoren. Die tatsächlichen Faktoren weichen jedoch ein wenig davon ab, da es sich nicht um ein exaktes Fahrzeugmodell handelt. Die Größenordnungen der Faktoren sind dennoch identisch.

für eine Aussage der Modellübertragbarkeit dienen. Nach [107] gilt: „Können diese Bedingungen nicht gleichzeitig erfüllt werden, so spricht man von partieller Ähnlichkeit“. Aus diesem Grund ist ungeachtet der oben genannten Abweichungen in Abb. 5.2 der Vergleich der Signale Rollrate  $\omega_x$ , Quer- und Vertikalbeschleunigung  $a_{y/z}$  sowie des Rollwinkels  $\varphi_x$  dargestellt. Dabei wurde die Zeitachse der Modellfahrzeugsignale nach Gl. (5.9) mit

$$t'_{SV} = \sqrt{\frac{h_{0FSV}}{h_{0SV}}} \cdot t_{SV} = 2,26 \cdot t_{SV} \quad (5.13)$$

gestreckt und die Amplitude der Rollrate nach Gl. (5.11) mit

$$\omega'_{x,SV} = \sqrt{\frac{h_{0SV}}{h_{0FSV}}} \cdot t_{SV} = \frac{1}{2,26} \cdot \omega_{x,SV} \quad (5.14)$$

angepasst. Eine Amplitudenskalierung der Beschleunigungssignale ist laut Gl. (5.10) nicht notwendig.

Aus Abb. 5.2 ist ein sehr ähnliches zeitliches Verhalten aller vier dargestellter Signale ersichtlich. Somit konnte gezeigt werden, dass sich das skalierte Modelltestfahrzeug in Soil-Trip-Überschlägen ähnlich zu realen Fahrzeugen verhält. Die in dieser Arbeit aus den Daten des skalierten Versuchsfahrzeuges gewonnen Erkenntnisse können demnach auf reale Fahrzeuge übertragen werden. Hierbei ist zu beachten, dass mit der „Übertragung der Erkenntnisse“ nicht die exakten Applikationsparameter, sondern vielmehr die aufgestellten Modelle bzw. die vorgeschlagenen Algorithmenkonzepte gemeint sind, welche auf das jeweilige (reale) Fahrzeug appliziert werden müssen.

### 5.2.2. Überprüfung der Teststrategie

Nachdem die Übertragbarkeit der Erkenntnisse aus den Untersuchungen mittels Daten des skalierten Versuchsfahrzeuges auf reale Fahrzeuge belegt werden konnte, soll im Folgenden mit diesen Daten die in Abschnitt 5.1.2 vorgeschlagene Teststrategie, die getrennte Absicherung der Funktionspartitionen Fahrdynamikbeobachter sowie der Überschlagerkennungsalgorithmus überprüft werden. Der Fokus liegt dabei auf dem Überschlagerkennungsalgorithmus. Hierzu dient ein Vergleich der Erkennungsperformance zwischen Soil-Trip-Überschlagsversuchen mittels etablierten Schlittentest und Realversuchen mit Schleuderphase (ähnlich dem

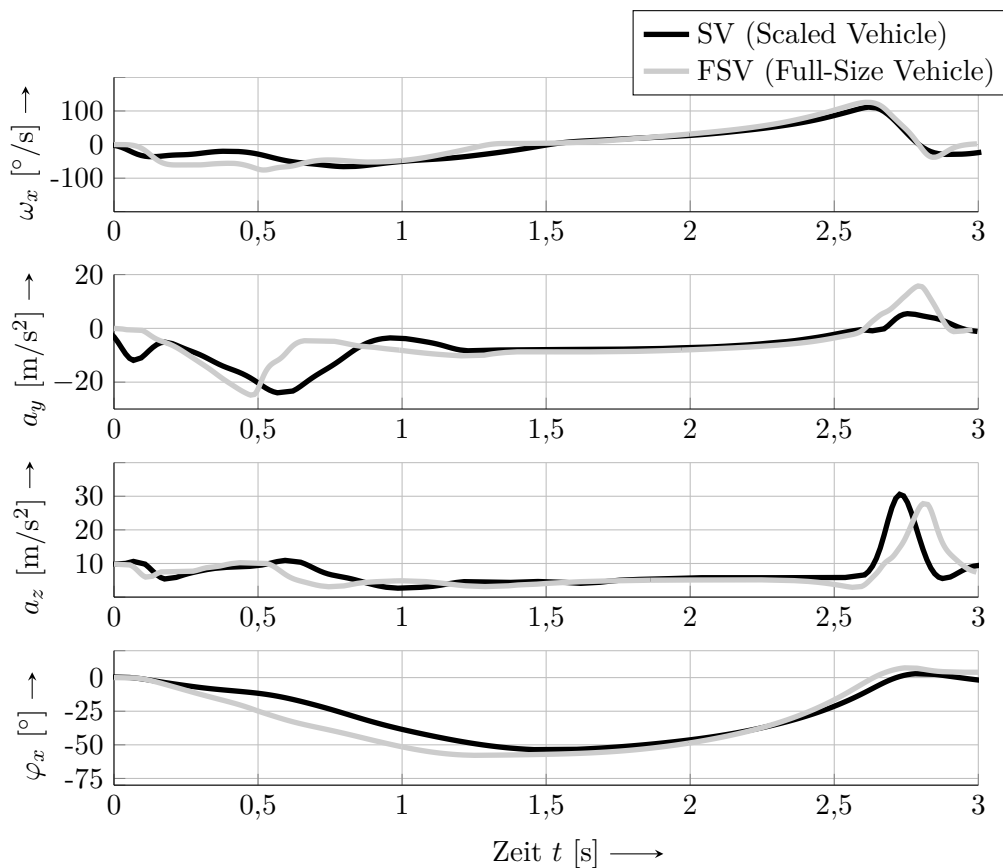


Abbildung 5.2.: Vergleich von Sensorsignalen bei einem Überschlagsversuch (Soil Trip) von einem realen Fahrzeug (FSV) und dem skalierten Versuchsfahrzeug (SV). Nach Anpassung der Signale des skalierten Fahrzeuges mit den Skalierungsfaktoren, welche mithilfe des II-Theorems ermittelt wurden, ist für alle vier Signale ein zeitlich sehr ähnliches Verhalten zu beobachten. Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen für Soil-Trip-Überschläge mittels Daten des skalierten Versuchsfahrzeuges können also auf reale Fahrzeuge übertragen werden.

DEKRA-Versuch aus Abschnitt 5.1.1). Die Applikationsparameter der einzelnen Algorithmen, wie die Mindestwerte für Rollrate und Rollwinkel, die Beschleunigungsgrenzen für die Plausibilitätsprüfung oder die Fahrzeugparameter (Fahrzeugmasse, Massenträgheitsmoment, Spurbreite und Schwerpunktshöhe) bleiben dabei unverändert zu Abschnitt 4.4. In Tabelle 5.4 ist die Ergebnisübersicht der Realversuche des skalierten Testfahrzeuges (vgl. Anhang B.3) für die Überschlagserkennungsalgorithmen nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},1/2}$  und die in Abschnitt 4 vorgestellten fahrdynamikunterstützten Methoden dargestellt. Die Ergebnisse der Einzelversuche können der Tabelle E.1 im Anhang entnommen werden. Obwohl bei den etablierten Standard-Schlittenversuchen (Versuch #001 bis #016) im Gegensatz zu den Realversuchen Grenzsituationen<sup>1</sup> enthalten sind, fällt beim Vergleich der Tabellen 4.1 und

<sup>1</sup> Unter Grenzsituationen sind Beinaheüberschläge mit großem Kippwinkel bzw. Überschläge, die gerade so umkippen und nach einer oder maximal zwei Vierteldrehung(en) die Endposition erreicht haben, zu verstehen.

Ergebnisübersicht	$\omega_{\text{krit},1}$	$\omega_{\text{krit},2}$	ERK	RPK	AkRK
Anzahl False Positive	0	0	0	0	0
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	18	18	18	18	18
Mittlerer Rollwinkel $\bar{\varphi}_{x,TF}$	22,8°	28,3°	18,8°	13,9°	28,3°

Tabelle 5.4.: Evaluierung der Überschlagerkennungsmethoden. Ergebnisübersicht der Soil-Trip-Realversuche (Versuche #067 bis #100). Bis auf kleine Abweichungen stimmen die Ergebnisse aus den Realversuchen mit den Erkennungsleistungen in den Standardschlittenversuchen (siehe 4.1) überein. Außerdem werden alle Situationen richtig klassifiziert. Eine getrennte Absicherung der Funktionspartitionen ist also zulässig.

5.4 auf, dass die Methoden nach dem Stand der Technik im Schlittenszenario mit einer Differenz des mittleren Rollwinkels zum Erkennungszeitpunkt  $\Delta\bar{\varphi}_{x,TF}$  von 1,9° ( $\omega_{\text{krit},1}$ ) bzw. von 4,2° ( $\omega_{\text{krit},2}$ ) etwas besser als im Realversuch abschneiden. Gleiches gilt für das AkR-Kriterium mit einer Abweichung von  $\Delta\bar{\varphi}_{x,TF} = 1,7^\circ$ . Für das RP-Kriterium ist dagegen mit  $\Delta\bar{\varphi}_{x,TF} = 0,6^\circ$  kaum ein Unterschied und für das ER-Kriterium mit  $\Delta\bar{\varphi}_{x,TF} = 0^\circ$  kein Unterschied hinsichtlich der Erkennungsperformance auszumachen. Da alle Realversuche von jeder hier betrachteten Methode richtig klassifiziert werden und dabei außerdem die Erkennungsperformance bis auf kleine Abweichungen mit den Ergebnissen aus den Standard-Schlittenversuchen tendenziell übereinstimmt, kann insgesamt festgestellt werden, dass eine getrennte Absicherung der Funktionspartition des Überschlagerkennungsalgorithmus für die untersuchten Methoden zulässig ist. In diesem Zusammenhang entsteht allerdings auch die im nachfolgenden Abschnitt näher behandelte interessante Fragestellung, ob die ergänzend durchgeführten Schlittenversuche mit einem Schwimmwinkel  $\beta \neq 90^\circ$  und der mittels Reibwertunterschieden aufgezwungenen Gierrate einen zusätzlichen Nutzen mit sich bringen bzw. notwendig sind?

### 5.2.3. Nutzenanalyse ergänzender Schlittenversuche

Die Evaluierung der in dieser Arbeit vorgeschlagenen fahrdynamikunterstützten Überschlagerkennungsalgorithmen erfolgt mittels Schlittenversuche (vgl. Abschnitt 4.4), welche nach dem Vorbild der etablierten Versuchsanordnung für Soil-Trip-Szenarien (vgl. Abschnitt 1.2.2) durchgeführt wurden. Dabei wird das Fahrzeug, welches sich seitlich auf einem Schlitten befindet, zunächst auf eine konstante Versuchsgeschwindigkeit beschleunigt. Anschließend wird der Schlitten schlagartig abgebremst und das Fahrzeug rutscht lateral in ein Sandbett. Aufgrund des Versuchsaufbaus erfährt das Fahrzeug keine Rotation um dessen Hochachse (Gieren) und bewegt sich außerdem ausschließlich unter einem Schwimmwinkel von  $\beta = 90^\circ$ . Reale (Soil-Trip-) Überschlaggerzenarien weisen allerdings aufgrund des notwendigen vorhergehenden Schleudervorgangs sowohl eine Gierrate als auch einen von  $90^\circ$  abweichenden Schwimmwinkel auf ( $\beta \neq 90^\circ$ ).

Aus diesem Grund wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit ergänzende Soil-Trip-Schlittenversuche durchgeführt. Um einen von  $90^\circ$  unterschiedlichen Anfangsschwimmwinkel  $\beta_0$  zu erhalten wurde zum einen die Anfangsorientierung des Fahrzeuges auf dem Schlitten variiert. Zum anderen wurde durch eine gezielte Erhöhung des Reibwertes an der Vorderachse  $\mu_F$ , bei gleichzeitig unverändertem niedrigen Reibwert an der Hinterachse, während das Fahrzeug vom Schlitten geschleudert wird eine Gierbewegung induziert. Durch diese beiden Maßnah-

Testreihe	Mittelwert $\bar{\omega}_z$ [°/s]	Mittelwert $\hat{\beta}$ [°]
1. $\mu_F = \text{low}, \beta_0 = 90^\circ$	3	91
2. $\mu_F = \text{high}, \beta_0 = 90^\circ$	65	105
3. $\mu_F = \text{high}, \beta_0 = 70^\circ$	72	90
4. $\mu_F = \text{low}, \beta_0 = 70^\circ$	9	68
5. $\mu_F = \text{low}, \beta_0 = 50^\circ$	-	-
6. $\mu_F = \text{high}, \beta_0 = 50^\circ$	76	80
Realversuche	116	57

Tabelle 5.5.: Vergleich der Schlittenversuche mit den Realversuchen hinsichtlich Gierrate  $\omega_z$  und Schwimmwinkel  $\beta$ . Mit den zusätzlichen Schlittenversuchen können die Realversuche besser nachgestellt werden.

men bzw. zusätzlichen Versuchsparameter wurde das Ziel verfolgt, Realversuche mittels des beschriebenen Schlittenszenarios besser abbilden zu können.

Tabelle 5.5 zeigt eine Gegenüberstellung der einzelnen Testreihen im Schlittenszenario sowie der durchgeführten Realversuche hinsichtlich auftretender Gierrate  $\omega_z$  und Schwimmwinkel  $\beta$ . Hierzu wurden zunächst aus den durchgeführten Versuchen nur Szenarien ausgewählt, in denen das Fahrzeug mindestens bis zu einem Rollwinkel  $\varphi_x > 40^\circ$  aufkippt. In den so ausgewählten Szenarien werden dann jeweils zwei charakteristische Zeitpunkte  $t_{c,1/2}$  ermittelt. Der Zeitpunkt  $t_{c,1}$  wird durch einen Kippwinkel von  $5^\circ$  bestimmt ( $\varphi_x(t_{c,1}) = 5^\circ$ ), so dass damit der Beginn des Überschlagsszenarios markiert ist. Dagegen kennzeichnet der Zeitpunkt  $t_{c,2}$  einen Kippwinkel von  $20^\circ$  ( $\varphi_x(t_{c,2}) = 20^\circ$ ) und definiert damit für die nachfolgende Auswertung das Ende des Betrachtungszeitraumes. Als charakteristischer Zeitpunkt  $t_{c,2}$  wurde bewusst ein vergleichsweise kleiner Rollwinkel gewählt, um eine ungewollte Querwirkung von Nick- und Gierbewegung (vgl. Gl. (3.8)) für die Auswertung möglichst gering zu halten. Innerhalb des so ermittelten charakteristischen Zeitintervalls  $[t_{c,1}; t_{c,2}]$  können anschließend je Szenario die Vergleichswerte durchschnittliche Gierrate  $\bar{\omega}_z$  und maximaler Schwimmwinkel  $\hat{\beta}$  bestimmt werden. Die so berechneten Kenngrößen sind dann für einen Vergleich bzw. die Darstellung in Tabelle 5.5 noch je Testreihe zusammengefasst und gemittelt.

Die 1. Testreihe entspricht den Standardschlittenversuchen mit einem Anfangsschwimmwinkel von  $\beta_0 = 90^\circ$  und niedrigem Reibwertbelag unter den beiden Fahrzeugachsen. Wie erwartet ist die mittlere Gierrate  $\bar{\omega}_z$  im Durchschnitt mit  $3^\circ/\text{s}$  nahezu vernachlässigbar und der gemittelte maximale Schwimmwinkel  $\hat{\beta}$  ungefähr  $90^\circ$ . Wird der Reibwert an der Vorderachse erhöht,  $\mu_F = \text{high}$ , steigt bei ansonsten gleichbleibender Versuchskonfiguration die mittlere Gierrate  $\bar{\omega}_z$  auf durchschnittlich  $65^\circ/\text{s}$  deutlich an. Dabei wächst der gemittelte maximale Schwimmwinkel  $\hat{\beta}$  aufgrund der Rotation auf  $105^\circ$ . Wird neben der Reibwertänderung gleichzeitig der Anfangsschwimmwinkel  $\beta_0$  auf  $70^\circ$  (3. Testreihe) bzw. auf  $50^\circ$  (6. Testreihe) verkleinert, kann mit einer mittleren Gierrate  $\bar{\omega}_z$  von  $72^\circ/\text{s}$  bzw.  $76^\circ/\text{s}$  im Durchschnitt eine weitere, wenn auch geringe, Erhöhung der Gierbewegung erzielt werden. Der gemittelte maximale Schwimmwinkel  $\hat{\beta}$  ist dabei mit  $90^\circ$  bzw.  $80^\circ$  in einem plausiblen Wertebereich. Eine Verkleinerung des Anfangsschwimmwinkels  $\beta_0$  ohne Erhöhung des Reibwertes  $\mu_F$  an der Vorderachse resultiert dagegen, wie aus der 4. Testreihe hervorgeht, nicht merklich in einer Gierbewegung sondern nur in einem entsprechend verändertem gemitteltem maximalen Schwimmwinkel  $\hat{\beta}$ .

