

# Prospektive Approximation der Unfallschwere für integrale Fahrzeugsicherheitssysteme

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

von **M. Sc. Kilian Schneider**

geb. am 16.10.1990 in Augsburg

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

Gutachter:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulrich Jumar

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

TH.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Brandmeier

Promotionskolloquium am 26.01.2023



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Autonomes Fahren als nächster Schritt der Fahrzeugsicherheit . . . . .	1
1.2	Forschungsfragen und Zielsetzung . . . . .	3
1.3	Rahmenbedingungen und Fokussierung der Arbeit . . . . .	4
1.4	Struktur der Arbeit . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Integrale Sicherheit und Pre-Crash-Systeme</b>	<b>7</b>
2.1	Definition und Ablauf eines Verkehrsunfall . . . . .	7
2.2	Unfallanalyse und statistische Auswertung . . . . .	9
2.3	Integrale Sicherheit und Pre-Crash-Systeme . . . . .	14
2.3.1	Definition der Integralen Sicherheit . . . . .	14
2.3.2	Ablauf eines Pre-Crash-Systems . . . . .	15
2.4	Unfallschwere in der Fahrzeugsicherheit . . . . .	17
<b>3</b>	<b>Stand der Wissenschaft und technische Anwendung in der Unfallschwere-</b>	
	<b>schätzung</b>	<b>22</b>
3.1	Unfallerkennung und Crashsensorik . . . . .	22
3.2	Ansätze zur vorausschauenden Bestimmung der Unfallschwere . . . . .	24
3.2.1	Physikalische Abschätzung des Unfalls . . . . .	25
3.2.2	Datenbasierte Verfahren . . . . .	30
3.3	Abgrenzung und neue Ansätze der Arbeit . . . . .	34
<b>4</b>	<b>Auswahl der Szenarien und Simulationen zur Validierung</b>	<b>35</b>
4.1	Fahrzeugmodell und Auswahl der Szenarien . . . . .	35
4.2	Auswertung der FEM-Datensätze . . . . .	39
<b>5</b>	<b>Physikalische Modellierung der Unfallschwere für Pre-Crash-Systeme</b>	<b>43</b>
5.1	MFD-Modelle für die Unfallschwereschätzung . . . . .	43
5.1.1	MFD-Modelle für Wandszenarien . . . . .	43
5.1.2	Modelle für Fahrzeugunfälle . . . . .	49
5.2	Bestimmung der grundlegenden Modellparameter . . . . .	56
5.2.1	Frequenzanalyse der Crashsignale . . . . .	56
5.2.2	Bestimmung der Massen . . . . .	60

5.3	Adaption der Parameter auf die Crasheszenarien . . . . .	64
5.3.1	Bestimmung der Überdeckung . . . . .	64
5.3.2	Geschwindigkeitsadaption für die Berechnung . . . . .	75
5.3.3	Massenadaption über die Energiebetrachtung . . . . .	77
5.4	Vorausschauende Airbagscheidung und Zündung . . . . .	84
5.4.1	Methoden zur Airbag-Auslösung . . . . .	84
5.4.2	Bestimmung möglicher Zündzeitpunkte . . . . .	89
<b>6</b>	<b>Auswertung und Validierung der Masse-Feder-Dämpfer-Modelle</b>	<b>91</b>
6.1	Randbedingungen zur Auswertung . . . . .	91
6.2	Vergleich der Unfallschwereparameter der FEM und drn Masse-Feder-Dämpfer- Modelle . . . . .	93
6.3	Vergleich der Airbagscheidungen . . . . .	102
6.3.1	Vergleich der Airbagscheidungen . . . . .	102
6.3.2	Variation der Zündzeitpunkte . . . . .	103
6.4	Toleranzbetrachtung mittel Small Overlap und ODB-Szenarien . . . . .	106
<b>7</b>	<b>Verifizierung der Unfallschwereschätzung anhand realer Unfallszenarien</b>	<b>109</b>
7.1	Allgemeine Bedingungen . . . . .	109
7.2	VW Golf III gegen mobile Barriere – frontal . . . . .	110
7.3	VW Golf III gegen mobile Barriere – seitlich . . . . .	112
7.4	Opel Astra gegen Opel Zafira – frontal . . . . .	113
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>116</b>
8.1	Zusammenfassung . . . . .	116
8.2	Ausblick . . . . .	119
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>120</b>
A.1	CFC60-Filter nach SAE J211 . . . . .	120
A.2	Analyse der Frequenz und $\zeta$ über die Geschwindigkeit . . . . .	122
A.3	Ergänzende Abbildungen zur Unfallschwereschätzung . . . . .	125
A.3.1	Deformation . . . . .	125
A.3.2	Durchschnittliche Verzögerungen . . . . .	126
A.4	Datenblätter der Crashesensoren und ergänzende Bilder . . . . .	128
A.4.1	Datenblätter der Crashesensorik . . . . .	128
A.4.2	Ergänzende Abbildungen zu den Crashtests . . . . .	132
A.5	FEM-Simulation . . . . .	140
A.5.1	Simulierte Szenarien . . . . .	140
A.5.2	Datenblätter FEM-Modell Toyota Yaris . . . . .	141
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>146</b>

## Symbolverzeichnis

$AIS$	Abbreviated Injury Scale
$ASI$	Acceleration Severity Index
$ASI_{GW}$	Grenzwert des Unfallschwere für den ASI
$C$	Matrize der Dämpfungskonstanten
$CFC - Filter$	Channel Frequency Classes Filter
$CISS$	Crash Impact Sound Sensing
$CS$	Zusammenfassung der Unfallschwereparameter
$EES$	Energy Equivalent Speed
$E_{kin}$	Kinematische Energie
$F_D$	Dämpfungskraft
$F_F$	Federkraft
$F_T$	Massenträgheitskraft
$HIC$	Head Injury Criterion
$I$	Position des Einschlags im Egofahrzeug
$ISS$	Injury Severity Score
$K$	Matrize der Steifigkeiten
$M$	Matrize der Fahrzeugmassen
$MFD - Modell$	Masse-Feder-Dämpfer-Modell

$NCAP$	New Car Assessment Programme
$OLC$	Occupant Load Criterion
$Q$	Dämpfungsfaktor
$T$	Periodendauer einer Schwingung
$\Delta q$	Schrittweite des Hooke-Jeves-Algorithmus
$\Delta t$	Differenz zwischen zwei Zeitpunkten
$\Delta t_B$	Zeitdifferenz zwischen der B-Säule und dem Schwerpunkt
$\Delta v$	Kollisionsgeschwindigkeit
$\alpha$	Winkel zwischen den Fahrzeugen
$\bar{a}_t$	Maximale Beschleunigung über 50 ms
$\delta$	Abklingkoeffizient
$\eta$	Verlustfaktor der Dämpfung
$\hat{a}$	Durchschnittliche Verzögerung über 50 ms
$\hat{a}$	Grenzwert für die maximal zulässige Beschleunigung
$\omega_d$	Gedämpfte Eigenfrequenz
$\zeta$	Dämpfungsbeiwert
$a_0$	Verzögerung zum Zeitpunkt $t_0$
$a_{(t)}$	Verzögerung zum Zeitpunkt $t$
$a_{36}$	Durchschnittliche Verzögerung über 36 ms
$a_{avg,GW}$	Grenzwert der Unfallschwere für die durchschnittliche Verzögerung
$a_{avg}$	Durchschnittliche Verzögerung
$a_{max}$	Maximale Verzögerung

---

$a_{thres}$	Grenzwert für die Normierung der Beschleunigung auf $t_0$
$b$	Breite des Fahrzeugs
$c$	Gesamte Dämpfungskonstante des Fahrzeugs
$c_{eff}$	Effektive Dämpfungskonstante
$d_F$	Eindringtiefe in die Fahrgastzelle
$d_I$	Insassenverlagerung
$d(t)$	Deformation zum Zeitpunkt $t_0$
$d_{CS,\bar{MFD}}$	Mittlere Abweichung mit $CS = [ASI, a_{avg,t}, OLC, \Delta v, d_I]$
$f_u$	Primäre Schwingungsfrequenz des Unfalls
$f_{u,+3}$	Frequenz 3 dB oberhalb von $f_u$
$f_{u,-3}$	Frequenz 3 dB unterhalb von $f_u$
$k$	Gesamte Federsteifigkeit des Fahrzeugs
$k_{eff}$	Effektive Federsteifigkeit
$l$	Länge des Fahrzeugs
$m_{1,j}$	Masse der Crashstruktur des Fahrzeugs
$m_{2,j}$	Masse der Fahrgastzelle
$m_{g,j}$	Gesamte Fahrzeugmasse mit $j = [e,g]$
$o_{j,f}$	Frontale Überdeckung des Fahrzeugs mit $j = [e,g]$
$o_{j,s}$	Seitliche Überdeckung des Fahrzeugs mit $j = [e,g]$
$t_0$	Zeitpunkt zu Beginn des Unfalls
$t_d$	Zeitliche Dauer des Unfalls
$t_{A,a}$	Aufblasdauer des Airbags

---

$t_{A,tr}$	Auslösezeitpunkt des Airbags
$t_{ASI,GW}$	Zeitpunkt des Grenzwerts für die Unfallschwere des ASI
$t_{ASI,max}$	Zeitpunkt der höchsten Unfallschwere des ASI
$t_{avg,GW}$	Zeitpunkt des Grenzwerts für die Unfallschwere von $a_{avg}$
$t_{avg,max}$	Zeitpunkt der höchsten Unfallschwere von $a_{avg}$
$t_{d,I}$	Zeitpunkt, an dem der Insasse 65 mm Vorverlagerung erreicht
$t_{end}$	Zeitpunkt zum Ende des Unfalls
$v_0$	Geschwindigkeit des Fahrzeugs zum Zeitpunkt $t_0$
$v_{rel,0}$	Relativgeschwindigkeit zwischen den Fahrzeugen zum Zeitpunkt $t_0$

## Kurzfassung

Zukünftige Fahrzeugsicherheitssysteme ermöglichen es, die Zahl der Toten im Straßenverkehr weiter zu reduzieren. Dazu analysieren die Fahrzeuge ihr Umfeld und prädizieren nicht vermeidbare Unfälle, um Airbags bereits wenige Millisekunden vor der Kollision auszulösen. Zu diesem Zweck benötigen die Fahrzeuge robuste Schätzverfahren der zu erwartenden Unfallschwere, da andernfalls Fehlauflösungen auftreten. Neben künstlicher Intelligenz stehen dafür physikalische Verfahren wie Masse-Feder-Dämpfer-Modelle zur Verfügung. Ziel dieser Arbeit ist es zu eruieren, inwiefern eine universelle Approximation der Unfallschwere und eine Airbagsentscheidung mit diesen Modellen möglich ist, wo deren Schwachstellen liegen und ob Auslösezeitpunkte ableitbar sind.

Zur Untersuchung dieser Punkte wurden Masse-Feder-Dämpfer-Modelle aufgesetzt, die das kinematische Fahrzeugverhalten während des Unfalls nachbildeten. Hierfür wurden die Modellparameter Steifigkeit, Masse und Dämpfung abhängig vom Einschlagort am Fahrzeug, der Überdeckung und dem Winkel zwischen den Unfallbeteiligten sowie deren Geschwindigkeiten, definiert. Auf diese Weise ließen sich die Differentialgleichungen des Modells frei parametrieren, wodurch Verzögerung, Geschwindigkeitsabbau und Deformation für frontale und seitliche Unfälle berechnet werden konnten. Anschließend entschieden aus den Verläufen ableitbare Unfallschwereparameter über eine Airbag-Auslösung. Des Weiteren war aus dem Fahrzeugverhalten sowie der Insassenbewegung zu Beginn der Kollision der optimale Zündzeitpunkt ableitbar. Dabei wurde die maximale Dauer der Freiflugphase bestimmt und mittels der Aufblasdauer des Airbags auf den Zündzeitpunkt zurückgerechnet.

Zur Verifikation der neuen Methodiken dienten FEM-Simulationen, die frontale und seitliche Szenarien mit großen und kleinen Überdeckungen sowie Winkeln bei sowohl hohen als auch niedrigen Kollisionsgeschwindigkeiten abdeckten. Der Vergleich der Masse-Feder-Dämpfer-Modelle mit diesen offenbarte sehr gute Annäherungen vor allem bei den beschleunigungsbasierten Unfallschwereschätzungen in Frontszenarien, ergänzt durch ausgezeichnete Deformationsapproximationen bei seitlichen Einschlägen. Infolgedessen wurde nahezu jede Airbagsentscheidung richtig getroffen. Selbiges galt für die Auslösezeitpunkte, bei denen nur Abweichungen von wenigen Millisekunden auftraten. Festzuhalten war jedoch, dass bei steigenden Winkeln und Überdeckungen durch Abgleiteffekte zwischen den Fahrzeugen die Genauigkeit der Schwere-schätzung sank. Infolgedessen variierten die geschätzten Auslösezeitpunkte stärker.

Die Forschungen zeigten, dass die gestellten Fragen positiv beantwortet werden konnten. Universell parametrierbare Masse-Feder-Dämpfer-Modelle erlauben eine Schätzung der Unfallschwere in unterschiedlichen Situationen sowie eine Approximation möglicher Zündzeitpunkte des Airbags. Somit bieten diese eine robuste Option zur Approximation der Unfallschwere kommender Pre-Crash-Systeme.

## **Abstract**

Future vehicle safety systems will further reduce the number of road fatalities. To achieve this goal, the vehicles analyze their environment and predict unavoidable accidents in order to trigger airbags just a few milliseconds before the collision occurs. This requires robust estimation methods of the expected crash severity, as otherwise false triggers will take place. In addition to artificial intelligence, physical methods, in particular mass-spring-damper models, are suitable for this task. The objective of the dissertation is to investigate whether a universal approximation of the crash severity and an airbag decision is achievable using these models, where their weak points are and if deployment times can be derived.

To examine these points, mass-spring-damper models were set up to simulate the kinematic vehicle behavior during the crash. The model parameters stiffness, mass and damping were defined depending on the impact location on the vehicle, the overlap and the angle between the crash participants as well as their respective velocities. In this way, the differential equation of the model could be freely parameterized, allowing deceleration, velocity decay and deformation to be calculated for frontal and lateral accidents. Subsequently, crash severity parameters derived from the curves determine whether or not an airbag is deployed. Furthermore, the optimum time of activation may be calculated from the vehicle behavior and the occupant movement at the beginning of the collision. The maximum duration of the free-flight phase was determined and calculated back to the activation time based on the inflation time of the airbag.

FEM simulations covering frontal and lateral scenarios with large and small overlaps as well as angles at both high and low collision velocities were used to verify the new methodologies. However, by comparing the mass-spring-damper model with them, very good approximations were revealed, especially for the acceleration-based crash severity parameters in frontal scenarios, complemented by excellent deformation approximations in lateral impacts. As a result, almost every airbag decision was made correctly. The same applied to the deployment times, where deviations of only a few milliseconds appeared. Nevertheless, it should also be noted that the accuracy of the severity estimate decreased with rising angles and overlaps due to sliding effects between the vehicles. As a result, the estimated deployment times varied more.

The research has shown that the questions can be positively answered. Universally configurable mass-spring-damper models allow to estimate the crash severity in different situations as well as to approximate possible deployment times of the airbag. Thus, they offer a robust option for the approximation of the crash severity for future pre-crash systems.

# 1 Einleitung

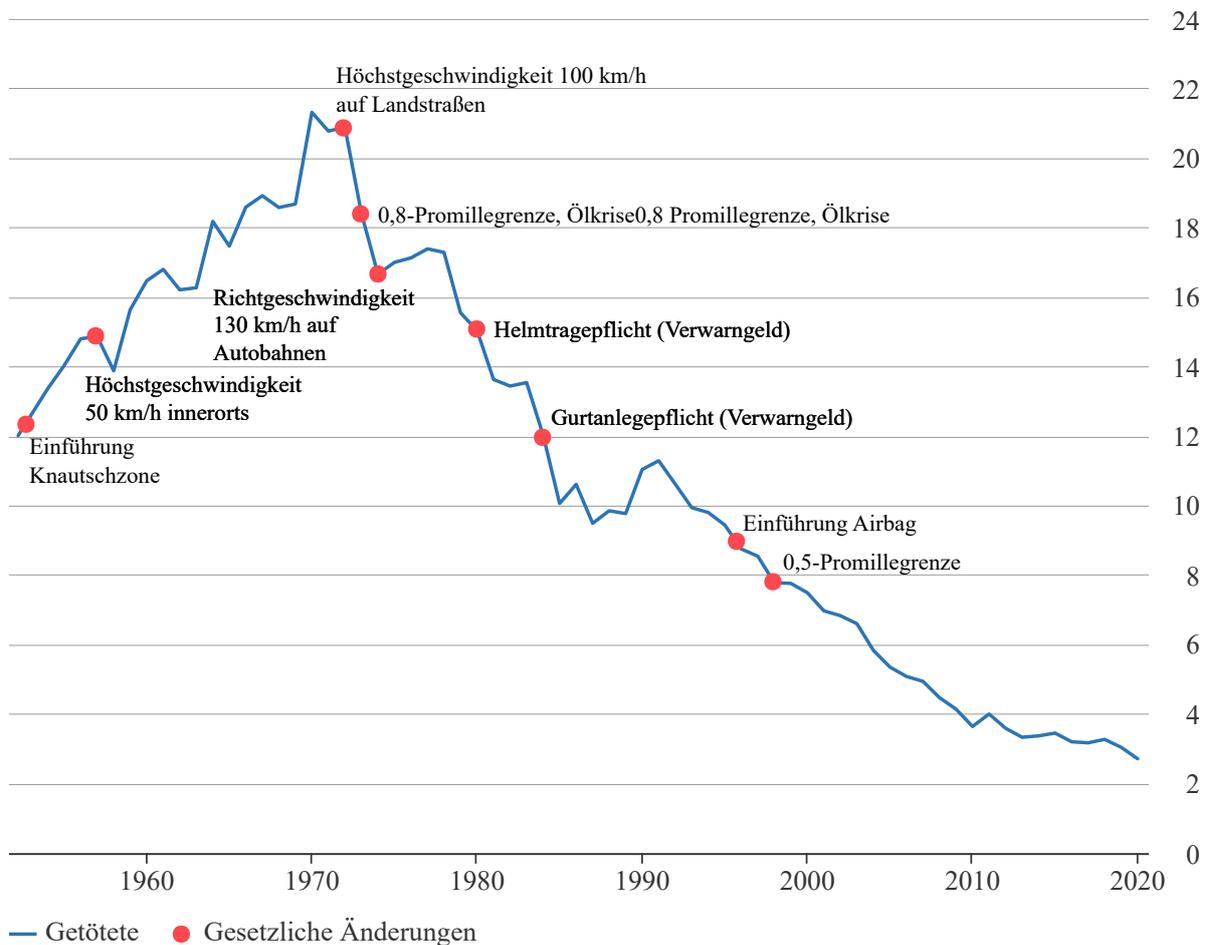
In der folgenden Einleitung wird diese Arbeit in den Kontext der Fahrzeugsicherheit eingeordnet. Es werden die Zielsetzungen, Rahmenbedingungen und Schwerpunkte definiert sowie die Struktur der Arbeit aufgezeigt.

## 1.1 Autonomes Fahren als nächster Schritt der Fahrzeugsicherheit

Seit Beginn der motorisierten individuellen Mobilität durch die Entwicklung des Automobils zu Anfang des 19. Jahrhunderts steht die Frage im Raum, wie dieses für alle Verkehrsteilnehmer sicher gestaltet werden kann. Erste deutschlandweit verpflichtende Richtlinien dazu wurden 1909 mit dem ersten deutschen Kraftfahrzeuggesetz erlassen, in dem u. a. Vorgaben zum Befahren von Straßenkreuzungen festgehalten wurden (Hoepfel 1911). Stetig weiterentwickelt und von dessen Nachfolger der Straßenverkehrs- und Straßenverkehrszulassungsordnung ergänzt, liegen heute strenge Regularien für alle Verkehrsteilnehmer in Deutschland vor. Dass diese strengen Regeln sinnvoll und notwendig sind, zeigt die Entwicklung der Unfalltoten in Deutschland aus Abbildung 1.1. Bis 1970 stieg die Zahl der Getöteten trotz Einführung von 50 km/h innerorts immer weiter auf bis zu 21 000 Verunglückten pro Jahr an. Seitdem fällt sie kontinuierlich. Neben dem Erlass weiterer Gesetze wie der Gurtanlegepflicht oder einer 0,5-Promillegrenze für Autofahrer trug die technische Entwicklung einen erheblichen Anteil dazu bei. Noch vor allem anderen wurde die 1951 zum Patent angemeldete Knautschzone eingeführt. Diese wurde 1959 erstmals in einem Serienfahrzeug verbaut, einem Mercedes-Benz W111. Besonders zu nennen sind außerdem Sicherheitsgurte und Airbags, die beiden bis heute wichtigsten Insassenrückhaltesysteme. Erstmals 1959 patentiert und 1985 vom Deutschen Patentamt auf Platz acht der nützlichsten Erfindungen für die Menschheit in den letzten 100 Jahren gewählt, ist der Dreipunkt-Sicherheitsgurt von Volvo aus modernen Fahrzeugen nicht mehr wegzudenken (Nils Ivar Bohlin 1961). Gleiches gilt für den 1980 erstmals in einem Serienfahrzeug, dem Mercedes W126, als Sonderausstattung angebotenen Airbag (Kramer 2009). Bis heute existieren in Deutschland keine gesetzlichen Regelungen, die den Einbau eines Airbags vorschreiben. Nur in den USA ist ein Frontairbag seit 1997 verpflichtend. Nichtsdestotrotz haben sich Airbags auch in Deutschland im Laufe der 1990er-Jahre als unabkömmlich herausgestellt und etabliert. Mitte der 2000er- bis Anfang der 2010er-Jahre kam die nächste einschneidende Entwicklung auf den Markt: Die Einführung von Fahrerassistenzsystemen bzw. Advanced Driver Assistance

Systems (ADAS). Seitdem deren Potenzial zur Steigerung der Fahrzeugsicherheit mehrfach von Herstellern sowie unabhängigen Organisationen untersucht wurde, halten diese mit großer Nachfrage Einzug in heutige Fahrzeuge (Fildes u. a. 2013) Den größten Einfluss dabei ADAS, die das Umfeld erkennen und eingreifen, sollte der Fahrer in gefährlichen Szenarien selbst nicht reagieren (?). Neben Spurhalteassistenten sind vornehmlich Notbremsassistenten wie Emergency Braking Systems und Collision Avoidance Systems zu nennen. Diese leiten selbstständig einen Bremsvorgang ein, etwa auf Autobahnen beim Auffahren auf ein Stauende oder wenn unerwartet Fußgänger auf die Fahrbahn treten. Auf diese Weise verhindern die Systeme einen potenziellen Unfall (Haus u. a. 2019; Stellet u. a. 1906). Auffällig ist, dass trotz dieser Entwicklung die

**Entwicklung der Zahl der im Straßenverkehr Getöteten in Tausend**



© Statistisches Bundesamt (Destatis), 2021

Abbildung 1.1: Anzahl der Todesopfer im deutschen Straßenverkehr einschließlich signifikanter Änderungen in der Gesetzgebung und technischer Entwicklungen nach (Statistisches Bundesamt 2021).

Anzahl der Unfalltoten in den letzten 10 Jahren bei ca. 3 000 stagniert. Dies liegt in den Tatsachen begründet, dass sich nicht jeder Unfall vermeiden lässt, noch nicht alle Fahrzeuge diese Systeme besitzen und die absolute Mehrheit der Unfälle durch menschliches Versagen herbeigeführt wird (Mueller u. a. 2020). Statistisch betrachtet werden über 94 % aller schweren

oder tödlichen Unfälle durch Fahren mit überhöhter Geschwindigkeit, Trunkenheit am Steuer oder Ablenkung durch Smartphones verursacht (DEKRA Automobil GmbH 2016). Um diese Ursachen ausschließen zu können und infolgedessen die Fahrzeugsicherheit auf deutschen Straßen, aber auch weltweit weiter zu erhöhen, gilt die Entwicklung hin zum autonomen Fahren mit den Möglichkeiten eines Pre-Crash-Systems als effektivste Option (Lugner u. a. 2020; Maurer u. a. 2016). Ein solches Pre-Crash-System erlaubt die Aktivierung der passiven Rückhaltemittel Airbags und irreversible Gurtstraffer bereits wenige Augenblicke vor dem eigentlichen Unfall. Auf diese Weise wird Zeit gewonnen, um größere, länger aufblasbare und weniger aggressive Airbags, sog. Smart-Airbags, zu zünden (Krotosky u. a. 2004; Lin u. a. 2009). Diese decken mehr Raum vor dem Insassen ab, bringen mehr Platz zwischen Interieur und Insassen und verhindern auf diese Weise harte Aufschläge der Verunfallten auf dem Armaturenbrett (yang u. a. 2008). Gleichsam bewirken diese durch eine frühere Anbindung an den Insassen eine langfristige, gleichmäßigere Verzögerung während des Unfalls, was das Hauptkriterium zur Reduzierung der Verletzungsschwere darstellt. Es muss jedoch unbedingt vermieden werden, dass ein Pre-Crash-System einen Airbag fälschlicherweise auslöst (Müller u. a. 2016). In solchen Fällen wird das Fahrzeug unkontrollierbar und es sind schwerwiegende Verletzungen des Fahrers und anderer Verkehrsteilnehmer zu erwarten. Aus diesem Grund muss die Notwendigkeit eines Pre-Crash-Airbags in der Pre-Crash-Phase vorausschauend bestimmt werden. Zu diesem Zweck wird in dieser Arbeit eine neue Methode vorgestellt, mit der die Schwere des Unfalls in Pre-Crash-Algorithmen prospektiv approximiert und eine Entscheidung über die Airbagaktivierung sowie -zündzeitpunkte abgeleitet werden kann.

## 1.2 Forschungsfragen und Zielsetzung

Im Laufe der Arbeit werden Forschungsfragen beantwortet, welche die wissenschaftliche Aufarbeitung einer neuartigen Methode zur vorausschauenden Unfallschwereschätzung adressieren. Dem Umfang und der Komplexität dieser Thematik geschuldet, liegt der Fokus auf der physikalischen Modellierung des Unfallgeschehens. Aus diesem Themenfeld stehen Ansätze wie die Analyse energieäquivalenter Geschwindigkeiten, Masse-Feder-Dämpfer-Modelle (MFD-Modelle) oder Stoßbetrachtungen zur Verfügung. Es wird untersucht, ob und wie auftretende Verzögerungen, Geschwindigkeitsänderungen sowie Deformationen während eines Unfalls nur mit Informationen aus der Umfeldsensorik mit diesen Methoden nachgebildet werden können und welche Optionen zur Bestimmung der Insassenbelastung bestehen. Anschließend werden für die untersuchte Methode ebenfalls drei neu erforschte Ansätze vorgestellt, mit denen eine Pre-Crash-Airbag-Auslösung Anwendung finden kann. Gezielt beantwortet werden folgende wesentliche Fragen:

- Integrale Fahrzeugsicherheit und vorausschauende Unfallschwereschätzung sind ein noch

junges Forschungsfeld im Bereich der Fahrzeugsicherheit. Mehrere Ansätze und Vorgehensweisen werden aktuell untersucht und gegeneinander hinsichtlich Allgemeingültigkeit oder Prädiktionsgüte abgewogen. Hierbei stellt sich die Frage: Wie kann eine physikalische Approximation der Verzögerungen, Geschwindigkeiten und Deformationen des Fahrzeugs während eines Unfalls für Pre-Crash-Systeme aussehen?

- Als Teil eines Sicherheitssystems für aktuelle sowie kommende Fahrzeuge muss eine prospektive Unfallschwereschätzung zuverlässig und sicher funktionieren. Daher ist es unabdingbar, eine Unfallschwereschätzung nicht nur auf ein Szenario hin zu untersuchen, sondern so viele Szenarien wie möglich abzubilden. Gleichzeitig muss die Unfallschwere dennoch ausreichend genau bestimmbar sein. Wie können die Parameter der physikalischen Approximation dafür definiert werden und welcher Grad an Übereinstimmung mit den Referenzwerten ist erreichbar?
- Basierend auf den kinematischen Verläufen und Beziehungen zwischen Insassen und Fahrzeug während eines Unfalls lassen sich Entscheidungen über die Notwendigkeit passiver Rückhaltemittel wie Airbags treffen. Mit einer Airbagentscheidung sind noch weitere Fragen hinsichtlich Front- oder Seitenairbag sowie Auslösezeitpunkt verbunden, die in die Unfallschwereschätzung einfließen. Ist es möglich, diese Entscheidung physikalisch modelliert zu treffen und wie kann ein Auslösezeitpunkt bestimmt werden?

### 1.3 Rahmenbedingungen und Fokussierung der Arbeit

Im täglichen Straßenverkehr kann es zu nahezu jedem beliebigen Szenario eines Unfalls kommen, abhängig von Ort, Geschwindigkeit oder Unfallpartner. Nicht alle dieser Szenarien rechtfertigen eine Airbagaktivierung. So gibt es Situationen, etwa einen Auffahrunfall mit niedrigen Geschwindigkeiten an einer Ampel oder in einer Spielstraße, in denen keine oder nur geringe Gefahr für die Insassen besteht. Demgegenüber stehen Situationen, in denen die Abschätzung einer Unfallschwere zu komplex oder mit zu vielen unbekanntem Parametern behaftet ist, um eine klare Aussage treffen zu können. Dazu zählen beispielsweise Unfälle mit unidentifizierten Landschaftsobjekten sowie Folgeunfälle, bei denen eine Masse sowie weitere Objektparameter nicht abgeschätzt werden können. Darüber hinaus werden alle Situationen keinen Gegenstand der Arbeit darstellen, in denen sich das eigene Fahrzeug überschlägt. Diese Arten von Lastfällen werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit insofern nicht berücksichtigt, als aus den genannten Gründen eine Pre-Crash-Modellierung nicht in geeignetem Maße aufgrund der schwierigen Erkennung der Situation umgesetzt werden kann. Infolgedessen begrenzt sich die Untersuchung auf Szenarien, die mit physikalischen Methoden wie MFD-Modellen realisierbar sowie für Pre-Crash-Szenarien von Relevanz sind. Damit fällt der Schwerpunkt der Analyse auf alle Arten von Unfällen, in denen eine Fahrzeug gegen Fahrzeug Kollision auftritt. Auf Grundlage dieser

Gegnertypbedingung lässt sich folgern, dass als Unfallart sowohl Frontal- als auch seitliche Kollisionen als Ziel für die Modellierung gelten. Um die Untersuchung verifizieren zu können, ist eine weitere Einschränkung auf den Fahrzeugtyp notwendig. Damit geht eine Betrachtung nur von PKW gegen PKW einher. Zwar ist eine Modellierung eines LKW gegen PKW Unfalls möglich, eine Verifikation mit Finite-Elemente-Methoden (FEM) ist durch fehlende Modelle allerdings nicht umsetzbar. Zudem wäre aufgrund der klaren Massenvorteile des LKW eine Unfallschwereschätzung in den meisten Fällen ohne Aussagekraft. Darüber hinaus sprechen weitere Punkte für die vorrangige Betrachtung von PKW gegen PKW Unfällen. Diese stellen den häufigsten Unfalltyp weltweit dar. Neben diesem Aspekt sind diese die komplexesten und schwierigsten Szenarios. Aufgrund der hohen Geschwindigkeiten und Variantenvielfalt besitzen diese die strengsten Anforderungen an die Genauigkeit der Erkennung, etwa bei der Unterscheidung eines Offset Deformable Barrier Lastfalls gegenüber einem Small Overlap Szenario. Können diese Bedingungen mit der neuartigen Herangehensweise erfüllt werden, lässt diese sich auch für die nicht betrachteten Szenarien adaptieren. Zusammenfassend gilt, dass in dieser Arbeit der Fokus auf einer Modellierung von PKW-Unfällen bei verschiedenen Geschwindigkeiten, Kollisionsrichtungen und Überdeckungen zwischen den Fahrzeugen liegt. Das Vorgehen im Zuge der Analyse, Umsetzung und Auswertung dieser Modellierung wird in Kapitel 1.4 vorgestellt.

## 1.4 Struktur der Arbeit

Die Arbeit gliedert sich in acht Kapitel mit mehreren Unterkapiteln, die folgende Inhalte abdecken:

In Kapitel 2 erfolgt die Einführung in die Grundlagen der Fahrzeugsicherheit und integrale Pre-Crash-Systeme. Es wird beschrieben, wie ein Unfall abläuft und welche Unfälle statistisch am bedeutendsten oder schwersten sind. Darüber hinaus wird der Ablauf eines Pre-Crash-Systems eingeführt. Zusammenhänge werden beginnend mit der Umfelderkennung über die Trajektorienplanung bis hin zur Unfallschwereschätzung aufgezeigt, auf die im Laufe der Arbeit immer wieder Bezug genommen wird. Abschließend wird die Schwereschätzung selbst tiefer beleuchtet und es werden technische sowie medizinische Methoden zu deren Bestimmung vorgestellt.

Das Kapitel 3 stellt dem Leser den aktuellen Stand zur vorausschauenden Unfallschwereschätzung im wissenschaftlichen Kontext der integralen Fahrzeugsicherheit vor. Diese umfassen neben physikalisch basierten Ansätzen auch rein datenbasierte Methoden aus den Bereichen der künstlichen Intelligenz (KI), Machine Learning und statistischen Verfahren. Den Abschluss dieses Kapitels bildet die Abgrenzung der vorliegenden Arbeit zu den dargelegten Forschungen und der Beitrag zur Erweiterung des Stands der Forschung.

Der Inhalt von Kapitel 4 beschäftigt sich im ersten Abschnitt mit der Auswahl aller berücksichtigten Unfallszenarien innerhalb der Arbeit sowie deren Simulation mit einem Finiten-Elemente-Modell (FEM-Modell). Dabei werden die Auswahlkriterien, daraus resultierende Szenarien sowie das FEM-Modell vorgestellt. Im zweiten Abschnitt wird die Auswertung der Simulationen entsprechend den Vorgaben zur Unfallanalyse aufgezeigt.

Den Hauptteil der Arbeit bilden Kapitel 5 bis 7. In diesen wird die Methode zur neuartigen Modellierung des Unfallgeschehens aufgearbeitet und die Schätzung der Airbagzündzeitpunkte umfassend hergeleitet (Kapitel 5). Anschließend erfolgt die Auswertung der Ergebnisse anhand einer Gegenüberstellung mit der FEM. Dies beinhaltet eine Aussage über die Stärken und Grenzen der physikalischen Unfallschwere- sowie Zündzeitschätzung in Kapitel 6. Abgerundet wird die Arbeit mit Kapitel 7. Die Methodik auf reale Szenarien angewandt und mit echten Crashdaten des CARISSMA Institute of Safety in Future Mobility verifiziert.

Zum Schluss der Arbeit werden in Kapitel 8 die Forschungsfragen und deren Beantwortung anhand der Ergebnisse zusammengefasst. Es wird ein Ausblick auf weitere Forschungsoptionen und Anknüpfungspunkte an das Thema gegeben.

## 2 Integrale Sicherheit und Pre-Crash-Systeme

Nachfolgend werden die Grundsteine für die vorausschauende Unfallschwereschätzung gelegt. Dazu wird zuerst erörtert, wie ein Verkehrsunfall typischerweise abläuft, gefolgt von einer Analyse häufiger Unfallszenarien. Die Vorstellung eines möglichen Pre-Crash-Systems sowie Methoden zur Unfallschwereschätzung finalisieren das Kapitel.

### 2.1 Definition und Ablauf eines Verkehrsunfall

Im alltäglichen Leben treten immer wieder Situationen auf, in denen Menschen mit Verkehrsunfällen in Kontakt kommen. Auf der einen Seite kann dies die eigene Person betreffen, wenn jemand aktiv in einen Unfall verwickelt wird. Auf der anderen Seite steht eine passive Unfallbeteiligung, wie etwa als Zeugen davon. In diesem Zusammenhang muss vorab die Frage geklärt werden, welche Situationen als Verkehrsunfall zu betrachten sind. Eine einheitliche Definition ist nicht all umfänglich festgelegt, da es mehrere Sichtweisen auf das Geschehen gibt. So gelten für Juristen, Mediziner und Verkehrsforscher jeweils fachbereichsspezifische Definitionen. Gemeinsam ist diesen, dass sich alle an einem Urteil des Bundesgerichtshof vom 27.07.1972–4 StR 287/72 orientieren. In der aktuellen Auslegung des Bayerischen Staatsministeriums für Wohnen, Bau und Verkehr ist ein Verkehrsunfall wie folgt erklärt:

„Ein Verkehrsunfall im Sinne dieser Richtlinien ist ein plötzliches, zumindest für einen der Beteiligten ungewolltes Ereignis im öffentlichen Verkehrsraum, welches im ursächlichen Zusammenhang mit dem Straßenverkehr und seinen typischen Gefahren steht und zu Personen- oder einem nicht gänzlich belanglosen Sachschaden (Eigen- oder Fremdschaden) geführt hat.“(Bayerisches Staatsministeriums des Innern, für Bau und Verkehr 2021)

Im Zuge dieser Arbeit wird diese Definition übernommen und als Grundlage für das Verständnis bei kommenden Beschreibungen von Unfallszenarien und Auswertungen verwendet.

Jeder Verkehrsunfall lässt sich zeitlich in vier aufeinanderfolgende Phasen einteilen. Diese sind in Abbildung 2.1 am Beispiel eines klassischen, reinen Frontalunfalls dargestellt.

#### 1. Pre-Crash-Phase

Die Pre-Crash-Phase bezeichnet den Bereich wenige Sekunden bis Millisekunden vor dem Unfall bis hin zum ersten Kontakt zwischen den Fahrzeugen am Unfallzeitpunkt

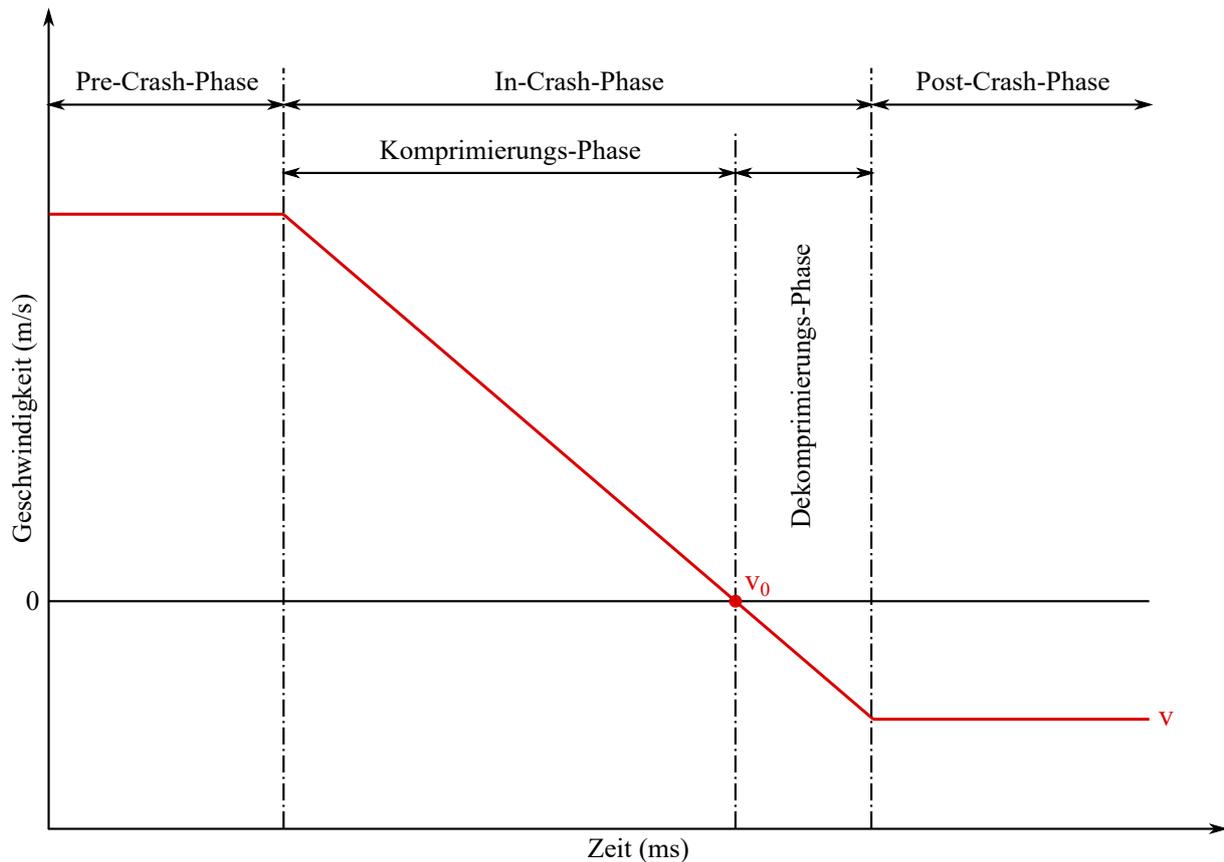


Abbildung 2.1: Die zeitlichen Phasen eines Unfalls mit dem Verlauf der Geschwindigkeit, angelehnt an (Johannsen 2013).

$t_0$ . In dieser Phase greifen aktive Systeme wie Notbremsassistenten und zukünftig auch Systeme mit aktivem Lenkeingriff in das Geschehen ein und können unter Umständen einen Unfall noch verhindern.

### 2. In-Crash-Phase – Komprimierung

Beide Fahrzeuge beginnen sich gegenseitig zu deformieren und die Energie in deren Crashmanagement-Systemen abzubauen. Die Insassen erleben eine kurze Freiflugphase, bis der Gurtstraffer wirkt und werden anschließend an die sich öffnenden Airbags angebunden. In dieser Phase entstehen die hauptsächlichen und schwersten Verletzungen der Insassen. Die Komprimierungsphase endet, wenn die Geschwindigkeit beider Fahrzeuge 0 km/h beträgt und die maximale Deformation erreicht ist.

### 3. In-Crash-Phase – Dekomprimierung

In dieser Phase trennen sich die Fahrzeuge wieder voneinander und wandeln die restliche linearelastisch-plastische Verformungsenergie in statische Verformung um. Dieser Effekt erzeugt kurzzeitig eine negative Geschwindigkeit und ähnelt einer Rückfederung (*Rebound*). Zusätzliche Verletzungen der Insassen können vor allem an Rücken und Wirbelsäule auftreten (*Whiplash*).

#### 4. Post-Crash-Phase

Das Fahrzeug ist zum Stillstand gekommen und alle Energien sind abgebaut. Für den Insassen besteht keine Gefahr weiterer Verletzungen, der Unfall ist aus physikalischem Standpunkt beendet.

Für die Betrachtung der Unfallschwere ist vor allem die Komprimierungsphase relevant, da dort die für den Menschen schweren bis tödlichen Verletzungen entstehen. In der Rebound-Phase hinzukommende Verletzungen sind in der Regel weniger schwer oder werden von den in der Komprimierungsphase entstandenen Verletzungen überschattet.

## 2.2 Unfallanalyse und statistische Auswertung

*Die folgenden Zahlen basieren auf der Analyse von Datenbanken des Statistischen Bundesamts, des Allianz Zentrum für Technik sowie der National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) (AZT Automotive GmbH 2021; Data Reporting and Information Division 2020; Statistisches Bundesamt 2020). Alle gezeigten Darstellungen wurden für ein besseres Verständnis vom Autor selbst aufgesetzt. Im Zuge der besseren Lesbarkeit wird kommend nur bei spezifischen Daten auf die direkte Quelle verwiesen.*

Statistisch gesehen wurden im Jahr 2020 auf deutschen Straßen 2 245 245 Unfälle von der Polizei erfasst, davon 327 550 mit Verletzten und 2 719 Verkehrstoten (siehe Abbildung 2.2) (Statistisches Bundesamt 2020). Dieser Stand entspricht der geringsten Anzahl an Verkehrstoten aller Zeiten, neben den Gründen aus Kapitel 1 allerdings vornehmlich geringerem Verkehrsaufkommen während des SARS-CoV-2-Lockdown 2020 bedingt. An der Verteilung der Unfalltypen selbst hat sich hingegen keine Änderung ergeben. Wie Abbildung 2.2 zeigt, entsprechen ca. 18 % der Verunglückten einer Schwerestufe von 3+ auf der Maximum Abbreviated Injury Scale (MAIS), also 166 Schwerverletzte oder Getötete pro Tag. In Bezug auf im Straßenverkehr getötete Personen ist zudem von Interesse, wie sich diese auf die Verkehrsteilnehmer verteilen. Abbildung 2.3 verdeutlicht, dass 30 % Vulnerable Road User (VRU; verletzbare Verkehrsteilnehmer wie Fußgänger) darstellen. Kraftfahrzeuge (KFR) aller Arten machen 20 % und der Güterverkehr weniger als 5 % aus. Die meisten Verunglückten mit 43 % entfallen auf PKW-Fahrer. Auf der einen Seite ist eine Ursache u. a. die deutlich größere Anzahl an PKW im öffentlichen Straßenverkehr im Vergleich zu sonstigen motorisierten Teilnehmern. Auf der anderen Seite sind die höheren Geschwindigkeiten der PKW-Fahrer ein Grund. Die prinzipiell gesteigerte Sicherheit gegenüber VRU und Kraftfahrern durch höhere Massen und Sicherheitsaktoren wird durch längere Fahrten und mehr zurückgelegte Strecken mit PKW ausgeglichen. Infolgedessen resultiert daraus statistisch gesehen die höchste Mortalitätsrate für PKW-Fahrer. Hinsichtlich der Geschwindigkeiten bzw. Kollisionsgeschwindigkeiten  $\Delta v$ , bei denen Unfälle passieren, existiert eine große Spannweite von 0 km/h bis deutlich über 150

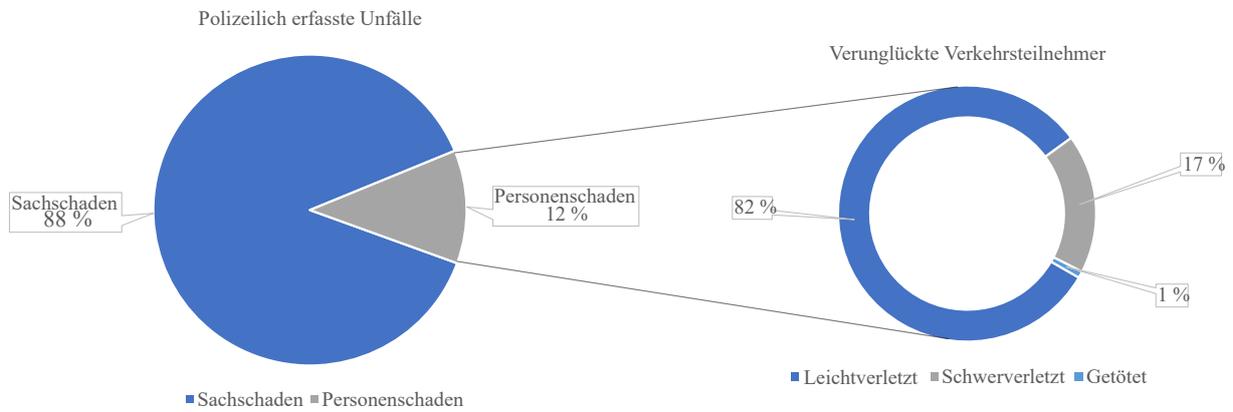


Abbildung 2.2: Anteil der MAIS3+-Unfälle an allen polizeilich erfassten Unfällen 2020 nach (Statistisches Bundesamt 2020).