Aus der 5. Testreihe können in dieser Untersuchung keine weiteren Erkenntnisse gezogen werden, da keiner der darin enthaltenen Versuche einen ausreichend großen Kippwinkel von

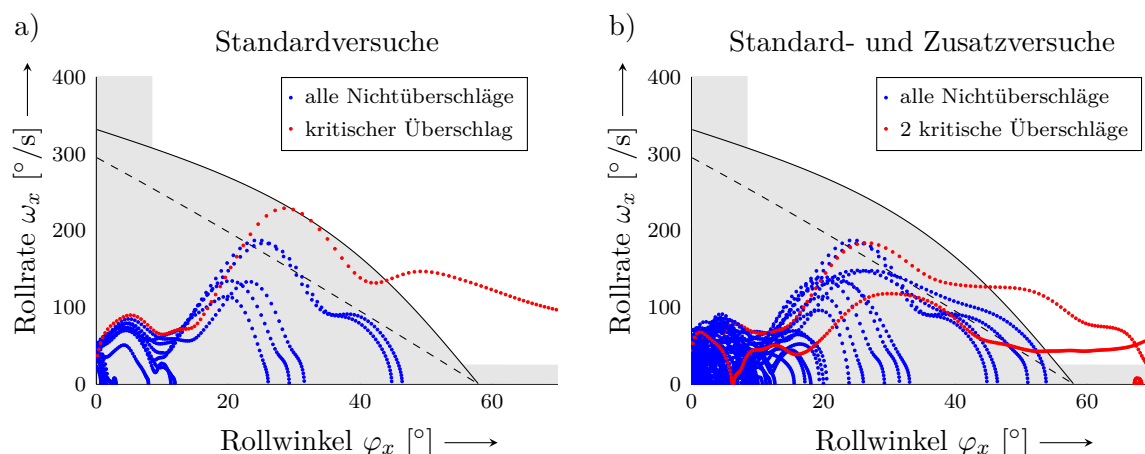


Abbildung 5.3.: Vergleich der Standardschlittenversuche und der zusätzlichen Schlittenversuche in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene. Betrachtet man nur die Standardversuche (linkes Bild) ist eine Trennung der Szenarien in Überschlag und Nichtüberschlag einfach möglich. Werden auch die Zusatzversuche berücksichtigt (rechtes Bild), ist eine Klassifizierung teilweise erst bei sehr großen Kippwinkeln möglich.

$\varphi_x > 40^{\circ}$  erreicht. Obwohl über alle durchgeführten Testreihen die Gierbewegung der Realversuche mit einer gemittelten mittleren Gierrate  $\bar{\omega}_z$  von  $116^{\circ}/s$  und der gemittelte maximale Schwimmwinkel  $\hat{\beta}$  von  $57^{\circ}$  nicht erreicht wird, kann dennoch zusammenfassend aus dieser Untersuchung geschlossen werden, dass die Realversuche durch die vorgenommenen Versuchsmodifikationen (Reibwertänderung an der Vorderachse und Verkleinerung des Anfangsschwimmwinkels) des Schlittenszenarios hinsichtlich der Gierbewegung und des Schwimmwinkels wesentlich besser nachgebildet sind.

Nachdem nun der Zweck der ergänzenden Schlittenversuche behandelt wurde, soll im Folgenden die Frage diskutiert werden, welche Auswirkungen diese Versuche auf die Erkennungsleistung der modellbasierten Überschlagerkennungsalgorithmen haben und ob diese bei einer Applikation zwingend erforderlich sind. Vergleicht man die Tabellen 4.1 bis 4.3 wird sofort ersichtlich, dass durch eine Hinzunahme der Ergänzungsversuche, wie bereits in Abschnitt 4.4.1 behandelt, eine leichte Verschlechterung der jeweiligen Überschlagerkennungsmethoden zu beobachten ist.

Zum besseren Verständnis dieses Phänomens ist zunächst eine grafische Betrachtung der Methoden nach dem Stand der Technik  $\omega_{krit,1/2}$  in der Zustandsebene hilfreich. Abbildung 5.3a zeigt von den Standardschlittenversuchen alle Nichtüberschläge (blaue Punkte) und den kritischen Überschlag #010 (rote Punkte), bei dem das Fahrzeug nur um eine Vierteldrehung kippt. Rein grafisch betrachtet können die roten Punkte von den blauen Punkten ohne großen Aufwand ab einem Rollwinkel von ca.  $28^{\circ}$  deutlich getrennt werden. Dagegen sind in Abbildung 5.3b mit den blauen Punkten die Nichtüberschläge aller Schlittenversuche und mit den roten Punkten die beiden kritischsten Überschläge, Versuch #030 und #066, der ergänzenden Schlittenversuche dargestellt. Daraus ist zum einen ersichtlich, dass die kritischen Nichtüberschläge einen größeren Kippwinkelbereich ausfüllen und somit der Grenze  $\omega_{krit,2}$  deutlich näher als bei den Standardschlittenversuchen kommen. Zum anderen ist dabei eine rein grafische Trennung der Überschlagsszenarien erst zu einem viel späteren Zeitpunkt mit



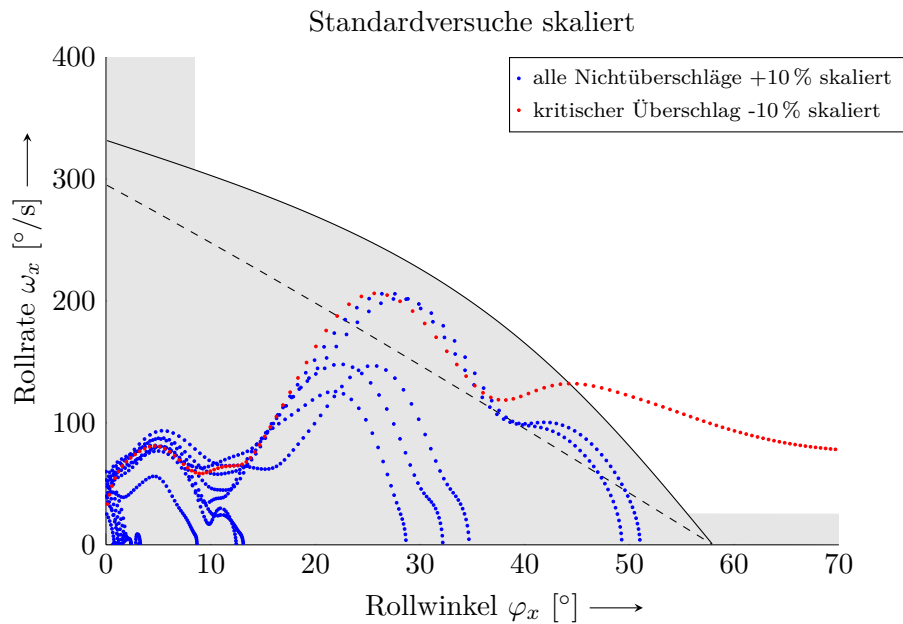


Abbildung 5.4.: Skalierte Standardversuche in der  $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene. Werden die Nichtüberschlagsszenarien um +10% und die Überschlagsszenarien um -10% skaliert, erreicht man eine ähnlich komplizierte Trennbarkeit als bei einer Betrachtung der Zusatzversuche. Durch die Analyse der Sensorsignalempfindlichkeit können also (zumindest teilweise) die vereinfachte Abbildung des Überschlagunfalls durch die Schlittenversuche ausgeglichen werden.

wesentlich größeren Kippwinkeln möglich. Versuch #030 kann frühestens ab einem Rollwinkel von ca.  $40^{\circ}$  und Versuch #066 sogar erst ab ca.  $55^{\circ}$  erkannt werden.

Eine vergleichbare Prämisse lässt sich aus den Standardversuchen durch eine Signalskalierung von +10% aller Nichtüberschläge und -10% des Versuchs #010 erzeugen, wodurch aus dem ursprünglichen Bild 5.3a die Abbildung 5.4 entsteht.

Diese grafische Beobachtung kann mittels der in Abschnitt 4.4 durchgeführten Sensorempfindlichkeitsanalyse bestätigt und damit auch auf die fahrdynamikunterstützten Überschlagserkennungsmethoden übertragen werden. Hierzu wird bei der Analyse der Eingangssignalempfindlichkeit mittels Größtfehlerbetrachtung nur auf die 16 Standardschlittenversuche zurückgegriffen und anschließend die einzelnen Ergebnisse mit den Werten aus Tabelle 4.3 verknüpft. Für die Methode nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},1}$  liefert die Sensorempfindlichkeitsanalyse der Standardschlittenversuche (siehe Tabelle 5.6) bei einer Skalierung um -15% z. B. einen mittleren Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  von  $23,0^{\circ}$ , was nahezu identisch mit dem dazugehörigen Wert von  $23,4^{\circ}$  aus Tabelle 4.3 für die Auswertung aller Schlittenversuche ist. Ähnliches gilt für die Methode nach Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},2}$ . Aus Tabelle 5.7 kann bei einer Skalierung um -10% ein mittlerer Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}} = 29,5^{\circ}$  entnommen werden, welcher ebenfalls in etwa dem korrespondierenden Wert aus Tabelle 4.3 entspricht.

Die Sensorempfindlichkeitsanalyse der ERK-Methode ergibt bei einer Signalskalierung um -15% einen Mittleren Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  von  $23,0^{\circ}$  (siehe Tabelle 5.8). Dieses Ergebnis liegt zwar um  $2,8^{\circ}$  unter dem entsprechenden aus Tabelle 4.3, dennoch

$\omega_{\text{krit},1}$	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	2	2	2	2	2
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	8	30	10	10	10	10	10
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	23,0	22,2	22,1	20,9	19,8	19,1	18,6

Tabelle 5.6.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das Kriterium nach Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},1}$  bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016. (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.2). Durch die Skalierung kann ein vergleichbares Ergebnis als bei Betrachtung der Zusatzversuche erzielt werden.

$\omega_{\text{krit},2}$	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	8	8	8	8	8	8	8
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	31.4°	29.5°	27.6°	24.1°	23.6°	22.3°	21.5°

Tabelle 5.7.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das Kriterium nach Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},2}$  bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016. (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.3). Durch die Skalierung kann ein vergleichbares Ergebnis bezüglich der Betrachtung der Zusatzversuche erzielt werden.

ERK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	8	8	8	8	8	8	8
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	23,0°	22,4°	20,8°	18,8°	18,5°	18,3°	17,0°

Tabelle 5.8.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das ER-Kriterium bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016. (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.4). Die Ergebnisse durch die Skalierung zeigen die gleiche Tendenz wie bei der Betrachtung der Zusatzversuche.

RPK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	0	0	2
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	8	8	8	8	8	8	10
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	26,0°	22,1°	19,6°	13,3°	10,7°	8,8°	8,7°

Tabelle 5.9.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das RP-Kriterium bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016. (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.7). Das Gesamtverhalten bei Verwendung der Zusatzversuche lässt sich auch durch die Skalierung der Standardversuche nachbilden.

AkRK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	8	8	8	8	8	8	8
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	43,2°	36,0°	29,8°	26,6°	26,0°	22,3°	21,5°

Tabelle 5.10.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das AkR-Kriterium bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016. (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.9). Durch die Skalierung der Standardversuche kann ein vergleichbares Gesamtverhalten wie im Falle der Verwendung der Zusatzversuche simuliert werden.

vRPK-Methode	-15 %	-10 %	-5 %	0 %	+5 %	+10 %	+15 %
Anzahl False Positive	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl False Negative	0	0	0	0	0	0	0
Anzahl erkannter Überschläge	8	8	8	8	8	8	8
$\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$	24,5°	21,3°	18,8°	14,9°	12,6°	11,6°	10,7°

Tabelle 5.11.: Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das vRP-Kriterium bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016. (Einzelergebnisse siehe Tabelle D.8). Das Gesamtverhalten bei der Betrachtung der ergänzenden Schlittenversuche zeigt sich analog auch durch Skalierung der Standardversuche.

kann damit die richtige Verhaltenstendenz des ER-Kriteriums ermittelt werden.

Bei einer Skalierung der Eingangssignale des RP-Kriteriums um -10 % erhält man für die Standardversuche einen mittleren Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  von 22,1°, welcher sogar größer als das zuzuordnende Ergebnis aus Tabelle 4.3 ist. Außerdem ist aus Tabelle 4.7 ersichtlich, dass es bei Größtfehlerbetrachtung der RPK-Methode, wie bereits in Abschnitt 4.4 behandelt, zu zusätzlichen Fehlauslösungen kommen kann. Aus diesem Grund wurde in Abschnitt 4.4 schon das vereinfachte Rollbewegungsprädiktionskriterium (vRPK) eingeführt. Auch für das vRP-Kriterium kann ein analoger Vergleich der Sensorempfindlichkeitsanalyse der Standardschlittenversuche (siehe Tabelle 5.11 für  $F_{\text{rel}} = -10\%$ ) und der Ergebnisse durch die ergänzenden Schlittenversuche (siehe Tabelle 4.10 nominale Signale) mit nahezu gleichem Ergebnis durchgeführt werden.

Schließlich kann auch für das AkR-Kriterium aus Tabelle 5.10 ein Vergleichswert für den Mittleren Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt  $\bar{\varphi}_{x,\text{TTF}}$  entnommen werden. Dieser ist bereits bei einem simulierten Skalierungsfehler von -10 % mit 36,0° deutlich über den korrespondierenden Wert von 33,2° aus Tabelle 4.3.

Somit ist es möglich, die Varianz der Erkennungspormance aufgrund der ergänzenden Schlittenversuche im Vergleich zu den Standardschlittenversuchen mittels Simulation von Signaleingangsfehlern für die untersuchten Methoden abzubilden. Dies führt zu der Schlussfolgerung, dass für eine Applikation von modellbasierten Überschlagerkennungsalgorithmen zur Detektion von Soil-Trip-Szenarien die beschriebenen ergänzenden Schlittenversuche bzw. entsprechende Realversuche mit Schleuderphase nicht zwingend notwendig sind.

## Fazit

*Zur Serienabsicherung von fahrdynamikgestützten Verfahren zur Erkennung von Überschlängen wurde eine Teststrategie vorgeschlagen, welche ohne zusätzliche Überschlagerversuche mit Schleuderphase auskommt. Kern der Strategie ist eine getrennte Validierung der beiden Funktionspartitionen, nämlich des Fahrdynamikbeobachters und die Überschlagererkennung. Die Validierung des Fahrdynamikbeobachters erfolgt dabei mittels Fahrversuchen mit extremer Schleuderphase. Die Überschlagererkennung kann dann anhand von Schlittenversuchen appliziert und überprüft werden, wobei der Fahrdynamikbeobachter auch im Schlittenszenario entsprechend den Anforderungen ausreichend genau arbeiten muss.*

*Die Validierung des gewählten Ansatzes zur Teststrategie erfolgte anhand von Daten des skalierten Versuchsfahrzeuges. Aus diesem Grund wurde zunächst die Übertragbarkeit der Erkenntnisse anhand der Untersuchungen des skalierten Testfahrzeuges auf reale Fahrzeuge theoretisch behandelt. Durch einen Vergleich der Signalverläufe von Rollwinkel und -rate sowie Quer- und Vertikalbeschleunigung eines Soil-Trip-Beinaheüberschlages des skalierten Testfahrzeuges und eines realen Versuchsfahrzeuges konnte schließlich die Übertragbarkeit der Erkenntnisse belegt werden.*

*Aufbauend darauf wurde die vorgeschlagene Teststrategie durch eine Gegenüberstellung der Ergebnisse der etablierten Schlittentests und der Realversuche mit Schleuderphase des skalierten Testfahrzeuges überprüft. Als Resultat konnten in beiden Versuchskonfigurationen nahezu identische Ergebnisse erzielt werden, so dass die vorgeschlagene Teststrategie damit bestätigt wurde.*

*Weiterhin konnte auch gezeigt werden, dass mit den ergänzenden Schlittenversuchen die Realversuche hinsichtlich der Gierbewegung und des Schwimmwinkels während der betrachteten Überschlagerphase besser nachgebildet werden können. Der durch die zusätzlichen Schlittenversuche auf die Überschlagererkennung wirkende Effekt lässt sich jedoch auch mittels Skalierung der Standard-Schlittenversuche erzielen. Somit sind für die behandelten modellbasierten Methoden zur Überschlagererkennung die ergänzenden Schlittenversuche oder die Realversuche mit Schleuderphase nicht zwingend notwendig.*

## 6. Zusammenfassung

Im Zuge des allgemein positiven Trends der Fahrzeugsicherheit entwickelte sich der Überschlag zu einem der gefährlichsten Unfalltypen. Ein Überschlagsunfall tritt zwar nur sehr selten auf; die Folgen können jedoch verheerend sein. Der Anteil an Überschlagsunfällen betrug beispielsweise im Jahr 2009 in den USA gerade einmal 2,4% am gesamten Unfallaufkommen. Dabei nahm der Überschlagsunfall bei den tödlich verunglückten Verkehrsoptionen einen signifikanten Anteil von 35,4% ein. Stellt man diese beiden Zahlen gegenüber, wird die Gefahr die von Überschlagsunfällen hervorgeht schnell deutlich. Der in der Fahrzeugtechnik etablierte Soil-Trip-Überschlagsversuch bildet im Wesentlichen den laut statistischen Untersuchungen am häufigsten vorkommenden Überschlagstyp Trip-Over nach, weshalb diesem Versuch mit 58,9% auch mit Abstand die höchste Feldrelevanz aller bekannten Versuchsanordnungen angerechnet wird. Da Systeme zur Erkennung von Überschlägen nach derzeitigem Stand der Technik die hohen Anforderungen, die aus Soil-Trip-Versuchen gestellt werden, wie in der Literatur mehrmals dargelegt, nicht ohne Weiteres erfüllen, besteht der Bedarf an einem neuen Verfahren zur frühzeitigen Erkennung von Soil-Trip-Überschlägen.

Durch die Vernetzung von Airbagsteuergerät und Fahrwerksregelsystem stehen in heutigen Fahrzeugen alle notwendigen Sensoren zur exakten Beschreibung des fahrdynamischen Zustandes zur Verfügung. In dieser Arbeit wurde gezeigt, dass allein mit diesen Signalen ein geeigneter Beobachter entworfen werden kann, welcher die überschlagsrelevanten Zustandsgrößen Roll- und Nickwinkel sowie Längs-, Quer- und Vertikalgeschwindigkeit in höchster Präzision schätzt. Auch in extremen Schleudersituationen und unter realen Bedingungen mit Messunsicherheiten wie Rauschen und Nullpunktsfehler ist eine ausreichend genaue Schätzung der Zustandsgrößen erreichbar. Somit kann die Fahrzeugbewegung bereits während des Schleudervorgangs, also in der PreCrash-Phase, sowie während des Aufklippens in der eigentlichen Crash-Phase genauer beschrieben werden.

Mit den Zustandsgrößen aus dem vorgestellten Fahrdynamikbeobachter lässt sich bei der Modellbildung des Überschlagvorgangs auch die Fahrzeugbewegung berücksichtigen. Hierfür wurden drei verschiedene Ansätze entwickelt: Die ERK-Methode („Erwartete Rollrate“-Kriterium) betrachtet die Energieübertragung von der translatorischen Querbewegung in die Rollbewegung des Fahrzeuges während des Rutsch- und Aufklippvorgangs eines Trip-Over-Überschlages. Damit kann die zu erwartende Rollgeschwindigkeit am Ende des Rutschvorgangs abgeschätzt und somit die Gefahr der Situation deutlich früher erkannt werden.

Dagegen führt die Betrachtung des Rutsch- und Aufklippvorgangs mithilfe der Drehimpulserhaltung zu der RPK-Methode („Rollbewegungs Prädiktions“-Kriterium). Durch eine einfache Approximation der auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte lässt sich eine Berechnungsvorschrift für die Dauer des Rutschvorganges sowie der Rollrate und des Rollwinkels zu diesem Zeitpunkt bestimmen. Durch die Verwendung dieser prädizierten Zustandsgrößen lassen sich wiederum Überschlagsszenarien zu einem wesentlich früheren Zeitpunkt diskriminieren.

Durch das Eingraben der Räder in den Sand kommt es in den untersuchten Soil-Trip-Szenarien zu einem extremen Beinaheüberschlag, bei dem das Fahrzeug deutlich über den statischen Rollwinkel aufkippt aber dennoch nicht überschlägt. Wird von einem Verfahren zur Erkennung von Überschlägen gefordert, solche Situationen zwingend richtig als Nichtüberschlag zu bewer-

ten, ist eine Modifikation der Modelle bzw. der Fahrzeugparameter notwendig. Dies wirkt sich allerdings negativ auf die Erkennungsleistung des Modells aus. Aus diesem Grund wurde die AkRK-Methode („angepasste kritische Rollrate“-Kriterium) entwickelt. Dabei wird der Überschlag als reine Rollbewegung betrachtet und dadurch der Rotationsmittelpunkt geschätzt. Mit dem geschätzten Rotationsmittelpunkt lässt sich die Berechnung der kritischen Drehrate an die aktuelle Situation anpassen, wodurch auch extreme Beinaheüberschläge richtig klassifiziert werden können ohne zwingend die Erkennungsleistung bei anderen Überschlägen zu beeinflussen.

Das Potential der vorgestellten neuen Verfahren zur Überschlagserkennung konnte durch eine ausführliche Evaluierung gezeigt werden. Dabei wurde auch das Verhalten der einzelnen Methoden bei Messunsicherheiten anhand einer Simulation von Linearitätsfehlern der Eingangssignale untersucht und die Erkennungsleistung mit den Methoden nach dem Stand der Technik verglichen. Die AkRK-Methode ist wie erwartet die einzige Methode, mit der extreme Beinaheüberschläge richtig erkannt werden können. Die Erkennungsleistung leidet dabei mit einer durchschnittlichen Verschlechterung von nur -10 % vergleichsweise gering. Mit der ERK-Methode lässt sich bei der Betrachtung von Standard Soil-Trip-Schlittenversuchen eine Verbesserung der Erkennungsleistung um 22 % erzielen, ohne zusätzliche falsch erkannte Szenarien akzeptieren zu müssen. Noch deutlicher ist die Verbesserung durch die RPK-Methode. Damit kann ebenfalls ein identisches Verhalten hinsichtlich der Klassifizierung der Situation erreicht werden und die Erkennungsleistung lässt sich durchschnittlich um 45 % steigern. In Einzelfällen konnte sogar eine Verbesserung von bis zu 64 % gezeigt werden. Um auch unter Größtfehlerbetrachtung ein identisches Klassifizierungsverhalten zu erreichen, wurde das „vereinfachte Rollbewegungs Prädiktions“-Kriterium (vRPK) eingeführt, welches eine durchschnittliche Verbesserung von 38 % erzielt.

Anhand der Evaluierung konnte gezeigt werden, dass mit den neuen Verfahren eine deutlich frühere Erkennung von Soil-Trip-Überschlägen möglich ist, ohne eine Fehlklassifizierung von Beinaheüberschlägen akzeptieren zu müssen. Somit konnte in dieser Arbeit der bisherige Kompromiss zwischen akzeptierten Fehlauflösungen und geforderter Erkennungsleistung beseitigt werden.

Abschließend wurde eine Teststrategie für die untersuchten fahrdynamikgestützten Verfahren zur Erkennung von Überschlägen entworfen. Durch eine getrennte Validierung der beiden Funktionspartitionen Fahrdynamikbeobachter und Überschlagserkennung lassen sich die untersuchten Verfahren weiterhin mit den etablierten Schlittenversuchen absichern. Die Auswirkungen von aufwändigen Versuchen, welche die Unfallvorgeschichte genauer nachstellen, auf das Verhalten der untersuchten modellbasierten Verfahren kann auch durch eine Skalierung der Signale aus Standardschlittenversuchen erprobt werden. Dies konnte anhand eines Vergleiches der Standard Soil-Trip-Schlittenversuche zu Realversuchen mit einer Schleuderphase bzw. zu zusätzlichen Schlittenversuchen mit Gierbewegung und variierendem Schwimmwinkel belegt werden. So wurde gezeigt, dass zusätzliche Überschlagsversuche (z. B. mit vorhergehender Schleuderphase) für modellbasierte und fahrdynamikunterstützte Methoden zur Erkennung von Soil-Trip-Überschlägen nicht zwingend notwendig sind.

# Anhang

## A. Fahrdynamik Versuchsfahrzeuge

Zur Validierung des Fahrdynamikbeobachters in Abschnitt 3 werden als Sensoreingangssignale sowohl mit einer kommerziellen Software simulierte als auch mit einem realen Versuchsfahrzeug aufgezeichnete Messdaten verwendet. Im Folgenden sind die wichtigsten Parameter der verwendeten Fahrzeuge aufgeführt.

### A.1. Virtuelles Versuchsfahrzeug

Als virtuelles Versuchsfahrzeug dient das in der Simulationssoftware CarMaker<sup>®</sup> mitgelieferte Demo-Car. Dabei handelt es sich um ein durchschnittliches Mittelklassefahrzeug. Die wichtigsten Fahrzeugparameter des virtuellen Versuchsfahrzeuges sind in Tabelle A.1 aufgeführt.

Parameter	Variable	Einheit	Wert
Fahrzeugmasse	$m$	kg	1463
Abstand Schwerpunkt zur Vorderachse	$l_v$	m	1,12
Abstand Schwerpunkt zur Hinterachse	$l_h$	m	1,41
Spurbreite (außen)	$s$	m	1,5
Massenträgheitsmoment um die Hochachse	$\Theta_{z_S}$	kgm <sup>2</sup>	2152
Lenkübersetzung	$i_L$		13,5

Tabelle A.1.: Fahrzeugparameter des virtuellen Versuchsfahrzeuges aus CarMaker<sup>®</sup>

### A.2. Reales Versuchsfahrzeug

Anhand der Versuchsdaten eines Prototypen eines Oberklassefahrzeuges erfolgte ebenfalls eine Validierung des Fahrdynamikbeobachters. Die wichtigsten Fahrzeugparameter des realen Versuchsfahrzeuges sind in Tabelle A.2 aufgeführt.

Parameter	Variable	Einheit	Wert
Fahrzeugmasse	$m$	kg	1904
Abstand Schwerpunkt zur Vorderachse	$l_v$	m	1,20
Abstand Schwerpunkt zur Hinterachse	$l_h$	m	1,63
Spurbreite (außen)	$s$	m	1,58
Massenträgheitsmoment um die Hochachse	$\Theta_{z_S}$	kgm <sup>2</sup>	3531
Lenkübersetzung	$i_L$		15,3

Tabelle A.2.: Fahrzeugparameter des realen Versuchsfahrzeuges

## B. Evaluierungsdaten des skalierten Versuchsfahrzeuges

Zur Evaluierung der in Abschnitt 4 vorgestellten fahrdynamikgestützten Überschlagserkennungsmethoden dienen Versuchsdaten eines skalierten Testfahrzeuges. Hierfür wurde im Rahmen dieser Arbeit ein 1:5 Modellsportfahrzeug als Versuchsträger umgebaut. Außerdem wurde zur Durchführung von Soil-Trip-Schlittenversuchen eine dafür notwendige Versuchsanlage konzipiert. Im Folgenden wird zunächst das Versuchsfahrzeug, anschließend die Schlittenanlage und die damit aufgezeichneten Überschlagstests sowie die durchgeführten Realversuche näher beschrieben.

### B.1. Das skalierte Überschlagsversuchsfahrzeug

Basis des skalierten Versuchsfahrzeuges stellt ein Modellsportfahrzeug (Maßstab ca. 1:5), der Pajero Off-Road/On-Road Geländewagen der Firma FG [39], dar. Um mit diesem Fahrzeug Überschlagsversuche durchführen und die notwendigen Daten aufzeichnen zu können, waren diverse Umbaumaßnahmen erforderlich. Auf der mechanischen Seite ist ein unter der Karosserie verbauter Überrollbügel zu erwähnen, der dem Fahrzeug die für Überschläge notwendige Stabilität verleiht. Zudem ist das Fahrzeug mit folgender Messtechnik ausgestattet:

- Analog Device ADIS16355 Inertiale Messeinheit [2]:
  - 3-achsige Beschleunigungssensorik mit je  $\pm 10g$  Messbereich
  - 3-achsige Drehratensensorik mit je  $\pm 300^\circ/s$  Messbereich
- 4 induktive Raddrehzahlsensoren (Allegro ATS665LSG [1])
- Induktiver Lenkwinkelsensor (RFC 4001 618 211 401 [99])
- Messsystem: dSpace Microautobox DS1401/1501 [30]

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Überschlagsalgorithmen basieren ausschließlich auf Modellen. Die dazu relevanten Fahrzeugparameter des skalierten Testfahrzeuges wurden ermittelt und sind in Tabelle B.1 aufgeführt.

Parameter	Variable	Einheit	Wert
Fahrzeugmasse	$m$	kg	16,4
Spurbreite (außen)	$s$	m	0,435
Schwerpunktshöhe	$h$	m	0,136
Massenträgheitsmoment	$\Theta_{x_S}$	kgm <sup>2</sup>	0,38

Tabelle B.1.: Überschlagsrelevante Parameter des skalierten Versuchsfahrzeuges

### B.2. Soil-Trip-Schlittenversuche

Zur Durchführung der in dieser Arbeit im Fokus stehenden Soil-Trip-Überschlagsszenarien wurde neben dem Versuchsfahrzeug auch eine skalierte Schlittenanlage aufgebaut. Auf einer 12m langen Anlaufstrecke wird der Schlitten mit dem Fahrzeug durch einen Kettenantrieb auf eine vorher definierte Geschwindigkeit beschleunigt. Die gewünschte Versuchsgeschwindigkeit kann in 0,5 km/h Schritten eingestellt werden. Kurz vor Ende der geführten Strecke klinkt sich der Schlitten von der Kette aus, die Schlittengeschwindigkeit  $v_{\text{sled}}$  wird mit einer Lichtschranke gemessen und anschließend wird der Schlitten mit vier Dämpfern innerhalb einer Verzögerungsstrecke von ca. 20 cm schlagartig abgebremst. Da die Oberfläche des



Schlittens mit einer Teflonfolie beschichtet ist, welche zusätzlich mit Laugenwasser besprüht wurde, rutscht das Fahrzeug aufgrund der Massenträgheit dabei nahezu ungebremst weiter Richtung Sandbett. Abbildung B.1 zeigt das skalierte Versuchsfahrzeug auf dem beschriebenen Schlitten. Mit der Anlage wurden insgesamt 66 Soil-Trip-Überschläge durchgeführt. In der Realität geht einem Trip-Over-Szenario oftmals ein unkontrollierbarer Schleudervorgang voraus, der das Fahrzeug unter einem gewissen Schwimmwinkel  $\beta$  mit gierender Bewegung von der Fahrbahn abkommen lässt. Im Verlauf der Vielzahl an Versuchen wurden deshalb Schwimmwinkel und Reibwertunterschiede zwischen Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs auf dem Schlitten mehrmals variiert, um eine Fülle an Soil-Trip-Variationen zu erhalten. Die 1. Testreihe besteht aus 16 Standardversuchen (Versuche #001 bis #016), die sich nur anhand der Schlittengeschwindigkeit unterscheiden. Dabei stand das Fahrzeug immer senkrecht zum Schlitten (Schwimmwinkel  $\beta = 90^\circ$ ) und alle Räder befanden sich auf der bewässerten Teflonfolie mit sehr niedrigem Reibwert ( $\mu_{\text{diff}} = \text{nein}$ ). In der 2. Testreihe wurde unter der Vorderachse mittels eines Schleifpapiers der Reibwert erhöht, um dadurch eine Gierbewegung zu erzeugen ( $\mu_{\text{diff}} = \text{ja}$ ). Anschließend wurde in der 3. Testreihe dieser Reibwertunterschied mit einem geänderten Schwimmwinkel von  $\beta = 70^\circ$  kombiniert. Die 4. Testreihe wurde wiederum mit einem Schwimmwinkel von  $\beta = 70^\circ$ , jedoch ohne Schleifpapier (also ohne Reibwertunterschied), durchgeführt. In den beiden letzten Testreihen wurde der Schwimmwinkel nochmals auf  $\beta = 50^\circ$  verringert. Die 5. Testreihe wurde dabei ohne und die 6. Testreihe mit Reibwertunterschied durchgeführt.



Abbildung B.1.: Skaliertes Versuchsfahrzeug auf der Schlittenanlage vor dem Sandbett

	Versuch #	$v_{\text{sled}}$ [km/h]	$\beta_0$ [°]	$\mu_{\text{diff}}$	$\varphi_{x,\text{max}}$ [°]	Anforderung		Versuch #	$v_{\text{sled}}$ [km/h]	$\beta_0$ [°]	$\mu_{\text{diff}}$	$\varphi_{x,\text{max}}$ [°]	Anforderung
1. Testreihe	001	12.1			7.9	NoFire	3. Testreihe	035	18.0			33.1	NoFire
	002	14.0			11.3	NoFire		036	19.2			67.1	NoFire
	003	14.9			11.9	NoFire		037	20.0			118.4	Fire
	004	15.9			31.5	NoFire		038	21.8	70	ja	264.7	Fire
	005	15.9			29.3	NoFire		039	23.0			202.7	Fire
	006	15.9			26.1	NoFire		040	16.4			8.8	NoFire
	007	16.9			44.8	NoFire		041	16.4			9.1	NoFire
	008	17.0	90	nein	46.4	NoFire		042	15.9			8.5	NoFire
	009	18.0			194.3	Fire		043	17.0			10.1	NoFire
	010	17.5			118.8	Fire		044	18.0			12.6	NoFire
	011	19.1			267.6	Fire		045	19.1			9.2	NoFire
	012	19.1			268.6	Fire		046	21.1	70	nein	15.6	NoFire
	013	20.1			266.6	Fire		047	23.5			265.1	Fire
	014	21.8			337.4	Fire		048	22.3			127.9	Fire
	015	22.9			3223.6	Fire		049	21.5			18.1	Fire
	016	24.6			278.0	Fire		050	24.6			243.7	Fire
2. Testreihe	017	14.0			9.3	NoFire	051	27,2			229.5	Fire	
	018	16.0			20.5	NoFire	052	20.0			5.7	NoFire	
	019	16.0			17.2	NoFire	053	20.0			5.2	NoFire	
	020	18.1			53.8	NoFire	054	20.6			5.8	NoFire	
	021	19.2			266.3	Fire	055	22.4	50	nein	5.3	NoFire	
	022	18.6			134.9	Fire	056	22.5			5.5	NoFire	
	023	20.1			199.5	Fire	057	23.6			5.3	NoFire	
	024	21.2			269.8	Fire	058	25.3			5.0	NoFire	
	025	22.4	90	ja	337.8	Fire	059	21.2			20.0	NoFire	
	026	24.6			297.3	Fire	060	22.4			10.8	NoFire	
	027	27.2			273.5	Fire	061	24.1			125.4	Fire	
	028	18.0			51.0	NoFire	062	23.6	50	ja	23.9	NoFire	
	029	19.2			120.0	Fire	063	24.7			7.3	NoFire	
	030	18.6			70.6	Fire	064	24.6			10.0	NoFire	
	031	16.4			19.4	NoFire	065	25.9			10.0	NoFire	
	032	20.6			264.9	Fire	066	27.7			98.9	Fire	
	033	20.6			265.6	Fire							
	034	23.0			344.3	Fire							

Tabelle B.2.: Versuchsübersicht der 66 Sandbett-Schlittenversuche

Tabelle B.2 gibt einen Überblick über die durchgeführten Versuche. Neben den Versuchsparametern Schlittengeschwindigkeit  $v_{\text{sled}}$  (Lichtschrankenmessung), Anfangsschwimmwinkel  $\beta_0$  und Reibwertunterschied ( $\mu_{\text{diff}} = \text{ja/nein}$ ) ist außerdem noch der berechnete maximale Aufkippwinkel  $\varphi_{x,\text{max}}$  sowie eine Beurteilung (entspricht der Anforderung an den Erkennungsalgorithmus) als Nichtüberschlag (*NoFire*) oder Überschlag (*Fire*) aufgelistet. In den Abbildungen B.2 und B.3 sind zur Veranschaulichung des Soil-Trip-Schlittenversuchs beispielhaft ein Beinaheüberschlag (Versuch #007) und ein Überschlag (Versuch #011) dargestellt.