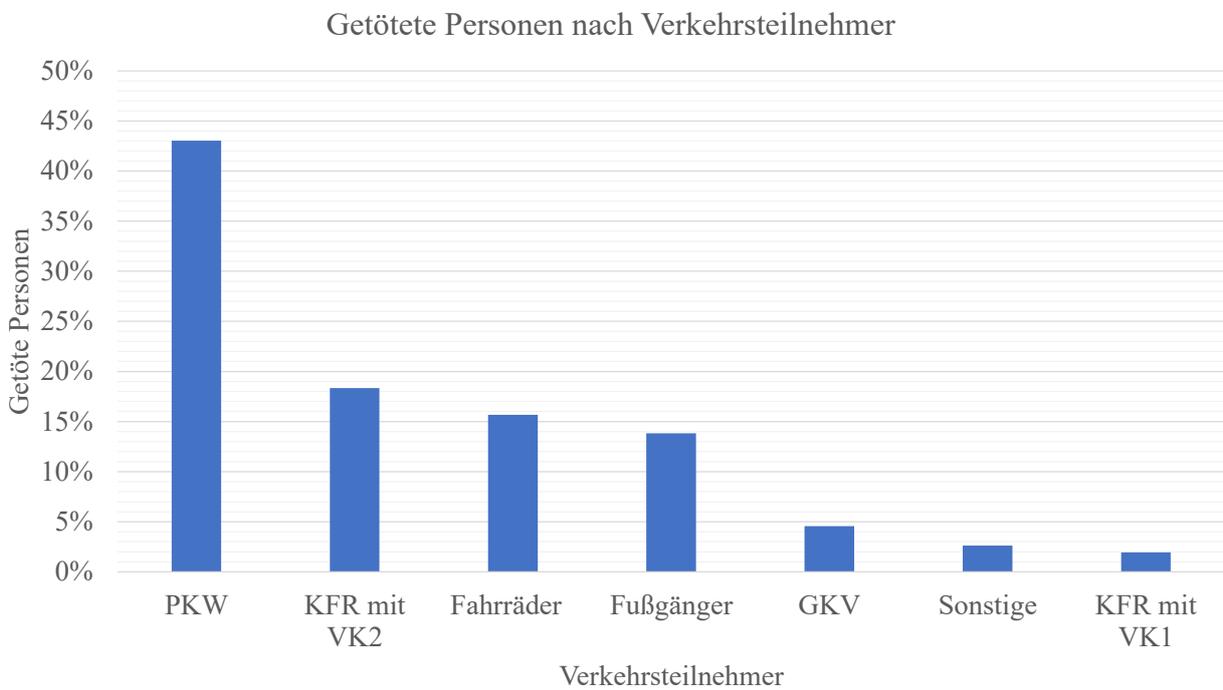


Abbildung 2.3: Verteilung der im Straßenverkehr getöteten Personen nach (Statistisches Bundesamt 2020).

km/h. Begründet ist dies damit, dass die Fahrtrichtungen der Unfallpartner zueinander die ausschlaggebendste Rolle bei einem Unfall spielen. Beispielsweise sind bei Heckauffahrten geringere relative Unfallgeschwindigkeiten aufgrund der im Regelfall gleichen Bewegungsrichtung zu erwarten. Dies ist unabhängig davon, ob das Ego- auf das Gegnerfahrzeug oder vice versa auffährt. Umgekehrt bedeutet dies, dass bei Unfällen mit entgegenkommenden Fahrzeugen durch das physikalische Prinzip bedingte höhere  $\Delta v$  vorliegen. Im Mittel bewegt sich  $\Delta v$  dabei zu über 78 % zwischen 25 bis 125 km/h. Dies ergibt sich sowohl aus den Unfallorten als auch den Unfallszenarien. In Deutschland geschehen 90 % der Unfälle inner- und außerorts sowie die restlichen 10 % auf Autobahnen, womit der genannte Geschwindigkeitsbereich auch die am meisten gefahrenen Strecken widerspiegelt. In Verbindung damit lassen sich  $\Delta v$  anhand von Abbildung 2.4 weitestgehend deren Unfallszenarien aus Abbildung 2.5 zuordnen. MAIS3+-Unfälle aus ruhendem Verkehr, Überschreiten der Fahrbahn, Abbiegen und Kreuzen bewegen sich zu einem deutlich überwiegenden Prozentsatz in Bereichen unterhalb von 75 km/h. Diese Art tritt typischerweise in Städten, Ortschaften und Staus auf, in denen keine höheren Geschwindigkeiten erlaubt sind. Das Gegenteil ist bei Längsverkehr und Fahrnfällen der Fall, die mehrheitlich außerorts stattfinden und damit bei  $\Delta v$  über 100 km/h auftreten, wie etwa beim Abkommen von der eigenen Fahrspur auf Land- und nicht getrennten Bundesstraßen. Neben der Unfallgeschwindigkeit ist für die Unfallschwere der Crashwinkel  $\alpha$  von Belang, der in

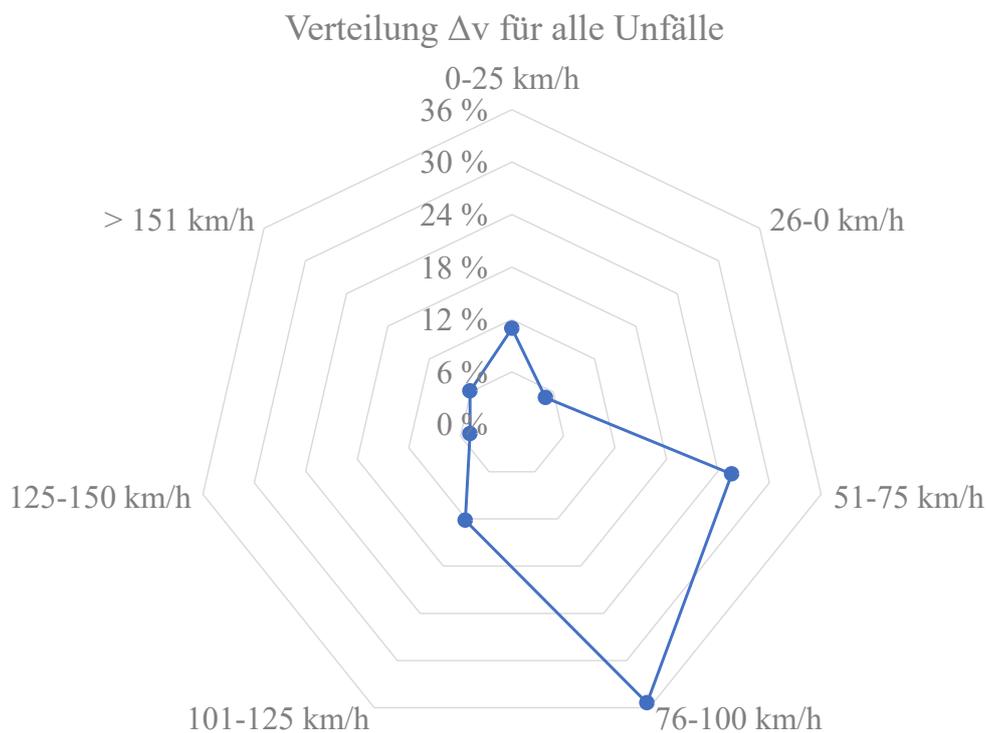


Abbildung 2.4: Verteilung der Unfallgeschwindigkeiten für Frontalunfälle aus (AZT Automotive GmbH 2021)

Abbildung 2.6 aufgeschlüsselt ist. Die ausgewerteten Daten ergeben, dass ein signifikant großer Anteil der Unfälle bei  $161^\circ < \alpha < 180^\circ$  stattfindet. In der kommenden Untersuchung werden diese Heckunfälle wegen der im Regelfall geringen Crasheschwere nicht weiter analysiert. Unfälle

mit hoher Verletzungsschwere hingegen treten öfter in Bereichen mit kleineren Winkeln und seitlichen Einschlägen auf, die in Summe mit 48 % leicht häufiger auftreten als Heckunfälle. Zusammenstöße mit  $121^\circ < \alpha < 160^\circ$  sind mit nur 10 % dagegen selten im Straßenverkehr und verursachen eine geringere Unfallschwere gegenüber niedrigerem  $\alpha$ . Als Ursache dafür ist sowohl

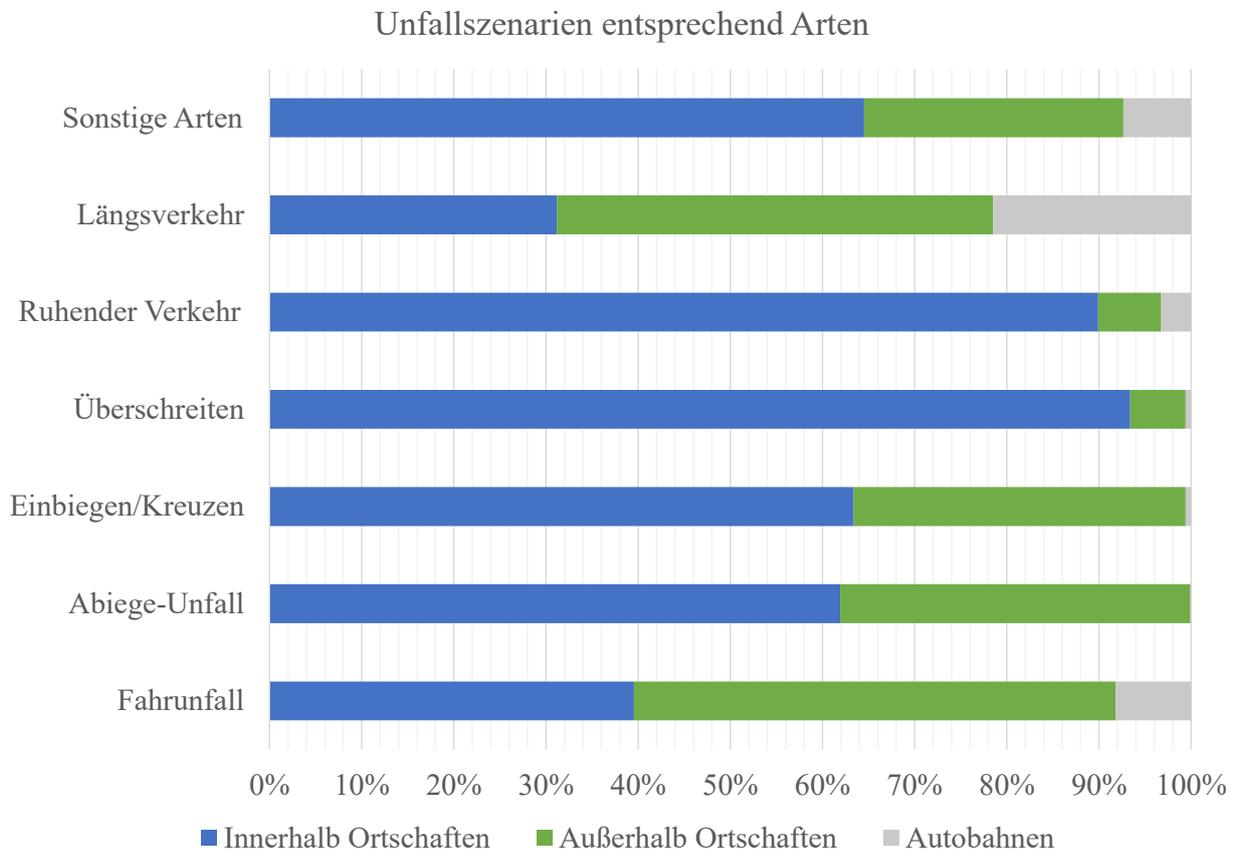


Abbildung 2.5: Lokales Auftreten der Unfallszenarien nach (Statistisches Bundesamt 2020)

von einer mittlerweile weiten Verbreitung von Tote-Winkel-Warnern als auch von einer erhöhten Aufmerksamkeit der Autofahrer beim Spurwechsel auszugehen. Auch bei seitlichen Kollisionen existieren einige Szenarien mit einer höheren Quote an schweren bis tödlichen Verletzungen, die sich vornehmlich auf Seitencrash-Szenarien des T-Typs konzentrieren (siehe Abbildung 2.7). T-Typ bezeichnet alle Unfälle, bei denen der Einschlagspunkt in den Türen des Fahrzeugs liegt. Die zweite seitliche Unfallart ist der L-Typ. Hierbei schlägt der Unfallgegner in Kofferraum oder Vorderwagen um die Achse ein. Dabei ist der Unterschied gering, ob es sich um einen T-Typ der Kategorie fahrernahe Seite bzw. Einschlag auf der Fahrerseite oder fahrerferne Seite bzw. Einschlag auf der Beifahrerseite handelt. Bei beiden Varianten erreicht das Verhältnis von schwerer zu leichter Verletzung einen Wert im Bereich von 1 : 3, womit dieses Verhältnis dem einer Frontalkollision entspricht. Dies deckt sich beispielsweise mit der Untersuchung von (Kreuzinger 2005) für das Unfallgeschehen der Stadt Hannover, in der die Anzahl der tödlich verunglückten Fahrer bei Seitenkollisionen nahezu gleich hoch wie bei Frontalkollisionen war. Sowohl aus medizinischer als auch technischer Perspektive ist der Grund dafür im geringen Deformationsweg zwischen Seitentür und Insassen in Kombination mit der niedrigeren,

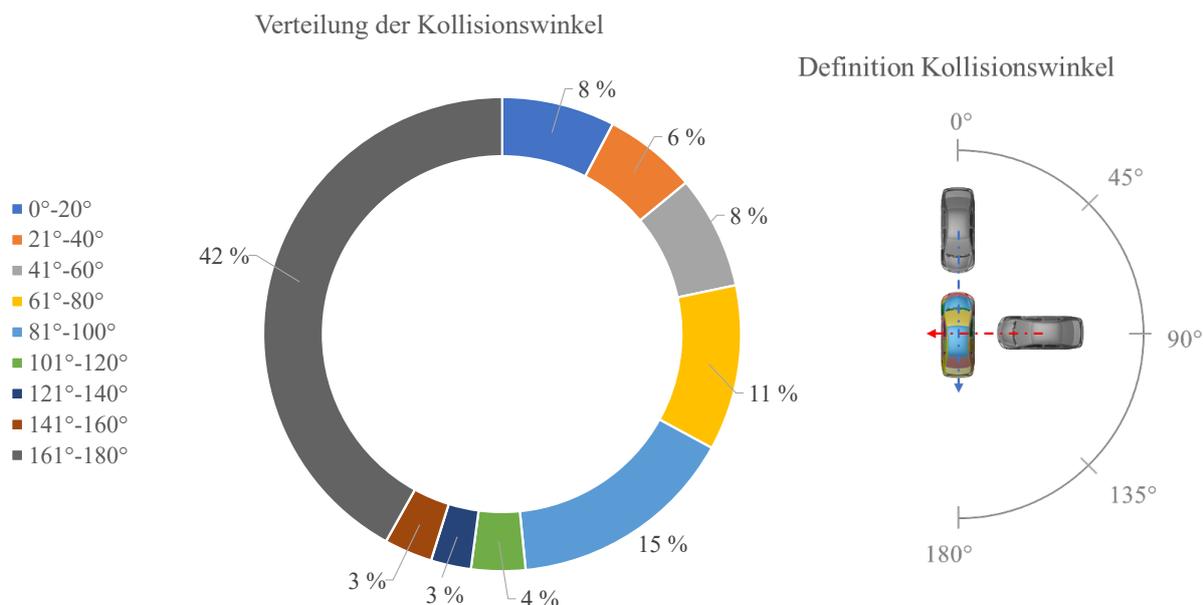


Abbildung 2.6: Kollisionswinkel zwischen den Fahrzeugen während eines Unfalls nach (Data Reporting and Information Division 2020).

lateralen Belastungsfähigkeit des menschlichen Körpers zu suchen (Schick 2020). Der Unfall wirkt sich auf den Insassen der auftreffenden Seite anders als auf jene der gegenüberliegenden Seite. Bei der auftreffenden Seite erleidet der Insasse vorwiegend Verletzungen der inneren Organe wie Milz und Leber durch Quetschungen oder Risse, aber auch Brüche der Rippen und Hüfte (Golman u. a. 2014; Liu u. Pressley 2016; Sunnevång 2016). Einerseits entstehen diese durch harte Aufschläge auf der Mittelkonsole, andererseits erfährt der Oberkörper eine starke seitliche Verschiebung sowie Torsion. Beim Einschlag in der gegenüberliegenden Seite treten stattdessen weniger Traumata im Weichteilgewebe auf, dafür mehr Frak- und Rupturen an Kopf, Extremitäten und Thorax, hervorgerufen durch den Aufschlag an der Seitentür und dem Armaturenbrett (Augenstein u. a. 2000; Kumaresan u. a. 2006). Wie beim Frontalaufprall ist die Geschwindigkeit ein markanter Faktor. Diese ist im Vergleich noch tiefer anzusetzen, sodass bereits ab einer Einschlaggeschwindigkeit von 40 km/h tödliche Verletzungen entstehen können (H. Stigson u. A. Kullgren 2011). Die Ursache dafür liegt wieder in der fehlenden Knautschzone an den Seiten (Lai u. a. 2012; Michael Huth 2010). Mittlerweile haben auch Hersteller und Verbraucherschützer das Problem adressiert. Seit einiger sind Zeit Side-Pole- und Mobile-Side-Barrier-Tests im Euro- und US New Car Assessment Programme (NCAP) verpflichtend, die immer wieder aktualisiert und mit neuen Szenarien ergänzt werden (training GmbH 2021). Seitens der Original Equipment Manufacturer (OEM) halten zudem Curtain- oder Mittelkonsolen-Airbags zur Reduzierung der genannten Verletzungsursachen Einzug in die Fahrzeuge (Bendjaballah u. a. 2017; Li u. a. 2018; Yun u. a. 2014).

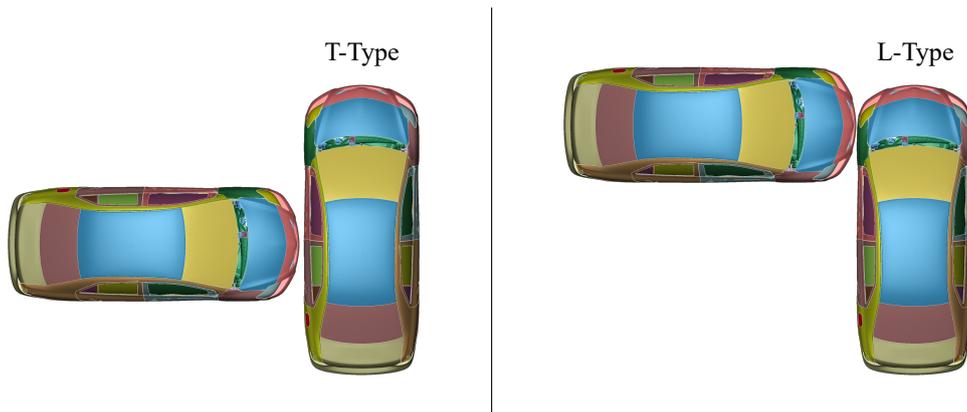


Abbildung 2.7: Varianten des Seitencrashes, links: T-Typ, rechts: L-Typ.

## 2.3 Integrale Sicherheit und Pre-Crash-Systeme

### 2.3.1 Definition der Integralen Sicherheit

Der Begriff der Integralen Sicherheit entstand im Laufe der letzten zwei Jahrzehnte, in denen leistungsfähigere Steuergeräte, Umfeldsensorik und daraus folgend Fahrerassistenzsysteme in moderne Fahrzeuge integriert werden konnten. Auf diesen Voraussetzungen aufbauend ist es möglich, die Vorteile der passiven Fahrzeugsicherheit mit denen der aktiven Fahrzeugsicherheit zu verbinden. Dazu muss vorab geklärt werden, was die einzelnen Arten der Fahrzeugsicherheit unterscheidet. Nach (Franz u. a. 2013; King 2018; Watzenig u. Horn 2017) sind diese folgendermaßen definiert:

- **Aktive Sicherheit**  
Alle Systeme, die der Vermeidung eines Unfalls dienen und in der Pre-Crash-Phase eingreifen, z. B. Bremsen, Lenkung oder ADAS.
- **Passive Sicherheit**  
Alle Systeme, welche die Folgen eines Unfalls auf den Insassen reduzieren und in der In-Crash-Phase aktiviert werden, etwa Airbags oder Gurtstraffer.
- **Integrale Sicherheit**  
Alle Systeme, welche die aktive und passive Sicherheit zu einem gesamtheitlichen Konzept vereinen.

Ziel der integralen Sicherheit ist es, die Aktoren der passiven Sicherheit bereits in der Pre-Crash-Phase zu aktivieren (vgl. Kapitel 1.1). Welche Kenntnisse dafür notwendig sind und wie ein solcher Algorithmus abläuft, wird in Abschnitt 2.3.2 erörtert.

### 2.3.2 Ablauf eines Pre-Crash-Systems

Im Allgemeinen besteht ein Pre-Crash-System aus vier Modulen, die entsprechend ihrer Aufgaben aufeinanderfolgend verknüpft sind. In Abbildung 2.8 ist beispielhaft ein modularer Aufbau eines Pre-Crash-Systems gezeigt. Dies setzt sich aus den Modulen der Datenerfassung, Verarbeitung der Sensorsignale, Szenarienbewertung sowie Steuerung integraler Sicherheitsaktoren zusammen. Deren jeweiligen Aufgaben im Folgenden aufgeführt:

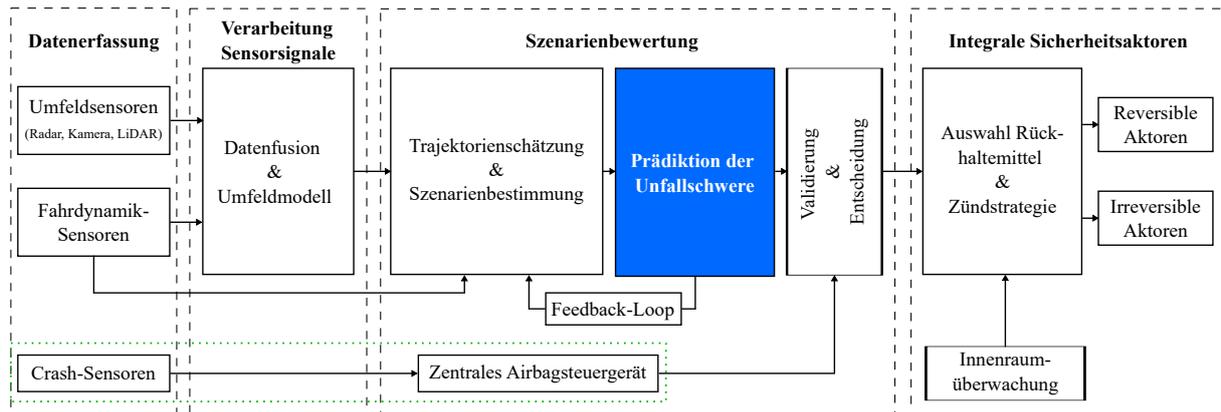


Abbildung 2.8: Architektur eines Pre-Crash-Systems mit Rückfallebene, angelehnt an (Lugner u. a. 2020; O. J. Gietelink u. a. 2004).

#### 1. Datenerfassung

Mit Hilfe der Umfoldsensoren Kamera, Radar und LiDAR wird die Umgebung des Fahrzeugs erfasst. Die Sensoren scannen das Umfeld, ermitteln aus den zurückkommenden Signalen mögliche Objekte um das Fahrzeug herum und filtern eindeutige Störsignale heraus. Alle drei Sensoren arbeiten mit unterschiedlichen Messprinzipien, welche die Schwächen anderer Sensoren egalisieren. Der Frequency Modulated Continuous Wave Radar (FMCW-Radar) arbeitet mit elektromagnetischen Wellen im höheren Frequenzbereich bis zu 77 GHz (Reif 2016). Dieser ist robust gegen Witterungseinflüsse, wird aber von metallischen Oberflächen gestört und erzeugt Geisterobjekte bzw. nicht real vorhandene Objekte. Die Kamera ist ein optischer Sensor mit Complementary Metal-Oxide Semiconductor (CMOS-Sensor), der über die Belichtungsdauer die Spannung an der Photodiode misst und mit einem Analog-Digital-Wandler ein Bild erzeugt (Bernstein 2014). Mit dieser lassen sich genau Abmaße von Objekten bestimmen, allerdings ist sie anfällig für Über- und Unterbelichtung. Solche Fälle treten etwa bei rötlichem Licht und niedrigem Sonnenstand auf. Als Letztes soll zukünftig Light Detection and Ranging (LiDAR) Teil der Umfelderkennung sein. LiDAR handelt es sich um mit Laser arbeitende optische Sensoren. Diese senden Laserimpulse aus und detektieren das zurückkommende Licht. Über die Messung der Lichtlaufzeit ermitteln diese Sensoren die Entfernung zum Objekt. Am häufigsten anzutreffen ist LiDAR mit Flash und Microelectromechanical

Systems (MEMS), da diese eine einfache Option für 3D-Tiefenauflösung über mehrere Schichten von Laserstrahlen hinweg bieten.

Neben den Umfeldsensoren gehören die klassischen Fahrdynamik-Sensoren zur Gierraten-, Lenkwinkel- und Beschleunigungsmessung zum Set-up der Datenerfassung. Diese Sensoren liefern die Informationen zur Eigenbewegung des Fahrzeugs und werden im dritten Modul bei der Trajektorien-schätzung notwendig, um den möglichen Bewegungsradius des Egofahrzeugs einzugrenzen.

### 2. Verarbeitung Sensorsignale

Die Sensorinformationen werden im nächsten Modul weiter gefiltert, verarbeitet und fusioniert. Zuerst werden beispielsweise Ausreißer aus den Messdaten herausgefiltert, die Punkte zu Objekten geclustert und die Objekte der einzelnen Sensoren fusioniert (Nageswaran 2018). Zur Bestimmung der Objektgröße werden um diese rechteckige Hüllkörper, sog. Bounding-Boxen (BB) oder weitere Arten von Konturerkennungen gelegt (Kraemer u. a. 2018). Über mehrere Zeitschritte hinweg wird dies für die einzelnen Objekte wiederholt und die detektierten Fahrzeuge verfolgt bzw. getrackt. Auf diese Weise werden etwa Geschwindigkeiten und Bewegungsrichtungen der Objekte extrahiert. All diese Informationen lassen sich in eine 3D-Karte des Fahrzeugumfelds einordnen, worauf am Ende alle relevanten Objektinformationen (z. B. Fußgänger mit  $v = 5 \text{ km/h}$  ...) einschließlich derer absoluten und relativen Koordinaten zum Egofahrzeug vorliegen. Zu beachten ist, dass die Objektdetektion, Konturschätzung und das Tracking immer toleranzbehaftet sind. Für den Zusammenhang im Ablauf bedeutet dies, dass die Methoden demgegenüber robust ausgelegt werden müssen.

### 3. Szenarienbestimmung

Das dritte Modul übernimmt die Objektinformationen und bewertet daraus die Szenarien. Dazu berechnet es basierend auf dem kammschen Kreis die möglichen Trajektorien aller Objekte. Aus deren Schnittpunkten ist ableitbar, ob und wann es zu einem Unfall kommt (Parseh u. a. 2019). Tritt ein relevanter Fall auf, prädiziert die Trajektorien-schätzung die Crashkonstellation und gibt für diesen Zeitpunkt relevante Crashparameter wie  $\alpha$  an die Unfallschwereprädiktion weiter (Sequeira u. a. 2020b). Dort wird aufbauend auf den Crashparametern redundant die wahrscheinliche Unfallschwere für den Insassen approximiert. Redundant bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Unfallschwere auf zwei Ebenen, zuerst auf Fahrzeug-Ebene, dann auf Insassen-Ebene, sowie anhand zweier verschiedener Methoden sowohl mit KI als auch einem physikalischen Ansatz berechnet wird. Dies ist notwendig, um sichere Aussagen zur Unfallschwere zu treffen und Unsicherheiten aufgrund der Toleranzen zu reduzieren. Ebenso erfolgen Empfehlungen für eine Airbagauslösung einschließlich Art oder Auslösezeitpunkt des Airbags. Ein Feedback-Loop hilft dabei, die Anzahl der Berechnungen zu reduzieren oder zwischen kritischen Objekten zu wechseln. Bei unsicheren Prädiktionen, etwa aufgrund großer Toleranzen der

Umfeldinformationen bei Starkregen, kann noch bis zum Zeitpunkt  $t_0$  auf eine Validierung über die konventionellen Crash-Sensoren gewartet werden.

#### 4. Integrale Sicherheitsaktoren

Der letzte Schritt beinhaltet die Auswahl der integralen Rückhaltemittel sowie deren Zündstrategie. Unter Berücksichtigung der Innenraumüberwachung und Insassenposition (für das autonome Fahren besonders bei Out-of-Position wie rückwärtsgewandtes Sitzen) entscheidet dieses Modul über die zu aktivierenden (ir)reversiblen Rückhaltemittel (Lin u. a. 2009). Mit Hilfe von magnetisch regelbaren Heiß- oder Kaltgasventilen kann das Verhalten der Smart-Airbags spezifisch zum Crash adaptiert und längere Standzeiten sowie Zündungen der Airbags in unterschiedlicher Reihenfolge realisiert werden.

Der Kern der Arbeit dreht sich innerhalb dieses Algorithmus um eine neu erforschte Vorgehensweise im Teilbereich der physikalisch modellierten Unfallschwereprädiktion. Was Unfallschwere in der Verkehrssicherheit bedeutet und welche Methoden es gibt, wird im Folgenden behandelt.

## 2.4 Unfallschwere in der Fahrzeugsicherheit

Im Bereich der Fahrzeugsicherheit und Unfallrekonstruktion gibt es zwar die optionale Unterscheidung zwischen Sach- und Personenschäden, üblicherweise wird der Begriff Unfallschwere aber mit Personenschäden gleichgesetzt. Zur Bewertung dieser werden Maßzahlen definiert, für die entsprechende Grenzwerte vorliegen und die einen leichten, mittleren, schweren oder tödlichen Unfall klassifizieren. Generell gilt es, zwei grundlegende Arten zu unterscheiden, wie Abbildung 2.9 zeigt. Zum einen existiert die medizinisch-biomechanische Unfallschwerebestimmung, die eine medizinische Versorgung verunfallter Personen beinhaltet. Der Schwerpunkt liegt auf der Notfallmedizin und bildet die Kette von der präklinischen Rettungsmedizin bis zur innerklinischen Notfall- und Akutmedizin ab (Sefrin 2018). Die größte Bedeutung haben der Abbreviated Injury Scale (AIS) sowie der darauf aufbauende Injury Severity Score (ISS) (Karcioglu 2019). Der AIS dient als Bewertungsskala für die Letalität von Einzelverletzungen (0 = keine Verletzung bis 6 = tödliche Verletzung), wird allerdings für eine medizinische Diagnose alleinstehend kaum mehr verwendet. Dies liegt daran, dass dieser nur die schwerste Verletzung als maximalen Schweregrad angibt, was bei Polytraumata zu schwerwiegenden Fehleinschätzungen führen kann (Haasper u. a. 2010). Stattdessen wird der ISS bevorzugt, der nach folgender Formel

$$ISS = \sum_{i=1}^n \max(AIS_i)^2 \quad (2.1)$$

mit  $n \leq 3$  die drei höchsten AIS-Einzelverletzungen zu einem gesamten Verletzungsgrad zusammenfasst (Champion 2012). Darüber hinaus finden beide Werte in der Unfallforschung Anwendung, sofern es sich um eine Unfallschwereschätzung nach dem Unfall handelt, z. B. in

der Unfallrekonstruktion oder bei Dummy-Crashtests des ADAC. Ergänzend betrachtet die medizinische Unfallschwere die langfristigen Folgen eines Unfalls, die aber für eine Unfallschwerebestimmung nicht von Bedeutung sind.

Demgegenüber steht die technische Unfallschwere, die sich vornehmlich mit der Bestimmung des Schweregrads aus physikalischen und simulierenden Methoden auf technischer Ebene beschäftigt. Hierbei muss zwischen der Fahrzeug- und Insassenschwere unterschieden werden. Die Insassenschwere betrachtet nur Werte, die direkt an Crashtest-Dummies gemessen werden und somit Bewegungen des menschlichen Körpers repräsentieren sollen. Um mit dieser eine Aussage über die Unfallschwere treffen zu können, müssen immer zwingend Informationen über Beschleunigungen generiert werden. Bei diesen Bewertungen liegt das Hauptaugenmerk auf dem Kopf des Dummies, dessen Verletzungsgrad in der modernen Unfallforschung nahezu ausnahmslos über das Head Injury Criterion (HIC) bestimmt wird (Marjoux u. a. 2008). Mittels der Formel

$$HIC = \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1) \quad (2.2)$$

offeriert das dimensionslose, beschleunigungsbasierte Kriterium eine Aussage zu Kopfverletzungen der Insassen, wodurch verschiedene Fahrzeugmodelle miteinander verglichen werden können (Meywerk 2007). Die Zeitpunkte  $t_1$  und  $t_2$  sind frei wählbar, eine Differenz von 15 ms oder 36 ms entspricht aber üblichen Standards (Tong Fang 2017). Als Grenzwert ist in den meisten Tests 1000 g festgelegt, was einer AIS-Stufe 3 entspricht und Verletzung mit einer Auftretenswahrscheinlichkeit von 50 % repräsentiert (King 2018). In neuen Forschungen wird das HIC allerdings kontrovers betrachtet, da sich Verletzungen aus realen Unfällen oft nicht mit der dazugehörigen HIC-Verletzungsschwere decken. Andere Körperkriterien neben dem HIC werden in der Regel nur bei spezifischen Unfallszenarien in die Bewertung der Verletzungsschwere einbezogen. Dies ist vornehmlich bei Seitencrash-Szenarios der Fall. Bei diesen wird das Neck Injury Criterion oder die Abdominal Peak Force zusätzlich betrachtet, um den Schutz der Wirbelsäule oder der inneren Organe beim Aufprall an der Mittelkonsole zu bewerten (Fang u. a. 2010). In diesem Zusammenhang finden auch der AIS und ISS Beachtung.

Die Fahrzeugschwere hingegen verwendet bei der Unfallschwereschätzung nur Daten und Informationen aus dem Fahrzeugverhalten respektive der –sensorik. Dabei werden die Beschleunigungen, auch Crashpulse genannt, an einem oder mehreren Messpunkten am Fahrzeug aufgezeichnet. Diese werden entweder direkt ausgewertet und in die Geschwindigkeit sowie Deformation integriert oder als Grundlage für normierte, weiter berechnete Werte herangezogen. Bei den absoluten Crashpuls-Betrachtungen steht die durchschnittliche Verzögerung  $a_{avg,i}$  in g mit  $i = x, y, z$  über einen festgelegten Zeitraum  $\Delta t$  in ms an der Spitze, gefolgt vom Geschwindigkeitsabbau  $\Delta v_i$  und der Eindringtiefe in die Fahrgastzelle  $d_i$ . Diese ergeben sich aus

$$a_{avg,x} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} x(t-i) \quad (2.3)$$

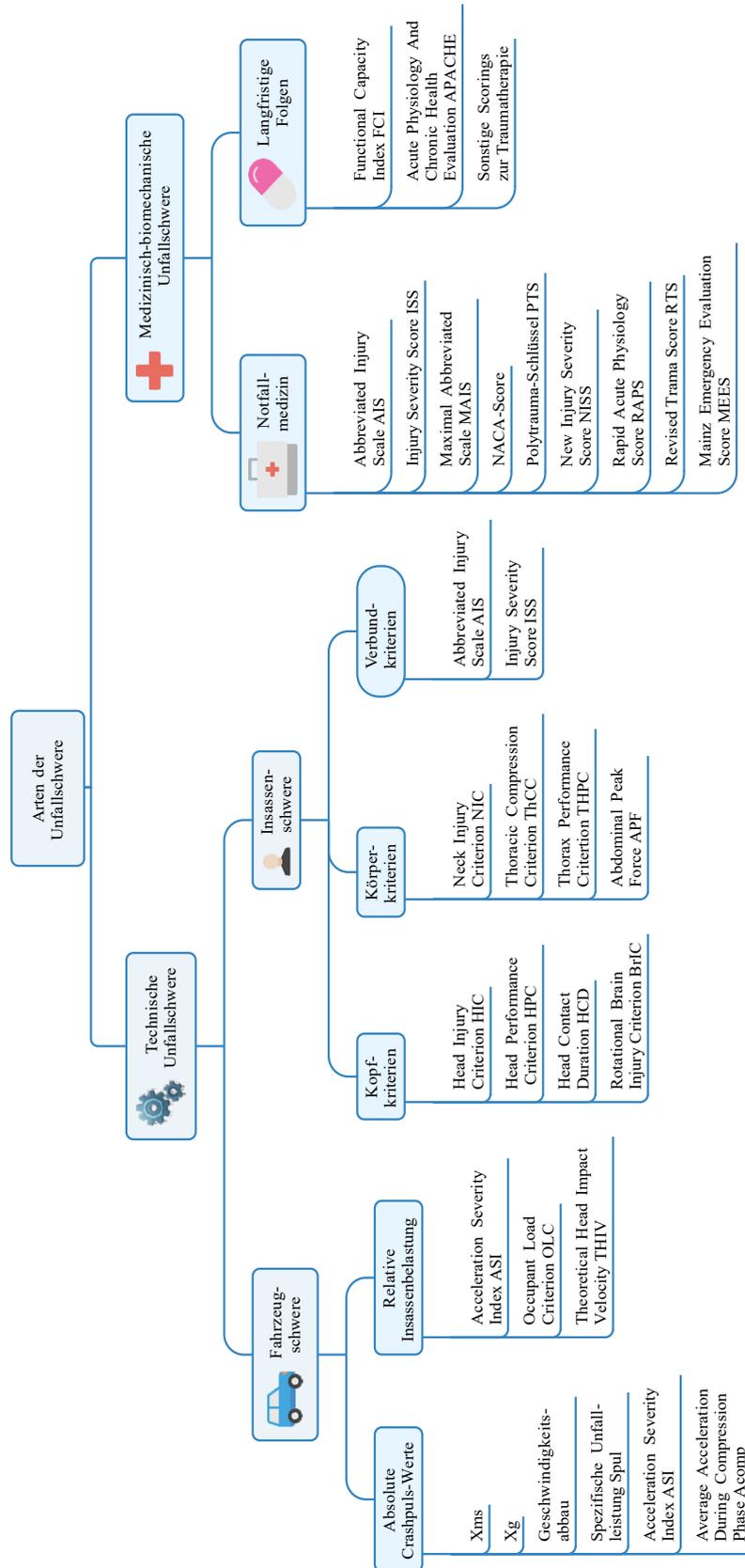


Abbildung 2.9: Mögliche Methoden zur Bestimmung der Unfallschwere aus technischer und medizinischer Sicht.

mit

$$n = \Delta t = t_2 - t_1, \quad (2.4)$$

$$\Delta v_i = v_0 - v_t \quad (2.5)$$

und

$$d_i = \max \left( \int_0^{t_{end}} \int_0^{t_{end}} a_i(t) dt \right), \quad (2.6)$$

wobei  $t_{end}$  den Zeitpunkt zum Ende des Unfalls bedeutet und die Parameter von OEM und NCAP festgelegte, aber nicht standardisierte Grenzwerte einhalten müssen. Analog wird mit den Werten zur relativen Insassenbelastung verfahren, die aus dem Crashpuls ermittelt werden. Die Bundesanstalt für Straßenwesen schlägt nur den Acceleration Severity Index (ASI) als Kriterium zur Craschanalyse vor, der auch von weiteren Institutionen und Fachleuten in der Forschung herangezogen wird (B. Munyazikwiye u. a. 2018). Dieser ist definiert als „ein Maß für die Verletzungen während eines Aufpralls durch die Bewegung einer Person in einem Fahrzeug mit Gurtsicherheitsystem“ (Arbeitskreis Messdatenverarbeitung Fahrzeugsicherheit 2014). Er ist einheitenlos und kann sowohl für einzelne x-, y- und z-Bewegungsrichtungen oder gemeinsam für alle Richtungen mit Formel 2.7 errechnet werden:

$$ASI = \max \left( \sqrt{\left(\frac{\bar{a}_x}{\hat{a}_x}\right)^2 + \left(\frac{\bar{a}_y}{\hat{a}_y}\right)^2 + \left(\frac{\bar{a}_z}{\hat{a}_z}\right)^2} \right). \quad (2.7)$$

Dabei stellen die Werte  $\hat{a}_x = 12g$  und  $\hat{a}_y = 9g$  die Grenzwerte für zulässige Belastungen auf den menschlichen Körper dar (Gabauer u. Gabler 2005). Die Werte von  $\bar{a}_i$  mit  $i = x, y, z$  müssen vorher über die Formel

$$\bar{a}_i = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n x(t - i) \quad (2.8)$$

bestimmt werden, wobei für  $n$  ein Zeitraum von 50 ms vorgegeben ist. Im Zuge der Betrachtung von PKW wird die Orientierung in z-Richtung im Allgemeinen vernachlässigt, da diese im Unfallgeschehen keine Relevanz aufweist (Burbridge u. Troutbeck 2019). Darüber hinaus existieren für den ASI Impact Severity Classes, die Grenzen für den Einsatz von Sicherheitsmitteln vorgeben. Je nach festgelegter Klasse muss bei Überschreiten des Werts eingegriffen werden. Wann dies erfolgen muss, zeigt Tabelle. 2.1.

Tabelle 2.1: Schwereklassen des ASI für den Einsatz von Sicherheitsmitteln.

Impact Severity Class	Index Value
A	$ASI < 1.0$
B	$1.0 \leq ASI \leq 1.4$
C	$1.4 < ASI \leq 1.9$

Den Herstellern obliegt es dabei selbst, die Klassen zu bestimmen. Im Allgemeinen wählen diese eine konservative Auslegung nach A, bei sehr sportlich ausgelegten Fahrzeugen kommt aber

auch B oder ein Wert innerhalb der Grenzen von B zum Einsatz. Die Klasse C wird hingegen so gut wie nicht verwendet.