Abbildung B.2.: Bildsequenz Versuch #007 (NoRoll)

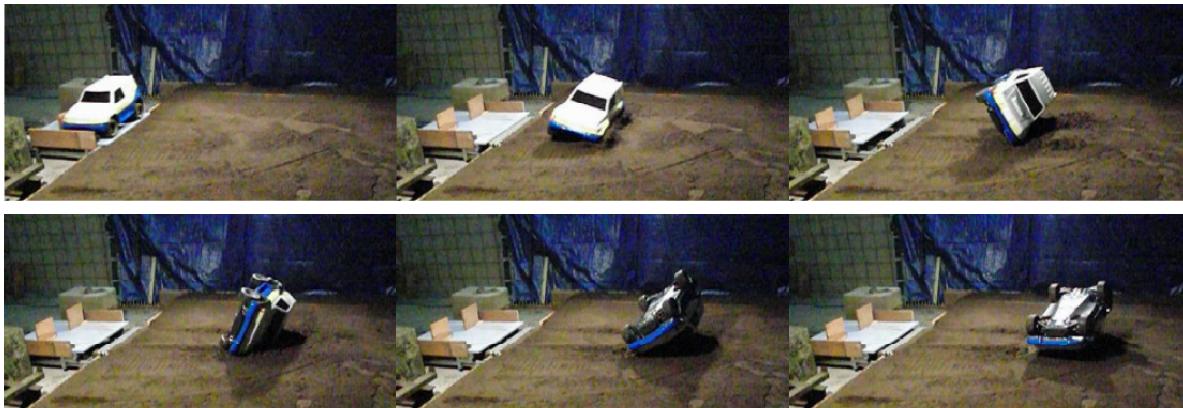


Abbildung B.3.: Bildsequenz Versuch #009 (Roll)

### B.3. Soil-Trip-Realversuche

Neben den Schlittenversuchen wurden mit dem skalierten Testfahrzeug auch realistische Soil-Trip-Überschläge mit einer Schleuderphase aufgezeichnet. Das Szenario ist dem in [10] beschriebenen Versuchssetup der DEKRA nachempfunden (vgl. Abschnitt 5.1.1). Allerdings wurde dabei das Fahrzeug nicht mit einem Fahrroboter geführt, sondern durch einen Fahrer per Fernbedienung gesteuert. Abbildung B.4 zeigt den prinzipiellen Versuchsaufbau der Realversuche. Um ein Ausbrechen und damit ein Schleudern des Fahrzeuges zu erhalten, wurde ein Manöver ähnlich dem Fishhook (vgl. Abschnitt 1.2.3) angestrebt.

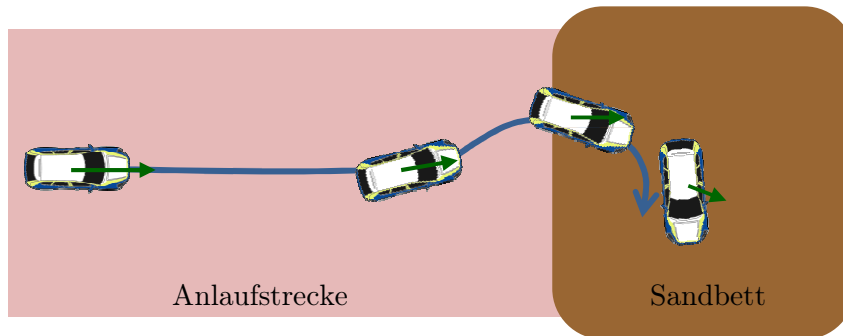


Abbildung B.4.: Schema des Realversuchs

In Tabelle B.3 sind die so durchgeführten Versuche mit der an die Beobachter gestellten Anforderung (Fire/NoFire) und dem im Versuch maximal erreichten Kippwinkel  $\varphi_{x,\max}$  aufgelistet.

Versuch #	$\varphi_{x,\max}$ [°]	Anforderung	Versuch #	$\varphi_{x,\max}$ [°]	Anforderung
067	23.1	NoFire	084	268.4	Fire
068	8.5	NoFire	085	8.2	NoFire
069	7.8	NoFire	086	400.9	Fire
070	285.9	Fire	087	533.9	Fire
071	512.8	Fire	088	420.3	Fire
072	35.5	NoFire	089	223.3	Fire
073	323.6	Fire	090	209.2	Fire
074	9.8	NoFire	091	4.0	NoFire
075	342.2	Fire	092	11.3	NoFire
076	32.8	NoFire	093	13.6	NoFire
077	453.3	Fire	094	7.5	NoFire
078	484.2	Fire	095	21.0	NoFire
079	350.0	Fire	096	11.6	NoFire
080	348.3	Fire	097	9.9	NoFire
081	7.5	NoFire	098	354.1	Fire
082	43.7	NoFire	099	255.8	Fire
083	419.1	Fire	100	353.5	Fire

Tabelle B.3.: Versuchsübersicht der 34 Sandbett-Komplettversuche

Zur Veranschaulichung der durchgeführten Soil-Trip-Überschläge mit einer Schleuderphase zeigt Abbildung B.5 eine Bilderserie eines Beinaheüberschlages (Versuch #072) und Abbildung B.6 eine Bilderserie eines Überschlages (Versuch #084).



Abbildung B.5.: Bildsequenz Versuch #072 (NoRoll)



Abbildung B.6.: Bildsequenz Versuch #084 (Roll)

## C. Evaluierungsergebnisse des Kriterienvergleichs mit nominalen Signalen

Anhand der Soil-Trip-Schlittenversuche des skalierten Modelltestfahrzeuges erfolgt in Abschnitt 4.4.1 eine ausführliche Evaluierung der vorgestellten fahrdynamikgestützten Verfahren zur Erkennung von Überschlägen im Vergleich zu den Methoden nach dem Stand der Technik. Dabei dienen aufgrund der hohen Anzahl an Versuchen der mittlere Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt über alle erkannten Überschläge sowie die Anzahl falsch klassifizierter Szenarien als Vergleich. Die Ergebnisse der einzelnen Versuche sind in der nachfolgenden Tabelle C.1 aufgeführt.

	Versuch #	Anforderung (Fire/NoFire)	Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt $\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°]				
			$\omega_{\text{krit},1}$	$\omega_{\text{krit},2}$	ERK	RPK	AkRK
1. Testreihe	001	NoFire	-	-	-	-	-
	002	NoFire	-	-	-	-	-
	003	NoFire	-	-	-	-	-
	004	NoFire	-	-	-	-	-
	005	NoFire	-	-	-	-	-
	006	NoFire	-	-	-	-	-
	007	NoFire	24.0	-	-	-	-
	008	NoFire	23.9	-	-	-	-
	009	Fire	22.8	26.6	26.6	22.8	26.6
	010	Fire	23.4	29.9	29.9	29.9	50.0
	011	Fire	21.2	25.2	23.8	9.0	25.2
	012	Fire	20.4	24.3	22.8	9.3	24.3
	013	Fire	19.9	24.0	21.1	9.3	24.0
	014	Fire	19.0	23.2	8.9	8.9	23.2
	015	Fire	17.2	20.1	8.7	8.7	20.1
	016	Fire	16.8	19.7	8.9	8.9	19.7
2. Testreihe	017	NoFire	-	-	-	-	-
	018	NoFire	-	-	-	-	-
	019	NoFire	-	-	-	-	-
	020	NoFire	31.7	-	-	-	-
	021	Fire	21.7	26.9	25.4	19.7	26.9
	022	Fire	23.7	32.3	32.3	24.8	50.2
	023	Fire	23.2	26.9	26.9	8.7	26.9
	024	Fire	21.2	25.1	8.7	9.4	25.1
	025	Fire	19.1	24.6	9.0	9.0	24.6
	026	Fire	16.3	20.7	8.5	8.5	20.7
	027	Fire	14.4	17.4	8.8	8.8	17.4
	028	NoFire	41.6	-	-	-	-
	029	Fire	23.5	39.7	39.7	39.7	51.6
	030	Fire	24.1	45.3	45.3	45.3	49.8
	031	NoFire	-	-	-	-	-
	032	Fire	20.0	25.2	22.4	8.8	25.2
	033	Fire	20.9	26.1	24.7	9.7	26.1
	034	Fire	17.6	23.1	8.8	8.8	23.1

	Versuch #	Anforderung (Fire/NoFire)	Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt $\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°]				
			$\omega_{\text{krit},1}$	$\omega_{\text{krit},2}$	ERK	RPK	AkRK
3. Testreihe	035	NoFire	-	-	-	-	-
	036	<b>MayFire</b>	20.8	45.6	45.6	45.6	-
	037	Fire	20.6	42.9	42.9	42.9	47.6
	038	Fire	18.5	22.6	8.7	17.4	22.6
	039	Fire	17.9	23.6	22.0	15.6	23.6
	040	NoFire	-	-	-	-	-
	041	NoFire	-	-	-	-	-
	042	NoFire	-	-	-	-	-
	043	NoFire	-	-	-	-	-
	044	NoFire	-	-	-	-	-
4. Testreihe	045	NoFire	-	-	-	-	-
	046	NoFire	-	-	-	-	-
	047	Fire	26.8	35.8	34.6	20.5	48.1
	048	Fire	34.2	46.3	45.6	46.3	50.0
	049	NoFire	-	-	-	-	-
	050	Fire	28.7	35.2	35.2	29.7	52.1
	051	Fire	26.8	33.7	31.2	13.3	33.7
	052	NoFire	-	-	-	-	-
	053	NoFire	-	-	-	-	-
	054	NoFire	-	-	-	-	-
5. Testreihe	055	NoFire	-	-	-	-	-
	056	NoFire	-	-	-	-	-
	057	NoFire	-	-	-	-	-
	058	NoFire	-	-	-	-	-
	059	NoFire	-	-	-	-	-
6. Testreihe	060	NoFire	-	-	-	-	-
	061	Fire	24.0	42.9	42.9	42.9	51.0
	062	NoFire	-	-	-	-	-
	063	NoFire	-	-	-	-	-
	064	NoFire	-	-	-	-	-
	065	NoFire	-	-	-	-	-
	066	Fire	48.8	53.9	53.9	53.9	54.7

Tabelle C.1.: Auslöswinkel mit verschiedenen Kriterien in den Sandbett-Schlittenversuchen (Soil-Trip)

## D. Sensorempfindlichkeitsanalyse

Neben dem Vergleich der Erkennungsleistung anhand nominaler Signale werden die behandelten Methoden in Abschnitt 4.4 auch hinsichtlich deren Empfindlichkeit bei Eingangssignalfehlern untersucht. Zunächst erfolgt in Abschnitt 4.4.2 eine Fehlersimulation mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale. Anschließend wird in Abschnitt 4.4.3 eine Analyse anhand einer Größtfehlerbetrachtung durchgeführt. Dabei dienen wiederum der mittlere Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt über alle erkannten Überschläge sowie die Anzahl falsch klassifizierter Szenarien als Bewertungsgrundlage. Die Ergebnisse der einzelnen Untersuchungen sind in den nachfolgenden Tabellen aufgeführt. Für die beiden Methoden nach dem Stand der Technik  $\omega_{\text{krit},1}$  und  $\omega_{\text{krit},2}$  sowie das ER-Kriterium ist die Größtfehlerbetrachtung identisch zur Gleichskalierungssimulation. Entsprechend sind für diese drei Methoden nachfolgend jeweils nur eine Ergebnistabelle zu finden. Bei den verbleibenden Methoden ist zur Gleichskalierungssimulation zusätzlich eine Untersuchung bei Größtfehlerbetrachtung notwendig. Deshalb sind im Folgenden die Einzelergebnisse für die Methoden RPK und AkRK jeweils in zwei Tabellen dargestellt. Für das vereinfachte RP-Kriterium (vRPK) wurde auf die Eingangsfehlersimulation mit Gleichskalierung verzichtet und ausschließlich eine Größtfehlerbetrachtung durchgeführt. Tabelle D.1 gibt eine Übersicht, welche Untersuchung für die jeweilige Methode behandelt wurde und welche nachfolgende Tabelle die dazugehörigen Einzelergebnisse zeigt.

Methode	Gleichskalierung	Größtfehler
$\omega_{\text{krit},1}$		Tabelle D.2
$\omega_{\text{krit},2}$		Tabelle D.3
ERK		Tabelle D.4
RPK	Tabelle D.5	Tabelle D.7
AkRK	Tabelle D.6	Tabelle D.9
vRPK	-	Tabelle D.8

Tabelle D.1.: Übersicht der Ergebnistabellen zur Untersuchung der unterschiedlichen Methoden zur Erkennung von Überschlägen bei Eingangssignalfehlern.

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der $\omega_{\text{krit},1}$ -Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
1. Testreihe	001	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	002	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	003	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	004	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	005	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	006	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	007	NoFire	-	-	26.2	24.0	21.8	20.8	20.8
	008	NoFire	-	-	27.2	23.9	22.8	21.8	20.9
	009	Fire	25.2	25.2	24.0	22.8	21.8	21.8	20.8
	010	Fire	27.1	25.8	24.5	23.4	22.3	21.3	21.3
	011	Fire	23.8	23.8	22.5	21.2	20.1	19.0	19.0
	012	Fire	24.3	22.8	21.5	20.4	20.4	19.3	19.3
	013	Fire	22.5	21.1	21.1	19.9	19.9	18.7	17.7
	014	Fire	21.7	21.7	20.3	19.0	17.8	16.7	16.7
	015	Fire	20.1	18.6	17.2	17.2	16.0	16.0	14.9
	016	Fire	19.7	18.2	16.8	16.8	15.5	15.5	14.4
2. Testreihe	017	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	018	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	019	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	020	NoFire	-	-	41.7	31.7	27.3	25.6	23.9
	021	Fire	25.4	24.1	22.8	21.7	21.7	20.6	19.7
	022	Fire	28.4	26.0	24.8	23.7	22.6	21.6	20.7
	023	Fire	25.5	24.3	24.3	23.2	22.1	22.1	21.2
	024	Fire	23.7	23.7	22.4	21.2	20.1	20.1	19.1
	025	Fire	23.1	21.6	20.3	19.1	17.9	17.9	16.8
	026	Fire	19.1	19.1	17.7	16.3	16.3	15.1	13.9
	027	Fire	17.4	15.9	15.9	14.4	14.4	13.1	11.9
	028	NoFire	-	-	-	41.6	27.8	25.2	23.4
	029	Fire	35.6	29.1	25.7	23.5	22.4	20.4	20.4
	030	Fire	44.6	40.1	26.2	24.1	23.1	22.1	21.2
	031	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	032	Fire	23.8	22.4	21.2	20.0	20.0	18.9	17.9
	033	Fire	24.7	23.3	22.1	20.9	20.9	19.8	18.8
	034	Fire	21.6	20.2	18.8	17.6	17.6	16.4	15.2

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der $\omega_{\text{krit},1}$ -Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
3. Testreihe	035	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	036	<b>MayFire</b>	44.9	24.4	23.2	20.8	19.7	19.7	18.6
	037	Fire	25.7	23.1	21.8	20.6	19.5	19.5	18.4
	038	Fire	22.6	21.1	19.8	18.5	18.5	17.4	17.4
	039	Fire	22.0	20.5	19.2	17.9	17.9	16.7	16.7
	040	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	041	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	042	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	043	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	044	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
4. Testreihe	045	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	046	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	047	Fire	32.3	30.0	27.9	26.8	24.9	23.9	23.0
	048	Fire	46.3	42.8	39.4	34.2	31.1	27.9	25.4
	049	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	050	Fire	32.9	30.7	29.7	28.7	27.8	26.0	25.2
	051	Fire	31.2	30.0	27.8	26.8	25.8	24.9	23.9
5. Testreihe	052	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	053	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	054	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	055	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	056	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	057	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	058	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	059	NoFire	-	-	-	-	-	-	
6. Testreihe	060	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	061	Fire	28.6	27.4	25.1	24.0	24.0	23.0	22.0
	062	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	063	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	064	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	065	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	066	Fire	60.2	56.5	53.1	48.8	33.8	30.4	29.0

Tabelle D.2.: Sensorempfindlichkeitsanalyse der  $\omega_{\text{krit},1}$ -Methode bei Gleichskalierung (= Größtfehlerbetrachtung)



Versuch #	Anforderung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der $\omega_{\text{krit},2}$ -Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale						
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%
001	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
002	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
003	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
004	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
005	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
006	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
007	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
008	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
009	Fire	31.4	29.7	28.1	26.6	26.6	25.2	24.0
010	Fire	54.3	50.0	46.5	29.9	27.1	25.8	24.5
011	Fire	30.0	28.3	26.7	25.2	25.2	23.8	22.5
012	Fire	29.2	27.4	25.8	24.3	24.3	22.8	22.8
013	Fire	29.1	27.3	25.5	24.0	22.5	22.5	21.1
014	Fire	28.2	26.4	24.7	23.2	23.2	21.7	20.3
015	Fire	23.6	23.6	21.8	20.1	20.1	18.6	18.6
016	Fire	25.0	23.1	21.3	19.7	19.7	18.2	18.2
017	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
018	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
019	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
020	NoFire	-	-	-	-	46.8	42.9	39.1
021	Fire	33.3	30.0	28.4	26.9	25.4	24.1	24.1
022	Fire	46.6	38.9	34.9	32.3	29.7	27.2	26.0
023	Fire	31.7	30.0	28.4	26.9	25.5	25.5	24.3
024	Fire	30.0	28.2	26.6	25.1	25.1	23.7	22.4
025	Fire	28.0	26.2	24.6	24.6	23.1	21.6	21.6
026	Fire	24.1	24.1	22.3	20.7	19.1	19.1	17.7
027	Fire	22.9	20.9	19.1	17.4	17.4	15.9	15.9
028	NoFire	-	-	-	-	-	46.0	41.6
029	Fire	51.6	47.6	43.7	39.7	36.7	32.4	28.0
030	Fire	60.7	52.7	48.3	45.3	42.3	39.3	31.5
031	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
032	Fire	29.9	28.3	26.7	25.2	23.8	23.8	22.4
033	Fire	32.5	29.2	27.6	26.1	24.7	23.3	23.3
034	Fire	28.3	26.5	24.8	23.1	21.6	20.2	20.2

Versuch #	Anforderung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der $\omega_{\text{krit},2}$ -Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale						
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%
035	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
036	<b>MayFire</b>	-	55.0	49.9	45.6	42.6	26.9	24.4
037	Fire	51.6	47.6	44.7	42.9	25.7	24.4	23.1
038	Fire	27.6	25.8	24.2	22.6	22.6	21.1	21.1
039	Fire	28.7	26.9	25.2	23.6	22.0	20.5	19.2
040	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
041	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
042	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
043	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
044	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
045	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
046	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
047	Fire	46.9	42.0	38.2	35.8	33.4	31.1	30.0
048	Fire	56.6	52.3	48.5	46.3	43.5	41.5	38.7
049	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
050	Fire	47.5	41.3	37.6	35.2	34.0	31.8	30.7
051	Fire	38.0	36.5	35.1	33.7	31.2	30.0	28.9
052	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
053	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
054	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
055	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
056	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
057	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
058	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
059	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
060	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
061	Fire	52.8	49.2	45.6	42.9	29.9	28.6	26.2
062	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
063	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
064	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
065	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
066	Fire	63.9	60.4	57.0	53.9	51.0	47.9	45.1

Tabelle D.3.: Sensorempfindlichkeitsanalyse der  $\omega_{\text{krit},2}$ -Methode bei Gleichskalierung (= Größtfehlerbetrachtung)

		$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°] der ERK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
Versuch #	Anfor- derung	-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
1. Testreihe	001	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	002	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	003	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	004	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	005	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	006	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	007	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	008	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	009	Fire	26.7	26.7	26.7	26.6	26.5	26.4	26.2
	010	Fire	46.2	44.2	44.2	29.9	28.5	28.4	28.2
	011	Fire	24.1	24.0	23.9	23.8	23.6	22.1	21.9
	012	Fire	23.3	23.2	23.0	22.8	22.6	22.4	23.4
	013	Fire	23.2	21.6	21.4	21.1	20.9	20.6	10.0
	014	Fire	18.4	17.1	9.1	8.9	8.6	9.1	8.7
	015	Fire	13.6	12.5	8.8	8.7	8.6	9.0	8.8
	016	Fire	8.9	8.7	9.2	8.9	8.5	8.9	8.5
2. Testreihe	017	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	018	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	019	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	020	NoFire	-	-	-	-	49.2	47.2	45.0
	021	Fire	28.3	27.0	25.5	25.4	25.3	25.1	25.0
	022	Fire	39.6	35.0	33.2	32.3	31.2	29.9	28.6
	023	Fire	27.0	27.0	27.0	26.9	26.8	28.1	27.9
	024	Fire	22.6	22.6	22.5	8.7	9.2	8.9	8.6
	025	Fire	19.6	8.8	8.5	9.0	8.7	9.1	8.7
	026	Fire	8.6	9.1	8.8	8.5	8.9	8.5	8.9
	027	Fire	9.2	8.8	9.3	8.8	9.2	8.6	9.0
	028	NoFire	-	-	-	-	-	50.5	47.8
	029	Fire	43.0	42.9	41.5	39.7	38.5	35.7	32.2
	030	Fire	51.6	47.4	45.9	45.3	44.4	43.2	36.3
	031	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	032	Fire	24.0	24.0	22.6	22.4	21.0	8.9	9.3
	033	Fire	26.2	24.8	24.8	24.7	23.2	23.0	22.8
	034	Fire	19.7	17.0	12.5	8.8	8.5	9.0	8.6

		$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°] der ERK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
Versuch #	Anfor- derung	-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
3. Testreihe	035	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	036	<b>MayFire</b>	-	49.5	47.5	45.6	44.7	29.6	28.1
	037	Fire	43.8	42.9	42.5	42.9	27.0	26.8	26.5
	038	Fire	23.4	8.8	8.7	8.7	8.7	9.1	9.5
	039	Fire	22.9	22.7	22.4	22.0	21.6	21.1	20.6
	040	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	041	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	042	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	043	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	044	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
4. Testreihe	045	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	046	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	047	Fire	39.9	37.8	36.3	34.6	33.9	33.0	33.3
	048	Fire	48.1	47.0	46.1	45.6	45.7	45.6	44.5
	049	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	050	Fire	40.4	37.2	35.7	35.2	34.5	34.9	35.3
	051	Fire	31.0	31.6	32.0	31.2	31.5	31.8	32.0
	052	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	053	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	054	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
5. Testreihe	055	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	056	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	057	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	058	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	059	NoFire	-	-	-	-	-	-	
6. Testreihe	060	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	061	Fire	44.9	44.3	43.3	42.9	31.4	30.2	30.1
	062	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	063	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	064	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	065	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	066	Fire	54.3	54.4	54.2	53.9	53.6	52.7	51.9

Tabelle D.4.: Sensorempfindlichkeitsanalyse der ERK-Methode bei Gleichskalierung (= Größtfehlerbetrachtung)

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°] der RPK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale						
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%
001	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
002	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
003	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
004	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
005	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
006	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
007	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
008	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
009	Fire	29.7	26.6	24.0	22.8	9.8	9.8	9.8
010	Fire	54.3	50.0	46.5	29.9	25.8	23.4	21.3
011	Fire	23.8	20.1	12.2	9.0	8.4	7.9	7.9
012	Fire	24.3	21.5	19.3	9.3	9.3	9.3	9.3
013	Fire	19.9	17.7	9.9	9.3	8.7	8.7	8.7
014	Fire	10.3	9.6	9.6	8.9	8.2	8.2	7.6
015	Fire	10.6	9.9	9.3	8.7	8.7	8.2	7.6
016	Fire	10.5	9.7	9.7	8.9	8.1	8.1	7.4
017	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
018	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
019	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
020	NoFire	-	-	-	-	46.8	42.9	39.1
021	Fire	26.9	24.1	21.7	19.7	15.8	13.9	12.2
022	Fire	46.6	38.9	29.7	24.8	22.6	20.7	19.0
023	Fire	24.3	22.1	11.7	8.7	8.7	8.1	7.5
024	Fire	18.2	14.9	10.0	9.4	9.4	8.7	8.1
025	Fire	10.5	9.7	9.0	9.0	8.3	8.3	7.6
026	Fire	10.1	10.1	9.3	8.5	8.5	8.5	7.8
027	Fire	10.8	9.8	9.8	8.8	8.8	7.8	7.8
028	NoFire	-	-	-	-	-	46.0	41.6
029	Fire	51.6	47.6	43.7	39.7	25.7	22.4	19.4
030	Fire	60.7	52.7	48.3	45.3	42.3	26.2	23.1
031	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
032	Fire	18.9	9.5	9.5	8.8	8.8	8.0	8.0
033	Fire	22.1	19.8	9.7	9.7	9.1	8.5	8.5
034	Fire	10.4	9.6	9.6	8.8	8.1	8.1	7.5

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°] der RPK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale						
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%
035	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
036	<b>MayFire</b>	-	55.0	49.9	45.6	42.6	26.9	23.2
037	Fire	51.6	47.6	44.7	42.9	25.7	21.8	19.5
038	Fire	24.2	21.1	18.5	17.4	15.4	13.1	11.9
039	Fire	23.6	20.5	17.9	15.6	14.7	13.0	11.7
040	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
041	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
042	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
043	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
044	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
045	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
046	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
047	Fire	46.9	25.8	23.0	20.5	19.1	17.8	15.6
048	Fire	56.6	52.3	48.5	46.3	43.5	24.6	22.3
049	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
050	Fire	47.5	35.2	31.8	29.7	27.8	25.2	20.0
051	Fire	16.1	14.9	13.8	13.3	12.8	12.4	11.9
052	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
053	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
054	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
055	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
056	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
057	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
058	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
059	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
060	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
061	Fire	52.8	49.2	45.6	42.9	29.9	26.2	24.0
062	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
063	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
064	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
065	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
066	Fire	63.9	60.4	57.0	53.9	51.0	28.3	26.9

Tabelle D.5.: Sensorempfindlichkeitsanalyse der RPK-Methode bei Gleichskalierung

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der AkRK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
1. Testreihe	001	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	002	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	003	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	004	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	005	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	006	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	007	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	008	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	009	Fire	55.3	29.7	28.1	26.6	26.6	25.2	24.0
	010	Fire	88.1	75.3	53.5	50.0	48.2	25.8	24.5
	011	Fire	30.0	28.3	26.7	25.2	25.2	23.8	22.5
	012	Fire	29.2	27.4	25.8	24.3	24.3	22.8	22.8
	013	Fire	29.1	27.3	25.5	24.0	22.5	22.5	21.1
	014	Fire	28.2	26.4	24.7	23.2	23.2	21.7	20.3
	015	Fire	23.6	23.6	21.8	20.1	20.1	18.6	18.6
	016	Fire	25.0	23.1	21.3	19.7	19.7	18.2	18.2
2. Testreihe	017	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	018	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	019	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	020	NoFire	-	-	-	-	-	45.8	44.7
	021	Fire	59.0	30.0	28.4	26.9	25.4	24.1	24.1
	022	Fire	56.1	53.8	52.6	50.2	47.8	27.2	26.0
	023	Fire	31.7	30.0	28.4	26.9	25.5	25.5	24.3
	024	Fire	30.0	28.2	26.6	25.1	25.1	23.7	22.4
	025	Fire	28.0	26.2	24.6	24.6	23.1	21.6	21.6
	026	Fire	24.1	24.1	22.3	20.7	19.1	19.1	17.7
	027	Fire	22.9	20.9	19.1	17.4	17.4	15.9	15.9
	028	NoFire	-	-	-	-	-	46.0	41.6
	029	Fire	55.6	53.6	52.6	51.6	49.6	48.6	46.6
	030	Fire	-	-	51.2	49.8	49.0	48.3	47.5
	031	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	032	Fire	29.9	28.3	26.7	25.2	23.8	23.8	22.4
	033	Fire	32.5	29.2	27.6	26.1	24.7	23.3	23.3
	034	Fire	28.3	26.5	24.8	23.1	21.6	20.2	20.2

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der AkRK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
3. Testreihe	035	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	036	<b>MayFire</b>	-	-	-	-	49.3	45.6	44.9
	037	Fire	77.9	67.7	51.6	47.6	45.7	43.8	42.9
	038	Fire	56.8	25.8	24.2	22.6	22.6	21.1	21.1
	039	Fire	55.1	26.9	25.2	23.6	22.0	20.5	19.2
	040	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	041	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	042	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	043	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	044	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
4. Testreihe	045	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	046	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	047	Fire	56.6	54.2	51.8	48.1	42.0	31.1	30.0
	048	Fire	61.7	58.1	54.5	50.0	47.8	45.6	44.2
	049	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	050	Fire	59.6	57.4	55.3	52.1	34.0	31.8	30.7
	051	Fire	38.0	36.5	35.1	33.7	31.2	30.0	28.9
	052	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
5. Testreihe	053	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	054	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	055	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	056	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	057	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	058	NoFire	-	-	-	-	-	-	
6. Testreihe	059	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	060	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	061	Fire	63.4	58.2	53.7	51.0	48.3	46.5	44.7
	062	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	063	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	064	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	065	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	066	Fire	65.8	65.8	57.0	54.7	54.4	54.1	53.1

Tabelle D.6.: Sensorempfindlichkeitsanalyse der AkRK-Methode bei Gleichskalierung

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°] der RPK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale						
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%
001	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
002	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
003	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
004	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
005	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
006	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
007	NoFire	-	-	-	-	-	-	9.7
008	NoFire	-	-	-	-	-	-	8.6
009	Fire	31.4	28.1	25.2	22.8	9.8	9.8	9.8
010	Fire	54.3	50.0	46.5	29.9	24.5	10.3	10.3
011	Fire	26.7	22.5	19.0	9.0	8.4	7.9	7.9
012	Fire	27.4	22.8	20.4	9.3	9.3	9.3	9.3
013	Fire	24.0	19.9	16.7	9.3	8.7	8.7	8.7
014	Fire	17.8	12.8	9.6	8.9	8.2	8.2	7.6
015	Fire	16.0	11.3	9.3	8.7	8.7	8.2	7.6
016	Fire	10.5	9.7	9.7	8.9	8.1	8.1	7.4
017	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
018	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
019	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
020	NoFire	-	-	-	-	46.8	42.9	39.1
021	Fire	33.3	25.4	22.8	19.7	8.6	8.1	8.1
022	Fire	46.6	38.9	34.9	24.8	21.6	11.2	11.2
023	Fire	26.9	24.3	21.2	8.7	8.7	8.1	7.5
024	Fire	23.7	20.1	16.4	9.4	9.4	8.7	8.1
025	Fire	19.1	13.9	9.0	9.0	8.3	8.3	7.6
026	Fire	10.1	10.1	9.3	8.5	8.5	8.5	7.8
027	Fire	10.8	9.8	9.8	8.8	8.8	7.8	7.8
028	NoFire	-	-	-	-	-	46.0	8.3
029	Fire	51.6	47.6	43.7	39.7	36.7	8.2	8.2
030	Fire	60.7	52.7	48.3	45.3	42.3	10.9	10.9
031	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
032	Fire	23.8	20.0	14.2	8.8	8.8	8.0	8.0
033	Fire	26.1	22.1	18.8	9.7	9.1	8.5	8.5
034	Fire	18.8	14.1	9.6	8.8	8.1	8.1	7.5

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°] der RPK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale						
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%
035	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
036	<b>MayFire</b>	-	55.0	49.9	45.6	42.6	26.9	21.9
037	Fire	51.6	47.6	44.7	42.9	24.4	23.1	16.5
038	Fire	27.6	22.6	19.8	17.4	12.5	10.1	8.2
039	Fire	26.9	22.0	19.2	15.6	13.0	9.0	8.0
040	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
041	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
042	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
043	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
044	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
045	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
046	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
047	Fire	34.6	28.9	23.9	20.5	17.8	9.0	9.0
048	Fire	56.6	52.3	48.5	46.3	25.4	22.3	10.7
049	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
050	Fire	47.5	37.6	31.8	29.7	29.7	17.9	8.4
051	Fire	24.9	19.3	14.9	13.3	9.1	9.1	9.1
052	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
053	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
054	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
055	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
056	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
057	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
058	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
059	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
060	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
061	Fire	52.8	49.2	45.6	42.9	27.4	25.1	25.1
062	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
063	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
064	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
065	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
066	Fire	63.9	60.4	57.0	53.9	51.0	9.2	7.7

Tabelle D.7.: Sensorempfindlichkeitsanalyse der RPK-Methode bei Größtfehlerbetrachtung

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der vRPK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
1. Testreihe	001	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	002	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	003	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	004	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	005	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	006	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	007	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	008	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	009	Fire	31.4	28.1	25.2	21.8	14.1	12.9	12.9
	010	Fire	54.3	50.0	46.5	29.9	24.5	22.3	18.8
	011	Fire	25.2	19.0	14.4	12.2	10.8	9.6	8.4
	012	Fire	24.3	20.4	17.4	14.4	12.5	10.8	9.8
	013	Fire	19.9	17.7	15.1	12.3	11.0	9.9	8.7
	014	Fire	14.6	12.8	11.1	9.6	8.9	8.2	7.6
	015	Fire	13.9	12.1	11.3	9.9	9.3	8.7	8.7
	016	Fire	12.3	10.5	9.7	8.9	9.7	10.5	10.5
2. Testreihe	017	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	018	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	019	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	020	NoFire	-	-	-	-	46.8	42.9	39.1
	021	Fire	33.3	25.4	22.8	19.7	13.4	9.6	8.6
	022	Fire	46.6	38.9	34.9	26.0	22.6	19.8	11.2
	023	Fire	26.9	24.3	18.6	11.7	9.9	9.2	8.7
	024	Fire	20.1	15.6	12.0	10.7	10.0	9.4	9.4
	025	Fire	13.0	11.3	9.7	9.0	9.0	8.3	8.3
	026	Fire	11.9	10.1	9.3	9.3	10.1	10.1	11.0
	027	Fire	10.8	9.8	9.8	8.8	9.8	9.8	9.8
	028	NoFire	-	-	-	-	-	46.0	41.6
	029	Fire	51.6	47.6	43.7	39.7	36.7	17.7	11.9
	030	Fire	60.7	52.7	48.3	45.3	42.3	39.3	21.2
	031	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	032	Fire	21.2	14.2	10.2	9.5	8.8	8.0	8.0
	033	Fire	24.7	19.8	14.8	12.1	10.9	9.7	9.1
	034	Fire	12.1	10.4	9.6	8.8	8.8	8.8	7.5

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der vRPK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
3. Testreihe	035	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	036	<b>MayFire</b>	-	55.0	49.9	45.6	42.6	26.9	21.9
	037	Fire	51.6	47.6	44.7	42.9	24.4	23.1	14.8
	038	Fire	27.6	21.1	17.4	14.6	12.5	11.9	11.4
	039	Fire	28.7	19.2	14.7	12.3	11.7	10.7	10.2
	040	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	041	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	4. Testreihe	042	NoFire	-	-	-	-	-	-
043		NoFire	-	-	-	-	-	-	
044		NoFire	-	-	-	-	-	-	
045		NoFire	-	-	-	-	-	-	
046		NoFire	-	-	-	-	-	-	
047		Fire	46.9	42.0	38.2	35.8	21.3	10.6	9.0
048		Fire	56.6	52.3	48.5	46.3	43.5	41.5	38.7
049		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
050		Fire	47.5	41.3	37.6	35.2	34.0	31.8	8.4
051		Fire	27.8	25.8	10.7	9.7	9.1	9.1	9.1
5. Testreihe	052	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	053	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	054	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	055	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	056	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	057	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	058	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	6. Testreihe	059	NoFire	-	-	-	-	-	-
060		NoFire	-	-	-	-	-	-	
061		Fire	52.8	49.2	45.6	42.9	29.9	28.6	26.2
062		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
063		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
064		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
065		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
066		Fire	63.9	60.4	57.0	53.9	51.0	47.9	45.1

Tabelle D.8.: Sensorempfindlichkeitsanalyse der vRPK-Methode bei Größtfehlerbetrachtung