Für reine Frontalunfälle hat sich zudem das Occupant Load Criterion (OLC) in der Industrie etabliert, das entsprechend Abbildung 2.10 als Steigung der Insassenbeschleunigung in  $g$  während des Unfalls unter Berücksichtigung einer Freiflugphase von 65 mm und einer Anbindung an ein ideales Rückhaltesystem bis zu einer Vorverlagerung bis 235 mm beschrieben ist. Neben den

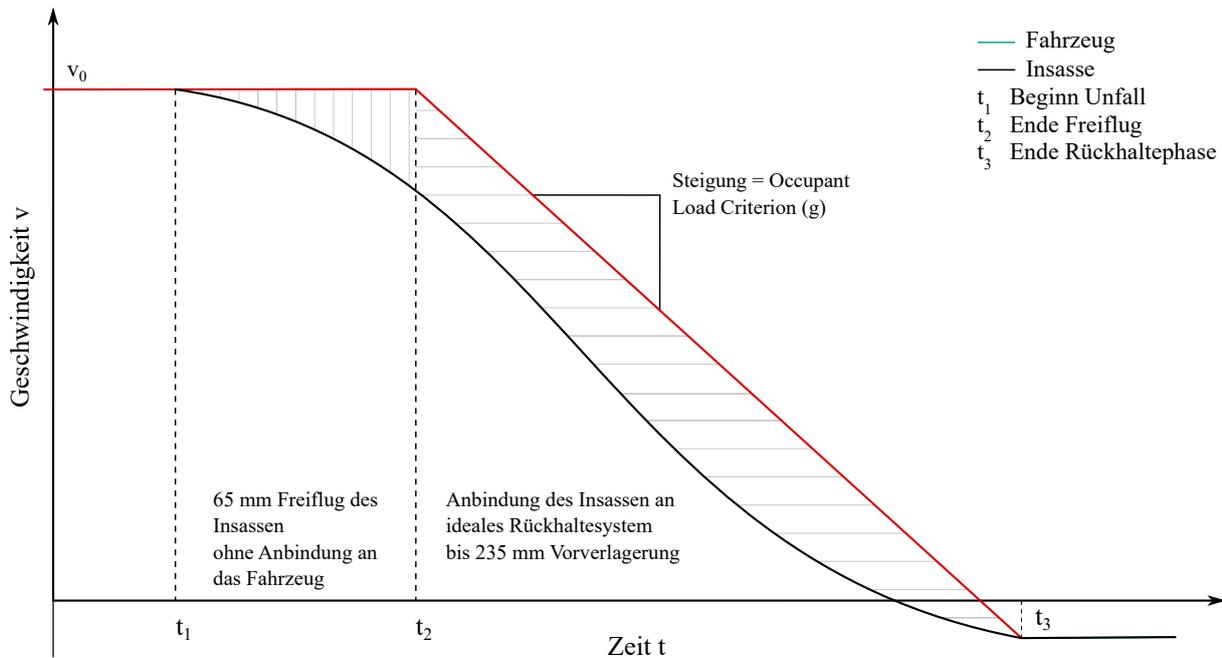


Abbildung 2.10: Ermittlung des OLC nach (Park u. Kan 2015) und (Picquet u. a. 2015).

ausführlicher erklärten Parametern zur Unfallschwerebestimmung existiert eine Vielzahl weiterer Parameter, die sowohl in Abbildung 2.9 aufgezählt als auch in der Fachliteratur beschrieben sind. Ein Großteil davon findet in der Entwicklung und Forschung jedoch keine Beachtung, da diese wenig aussagekräftig oder veraltet sind. Für eine umfängliche Darstellung dieser Parameter sei neben weiteren auf (Arbeitskreis Messdatenverarbeitung Fahrzeugsicherheit 2014) verwiesen.

## 3 Stand der Wissenschaft und technische Anwendung in der Unfallschwereschätzung

Kapitel 3 gibt einen Überblick über den Stand der Wissenschaft und Technik im Ingenieursfeld der Unfallschwerbestimmung. Zuerst wird die konventionelle Erkennung vorgestellt, die anschließend in Optionen für den Pre-Crash-Bereich mündet. Am Ende des Kapitels wird in die neuen Ansätze der Arbeit eingeführt.

### 3.1 Unfallerkennung und Crashsensorik

Seit die Fahrzeugsicherheit das Kapitel passive Sicherheit und die damit verbundene Crashererkennung aufschlug, hat diese sich mittlerweile von einer auf drei mögliche Herangehensweisen erweitert. Abhängig von deren Messverfahren können Sensoren zur Crashererkennung unterteilt werden in Beschleunigungssensoren, Drucksensoren sowie das Körperschallsystem Crash Impact Sound Sensing (CISS). Beschleunigungssensoren waren die ersten Sensortypen, die ab den 1980er-Jahren zur Unfallerkennung eingesetzt sowie weiterentwickelt wurden und sind bis heute die wichtigsten Entscheidungsträger dafür. Je nach Szenario werden diese seit den 2000er-Jahren vor allem beim Seitencrash und bei frontalen Zusammenstößen mit Fußgängern von Drucksensoren ergänzt oder sogar verdrängt. Kurze Zeit darauf kam das CISS-System auf den Markt und fand annähernd 10 Jahre Anwendung in der Automobilindustrie. Seit der Einführung von ADAS um das Jahr 2010 erweitern Umfeldsensoren das Portfolio der Unfallerkennung. Diese sind selbst keine Crashsensorik, sondern stellen durch kontaktlose, vorausschauende Messungen mit Radar-, Kamera- und LiDAR-Sensoren Umfeldinformationen bereit, aus denen ein Unfall abgeleitet werden kann (vgl. Kapitel 2.3.2). Eine Übersicht zur zeitlichen Einordnung liefert Abbildung 3.1. Im Folgenden werden die verschiedenen Sensoren zur Crashererkennung im Detail vorgestellt.

- Beschleunigungssensoren

Seit den 1980er-Jahren verbaut, stellen Beschleunigungssensoren die am weitesten verbreitete Methode zur Crashererkennung dar. Diese detektieren die auftretende Beschleunigung am Anfang eines Unfalls und lösen beim Überschreiten eines Limits den Airbag-Algorithmus aus. Anfänglich verwendeten Autobauer rein mechanische Sensoren, wobei eine kleine Masse federgelagert im Gehäuse lag. Bei ausreichender Beschleunigung

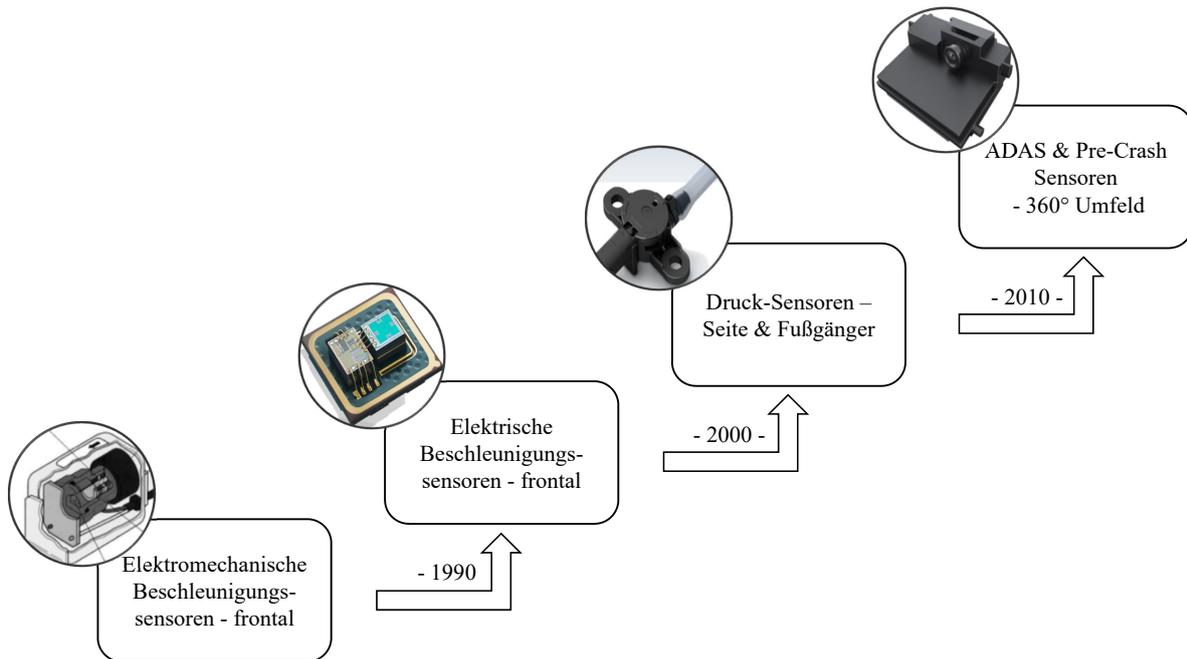


Abbildung 3.1: Zeitliche Entwicklung der Crashesensorik einschließlich deren Anwendungsgebiete, Bilder aus (Continental AG 2021 2021; Franz u. a. 2013; Robert Bosch GmbH 2021a, b).

komprimierte diese Masse die Feder und löste beim Aufschlag die Zündkapseln aus. Da die Methode äußerst fehleranfällig und schwer zu steuern war, wurde diese schnell von elektromechanischen Sensoren abgelöst. Auch diese nutzen ein Feder-Masse-Prinzip zur Auslösung. Die Rückhaltekraft einer Kugel oder Rolle innerhalb des Sensors wird allerdings durch einen Permanentmagneten erzeugt. Verlässt die Masse aufgrund des Unfalls seine Ruhelage, schließt dieser damit einen elektrischen Kreis, sodass die Airbags gezündet werden. Heutige Crashesensoren nutzen ausschließlich elektronische Sensorprinzipien zur Unfallerkennung, da diese eine exakte Detektion sowie Analyse des Signals zur Aktivierung unterschiedlicher Airbags realisieren. Mit diesen ist eine zuverlässige, robuste Airbagsentscheidung und -auslösung 10 bis 20 ms nach dem Einschlag Stand der Technik (Braess u. Seiffert 2011). Zur Anwendung kommen vornehmlich elektrische Sensoren basierend auf dem Piezo-Effekt, aber auch mikroelektrisch-mechanische Mess-Systeme haben sich wegen deren wirtschaftlichen Herstellung etabliert.

- Drucksensoren

Diese Art von Crashesensoren werden vor allem zur Erkennung von seitlichen Unfällen,

aber mittlerweile auch bei Frontalunfällen mit niedrigen Geschwindigkeiten zum Fußgängerschutz eingesetzt. In der Fahrzeugtür oder über die gesamte Front des Fahrzeugs verbaut, messen zwei mit einem Schlauch verbundene Drucksensoren den Druckanstieg bei einem Kontakt. Der Anstieg des Druckverlaufs wird im Steuergerät analysiert und ggf. der (Außen-)Airbag ausgelöst. Deren Vorteil liegt in der großen Abdeckung der Messfläche sowie dem schnellen Ansprechverhalten von wenigen Millisekunden in der In-Crash-Phase.

- **Crash Impact Sound Sensing**

Mit der Einführung des VW Golfs der sechsten Generation stellt die Körperschallsensorik eine alternative Methode zur Unfallerkennung dar. Diese erkennt einen Unfall anhand Körperschalländerungen, die sich bei der Deformation des Crashmanagement-Systems ergeben. Dabei werden die sich mit bis zu 5000 m/s ausbreitenden Longitudinalwellen detektiert und bei für einen Unfall charakteristischen Verläufen wird der Airbag aktiviert. Auf diese Weise ermöglicht die Sensorik eine sehr kurze Zeitspanne bis zur Sensierung und liefert äußerst präzise Ergebnisse, die aber auch stark von der Konstruktionsweise sowie den verbauten Materialien beeinflusst werden. Für Details sei an dieser Stelle auf Veröffentlichungen und Dissertationen von Dr.-Ing. Christian Lauerer und Dr.-Ing. Paul Spannaus verwiesen.

Bezüglich der Grenz- und Schwellwerte für Unfallerkennung mit Crashesensoren gilt unabhängig vom Sensorik-Konzept, dass diese im ersten Schritt von den OEM entsprechend deren individueller Firmenphilosophie innerhalb gesetzlich vorgegebener Rahmenbedingungen festgelegt werden. Im zweiten Schritt werden diese von unabhängigen Prüforganisationen wie dem US und EU NCAP, der NHTSA, dem ADAC oder wissenschaftlichen Instituten verifiziert und gemeinsam optimiert (EuroNCAP 2019; Khare u. a. 2011). Darüber hinaus kommen in aktuellen Fahrzeuggenerationen oft mehrere Sensortypen über das gesamte Fahrzeug verteilt zum Einsatz (Multi-Point-Sensing), wodurch eine robustere sowie spezifischere Unfallerkennung möglich ist (siehe Kapitel 3.2). Demgegenüber steht bei sehr günstigen Kleinwagen das aus Kostengründen verwendete, ungenauere, anfälliger und ältere Prinzip der Erkennung durch einen einzelnen, zentral platzierten Sensor (Single-Point-Sensing). All diesen Ansätzen ist gemein, dass sie prinzipbedingt erst nach dem ersten Kontakt in der In-Crash-Phase einen Unfall erkennen können. Infolgedessen sind diese für Pre-Crash-Anwendungen mit Unfallschwereapproximation nicht geeignet. Welche Methoden dafür infrage kommen, zeigt der kommende Abschnitt.

## 3.2 Ansätze zur vorausschauenden Bestimmung der Unfallschwere

Erste Überlegungen zu Pre-Crash-Unfallschwereschätzungen kamen Anfang der 2000er-Jahre auf, wobei sich mittlerweile drei Herangehensweisen herauskristallisiert haben. Neben klassischen

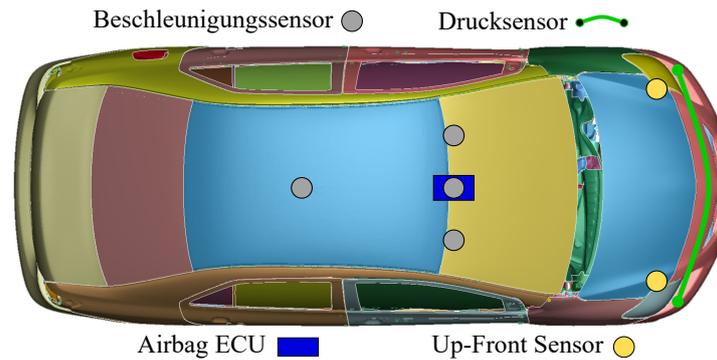


Abbildung 3.2: Beispiel für eine konventionelle Anordnung der Crashsensoren im Fahrzeug

physikalischen Verfahren aus der Unfallrekonstruktion bewegen sich diese im Bereich der KI sowie Stochastik, zusammengefasst in einer Untersuchung zu Unfallmodellierungen von (Pawlus u. a. 2014). Diese sind eng miteinander verbunden, synergieren untereinander oder die KI wird zur gezielten Auswertung der statistischen Daten genutzt. Infolgedessen ist eine klare Einordnung und -begrenzung nicht immer zu definieren, beispielsweise bei entropischen Netzwerken oder Random-Forest Methoden. Eine Übersicht zu einer Reihe verbreiteter Verfahren spiegelt die vom Autor erstellte Abbildung 3.3 wider.

#### 3.2.1 Physikalische Abschätzung des Unfalls

Die ältesten für Unfallnachbildungen eingesetzten Verfahren stellen Approximationen über physikalische Zusammenhänge dar. Zu nennen sind in diesem Zusammenhang Stoßbetrachtungen, mathematische Verfahren, MFD-Modelle sowie Computer Aided Engineering. Letztere nehmen bei Pre-Crash-Anwendungen jedoch eine Sonderrolle ein. Rein theoretisch wären diese aus methodischer Sicht nicht nur eine vorausschauende Unfallschwereschätzung geeignet, sondern sogar die besten aller Verfahren. Nichtsdestotrotz können diese Verfahren nach dem aktuellen Stand der Technik dafür in keinem Fall berücksichtigt werden. Begründet ist damit, dass etwa die FEM zwar die höchste Genauigkeit bietet, dafür selbst aber bei einfacheren Modellen mehrere Stunden Rechenzeit benötigt. Darüber hinaus müssen exakte geometrische Modelle einschließlich deren Materialparameter vorliegen, um die Simulation durchführen zu können. Alle diese Voraussetzungen sind nicht mit Pre-Crash-Vorgaben vereinbar. Infolgedessen ist eine Anwendung nicht umsetzbar. Dennoch spielen diese eine wichtige Rolle in der Forschung für vorausschauende Crash-Systeme, indem sie zur Verifizierung anderer Ansätze sowie Datengenerierung und Training von KI und Stochastik herangezogen werden (B. Munyazikwiye u. a. 2018; Danelson u. a. 2015; Golman u. a. 2014; Klinich u. a. 2002).

Die geradlinigen und schnellsten Methoden sind Annäherungen des Crash-Puls durch rein mathematische Betrachtungen. Als Grundlage nutzen diese, dass sich die Schwingungen der einzelnen Bauteile überlagern und dadurch sehr vereinfacht einer linearen, harmonischen Oszillation annähern. Dementsprechend eignen sich Sinusfunktionen mit einer halben Periodendauer  $T$ ,

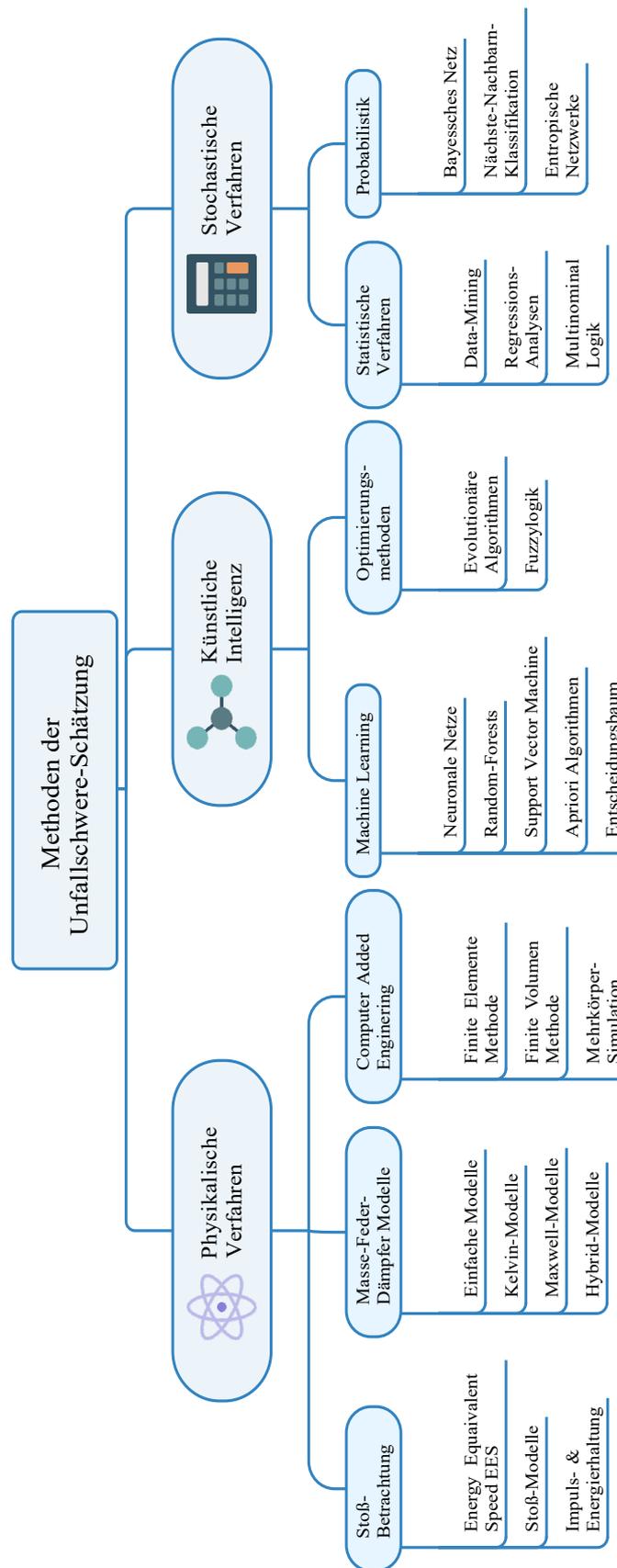


Abbildung 3.3: Mögliche Methoden der Unfallschwereschätzung für Pre-Crash-Algorithmen.

um das Beschleunigungssignal nachzubilden. Weitere Berechnungen sind Haversine-, Rechteck- oder Dreiecksfunktionen, die je nach Crashobjekt herangezogen werden können. Durch deren einfache Berechnungsmethoden sowie wenigen Eingangsparameter bieten diese eine schnelle Abschätzung, die aber auch stark fluktuieren kann. Darüber hinaus benötigen sie immer die maximale Beschleunigung  $a_{max}$  sowie eine vorgegebene Unfalldauer als Input, die vor dem Crash allerdings nur rudimentär oder gar nicht abgeschätzt werden kann. In Summe lässt sich festhalten, dass rein mathematische Betrachtungen seit der Einführung des Computer Aided Engineering rapide an Bedeutung verloren und heutzutage außerhalb einfacher Abschätzungen der Unfallrekonstruktion oder Lehre nahezu keine Anwendung mehr finden.

Im Feld der Stoßbetrachtungen existieren vornehmlich die Methode des Energy-Equivalent-

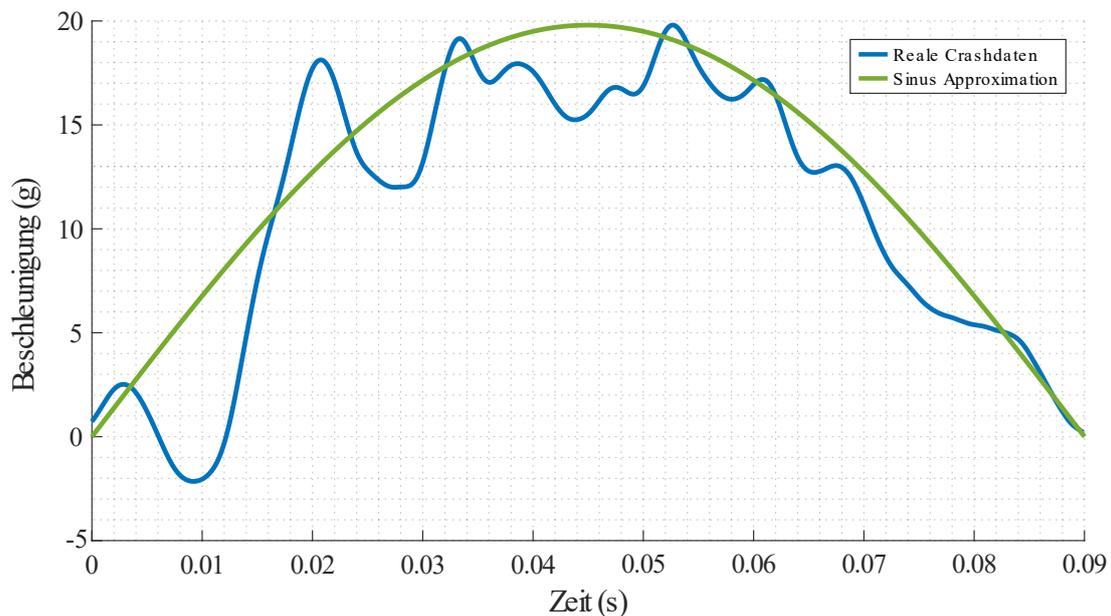


Abbildung 3.4: Beispiel einer Sinus-Approximation von realen Crashdaten bei bekannter maximaler Beschleunigung und Crashedauer.

Speed-Kriteriums (EES) sowie klassische Stoßmodelle (siehe Abbildung 3.5) der Mechanik und Kinematik unter Beachtung der Impuls- und Energieerhaltungssätze. Für Stoßmodelle gilt, dass diese vornehmlich Anwendung in der Unfallrekonstruktion bei Gutachtern und Versicherungen finden. Die Modelle arbeiten mit der im Unfall in Deformationsenergie umgewandelten kinetischen Energie. Dazu betrachten Stoßmodelle die während des Unfalls entstandenen Deformationsmuster an der Front oder am Heck des Fahrzeugs. Tabellarische Vergleichswerte stellen die notwendige Energiebilanz für eine bestimmte Eindringtiefe gegen. Anhand dieser Werte wird dann die Deformationsenergie unter Annahme einer vollplastischen Verformung abgeschätzt. Daraus lassen sich im Reverse Engineering beispielsweise die Geschwindigkeiten vor dem Unfall ableiten. Durch die Anwendung von Umfeldsensorik können diese bestimmt werden, womit Stoßmodelle für die Pre-Crash-Anwendung zumindest für den Unfallschwereparameter  $\Delta v$  Rechnung tragen können. Nachteilig bei diesen ist jedoch die hohe Streuung der Stoßzahl  $k$ , welche zu großen Schwankungen bei den Schätzungen führt. Dies kann bei

der Unfallrekonstruktion eingegrenzt und ggf. simulativ nachgestellt werden, ist für Pre-Crash-Anwendungen aber zu fehlerbehaftet. Im Allgemeinen lässt sich dies auch über EES sagen.

$P_i$  = Impuls der Fahrzeuge

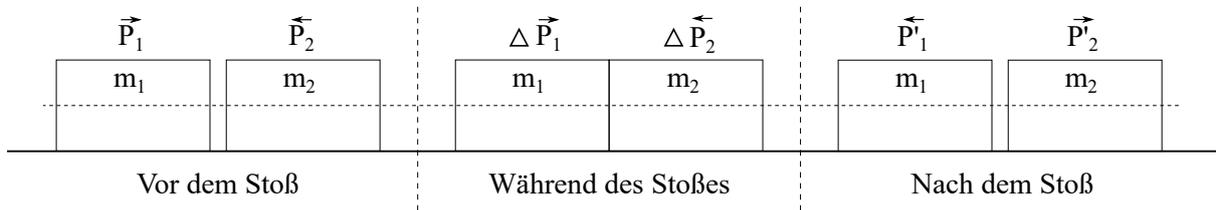


Abbildung 3.5: Einfacher Stoß zur Unfallschwereapproximation über die Impulsänderung.

Dank eines neuen Berechnungsansatzes von Dr.-Ing. Christian Erbsmehl zusammen mit dem Fraunhofer Institut IVI konnte dies weiterentwickelt werden, sodass ein Einsatz in der Pre-Crash-Unfallschwereschätzung möglich ist. In seiner Dissertation stellt er eine Herangehensweise vor, wie die Deformation des Fahrzeugs mit den der EES-Berechnung zugrunde liegenden Prinzipien adaptiert werden kann. Dazu unterteilt er das Fahrzeug in viele kleine Quadrate, sog. Voxel (vgl. Abbildung 3.6), die immer stetig an den Kanten miteinander verbunden sind. Diesen Voxel ordnet er über eine linear gemittelte Kraft-Weg-Kennlinie einen spezifischen Steifigkeitsverlauf zu. Wird ein Kraftpunkt oder eine Flächenlast aufgebracht, verschieben und deformieren sich die Voxel entsprechend den Kraftangriffspunkten, bis die Energie abgebaut ist, vergleichbar mit dem Satz von Castigliano und Menabrea zur linear-elastischen Deformationsrechnung. Auf diese Weise lässt sich bei einer bekannten Energie- und Krafteinbringung in das Fahrzeug, etwa durch deren Berechnung über Stoßgesetze, eine Eindringtiefe in die Fahrgastzelle abschätzen. Abbildung 3.6 veranschaulicht diese Methode, indem sie das in Voxel aufgeteilte Fahrzeug sowie die resultierende Deformation nach der Berechnung entlang aller Achsen aufzeigt. Dieses Vorgehen erlaubt eine hochgenaue Deformationsbestimmung innerhalb einer geringen Berechnungszeit. Ebenso wird derzeit eine Kombination mit realen Unfalldaten untersucht, um standardisierte NCAP Tests simulieren zu können. Wie bei der FEM gilt allerdings, dass das Fahrzeugmodell ebenso wie das Materialverhalten detailliert bekannt sein muss. Aufgrund der genannten Aspekte haben sich MFD-Modelle gegenüber den anderen Verfahren weitestgehend durchgesetzt. Für die vorausschauende Schätzung der Unfallschwere mit MFD-Modellen gibt es verschiedene Ansätze, deren Komplexität und Parametrisierung variieren. So wurde wiederholt die Verfeinerung der Modelle durch Erhöhung der Massen oder unterschiedliche Kombinationen und Anordnungen von Federn und Dämpfern bis hin zur Berücksichtigung deren nichtlinearen Verhaltens untersucht. In (Lim 2017) und (Pahlavani u. Marzbanrad 2015) wurden u. a. MFD-Modelle, sog. Hybrid-Modelle, mit einer großen Anzahl von Massen vorgestellt, in denen nicht nur das Fahrzeug (Tür, Motor, Träger etc.), sondern auch eine Verbindung zwischen den Elementen der Fahrzeugstruktur und dem Insassen nachempfunden wurde. Beide Autorentams definieren vorab das Gewicht für jede Masseneinheit, verbanden diese mit Federn sowie Dämpfern und nutzten Optimierungsalgo-

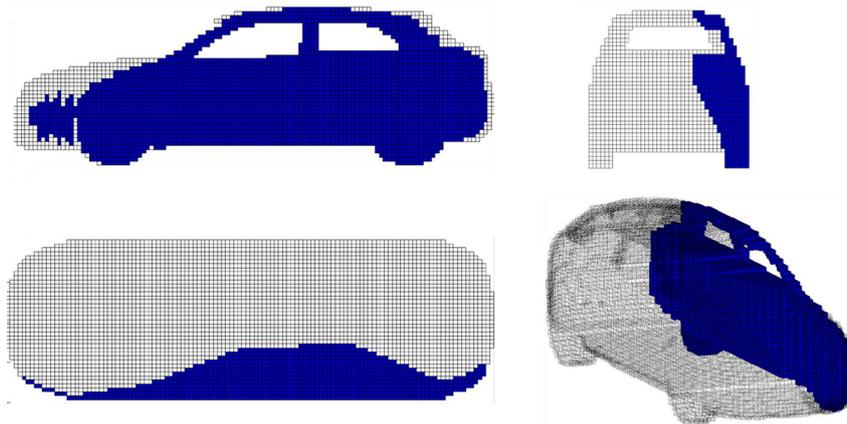


Abbildung 3.6: EES-Modell mit Darstellung der Voxel sowie der geschätzten Deformation entlang aller Achsen aus (Christian Erbsmehl 2014).

rithmen, mit denen sie die bestmöglichen Steifigkeits- und Dämpfungsparameter ermittelten. Diese Vorgehensweise optimiert zwar die Approximation des Fahrzeugverhaltens, schränkt aber auch die allgemeine Gültigkeit stark ein. Die Parameter sind nur für einen spezifischen Anwendungsfall festgelegt und erlauben einzig in der Post-Crash-Analyse ein zuverlässiges Ergebnis. Dennoch große Abweichungen, wenn es um das Erreichen einer guten Annäherung an das Insassenverhalten geht. Dies ist was auf die ausgeprägte Komplexität bei der Modellierung des menschlichen Körpers zurückzuführen. Aufgrund dieser Komplexität hat sich die Untersuchung von Modellen mit nur zwei oder drei Massen durchgesetzt, aber der Fokus auf variable Federsteifigkeits- und Dämpfungsparameter gelegt. Beispiele sind (Munyazikwiye u. a. 2017), die einen Frontalaufprall von zwei Fahrzeugen mit einem doppelten Kelvin-Modell beschrieben. Unter Verwendung von Daten aus einem eigenen Crashtest führten die Autoren eine stückweise Anpassung der nichtlinearen Eigenschaften von Federsteifigkeit und Dämpfungskoeffizient in drei linear zusammenhängenden Einzelfunktionen durch. Die Punkte, ab denen die Parameter variiert werden müssen, identifizierten sie mit einem heuristischen Suchalgorithmus. Ein evolutionärer Algorithmus führte die Einzelfunktionen zu einer großen Funktion zusammen und bestimmte den Crash-Puls. Auf diese Weise erzielten die Verfasser hervorragende Ergebnisse für die Crashparameter maximale dynamische Verschiebung und Dauer des Unfalls. Alle genannten Konzepte besitzen die Gemeinsamkeit, dass diese nur für einzelne Lastfälle ausgelegt sind; fast alle sind Frontalkollisionen mit 100% Überdeckung. Eine Erweiterung der Anwendungsbereiche für MFD-Modelle könnte z. B. der Einbezug unterschiedlicher Aufprallwinkel, -orte oder Überlappungen in die Untersuchungen sein. Dies hat in der Forschung bisher einen äußerst geringen Stellenwert. Mit wenigen Ausnahmen wie etwa (Hruschka u. a. 2019) oder (Müller u. a. 2016) sind diese Anwendungen auch nicht für Pre-Crash-Systeme ausgelegt. So zeigten (Müller u. a. 2018) einen Algorithmus, der die unfallbedingte Geschwindigkeitsänderung für alle Einschlagsorte am Fahrzeug durch ein Zwei-Massen-Feder-Modell berechnet. Die notwendigen Steifigkeitsparameter wurden dabei anhand von mehreren Millionen Simulationen bestimmt und in einer Datenbank abgelegt. Ein darauf trainierter Random-Forest-Algorithmus extrahierte

entsprechend der Pre-Crash-Situation den passenden Steifigkeitswert, woraufhin die Simulation startete und die Crasheschwere ausgab. Diese Modell musste für andere Fahrzeuge allerdings immer wieder neu simuliert und trainiert werden.

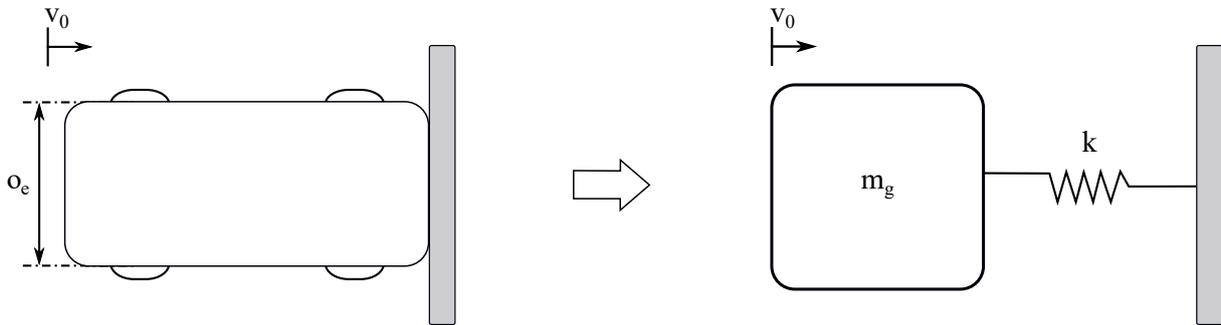


Abbildung 3.7: Beispiel eines einfachen Feder-Masse-Modells gegen eine Wand.

#### 3.2.2 Datenbasierte Verfahren

In Bezug auf die datengestützte Vorhersage der Unfallschwere haben sich reine KI-, stochastische sowie gemischte Ansätze etabliert. Diese lassen sich mit einigen Überschneidungen in maschinelle Lernverfahren, z. B. Neuronale Netzwerke (NN), Optimierungsverfahren wie Fuzzylogik, statistische Betrachtung mit dem oft zitierten Data Mining und Wahrscheinlichkeitsverteilungen wie K-Nearest-Neighbor-Classification (K-NN) einteilen. Beschränkt wird sich im Folgenden auf Ansätze, welche direkt die Unfallschwere am Fahrzeug schätzen. Ein deutlich größerer Bereich in der datenbasierten Unfallanalyse beschäftigt sich mit der globalen Betrachtung und übergeordneten Verkehrsanalysen. Dies beinhaltet beispielsweise die Verkehrsflussanalyse, das Ermitteln von Hotspots für Unfallorte oder Ursachen für Unfälle basierend auf menschlichem Versagen, in denen ADAS eingreifen sollten (Assi 2020; Liu u. Sharma 2018; Tsoi u. a. 2013). Die umfangreich vorhandene Datenbasis sowie große Anzahl an Szenarien kann besonders gut mit statistischen Verfahren ausgewertet werden, weshalb diese für Aussagen zur Steigerung der globalen Verkehrssicherheit eingesetzt werden.

Bezüglich der NN zeigten z. B. (Rezaie Moghaddam u. a. 2011; Zeng u. Huang 2014; Zheng u. a. 2019) eine Reihe von Möglichkeiten, wie anhand realer Unfallinformationen und großen Simulationszahlen NN zur Vorhersage der Unfallschwere genutzt werden. In (Zeng u. Huang 2014) trainierten die Autoren eine Kombination aus NN und konvexen Kombinationsalgorithmen, um den Aufprallpunkt zwischen Ziel- und Geschossfahrzeug zu lokalisieren und mit der Unfallschwere zu verknüpfen. Noch einen Schritt weiter ging (Rezaie Moghaddam u. a. 2011) mit einer Reihenschaltung von NN, um einerseits die Schwere von Unfällen aus typischen Stadt- und Autobahnszenarien zu bestimmen und andererseits die wichtigsten Einflüsse wie Menschen, Wetter, Straße usw. abzuleiten. Eine Überschneidung der beiden vorangegangenen Ansätze war die Idee von (Zheng u. a. 2019). Dabei wurden die Eingangsparameter aus einer realen

Verkehrsunfalldatenbank durch eine NN-Faltung gewichtet und aufeinander referenziert. Der anschließende Feature-Matrix-to-Gray-Matrix-Algorithmus erkannte parallele Beziehungen der Eingangsdaten, was die Genauigkeit und Aussagekraft der Schätzung erhöhte. Im Hinblick

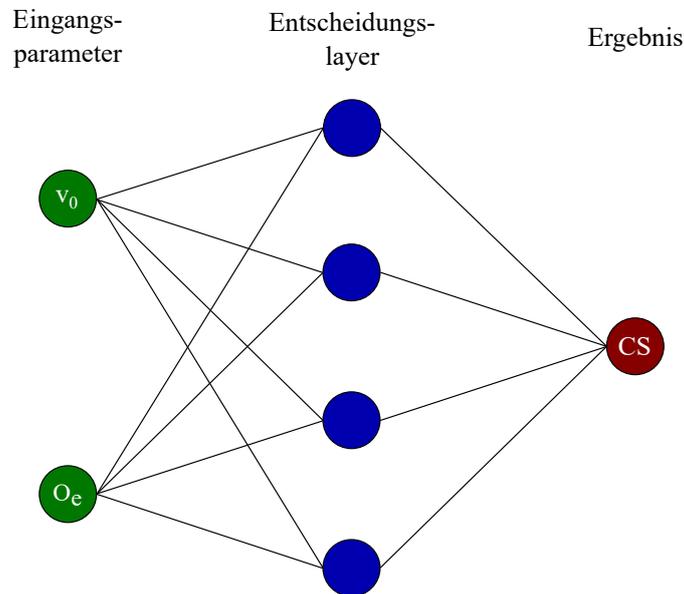


Abbildung 3.8: Beispiel eines Neuronales Netzes mit zwei Eingangsparametern, einem Entscheidungslayer und der Unfallschwereschätzung als Ergebnis.

auf statistische und probabilistische Ansätze stellte (B. Simon u. a. 2019) einen Algorithmus zur Gefahrenminderung vor, der auf einem optimierten Bewegungsplanungssystem basierte. Zunächst führten die Verfasser mehrere FEM-Simulationen mit verschiedenen Szenarien wie unterschiedlichen Winkeln, Überdeckungen und Geschwindigkeiten durch und legten eine Datenbank an. Diese enthielt zusätzlich Informationen über Eindringtiefen in die Fahrgastzelle aus der FEM. Anschließend wurde ein heuristischer Suchalgorithmus zum Finden der besten Trajektorie verwendet, welche die Fahrzeugverformung und damit die Eindringtiefe am meisten reduzierte. Dazu nutzte der Algorithmus die Statistiken aus der Datenbank. Alternativ analysierte (Zong u. a. 2019) die Unfallschwere probabilistisch mit einem Bayesschen Netzwerk und einem Entropienetzwerk. Zunächst bewertete der Entropiealgorithmus die Eingabeparameter, d. h. die Risikofaktoren des Unfalls. Anschließend ordnete das Bayessche Netzwerk die Risikofaktoren den datenbasierten Parametern der Unfallschwere zu und entschied über wahrscheinliche MAIS-Verletzungsklassen. Zum Zweck einer umfassenden Aussage über die Effektivität und Zuverlässigkeit bei der Vorhersage datenbasierter Unfallschwere zu treffen, verglichen (Zhang u. a. 2018) und (Iranitalab u. Khattak 2017) verschiedene Konzepte von K-NN, Support Vector Machines, multinominaler Logik, Entscheidungsbäumen und Random-Forest. Beide Autorenteam kamen zu dem Schluss, dass die maschinellen KI-Lernverfahren bessere Vorhersageergebnisse erzielten als statistische, wobei sich Random-Forest sowie K-NN die Spitzenposition teilten. Die Autoren stellten jedoch klar heraus, dass die Leistung der KI wesentlich von der Genauigkeit und Menge verfügbarer Trainingsdaten abhing und es bei zu

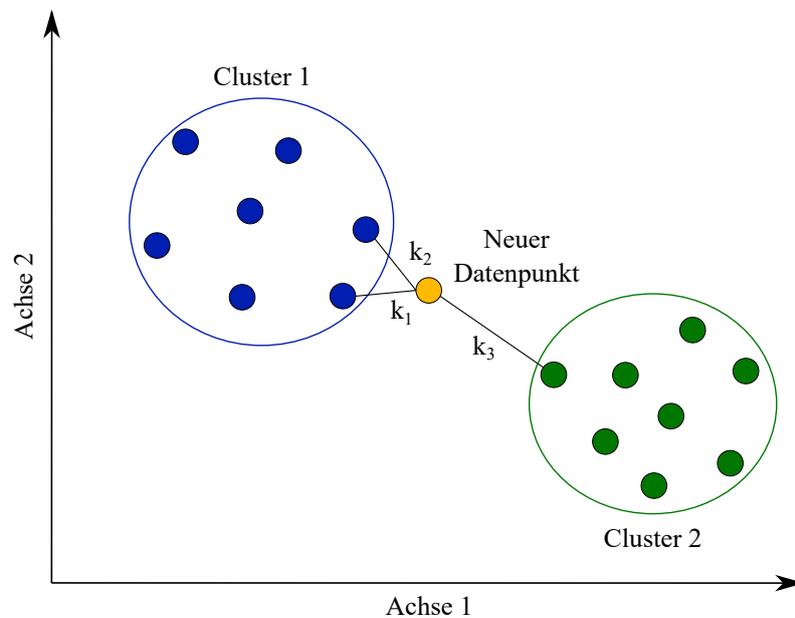


Abbildung 3.9: Beispiel eines K-Nearest-Neighbor-Verfahren mit drei Entscheidungswerten über zwei Cluster. Der gelbe Punkt beschreibt die Unfallschwere.

wenigen oder fehlerhaften Daten zu falschen Entscheidungen kam. Für eine übersichtliche Darstellung der Vor- und Nachteile der jeweiligen Methoden sowie deren Eignung für eine vorausschauende Approximation der Unfallschwere stellt Tabelle 3.1 nochmals alle Methoden des Stands der Technik und Forschung gegenüber.

Tabelle 3.1: Vergleich verschiedener Methoden zur Unfallschwereschätzung sowie deren Potenzial für die Anwendung.

Klasse	Typ	Vorteile	Nachteile	Pre-Crash anwendbar
Physikalische Ansätze	FEM	- Hochgenau - Universell	- Große Rechenleistung - Modelle nicht vorhanden	-
	Mathematische Verfahren	- Schnell - Universell	- Geringste Genauigkeit - Notwendige Informationen fehlen	-
	Stoßmodell	- Unkompliziert - Wenige Parameter	- Geringer Informationsgehalt - Parameter schwer bestimmbar	-
	Energy Equivalent Speed	- Sehr schnell - Sehr genau	- Fahrzeugmodell muss bekannt sein - Schwankung entsprechend Auflösung	+
	Masse-Feder- Dämpfer-Modelle	- Nahezu Echtzeitfähig - Am meisten Unfallschwereparameter - Für alle Fahrzeuge möglich	- Parameterschätzung notwendig - Qualität szenarienabhängig	++
Künstliche Intelligenz	Neuronale Netze	- Sehr schnell - Exakt	- Black Box - Fehlerhaft bei unbekanntem Input	++
	Random Forests	- Schnell anlernbar - Robust	- Relativ langsam - Schwer interpretierbar	+
	Evolutionäre Algorithmen	- Kombinierbar - Flexible Kriterien	- Rechenintensiv - Zeitkritisch	o
Stochastische Verfahren	k-Nächste-Nachbar Klassifikation	- Sehr genau - nahezu kein Training	- Rechenintensiv - Stark k-abhängig	++
	Bayessches Netz	- Schnell bei vielen Daten - Flexibel anpassbar	- Ungenau bei unbek. Zusammenhängen - Manipulierbar	o
	Regressionsanalyse Einfaches Verfahren	Einfluss einzl. Parameter erkennbar Einfaches Verfahren	- Alleine anfällig für Datenausreißer - Overfitting möglich	-

### 3.3 Abgrenzung und neue Ansätze der Arbeit

Wie aufgeführt, ist der Einsatz von MFD-Modellen aufgrund der Fokussierung auf einzelne Lastfälle im Forschungsfeld der Unfallschwereschätzung stark begrenzt. Darüber hinaus fanden bisher nahezu keine Untersuchungen hinsichtlich einer Anwendung in vorausschauenden Systemen, der bestimmbaren Unfallschwereparameter sowie des Einsatzes von Airbags bei solchen Pre-Crash-Systemen statt. Diese Punkte greift die vorliegende Arbeit auf, um den Stand der Wissenschaft und Technik in diesen Feldern zu erweitern.

Um sich von der Betrachtung einzelner Lastfälle zu entfernen und einer universellen Ausführung zu gelangen, werden neuartige MFD-Modelle zur Approximation der Unfallkinematik wissenschaftlich untersucht. Diese verbinden erstmalig alle bisher nur einzeln in Betracht gezogenen Crashparameter wie Crashwinkel  $\alpha$ , Überdeckung zwischen den Fahrzeugen  $o$ , Einschlagsposition  $I$  und Geschwindigkeit beider Fahrzeuge  $v_e$  und  $v_g$  zu einem gesamtheitlichen Konzept. Dazu verwendet diese ebenso neu konzipierte vierfache Kelvin-Modelle, die sowohl das eigene als auch das gegnerische Fahrzeug mit mehreren Massen modellieren. Die physikalischen Parameter dieser Modelle werden situationsspezifisch anhand der genannten Crashparameter adaptiert und die Kinematik des vorliegenden Unfalls wird individuell berechnet. Infolgedessen wird auf diese Weise der Sprung von bisher einzelnen Lastfällen hin zur Approximation der Unfallschwere versatiler Szenarien ermöglicht. Für die Unfallschwereschätzung selbst wird eruiert, welche Parameter in der Pre-Crash-Phase bestimmbar sowie für integrale Sicherheitssysteme anwendbar sind.

Ist die Unfallschwere geschätzt und eine Airbagscheidung gefallen, existieren in der Wissenschaft sowie in der industriellen Anwendung wenig bis keine Kenntnisse, wie darauf aufbauend ein Auslösezeitpunkt abgeleitet werden kann. Diese Arbeit beleuchtet bisherigen Blindspots und analysiert auf wissenschaftlicher Basis, wie sich ein Zeitpunkt taxieren lässt. Drei neuartige Vorgehensweisen basierend auf Beschleunigungen und Bewegungen werden dafür vorgestellt. Darüber hinaus wird deren Potential sowohl für frontale als auch seitliche Unfälle erforscht und mit der Unfallschwereschätzung verbunden.

## 4 Auswahl der Szenarien und Simulationen zur Validierung

Dieses Kapitel stellt die Auswahl der berücksichtigten Unfallszenarien sowie deren Simulation mit der FEM vor. Das verwendete Fahrzeugmodell, die Szenarienauswahl sowie Simulationsparameter wie die Schrittweite der FEM werden charakterisiert. Der zweite Abschnitt geht auf deren Auswertung und die Vorgaben zur Analyse von Crashdaten ein.

### 4.1 Fahrzeugmodell und Auswahl der Szenarien

Das Ziel der Erforschung eines MFD-Modells zur Unfallschwereapproximation beinhaltet neben der Entwicklung des Modells selbst dessen Verifikation anhand von Ground-Truth-Daten. Ebenso müssen vereinfachte Annahmen und Modelle zum analytischen Ableiten der unbekannt Parameter definiert werden, die anderweitig nicht oder nur in sehr weitem Rahmen geschätzt werden können. Zur Verifikation eines 360°-Modells ist damit einhergehend eine große Menge an Unfalldaten erforderlich. Diese lassen sich mit echten Fahrzeugen sowohl finanziell als auch zeitlich nicht umsetzen. Deshalb werden solche Datenmengen im modernen Ingenieurwesen mittels FEM-Simulationen realisiert. FEM-Simulationen sind numerische Verfahren, die physikalische Prinzipien über komplexe Differentialgleichungen zu jedem Zeitpunkt der Simulation abbilden. Dazu wird das zu simulierende Modell in kleingranulare Teile, die finiten Elemente, aufgeteilt. Über vordefinierte Kräfte oder Geschwindigkeiten verschieben sich die einzelnen Elemente entsprechend deren Stetigkeits- und Lagerungsbedingungen im Laufe der Simulation relativ zueinander. Aus den daraus entstehenden Deformationen lassen sich Spannungen, z. B. Mises-Vergleichsspannung, ableiten, aus denen etwa Beschleunigungen für das Gesamtmodell berechnet werden. Bedingt durch den Umfang einer vollständigen, tiefer gehenden FEM-Simulation sei an dieser Stelle auf weiterführende Fachliteratur (Deger 2017; Rieg 2019) verwiesen.

Ein akkurates und hochmodernes Fahrzeugmodell für eine FEM-Simulation wird von den OEM im Allgemeinen unter strengster Geheimhaltung geführt und so gut wie nie veröffentlicht. Für Forschungszwecke werden jedoch in unregelmäßigen Abständen ausgewählte, reduzierte Fahrzeugmodelle von einzelnen Firmen zur Verfügung gestellt. Eines dieser Modelle ist ein Toyota Yaris Sedan aus dem Jahr 2014, der vom Center for Collision Safety and Analysis an der George Mason University, Virginia, USA, detailliert nachgestellt wurde und der Öffentlichkeit zur Verfügung steht. Darüber hinaus wurde dieses Modell von der Universität

mit realen Crashtests verifiziert sowie von der Toyota Motor Corporation bestätigt und zur Veröffentlichung freigegeben. Die Parameter des echten Modells sind in Tabelle 4.1 jenen der FEM gegenübergestellt und bestätigen dessen hohe Detailtreue. Zu Beginn dieser Arbeit war dies das modernste zur Verfügung stehende Modell. Daneben begründen die genannten Aspekte die Entscheidung zur Verwendung des Modells für die durchgeführten Simulationen. Im Kontext von FEM-Simulationen sind die Modellparameter wichtige Kriterien, anhand derer

Tabelle 4.1: Vergleich der physikalischen Parameter des FEM-Modells gegenüber einem real getesteten Toyota Yaris (Center 2013).

Parameter	Reales Fahrzeug	FEM-Modell
Gewicht (kg)	1078	1100
Massenträgheitsmoment ( $\text{kgm}^2$ )	1498	1566
Gierrate ( $\text{kgm}^2$ )	1647	1739
Rollrate ( $\text{kgm}^2$ )	388	395
Schwerpunkt x (mm)	1022 mm	1004
Schwerpunkt y (mm)	-8,3	-4,4
Schwerpunkt z (mm)	558	569

sich die Genauigkeit der Ergebnisse sowie ein Rechenaufwand einordnen lassen. Für die FEM gilt, dass ein exaktes Ergebnis nur mit einer ausreichenden Wahl an Materialparametern und Knotenpunkten zur Berechnung der Verschiebungen sowie einer Aufteilung in Einzelemente zu erreichen ist. In Tabelle 4.2 sind die ausschlaggebenden Kennwerte für die Simulation aufgelistet. Für weitere Details des Modells einschließlich des Vergleichs der realen Beschleunigungskurven mit denen der Simulation in variierenden Crashtests findet sich in Anhang A.5.2 das Datenblatt des Modells wieder. Ebenso ist das Grundmodell des Toyota Yaris dort dargestellt, die adaptierten Modelle liegen in digitaler Version vor.

Simuliert wurde das Modell selbst auf dem Rechencluster des Forschungsinstituts CARISSMA der TH Ingolstadt mittels dems Programms LS-Dyna, das für nichtlineare und hochdynamische Simulationen optimiert ist. Als Solver kam eine explizite Zeitintegration nach Runge-Kutta mit einer Schrittweite von  $0,5 \mu\text{s}$  zum Einsatz, bei dem erst die Beschleunigungen berechnet und dann die Geschwindigkeiten sowie Verschiebungen inkrementell für die Reaktionskräfte im Netz integriert wurden. Ein wichtiges Auswahlkriterium war, dass bei dieser Berechnungsmethode aufgrund der geringen Zeitdauer zwischen den jeweiligen Berechnungsschritten keine Linearisierung von nichtlinearen Materialparametern notwendig wurde. Ausschlaggebend dafür war die Wahl des Solvers, da das Runge-Kutta-Verfahren schnell und dennoch hinreichend exakt bei kleinen Schrittweiten ist. Die Ergebnisse der Schrittweiten wurde aufgrund der hohen Rechenzeit sowie des Speicherbedarfs allerdings nicht in Schritten  $0,5 \mu\text{s}$  ausgegeben und gespeichert. Stattdessen erfolgte die Ausgabe über einen simulierten Beschleunigungssensor mit einer Abtastrate von 10 kHz. Bei einer gesamten Simulationsdauer von 0,3 s pro Lastfall lagen nach der Simulation somit 3000 Messpunkte vor. Während dem Pre- und Postprocessing

fand ebenfalls die Software LS-Dyna PrePost 4.8-x64 Verwendung. Für das Preprocessing wurden die beiden Fahrzeugmodelle einschließlich deren Sensorsets in einer übergeordneten Simulationsdatei zusammengefügt. Dies ermöglichte eine schnellere Umsetzung der Lastfälle einerseits, andererseits konnte auf diese Weise die richtige Zuordnung der Sensoren zu deren Messpunkten auch bei Positionsänderungen der Fahrzeuge zu den jeweiligen Lastfällen sichergestellt werden. Die Durchführung und Randbedingungen des Postprocessing sind in Kapitel 4.2 erläutert. Nachdem das FEM-Modell für die Simulation definiert wurde, folgte die Definition der

Tabelle 4.2: Grundlegende Daten des FEM-Fahrzeugmodells, (Center 2013).

<b>Parameter</b>	<b>Wert</b>
Fahrzeugbauteile	917
Anzahl Einzelemente	1514068
Knoten des Modells	1480422
Anzahl Shells	1250424
Netzdichte	1–3 mm
Netztyp	Tetraeder
Materialien und -kennwerte	60

zu untersuchenden Lastfälle. Dies geschah mit Hilfe einer Analyse häufig auftretender Unfallszenarien und wurde in Zusammenarbeit mit Kollegen von C-ISAFE um selten vorkommende, aber kritische Lastfälle, beispielsweise mit minimaler Überdeckung, ergänzt. Dies waren vor allem Szenarien mit mittlerer Geschwindigkeit von 40–70 km/h beider Fahrzeuge sowie Unfälle mit Einschlägen in die Front und Seite des Fahrzeugs. Zwar sind Heckunfälle ebenfalls ein häufiges Szenario bei MAIS2+-Szenarien (vgl. Abbildung 4.1), diese gleichen in ihrem physikalischen Verhalten allerdings stark Frontalunfällen. Für das Egofahrzeug bzw. den Crashlastpfad des Crashmanagement-Systems ist es nahezu irrelevant, ob es das Heck oder die Front eines anderen Fahrzeugs trifft. Ausschlaggebend ist die Bewegungsrichtung mit der resultierenden Geschwindigkeitsdifferenz, weshalb für die spätere Modellbildung beide Szenarien als äquivalent und unterscheidbar durch die Geschwindigkeit angenommen wurden. Infolgedessen wurden nur Front- und Seitenunfälle sowie eine Mischform aus beiden (Einschlag in den Scheinwerfer) in der Simulation berücksichtigt. Für die Seitenunfälle galt zudem die Einschränkung auf nur einen Einschlag in der Mitte der Fahrtür, da dort die höchste Unfallschwere für den Fahrer bzw. den Beifahrer auftritt. Reine Seitenunfälle an sonstigen Punkten der Fahrzeugseite wie etwa der Hinterachse verursachen bereits konstruktiv bedingt eine geringere Eindringtiefe in die Fahrgastzelle. Diese stellen neben der Verzögerung das wichtigste Kriterium für Verletzungen bei solchen Crashtypen dar. Zur Erweiterung und Erforschung des Spektrums nach oben und unten wurden neben den genannten Geschwindigkeiten auch niedrige und höhere Geschwindigkeiten simuliert, die über den Stand der Technik in NCAP und gesetzlichen Vorschriften für Unfalltests hinausgingen. Ziel war es, eine Aussage über die Unfallschwere auch bei nicht bekannten und standardisierten Lastfällen zu erhalten. Die in Abbildung 4.1 wurden zu sehenden Szenarien mit

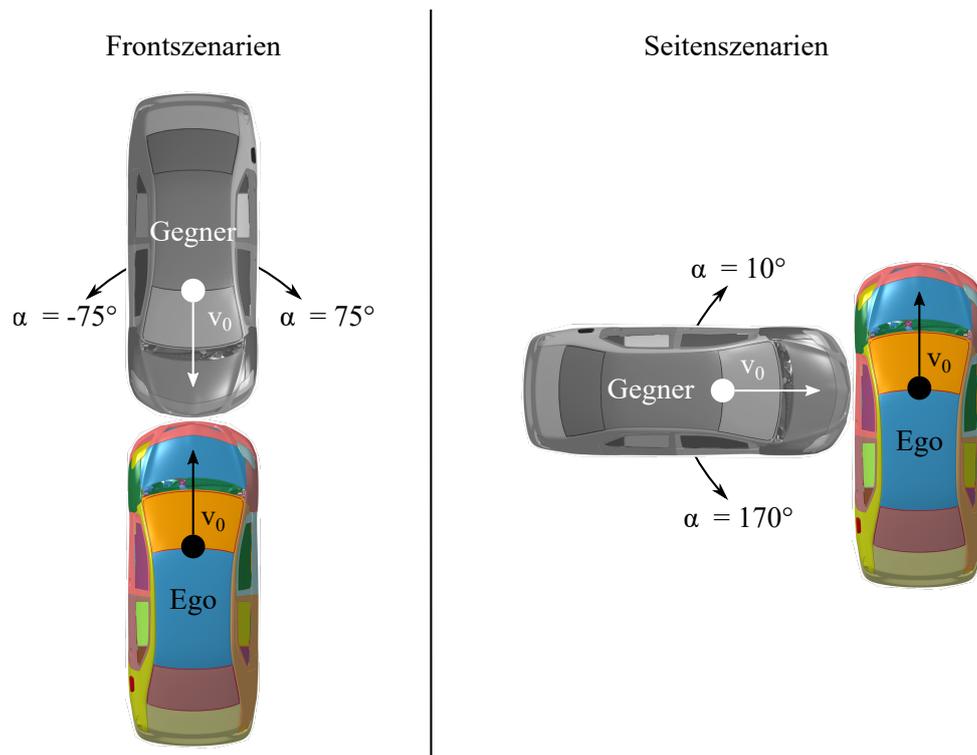


Abbildung 4.1: Auswahl der Crashkonfigurationen entsprechend den kritischen Szenarien.

den Parametern aus Tabelle 4.3 aufgesetzt, wobei beide Fahrzeuge jeweils dieselbe Geschwindigkeit hatten. Die Steigerung von  $v_i$  verlief in Schritten von 10 km/h und bei  $\alpha$  in  $15^\circ$  für die Front sowie in  $10^\circ$  bei der Seite. Jede Winkelposition wurde bei allen 13 über die Front verteilten Einschlagsorten berücksichtigt. Eine detaillierte Aufstellung der Positionen ist in Anhang A.5.1 abgebildet. Damit einhergehend lagen abhängig von  $\alpha$  und  $I$  Szenarien mit Überdeckungen zwischen 10 % bis 100 % vor. In Summe ergeben sich nahezu 1000 Crashsimulationen. Die

Tabelle 4.3: Spanne der Parameter aller abgedeckten Unfallszenarien.

Einschlagsort	Geschwindigkeit $v_i$ (km/h)	Winkel $\alpha$ ( $^\circ$ )	Überdeckung $o_e$ (%)
Front	30 – 80	-75 – 75	10 – 100
Seite	20 – 60	10 – 170	100

Seitensimulationen wurden vom Verfasser selbst durchgeführt, während die Frontsimulationen in Zusammenarbeit mit Herrn Gerald Joy Sequeira (TH Ingolstadt, C-ISAFE) aufgesetzt und dem Autor für die Untersuchungen überlassen wurden.

## 4.2 Auswertung der FEM-Datensätze

Die Auswertung unterteilt sich in zwei Schritte. Der erste umfasste die Kontrolle der FEM-Datensätze auf deren korrekte Durchführung, der zweite das Extrahieren der kinematischen Verläufe.

Am schnellsten und einfachsten erfolgte die Kontrolle über die Begutachtung der Simulationsvideos. Da dies aufgrund der großen Anzahl an Simulationen aber nicht umsetzbar war, kam dieses Vorgehen nur bei fehlerhaften Simulationen zur Fehlersuche zum Einsatz. Stattdessen war es effektiver, die energetischen Verläufe im Fahrzeug während der Simulation zu betrachten. Ein Beispiel davon ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Die Simulation konnte als fehlerfrei bezeichnet

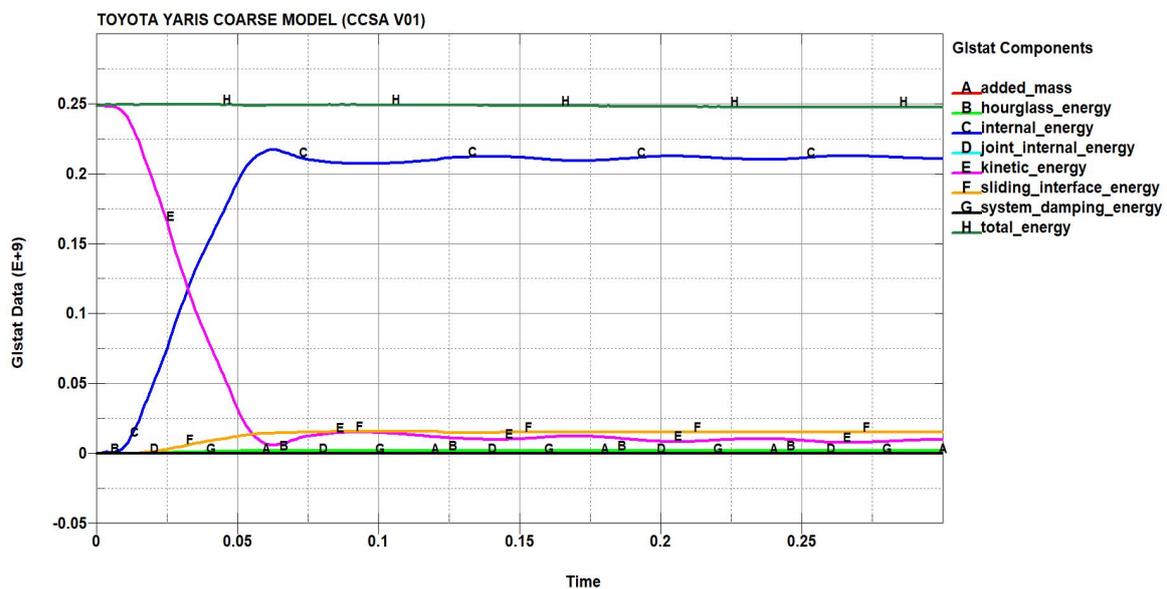


Abbildung 4.2: Beispiel für eine fehlerfrei durchgelaufene FEM-Simulation basierend auf energetischen Betrachtungen.

werden, wenn alle energetischen Verläufe nicht gegen physikalische Gesetze verstießen sowie ihre für einen Unfall charakteristischen Eigenschaften aufwiesen. Die Gesamtenergie musste durchgehend das gleiche Niveau besitzen (H), die kinetische Energie musste sich in potentielle und Formänderungsenergie transformieren (E, C) und keine andere Form der Energieumsetzung durfte negativ werden (B, D, F, G). Als letzten Punkt durfte sich die zusätzlich zur Simulation hinzugefügte Masse (A) nur innerhalb weniger Kilogramm verändern. Im gezeigten Beispiel war die Simulation damit ohne Mängel. Nach der Kontrolle wurden von wesentlichen Sensoren die Beschleunigungen  $a_i$ , Geschwindigkeiten  $v_i$  und Bewegungen  $d_i$  mit  $i = x-, y$ -Orientierung zur weiteren Verarbeitung in Matlab extrahiert. Ausgewählt wurden dazu die in Abbildung 4.3 visualisierten Sensoren. An den gezeigten Stellen sind in modernen Fahrzeugen ebenfalls Crashsensoren verbaut. Diese werden zur Airbagscheidung in Multi-Point-Sensing-Systemen herangezogen, weshalb diese als Ground-Truth für die Verifikation die bestmögliche Auswahl

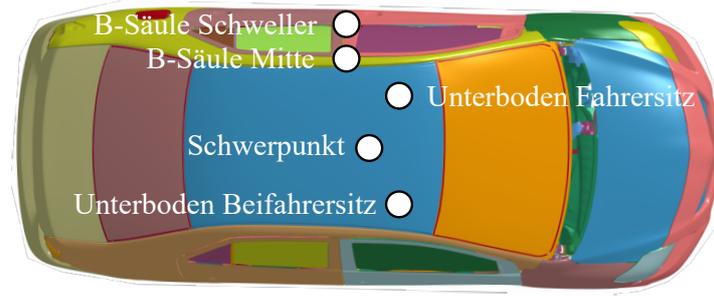


Abbildung 4.3: Für die Verifizierung ausgewählte Sensoren im Fahrzeug.

repräsentierten. Bevor die Daten dazu verwendet werden konnten, war eine Filterung dieser zur Komensation des Rauschens der Daten notwendig (vgl. Abbildung 4.4). Für die Auswertung von Crashdaten schreibt die Norm SAE J211 eine Filterung mittels Channel Frequency Classes (CFC) vor (International 2014). Je nach betrachteten Daten wird die Anwendung eines CFC60 für Fahrzeugdaten oder CFC180 für Dummy-Daten empfohlen. Darauf basierend wurden die FEM-Daten mit einem CFC60 gefiltert. Mathematisch betrachtet handelt es sich bei einem CFC60-Filter um zwei hintereinander geschaltete Butterworth-Tiefpassfilter zweiter Ordnung, wobei beim zweiten Filter zur Kompensierung der Phasenverschiebung die zeitliche Orientierung der Daten umgekehrt wird. Die 3-dB-Filterfrequenz lag bei 100 Hz, die Sperrdämpfung bei  $-30$  dB und die minimale Abtastrate bei mindestens dem zehnfachen der CFC-Nummer in Hertz, also 600 Hz für Fahrzeugdaten. Zu beachten war außerdem, dass die jeweiligen Signale  $a_i$ ,  $v_i$  und  $d_i$  einzeln zu filtern waren, bevor diese zu einem resultierenden Signal kombiniert wurden. Ein nochmaliges Filtern des Signales im weiteren Verlauf der Verwendung ist, um Überfilterung zu verhindern, nach SAE J211 nicht zulässig. Die mathematische Beschreibung eines CFC60-Filters ist in Anhang A.1 aufgeführt. Über das Filtern hinaus mussten die Daten auf einen festen Zeitpunkt  $t_0$  normiert werden. Dies bedeutete, dass das Crashsignal auf den eigentlichen Beginn des Unfalls zum Zeitpunkt  $t_0$  gekürzt wurde, wie in Abbildung 4.4 aus der Differenz des oberen und unteren Bildes in den ersten 8 ms dargestellt. Dies erfolgte durch Bestimmen des ersten lokalen Maximums oberhalb des Grenzwerts  $a_{thres} = 2$  g. Anschließend wurde von diesem Punkt aus rückwärts laufend der erste Zeitpunkt gesucht, bei dem sich die Beschleunigung oberhalb von null bewegte. Dieser Zeitpunkt wird dann als  $t_0$  definiert. Abschließend werden alle Beschleunigungswerte um den Absolutwert von  $a_{(t_0)}$  reduziert, sodass final alle Beschleunigungsverläufe bei 0 ms zum Punkt  $t_0$  beginnend vorlagen. Für den Zeitpunkt zu Beginn der betrachteten Simulationsdaten innerhalb des Zeitraums  $I_s = \mathbb{N}_0$  galt für die normierte Beschleunigung  $\tilde{a}_{(t)}$

$$\hat{t} = \min \{ t \in I_s \mid a_{(t)} > a_{thres} \}, \quad (4.1)$$

$$t_0 = \max \{ t \in I_s \mid t < \hat{t}, a_{(t)} > 0, a_{(t-1)} \leq 0 \}, \quad (4.2)$$

$$\tilde{a}_{(t)} = a_{(t+t_0)} \quad (4.3)$$

und erfüllte somit auch die Anfangsbedingung

$$\tilde{a}_{(0)} = a_{(t+t_0)} = a_0. \quad (4.4)$$

Auf diesen Zeitpunkt werden auch die Geschwindigkeits- und Wegverläufe normiert.

$$\tilde{v}_{(t)} = v_{(t+t_0)} = v_0, \quad (4.5)$$

$$\tilde{d}_{(t)} = d_{(t+t_0)} = d_0 = 0. \quad (4.6)$$

Infolgedessen lagen alle kinematischen Verläufe der FEM aufbereitet vor und konnten zur Annäherung der Fahrzeugparameter und Verifikation der Ergebnisse verwendet werden.

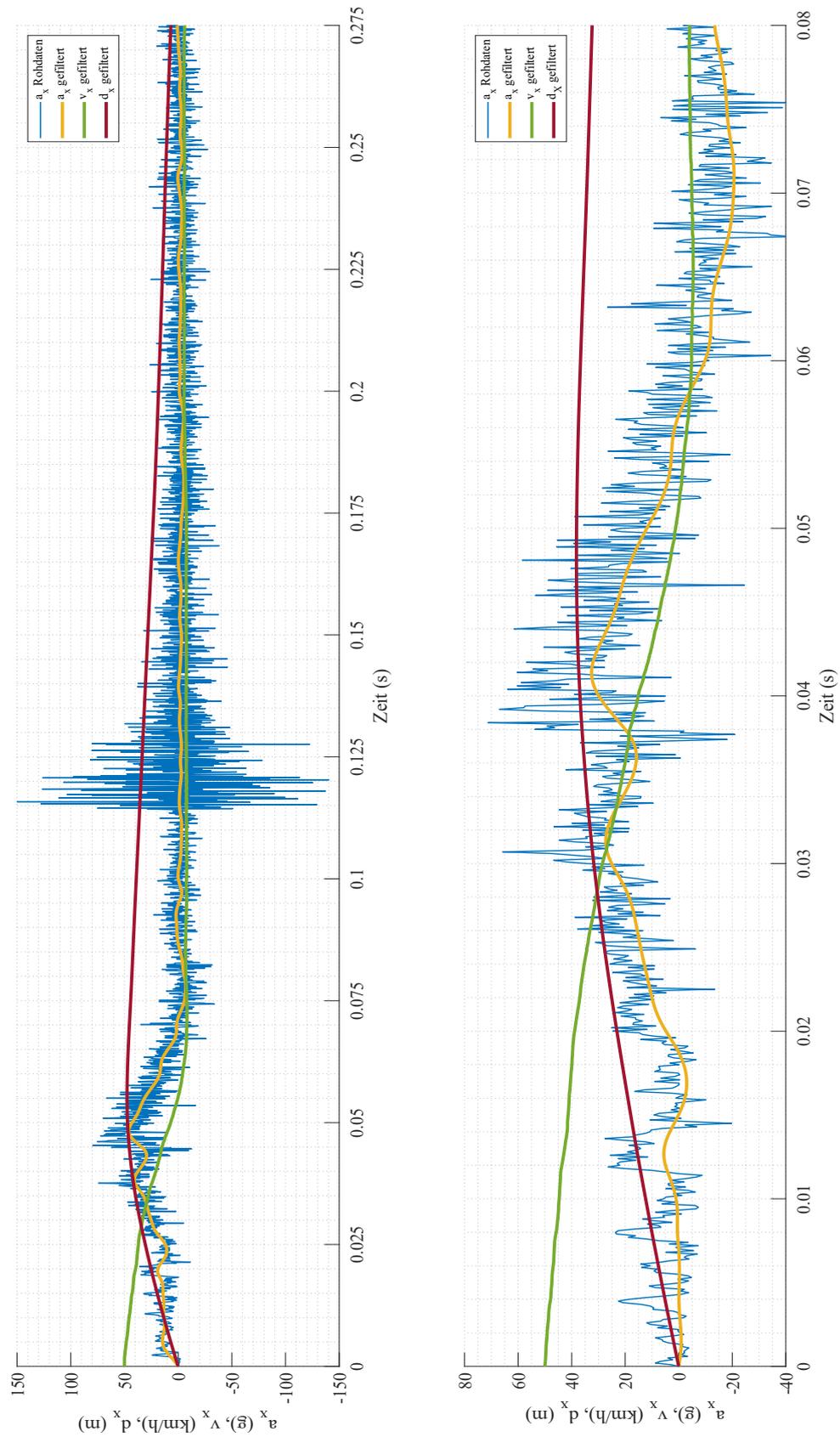


Abbildung 4.4: Links: Kinematische Verläufe ungekürzt; rechts: Normiert auf den Unfallbeginn bei  $t_0$ .

## 5 Physikalische Modellierung der Unfallschwere für Pre-Crash-Systeme

Das Kapitel 5 stellt die neuartige physikalische Modellierung des Unfalls vor. Dazu werden zu Beginn unterschiedliche MFD-Modelle vorgestellt und erläutert, wie diese zu mehreren Modellen für die vorausschauende Unfallschwereschätzung verknüpft werden. Anschließend wird hergeleitet, wie die Modellparameter für den neuen Ansatz bestimmt und unter Berücksichtigung der Pre-Crash-Bedingungen auf die jeweilige Situation adaptiert werden können.

### 5.1 MFD-Modelle für die Unfallschwereschätzung

#### 5.1.1 MFD-Modelle für Wandszenarien

Das einfachste Unfallszenario entspricht sowohl in der Unfallrekonstruktion als auch der Pre-Crash-Forschung einer frontalen Fahrt eines Fahrzeugs gegen ein anderes Objekt bei vollständiger Überdeckung. Als Unfallpartner wurde vereinfacht ein Partner mit unendlicher Steifigkeit und Masse angenommen, etwa ein im Verhältnis zum Ego-PKW vollbeladener LKW oder eine Mauer. Als Folge dessen konnte angenommen werden, dass die gesamte kinetische Energie des Unfalls vollständig durch das Ego-Crashmanagement-System in potenzielle Energie, in dem Kontext auch Verformungsenergie genannt, umgewandelt wurde. Aufbauend auf diesen Randbedingungen konnte ein Unfall vereinfacht als freie, ungedämpfte Schwingung eines Feder-Masse-Systems mit einer Masse angenähert werden, siehe Abbildung 5.1. Dazu wurde

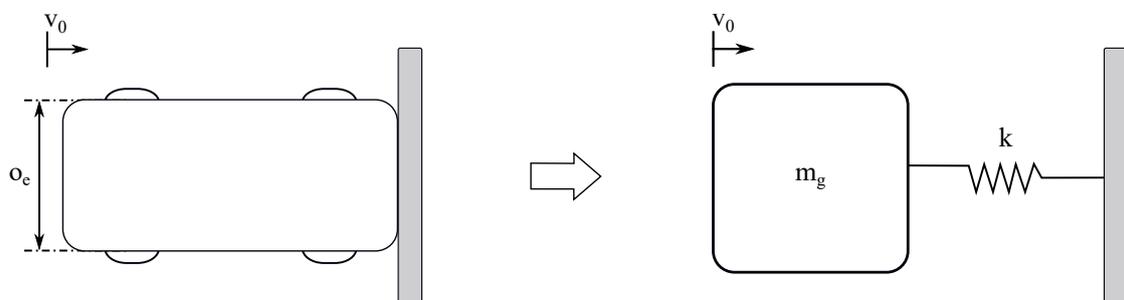


Abbildung 5.1: Modellierung eines Wand-Unfalls mit einem Masse-Feder-Modell.

die gesamte Masse  $m_g$  des Fahrzeugs als Punktmasse auf den Schwerpunkt konzentriert. Unter Berücksichtigung des zweiten Newtonschen Gesetzes sowie dem d'Alembertschen Prinzip

ließ sich die Bewegungsgleichung 5.7 des vereinfachten Systems in x-Orientierung aus der Massenträgheitskraft  $F_T$

$$F_{T,t} = m_g \cdot a_{(t)} = m_g \cdot \frac{\delta t}{\delta v} v_{(t)} \quad (5.1)$$

und der Federkraft  $F_F$  mit der Deformation  $d_{(t)}$

$$F_{F,t} = k \cdot d_{(t)} = k \cdot \int v_t dt \quad (5.2)$$

aufstellen. Es galt für die Dauer des Unfalls  $t_d$  durch Gleichsetzung und Umstellen für das Egofahrzeug:

$$-F_{T,t} = F_{F,t}, \quad (5.3)$$

$$-k \cdot d_{(t)} = m_g \cdot a_{(t)}, \quad (5.4)$$

$$m_g \cdot a_{(t)} + k \cdot d_{(t)} = 0. \quad (5.5)$$

Der gesuchte Parameter  $a_{(t)}$ , die Verzögerung des Fahrzeugs zum Zeitpunkt  $t$ , konnte durch das Lösen der Differentialgleichung mit den Randbedingungen  $d_0 = 0$ ,  $v_0 = \tilde{v}_{(t)}$  und  $a_0 = 0$  zum Zeitpunkt  $t_0$  bestimmt werden. Als zusätzlicher Effekt ergab sich daraus durch Integration die Geschwindigkeit  $v_{(t)}$  sowie die Deformation:

$$v_{(t)} = \int_{t_0}^{t_{end}} a_{(t)} dt + v_0, \quad (5.6)$$

$$d_{(t)} = \int_{t_0}^{t_{end}} \int_{t_0}^{t_{end}} a_{(t)} dt = \int_{t_0}^{t_{end}} v_{(t)} dt + v_0. \quad (5.7)$$

Vorab galt es,  $k$  zu definieren. Zwei hauptsächlich verwendete Optionen standen zu diesem Zweck auf physikalischen Methoden basierend abseits von Optimierungs- oder KI-Schätzungsverfahren zur Verfügung. Auf der einen Seite waren das Kraft-Weg-Diagramme, aus denen sich ein nichtlineares Steifigkeitsverhalten berechnen oder eine lineare Steifigkeitskennlinie interpolieren ließ. Auf der anderen Seite offerierte die technische Schwingungslehre über die ungedämpfte Kreisfrequenz  $\omega_0$  eine Berechnungsmöglichkeit von  $k$ . Dieser Ansatz kam hier zur Anwendung, da dieser effektiver generalisiert werden konnte als Kraft-Weg-Diagramme, deren gesamtheitliches  $k$  abhängig vom Lastfall größeren Schwankungen unterliegt. Auf der Grundlage aufbauend resultierte  $k$  aus  $m_g$  und  $\omega_0$  nach

$$k = \omega_0^2 \cdot m_g. \quad (5.8)$$

Der Parameter  $\omega_0$  selbst war abhängig von der primären, stärksten Schwingungsfrequenz  $f_u$  des Unfalls. Dabei war  $f_u$  die finale Frequenz aus den sich überlagernden Einzelschwingungen der Fahrzeugbauteile:

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_u. \quad (5.9)$$

Durch Einsetzen und Auflösen ließ sich  $k$  darstellen als:

$$k = 4 \cdot m_g \cdot \pi^2 \cdot f_u^2. \quad (5.10)$$

Nachdem alle Parameter bekannt waren, konnte  $a(t)$  als harmonisch verlaufende Sinusschwingung berechnet werden. Es war allerdings zu berücksichtigen, dass nur die halbe Periodendauer  $T$  für die Annäherung verwendet werden durfte. Das Modell beinhaltet sonst nicht nur die Verzögerung, sondern auch den positiven Schwingungsanteil beinhaltet. Wie sich  $f_u$  aus Unfalldaten unabhängig davon ob simulativ oder aus realen Crashszenarien ergab, wird in Unterkapitel 5.2.1 aufgezeigt.

Mit dieser simplen Methode kann der Verzögerungsverlauf eines Unfalls zwar nachgebildet werden, sie ignoriert jedoch den wichtigen Aspekt der Materialdämpfung innerhalb des Systems. Aus diesem Grund werden physikalische Modelle heutzutage immer um Dämpferelemente erweitert. Die beiden in der Unfallapproximation vorherrschenden Ansätze sind Maxwell- und Kelvin-Voigt-Modelle, kurz Kelvin-Modell. Beide Varianten nutzen eine Feder und einen Dämpfer, ordnen diese aber unterschiedlich an. Ein Beispiel für ein Maxwell-Modell ist in Abbildung 5.2 zu sehen. Der Dämpfer wird in Reihe zu dem Federelement gesetzt und über eine imaginäre

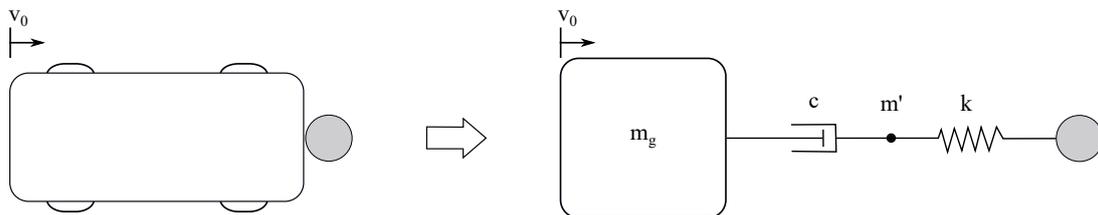


Abbildung 5.2: Modellierung eines Pfahl-Unfalls mit einem Ein-Massen-Maxwell-Modell.

Masse  $m'$  mit der Feder verbunden. Im Verlauf der Berechnung wird  $m'$  zu gesetzt und auf diese Weise werden die Bewegungsgleichungen aufgelöst. Maxwell-Modelle eignen sich vornehmlich zur Approximation von Unfällen gegen schmale Objekte wie Pfosten oder Bäume. Da diese nicht Teil der Untersuchung waren, wurde auf eine weiterführende Herleitung von Maxwell-Modellen verzichtet und es wird auf Fachliteratur, etwa (Pawlus u. a. 2014), verwiesen.

Im Gegensatz zu Maxwell-Modellen ordnen Kelvin-Modelle den Dämpfer nicht in Reihe, sondern parallel zur Feder an. Dadurch sind Feder und Dämpfer gemeinsam an die zugehörige Masse gekoppelt und eine imaginäre Masse zur Verbindung der Elemente ist nicht notwendig, wie Abbildung 5.3 veranschaulicht. Aufgrund dieser beiden Effekte entspricht die Bewegungsgleichung aus 5.13 für Kelvin-Modelle derer einfacher Masse-Feder-Schwinger, ergänzt um die Addition der Dämpfungskraft  $F_D$ . Diese selbst resultiert aus der Geschwindigkeit und Dämpfungskonstante

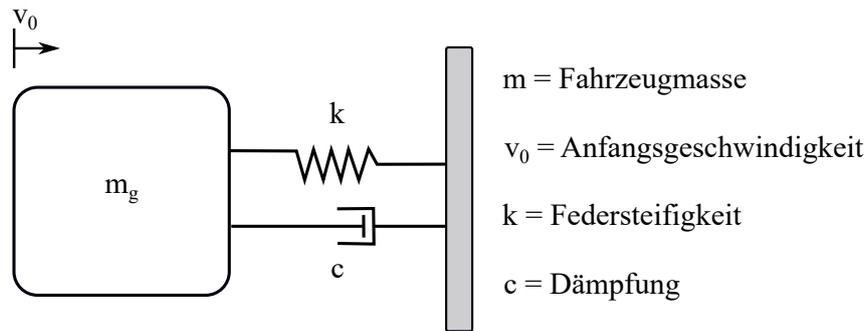


Abbildung 5.3: Modellierung eines Wand-Unfalls mit einem MFD-Modell.

c.

$$F_{D,t} = c \cdot v(t), \quad (5.11)$$

$$F_{F,t} + F_{D,t} = -F_{T,t}, \quad (5.12)$$

$$m_g \cdot a(t) + c \cdot v(t) + k \cdot d(t) = 0. \quad (5.13)$$

Der Parameter  $C$  ist das Produkt aus der Fahrzeugmasse und des Abklingkoeffizienten  $\delta$  der gedämpften Schwingung.

$$c = 2 \cdot m_g \cdot \delta. \quad (5.14)$$

Der Parameter  $\delta$  bildet sich aus  $\omega_0$  und dem einheitenlosen Dämpfungsbeiwert  $\zeta$ .

$$\delta = \zeta \cdot \omega_0. \quad (5.15)$$

Somit muss noch die Unbekannte  $\zeta$  bestimmt werden. Da für  $k$  bereits die Schwingungsfrequenzen analysiert wurden, bot es sich an, auch  $\zeta$  darüber herzuleiten. Dies geschah anhand der 3-dB-Methode, die in Abbildung 5.4 visualisiert ist. Bei der 3-dB-Methode spielen neben  $f_u$  die Frequenzen  $f_{u,-3}$  sowie  $f_{u,+3}$  eine Rolle. Diese sind die Frequenzen, bei denen die Amplituden  $\pm 3$  dB von der des lokalen Maximums von  $f_u$  entfernt sind. Nach 5.16 lässt sich aus diesen der Dämpfungsfaktor  $Q$  bilden:

$$Q = \frac{f_u}{f_{u,+3} - f_{u,-3}}. \quad (5.16)$$

Des Weiteren war der Verlustfaktor  $\eta$  der Dämpfung einzuführen, der sich entweder aus  $\zeta$  oder  $Q$ , ergibt. Ursprünglich stammt dieser aus der Resonanzfrequenz und kann für eine dominante Frequenz wie bei einem Unfall vereinfacht herangezogen werden:

$$\eta = 2 \cdot \zeta = \frac{1}{Q}. \quad (5.17)$$

Unter Berücksichtigung dieses Zusammenhangs lässt sich  $\zeta$  über die Frequenzen berechnen:

$$\zeta = \frac{f_{u,+3} - f_{u,-3}}{2 \cdot f_u}. \quad (5.18)$$

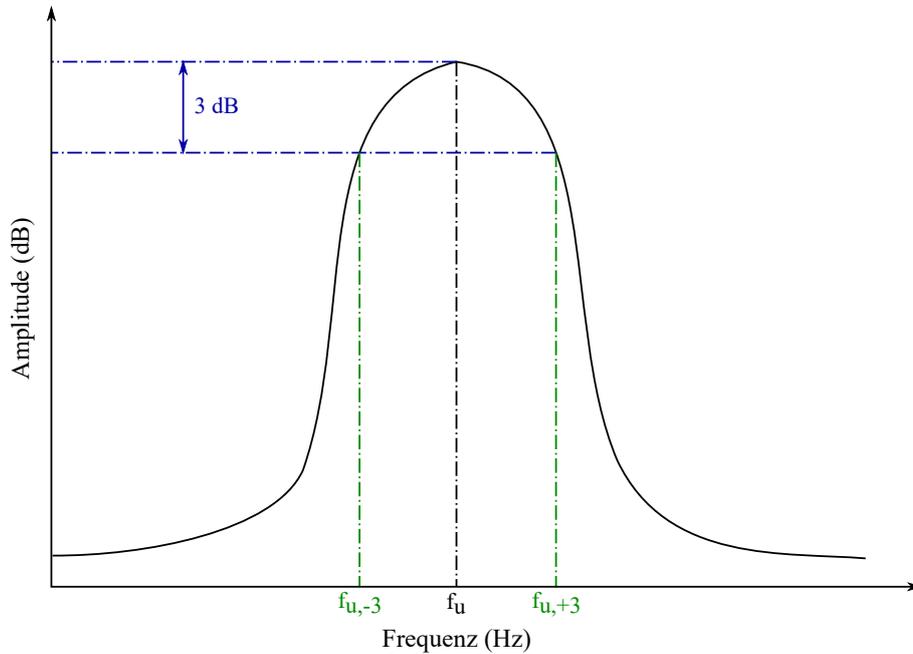


Abbildung 5.4: Bestimmung der  $\pm 3$  dB-Frequenzen zur Berechnung von  $\zeta$  über die 3-dB-Methode.

Im letzten Schritt können noch die Gleichungen 5.8, 5.15 sowie 5.18 ineinander und anschließend in 5.14 eingesetzt sowie gekürzt werden, sodass sich  $c$  finalisiert zu

$$c = 4 \cdot \pi \cdot m_g \cdot \frac{f_{u,+3} - f_{u,-3}}{2 \cdot f_u}, \quad (5.19)$$

$$c = 2 \cdot \pi \cdot m_g \cdot (f_{u,+3} - f_{u,-3}). \quad (5.20)$$

Die Anordnung nach Kelvin-Voigt kann beliebig erweitert bzw. das Fahrzeug in kleinere Segmente aufgeteilt werden (vgl. Abbildung 5.5). Verbreitet sind doppelte Kelvin-Modelle, bei denen die erste Masse die Crashstruktur repräsentiert, während die zweite Masse die Fahrgastzelle darstellt. Für die Unfallschwere sind infolgedessen die kinematischen Verläufe von  $m_2$  relevant. In der Literatur und praktischen Anwendungen wird dafür oft eine Verteilung von  $m_1 \sim 0,4m_g$  und  $m_2 \sim 0,6m_g$  empfohlen, beruhend auf Versuchsdurchführungen sowie mathematischen Optimierungen. Die gleiche Aufteilung gilt analog für  $k$  und  $c$ . Diese Grenzen können abhängig vom Fahrzeug nach oben und unten schwanken, erweisen sich aber für Standardlastfälle bei  $o_e = 100\%$  und  $v_0 = 50$  bis  $56$  km/h gegen starre Barrieren als gute Annäherung. Modelle mit einer höheren Anzahl an Massen werden für gewöhnlich nicht mehr als reine Kelvin-Modelle umgesetzt, sondern in Form von Hybrid-Modellen. Diese stellen eine Kombination aus Maxwell und Kelvin dar, bei denen Massen, Dämpfer und Federn frei sowohl in Reihe als auch parallel angeordnet werden können. Ist dies der Fall, verallgemeinert sich die Bewegungsgleichung mit  $i = \mathbb{N}_0$  zu

$$\sum m_i \cdot \frac{\partial^2 d_i(t)}{\partial t^2} + \sum c_i \cdot \frac{\partial d_i(t)}{\partial t} + \sum k_i \cdot d_i(t) = 0. \quad (5.21)$$

Wie in Kapitel 3.2.1 erläutert, gestaltet sich die Parametrisierung jedoch äußerst komplex.

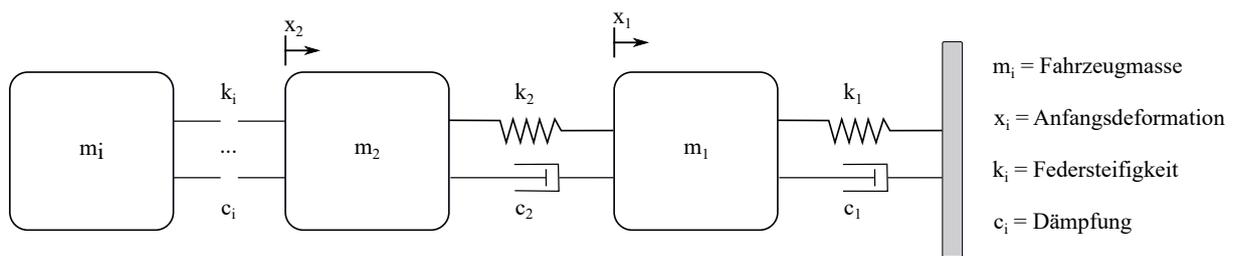


Abbildung 5.5: Modellierung eines Wandunfalls mit einem Mehr-Massen-Kelvin-Modell.