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der AkRK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
1. Testreihe	001	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	002	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	003	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	004	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	005	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	006	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	007	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	008	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	009	Fire	59.6	55.3	28.1	26.6	26.6	25.2	24.0
	010	Fire	76.4	76.4	64.1	50.0	46.5	25.8	24.5
	011	Fire	48.2	28.3	26.7	25.2	25.2	23.8	22.5
	012	Fire	55.6	27.4	25.8	24.3	24.3	22.8	22.8
	013	Fire	29.1	27.3	25.5	24.0	22.5	22.5	21.1
	014	Fire	28.2	26.4	24.7	23.2	23.2	21.7	20.3
	015	Fire	23.6	23.6	21.8	20.1	20.1	18.6	18.6
	016	Fire	25.0	23.1	21.3	19.7	19.7	18.2	18.2
2. Testreihe	017	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	018	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	019	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	020	NoFire	-	-	-	-	46.8	44.1	42.9
	021	Fire	62.1	57.4	28.4	26.9	25.4	24.1	24.1
	022	Fire	59.8	56.1	53.8	50.2	29.7	27.2	26.0
	023	Fire	33.5	30.0	28.4	26.9	25.5	25.5	24.3
	024	Fire	30.0	28.2	26.6	25.1	25.1	23.7	22.4
	025	Fire	28.0	26.2	24.6	24.6	23.1	21.6	21.6
	026	Fire	24.1	24.1	22.3	20.7	19.1	19.1	17.7
	027	Fire	22.9	20.9	19.1	17.4	17.4	15.9	15.9
	028	NoFire	-	-	-	-	-	46.0	41.6
	029	Fire	59.9	55.6	53.6	51.6	48.6	46.6	44.7
	030	Fire	-	-	52.7	49.8	48.3	46.8	45.3
	031	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	032	Fire	31.7	28.3	26.7	25.2	23.8	23.8	22.4
	033	Fire	52.5	29.2	27.6	26.1	24.7	23.3	23.3
	034	Fire	28.3	26.5	24.8	23.1	21.6	20.2	20.2

Versuch #	Anfor- derung	$\varphi_{x,\text{TTF}}$ in $[\circ]$ der AkRK-Methode bei Skalierungsfehler der Eingangssignale							
		-15%	-10%	-5%	0	5%	10%	15%	
3. Testreihe	035	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	036	<b>MayFire</b>	-	-	-	-	46.4	43.4	41.8
	037	Fire	77.9	76.5	63.8	47.6	44.7	42.0	23.1
	038	Fire	58.5	53.4	24.2	22.6	22.6	21.1	21.1
	039	Fire	56.8	51.5	25.2	23.6	22.0	20.5	19.2
	040	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	041	NoFire	-	-	-	-	-	-	-
	4. Testreihe	042	NoFire	-	-	-	-	-	-
043		NoFire	-	-	-	-	-	-	
044		NoFire	-	-	-	-	-	-	
045		NoFire	-	-	-	-	-	-	
046		NoFire	-	-	-	-	-	-	
047		Fire	59.2	56.6	53.0	48.1	34.6	31.1	30.0
048		Fire	62.4	62.4	57.3	50.0	45.6	43.5	41.5
049		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
050		Fire	65.4	60.7	56.4	52.1	34.0	31.8	30.7
051		Fire	38.0	36.5	35.1	33.7	31.2	30.0	28.9
5. Testreihe		052	NoFire	-	-	-	-	-	-
	053	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	054	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	055	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	056	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	057	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	058	NoFire	-	-	-	-	-	-	
	6. Testreihe	059	NoFire	-	-	-	-	-	-
060		NoFire	-	-	-	-	-	-	
061		Fire	66.8	64.2	56.4	51.0	46.5	42.9	26.2
062		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
063		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
064		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
065		NoFire	-	-	-	-	-	-	-
066		Fire	65.8	65.8	57.0	54.7	54.1	51.0	49.1

Tabelle D.9.: Sensorempfindlichkeitsanalyse der AkRK-Methode bei Größtfehlerbetrachtung

## E. Ergebnisse Realversuche

Mittels der Soil-Trip-Überschlagsversuche (auch Realversuche genannt) des skalierten Versuchsfahrzeuges erfolgt in Abschnitt 5 die Validierung des Testansatzes. Dabei dienen wiederum die Anzahl falsch klassifizierter Szenarien sowie der mittlere Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt über alle erkannten Überschläge als Bewertungsgrundlage. Die Ergebnisse der einzelnen Realversuche sind in der nachfolgenden Tabelle E.1 dargestellt.

Versuch #	Anforderung (Fire/NoFire)	Rollwinkel zum Erkennungszeitpunkt $\varphi_{x,\text{TTF}}$ in [°]				
		$\omega_{\text{krit},1}$	$\omega_{\text{krit},2}$	ERK	RPK	AkRK
067	NoFire	-	-	-	-	-
068	NoFire	-	-	-	-	-
069	NoFire	-	-	-	-	-
070	Fire	24.1	32.0	9.0	12.8	32.0
071	Fire	19.8	24.1	24.1	10.4	24.1
072	NoFire	-	-	-	-	-
073	Fire	21.6	29.8	9.2	12.0	29.8
074	NoFire	-	-	-	-	-
075	Fire	23.0	28.4	24.2	11.4	28.4
076	NoFire	-	-	-	-	-
077	Fire	18.8	21.7	21.7	11.9	21.7
078	Fire	18.9	21.8	21.8	14.7	21.8
079	Fire	19.7	25.1	8.6	13.4	25.1
080	Fire	20.0	24.2	10.6	13.0	24.2
081	NoFire	-	-	-	-	-
082	NoFire	-	-	-	-	-
083	Fire	16.0	20.4	18.8	8.5	20.4
084	Fire	23.4	28.8	19.3	11.8	28.8
085	NoFire	-	-	-	-	-
086	Fire	20.2	24.4	12.7	14.6	24.4
087	Fire	23.4	26.1	26.1	20.1	26.1
088	Fire	20.0	23.9	12.1	12.1	23.9
089	Fire	26.9	36.3	9.0	13.6	36.3
090	Fire	32.3	40.9	37.9	20.3	40.9
091	NoFire	-	-	-	-	-
092	NoFire	-	-	-	-	-
093	NoFire	-	-	-	-	-
094	NoFire	-	-	-	-	-
095	NoFire	-	-	-	-	-
096	NoFire	-	-	-	-	-
097	NoFire	-	-	-	-	-
098	Fire	26.1	32.1	13.1	24.2	32.1
099	Fire	29.8	35.4	28.8	11.8	35.4
100	Fire	26.7	33.3	30.9	12.7	33.3

Tabelle E.1.: Auslösewinkel mit verschiedenen Kriterien bei Realversuchen



# Abbildungsverzeichnis

1.1.	Entwicklung der Zahl der im Straßenverkehr getöteten und verletzten Personen und des Pkw-Fahrzeugbestand von 1950 bis 2010 in Deutschland . . . . .	2
1.2.	Schutzpotential durch Vernetzung aller Fahrzeugsicherheits- und Assistenzsysteme über alle Fahrphasen . . . . .	4
1.3.	Häufigkeit von Überschlagsunfällen, Anteil der Todesopfer bei Überschlagsunfällen und Aufteilung der durch einen Überschlagsunfall tödlich verunglückten Personen in Unfälle mit und ohne Fremdeinwirkung (USA, 2009) . . . . .	8
1.4.	Verteilung der Überschlagsszenarien nach Definition der CDS in den USA . . .	10
1.5.	Versuchsszenario FMVSS 208 (Dolly Test) . . . . .	11
1.6.	Soil- und Curb-Trip-Versuch . . . . .	12
1.7.	Rampenüberschlagsversuch (Corkscrew) . . . . .	12
1.8.	Überschlagsversuch an einer Böschung (Embankment/Ditch) . . . . .	13
1.9.	Friction-Trip-Versuch . . . . .	14
1.10.	Gravel-Trip-Versuch . . . . .	14
1.11.	Bounce-Over-Versuch . . . . .	15
1.12.	Pitch-Over-Versuch . . . . .	15
1.13.	Feldrelevanz der unterschiedlichen Versuchsanordnungen . . . . .	16
1.14.	Zeitliche Entwicklung der aktiven Sicherheit . . . . .	18
1.15.	Zeitliche Entwicklung der passiven Sicherheit . . . . .	20
1.16.	Übersicht über die Zusammensetzung der Fahrzeugesamtbewertung („Vehicle Safety Score“) durch US-NCAP . . . . .	21
1.17.	Linearisiertes Sternbewertungs-Modell der NHTSA für die Umkippwahrscheinlichkeit von Fahrzeugen im Alleinunfall . . . . .	22
1.18.	Statistische Verteilung von Fahrzeugtypen und SSF in Alleinunfällen . . . . .	23
1.19.	Zeitlicher Verlauf der Lenkeingabe während eines J-Turn-Fahrzeugmanövers . .	24
1.20.	Schematische Darstellung des Versuchsablaufs eines Fishhook-Manövertests und computergesteuerte Lenkwinkleingabe mit typischen Rollratenfeedback . . . .	25
1.21.	Bewertung der Rolloverstabilität durch Kombination von SSF und dynamischen Fishhook-Test . . . . .	26
1.22.	Dummykopf-Schussanlage für Ejection Mitigation und vollständig entfalteter Curtain Airbag im Augenblick des Impaktoraufpralls . . . . .	28
2.1.	Energieerhaltungsmodell zur Erkennung von drohenden Überschlägen . . . . .	32
2.2.	Überschlagsmodell zur Beschreibung der wirkenden Kräfte und daraus resultierende Momente auf das Fahrzeug . . . . .	33
2.3.	Prinzipielle Trajektorien eines Überschlages, eines Nichtüberschlages und eines Beinaheüberschlages in der $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene im Vergleich zur kritischen Drehrate $\omega_{krit,1}$ nach dem Energieerhaltungsmodell und $\omega_{krit,2}$ nach dem Impulsansatz unter Vernachlässigung der Querkraft $F_Q$ . . . . .	36
2.4.	Überblick des Signalfusses eines typischen Überschlagsalgorithmus . . . . .	39

2.5.	Blockschaltbild eines typischen Überschlagsalgorithmus . . . . .	40
2.6.	Darstellung der Plausibilisierungsschwellen der Auslöseentscheidung . . . . .	41
2.7.	Blockschaltbild eines typischen Überschlagsalgorithmus zur Optimierung der Erkennungsleistung . . . . .	41
3.1.	Definitionen zum Einspurmodell . . . . .	48
3.2.	Kinematische Größen am Einspurmodell . . . . .	50
3.3.	Schematische Darstellung des Fahrdynamikbeobachters . . . . .	56
3.4.	Eingangssignale der virtuellen Validierungsfahrt . . . . .	58
3.5.	Verlauf der geschätzten Sensoroffsets in der virtuellen Validierungsfahrt . . . . .	59
3.6.	Verlauf der geschätzten Nick- und Rollwinkel in der virtuellen Validierungsfahrt im Vergleich zu den Referenzsignalen und Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung . . . . .	60
3.7.	Verlauf der geschätzten Geschwindigkeitskomponenten in der virtuellen Validierungsfahrt im Vergleich zu den Referenzsignalen und Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung . . . . .	61
3.8.	Verlauf der geschätzten Nick- und Rollwinkel während des Spurwechselmanövers auf niedrigem Reibwert in der virtuellen Validierungsfahrt im Vergleich zu den Referenzsignalen und Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung . . . . .	62
3.9.	Verlauf der geschätzten Geschwindigkeitskomponenten während des Spurwechselmanövers auf niedrigem Reibwert in der virtuellen Validierungsfahrt im Vergleich zu den Referenzsignalen und Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung . . . . .	63
3.10.	Verlauf der geschätzten Nick- und Rollwinkel in der realen Validierungsfahrt im Vergleich zu den Referenzsignalen und Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung . . . . .	64
3.11.	Verlauf der geschätzten Geschwindigkeitskomponenten in der realen Validierungsfahrt im Vergleich zu den Referenzsignalen und Schätzfehler des jeweiligen Signals und geschätzte Standardabweichung im Vergleich zur zulässigen Abweichung . . . . .	65
4.1.	Umwandlung der Energien bei einen Tripped-Rollover-Unfall . . . . .	68
4.2.	Blockschaltbild des Erwarteten-Rollraten-Kriteriums . . . . .	71
4.3.	Prinzipielle Funktionsweise des Erwartete Rollrate Kriteriums (ERK) . . . . .	72
4.4.	Zustandstrajektorien für Versuch #007 mit ERK-Methode . . . . .	73
4.5.	Zustandstrajektorien für Versuch #013 mit ERK-Methode . . . . .	73
4.6.	Zustandstrajektorien für Versuch #014 mit ERK-Methode . . . . .	74
4.7.	Ebenes Überschlagsmodell zur Prädiktion der Rotationsbewegung . . . . .	75
4.8.	Prinzipielle Funktionsweise des Rollbewegungs-Prädiktions-Kriterium (RPK) . . . . .	78
4.9.	Blockschaltbild des Rollbewegungs-Prädiktions-Kriterium . . . . .	80
4.10.	Zustandstrajektorien für Versuch #007 mit RPK-Methode . . . . .	81
4.11.	Zustandstrajektorien für Versuch #009 mit RPK-Methode . . . . .	81
4.12.	Zustandstrajektorien für Versuch #011 mit RPK-Methode . . . . .	82
4.13.	Zustandstrajektorien für Versuch #036 nach Stand der Technik . . . . .	83
4.14.	Seitenansicht des Versuches #036 bei maximalem Rollwinkel . . . . .	83

4.15. Zustandstrajektorien für Versuch #036 nach Stand der Technik mit Parameteranpassung durch Reduzierung der Schwerpunktshöhe . . . . .	84
4.16. Prinzip des Angepasste-kritische-Rollraten-Kriteriums (AkRK) . . . . .	86
4.17. Blockschaltbild des Angepasste-kritische-Rollraten-Kriterium (AkRK) . . . . .	87
4.18. Kriterium mittels angepasster kritischer Rollrate (AkRK) für Versuch #036 mit $\hat{\omega}_{\text{krit},1}$ . . . . .	88
4.19. Kriterium mittels angepasster kritischer Rollrate (AkRK) für Versuch #036 mit $\hat{\omega}_{\text{krit},2}$ . . . . .	88
4.20. Kriterium mittels angepasster kritischer Rollrate (AkRK) für Versuch #011 mit $\hat{\omega}_{\text{krit},2}$ . . . . .	89
4.21. Zustandstrajektorie für Versuch #011 im Vergleich zur kritischen Drehrate mit reduzierter Schwerpunktshöhe . . . . .	89
4.22. Plausibilitätsschwellen in der $a_y$ - $a_z$ -Kartendarstellung für die Evaluierung . . . . .	90
5.1. Soil-Trip-Überschlagsversuch mit Schleuderphase der DEKRA . . . . .	108
5.2. Vergleich von Sensorsignalen bei einem Überschlagsversuch von einem realen und dem skalierten Versuchsfahrzeug . . . . .	115
5.3. Vergleich der Standardschlittenversuche und der zusätzlichen Schlittenversuche in der $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene . . . . .	118
5.4. Skalierte Standardversuche in der $\omega_x$ - $\varphi_x$ -Zustandsebene . . . . .	119
B.1. Skaliertes Versuchsfahrzeug auf der Schlittenanlage vor dem Sandbett . . . . .	127
B.2. Bildsequenz Versuch #007 (NoRoll) . . . . .	129
B.3. Bildsequenz Versuch #009 (Roll) . . . . .	129
B.4. Schema des Realversuchs . . . . .	130
B.5. Bildsequenz Versuch #072 (NoRoll) . . . . .	131
B.6. Bildsequenz Versuch #084 (Roll) . . . . .	131



# Tabellenverzeichnis

1.1. Übersicht der Verwendung der unterschiedlichen Versuchsanordnungen in verschiedenen Veröffentlichungen . . . . .	17
4.1. Evaluierung der Überschlagserkennungsmethoden. Ergebnisübersicht der Standard Soil-Trip-Schlittenversuche (1. Testserie: Versuche #001 bis #016) . . . .	91
4.2. Evaluierung der Überschlagserkennungsmethoden. Ergebnisübersicht der 1. und 2. Testserie: Versuche #001 bis #034 . . . . .	92
4.3. Evaluierung der Überschlagserkennungsmethoden. Ergebnisübersicht aller Testserien: Versuche #001 bis #066 . . . . .	93
4.4. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das Kriterium nach dem Stand der Technik $\omega_{\text{krit},1}$ . .	94
4.5. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das Kriterium nach dem Stand der Technik $\omega_{\text{krit},2}$ . .	94
4.6. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das ER-Kriterium . . . . .	95
4.7. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das RP-Kriterium . . . . .	95
4.8. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse mittels Gleichskalierung aller Eingangssignale für das AkR-Kriterium . . . . .	95
4.9. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse bei einer Größtfehlerbetrachtung für das RP-Kriterium . . . . .	102
4.10. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse bei der Größtfehlerbetrachtung für das vRP-Kriterium . . . . .	103
4.11. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse bei Größtfehlerbetrachtung für das AkR-Kriterium . . . . .	106
5.1. Allgemeine Darstellung einer Dimensionstafel zur systematischen Ermittlung von II-Zahlen . . . . .	111
5.2. Sortierte Dimensionstafel im Maßsystem der Mechanik für die überschlagrelevanten Fahrzeugparameter und Variablen . . . . .	112
5.3. Vergleich der geometrischen Fahrzeugparameter zwischen dem realen und dem skalierten Fahrzeug . . . . .	114
5.4. Evaluierung der Überschlagserkennungsmethoden. Ergebnisübersicht der Soil-Trip-Realversuche) . . . . .	116
5.5. Vergleich der Schlittenversuche mit den Realversuchen hinsichtlich Gierrate $\omega_z$ und Schwimmwinkel $\beta$ . . . . .	117
5.6. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das Kriterium nach dem Stand der Technik $\omega_{\text{krit},1}$ bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016 . . . . .	120