Die bis jetzt eingeführten Modelle sind auf eine Anwendung bei vollständiger Überdeckung beschränkt. Die wenigsten Unfälle ereignen sich aber bei einer Überdeckung mit 100 %, weswegen nach (B. Fileta 1996) ein Ansatz zur Annäherung von Unfällen mit nur einer teilweisen Überdeckung vorgestellt wurde. Als Grundlage dafür diente das Prinzip, das Fahrzeug in mehrere Massen aufteilen zu können und entsprechend zu parametrisieren. Abbildung 5.6. verdeutlicht, wie die Herangehensweise eine Berechnung teilweiser Überdeckungen ermöglicht. Im ersten Schritt wird dazu das Fahrzeug in zwei Zonen segmentiert. Am Beispiel links ist ein

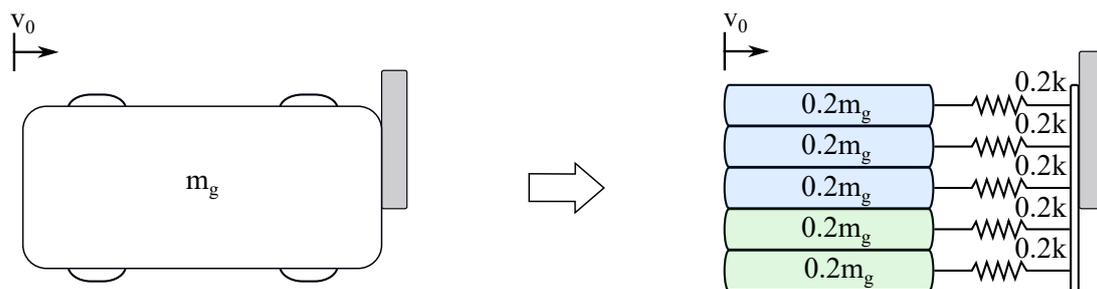


Abbildung 5.6: Aufteilung eines Fahrzeugs zur Berechnung eines teilüberdeckten Unfalls gegen eine Wand nach (Huang 2002).

Fahrzeug mit  $o_e = 60\%$  frontal gegen eine Wand zu sehen, auf der anderen Seite das Fahrzeug als MFD-Modell. Die blauen Elemente spiegeln den überdeckten Anteil des Fahrzeugs wider, die Grünen hingegen repräsentieren die nicht überdeckten Anteile. Die Idee dahinter ist, dass die nicht überdeckte Fläche keine Energie während des Unfalls aufnehmen kann, da die dortigen Komponenten der Crashmanagement-Struktur nicht getroffen werden. Infolgedessen können diese keinen Beitrag zur Reduzierung der Energieabsorption leisten, weshalb die umzuwandelnde kinetische Energie des Unfalls nur von der überdeckten Struktur aufgenommen bzw. die Kräfte nur durch diese geleitet werden. Eine Aufgliederung wie dargestellt in Schrittweiten von  $h = 0,2$  kann sowohl genauer als auch gröber angesetzt werden. Alternativ kann die Überdeckung auch absolut angenommen werden, wodurch sich ein direkt linearer Verlauf in Abhängigkeit von der Überdeckung für die Aufteilung in beteiligte und unbeteiligte Struktur ergibt. Dabei war jedoch darauf zu achten, dass Biege- und Torsionsverhalten der Bauteile, die entsprechend den Gesetzen der technischen Mechanik und Festigkeitslehre noch Energie aufnehmen und somit eigentlich einen Kraftfluss realisieren, nicht in die Betrachtung mit einfließen. Da diese Effekte

abhängig von Winkel und Einschlagsort teilweise sehr gering ausfallen, konnte sie vereinfacht vernachlässigt werden.

Im zweiten Schritt geschah die Transformation hin zu einem Mehr-Massen-Modell, genauer zu einem doppelten Feder-Masse-Modell. Dazu wurden die Einzelmassen der überdeckten und nicht überdeckten Flächen zu jeweils einer Gesamtmasse  $m_1$  und  $m_2$  zusammengefasst. Dabei ist  $r$  die Anzahl überdeckter Teilflächen und  $p$  die Anzahl der nicht überdeckter Teilflächen.

$$m_1 = r \cdot h \cdot m_g, \quad (5.22)$$

$$m_2 = p \cdot h \cdot m_g. \quad (5.23)$$

Anschließend wird  $m_2$  aus dem Gesamtsystem herausgelöst und als zweite Masse hinter  $m_1$  platziert (siehe Abbildung 5.7). Auf dieselbe Weise werden die zu den Massen gehörenden Steifigkeiten und im weiteren Verlauf der Arbeit ebenso die Dämpfungen zusammengefasst. Während die zu  $m_1$  gehörenden  $k$  unverändert den Kontakt zur Wand behalten, formen die  $k$ -Anteile von  $m_2$  das Bindeglied zwischen den beiden neu entstandenen Massen. Das neu entstandene Modell kann wieder mit Hilfe von 5.21 berechnet werden. Da durch die Transformation die Bedingungen eines doppelten Kelvin-Modells wie zuvor beschrieben gelten, muss im Zusammenhang der Unfallschwereschätzung gleichfalls das kinematische Verhalten von  $m_2$  betrachtet werden.

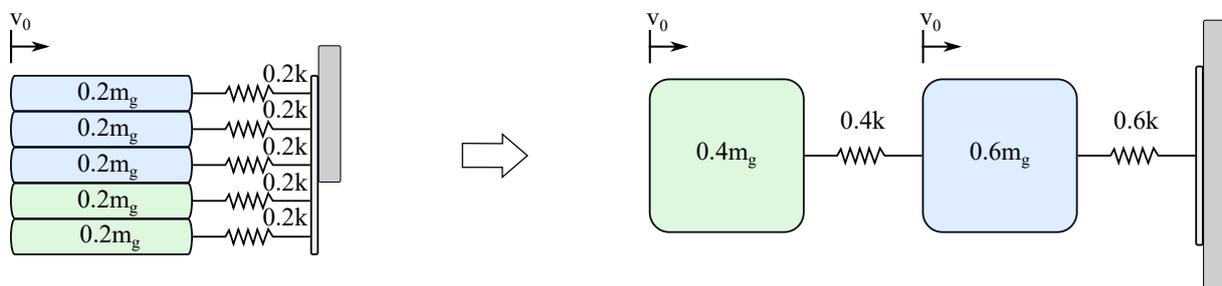


Abbildung 5.7: Verbindung der Einzelmassen eines teilweise überdeckten Unfalls zu resultierenden Massen, angelehnt an (Huang 2002).

### 5.1.2 Modelle für Fahrzeugunfälle

Neben Unfällen mit stehenden, maximal steifen Hindernissen lassen sich mit MFD-Modellen auch komplexere Szenarien gegen sich bewegende Objekte annähern. Wie eine solche Modellierung aussehen kann, zeigt Abbildung 5.8. Zu sehen ist ein Frontalunfall mit vollständiger Überdeckung, jedoch mit einem entgegenkommenden Fahrzeug anstatt einer Wand als Unfallpartner. Betrachtet wurden beide Fahrzeuge von Beginn der Herleitung an als einzelne Kelvin-Modelle. Diese erfolgte wieder über die Kraftrechnung zwischen den Fahrzeugen. In diesem Szenario sind die Federn und Dämpfer des Kelvin-Modells aufgrund der entgegengesetzten

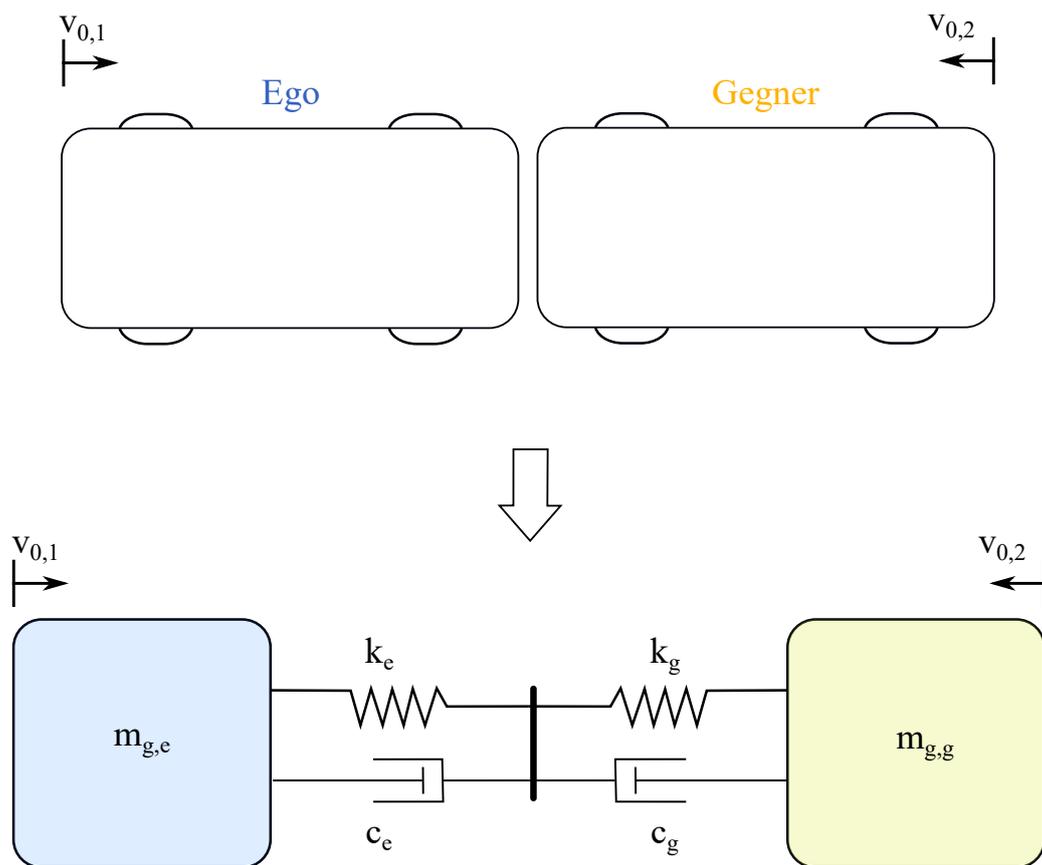


Abbildung 5.8: Modellierung eines Fahrzeugunfalls mit einem doppelten Kelvin-Modell.

Bewegungsrichtungen in Reihe geschaltet, für sich selbst sind diese allerdings noch parallel orientiert. Nach den Federgesetzen können in Reihe geschaltete Federn zu einer effektiven Federsteifigkeit  $k_{eff}$  zusammengefasst werden. Diese ergibt sich bei einer Reihenschaltung aus

$$\frac{1}{k_{eff}} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{k_n}. \quad (5.24)$$

Im vorliegenden Fall für  $i = 2$  bestimmte sich  $k_e$  infolgedessen nach Umformung der Gleichung aus

$$k_{eff} = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2}. \quad (5.25)$$

Dieselbe Herangehensweise ist auf die effektive Dämpfungskonstante  $c_{eff}$  zu übertragen, die sich analog zu den Federn aus

$$c_{eff} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \quad (5.26)$$

ergibt. Das daraus entstehende effektive Modell für den Frontalcrash zweier Fahrzeuge ist in Abbildung 5.9 dargestellt. Über einen Freischnitt der Kräfte an beiden Fahrzeugen können nach (Johannsen 2013) die Bewegungsgleichungen während des Unfalls aufgestellt werden. Das

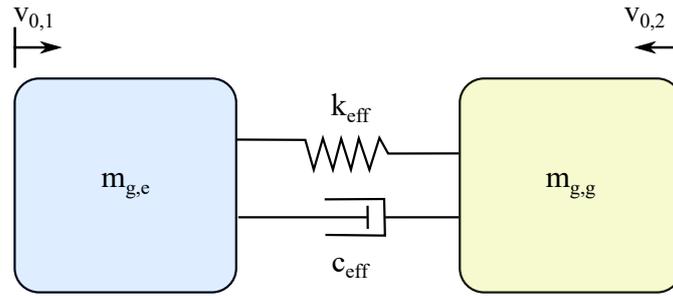


Abbildung 5.9: Effektives Modell zur Modellierung eines Fahrzeugunfalls mit einem doppelten Kelvin-Modell.

Kräftegleichgewicht ist dabei

$$m_{g,e} \cdot a_{1(t)} + F_{D(t)} + F_{F(t)} = 0 \quad (5.27)$$

$$m_{g,g} \cdot a_{2(t)} - F_{D(t)} - F_{F(t)} = 0 \quad (5.28)$$

Unter Einbezug der effektiven Materialparameter sowie den relativen Verschiebungen und Geschwindigkeiten errechnen sich die Feder- und Dämpfungskräfte:

$$F_{F(t)} = k_{eff} \cdot (d_{2(t)} - d_{1(t)}), \quad (5.29)$$

$$F_{D(t)} = c_{eff} \cdot (v_{2(t)} - v_{1(t)}). \quad (5.30)$$

Durch Einsetzen resultieren die finalen Bewegungsgleichungen zur Modellierung eines frontalen Zusammenstoßes zweier Fahrzeuge mit zwei Kelvin-Modellen zu

$$m_{g,e} \cdot a_{1(t)} + c_{eff} \cdot (v_{2(t)} - v_{1(t)}) + k_{eff} \cdot (d_{2(t)} - d_{1(t)}) = 0, \quad (5.31)$$

$$m_{g,g} \cdot a_{2(t)} - c_{eff} \cdot (v_{2(t)} - v_{1(t)}) - k_{eff} \cdot (d_{2(t)} - d_{1(t)}) = 0 \quad (5.32)$$

bzw. in verallgemeinerter Form

$$M \cdot a + C \cdot v + K \cdot D = 0 \quad (5.33)$$

mit den Matrizen

$$M = \begin{bmatrix} m_{g,e} & 0 \\ 0 & m_{g,g} \end{bmatrix}; \quad C = \begin{bmatrix} -c_{eff} & c_{eff} \\ c_{eff} & -c_{eff} \end{bmatrix}; \quad K = \begin{bmatrix} -k_{eff} & k_{eff} \\ k_{eff} & -k_{eff} \end{bmatrix}.$$

Die auf den letzten Seiten hergeleiteten Beziehungen bilden im weiteren Verlauf die Grundlage für das in dieser Arbeit untersuchte Modell. Die Idee war, den Ansatz zur teilweisen Überdeckung des Fahrzeugs mit dem zur Modellierung eines Frontalunfalls zweier Fahrzeuge zu einem gemeinsamen Konzept zu vereinen. Ziel war es, zuerst sowohl das eigene als auch das gegnerische Fahrzeug entsprechend deren Überdeckungen wie bei der Fahrt gegen die Wand

aufzuteilen, wie beispielsweise in Abbildung 5.10 zu sehen. Daher war es notwendig, analog zur teilweisen Überdeckung beide Fahrzeuge in MFD-Systeme aufzuteilen. Die Abbildung ist als Beispiel eines einzelnen Szenarios für ein besseres Verständnis zu verstehen. Das Vorgehen zur universellen Parametrisierung über die Überdeckung und den Einschlagwinkel sowohl für frontale als seitliche Unfälle wird in Kapitel 5.2 erörtert. Dadurch entstand ohne weiteres

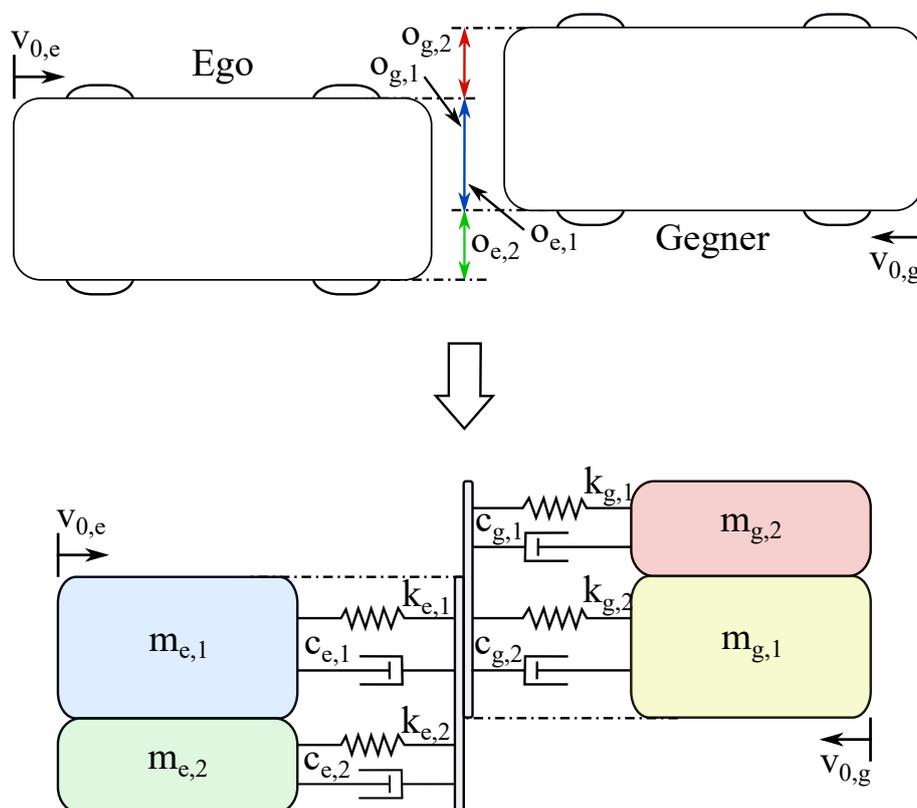


Abbildung 5.10: Modellierung eines teilüberdeckten Unfalls mit einem Mehr-Massen-Kelvin-Modell

Separieren der Fahrzeuge ein Gesamtsystem mit vier parallelen Massen, von denen jeweils zwei das Ego- sowie Gegnerfahrzeug repräsentierten. Aus den sich direkt in Reihe befindenden Massen wurden die effektiven Steifigkeiten und Dämpfungen für die kommenden Berechnungen  $k_{eff}$  sowie  $c_{eff}$  aufgestellt. Die beiden parallel angeordneten, sich nicht überdeckenden Massen wurden abschließend in Reihe zu den überdeckten Anteilen gesetzt. Infolgedessen ergab sich ein vierfaches Kelvin-System wie in Abbildung 5.11, welches das Unfallgeschehen approximiert. Die Subskripte  $j = e, g$  bezogen sich auf das Ego- respektive Gegnerfahrzeug und  $i = 1, 2$  auf den überdeckten bzw. nicht überdeckten Anteil.

Im ersten Schritt war es für dieses Vorhaben notwendig, das allgemeine Kräftegleichgewicht zwischen den Fahrzeugen aufstellen. Dies gelang über den Freischnitt aller Kräfte der individuellen PKW:

$$F_{(T,e,i)} + F_{(F,e,i)} + F_{(D,e,i)} = F_{(T,g,i)} + F_{(F,g,i)} + F_{(D,g,i)}. \quad (5.34)$$

Die zu betrachtenden Kräfte setzten sich aus Massenträgheiten, Dämpfungs- und Federanteilen zusammen. Diese Einzelkräfte ergaben sich aus den Verschiebungen  $d_{j,i}(t)$ , den Geschwindigkeiten  $v_{j,i}(t)$  und den Beschleunigungen bzw. im Falle eines Unfalls aus der Verzögerung  $a_{j,i}(t)$  aller  $m_{j,i}$ . Zu berücksichtigen war die Orientierungsrichtung der Fahrzeuge, wodurch sich entgegengesetzte Vorzeichen bei der Aufstellung für  $m_{e,i}$  und  $m_{g,i}$  ergaben. Zudem waren  $m_{j,1}$  beidseitig angekoppelt, wobei speziell die effektive Verbindung zwischen beiden vorab ermittelt werden musste. Nach 5.25 respektive 5.26 galt dafür

$$k_{eff} = \frac{k_{e,1} \cdot k_{g,2}}{k_{e,1} + k_{g,2}}, \quad (5.35)$$

$$c_{eff} = \frac{c_{e,1} \cdot c_{g,2}}{c_{e,1} + c_{g,2}}. \quad (5.36)$$

Die Massen  $m_{j,2}$  hingegen interagierten nur in deren Bewegungsrichtungen mit deren eigenen Feder- und Dämpferelementen, sodass nur die relativen Bewegungen und Geschwindigkeiten dieser die Verzögerungen beeinflussten. Im zweiten Schritt entstanden aus dem Freischnitt vier Differentialgleichungen, welche die Kinematik innerhalb des MFD-Modells beschrieben.

$$\begin{aligned} m_{e,1} \cdot a_{e,1}(t) - c_{eff} \cdot v_{e,1}(t) - c_{e,2} \cdot v_{e,2}(t) + c_{eff} \cdot v_{g,1}(t) \\ - k_{eff} \cdot d_{e,1}(t) - k_{e,2} \cdot d_{e,2}(t) + k_{eff} \cdot d_{g,1}(t) = 0, \end{aligned} \quad (5.37)$$

$$m_{e,2} \cdot a_{g,1}(t) - c_{e,2} \cdot v_{e,1}(t) + c_{e,2} \cdot v_{e,2}(t) - k_{e,2} \cdot d_{e,1}(t) + k_{e,2} \cdot d_{e,2}(t) = 0, \quad (5.38)$$

$$\begin{aligned} m_{g,1} \cdot a_{g,1}(t) - c_{eff} \cdot v_{e,1}(t) + c_{eff} \cdot v_{g,1}(t) - c_{g,2} \cdot v_{g,2}(t) \\ - k_{eff} \cdot d_{e,1}(t) + k_{eff} \cdot d_{g,1}(t) + k_{e,2} \cdot d_{e,2}(t) = 0, \end{aligned} \quad (5.39)$$

$$m_{g,2} \cdot a_{g,1}(t) - c_{g,2} \cdot v_{g,1}(t) - c_{g,2} \cdot v_{g,2}(t) - k_{g,2} \cdot d_{g,1}(t) + k_{g,2} \cdot d_{g,2}(t) = 0. \quad (5.40)$$

Die Gleichungen 5.37 bis 5.40 ließen sich über die effektiven Steifigkeiten und Dämpfungen weiter zusammenfassen. War dies umgesetzt, ergaben sich die zu lösenden finalen Differentialgleichungen für das neu aufgesetzte vierfache Kelvin-Modell beider Fahrzeuge. Im letzten Schritt mussten aus diesen die kinematischen Parameter für  $m_{e,2}$  extrahiert werden, um die Unfallschwereparameter aus Kapitel 2.4 ableiten zu können:

$$\begin{aligned} m_{e,1} \cdot a_{e,1}(t) + c_{eff} \cdot (v_{g,1}(t) - v_{e,1}(t)) - c_{e,2} \cdot v_{e,2}(t) \\ + k_{eff} \cdot (d_{g,1}(t) - d_{e,1}(t)) - k_{e,2} \cdot d_{e,2}(t) = 0, \end{aligned} \quad (5.41)$$

$$m_{e,2} \cdot a_{e,2}(t) + c_{e,2} \cdot (v_{e,2}(t) - v_{e,1}(t)) + k_{e,2} \cdot (d_{e,2}(t) - d_{e,1}(t)) = 0, \quad (5.42)$$

$$\begin{aligned} m_{g,1} \cdot a_{g,1}(t) - c_{eff} \cdot (v_{e,1}(t) - v_{g,1}(t)) + c_{g,2} \cdot v_{g,2}(t) \\ - k_{eff} \cdot (d_{e,1}(t) - d_{g,1}(t)) - k_{g,2} \cdot d_{g,2}(t) = 0, \end{aligned} \quad (5.43)$$

$$m_{g,2} \cdot a_{g,1}(t) - c_{g,2} \cdot (v_{g,1}(t) - v_{g,2}(t)) - k_{g,2} \cdot (d_{g,1}(t) - d_{g,2}(t)) = 0. \quad (5.44)$$

Auch diese Gleichungen ließen sich vereinfacht zu Matrizen zusammenfassen:

$$M_u \cdot A_u + C_u \cdot V_u + K_u \cdot D_u = 0. \quad (5.45)$$

Die Matrizen

$$M_u = \begin{bmatrix} m_{e,1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{e,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{g,1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{g,2} \end{bmatrix}; \quad C_u = \begin{bmatrix} -c_{eff} & -c_{e,2} & c_{eff} & 0 \\ -c_{e,2} & c_{e,2} & 0 & 0 \\ -c_{eff} & 0 & c_{eff} & c_{g,2} \\ 0 & 0 & -c_{g,2} & c_{g,2} \end{bmatrix};$$

$$K_u = \begin{bmatrix} -k_{eff} & -k_{e,2} & k_{eff} & 0 \\ -k_{e,2} & k_{e,2} & 0 & 0 \\ -k_{eff} & 0 & k_{eff} & k_{g,2} \\ 0 & 0 & -k_{g,2} & k_{g,2} \end{bmatrix}$$

bezogen sich dabei auf die Materialeigenschaften, während

$$A_u = \begin{bmatrix} a_{e,1} \\ a_{e,2} \\ a_{g,1} \\ a_{g,2} \end{bmatrix}; \quad V_u = \begin{bmatrix} v_{e,1} \\ v_{e,2} \\ v_{g,1} \\ v_{g,2} \end{bmatrix}; \quad D_u = \begin{bmatrix} d_{e,1} \\ d_{e,2} \\ d_{g,1} \\ d_{g,2} \end{bmatrix}$$

die kinematischen Parameter beinhaltet. Das Modell, welches die Formeln 5.41 bis 5.44 repräsentiert, ist in Abbildung 5.11 dargestellt.

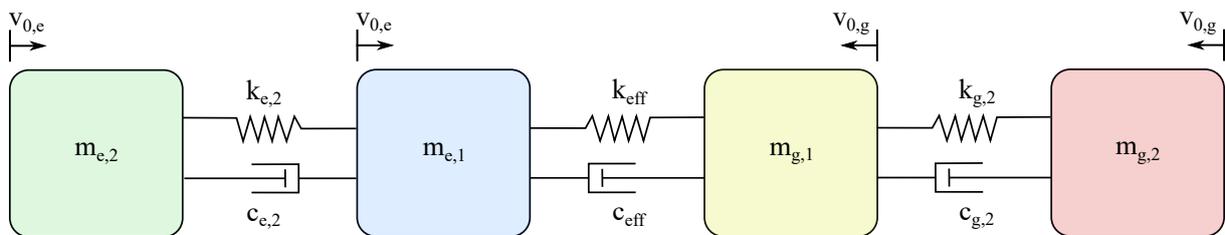


Abbildung 5.11: Resultierendes Mehr-Massen-Kelvin-Modell für teilüberdeckte Unfälle.

Wie in Kapitel 2.2 dargelegt, spielen nicht nur frontale Unfallszenarien bei Kollisionen mit schwerem oder tödlichem Ausgang eine Rolle. Unfälle mit einem Einschlagspunkt seitlich im Fahrzeug sind ebenso nicht zu vernachlässigen, weshalb auch deren Unfallschwere vorausschauend abgeschätzt werden muss. Für diesen Zweck konnte ebenfalls das hergeleitete vierfache Kelvin-Modell verwendet werden. Zu unterscheiden war aber die Art und Weise, wie das Modell bzw.  $m_{e,2}$  bestimmt wurde. Dies hing vornehmlich vom Einschlagspunkt an der Seite ab, was Abbildung 5.12 und 5.13 verdeutlichen. In beiden Fällen traf das Gegnerfahrzeug die Fahrertür des Egos und unterschied sich innerhalb der prädierten Unfallparameter nur durch  $\alpha$ . Im weiteren Verlauf der Parameterbestimmung für das neue Modell ergaben sich jedoch Differenzen,

die sich aus der Bestimmung von  $o_{e,i}$  speisen. Dafür war an dieser Stelle ein kleiner Vorgriff auf die Approximation der Seitenüberdeckung notwendig. Je nach Größe von  $\alpha$  konnten entweder ein oder zwei überdeckte Anteile des Egos entstehen. Bei mittleren Winkeln resultierte die Annäherung in zwei Anteilen, die folgerichtig zu einem Modell mit drei Massen auf der Ego- und zwei auf der Gegenseite führten. Beide Anteile repräsentierten eine unbeteiligte Crashstruktur, welche keine Energie absorbieren konnte. Für die Energiebilanz und den Kraftfluss innerhalb des Fahrzeugs war unter den dargelegten sowie angenommenen Bedingungen somit keine Unterscheidung zwischen den beiden nicht überdeckten Anteilen  $m_{e,2}$  und  $m_{e,3}$  zu treffen. Infolgedessen ließen sich diese zu einer Gesamtmasse  $m_{e,2,eff}$  zusammenfassen. Ein analoges Vorgehen führte zu  $k_{e,2,eff}$  und  $c_{e,2,eff}$  mit  $n = 2, 3$ . Aufbauend darauf entstand ein vierfaches Kelvin-Modell, das wie zuvor gelöst werden konnte:

$$m_{e,2,eff} = \sum m_{e,n}, \quad (5.46)$$

$$k_{e,2,eff} = \sum k_{e,n}, \quad (5.47)$$

$$c_{e,2,eff} = \sum c_{e,n}. \quad (5.48)$$

Für Szenarien, die bereits während der Überdeckungsschätzung nur eine nicht überdeckte

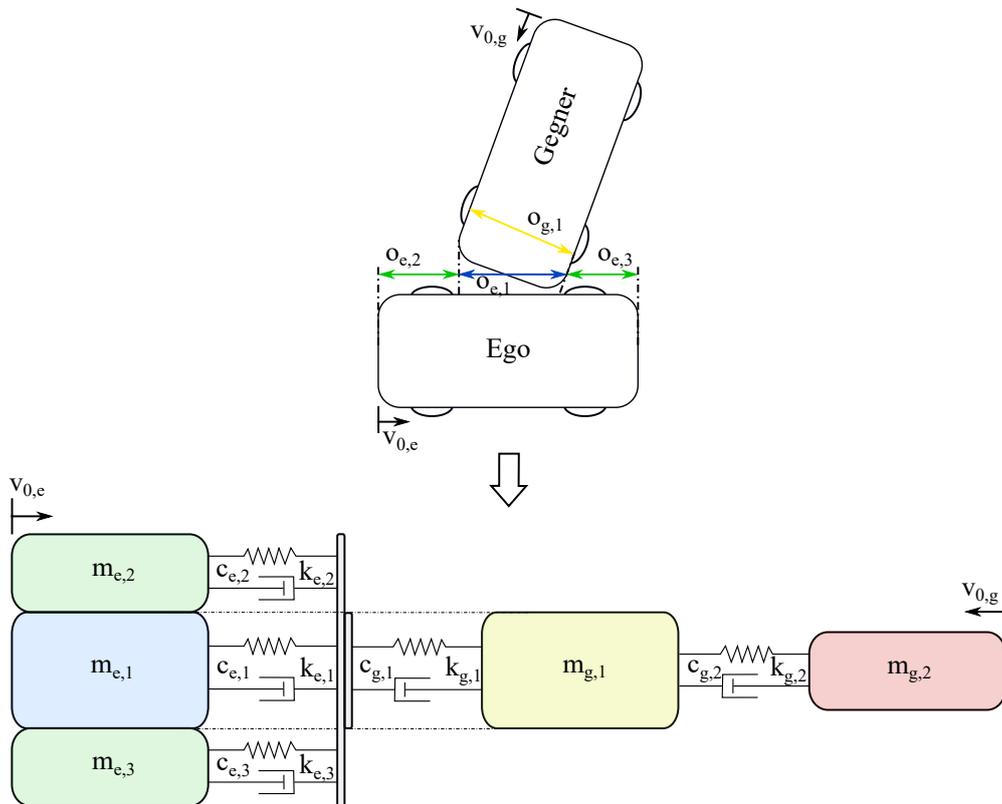


Abbildung 5.12: Erste Variante eines Mehr-Massen-Kelvin-Modells für seitliche Unfälle.

Seite besaßen, änderte sich in der Herangehensweise hingegen nichts. Da ein Modell analog zur frontalen Überdeckung entstand, bedurfte es zur Berechnung der Bewegungsgleichungen keines zusätzlichen Zwischenschritts. Nachdem die grundlegenden Beziehungen sowie physikalischen

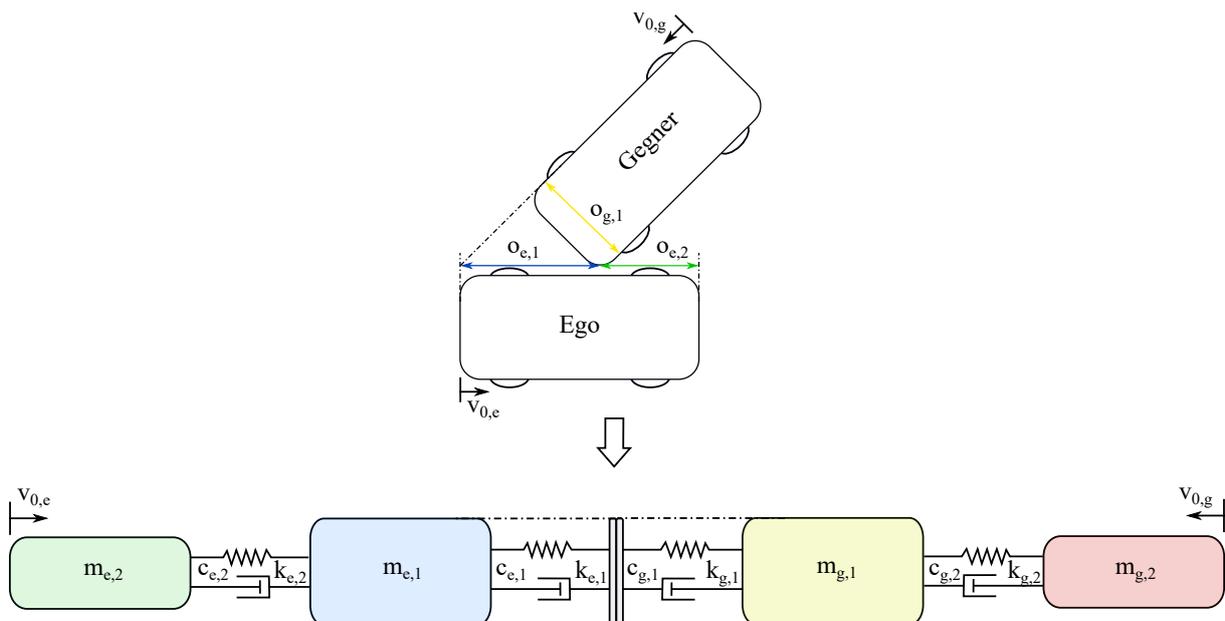


Abbildung 5.13: Zweite Variante eines Mehr-Massen-Kelvin-Modells für seitliche Unfälle.

und mathematischen Hintergründe offengelegt sind, ist die Art und Weise der Approximation von  $m_{i,j}$ ,  $k_{i,j}$  und  $c_{i,j}$  sowie  $v_0$  für die Modelle darzustellen. Dies geschieht im folgenden Kapitel 5.2 sowohl für frontale als auch seitliche Unfälle.

## 5.2 Bestimmung der grundlegenden Modellparameter

### 5.2.1 Frequenzanalyse der Crashsignale

In Kapitel 5.1.1 wurde hergeleitet, wie  $k$  und  $c$  bestimmt werden konnten. Beide stützten sich auf  $f_u$  sowie die diese um  $\pm 3$  Hz umgebenden Frequenzen. Alle drei Werte ließen sich aus den Beschleunigungssignalen simulierter oder realer Crashdaten extrahieren. Drei Schritte waren dazu notwendig:

1. Definieren der Signalgrenzen

Werden wie in diesem Fall Beschleunigungssignale als Grundlage verwendet, müssen zuerst die Zeitpunkte  $t_0$  und  $t_{end}$  bestimmt und das Signal auf diesen Bereich normiert werden. Dieser Vorgang wurde bereits in Kapitel 4.2 beschrieben.

2. Ermitteln der Frequenzanteile

Um zeitdiskrete Signale wie Beschleunigungssignale auf deren Frequenzanteile zu untersuchen, hat sich in den Ingenieurs- und Naturwissenschaften die diskrete Fourier-Transformation bzw. für große Datenmengen die schnelle Fourier-Transformation (FFT) als Standardverfahren etabliert. Nach der Durchführung der FFT lag das Frequenzspektrum mit den zugehörigen Amplituden des Signals vor. Zu beachten war, dass der

FFT ein Zero Padding bzw. ein Ergänzen des Signals mit Nullen vor und nach dem Beginn vorangig. Auf diese Weise ließ sich das Signal in geringeren Intervallen abtasten, wodurch das Spektrum genauer wurde und sich infolgedessen lokale Maxima klarer herauskristallisierten.

### 3. Bestimmen von $f_u$ und $f_{u,\pm 3}$

Die dominante mechanische Schwingung und zugehörige Frequenz eines komplexen Systems setzt sich immer aus Überlagerungen von Schwingungen mehrerer Einzelbauteile zusammen. Somit musste im letzten Schritt das Frequenzspektrum auf die richtige Frequenz für  $f_u$  untersucht werden. In der Fahrzeugtechnik hat sich gezeigt, dass für gewöhnlich bei der Analyse des Crash-Puls die erste lokale Amplitude gleichzeitig die stärkste ist. Diese bewegte sich je nach Fahrzeug und beteiligter Struktur in einem niederfrequenten Bereich von 4 bis 7 Hz und spiegelte sehr gut angenähert das Schwingungsverhalten der steifen Bauteile mit großen Querschnitten wider. Diese besaßen ein hohes Flächenträgheitsmoment, weshalb diese sehr verformungs-, spannungs- und schwingungsresistent waren sowie eine starke Anregung benötigen. Alle Eigenschaften deckten sich mit denen des Crashmanagement-Systems, weshalb ihm diese Frequenz zugeordnet wurden. Somit wurde im Weiteren für  $f_u$  die Frequenz des stärksten lokalen Maximums der FFT herangezogen. Anschließend war es folgerichtig, aus dem Frequenzspektrum auch  $f_{u,\pm 3}$  wie zuvor beschrieben abzuleiten.

Abbildung 5.14 zeigt ein Beispiel für eine ermittelte  $f_u$  aus einem gleichmäßigen Signal eines Frontalunfalls mit  $\alpha = 0^\circ$  und  $o_e = 100\%$ . Gut zu erkennen ist, wie die Intensität des Signals mit steigenden Frequenzen abnahm und ab ungefähr 50 Hz mit konstanter Amplitude fluktuierte. Die Frequenz  $f_u$  entsprach klar den genannten Bedingungen mit der gleich zu Beginn deutlich stärksten Amplitude und der Lage von  $\sim 6$  Hz. Nicht bei allen Signalen konnte  $f_u$  sofort identifiziert werden. War ein Eingangssignal der FFT trotz Filterns verrauscht oder wies starke Schwankungen auf, kam es wie in Abbildung 5.15 oben zu einer falsch erkannten Frequenz. Das obere Bild zeigt ein Signal, dass innerhalb von 30 ms ein Fenster mit Fluktuationen von mehr als 70 g erst vom Positiven zum Negativen und wieder zurück, durchlief. Bei Signalen solcher Art liegen oft zwei ähnlich ausgeprägte Amplituden im Frequenzspektrum vor. War die zweite Frequenz  $f_{u,w}$  stärker (schwarz eingekreist), durfte diese nicht verwendet, sondern musste auf die erste korrigiert werden. Diese war in solchen Fällen mit  $\sim 18$  Hz ebenfalls zu hoch, allerdings gegenüber den  $\sim 37$  Hz der zweiten Frequenz merklich geringer. Darüber hinaus verzerrten Signale mit extrem ausgeprägten Lastspitzen das Frequenzspektrum. Bei solchen Signalen lagen die ersten und zweiten lokalen Maxima des Spektrums sehr nahe zusammen, wie die untere Seite von Abbildung 5.15 illustriert. In solchen Fällen überschritt die Differenz zwischen dem lokalen Minimum und den beiden lokalen Maxima keine 3 dB. Dies führte nicht zu einer falschen  $f_u$ , jedoch zu einer unzutreffenden  $f_{u,+3}$  für die 3-dB-Methode, indem erst der  $-3$ -dB Wert nach dem zweiten lokalen Maximum mit erheblich zu hoher Frequenz  $f_{u,+3,w}$  festgelegt

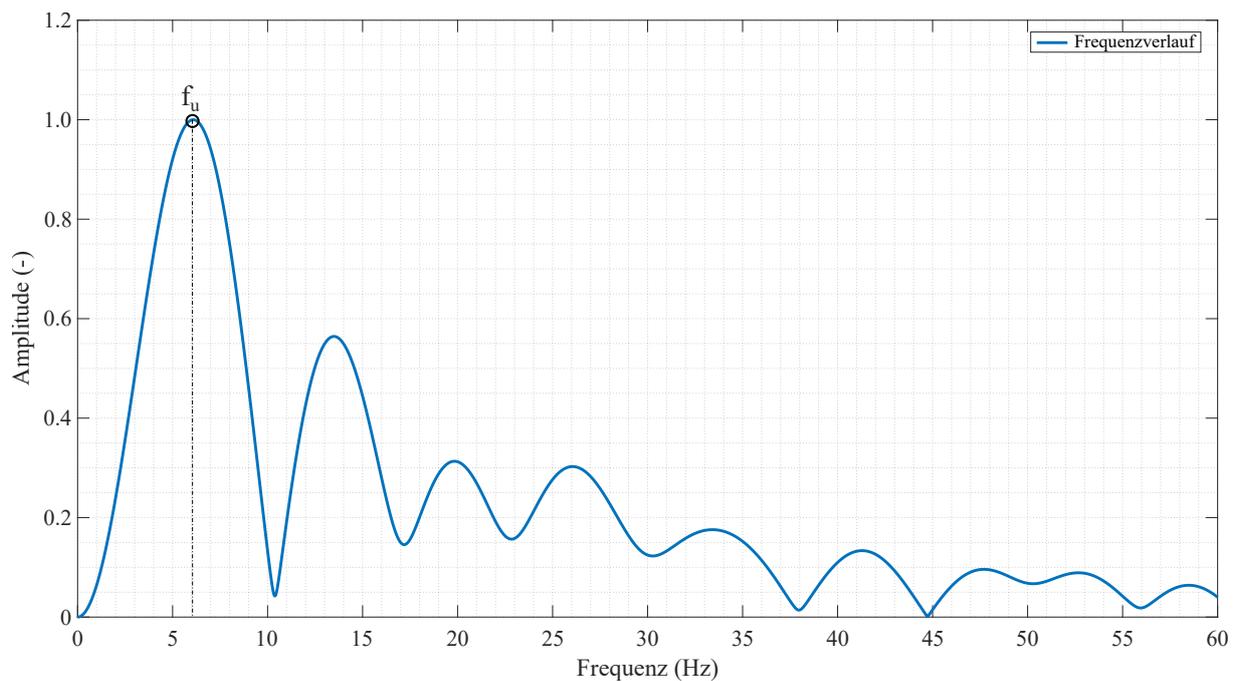


Abbildung 5.14: Normierte Frequenzanalyse eines Signals mit der stärksten Frequenz  $f_u$ .

wurde. Dieser Effekt war korrigierbar, indem der eigentliche Verlauf des Signals am Wendepunkt abgeschnitten und von dort an extrapoliert wurde (rot dargestellt). Diese Vorgehensweise wurde auf alle Crashsignale aus der FEM angewandt, sodass nach der Analyse der Frontalunfälle 5502 Werte und nach den Seitenszenarien 765 Werte für  $f_u$  sowie  $\zeta$  vorlagen. Zuletzt war es notwendig, aus diesen Einzelwerten ein innerhalb dieser Untersuchung allgemeingültiges  $f_u$  bzw.  $\zeta$  als Grundlage für  $k$  und  $c$  zu definieren. Dies erfolgte aufgrund zweier Prämissen. Auf der einen Seite konnten so unbekannte Lastfälle bei weiteren Untersuchungen herangezogen werden, für die keine exakt bestimmte  $f_u$  aus dem spezifisch simulierten Lastfall vorlag. Auf der anderen Seite erfüllte diese Herangehensweise den Grundsatz einer möglichst universellen Unfallschwereschätzung aufbauend auf weitestgehend verallgemeinerten Daten. Für solch einen Zweck bot sich eine Analyse der Datenmenge mithilfe inferentieller und deskriptiver statistischer Methoden an. Diese konnte aufbauend auf der Erwartung mit einer Normalverteilung gemittelt werden, dass sich ein allgemeingültiges  $f_u$  im zuvor erwähnten Bereich bewegen würde, da nur wenige Ausreißer ober- und unterhalb dieses Spektrums lagen. Dazu wurde die Glockenkurve über alle Datensätze hinweg aufgesetzt und die Spitze der Verteilung zu  $f_u$  definiert. Um die Genauigkeit des Ergebnisses zu prüfen sowie eventuelle Verschiebungen der Normalverteilung durch unerwartete Häufungen hoher oder niedriger Frequenzen auszuschließen, wurde die Kurve anschließend einer Berechnung von Häufigkeits- und Wahrscheinlichkeitsverteilungen unterzogen. Für die Häufigkeitsverteilung der einzelnen Frequenzen eigneten sich grafische Darstellungen wie Histogramme, für die Wahrscheinlichkeitsverteilung Kerndichteschätzer. Kerndichteschätzer sind stetige Verfahren, die eine Wahrscheinlichkeitsdichte einer Variablen bei einer unbekanntem Verteilungsfunktion jener ermöglichen. Liegt eine gravierende Verzerrung der Daten vor, lassen

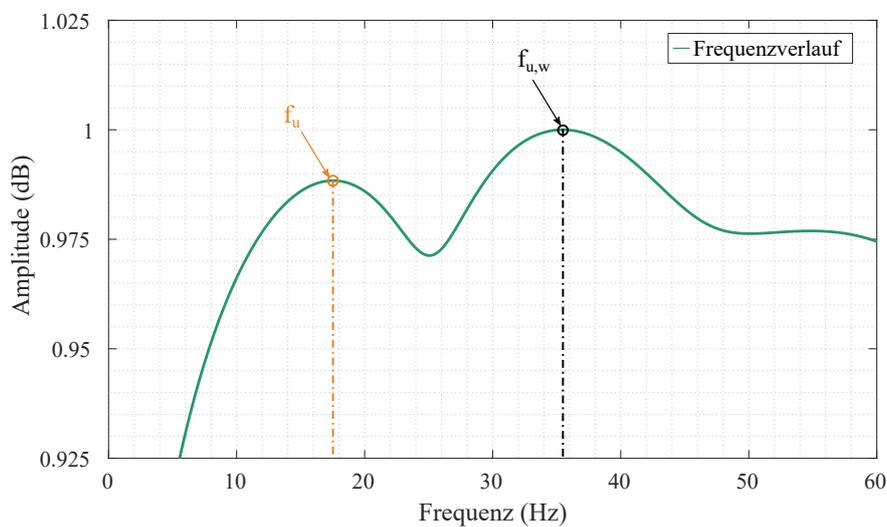
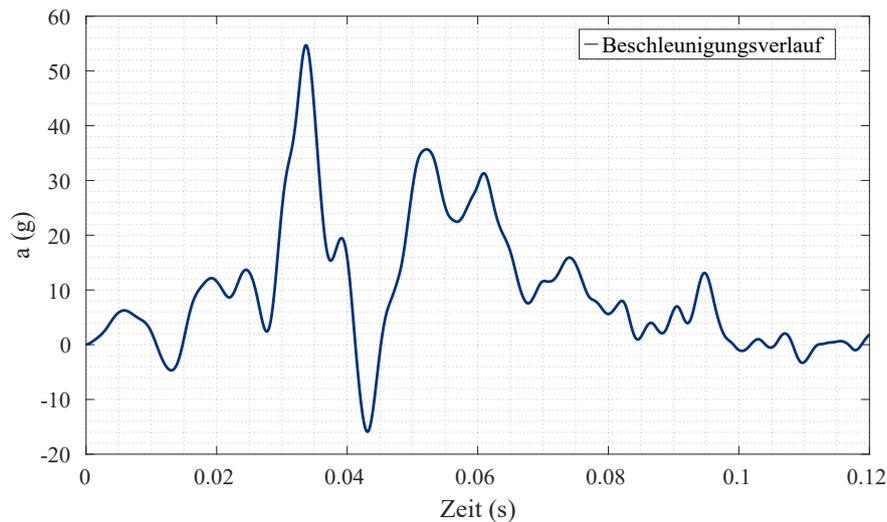


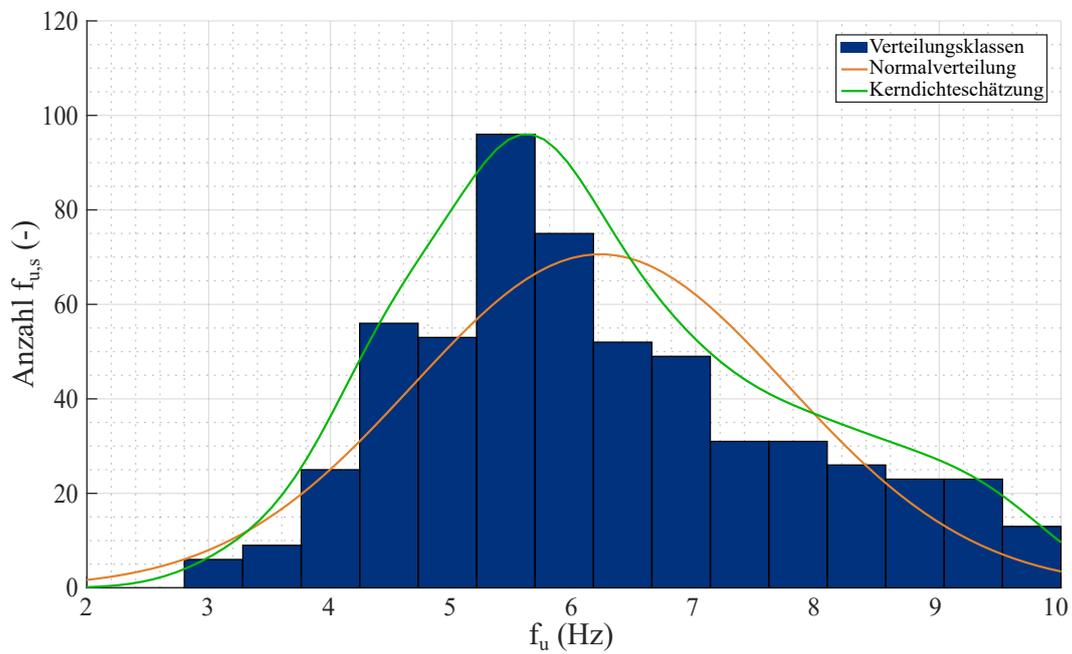
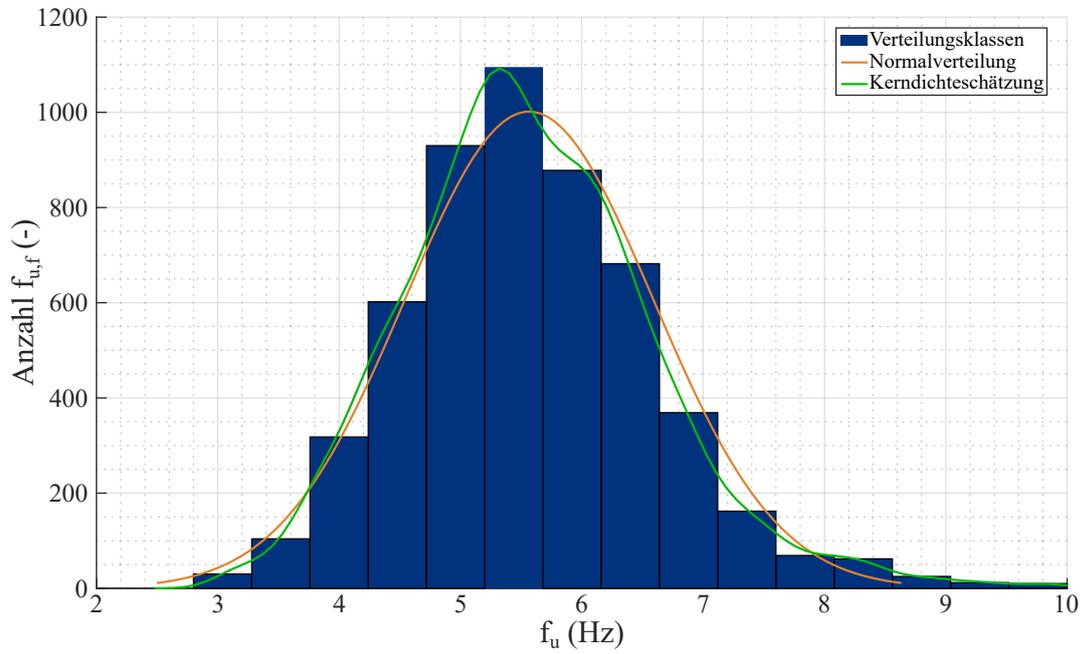
Abbildung 5.15: Beispiel für ein falsch erkanntes  $f_{u,w}$  durch Fluktuation im Crash-Puls.

sich diese mit Kerndichteschätzern identifizieren und weitergehend analysieren. Ist dies nicht der Fall, verhalten diese sich sehr ähnlich der Normalverteilung. In den Abbildung 5.16 und 5.17 sind die angesprochenen Auswertungen dargestellt, wobei oben die Daten für frontale und unten für seitliche Unfälle stehen. Die gleichmäßigere Verteilung der Frequenzen wies der Frontalunfall auf. Diese entsprach nahezu perfekt einer Glockenkurve und die Häufigkeiten waren gleichmäßig abnehmend über die gesamte Breite verteilt. Auch die Kerndichte war demzufolge homogen und lediglich an der Spitze leicht nach links verschoben, aber immer noch in der größten Häufigkeitsklasse gelegen. Herauszustellen war allerdings auch, dass für diese Szenarien sehr viele Daten berücksichtigt wurden und daher nach dem Gesetz der großen Zahlen eine hohe Konvergenz zu erwarten war. Bei den seitlichen Kollisionen gingen stattdessen nur etwa ein Siebtel der Stichproben ein, weshalb dort eine größere Schwankung anzunehmen war. Darüber hinaus traten bedingt durch die weniger steife sowie schwere Bauweise der Türen ohne Crashmanagement-System allgemein höhere Fluktuationen innerhalb der überlagerten

Schwingungen auf. All dies spiegelte sich in der Auswertung wider. Im unteren Bereich bis ca. 5 Hz verteilten sich die  $f_u$  noch nach der Gauß-Kurve, ab ca. 7 Hz fiel diese aber weniger steil ab. Verantwortlich dafür waren Beschleunigungen mit ausgeprägten und schnellen Wechseln an beispielsweise der B-Säule (wie in Abbildung 5.15) mit sehr hohen  $f_u$ . Auch die Kerndichteschätzung weichten dadurch stärker von der Gauß-Kurve ab, sodass die beiden Kurvenmaxima in zwei benachbarten Klassen des Histogramms zu finden waren. Daraus ergaben sich für die Front und Seite zwei unterschiedliche  $f_u$ . Während  $f_{u,f} = 5,86$  für die Front als Spitze der Normalverteilung festgelegt wurde, berechnete sich  $f_{u,s} = 5,67$  für die Seite als Mittelwert aus den Spitzen der Kerndichteschätzung und der Normalverteilung. Weniger kompliziert hingegen gestaltete sich die Auswertung für  $\zeta$ . Sowohl beim frontalen als auch seitlichen Dämpfungsbeiwert traten kaum merkliche Ausreißer oder Abweichungen auf, sodass sich eine annähernd reguläre Normalverteilung ergab. In der Summe verstärkte sich bei den Frontalszenarios stattdessen eine Zentrierung um das erste Intervall der Standardabweichung mit  $\pm \sigma$ . Einzig im positiven Bereich oberhalb von 0,43 erschienen weitere Abweichungen, ebenso wie unterhalb von 0,35. Im zweiten Intervall waren diese nahezu nicht mehr existent. Dementsprechend ähnelten sich Normalverteilung und Kerndichteschätzung, deren Abweichungen an den Spitzen lediglich  $\approx 0,01$  betrug. Verursacht wurde diese Zentrierung durch eine Vielzahl ähnlicher Crashsignale. Aufgrund dessen gingen identische Verläufe im Frequenzdiagramm einher, weshalb die 3-dB-Methode zu geringen Schwankungen bei der hohen Anzahl an Messwerten führte. Unterstützt wurde der Effekt zudem von der Korrektur über die Extrapolation bei zu hoch erkannten  $f_{u,+3,w}$ . Bei seitlichen Unfällen war die Seite links des Erwartungswerts eine perfekte Verteilung der Glockenkurve, nur rechts zeigte das Histogramm einen steileren Abfall der Stichproben. Gleich der Front setzten sich die Abweichungen aber länger fort als im unteren Bereich. Die Hintergründe dazu lagen in den intensiver fluktuierenden und weniger gleichmäßigen Ergebnissen der 3-dB-Methode bei diesem Unfalltyp. Demnach bewegten sich Kerndichteschätzung und Normalverteilung auf dem selben Niveau, da keine Verzerrung in den Daten vorlag. Insgesamt resultierten nur marginale Differenzen für  $\zeta$ , sodass im weiteren Verlauf  $\zeta_f = 0,38$  und  $\zeta_s = 0,36$  festgelegt wurde. Ergänzend sollten die verallgemeinerten Werte mit den jeweiligen einzelnen Mittelungen für die Geschwindigkeit betrachtet werden, um mögliche Abschätzungen auf das spätere Ergebnis vorzunehmen. Im Sinne der Übersichtlichkeit und Länge findet sich diese Analyse in Anhang A.2 wieder, da sich keine relevanten Einflüsse offenbarten.

### 5.2.2 Bestimmung der Massen

Zur Berechnung des Modells war es unausweichlich, die Massen des Ego- und Gegnerfahrzeugs zu kennen. Für die vorliegende Untersuchung wurden diese als bekannt vorausgesetzt bzw. aus den Modellen bestimmt, damit die Untersuchung ohne Abschätzung der Daten durchgeführt

Abbildung 5.16: Verteilungen von  $f_u$  für Front (oben) und Seite (unten).

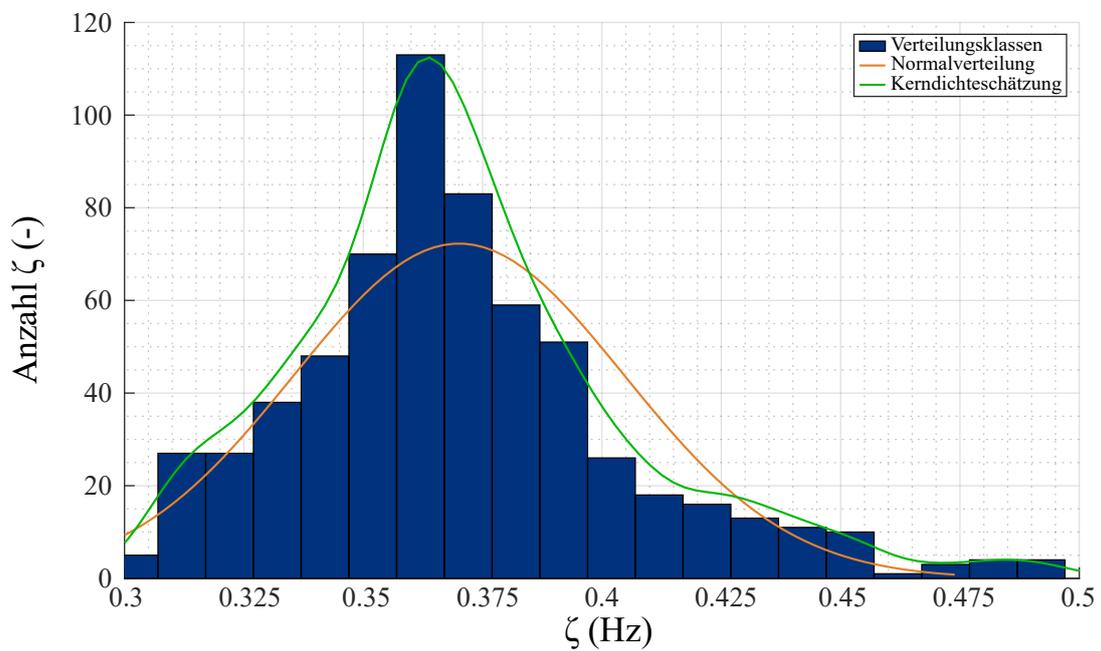
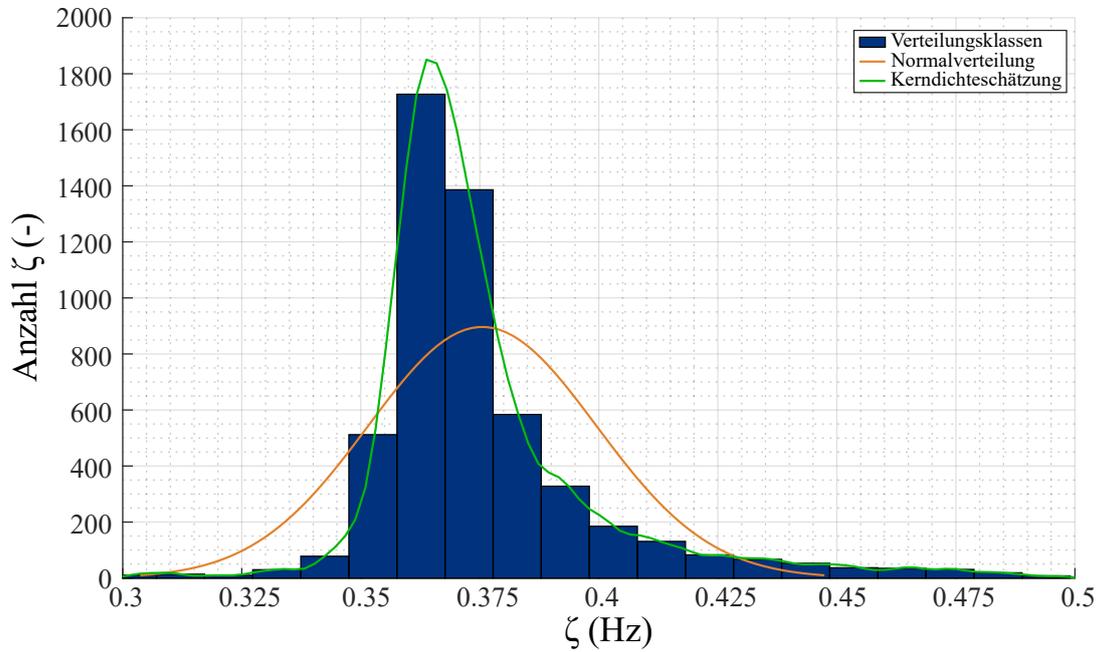


Abbildung 5.17: Verteilungen von  $\zeta$  für Front (oben) und Seite (unten).

werden konnte. In Bezug auf das Egofahrzeug konnte diese Annahme auch so ohne Einschränkungen getroffen werden, da sich die Egomasse auf mehreren Wegen bestimmen lässt. Für die Berechnung des MFD-Modells konnte in diesem Fall die Masse vorab auf Basis von CAD- oder FEM-Modellen ausgelesen werden. Bei einer späteren Feldanwendung kann diese ebenso vom OEM als fester Wert, ggf. auch abhängig von der Ausstattung für jeden PKW separat, im Steuergerät hinterlegt werden. Alternativ kann die Masse adaptiv bei jeder Fahrzeugnutzung direkt online mit Hilfe von massesensitiven Sensoren wie Druck- oder Beschleunigungssensoren gemessen und an das MFD-Modell übergeben werden, sodass immer ein exakter Wert vorliegt. Deutlich schwieriger gestaltet sich die Parametrisierung des Unfallgegners, die sich nicht direkt bestimmen lässt. Zwei Optionen stehen dafür aktuell zur Verfügung. Die erste basiert auf einer Clusterung unterschiedlicher Fahrzeugtypen, denen ein spezifische Massenbereich zugeordnet ist. Dieser wird fest für Fahrzeuge der entsprechenden Kategorie im Steuergerät hinterlegt. Bestimmt wird die Fahrzeugkategorie über geometrische Kennwerte des Objekts, die mit der Umfeldsensorik gemessen wurden. Dazu gehören etwa die Breite und Länge des Objekts. Erweitert werden kann die Bestimmung beispielsweise um zusätzliche Informationen wie Spurweite oder Radstand des Objekts, welche sich über die Fahrdynamik und deren Prädiktion mit Kalman-Filtern annähern lassen. Berücksichtigt werden können in diesem Zusammenhang auch Toleranzen, die von den Sensorunschärfen der Pre-Crash Sensorik ausgehen. Über eine Wahrscheinlichkeitsverteilung, welche zuvor anhand einer Datenbank angelernt wurde und im Steuergerät hinterlegt ist, werden die Objektparameter anschließend den Fahrzeugtypen und ihren Massen zugeordnet. Als einfaches Beispiel können dazu zwei Gruppen dienen: Einmal Kleinwagen mit einer Größe im Rahmen von  $l \times b = 3,80 - 4,20 \times 1,60 - 1,80$  m und SUV mit  $l \times b = 4,70 - 5,00 \times 1,90 - 2,10$  m. Über die Wahrscheinlichkeitsschätzung wird den Fahrzeugen eine statistisch gemittelte Masse von  $m_{kw} = 1000 - 1200$  kg bzw.  $m_{suv} = 2000 - 2400$  kg zugeteilt, sodass für das MFD-Modell eine gegnerische Masse vorliegt.

Die zweite Alternative besteht in der Übermittlung der Masse durch Car2X-Kommunikation. Am Verkehr teilnehmende Objekte kommunizieren dabei untereinander und tauschen über zweckgebundene Nahbereichskommunikation oder cellulare V2X-Systeme Informationen übereinander aus. Da die Fahrzeuge ihre eigene Masse kennen oder direkt bestimmen können, senden sie die Daten im Pre-Crash an den Unfallpartner und vice versa, was eine exakte Schätzung realisiert. Langfristig können so auch Steifigkeiten und Dämpfungen übertragen werden, um das MFD-Modell weiter zu spezifizieren. Nach aktuellem Stand der Technik ist es jedoch wahrscheinlich, dass zuerst das Cluster-Verfahren angewendet und bei steigender Verbreitung durch V2X-Systeme ersetzt wird.

Für den weiteren Verlauf der Arbeit wurde die Masse des Gegnerfahrzeugs gleich der des Egos gesetzt. Einerseits wurden für die Untersuchungen die identischen Fahrzeugmodelle verwendet, andererseits war im Zuge der Arbeit keine der oben genannten Option umsetzbar.

## 5.3 Adaption der Parameter auf die Crashszenarien

Im vorherigen Abschnitt wurden die fundamentalen, festen Parameter für die MFD-Modelle eingeführt. Der kommende Teil beschäftigt sich mit den variablen Parametern  $o_j$  sowie  $v_j$  und deren Adaption für die individuellen Szenarien.

### 5.3.1 Bestimmung der Überdeckung

In der Herleitung des vierfachen Kelvin-Modells wurde bereits die Bedeutung der Überdeckung für die Approximation der Unfallschwere deutlich. Mit deren Hilfe wurden die beteiligten Massen, Steifigkeiten und Dämpfungen des Fahrzeugs verteilt und auf diese Weise die Parameter für das Szenario festgelegt. Bestimmt wurde die Überdeckung von dem Winkel zwischen den Fahrzeugen  $\alpha$  sowie den geometrischen Abmaßen  $l_j$  und  $b_j$  beider Fahrzeuge einschließlich deren Konturen. Dabei standen mehrere Methoden zur Verfügung, mit der eine vorausschauende Schätzung der Überdeckung auf Basis der Umfeldsensoren durchgeführt werden konnte. Vorab galt es festzulegen, auf welche Weise die Konturen der Fahrzeuge abgebildet werden sollten, da deren Form die Schätzung beeinflusste. Dies betraf vornehmlich das gegnerische Fahrzeug, da die eigene Form als bekannt vorausgesetzt werden konnte. Am bekanntesten und schnellsten für diesen Zweck sind BB, die mit einer kleinstmöglichen Fläche die Messpunkte umschließen. Diese werden während des Objekttrackings aufgebaut und über mehrere Messzyklen optimiert, sodass sich aus den Koordinaten im Raum anschließend direkt deren Länge und Breite respektive die des Objekts berechnen lässt. Zwar geben BB den Stand der Technik bei der Konturdefinition wieder, sind jedoch für eine Anwendung im Pre-Crash oftmals nicht ausreichend genau. Beispielsweise schätzen sie Überhänge durch die Kanten der BB, die bei realen Fahrzeugen nicht auftreten (vgl. Abbildung 5.18 links, schraffierte Flächen). Besonders bei der Bestimmung eines unvermeidbaren Unfalls, welcher u. a. über die Schnittpunkte der BB führen kann, sowie der Überdeckung für die Unfallschwereschätzung entstehen Fehlerquellen, die zu falschen Approximationen führen. Aufgrund dessen wurden am Forschungsinstitut C-ISAFE zwei neue Methoden zur Konturschätzung erforscht.

(a) Reduzierte Hüllkurven nach (Schneider u. a. 2019)

Diese neue Methode wurde vom Verfasser als Nebenprojekt zusammen mit einem Bacheloranden erfunden, bei der die Konturschätzung in vier sukzessiven Berechnungen erfolgt. Zuerst wird mit Hilfe des Graham Scan um die aus LiDAR oder Radar erhaltenen Messpunkte eine komplexe, nichtstetige, konvexe Hülle gelegt (Graham 1972). Alle Punkte innerhalb der Kontur werden verworfen. Anschließend reduziert der Algorithmus über drei Kriterien die Anzahl der verbliebenen Messpunkte, ermittelt Eckpunkte und fasst die Hüllkurve zu einer vereinfachten Kontur zusammen. Kriterien, ob Punkte bzw. Kanten der komplexen Hüllkurve reduziert und zusammengefasst werden, sind

- die Länge der einzelnen Kanten gegenüber einem Grenzwert. Wird dieser erreicht, bleibt die Kante bestehen;
- der Winkel an einem Messpunkt zwischen zwei Kanten, der einen vorgegebenen Mindestwert erreichen muss. Andernfalls wird der Messpunkt gelöscht und durch eine direkte Verbindung der benachbarten Punkte ersetzt;
- die Summe mehrerer kleiner Winkel innerhalb einer kurzen Kantenlänge überschreitet einen Grenzwinkel. Ergeben z. B. die Winkel zwischen den Kanten dreier Messpunkte innerhalb von 10 cm mehr als  $10^\circ$ , bleibt der mittlere Punkt bestehen und die anderen beiden werden gelöscht.

Erfüllt ein Punkt ein oder mehrere Kriterien, wird dieser als Eckpunkt definiert. Nach dem Filtern verbleiben aus der Punktwolke insgesamt sechs bis acht Eckpunkte übrig, welche die vereinfachte Kontur bilden. Aus diesen werden im dritten Schritt die Front und Seite des Fahrzeugs abgeleitet. Absteigend werden die längsten Linien der Kontur extrahiert und mit einem Mindestmaß für Seite und Front verglichen. Ist die Seite festgelegt, werden die weiteren Kanten nur noch auf potenzielle Frontlinien getestet. Zudem ist der Winkel zwischen den Linien von Bedeutung, der sich mit Toleranzen im Bereich von  $90^\circ$  bewegen muss. Sind Front und Seite bestimmt, schließt Schritt vier die Konturschätzung ab, um auch die für die Sensoren verdeckte Seite zu erhalten. Dafür wird eine senkrechte Linie auf die Mitte der Frontkante projiziert und als Mittelachse des Fahrzeugs vorgegeben. An dieser werden alle bekannten Linien gespiegelt, sodass abschließend eine vollständig geschätzte Fahrzeugkontur einschließlich berechenbarer Länge und Breite vorliegt. Aus dieser Methode sind zwei Patente hervorgegangen: EP3788594A1 sowie DE102018200604A1.

(b) Three–Arc–Method nach (Sequeira u. a. 2020a)

Die zweite Variante schätzt die Kontur ebenfalls basierend auf LiDAR–Daten und zielt darauf ab, über drei Kreise die abgerundete Front des Fahrzeugs zu schlussfolgern. Dafür werden im Preprocessing alle Messpunkte in eine 2D–Ebene projiziert und Streuungen über die euklidischen Abstände der Punkte untereinander eliminiert. Alle anderen werden darauf aufbauend zu Clustern zusammengefasst sowie auf ein  $\alpha = 0^\circ$  gedreht. Die Breite ist damit über den Abstand der beiden äußeren Punkte definiert. Anschließend startet der Algorithmus, indem dieser in jedes Cluster ein Polynom fünften Grades legt. So liegt z. B. für den x–Messbereich ein Polynom von  $-0,5\text{ m}$  bis  $0,5\text{ m}$  und eines von  $0,5\text{ m}$  bis  $1,5\text{ m}$  stetig verbunden vor. Diese Polynome werden hinsichtlich deren Krümmungsverlaufs analysiert und es entsteht eine Kurve mit zwei negativen und einem positiven Extrema. Die Punkte auf den Polynomen an den x–Koordinaten der Extrema werden als Stützpunkte betrachtet. Folgend sucht der Algorithmus nach einem Kreis, der durch alle drei Ankerpunkte verläuft. Dieser Bogen mit großem Radius formt den

Kühlergrill. Zwei weitere kleine Kreise werden analog dazu in die jeweiligen Außenpunkte und den benachbarten Ankerpunkt gelegt. Auf diese Weise ist die Frontkontur des Fahrzeugs bestimmt. Die seitliche Kontur wird ergänzt, indem die äußeren Punkte bis zur Höhe des am weitesten entfernten Messpunkts mit einer Geraden parallel zur Mittelachse (gleiches Vorgehen wie zuvor) verbunden werden.

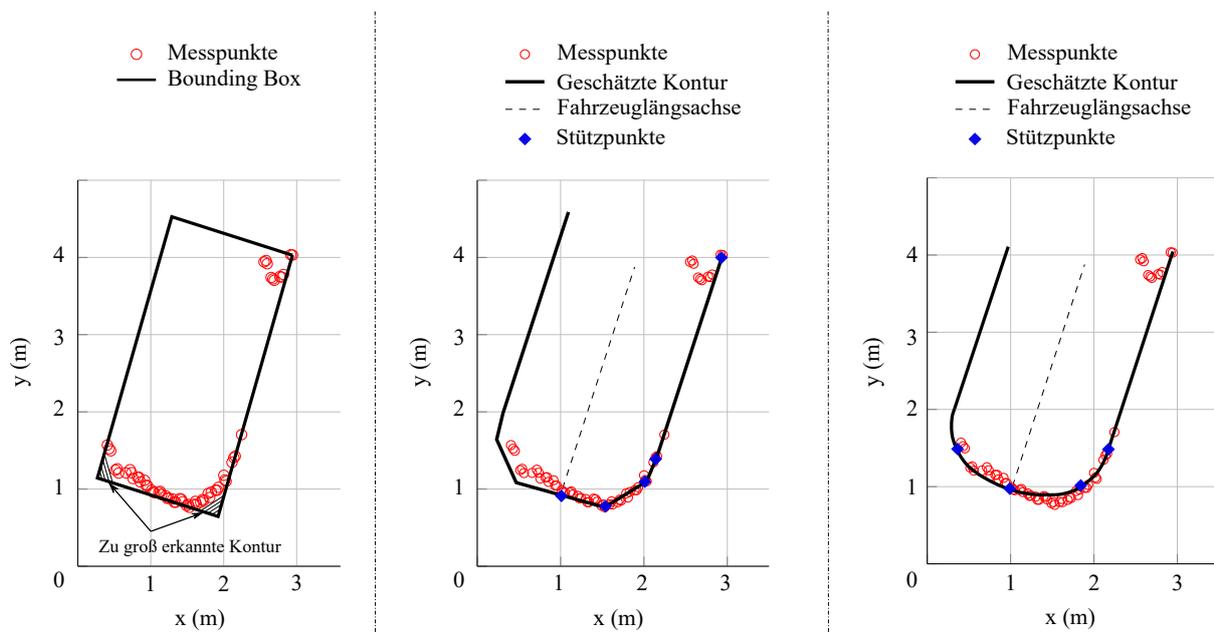


Abbildung 5.18: Methoden zur Konturschätzung; Links: Bounding Box; Mitte: Reduzierte Hüllkurve; Rechts: Three-Arc-Method, angelehnt an (Schneider u. a. 2019; Sequeira u. a. 2020a).

Nach Abwägen der Methoden gegeneinander fiel die Wahl zur Konturdarstellung der Fahrzeuge auf die Three-Arc-Method. Dies war vornehmlich mit der Tatsache begründet, dass mit dieser bereits in anderen Teilbereichen der Pre-Crash-Forschung am Institut gearbeitet wurde, z. B. bei der Unvermeidbarkeitsschätzung. Darüber hinaus näherte die abgerundete Kontur sich noch exakter realen Fahrzeugen an als die reduzierte Hüllkurve mit einer eckigen Außenform. Nachdem die Methoden für die Konturschätzung bestimmt waren, musste daraus die Überdeckung zwischen Ego- und Gegnerfahrzeug abgeleitet werden. Für gewöhnlich wird diese in Prozent angegeben. In der Literatur, bei Prüforganisationen sowie Herstellern existiert zu diesem Zweck jedoch keine einheitliche Definition. Je nach Szenario verwenden diese wechselnde Außengrenzen sowie Verbindungslinien, um die Fahrzeugfront des Gegners auf das eigene Fahrzeug zu projizieren. Vice versa ist auch die Überdeckung des Egos auf den Unfallpartner nicht fest reglementiert. Einzige Ausnahmen dazu bilden Frontalunfälle mit  $\alpha = 0^\circ$ . Da die Fahrzeuge direkt aufeinander zu fahren, entsprach in diesen Szenarien  $o_j$  jeweils dem Verhältnis der absolut überdeckten Fläche zur gesamten Breite des Fahrzeugs.

$$o_{j,\alpha=0^\circ} = \frac{b_{j,\ddot{u}}}{b_j} \quad (5.49)$$

Für alle anderen Szenarien haben sich mit der Zeit dennoch drei bis vier Methoden etabliert (James Saunders u. a. 2010; Stephen Cassatta, Mark Cuddihy, Mark Para Weerappuli and Mike Scavnicky 2013). Vorab war zwischen frontalem und seitlichem  $o_j$  zu unterscheiden. Während für  $o_{j,f}$  mehrere Ansätze vorhanden waren, existiert für  $o_{j,s}$  nur ein einziges, dafür aber allgemeingültig angewandtes Verfahren. Hintergrund davon war, dass US und Euro NCAP bisher bei Seitenunfällen nur  $\alpha = 90^\circ$  testen, bei denen simultan zum Frontunfall 100 %-igen Überdeckung des Gegners besteht. Im Bereich der frontalen Überdeckung sind dies folgende, die mittels eines Beispiels für jede Methode in Abbildung 5.19 bildlich vorgestellt werden:

(a) Fahrzeugseiten (A)

Bei dieser Variante wird von beiden Fahrzeugen die Außenkante der sich überdeckenden Fronten linear verlängert, bis diese die Kontur des anderen schneidet. Den Wert in aktuellen Crashtests gibt das eigene Fahrzeug vor, wohingegen der Wert des Gegners zur Definition des Szenarios keine Rolle spielt. Bekannt ist diese Variante durch die Verwendung der NHTSA bei ODB-Tests mit  $o_{e,f} = 50\%$ .

(b) Längsträger des Ego (B)

Bei (B) ändert sich die Bezugslinie des Egofahrzeugs auf das entgegenkommende Auto. Diese beruht auf der Annahme, dass die Strukturen zwischen Fahrzeugseite und Längsträger des Crashmanagement-Systems keine Kraft absorbieren. Somit sind diese für das Unfallgeschehen vernachlässigbar. Die Überdeckung resultiert aus der gedachten Verlängerung der Längsachse des Trägers auf die Front des Gegners. Die Projektion der Partnerseite bleibt hingegen unverändert. Kritisiert wird dabei, dass bei höheren Geschwindigkeiten die sehr steife Felge und mit ausreichender Eindringtiefe die A-Säule ignoriert werden. Dies stelle was sich bei Versuchen wiederholt als nicht korrekt heraus.

(c) Beide Längsträger (C)

Hierbei wird für beide Fahrzeuge die Verlängerung der Trägerlängsachse (gelb markiert) für die Überdeckungen herangezogen. Verwendung findet diese Definition bei Small-Overlap-Tests, die nicht nach (A) festgelegt werden und keine standardisierten  $o_{e,f} = 25\%$  aufweisen. Diese gelten infolgedessen nur für diese spezifische Gegebenheit und sind mit einer geringen Überdeckung verbunden. Deswegen, aber auch aus dem Unwissen über die Position des gegnerischen Längsträgers heraus, wird (C) für alle Anwendungen außerhalb von Versuchshallen ausgeschlossen.

(d) Tangente Gegnerfahrzeug (D)

Die letzte Methode geht allein von Projektionen des eigenen Fahrzeugs aus und ist neben (A) das gebräuchlichste und in ein der Industrie oft herangezogenes Vorgehen. Dabei wird, im Schaubild von links kommend, wieder die überdeckte Fahrzeugkante verlängert. Die nicht überdeckte Kante wird stattdessen parallel verschoben, bis sie eine Tangente durch den äußersten Punkt des Partners bildet.

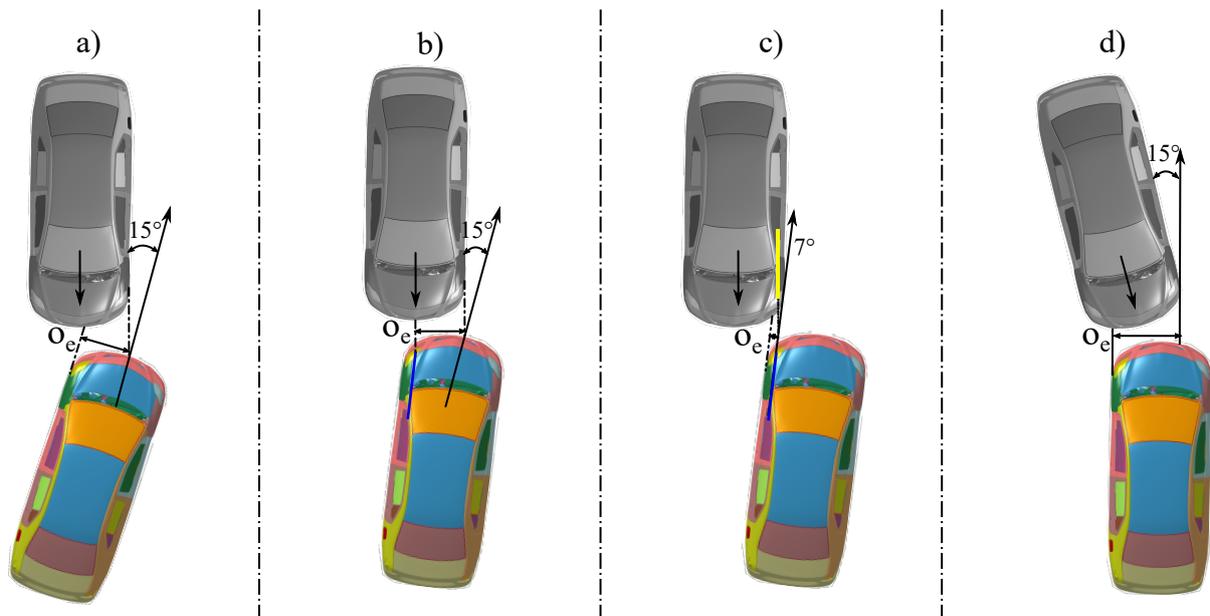


Abbildung 5.19: Ansätze zur Definition der Überdeckung, u. a. nach (James Saunders u. a. 2010; Stephen Cassatta, Mark Cuddihy, Mark Para Weerappuli and Mike Scavnicky 2013).  
Farbig: Ego; grau: Gegner.

Weitere Methoden sind u. a. Kombinationen von (A), (B) oder (D). Darüber hinaus werden (A) und (D) modifiziert und die Grenzen vom Punkt des ersten Kontakts zwischen beiden Fahrzeugen mit der Verlängerung bzw. zur Tangente als Grenzen festgesetzt. Für den weiteren Verlauf der Arbeit wurden aus den genannten Gründen (B) und (C) zur Schätzung der Überdeckung ausgeschlossen, sodass (A) und (D) zur Auswahl standen. Welche der beiden Methoden besser für die Pre-Crash-Approximation geeignet war, wurde in einer Masterarbeit untersucht. Weitere Teile dieser Arbeit waren zudem die Erweiterung der Methoden zur Approximation der Überdeckung auf das gegnerische Fahrzeug und das Festlegen von Ansätzen zur Überdeckung bei Seitenunfällen.

Ziel der Arbeit war es, eine Aussage darüber zu treffen, ob Methode (A) oder (D) für eine gesamtheitliche Schätzung der Überdeckung genauere Ergebnisse berechnete. Für den vorliegenden Fall bedeutete dies gesamtheitlich, alle möglichen Einschlagpunkte entlang der Fahrzeugfront zusammen mit allen Winkeln  $0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$  abzudecken. Als Referenzwerte für  $o_{j,f}$  dienten die FEM-Simulationen, aus denen unterschiedliche Szenarien mit großen und kleinen  $\alpha$  sowie Einschlagpunkten am Rand und in der Mitte ausgewählt wurden. Mit Hilfe des internen Koordinationssystems von LS-Dyna und den CAD-Modellen konnten die jeweiligen Überdeckungen direkt über die FEM-Knoten ausgemessen und in deren Verhältnis zur Fahrzeugbreite gesetzt werden. Diese berechnete sich nach

$$o_{j,f} = \frac{y_{b,j}}{b_j} \cdot 100, \quad (5.50)$$

wobei  $y_{b,j}$  die Distanz zwischen den y-Koordinaten des Schnittpunkts mit der Ego-Kontur und

dem seitlichsten Punkt des Fahrzeugs darstellte. Einen Einfluss auf diese Referenzwerte hatte unbestreitbar die Auftreffgeschwindigkeit und damit die Verformungsenergie, weshalb das Fahrzeug mit steigender Geschwindigkeit stärker deformiert wurde. Da einerseits die untersuchten Methoden auf geometrischen Beziehungen der Fahrzeuge untereinander beruhten, konnte dieser Effekt nicht direkt in die Betrachtung einfließen. Andererseits gestaltete sich eine möglichst allgemeine Aussage bzw. eine physikalische Berücksichtigung aufgrund der individuellen Crashstrukturen äußerst komplex. Über Ansätze aus der analytischen Mechanik wie etwa der virtuellen Arbeit nach dem Prinzip von d'Alembert kann dies zwar theoretisch betrachtet werden, allerdings können im Pre-Crash-Geschehen weder die notwendigen Informationen noch die Berechnung zeitlich realisiert werden. Darauf begründet wurden die FEM-Simulationen bei mittlerer Geschwindigkeit von  $v = 50 \text{ km/h}$  analysiert. Der Gedanken war, das Mittel für alle Geschwindigkeitsbereiche zu verwenden.