5.7. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das Kriterium nach dem Stand der Technik $\omega_{\text{krit},2}$ bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016 . . . . .	120
5.8. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das ER-Kriterium bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016 . . . . .	120
5.9. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das RP-Kriterium bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016 . . . . .	120
5.10. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das AkR-Kriterium bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016 . . . . .	121
5.11. Ergebnisübersicht der Sensorempfindlichkeitsanalyse für das vRP-Kriterium bei Betrachtung der Standardversuche #001 bis #016 . . . . .	121
A.1. Fahrzeugparameter des virtuellen Versuchsfahrzeuges aus CarMaker <sup>®</sup> . . . . .	125
A.2. Fahrzeugparameter des realen Versuchsfahrzeugs . . . . .	125
B.1. Überschlagsrelevante Parameter des skalierten Versuchsfahrzeuges . . . . .	126
B.2. Versuchsübersicht der 66 Sandbett-Schlittenversuche . . . . .	128
B.3. Versuchsübersicht der 34 Sandbett-Komplettversuche . . . . .	130
C.1. Auslösewinkel mit verschiedenen Kriterien in den Sandbett-Schlittenversuchen (Soil-Trip) . . . . .	132
D.1. Übersicht der Ergebnistabellen zur Untersuchung der unterschiedlichen Methoden zur Erkennung von Überschlägen bei Eingangssignalfehlern. . . . .	133
D.2. Sensorempfindlichkeitsanalyse der $\omega_{\text{krit},1}$ -Methode bei Gleichskalierung . . . . .	134
D.3. Sensorempfindlichkeitsanalyse der $\omega_{\text{krit},2}$ -Methode bei Gleichskalierung . . . . .	135
D.4. Sensorempfindlichkeitsanalyse der ERK-Methode bei Gleichskalierung . . . . .	136
D.5. Sensorempfindlichkeitsanalyse der RPK-Methode bei Gleichskalierung . . . . .	137
D.6. Sensorempfindlichkeitsanalyse der AkRK-Methode bei Gleichskalierung . . . . .	138
D.7. Sensorempfindlichkeitsanalyse der RPK-Methode bei Größtfehlerbetrachtung . . . . .	139
D.8. Sensorempfindlichkeitsanalyse der vRPK-Methode bei Größtfehlerbetrachtung . . . . .	140
D.9. Sensorempfindlichkeitsanalyse der AkRK-Methode bei Größtfehlerbetrachtung . . . . .	141
E.1. Auslösewinkel mit verschiedenen Kriterien bei Realversuchen . . . . .	142

## Literaturverzeichnis

- [1] ALLEGRO MICROSYSTEMS INC.: *ATS665LSG Data Sheet*. URL: <http://www.datasheetcatalog.org/datasheet/allegromicrosystems/0665.pdf>.
- [2] ANALOG DEVICES: *High Precision Tri-Axis Inertial Sensor: ADIS16355*. URL: [http://www.analog.com/static/imported-files/data\\_sheets\\_obsolete/OBSOLETE%20WATERMARK/ADIS16350\\_16355.pdf](http://www.analog.com/static/imported-files/data_sheets_obsolete/OBSOLETE%20WATERMARK/ADIS16350_16355.pdf).
- [3] AOKI, Y.; INOUE, T.; HORI, Y.: *Robust design of gain matrix of body slip angle observer for Electric Vehicles and its experimental demonstration*. In: *AMC '04. The 8th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control* (2004), Seiten 41–45.
- [4] ARNOLD, A.: *Analyse und Regelung eines nichtlinearen Bremssystems mit elektromechanischen Stellgliedern*. Dissertation. Regensburg: Univ, 2001.
- [5] BARDINI, R.; NAGELSTRASSER, M.; WRONN, O.: *Applikation, Test und Absicherung einer Überschlagsensorik am Beispiel des neuen BMW X5*. In: *VDI Berichte*. Band 2013. 2007, Seiten 149–167.
- [6] BARDINI, R.: *Auslegung von Überschlagschutzsystemen für Personenkraftwagen mithilfe der Simulation*. Dissertation. Düsseldorf und Duisburg-Essen: Univ, 2008.
- [7] BARÉNYI, B.: *Kraftfahrzeug, insbesondere zur Beförderung von Personen*. Patent DE 000000854157 B. 1952.
- [8] BAUMANN, K.-H.; WUENSCH, M.: *The raisable roll-over bar of the new Mercedes-Benz roadster*. In: *Vehicle Electronics in the 90's: Proceedings of the International Congress on Transportation Electronics*. Warrendale, SAE, 1990, p. 55-64 (1990).
- [9] BAUMANN, K.-H.; BOSSENMAIER, A.; MATTHIAS, K.: *Die Entwicklung eines beweglichen Überrollbügels für den neuen Mercedes-Benz Roadster*. In: *mobiles*. Band 17, Seiten 40–55.
- [10] BERG, A.; RÜCKER, P.; KRÖNINGER, M.: *A realistic crash test setup to assess the real world performance of advanced rollover sensing systems*. In: *20th ESV International Technical Conference*. 2007.
- [11] BERG, F. A.; BEHLING, R.; HELBIG, M.: *Rollover crash tests*. In: *International journal of crashworthiness* (2002).
- [12] BERG, F. A.; DETTINGER, J.; BRUNNER, A.: *Pkw-Überschlag: Definitionen, Versuche und Rekonstruktion*. In: *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, Vol. 30, No. 7-9 (1992), 215–220 bzw. 225–230.
- [13] BLOS, A.; BONITZ, J.; YANO, T.: *Method and device for detecting a rollover situation of a motor vehicle*. Patent US020070185632A1. 2007.
- [14] BONITZ, J.; DUSCHER, P.; FAISST, H.; PAGGEL, J.: *Verfahren und Vorrichtung zum Erkennen eines Fahrzeugüberschlags*. Patent EP000001997690A1. 2008.

- [15] BÖRNER, M.: *Adaptive Querdynamikmodelle für Personenkraftfahrzeuge-Fahrzustandserkennung und Sensorfehlertoleranz*. Band 563. Berichte aus dem Institut für Automatisierungstechnik der TU Darmstadt. Düsseldorf: VDI-Verl, 2004.
- [16] BOYD, P. L.: *Nhtsa's ncap rollover resistance rating system*. In: *ESV: 19th international technical conference on the enhanced safety of vehicles*. 2005.
- [17] BREMER, H.: *Dynamik und Regelung mechanischer Systeme*. Stuttgart: Teubner, 1988.
- [18] BRIEN-MITCHELL, B. M. O.; HORN, C. K.; LANGE, R. C.: *Rollover Sensor Signature Test Development*. In: *Engineering*, No. 724 (2007), Seiten 776–790.
- [19] BRONSTEIN, I. N.; SEMENDJAJEW, K. A.: *Taschenbuch der Mathematik*. 7. Auflage. Frankfurt am Main: Deutsch, 2008.
- [20] BUHLMANN, M.; SUGG, R.; ROLLER, A.; BRAUN, C.: *Elektronikvernetzung und Sensorfusion im Fahrwerk*. In: *ATZ extra*, No. Januar (2011), Seiten 144–149.
- [21] BUNDESVERBAND GÜTERKRAFTVERKEHR LOGISTIK UND ENTSORGUNG (BGL) E.V. - ABTEILUNG ÖFFENTLICHKEITSARBEIT UND WIRTSCHAFTSBEOBSACHTUNG: *Fahrzeugbestand Lkw und Pkw in Deutschland 1950 - 2010*. 2010. URL: [http://www.bgl-ev.de/images/daten/bestand/alle\\_tabelle.pdf](http://www.bgl-ev.de/images/daten/bestand/alle_tabelle.pdf) (besucht am 19. Feb. 2012).
- [22] BURG, H.: *Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion: Unfallaufnahme, Fahrdynamik, Simulation*. 2. Auflage. s.l: Vieweg, 2009.
- [23] CARHS TRAINING GMBH: *SafetyCompanion 2011*. Alzenau: CARHS, 2011.
- [24] CHOU, C.; WU, F.: *Development of MADYMO-based model for simulation of laboratory rollover test modes*. In: *ESV: 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, 2005* (2005).
- [25] CHOU, C. C.; MCCOY, R. W.; LE, J.: *A literature review of rollover test methodologies*. In: *International Journal of Vehicle Safety*, Vol. 1, No. 1 (2005), Seiten 200–237.
- [26] CHOU, C. C.; WAGNER, C.; YANG, K. H.; KING, A. I.: *A review of tripped rollover test methodologies*. In: *International Journal of Vehicle Safety*, Vol. 4, No. 3 (2009), Seiten 185–229.
- [27] CHUMSAMUTR, R.; FUJIOKA, T.; ABE, M.: *Sensitivity analysis of side-slip angle observer based on a tire model*. In: *Vehicle system dynamics*, No. 44(7) (2006), Seiten 513–527.
- [28] COOPERRIDER, N. K.; COLWELL, J.; HAMMOUD, S. A.: *Characteristics of soil-tripped rollovers*. In: *Accident Reconstruction: Technology and Animation VIII*. Warrendale, SAE, 1998, p. 51-59 (1998).
- [29] D'ENTREMONT, K. L.: *The effects of light-vehicle design parameters in tripped-rollover maneuvers: a statistical analysis using an experimentally validated computer model*. In: *New Developments in Vehicle Dynamics, Simulation, and Suspension Systems*. Warrendale, SAE, (1995), Seiten 145–160.
- [30] DSPACE GMBH: *MicroAutoBox*. URL: [http://www.ceanet.com.au/Portals/0/documents/products/dSPACE/dspace\\_2008\\_microautobox\\_en\\_pi480.pdf](http://www.ceanet.com.au/Portals/0/documents/products/dSPACE/dspace_2008_microautobox_en_pi480.pdf).



- [31] DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *93/704/EG: Entscheidung des Rates vom 30. November 1993 über die Einrichtung einer gemeinschaftlichen Datenbank über Straßenverkehrsunfälle: 93/704/EG*. 1993. URL: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:31993D0704:DE:HTML>.
- [32] DEUTSCHER VERKEHRSSICHERHEITSRAT E.V.: *Vision Zero: Im Zweifel für Verkehrssicherheit*. 16. Oktober 2007. URL: [http://vinnord.de/wp-content/uploads/2010/02/Vision\\_Zero2.pdf](http://vinnord.de/wp-content/uploads/2010/02/Vision_Zero2.pdf).
- [33] DIGGES, K. H.: *Summary report of rollover crashes*. FHWA/NHTSA National Crash Analysis Center, 2002.
- [34] DIMITRI DE MEESTER: *CADaS Recommendation for a Common Accident Data Set: Reference Guide*. Januar 2011 Version 3.1. 22/12/2009.
- [35] ECKSTEIN, L.; BOVENKERK, J.; ERTUGUS, E.: *Aktuelle und zukünftige Entwicklungen zum Fußgängerschutz am Kraftfahrzeug*. In: *Automobiltechnische Zeitschrift*, Vol. 112, No. 12 (2010), Seiten 934–938.
- [36] EGER, R.: *Schätzung von Fahrzeugüberschlägen*. Als Ms. gedr. Berichte aus der Fahrzeugtechnik. Aachen: Shaker, 2000.
- [37] EIGEN, A. M.: *Review of NMVCCS Rollover Variables in Support of Rollover Reconstruction*. 2010.
- [38] FARS: *Query FARS Data*. URL: <http://www-fars.nhtsa.dot.gov> (besucht am 29. Aug. 2011).
- [39] FG MODELLSPORT GMBH: *Pajero Off-Road/On-Road*. URL: <http://www.fgmodellsport.de/seiten-01-07-produkte/01-off-road/offroad-layout/pajero-layout.html>.
- [40] FAUSTEN, M.; KRÖNINGER, M.: *CAPS - A Question of Milliseconds*. In: *Airbag 2006*. Pfinztal (Berghausen): ICT, 2006, Seite V19.
- [41] FOLLMER, R.: *Mobilität in Deutschland 2008: Ergebnisbericht; Struktur - Aufkommen - Emissionen - Trends*. Stand: Februar 2010. Bonn und Berlin: Inst. für angewandte Sozialwiss und Bundesministerium für Verkehr Bau und Stadtentwicklung, 2010.
- [42] FORD MOTOR COMPANY: *Ford's Air Bag and Seat Belt Technology Leadership*. 04/2011. URL: [media.ford.com/images/10031/Seat\\_Belt\\_and\\_Air\\_Bag\\_Timeline.pdf](http://media.ford.com/images/10031/Seat_Belt_and_Air_Bag_Timeline.pdf) (besucht am 15. Jan. 2012).
- [43] FORKENBROCK, G. J.; O'HARA, B. C.; HEITZ, M.; GARROTT, W. R.: *An experimental examination of j-turn and fishhook maneuvers that may induce on-road, untripped, light vehicle rollover*. In: *Vehicle dynamics and simulation*. Warrendale, SAE, 2003. p. 23-30 (2003).
- [44] FRANZ, J.; SCHOLPP, G.; NOLL, G.; SCHRÖDER, T.: *Die neue Rollover Prüfanlage bei Siemens Restraint Systems in Alzenau*. URL: <http://www.tuev-sued.de/uploads/images/1134986819545011975659/Franz.pdf>.
- [45] FRIMBERGER, M.; SCHMIDT, J.; SCHOLPP, G.; WOLF, F.: *Influences of parameters at vehicle rollover*. Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 2000.
- [46] GIDAS: *German In-Depth Accident Study*. URL: <http://www.gidas.org/> (besucht am 19. Feb. 2012).

- [47] GELB, A.: *Applied optimal estimation*. 16. Auflage. Cambridge und Mass: MIT Press, 2001.
- [48] GOPAL, M.; BARON, K.; SHAH, M.: *Simulation and testing of a suite of field relevant rollovers*. In: *Rollover, side and rear impact* (2004).
- [49] GREWAL, M. S.: *Kalman filtering: Theory and practice using MATLAB*. 3. Auflage. Hoboken und N.J: Wiley, 2008.
- [50] GRIP, H.; IMSLAND, L.; JOHANSEN, T.; FOSSEN, T.; KALKKUHL, J.; SUISSA, A.: *Nonlinear vehicle velocity observer with road-tire friction adaptation*. In: *Decision and Control, 2006 45th IEEE Conference on*. 2006, Seiten 3603–3608.
- [51] GROTE, K.-H., Herausgeber: *Taschenbuch für den Maschinenbau: Mit Tabellen*. 22. Auflage. Berlin u.a: Springer, 2007.
- [52] GUGLER, J.: *Improvement of rollover safety for passenger vehicles*. Dissertation. Graz, Techn. Univ., 2006.
- [53] GUGLIELMINO, E.: *Semi-active suspension control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness*. Online-Ausg. London: Springer, op. 2008.
- [54] HAHN, H.: *Rigid body dynamics of mechanisms*. Berlin und New York: Springer, 2002.
- [55] HARLE, N.; GLYN-DAVIES, P.: *An explanation of vehicle rollover behaviour based on accelerometer and gyro data from FMVSS 208, ditch, kerb, gravel and friction tripped rollovers*. In: *Occupant and vehicle responses in rollovers* (2004).
- [56] HAUPT, B.; TYROLLER, T.; PFAU, L.; GOETZ, T.: *Pedestrian Protection System PPS-pSAT – Innovative sensing principle based on pressure satellites*. In: *10th International Symposium and Exhibition on Sophisticated Car Occupant Safety Systems– Airbag 2010*. Karlsruhe, 2010, Seiten 13–1 –13–14.
- [57] HETRICK, J.: *Safety Cushion Assembly for Automotive Vehicles*. Patent US2649311. 1953.
- [58] HIEMER, M.: *Model based detection and reconstruction of road traffic accidents*. Dissertation. Karlsruhe.
- [59] HILGERT, J.: *Anwendung der Ähnlichkeitstheorie zur experimentellen Eigenschaftsabsicherung eines Bahnplanungsverfahrens für Fahrzeugführungssysteme*. Dissertation. Düsseldorf.
- [60] HUANG, M.: *Vehicle crash mechanics*. Boca Raton und Fla: CRC Press, 2002.
- [61] HUBER, H.: *Daimler-Benz AG Presentation to SAE Impact and Rollover Subcommittee; Detroit*. 1970.
- [62] IPG AUTOMOTIVE GMBH: *CarMaker 4.0: Reference Manual*. 2012.
- [63] IMSLAND, L.; JOHANSEN, T.; FOSSEN, T.; KALKKUHL, J.; SUISSA, A.: *Nonlinear observer for vehicle velocity estimation*. In: *Proceedings of SAE world congress, Detroit, MI* (2006).
- [64] IMSLAND, L.; GRIP, H.; JOHANSEN, T.; FOSSEN, T.; KALKKUHL, J.; SUISSA, A.: *Nonlinear observer for vehicle velocity with friction and road bank angle adaptation– validation and comparison with an extended Kalman filter*. In: *Proc. SAE World Congress* (2007).