Wie zu erwarten, zeigten sich bei Szenarien mit kleinen  $\alpha$  und Einschlagspunkten um die Mitte der Front nur geringfügige Unterschiede zwischen (A) und (D). Dies war vornehmlich durch die Tatsache bedingt, dass beide Methoden dieselbe äußere Bezugskante nutzten. Darüber hinaus schwand in solchen Situationen mit geringer werdender Drehung des Gegners der Einfluss von  $\alpha$  zusehends. Dadurch näherte sich die Tangente immer mehr an die verlängerte Kante von (A) an, bis diese bei  $0^\circ$  mit  $o_{e,f} = 100\%$  übereinander lagen. (A) schätzte dennoch die Überdeckung durchgehend höher ein als (D) und inkludierte die anteilige Struktur bzw. den Effekt des Kraftflusses. Anderweitig gestalteten sich  $o_{e,(A)}$  und  $o_{e,(D)}$ , wenn große  $\alpha$  verbunden mit Einschlagspunkten abweichend von der Fahrzeugmitte auftraten. Abbildung 5.20 zeigt die beiden Option. Im linken Teilbild sind Szenarien zu sehen, in denen der Gegner aus seiner Fahrtrichtung kommend nicht die Mitte des Egofahrzeugs kreuzt. Bei Szenarien dieser Art traten zunehmend große Differenzen in der Überdeckungsschätzung auf. Ab einem gewissen Punkt traf die verlängerte Gegnerseite aus  $o_{e,(A)}$  nicht mehr auf die Kontur des Egos (grün). Infolgedessen konnte ein Schnittpunkt nur noch mit einer ebenfalls einzuführenden Verlängerung der im Beispiel linken Egoseite bestimmt werden. Daraus resultierte jedoch immer eine Schätzung im hohen zweistelligen Bereich für die Überdeckung. Gerade bei Einschlagspunkten um den Scheinwerfer deckte sich dies aber nicht mit der Realität, da der gegenüberliegende Teil der Crashmanagement-Struktur auf Grund der auftretenden Rotation des eigenen Fahrzeugs sowie des Abgleitens des Unfallpartners nicht an der Energieabsorbtion beteiligt war. Im Beispiel würde das graue Gegnerfahrzeug die rechte Seite deformieren, während dieses sich durch den Stoß des Egofahrzeugs nach links wegdrehen und die linke Egoseite ohne Energieaufnahme bleiben würde. Bei der Approximation nach (D) hingegen verringerte sich mit steigendem  $\alpha$  die geschätzte Überdeckung. Die Front des Gegners drehte sich zunehmend weg vom Egofahrzeug, die Tangente verschob sich näher zur Fahrzeugaußenseite und reduzierte die geschätzte Überdeckung (magenta). In Summe war (D) in solchen Lastfällen höher als (A) zu bewerten. Gegensätzlich sieht die Approximation der Überdeckung aus, wenn das graue Fahrzeug die Mittellinie des Egofahrzeugs überschritt (mittig). Mit sich nach außen verschiebendem Ein-

schlagpunkt näherten sich beide Varianten wieder aneinander an. Abhängig davon sowie von  $\alpha$  lagen beide gedachten Geraden im ausgeprägtesten Fall seitlich des Egos und es existierte kein Schnittpunkt mit dessen Kontur. Nichtsdestotrotz kam es zu einem Unfall, bei dem immer eine große Überdeckung der Egofront mit geringem Anteil der Gegnerfront sowie dessen Seite vorlag. Darüber hinaus rotierte der Unfallgegner durch den Stoß weiter in die Trajektorie des Egoahrzeugs, wodurch die effektive Überdeckung weiter stieg. Traten solche Lastfälle auf, bestimmten beide Methoden die Überdeckung zu  $o_{e,f} = 100\%$ . Je nach Geschwindigkeit und Auftreffort war dieser Wert allerdings als zu hoch anzunehmen, weshalb für diese Bedingungen weder (A) noch (D) ausreichend zufriedenstellende Resultate erzielten. Aufgrund dessen wurde eine neue Methodik untersucht, die Projektion der Tangente auf das Egofahrzeug (E). Diese wurde vom Autor entwickelt. Dabei wurde zuerst eine Senkrechte auf die Mittelachse des Unfallpartners gelegt (rechter Bildabschnitt). Anschließend wurde diese entlang der Mittelachse verschoben, bis sie als Tangente an der Kontur des eigenen Fahrzeugs anlag. Zuletzt wurde vom Schnittpunkt der Tangente mit der Gegnerkontur eine Parallele zur verlängerten Egoseite bestimmt. Der Parameter  $o_{e,(E)}$  ergab sich aus dem Abstand beider Geraden. Vorteilhaft von (E) gegenüber (A) und (D) in solchen Szenarien war, dass mit zunehmendem  $\alpha$  die Überdeckung stieg und nicht direkt  $100\%$  erreichte, aber auch bei geringen Crashwinkeln die Überdeckung dementsprechend abnahm. Trotzdem konnte bei  $\alpha = 90^\circ$  ein  $o_{e,(E)} = 100\%$  erreicht werden. (E) berücksichtigt in solchen Szenarien die Drehung und die im Unfall beteiligte Seitenstruktur des Gegnerfahrzeug, ohne diese überzubewerten. Nachteilig an (E) war jedoch, dass sie für Unfälle ohne Überqueren der Mittelachse keine oder sehr niedrige Werte  $o_{e,f}$  ergab.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen konnte somit keine eindeutige Entscheidung für (A), (D)

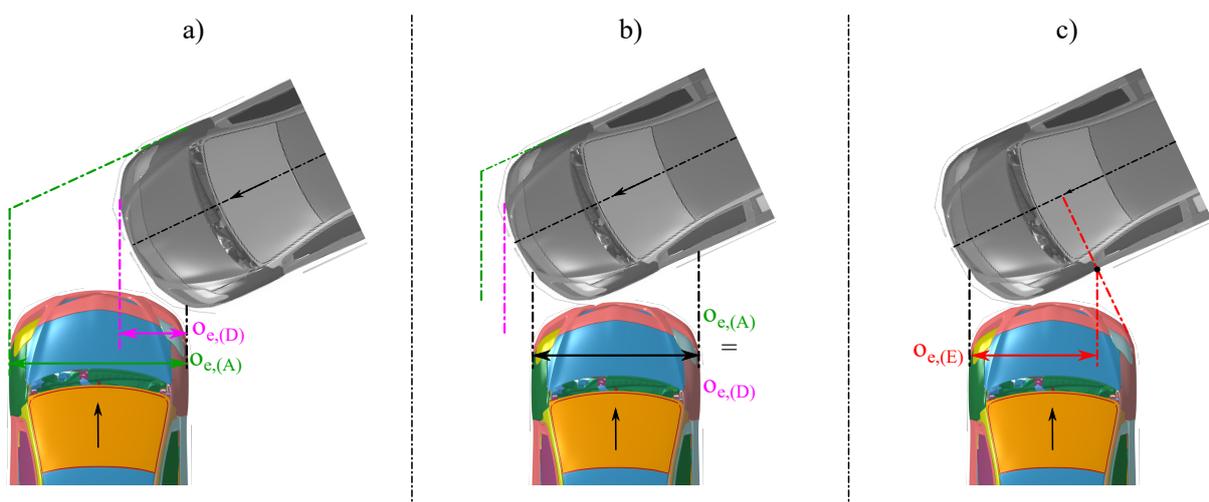


Abbildung 5.20: Links: Unterschied zwischen (A) und (D) bei großen Winkeln und positivem Einschlagpunkt; Mitte: Gleiches Ergebnis von (A) und (D) bei negativem Einschlagpunkt; rechts: Ergebnis nach neuer Methode (E).

oder (E) getroffen werden, da alle Herangehensweisen winkel- und positionsabhängig wechselnde, falsche oder keine Ergebnisse erreichten. Folgerichtig wurde untersucht, inwiefern mit einer

Lastfallunterscheidung unter Einbezug von  $\alpha$  und  $I$  die Überdeckung mit jeweils der genaueren Variante angenähert werden konnte. Die FEM repräsentierte auch dafür die Referenz, welche  $o_{e,f}$  für ab- und aufsteigende  $\alpha$  an inneren und äußeren  $I$  gegenübergestellt wurden. Aufgrund der großen Menge möglicher Kombinationen erfolgte eine Betrachtung sowohl zufälliger als auch festgelegter Stützpunkte, wie das Small-Overlap Szenario nach NCAP. Die Betrachtung auf (D) und (E) eingeschränkt, da sich beide Methoden bereits für spezifische Bereiche vorteilhafter zeigten. Während der Analyse der Werte in Abhängigkeit von Winkel und Position kristallisierte sich ein leicht gekrümmter Verlauf für die Grenze heraus, bei der entweder (D) oder (E) zu bevorzugen war. Erklären ließ sich dies durch die Drehung der Tangente über den Kosinus oder Sinus von  $\alpha$  im Koordinatensystem. Vereinfacht war dieser über eine in die Datenpunkte gelegte Gerade annäherbar. Als Resultat bildete diese Gerade die Grenze zur Anwendung von (D) oder (E) für den jeweiligen Lastfall. Visualisiert ist dies in Abbildung 5.21. Entsprechend der Prädiktion der Unvermeidbarkeitsschätzung wurden die Crashparameter in die Dreiecke der Matrix eingeordnet und mit der dort verankerten Methode die frontale  $o_{e,f}$  berechnet. Nachdem die Approximation für das Ego somit durchführbar war, musste die Prognose für das

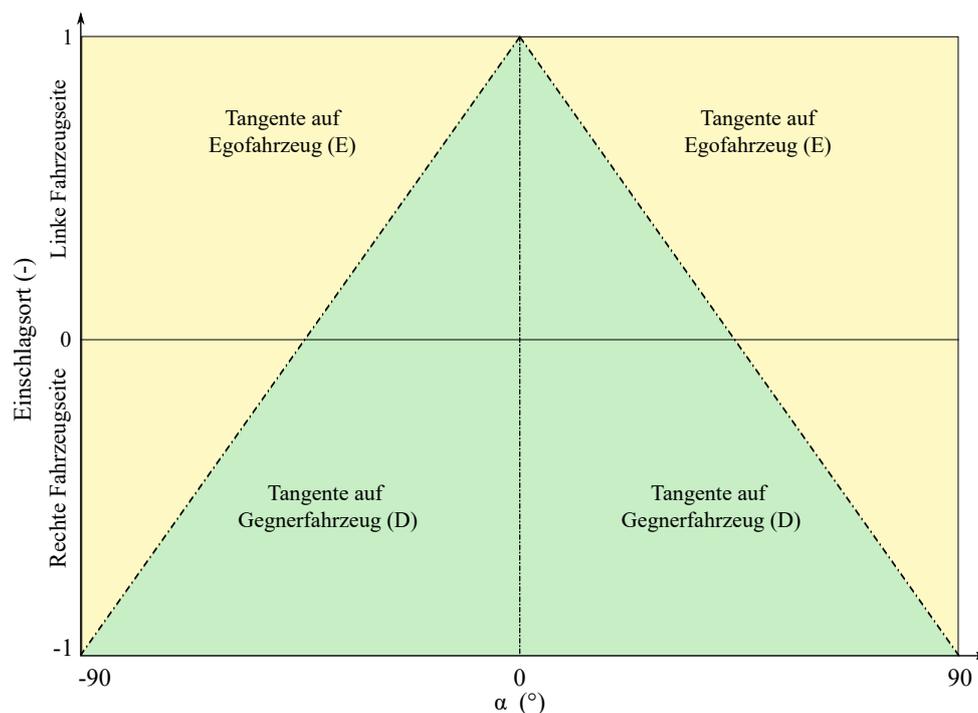


Abbildung 5.21: Anwendungsbereiche der ausgewählten Methoden (D) und (E).

Gegnerfahrzeug zur Lösung des Kelvin-Modells (vgl. Kapitel 5.1.2) aufgesetzt werden. Effektiv lag für beide Automobile ein Frontunfall vor, infolgedessen war diese Berechnung über dieselben Methoden umsetzbar. Diese wurden analog auf den Gegner übertragen, womit die Überdeckung beider Unfallbeteiligten spezifisch vorlag.

Bei Seitenunfällen war, wie zu Beginn des Abschnitts außer für  $\alpha = 90^\circ$ , keine feste Vorgehensweise für die Überdeckung bestimmt. Daher wurden drei Methoden neu aufgesetzt und gleich der Front auf deren Anwendbarkeit hin untersucht. Diese sind in Abbildung 5.22

veranschaulicht.

(a) Tangente auf Gegnerfahrzeug (F)

Diese Methode entspricht der Vorgehensweise des frontalen Crashes. Dabei wird eine Senkrechte auf die Kontur bzw. die Mittelachse des eigenen Kraftwagens gelegt. Anschließend wird diese so verschoben, bis diese eine Tangente am Gegner bildet. Ergänzend dazu wird die dem Ego zugewandte Gegenseite auf die eigene Silhouette verlängert. Der Parameter  $O_{e,s}$  entspricht wieder der Distanz zwischen den beiden Schnittpunkten.

(b) Verlängerung Fahrzeugseiten (G)

Bei (G) werden beide Seiten des Unfallpartners auf das Egofahrzeug verlängert. Die Strecke zwischen den Schnittpunkten beider Geraden mit der des Ego ergibt den für die  $o_{e,s}$ -Berechnung heranzuziehenden Wert.

(c) Sonderfall  $\alpha = 90^\circ$

Dieses Szenario stellt einen Sonderfall von (F) und (G) dar und veranschaulicht die bisher einzig angewandte Methode. Beide Varianten erzielten in diesem Lastfall die gleiche Überdeckung, wodurch mit diesem keine zusätzlichen Informationen gewonnen werden konnten.

(d) Einschlagspunkt Ego (H)

Die letzte neue Methodik definiert die  $o_{e,s}$  über die Verlängerung der egoabgewandten Fahrzeugseite des Gegners. Als zweiten Stützpunkt für die Strecke von  $o_{e,s}$  wurde der Einschlagsort am eigenen PKW herangezogen.

Für alle vier Varianten galt eine notwendige Bedingung bei Einschlagspunkten im hinteren Teil des PKW. Befand sich  $I$  so weit hinten, dass ein äußerer Schnittpunkt mit dem Ego nicht mehr möglich war, wurde die Distanz zwischen dem Heck des Egos und dem inneren Schnittpunkt für  $o_{e,s}$  festgelegt.

Sowohl (F) als auch (G) wiesen bei deren Anwendung die schon eingeführten Vor- und Nachteile bei zu- und abnehmendem  $\alpha$  auf. Daher sei an dieser Stelle auf ein wiederholtes Ausführen verzichtet. In Bezug auf (H) war festzuhalten, dass diese sich in weiten Teilen gleich wie (F) verhielt. Der Unterschied lag lediglich in der anderen Definition des inneren Kontaktpunkts, der sich bei kleinem  $\alpha$  immer mehr an den von (F) anglich und bei großem  $\alpha$  in die Mitte der Front verschob; bei derselben Fahrtrichtung war dies umgekehrt der Fall. So verringerte sich  $o_{e,s}$  ebenfalls zusehends, allerdings mit deutlich schneller ansteigendem Verlauf. Kritisch gestalteten sich Winkel um  $\pm 90^\circ$ , bei denen wegen des ersten Kontakts in der Fahrzeugmitte  $o_{e,s}$  nur über die halbe Breite des Gegners geschätzt wurde. Dieser systematische Fehler offenbarte sich bei der Überprüfung als nicht realitätsgetreu, weswegen (H) nicht weiter in der Analyse berücksichtigt wurde. Folglich blieben (F) und (G) zur Approximation übrig. Korrespondierend mit den Erfahrungen aus der Frontschätzung war eine einzelne Methodik

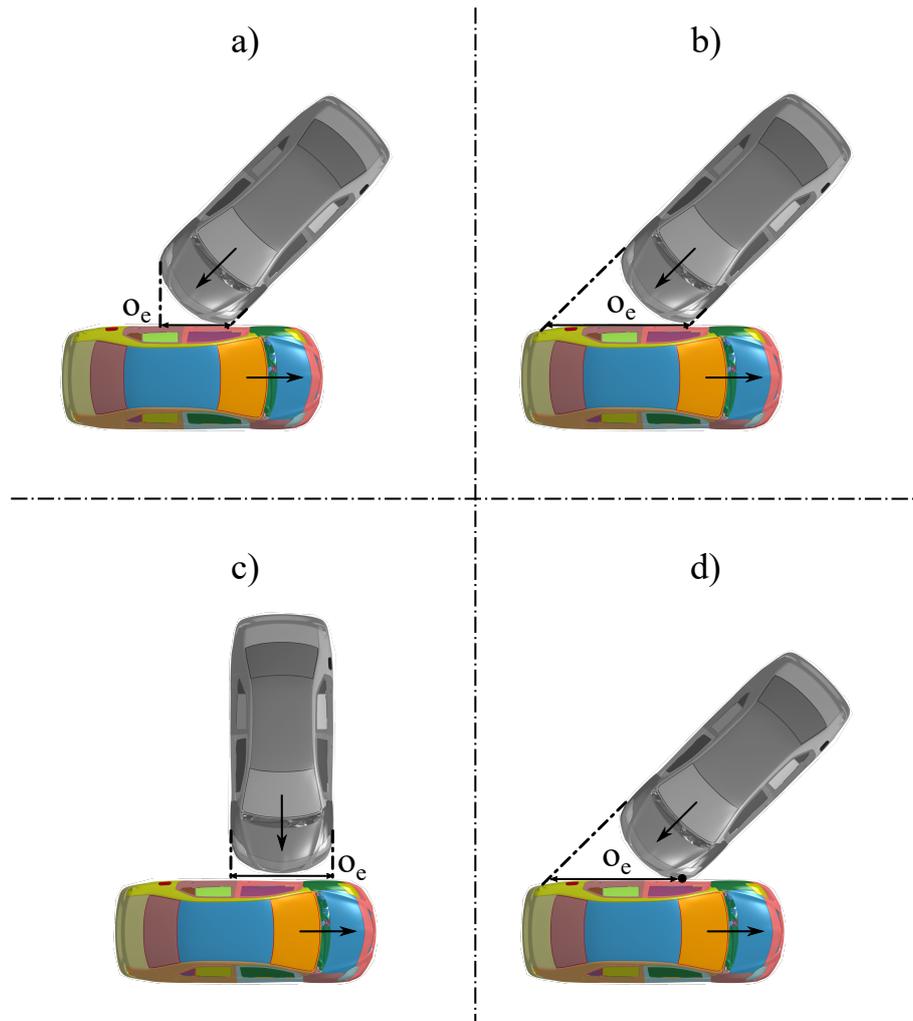


Abbildung 5.22: Mögliche Methoden zur Bestimmung der Überdeckung für Szenarien mit seitlichen Einschlägen.

für alle Lastfälle nicht zu erwarten, was sich bei Stichproben bestätigte. Die Schätzung nach 5.50 sowie 5.52 wurde über zwei Gewichtungsfunktionen umgesetzt, die drei Bereiche mit jeweils einer Methode verbanden. In den Bereichen mit sehr kleinen bzw. sehr großen Winkeln zeigte (F) die genauesten Übereinstimmungen mit der FEM, denn (G) schätzte wieder zu hohe Überdeckungen für den Realfall. Zwar trat durch Ab- und Entlanggleiten der Fahrzeuge ein langer Kontakt von bis zu mehreren 100 ms zwischen den Fahrzeugen auf, effektiv hatte dieser aber keine Auswirkungen. Der unfallrelevante Kontakt mit Deformation und realer Unfalldauer von ca. 100 ms nach dem Beschleunigungssignal war deutlich geringer, womit dieser in (G) inkludierter Anteil vernachlässigt werden konnte. Bei mittleren Winkeln von  $65^\circ < \alpha < 115^\circ$  hingegen zeigte sich dieser Effekt einer höher geschätzten Überdeckung als gewinnbringend, da die Einbringungen in die Fahrgastzelle sowie ein teilweises Abgleiten schneller einsetzte und erkennbar das Unfallverhalten beeinflusste. Bei diesen Fällen war demnach (G) gegenüber (F) zu bevorzugen. In den fehlenden Teilbereichen konnte eine solche klare Unterscheidung nicht festgestellt werden. Zu Beginn bei niedrigem  $\alpha$  bewegte sich (F) näher

an die FEM, jedoch verschoben sich die Werte bei wachsendem  $\alpha$ , bis (G) die geringeren Abweichungen zeigte bzw. umgekehrt bei  $\alpha > 90^\circ$ . Daraufhin wurden die beiden linearen Gewichtungsfunktionen in den unten definierten Grenzen aufgesetzt. Abhängig von  $\alpha$  und den Werten aus (F) sowie (G) näherten sie die Werte aus der FEM an, wobei diese (F) und (G) zwischen den Gewichtungsgrenzen  $1/3$  bis  $2/3$  für jeden Wert verteilten. So ergab sich die effektive  $o_{e,s}$  empirisch zusammengesetzt aus beiden Methoden. In Summe war damit die Überdeckung des Egofahrzeugs für jeden Einschlagspunkt und jeden Winkel abschätzbar:

$$o_{e,s} = \begin{cases} o_F & \text{für } 0^\circ \leq \alpha < 20^\circ \\ f_{1,\alpha} \cdot o_F + f_{2,\alpha} \cdot o_G & \text{für } 20^\circ \leq \alpha \leq 65^\circ \\ o_G & \text{für } 65^\circ < \alpha < 115^\circ \\ f_{3,\alpha} \cdot o_F + f_{4,\alpha} \cdot o_G & \text{für } 115^\circ \leq \alpha \leq 160^\circ \\ o_F & \text{für } 160^\circ < \alpha \leq 180^\circ \end{cases} \quad (5.51)$$

mit

$$\begin{aligned} f_{1,\alpha} &= -\frac{1}{135} \cdot \alpha + \frac{22}{27}; & f_{2,\alpha} &= \frac{1}{135} \cdot \alpha + \frac{5}{27}; \\ f_{3,\alpha} &= \frac{1}{135} \cdot \alpha - \frac{14}{27}; & f_{4,\alpha} &= -\frac{1}{135} \cdot \alpha - \frac{41}{27}. \end{aligned} \quad (5.52)$$

Zum Abschluss der Überdeckungsschätzung fehlten Annäherungsmethoden für den Seitencrash beim Gegnerfahrzeug. Wie beim Egofahrzeug lagen keine Ansätze vor, die standardmäßig verwendet werden konnten. Demzufolge wurden zwei neue neuartige Methoden erfunden, die eine Schätzung erlaubten (vgl. zusätzlich Abbildung 5.23).

(a) Rotation der Überdeckung des Egofahrzeugs (J)

Bei dieser Variante wird die Überdeckung des Gegners abhängig vom Ego bestimmt. Voraussetzung dafür ist, dass zuerst  $o_{e,s}$  bekannt ist. Anschließend wird diese Strecke um  $\alpha$  gedreht und auf die Front des Gegners projiziert, wodurch sich  $o_{g,s}$  einstellt (rechter Bildabschnitt rot). In diesem Fall wird  $o_{e,s}$  immer über (F) ermittelt, da mit (G) ggf. eine größere Strecke als die eigentliche Gegnerbreite möglich wäre.

(b) Parallele zur Längsachse des Gegners (K)

Der zweite Ansatz spannt wieder Geraden zwischen den Fahrzeugen auf. Die aus (F) bekannte Tangente wird beibehalten. Durch deren Schnittpunkt mit der Egokontur wird eine Parallele zur Mittelachse des Gegners gelegt (linker Bildabschnitt blau). Auf diese wird eine Senkrechte gesetzt, die zudem durch die Außenkante des Gegners verläuft (grün). Die Differenz zwischen diesen beiden Schnittpunkten bildet abschließend  $o_{g,s}$ .

Bei der Auswertung zeigte sich, dass beide Ansätze vor allem in mittleren Winkelbereichen ähnliche Schätzwerte erzielten, wobei (J) zu höheren Schätzungen tendierte. Begründet war dies durch dieselbe Grundannahme, dass der Schnittpunkt am Ego über die Tangente bestimmt

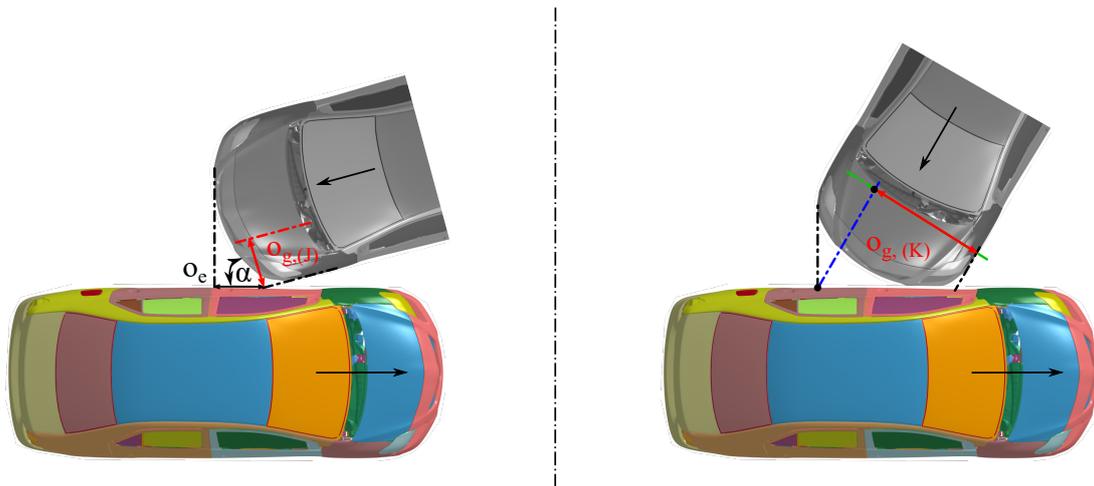


Abbildung 5.23: Ausgewählte Methoden für die Bestimmung der Überdeckung in seitlichen Szenarien; links (J), rechts (K).

wurde. Während (J) die Strecke nur drehte, reduzierte (K) über das weitere Vorgehen  $o_{g,s}$  und reichte besser an die Ground Truth heran. Bewegte sich  $\alpha$  auf  $90^\circ$  zu, war nahezu kein Unterschied mehr erkennbar. Wurden die Winkel sehr klein oder groß, nahm die Überdeckung mit (K) zu schnell ab, woraufhin Überdeckungen von wenigen Zentimetern auftreten konnten. (J) reduzierte  $o_{g,s}$  in geringerem Ausmaß, weshalb sich dabei weniger Abweichungen zur FEM ergaben. Infolgedessen wurde eine vierte Fallunterscheidung eingeführt. Diese erlaubte, empirisch ermittelt, ein Wechseln zwischen den Methoden:

$$o_{e,s} = \begin{cases} o_J & \text{für } 0^\circ < \alpha \leq 45^\circ \\ o_K & \text{für } 45^\circ < \alpha \leq 135^\circ \\ o_J & \text{für } 135^\circ < \alpha \leq 180^\circ. \end{cases} \quad (5.53)$$

Mit diesem Schritt waren Ansätze zur Bestimmung aller Überdeckungsverhältnisse für alle Front- und Seitenkonstellationen zwischen den Fahrzeugen umgesetzt und eine grundlegende Verteilung der Massen, Steifigkeiten und Dämpfungen konnte erfolgen. Die Parameter selbst sowie weitere Ausgangsbedingungen konnten darüber hinausgehend zusätzlich adaptiert sowie optimiert werden, was im Folgenden vorgestellt wird.

### 5.3.2 Geschwindigkeitsadaption für die Berechnung

Bei einem Unfall spielt die relative Geschwindigkeit  $v_{rel,0}$  zwischen den kollidierenden Objekten eine tragende Rolle. In der Pre-Crash-Kette prognostiziert die Unvermeidbarkeitsschätzung  $v_0$  beider Fahrzeuge für  $t_0$  und übergibt diesen Wert an die Unfallschwereprädiktion. Für ein besseres Verständnis und zum Zweck der Interpretation der Ergebnisse wird folgend hergeleitet, wie  $v_{rel,0}$  bestimmt werden kann. Eine ausführliche Darstellung bieten beispielsweise (Hering

u. a. 2007) oder (Kuchling 2007).

Abbildung 5.24 visualisiert ein vereinfachtes Szenario bei  $t_0$ . Die beiden Schwerpunkte der Fahrzeuge  $CoG_{(j)}$  befinden sich im Raum stehend zueinander in einem globalen Koordinatensystem, dessen Ursprung im Schwerpunkt des Egofahrzeugs platziert wird. Das Ego bewegt sich mit der Geschwindigkeit  $v_{e,0}$ , der Gegner mit  $v_{g,0}$ . Die Strichpunktlinien entsprechen den Längsachsen der Fahrzeuge. Die Geschwindigkeiten für die jeweiligen Raumrichtungen  $v_{i,j}$

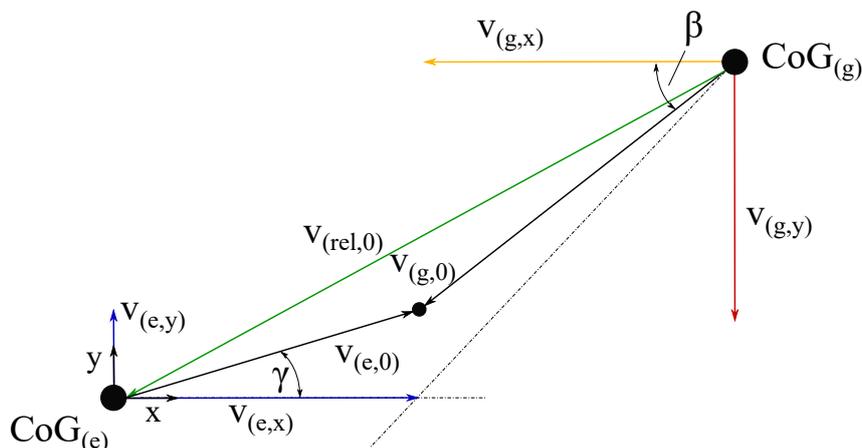


Abbildung 5.24: Vektorielle Bestimmung der Relativgeschwindigkeit zum Zeitpunkt  $t_0$ .

lassen sich bestimmen, indem  $v_{i,0}$  in deren Sinus- sowie Kosinusanteile zerlegt werden. Dabei sind  $\gamma$  respektive  $\beta$  die Winkel zwischen den Geschwindigkeitsvektoren der Fahrzeuge und der globalen x-Achse;  $\beta$  ist über einen Wechselwinkel dargestellt und bestimmbar u. a. nach (Brauch u. a. 2006)):

$$v_{e,x} = v_{e,0} \cdot \cos(\gamma), \quad (5.54)$$

$$v_{e,y} = v_{e,0} \cdot \sin(\gamma), \quad (5.55)$$

$$v_{g,x} = v_{g,0} \cdot \cos(\beta), \quad (5.56)$$

$$v_{g,y} = v_{g,0} \cdot \sin(\beta). \quad (5.57)$$

Die richtungsabhängigen relativen Geschwindigkeiten  $v_{rel,j}$  ergeben sich aus den Differenzen von Ego- und Gegnerggeschwindigkeit:

$$v_{rel,x} = v_{e,x} - v_{g,x}, \quad (5.58)$$

$$v_{rel,y} = v_{e,y} - v_{g,y}. \quad (5.59)$$

Final resultiert anhand trigonometrischer Bedingungen die absolute relative Geschwindigkeit  $v_{rel,0}$  zu

$$v_{rel,0} = \sqrt{v_{rel,x}^2 + v_{rel,y}^2}. \quad (5.60)$$

Wichtig für die Berechnung der Unfallschwere mit MFD-Modellen ist, die relativen, richtungsabhängigen Geschwindigkeiten zu verwenden. Begründet ist dies damit, dass Feder und Dämpfer

nur in Richtung deren Längsachse Kräfte aufnehmen können. Dementsprechend liefern die Modelle am Ende der Approximation gerichtete kinematische Verläufe. Bei den Ergebnissen und Auswertungen im folgenden Kapitel kam dieser Effekt nicht zum Tragen, da beide Fahrzeuge geradeaus entlang ihrer x-Achse fuhren. Infolgedessen war  $\gamma$  für das Ego immer 0 bzw. der Kosinus immer 1, wodurch die für frontale Szenarien relevante Geschwindigkeit sowie deren Anpassung direkt ohne Umrechnungen übernommen werden konnten. Für seitliche Szenarien galt dies aufgrund des Sinus analog.

### 5.3.3 Massenadaption über die Energiebetrachtung

Die letzte Adaption der Modellparameter für eine universelle Anwendung der Unfallschwereapproximation beruhte darauf, die grundlegende Verteilung von  $m_i, k_i$  sowie  $c_i$  schon vor der eigentlichen Simulation variabel anzupassen. Zu diesem Zweck war es essenziell, die in der In-Chrash-Phase abzubauen kinetische Energie  $E_{kin}$  zu beleuchten. Ohne weitere Herleitung, eine umfassende Erklärung findet sich u. a. in (Tipler u. Mosca 2009), ist  $E_{kin}$  im globalen Koordinatensystem über

$$E_{kin,i} = \frac{1}{2} \cdot m_i \cdot [(v_{i,0} \cdot \sin(u))^2 + (v_{i,0} \cdot \cos(u))^2] \quad (5.61)$$

mit  $u = \gamma, \beta$  berechenbar. Da die Masse der Fahrzeuge konstant blieb, war  $E_{kin}$  nur abhängig von der Geschwindigkeit in die jeweilige Bewegungsrichtung. Bei einer weiteren Unterscheidung zwischen frontalen und seitlichen Unfällen entfiel dieser Anteil und es ergab sich die absolute kinetische Energie für die zu untersuchende Bewegungsrichtung. Von allen in Kapitel 4.1 vorgestellten Kombinationen aus Winkel und Geschwindigkeiten zeigt Abbildung 5.25 die zugehörige Energie für Front und Seite. Deutlich zu erkennen war, dass bei höheren Geschwindigkeiten mehr Energie abgebaut werden musste. Ebenfalls zu sehen und relevanter für die kommende Adaption war die Änderung über Winkel und Geschwindigkeit. So besaßen Unfälle mit mittlerem  $\alpha$ , aber höheren  $v$  ein vergleichbares Energieniveau gegenüber solchen mit geringem  $\alpha$  und größeren  $v$ . Des Weiteren war ersichtlich, dass  $E_{kin}$  unabhängig von der Überdeckung zwischen den Fahrzeugen war. Bei geringer Überdeckung musste dieselbe Menge an kinetischer Energie in Deformationsenergie umgewandelt werden wie bei großen Überdeckungen, obwohl weniger Struktur des Crashmanagement-Systems zur Verfügung stand. Diese Beobachtungen führten zur weiteren Anpassung der Parameter für das neue MFD-Modell.

Im ersten Schritt kam die in Kapitel 5.1.1 angesprochene Verteilung von  $m_1 \sim 0,4 m_g$  und  $m_2 \sim 0,6 m_g$  bei  $\alpha = 0^\circ$  sowie  $o = 100\%$  ebenso wie für  $k$  und  $c$  als gute Annäherung zum Tragen. Aus dieser Beobachtung ließ sich die Frage ableiten, wie eine Verteilung bei Nichtstandardlastfällen mit höheren bzw. niedrigeren Energien anzusetzen war. Nach dem Prinzip, dass  $m_1$  die energieabsorbierende Masse darstellte, musste bei geringerer Geschwindigkeit weniger Energie bzw. bei höheren Geschwindigkeiten mehr Energie abgebaut werden. Daraus folgte

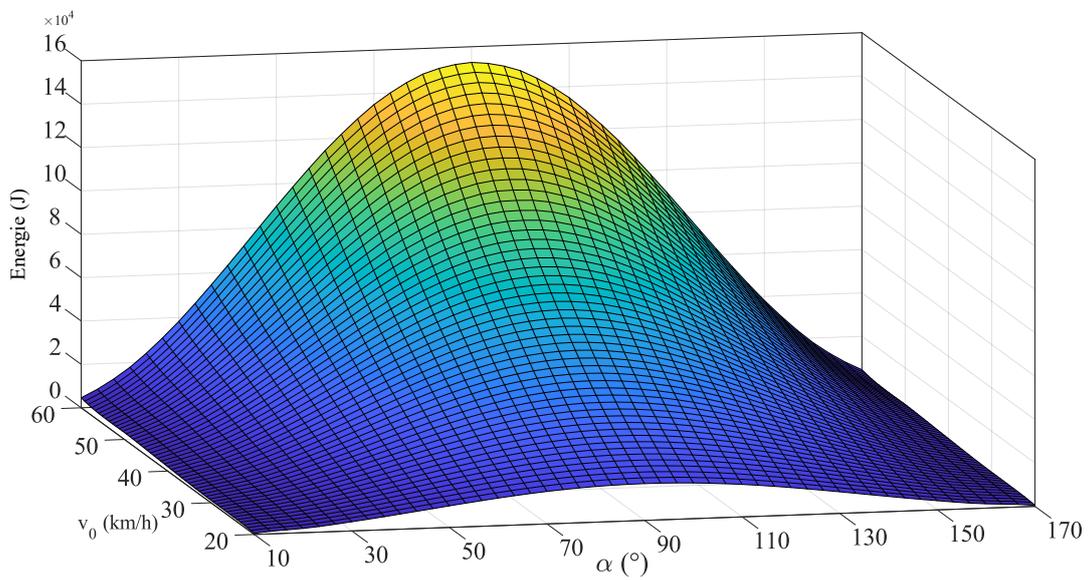
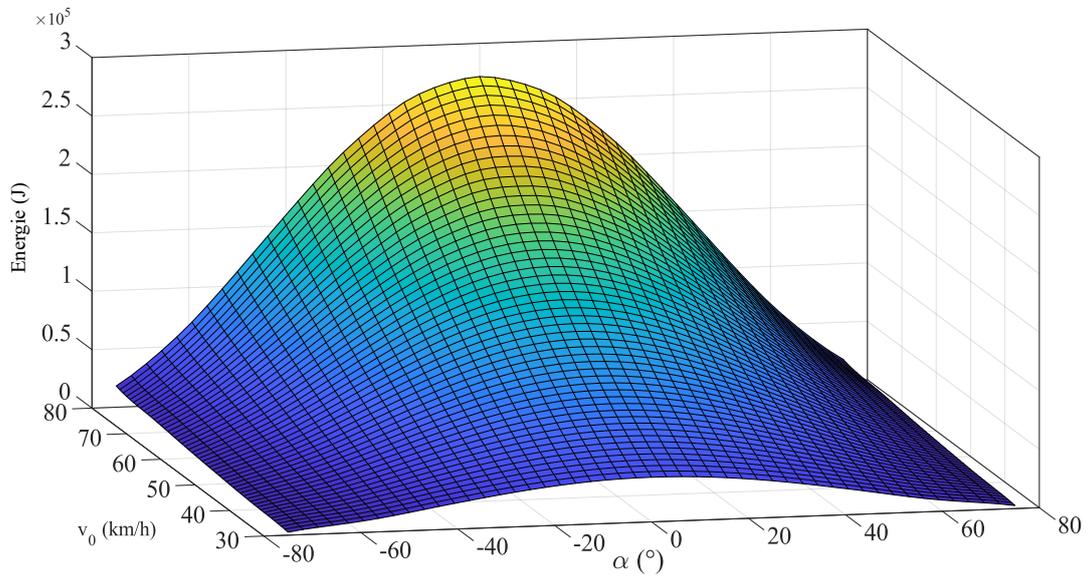


Abbildung 5.25: Oben: Abzubauenende Energie vor  $t_0$  für die Front; unten: Abzubauenende Energie für die Seite.

eine energieabhängige Adaption der Verteilung zwischen  $m_1$  und  $m_2$  hin zu steigendem oder fallendem Verhältnis von  $m_1$  zu  $m_2$ .

Im zweiten Schritt erfolgte eine Analyse der Gleichungen für das neue Kelvin-Modell. Aus dem vierfachen Modell wird ein doppeltes Kelvin-Modell, wenn Szenarios mit  $o = 100\%$  auftreten. In solchen Fällen wurden nach der aktuellen Parameterverteilung alle Anteile mit  $i = 2$  gleich 0, woraufhin diesen entfielen und nur alle mit  $i = 1$  verblieben. Dies bedingte zwei Konsequenzen. Auf der einen Seite wäre das vorliegende Modell nicht mehr berechenbar. Stattdessen müsste anhand einer Umrechnung hin zu einer effektiven Masse durch die Massenverhältnisse von Ego- und Gegnerfahrzeug etwa nach (Munyakwiye u. a. 2017) ein zusätzliche Modell für Szenarien mit  $o = 100\%$  aufgesetzt werden. Die sich ergebende Verzögerung wäre anschließend mit Faktoren zur Massenreduktion weiter aufzugliedern, bis sich  $a_e$  ergibt. Auf der anderen Seite würde bei großen Überdeckungen eine sehr hohe Parametrisierung aller  $i = 1$  behafteten Parameter geschätzt. Dies hätte zur Folge, dass das energieabsorbierende System als zu schwer, steif und dämpfend angenommen wird, was eine zu starke Verzögerung von  $m_2$  nach sich zieht. In den Beschleunigungsverläufen in Abbildung 5.26 ist ein Beispiel dafür mit den Parametern  $v = 50 \text{ km/h}$ ,  $\alpha = 15^\circ$  und  $o_e = 92\%$  dargestellt, das nach dem bisherigen Vorgehen ein  $m_1, k_1, c_1 = 0,92$  ergibt. Der grüne Verlauf der Beschleunigung des Kelvin-Modells überhöht merklich den der blauen FEM-Simulation. Die stark unterschiedlichen Parameter  $ASI_{MFD} = 2,92$  und  $ASI_{FEM} = 2,04$  unterstreichen eine dadurch entstehende Fehleinschätzung der Unfallschwere. Infolgedessen konnte eine direkt proportional zur Überdeckung verteilte

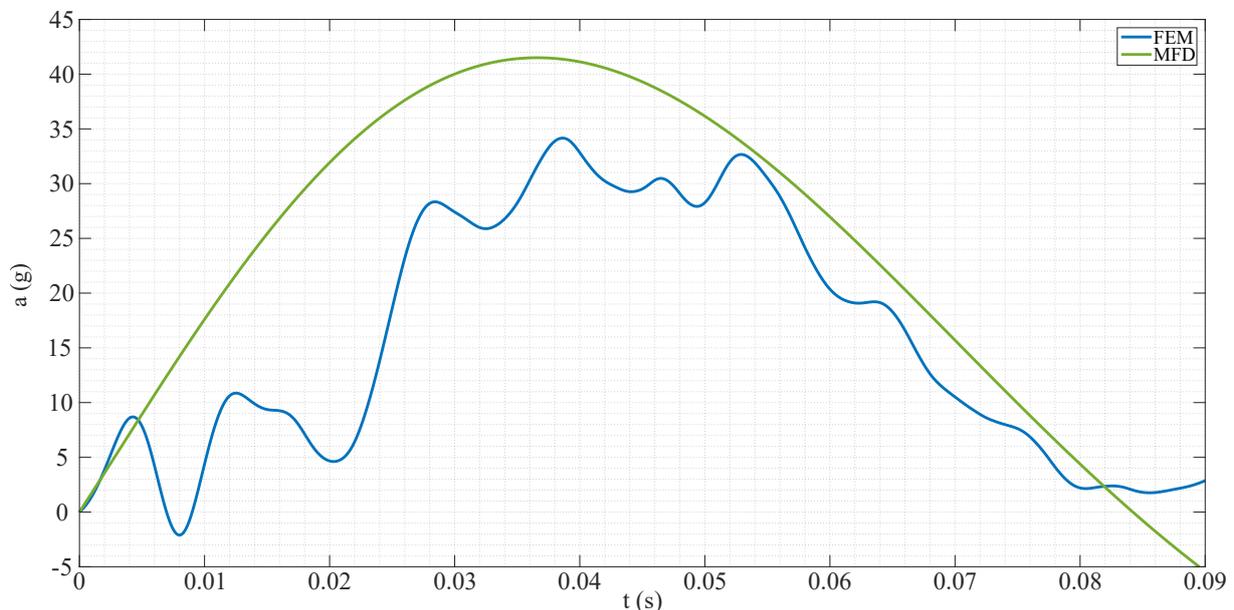


Abbildung 5.26: Beispiel für ein zu steifes und stark dämpfendes MFD-Modell.

Parametrisierung nicht zugelassen werden. Lösbar war dieser kritische Punkt unter Einbezug der voranstehenden Kenntnisse, ein MFD-Modell auch bei  $o_e = 100\%$  in zwei Massen aufteilen zu können. Dazu wurde die Bedingung untersucht, Überdeckungen von  $100\%$  einer in ein Verhältnis gesetzten Verteilung der Modellparameter zuzuordnen. Exemplarisch bedeutete dies,

dass für einen Unfall mit  $v = 50$  km/h und  $o_e = 100\%$  eine Verteilung der Modellparameter von 0,6 zu 0,4 statt ursprünglich von 1 zu 0 angesetzt wurde. 0,6 entsprachen damit 100%. Dies ließ sich abhängig von Geschwindigkeit und Winkel erweitern, sodass bei ähnlichen Szenarien wie  $v = 50$  km/h und  $o_e = 90\%$  nun 0,55 gegenüber eigentlichen 0,9 für alle  $i = 1$  galten. Die Herausforderung in dem Ansatz bestand darin, passende Grundverhältnisse für  $o_e = 100\%$  zu finden und so zu adaptieren, dass diese für verschiedene Geschwindigkeiten und Winkel reduzierbar waren. Für diesen Zweck wurde ein Optimierungsverfahren, der Hooke-Jeeves-Algorithmus, herangezogen (Hooke u. Jeeves 1961), (Odziemczyk 2021). Ausgewählt wurde dieser aufgrund dessen unkomplizierten Umsetzung, der Option zur parallelen Betrachtung mehrere Parameter sowie einer in diesem Fall geringen Laufzeit. Zwar stellt dieses Verfahren eigentlich eine ungerichtete Suche dar und ist im Regelfall zeitintensiv. Bei bekanntem, abschätzbarem Suchbereich ist es jedoch in wenigen Rechenschritten am Ziel. Darüber hinaus kommt dieser ohne zusätzliche Ableitungen und Gradienten aus, weshalb er für Differentialgleichungen ohne zusätzliche Anfangswertprobleme geeignet ist. Vor dem Start mussten die Bedingungen der Optimierung festgelegt werden:

- Zielfunktion

Die Zielfunktion beschreibt den Parameter, der optimiert werden soll. Im vorliegenden Fall war dies der Beschleunigungsverlauf des MFD-Modells. Für ausgewählte Stützpunkte sollte dieser eine möglichst geringe Abweichung zur durchschnittlichen Verzögerung der FEM aufweisen. Als Stützpunkte waren jeweils die Szenarien mit größter und geringster Energie für die jeweilige Geschwindigkeitsstufe von  $v = 30$  km/h bis 80 km/h für die Front und  $v = 20$  bis 60 km/h für die Seite festgelegt.

- Variablen der Zielfunktion

Die Variablen der Zielfunktion sind die Parameter, die in der Funktion zur Optimierung der Zielfunktion variiert wurden. Die Funktion  $f(x)$  war das MFD-Modell bzw. dessen Gleichungen, die variablen Parameter waren die Massenverteilung des Egofahrzeugs.

- Suchbereich

Um das beschriebene Problem als theoretisch mögliche Lösung auszuschließen, wurde eine Obergrenze für  $m_1$  definiert, die empirisch ermittelt bei 0,75 lag. Da es umgekehrt aber auch theoretisch möglich war, ein sehr geringes  $m_1$  und somit ein sehr hohes  $m_2$  zu erhalten, war daher ebenfalls eine Untergrenze von 0,2 bestimmt.

- Schrittweiten

Damit die Suche effektiver und zeitlich schneller wurde, war die Einführung einer variablen Schrittweite  $\Delta q$  beim modifizierten Hooke-Jeeves-Algorithmus möglich. Nach jeder erfolgreichen Exploration wurde diese verringert, bis das minimale  $\Delta q$  erreicht war. Gestartet wurde mit  $\Delta q = 0,1$  und reduzierte sich in Schritten von 0,01 auf  $\Delta q = 0,01$ .

- Startwert  
Der Startwert definierte den  $x$ -Wert zu Beginn der Optimierung. Dieser wurde für alle Durchläufe auf  $m_1 = 0,5$  gesetzt.
- Endbedingung  
Die Optimierung war beendet, wenn die minimale Schrittweite oder keine Verbesserung der Zielfunktion mehr erreicht wurde.