- [65] INAGAKI, S.; YAMAMOTO, M.; KSHIRO, I.: *Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane model*. In: *International Symposium on Advanced Vehicle Control 1994. Proceedings. Tokyo, Society of Automotive Engineers of Japan, 1994, p. 287-292* (1994).
- [66] INSURANCE INSTITUTE FOR HIGHWAY SAFETY: *About the Institutes*. URL: <http://www.iihs.org/about.html>.
- [67] INSURANCE INSTITUTE FOR HIGHWAY SAFETY: *Fatality Analysing Repost*. Herausgegeben von INSURANCE INSTITUTE FOR HIGHWAY SAFETY. URL: [http://www.iihs.org/research/fatality\\_facts\\_2009/fars.html](http://www.iihs.org/research/fatality_facts_2009/fars.html) (besucht am 29. Aug. 2011).
- [68] J. ACKERMANN; T. BÜNTE; D. ODENTHAL: *Advantages Of Active Steering For Vehicle Dynamics Control*. In: *Proc. 32nd International Symposium on Automotive Technology and Automation*. Wien, 1999, Seiten 263–270.
- [69] JAMES, M. B.; DECKER, R. L.; NORDHAGEN, R. P.; ALLSOP, D.: *Injury mechanisms and field accident data analysis in rollover accidents*. In: *Occupant Protection and Injury Assessment in the Automotive Crash Environment*. Warrendale, SAE, 1997, p. 213-224 (1997).
- [70] KALMAN, R. E.: *A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems*. In: *Transactions of the ASME-Journal of Basic Engineering*, Vol. 82, No. Series D (1960), Seiten 35–45.
- [71] KAMINAGA, M.; NAITO, G.: *Vehicle body slip angle estimation using an adaptive observer*. In: *International Symposium on Advanced Vehicle Control*. 1998, Seiten 231–234.
- [72] KAUS, E; SCHOENER, H: *Aktivierung einer Fahrzeugluftfederung zur Minimierung von Bewegungen des Fahrzeugaufbaus*. In: *Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn. Tagung der VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik, 9. Fachtagung*. 2003, Seiten 201–220.
- [73] KRAMER, F.: *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen: Biomechanik, Simulation, Sicherheit im Entwicklungsprozess*. 3. Auflage. s.l: Vieweg+Teubner (GWV), 2009.
- [74] KRETTEK, C.; OTTE, D.: *Rollover accidents of cars in the german road traffic: an in-depth-analysis of injury and deformation pattern by GIDAS*. In: *ESV: 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, 2005* (2005).
- [75] KRÖNINGER, M.; WILLIAMS, K.; HUBER, T.; GÜTTLER, H.; SCHMID, M.; LICH, T.; LAHMANN, R.: *A new sensing concept for tripped rollovers*. In: *Rollover, side and rear impact*. Warrendale, SAE, 2004, p. 65-71 (2004).
- [76] LANGWIEDER, K.; HUMMEL, T.; MÜLLER, C.: *Vergleich der passiven Sicherheit von Kleinwagen mit und ohne Airbag: Erkenntnisse aus Realunfällen ; Haus der Technik, Essen, 12. - 13. Juni 1996*. München: Büro für Kfz-Technik, 1996.
- [77] LAWRENCE, A.: *Modern inertial technology: Navigation, guidance, and control*. [S.l.]: Springer, 2012.
- [78] LE, J. J.; MCCOY, R.; CHOU, C.: *Early Detection of Rollovers with Associated Test Development: SAE Technical Paper 2005-01-0737*. 2005.
- [79] LICH, T.; LAHMANN, R.; SCHMID, M.; KROENINGER, M.: *Verfahren zur Bildung einer Auslöseentscheidung*. Patent DE000010344613A1. 2005.

- [80] LIEBEMANN, E.: *Safety and performance enhancement: the bosch electronic stability control (ESP)*. In: *ESV: 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, 2005* (2005).
- [81] LINDERER, W.: *Einrichtung zum Schutze von in Fahrzeugen befindlichen Personen gegen Verletzungen bei Zusammenstößen*. Patent DE896312.
- [82] LINSTROMBERG, M.; SCHERF, O.; SCHOLPP, G.: *Test and simulation tools in a rollover protection development process*. In: *ESV: 19th international technical conference on the enhanced safety of vehicles*. 2005.
- [83] LUND, Y. I.; BERNARD, J. E.: *Analysis of simple rollover metrics*. In: *New Developments in Vehicle Dynamics, Simulation, and Suspension Systems*. Warrendale, SAE, Feb 1995, p. 23-40 (1995).
- [84] MACCHI, O.; PORCEL, A.; MIQUET, C.: *First type approval of electronic stability control in passenger cars by means of vehicle dynamics simulation in accordance with ECE 13-H – challenges, innovation and benefits*. In: *chassis.tech plus 2012 3. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium*. 2012.
- [85] MATTES, B.; KISSNER, J.; WOTTRENG, W.; LANG, H.-P.; KNOEDLER, K.: *Anordnung zum Erkennen eines bevorstehenden Überrollvorganges eines Fahrzeugs*. Patent DE000010019417A1. 2001.
- [86] MAYR, M.: *Technische Mechanik: Statik, Kinematik - Kinetik - Schwingungen, Festigkeitslehre*. 6. Auflage. München: Hanser, 2008.
- [87] MITSCHKE, M.; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Auflage. Berlin: Springer, 2004.
- [88] MOKHIAMAR, O.; ABE, M.: *Simultaneous optimal distribution of lateral and longitudinal tire forces for the model following control*. In: *ASME*, No. Vol.14, No. 3 (2006), Seiten 295–304.
- [89] MOWRY, G.; YANIV, G.: *Innovations in inflatable tubular structure technology*. In: *Airbag 2000+*. Pfinztal: Fraunhofer-Institut für Chemische Technologie, 1998, Seiten 15–15–20.
- [90] NHTSA: *Crashworthiness data system 2009 coding and editing manual*. Washington D.C.: National Highway Traffic Safety Administration, 2009.
- [91] NHTSA: *National highway traffic safety administration*. URL: <http://www.nhtsa.gov/> (besucht am 19. Feb. 2012).
- [92] NHTSA: *Rollover Resistance: Notice of Proposed Rulemaking; Consumer Information Regulations; Federal Motor Vehicle Safety Standards; Docket No. NHTSA 2001-9663*.
- [93] NHTSA: *Rollover resistance: study of rollover crash safety: 49 CFR Part 575 [Docket no. NHTSA-2000-8298] consumer information regulations; federal motor vehicle safety standards*. In: *Viano, David C., and Parenteau, Chantal S., eds. Occupant and vehicle responses in rollovers*. Warrendale, SAE, 2004, p. 219-266 (2004).
- [94] NHTSA: *Traffic Safety Facts 2009 Early Edition*. Washington.DC, 2010.
- [95] NATIONAL AUTOMOTIVE SAMPLING SYSTEM: *Crashworthiness Data System Overview*. Herausgegeben von NHTSA. URL: <http://www.nhtsa.gov/> (besucht am 29. Aug. 2011).

- [96] NATIONAL RESEARCH COUNCIL - COMMITTEE FOR THE STUDY OF A MOTOR; VEHICLE ROLLOVER RATING SYSTEM: *An Assessment of the National Highway Traffic Safety Administrations Rating System for Rollover Resistance: Special Report 265*. National Academies Press, 2002.
- [97] NEUMERKEL, D.; RAMMELT, P.; REICHARDT, D.; STOLZMANN, W.; VOGLER, A.: *Fahrermodelle - Ein Schlüssel für unfallfreies Fahren?* In: *KI* (2002), Seiten 34–36.
- [98] NIEMANN, H.: *Béla Barényi, Nestor der passiven Sicherheit: Eine biographische und automobiltechnische Dokumentation der Sicherheitsentwicklung im Kraftfahrzeugbau*. Stuttgart-Untertürkheim: Mercedes-Benz-AG, 1994.
- [99] NOVOTECHNIK: *Winkelsensor berührungslos transmissiv: Baureihe RFA4000*. URL: [http://www.novotechnik.de/uploads/tx\\_extprodfind/RFA4000\\_2010\\_04.pdf](http://www.novotechnik.de/uploads/tx_extprodfind/RFA4000_2010_04.pdf).
- [100] ODENTHAL, D.: *Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen*. Als Ms. gedr. Fortschrittberichte VDI : Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik. Düsseldorf: VDI-Verl, 2002.
- [101] PILHALL S: *SIPSBAG-A New Seat Mounted Side Impact Airbag System*. In: *the 14th ESV Conference* (1994), Seite 94.
- [102] PACEJKA, H. B.: *Tyre and vehicle dynamics*. 3. Auflage. Amsterdam: Elsevier, 2012.
- [103] PAGGEL, J.; FESER, M.; LAUERER, C.; SPANNAUS, P.; BRANDMEIER, T.: *Active and passive safety integration for advanced rollover protection*. In: *Airbag 2006*. Band 8th. Pfinztal (Berghausen): ICT, 2006, Seiten 13–1 –13–17.
- [104] PARENTEAU, C. S.; VIANO, D. C.; SHAH, M.; GOPAL, M.; DAVIES, J.; NICHOLS, D.; BRODEN, J.: *Field relevance of a suite of rollover tests to real-world crashes and injuries*. In: *Accident analysis & prevention* (2003).
- [105] PARENTEAU, C.; VIANO, D.: *Bounce-Overs: Fixed Object Impacts Followed by Rollovers: SAE Technical Paper 2004-01-0334, 2004, doi:10.4271/2004-01-0334*. In: *Occupant and vehicle responses in rollovers*. Herausgegeben von VIANO, D. C.; PARENTEAU, C. S. PT-101. Warrendale PA: Society of Automotive Engineers, 2004, Seiten 41–47.
- [106] PARROTT, H.; ROUND, H.: *Air Cushion*. Patent US1331359. 1920.
- [107] PAWLOWSKI, J.: *Die Ähnlichkeitstheorie in der physikalisch-technischen Forschung: Grundlagen u. Anwendung*. Berlin u. a.: Springer, 1971.
- [108] PUDENZ, K.: *Weltpremiere des neues Lexus GS: ATZ online*. 2011. URL: <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/14371/Weltpremiere-des-neues-Lexus-GS.html> (besucht am 16. Jan. 2012).
- [109] RAID, M. L.: *Simulation analysis of anti-rollover mechanism for vehicles*. Master Thesis. The New Jersey Institute of Technology's. Department of Industrial und Manufacturing Engineering, 2004.
- [110] RAMELLA PEZZA, M.: *Schwere Kopf- und Halsverletzungen beim Pkw-Überschlag: Analyse von 106 realen Pkw-Unfällen*. Dissertation. München: LMU, 2008.
- [111] REIF, K.: *Bosch Autoelektrik und Autoelektronik: Bordnetze, Sensoren und elektronische Systeme*. 6. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011.
- [112] REIF, K.: *Bremsen und Bremsregelsysteme*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2010.

- [113] REIM, A.; KLIER, W.; HILLENBRAND, S.; OTTERBEIN, S.: *Design and Implementation of a Vehicle Observer for sideslip angle computation without vehicle and tyre models*. In: *8th Stuttgart International Symposium - Automotive and Engine Technology*. 2008.
- [114] RIETH, P. E.: *Derzeitiger Stand der intelligenten Fahrerassistenz*. In: *Intelligenz im Automobil, FSD-Symposium 2010*. Radeberg, 12. Juli 2010. (Besucht am 27. Jan. 2012).
- [115] ROSSEY, M.: *Test method for simulating vehicle rollover*. In: *Progress in Safety Test Methodology*, Warrendale, SAE, 2001, p. 197-201 (2001).
- [116] ROWELL, J. D.: *Safety or Profit: Ford's Rollover Protection System*. In: *The Advocate, the Journal of Consumer Attorneys Association for Southern California*, No. March (2010).
- [117] SAKURAI, T.; IKENO, H.; TAKIGAWA, Y.: *Study on passenger car rollover simulation*. In: *International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles. Thirteenth. Proceedings. Volume II. Washington, D.C., p. 747-753* (1993).
- [118] SCHARPER, D.: *Der Sicherheitsgurt, ein passives Sicherheitssystem mit hohem Entwicklungsstand*. In: *Feintooling-Information*, No. 29 (1990), Seiten 1–4.
- [119] SCHINDLER, A.: *Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie*. Dissertation. Karlsruhe, Hannover und Karlsruhe: Univ. (TH), 2009.
- [120] SCHINDLER, V.: *Forschung für das Auto von Morgen: Aus Tradition entsteht Zukunft*. In: *Forschung für das Auto von morgen* (2008).
- [121] SCHUBERT, P. J.; SCHIFFMAN, J. K.; KONG, H.; WALLNER, E. J.; NICHOLS, D.: *Electronics and algorithms for rollover sensing*. In: *Rollover, side and rear impact*. Warrendale, SAE, 2004, p. 109-123 (2004).
- [122] SIGLOCH, H.: *Technische Fluidmechanik*. Berlin Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [123] SOHR, S.; HEYM, A.: *Benefit of adaptive occupant restraint systems with focus on the new US-NCAP rating requirements*. In: *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*. Stuttgart, 2009.
- [124] STATISTISCHES BUNDESAMT (DESTATIS): *Datenreport 2011: Ein Sozialbericht für die Bundesrepublik Deutschland*. Bonn: BpB, Bundeszentrale für politische Bildung, 2011.
- [125] STATISTISCHES BUNDESAMT (DESTATIS): *Verkehrsunfälle: Unfallentwicklung im Straßenverkehr*. Wiesbaden, 2009.
- [126] SWORD, M. L.; LOUDEN, A. E.: *NHTSA Research On Improved Restraints In Rollovers*. In: *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*. Stuttgart, 2009.
- [127] TAKAHASHI, H.; ISHIMOTO, S.; KOZURU, Y.; SEKIZUKA, M.; AGA, M.; IYODA, M.: *Development of rollover curtain shield airbag system*. In: *Viano, David C., and Parenteau, Chantal S., eds. Occupant and vehicle responses in rollovers*. Warrendale, SAE, 2004, p. 723-727 (2004).
- [128] THOMAS, P.; MORRIS, A.; YANNIS, G.; EVGENIKOS, P.; LEJEUNE, P.; VIS, M. A.; VAN ECK, K. R.; VALLET, G.; JAHl, H.; DUPONT, E.: *The New European Road Safety Observatory - SafetyNet*. La Prévention Routière Internationale, 2006.

- [129] TSENG, H.; ASHRAFI, B.; MADAU, D.; ALLEN BROWN, T.; RECKER, D.: *The development of vehicle stability control at Ford*. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 4, No. 3 (1999), Seiten 223–234.
- [130] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION, NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION: *Laboratory test procedure for FMVSS No. 226 Ejection Mitigation*.
- [131] UNITED NATIONS: *ECE Regulation No. 13-H*. URL: <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/r013hr1a2e.pdf> (besucht am 2. Aug. 2012).
- [132] VTI-TECHNOLOGIES: *Doc.Nr. 82 1131 00 A: Data Sheet: SCC1300-D04 combined gyroscope and 3-axis accelerometer with digital SPI interfaces*. URL: [http://www.murata.co.jp/mfi/products/pdf/scc1300\\_d04.pdf](http://www.murata.co.jp/mfi/products/pdf/scc1300_d04.pdf) (besucht am 2. Aug. 2012).
- [133] VTI-TECHNOLOGIES: *Doc.nr. 82 871 00 B: Data Sheet: SCA3100-D07 3-axis high performance accelerometer with digital SPI interface*. URL: <http://www.murata.co.jp/mfi/products/pdf/sca3100-d07.pdf> (besucht am 2. Aug. 2012).
- [134] VÄGVERKET: *Die Nullvision*. Herausgegeben von SCHWEDISCHES ZENTRALAMT FÜR STRASSENWESEN.
- [135] VERKEHRSClub DEUTSCHLAND: *Vision Zero – Null Verkehrstote: Der Masterplan*. 2004.
- [136] VIANO, D. C.; PARENTEAU, C. S.: *Rollover crash sensing and safety overview*. In: *Occupant and vehicle responses in rollovers*. Herausgegeben von VIANO, D. C.; PARENTEAU, C. S. PT-101. Warrendale PA: Society of Automotive Engineers, 2004, Seiten 2–25.
- [137] VIETINGHOFF, A. v.: *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen*. Dissertation. Karlsruhe und Baden.
- [138] VOLVO PRODUCT TRAINING: *Volvo C70 Convertible: Features and Benefits*. 1999. URL: <http://www.volvoclub.org.uk/tech/C70-ConvertibleBrochure1999.pdf> (besucht am 13. Jan. 2012).
- [139] VOLZ, K.; DIRSCHMID, F.; DUDDECK, F.: *Optimierung der Crasheigenschaften von Rohkarosserien in der frühen Phase der Produktentwicklung*. In: *VDI Berichte*, No. 1967 (2006), Seiten 199–216.
- [140] WALLENTOWITZ, H.: *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik: Grundlagen - Komponenten - Systeme - Anwendungen*. 2. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011.
- [141] WALZ, M. C.: *Trends in the static stability factor of passenger cars, light trucks, and vans*. Washington D.C: U.S. Dept. of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, 2005.
- [142] WECH, L.; OSTMANN, B.: *The safety of convertibles in realistic rollover crash tests*. In: *International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles. Fifteenth. Proceedings. Volume 1. Washington, D.C., National Highway Traffic Safety Administration, 1996, p. 766-773* (1996).
- [143] WELCH, G.; BISHOP, G.: *An Introduction to the Kalman Filter (updated 2006)*. Chapel Hill, NC und USA, 1995.
- [144] WENDEL, J.: *Integrierte Navigationssysteme: Sensordatenfusion, GPS und inertiale Navigation*. 2. Auflage. München: Oldenbourg, 2011.

- [145] WERNER, S.: *Occupant motion preceding rollover: Presented at the Passenger Vehicle Rollover TOPTEC: Causes, Prevention and Injury Prevalence*. Scottsdale und Arizona, 22-23 April 2002.
- [146] WILSON, R. A.; GANNON, R. R.: *Rollover testing*. New York und N.Y: Society of Automotive Engineers, 1972.
- [147] WOODILL, R.; BROPHY, J.: *Collection of NASS CDS Data Relating to Rollover: Presented to Committee for the Study of a Motor Vehicle Rollover Rating System*. 2001.
- [148] WU, F.; CHOU, C. C.; AMIN, M.: *Selection of Vehicle Prototypes for Rollover Sensor Calibration Tests using CAE-DOE: SAE Technical Paper 2002-01-2057, 2002, doi:10.4271/2002-01-2057*. 2002.
- [149] YANIK, A. J.: *The first 100 years of transportation safety: part 1*. In: *Automotive Engineering International*. Band 1996 (104), Heft 1, Seiten 33–38.
- [150] ZANDER, A. G.: *Alternative Sensierungskonzepte zur Seitencrash-Erkennung*. Dissertation. Düsseldorf und Berlin: Techn. Univ, 2003.
- [151] ZLOKARNIK, M.: *Scale-up: Modellübertragung in der Verfahrenstechnik*. 1. Auflage. Weinheim [u.a.]: Wiley-VCH, 2001.