Der Ablauf des Algorithmus war in zwei Grundsätze aufgeteilt (vgl. Ablaufplan in Abbildung 5.27). Der erste war die sog. Exploration um  $x_i$ . Dabei wurde die Zielfunktion sowohl in positive als auch negative Richtung ausgehend vom aktuellen Wert für  $m_i$  bestimmt:

$$a_{avg,i} = f_{m,i}, \quad (5.62)$$

$$a_{avg,+\Delta q} = f_{m,i+\Delta q}, \quad (5.63)$$

$$a_{avg,-\Delta q} = f_{m,i-\Delta q}. \quad (5.64)$$

Anschließend wurde über die Differenz geprüft, ob über

$$p = \pm \Delta q \quad (5.65)$$

eine Verbesserung erreicht wurde:

$$\Delta a_{avg} = a_{avg,FEM} - a_{avg,MFD,p}. \quad (5.66)$$

War dies nicht der Fall, wurde die Exploration mit kleineren  $\Delta q$  wiederholt, bis  $\min(\Delta q)$  erreicht und die finale Parametrisierung für  $m_1$  bestimmt war. Aus der Differenz zu  $m_g$  definierte sich damit wieder  $m_2$ . Ergab sich eine der beiden Alternativen, oder auch beide, erfolgte der zweite Schritt, das sog. Fortschreiten. Dabei wurde  $m_i$  auf den Wert gesetzt, der das beste Ergebnis erzielt hatte und es wurde eine neue Exploration gestartet. Diese Abfolge wurde so lang wiederholt, bis die final optimierte Parametrisierung für  $m_1$  vorlag. Nachdem das Verfahren auf alle ausgewählten Szenarien angewendet wurden war, lagen die Grenzen für die jeweiligen Geschwindigkeiten und deren Anpassung über  $\alpha$  in einer Matrix vor. Im letzten Schritt der Energiebetrachtung wurden die Massenanteile im Rahmen der Grenzwerte auf die Energieniveaus aus 5.25 normiert und anschließend in das Intervall

$$[m_{1,min}, m_{1,max}] := [0, 2 \leq m_1 \leq 0, 7] \quad (5.67)$$

mit Formel 5.68 reskaliert:

$$m_1 = m_{1,min} + \left[ \frac{E_{kin,i} - E_{kin,min}}{E_{kin,max} - E_{kin,min}} \right] \cdot (m_{1,max} - m_{1,min}). \quad (5.68)$$

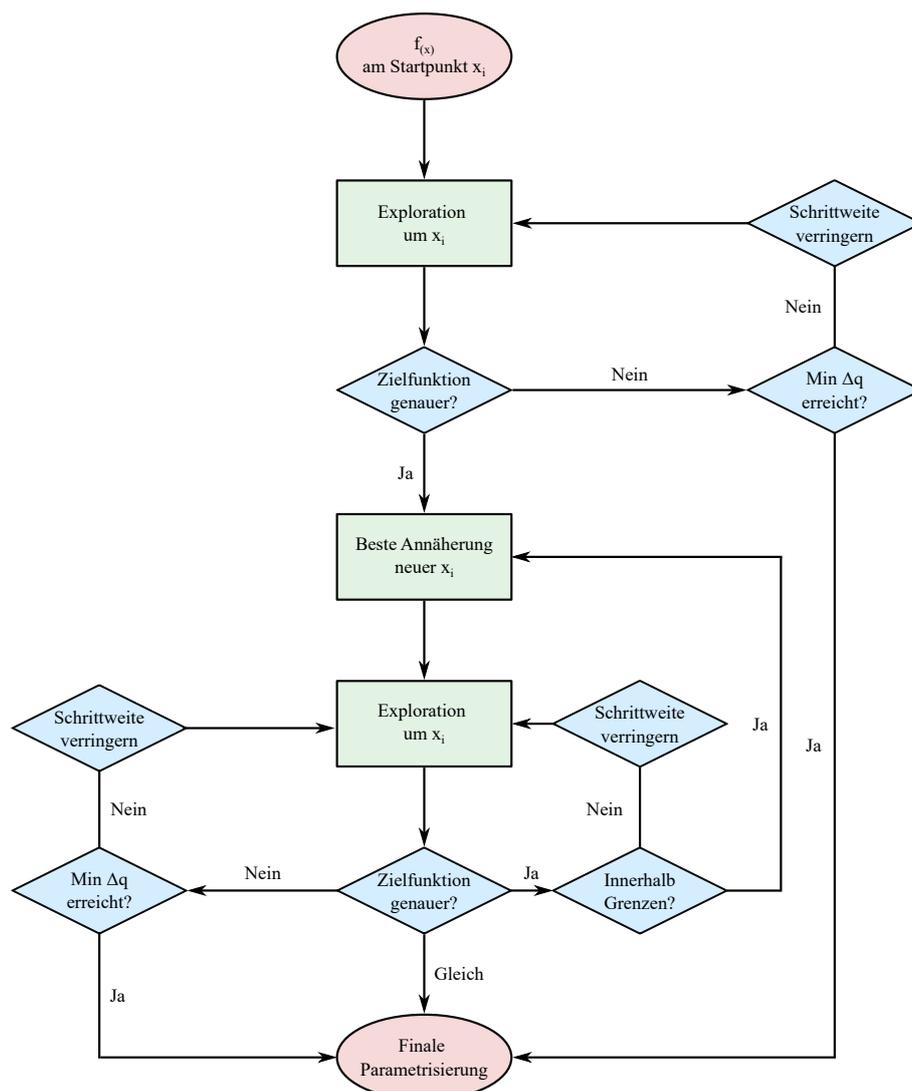


Abbildung 5.27: Ablauf des Hooke-Jeeves-Algorithmus mit variabler Schrittweite.

Die finalen Maximalwerte für  $m_1$  sind in Abbildung 5.28 dargestellt, die für die jeweiligen Einschlaggeschwindigkeiten in Abhängigkeit von  $v_0$  und  $\alpha$  als Höchstwert angesetzt wurden. Zu erkennen war etwa, dass ein Unfall mit  $v = 50$  km/h und  $\alpha = 0^\circ$  die gleiche Masse  $m_1 = 0,50$  besaß wie ein Unfall mit  $v = 80$  km/h und  $\alpha = 40^\circ$ . Für die Überdeckungsverteilung hatte das zur Folge, dass bei einer 100%igen Überdeckung in den Szenarien ein maximales Niveau von  $m_{1,max} = 0,50$  angesetzt und von diesem Wert aus kleinere Überdeckungen über einen linearen Anstieg (vgl. 5.6) verhältnismäßig zwischen  $m_{1,max}$  und  $m_{1,min} = 0,25$  verteilt wurden (siehe Grafik). Die Verteilung ergab für ein Beispielszenario von  $v = 50$  km/h,  $\alpha = 0^\circ$  und  $o_e = 80\%$  eine  $m_1 = 0,45$ , entsprechend dem Verlauf der Überdeckung in Abbildung 5.29. Daraus ließ sich der Wert für  $m_2 = 0,55$  als unbeteiligte Struktur für das neue Kelvin-Modell ableiten. Die Energiebetrachtung konnte nicht nur für das Egofahrzeug angewendet werden, sondern war auch auf das gegnerische Fahrzeug übertragbar. Darauf aufbauend war ebenfalls eine Verteilung der Massenverhältnisse für beide Fahrzeuge individuell in der Modellierung umgesetzt. Zu beachten war, dass nur für das Egofahrzeug eine frontale und seitliche Massenadaptation

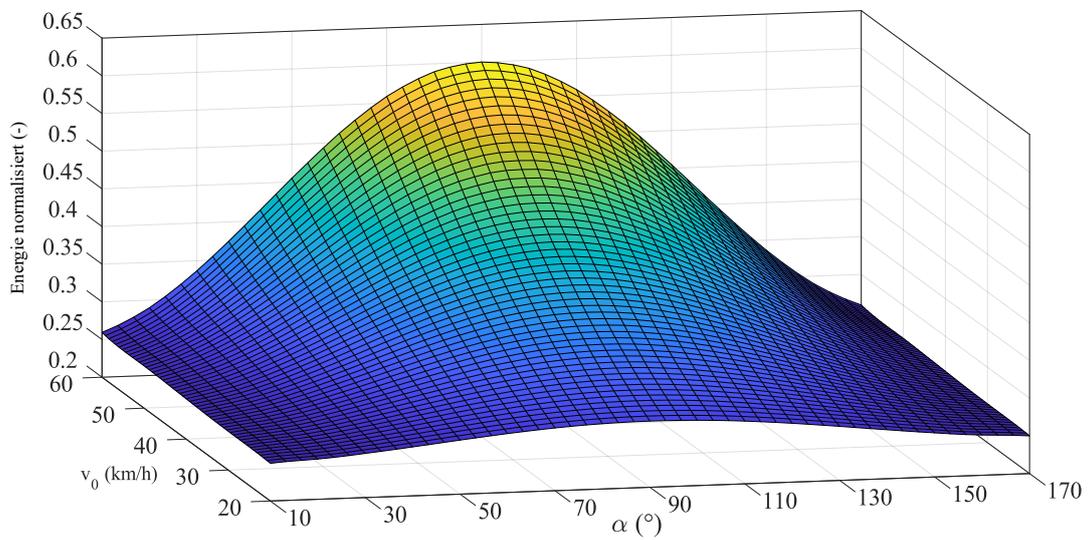
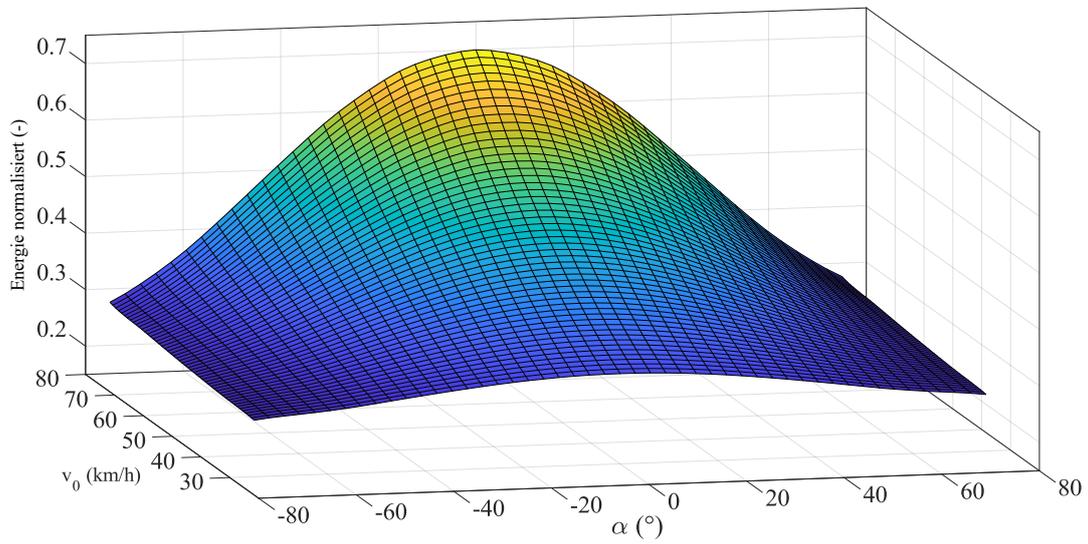


Abbildung 5.28: Obere und untere Grenzwerte für  $m_1$  entsprechend deren Energieniveau für Front (oben) und Seite (unten).

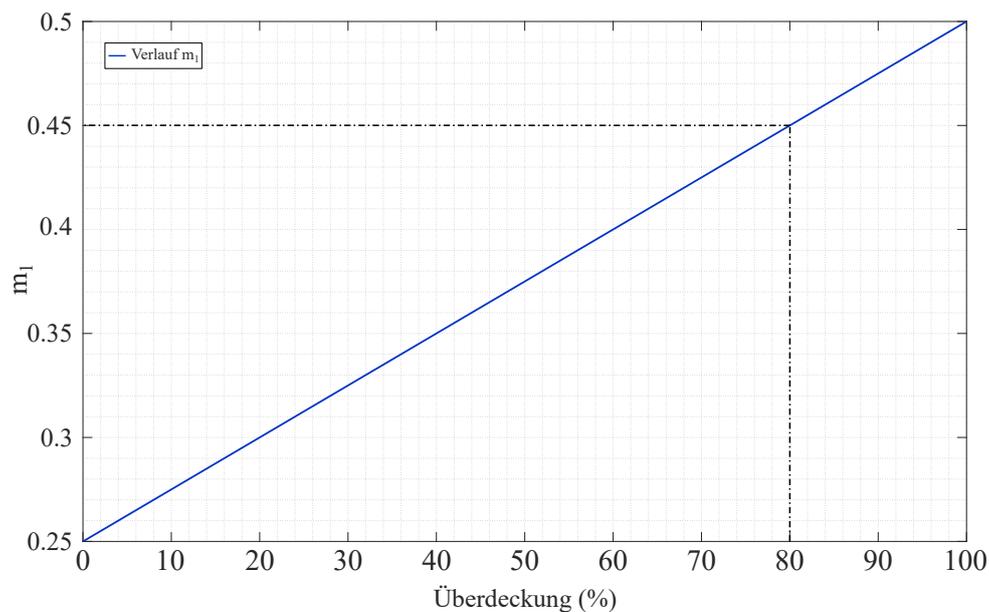


Abbildung 5.29: Beispielhafter Verlauf von  $m_1$  nach der Energienormierung in Abhängigkeit der Überdeckung.

realisiert wurde. Während für das Egofahrzeug in den untersuchten Unfällen zwischen frontalem und seitlichem Einschlag unterschieden werden musste, waren aus Sicht des Unfallpartners alle Szenarien Frontalzusammenstöße. Somit war es nicht notwendig, für dieses die seitliche Adaption gleichfalls anzuwenden. Anzumerken ist, dass die Verteilung für die untersuchten Fahrzeuge zutrifft. Für Untersuchungen mit anderen Fahrzeugen muss die Verteilung noch weiter analysiert und ggf. angepasst oder ein eigene Grenzwertbetrachtung für jedes Gewichtskcluster bestimmt werden (vgl. Abschnitt 5.2.2).

Mit dem Abschluss der Massenadaption über die Energiebetrachtung war die Parameteradaption für das vierfache Kelvin-Modell vollständig. Der letzte Abschnitt des fünften Kapitels betrachtet mögliche Methoden, um über einen Airbag im Sinne der Pre-Crash-Kette zu entscheiden.

## 5.4 Vorausschauende Airbagsentscheidung und Zündung

### 5.4.1 Methoden zur Airbag-Auslösung

Moderne Sicherheitssysteme entscheiden über das Aktivieren passiver Sicherheitselemente, indem diese die Signale mehrerer Beschleunigungssensoren mitteln und einem Schwellwert gegenüberstellen. Dabei ist es möglich, diesen Schwellwert mit Informationen aus der Umfeldsensorik zu verknüpfen und dem zu erwartenden Unfallszenario sowie der Schwereklasse anzupassen. Als Grundlage dafür werden jahrzehntelange empirische Felderfahrungen sowie die EU und US NCAP herangezogen. Bei vorausschauenden Pre-Crash-Systemen kann nicht auf den Einschlag gewartet werden, wie in Kapitel 3 dargelegt. Nichtsdestotrotz bleibt die Auswertung der zu

erwartenden Beschleunigung ein wichtiger Faktor bei der Airbagscheidung. Ein weiterer potenzieller Parameter für eine Airbagscheidung sind Verschiebungen während des Unfalls. Dazu gehören etwa die Eindringtiefe in die Fahrgastzelle oder Verlagerungen des Insassen in x- und y-Richtung. Theoretisch möglich, allerdings schwierig zu bestimmen und daher oft fehlerbehaftet ist eine Entscheidung über den Geschwindigkeitsabbau innerhalb des Unfallgeschehens. Begründet ist dies damit, dass bei Unfällen mit großem  $\alpha$  ein Abgleiten zwischen den Fahrzeugen oder ein Rutschen entlang der Fahrzeugseite auftritt. Infolgedessen wird nicht ausreichend Geschwindigkeit für eine Airbag-Auslösung abgebaut, während basierend auf Beschleunigungswerten eine Aktivierung notwendig ist. Zusätzlich mangelt es an einem festen Kriterium, bei dem im MFD-Modell die Berechnung gestoppt werden kann. In Frontalunfällen mit kleinem  $\alpha$  ist der Nulldurchgang der Geschwindigkeit geeignet, in anderen Fällen jedoch bleibt nur das Ende der Verzögerung. Wie in Kapitel 6, Abbildung 6.1 verdeutlicht, wird dies aber oft zu spät geschätzt. Dies zieht eine systembedingt falsche Schätzung des Geschwindigkeitsabbaus nach sich. Aufgrund dessen wurde  $\Delta v$  zwar in die Untersuchung aufgenommen, allerdings auf Szenarien mit  $\alpha = 0^\circ$  reduziert. Gleiches galt für das OLC, da es nach dessen Formel ebenso auf einen Geschwindigkeitsdurchgang bei 0 km/h angewiesen ist. Darüber hinaus ist es nur für Frontalunfälle definiert und reglementiert. Aus denselben Gründen wie bei  $\Delta v$  kann auch eine maximale Fahrzeugdeformation  $d_F$  nur auf die zuvor eingeschränkten Szenarien bezogen werden. Für  $d_F$  lässt sich beispielsweise kein einheitlicher Punkt für die maximale Eindringtiefe festlegen. Zwar wird bei Crashtests die Deformation bestimmt, allerdings nur im Nachgang. Dabei wird immer das Strukturteil mit der größten Eindringtiefe herangezogen. Wie dargelegt, kann mit dem Modell jedoch nicht zwischen einzelnen Bauteilen unterschieden werden. Nichtsdestotrotz kann die Deformation innerhalb der ersten Zehntel Millisekunden geschätzt werden, in denen sich die Fahrzeugstruktur noch gleichmäßig komprimiert und kein Abgleiten der Fahrzeuge aneinander sowie kein ausgeprägtes Eindringen von Einzelteilen in die Fahrgastzelle auftritt. Somit ist zwar keine direkte Unfallschwere aus der Deformation bestimmbar, aber ein Kriterium für eine Airbagscheidung kann definiert werden. Laut diesem muss eine Airbagzündung erfolgen, sollte innerhalb der ersten 60 ms der Insasse um einen bestimmten Schwellwert vorverlagert werden. Längere Zeiträume sind dabei nicht relevant, da dann bereits die Hälfte des Unfalls vorbei ist. Der besagter Schwellwert  $d_I$  konnte unter Berücksichtigung des Insassenverhaltens aus der Differenz zur angenommenen Fahrzeugdeformation berechnet werden. Die Annahmen für Werte sowie zugehöriger Formeln dazu folgen im kommenden Unterpunkt A2. Tabelle 5.1 gibt eine Übersicht über mögliche Unfallschwereparameter und deren Eignung. Um Airbags zu aktivieren, müssen die Entscheidungsparameter nachvollziehbar definiert, schnell, mit klaren Entscheidungskriterien behaftet und robust bestimmbar sein. Vor diesem Hintergrund wurden die Unfallparameter ASI und die Verlagerung des Insassen  $d_I$  als relative auf den Menschen beziehbare Kenngrößen sowie der absolute Parameter der durchschnittlichen Verzögerung  $a_{avg,t}$  als universelle Entscheidungskriterien ausgewählt. Alle drei erfüllten die genannten Bedingungen und waren darüber hinaus für alle relevanten Raumrichtungen x und y anwendbar. Die anderen

Tabelle 5.1: Vergleich möglicher Parameter für die Airbagentscheidung.

Parameter	Robust	Komplexität	Feste Grenzwerte
$ASI$	++	o	++
$a_{avg,t}$	++	++	-
$\Delta v$	--	++	-
$OLC$	o	-	++
Insassenverlagerung $d_I$	+	o	o
Eindringtiefe $d_F$	o	-	-

erfüllten entweder nicht die Bedingungen oder waren zu komplex für das Kelvin-Modell.

Nach der Festlegung der Unfallschwereparameter für die Analyse, musste definiert werden, unter welcher Prämisse die Airbagentscheidung getroffen wird. Dafür standen zwei vom Autor erstmals aufgesetzte und erforschte Wege zur Verfügung:

(a) Reduzierung höchster Insassenbelastung (A1)

Ziel dieses Ansatzes ist es, die maximale Insassenbelastung während des Unfalls zu reduzieren. Zu diesem Zweck soll der Airbag zu dem Zeitpunkt vollständig aufgeblasen sein, an dem die höchste Verletzungsschwere für den Insassen zu erwarten ist. Dies kann für Frontalunfälle unter Vernachlässigung der x-Beschleunigung über die Formeln

$$t_{ASI,max} = \max \left( \frac{\bar{a}_t}{\hat{a}_t} \right)^2, \quad (5.69)$$

$$t_{avg,max} = \max \left( \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} a_{(t-i)} \right) \quad (5.70)$$

je nach beschleunigungsbasiertem CS-Parameter ermittelt werden. Voraussetzung für eine Zündung ist zudem, dass die Werte größer als deren Grenzwerte für eine Airbag-Aktivierung sind:

$$ASI_{max} \geq ASI_{GW}, \quad (5.71)$$

$$a_{avg,max} \geq a_{avg,GW}. \quad (5.72)$$

(b) Frühestmögliche Anwendung (A2)

Die zweite Variante besteht darin, den Airbag zu dem Zeitpunkt an den Insassen anzubinden, an dem das erste Mal die Grenzwerte für eine zu erwartende Verletzung des Insassen überschritten werden:

$$t_{ASI,GW} \Leftrightarrow ASI_t \geq ASI_{GW} = 1.0, \quad (5.73)$$

$$t_{avg,GW} \Leftrightarrow a_{avg,t} \geq a_{avg,GW} = 20 g. \quad (5.74)$$

Für die Insassenverlagerung bleibt nur die Option, den Airbag zu dem Zeitpunkt anzubinden, an dem  $d_I$  überschritten wird. Das Insassenverhalten wird für diesen Zweck vereinfacht als Freiflugphase mit Gurtlose bei konstanter Geschwindigkeit  $v_0$  angenommen. Da die Methoden mit dem Hintergrund von vorausschauenden Aktivierungen erstmals erdacht wurden, existiert noch kein Schwellwert, ab dem ausgelöst werden soll. Angelehnt an die Freiflugphase des Insassen aus dem OLC wurde daher eingeführt, dass eine Aktivierung nach einer Vorverlagerung des Insassen von  $d_I = 65$  mm stattfinden soll. Dieser Bedingung liegt wie beim OLC zugrunde, dass kein Gurtsystem den Insassen zurückhält. Da bei dem untersuchten Modell ein Gurt nicht Teil der Modellierung war, wurden diese 65 mm angesetzt. Wird ein solches System in zukünftigen Untersuchungen berücksichtigt, verändert sich die maximal zulässige Vorverlagerung des Fahrers auf 125 mm (GmbH 2004):

$$t_{d,I} \Leftrightarrow \left[ \int_{t=0}^{60} v_0 dt - d_F \right] \geq d_I. \quad (5.75)$$

Den gleichen Weg geht die Schätzung im Seitencrash, allerdings mit anderen Parameterauslegung. In Forschung und Literatur hat sich gezeigt, dass die Eindringtiefe ein genaues sowie aussagekräftiges Instrument zur frühzeitigen Erkennung von Insassenverletzungen ist. Ab einer Eindringtiefe in die Fahrgastzelle von  $d_I = 80$  mm wird von entstehenden Traumata ausgegangen. Im Umkehrschluss lässt sich ableiten, dass ein Airbag stehen soll, sobald diese Strecke von der Karosserie überwunden wurde. Unter der Annahme einer fehlenden Insassenverlagerung, d. h. keine laterale Bewegung im Fahrzeug oder ein Anschlag an Mittelkonsole, ist über die Berechnung der Bewegung die Bedingung für einen Zeitpunkt definierbar, an dem der Airbag aufgeblasen sein muss. Für die Seite gilt noch eine explizite zusätzliche Bedingung, die für den Frontalunfall nicht zutrifft. Vorausgesetzt wird in diesem Zusammenhang, dass alle Sensoren auf der derselben Querlinie im Fahrzeug verbaut sind, was Abbildung 4.3 mit geringen Schwankungen zeigt. Diese veranschaulicht auch die Ursache für den zusätzlich Rechenschritt. Die Grundbedingung ist, dass MFD-Modelle immer die Beschleunigung im Schwerpunkt der betrachteten Masse approximieren. Bei den Frontalunfällen erzeugt es keinen Unterschied, da der Abstand des angenommen Schwerpunkts zur Fahrzeugs Spitze bzw. zum Einschlagspunkt vereinfacht immer identisch ist. Im Seitenszenario hingegen sitzt der Schwerpunktsensor mit dem Abstand der halben Fahrzeugbreite zum Einschlagspunkt und vor allem hinter dem Fahrer, weshalb der Sensor eigentlich eine Verschiebung des Fahrzeugs anstatt einer Deformation misst. Dadurch sind die Sensoren an der B-Säule für die Deformation ausschlaggebend, welche die Eindringtiefe in die Fahrgastzelle direkt messen. Auf dieser Erkenntnis aufbauend wurde analysiert, wie viel schneller die Sensoren der B-Säule  $d_I$  erreichen als jene am Schwerpunkt. Im Mittel über alle Geschwindigkeiten hinweg ergaben sich dabei  $\Delta t_B = 23$  ms. Neben der reinen Zahlenbasis wurde der Wert zusätzlich stichprobenartig mit Videos der FEM verglichen, welche die zeitliche Differenz

in Abhängigkeit von der Strukturverformung affimierten. Dieser Wert ging als konstante zusätzliche Differenz in die Berechnung für den Standzeitpunkt ein. Hervorzuheben ist, dass der Wert nur für die vorliegende Untersuchung gültig ist und für andere Fahrzeuge neu bestimmt werden muss:

$$t_{d,I} = [t \Leftrightarrow d_F \geq d_I] - \Delta t_B. \quad (5.76)$$

Als Konsequenz wird der Airbag früher als in Variante A1 aktiviert, was damit aber auch längere Standzeiten nach der Zündung erlaubt; unter der Voraussetzung von Smart-Airbags oder regelbaren Größen. Je nach Geschwindigkeit und Szenario resultieren ebenso Zündzeitpunkte vor als auch nach  $t_0$ .

Als Beispiel dazu verdeutlicht Abbildung 5.30 die unterschiedlichen Zeitpunkte, an denen der Airbag nach A1 oder A2 stehen sollte. Oben dargestellt sind die mit Beschleunigungsdaten geschätzten Zeitpunkte, unten abgebildet die Zeitpunkte der Verformungen. Im Zusammenhang mit der maximalen Unfallschwere sollte der Airbag nach  $\approx 0,042$ s aufgeblasen sein, d. h. gezündet nach 12 ms. Sollte hingegen der frühestmögliche Zeitpunkt genutzt werden, prognostizierten beide  $t_0$  als Standzeit und demzufolge  $t_{ASI,GW} = -0,030$  s. Die Insassenvorverlagerung bewegte sich im Zwischenbereich, die  $\approx 0,026$  ms schätzte und somit  $t_{d_I} = -0,004$  s annahm. Ungeachtet der Variante approximierten sie im vorliegenden Fall die Zeitpunkte exzellent mit Abweichungen von unter zwei Millisekunden. Im Zuge der Auswertung wurden

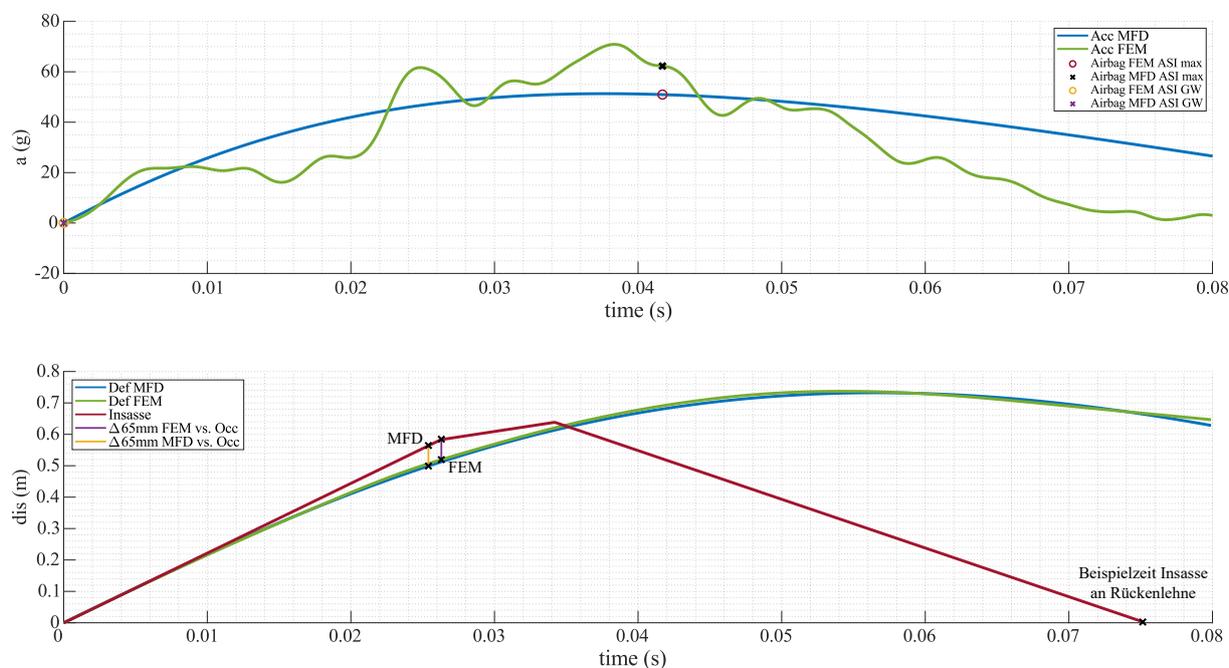


Abbildung 5.30: Mögliche Zündzeitpunkte für ein frontales Szenario, oben: Basierend auf Beschleunigung, unten: Vorverlagerung des Insassen.

beide Herangehensweisen an eine Airbagentscheidung beleuchtet und positive sowie negative

Aspekte herausgestellt. Welche Methode bei einer später möglichen Anwendung in Pre-Crash-Algorithmen genutzt wird, steht dem zukünftigen Anwender nach eigener Philosophie zur Wahl.

### 5.4.2 Bestimmung möglicher Zündzeitpunkte

Mit dem Wissen über den Zeitpunkt der Notwendigkeit eines Airbags war die Unfallschwere-schätzung nahezu vollständig abgeschlossen. Final war einzig noch zu entscheiden, wann ein Airbag zu zünden ist, um die gewünschte Insassensicherheit zu erzielen. Das dominierende Kriterium in diesem Zusammenhang war die Aufblaszeit des Airbags bzw. die Dauer zwischen der Aktivierung bis zur kompletten Füllung mit Treibgas. Diese ist abhängig von

- dem Volumen des Airbags, wobei Frontairbags größer sind als Tür- oder Sitzairbags;
- der Art, ob die Airbags mit Kalt- oder Heißgas gefüllt werden;
- dem Ausströmverhalten über die Auslassöffnungen;
- der Fluidodynamik innerhalb der Airbags;
- einer möglichen zweistufigen Auslösung der Gasgeneratoren.

Aufgrund des Umfangs solcher Airbaguntersuchungen sowie Weiterentwicklungen sind diese nicht Teil der vorliegenden Arbeit. Aktuelle Forschungserkenntnisse zeigen dazu etwa (Shirur u. a. 2020; Zhang u. a. 2017) oder (Cheng u. a. 2020).

Aufbauend auf den genannten Kriterien bewegen sich die Aufblaszeiten  $t_{A,a}$  zwischen 20 ms bis 50 ms, mit der Tendenz zu 20 ms bei Seitenairbags und 30 ms bei aktuellen Generationen für Fahrerairbags (Gscheidle u. Fischer 2009; Rokosch 2011). Im Zuge der durchgeführten Untersuchungen bildeten diese Werte die Annahmen für  $t_{A,a}$  ab. Für vorausschauende Sicherheitssysteme drehen sich infolgedessen die Randbedingungen gegenüber heutigen Systemen. Bei Auslösungen über konventionelle Beschleunigungssensoren ist der Zündzeitbereich  $t_{A,tr}$  bekannt, etwa 10 ms bis 25 ms nach  $t_0$ , abhängig vom Lastfall. Dagegen musste der Zeitpunkt  $t_{A,s}$ , an dem der Airbag steht, durch Addition bestimmt werden (Franz u. a. 2013; Rokosch 2011):

$$t_{A,s} = t_{A,tr} + t_{A,a}. \quad (5.77)$$

Demgegenüber konnte bei vorausschauenden Systemen  $t_{A,s}$  festgelegt werden,  $t_{A,tr}$  war aber unbekannt. Als logische Folgerung war die Differenz zu verwenden.

$$t_{A,tr} = t_{A,s} - t_{A,a}. \quad (5.78)$$

Angepasst an die beiden eingeführten Varianten, Reduzierung höchster Insassenbelastung sowie frühestmögliche Anwendung, ergaben sich die Formeln für die neuartige Bestimmung des Airbagzündzeitpunkts im Pre-Crash

$$t_{A,tr} = t_{A,pre} - t_{A,a} \quad (5.79)$$

mit  $t_{A,pre} = [t_{ASI,max}, t_{avg,max}, t_{d_F,max}, t_{ASI,GW}, a_{ASI,GW}, t_{d_F,max}]$ . Für  $t_{A,tr}$  entfiel die Restriktion  $t_{A,tr} > t_0$ , was auch zu bisher nicht möglichen Auslösezeitpunkten vor  $t_0$  führen konnte, wie die Auswertung im kommenden Kapitel 6 zeigt.

## 6 Auswertung und Validierung der Masse-Feder-Dämpfer-Modelle

In diesem Kapitel werden die durchgeführten Simulationen sowie die abgeleitete Unfallschwereparameter und Airbagscheidungen mit dem neuen vierfachen Kelvin-Modell ausgewertet und den Ergebnissen der FEM gegenübergestellt. Dies erfolgt sowohl über absolute als auch relative Abweichungen zueinander. Anschließend werden Auswirkungen von Toleranzen analysiert, bevor der Abschluss des Kapitels die Möglichkeiten und Grenzen des erforschten Ansatzes aufzeigt.

### 6.1 Randbedingungen zur Auswertung

Wie in Kapitel 4.2 vorgestellt, lagen Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Deformationsdaten von neun verschiedenen Sensoren des Egofahrzeugs vor, abgegriffen an unterschiedlichen Messpunkten im Fahrzeug. Die Daten aller Sensoren wurden entsprechend dem Prinzip des Multi-Point-Sensing aufbereitet und hinsichtlich der ausgewählten Unfallschwereparameter ausgewertet. Allerdings floss nicht jeder der Messpunkte in die Auswertung ein. Begründet war das einerseits mit der Tatsache, dass eine Betrachtung von neun Sensoren nicht den Bedingungen in realen Fahrzeugen entspricht, bei denen zwischen drei und fünf Sensoren mit gemittelten Ergebnissen zum Einsatz kommen. Andererseits lieferte das MFD-Modell nur einen approximierten Datensatz für das gesamte Fahrzeug, weshalb ein Vergleich mit unterschiedlich platzierten Sensoren zu starken Abweichungen führen konnte. Im Laufe der Auswertung hat sich beispielsweise gezeigt, dass ein Vergleich nur mit dem Sensor an der B-Säule insbesondere bei Seitenunfällen hohe Differenzen aufgrund der starken Fluktuation im Beschleunigungssignal nach sich zog.

Infolgedessen gingen nur die Auswertungen der Signale von fünf Sensoren in die Analyse ein. Die Auswahl der jeweiligen Messwerte erfolgte mit Hilfe des getrimmten Mittelwerts. Dieser sortierte die Unfallschwereparameter nach Größe und verwarf die größten und kleinsten Werte nach Vorgabe einer Grenze  $\tau = 2$ , wodurch Ausreißer nach oben sowie unten per Definition nicht das Ergebnis verzerren konnten. Mit der Anzahl der Stichproben  $n = 9$  und den Unfallschwereparametern  $CS = [ASI, a_{avg,t}, OLC, \Delta v, d_T]$  berechnete sich der getrimmte

Mittelwert mit

$$CS_{sort} = (CS_{min}, \dots, CS_{max}) \quad (6.1)$$

$$,CS = \frac{1}{n - 2 \cdot \tau} \sum_{i=1+\tau}^{n-\tau} CS_{sort,i}. \quad (6.2)$$

Von diesem Wert ausgehend wurde, als Kriterium zur Güte der Approximationen, die mittlere absolute Abweichung vom arithmetischen Mittel  $CS_{\emptyset}$  der FEM-Unfallschwere-Werte errechnet. Diese diente als Vergleichswert für die gesamte, zusammengefasste Auswertung des jeweiligen Schwerewerts und berechnet sich über die Formel:

$$d_{\bar{CS}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |CS_{i,MFD} - CS_{\emptyset}|. \quad (6.3)$$

Die Tendenzen, Schwankungen und Interpretationen dazu werden in den spezifischen Auswertungen diskutiert.

In Bezug auf eine Zeitspanne für die durchschnittliche Verzögerung waren im Verlauf der Arbeit noch keine Grenzen festgelegt. Gleiches galt für den ASI und dessen Entscheidung über eine Airbagauslösung. Im weiteren Verlauf wurde für  $a_{avg,t}$  eine Zeitspanne von  $t = 36$  ms betrachtet, weshalb für  $a_{avg,36}$  vereinfacht  $a_{36}$  verwendet wurde. Ausgewählt wurden 36 ms einerseits als Anlehnung an das HIC, andererseits als Abweichung zum ASI. Darüber hinaus bot diese Dauer ausreichend Messdaten, um kurzzeitige Spitzenlasten nicht zu hoch zu gewichten. Bei  $a_{avg}$  existierten außerdem keine einheitlichen Kriterien für eine Entscheidung, ab wann es sich um einen schweren Unfall handelt. Daher wurde ein geeigneter Wert aus der Literatur für eine Airbagscheidung genommen. Studien und medizinische Fachbücher, u. a. von (Zasler 2021), zeigten einen Zusammenhang zwischen mittleren und schweren Verletzungen auf den Menschen, wenn dieser einer kurzzeitigen durchschnittlichen Verzögerung von mehr als 20 g ausgesetzt wurde. Unter der theoretischen Bedingung einer perfekten Anbindung des Insassen an das Fahrzeug im Pre-Crash wurde demzufolge der Wert als Grenze für die Auslösung charakterisiert. Demgegenüber steht der ASI, für den Grenzwerte existieren. Für die Auswertung wurde die Annahme zugrunde gelegt, dass ein höchstes Maß an Sicherheit für den Insassen gewünscht war. Erreicht werden konnte das, indem die Impact Severity Class A als Bedingung für die Auslösung gesetzt wurde. Somit galt ein Wert des ASI größer als 1,0 als festes Kriterium für eine Airbagauslösung. Der Spielraum der Kann-Auslösung von 1,0 bis 1,4 wurde somit nicht angewendet, lässt sich aber an den Grafiken ablesen.

## 6.2 Vergleich der Unfallschwereparameter der FEM und drn Masse-Feder-Dämpfer-Modelle

Zu Beginn der Auswertung war es notwendig, ein klares Bild der kinematischen Verläufe von MFD-Modellen mit deren charakteristischen Eigenschaften zu schaffen. Diese bildeten die Grundlage der Unfallschwereparameter, weswegen durch deren Betrachtung bereits Stärken und Grenzen der Approximation, aber auch zu erwartende Abweichungen zur FEM, eingeordnet werden konnten. Zu diesem Zweck zeigt Abbildung 6.1 ein Beispiel eines typischen Verlaufs eines MFD-Modells zusammen mit einer FEM-Simulation. Die blauen Kurven repräsentieren die

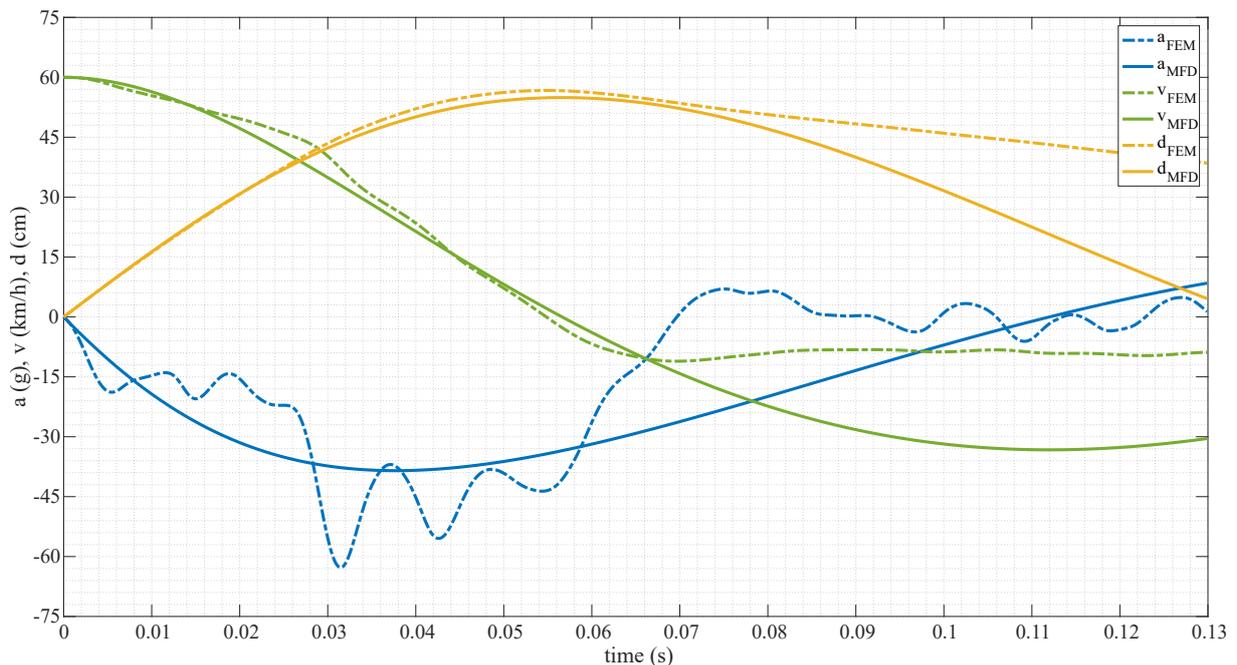


Abbildung 6.1: Kinematische Verläufe eines MFD-Modells gegenüber realen Verläufen.

Verzögerungen beider Ansätze. Im Folgenden wird diese aufgrund eines besseren Verständnisses mit Beschleunigung gleichgesetzt. Während die FEM über die Zeit unterschiedlich stark fluktuierte, verlief das MFD-Modell gleichmäßig steigend und fallend. Dies führte zu drei zeitlich aufeinander folgenden Effekten, die sich auf die Unfallschwereschätzung auswirkten. In den ersten Zehntel Millisekunden stieg der reale Verlauf schneller an als das MFD-Modell, stagnierte kurzzeitig und wurde von diesem währenddessen überholt. Alternativ kann es bei geringerer Überdeckung bereits zu Schwankungen im realen Verlauf kommen, durch die das MFD-Modell abschnittsweise stärker oder schwächer durchläuft (vgl. Abbildung 3.4 aus Kapitel 3.2.1). Dies war auf die homogene Verzögerung durch die Crashboxen zurückzuführen. Versagten diese oder waren vollständig plastiziert, kam es zu einem schlagartigen Anstieg. Dieser durch den Widerstand der maximalsteifen Fahrgastzelle oder der Längsträger verursacht, die darauffolgend innerhalb des Unfallgeschehens kollidierten. Solche kurzzeitigen Spitzenlasten, Fluktuationen und ausgeprägten Anstiege können mit vereinfachten MFD-Modellen oder

Stoßmodellen nicht realisiert werden. Stattdessen verlaufen diese in dieser Zeitspanne auf einem gleichmäßigen Niveau. In Summe mittelten sich über den gesamten Zeitraum die durchschnittlichen Verzögerungen beider Verläufe, sodass deren Durchschnitt nahezu identisch blieb. Gut zu erkennen waren diese Auswirkungen, wenn der Geschwindigkeitsverlauf (grün) sowie die Deformation (gelb) ergänzend betrachtet wurden. Es zeigten sich zwar die Spitzen der FEM im Verlauf von  $v_t$ , nichtsdestotrotz deckte sich deren Verhalten jedoch weitestgehend aufgrund der Integration eines im Durchschnitt gleichen Werts über die Zeit. Besonders bei der Deformation ergab sich ein nahezu identisches Bild, das nochmals die Ähnlichkeit aller Werte bestätigte. Im letzten Drittel des Verlaufs traten die größten Unterschiede auf, die nur sehr eingeschränkt mit MFD-Modellen nachgebildet werden können. Gemeint ist damit der rapide Abfall nach den Spitzenlasten im Realfall. Nach der Maximalphase fällt die Beschleunigung bei echten Fahrzeugen vor allem im Frontunfall mit großen Überdeckungen rasant ab, verursacht durch den fast vollständigen Abbau der Energien und Kräfte im Crashmanagement-System, im Beispiel innerhalb von 10 ms zwischen 0,06 s und 0,07 s. Solche Gefälle nachzubilden ist, wie bereits bei den Spitzenlasten, mit einfachen physikalischen Modellierungen, nicht umsetzbar. Hintergrund davon waren die konstanten Modellparameter wie etwa die Materialkonstanten und eingeschränkte Anzahl von Massen, weshalb immer eine Diskrepanz zwischen den Modellen entstand. Bei reinen Federmodellen oder Sinusapproximationen gelingt dies noch besser, da diese im Scheitelpunkt ihres Verlaufs symmetrisch sind, im Schnitt aber die Verzögerung höher annehmen. Das Dämpfungsglied verbessert stattdessen die Mittelung in den ersten beiden Abschnitten, zögert jedoch im dritten Abschnitt den Abfall länger hinaus. Infolgedessen sanken die Geschwindigkeit und Deformation weiter ab, während bei den Referenzwerten sowohl  $a$  als auch  $v$  stagnierten und  $d$  konstant langsam abfiel. Daraus resultierte ebenfalls eine deutlich länger angenommene Unfalldauer, welche bis zum Nulldurchgang der Beschleunigung definiert war. Auswirkungen auf die Unfallschwere hatten diese Zusammenhänge jedoch im Regelfall nicht, da die kritischen Punkte wie maximale Deformation oder der Bereich der höchsten durchschnittlichen Beschleunigung bedingt durch die Unfallphysik immer in die ersten beiden Abschnitte fallen. Somit konnte die Güte eines MFD-Modells maßgeblich daran bewertet werden, wie exakt es die kinematischen Verläufe und daraus ableitbare Parameter der genannten Bereiche abbildete. Zu diesem Zweck ließen sich Geschwindigkeit und Deformation direkt betrachten, vor allem deren Maximalwerte und Steigungen. Dagegen waren bei den Beschleunigungen weitere Berechnungen hin zu Mittelwerten notwendig. Alle für die Unfallschwereapproximation ausgewählten Parameter berücksichtigten in der Art und Weise ihrer Berechnung diese Effekte. Der erste ausgewertete Unfallschwereparameter war der  $ASI_i$ . Die Abbildungen 6.2 und 6.3 zeigen jeweils den absoluten  $ASI_x$  für frontale Unfälle respektive den  $ASI_y$  für die Seite, wobei oben die FEM-Referenz und unten das MFD-Modell abgebildet sind. Vernachlässigt wurde in den kommenden Betrachtungen der zugehörige  $y$ - bzw.  $x$ -Wert, der in so gut wie allen Fällen keine Auswirkung auf die Unfallschwereapproximation hatte und die Schwere nur unwesentlich steigerte, insbesondere bei Seitenunfällen. Als 4D-Darstellung zeigt Abbildung

6.2 auf der x-Achse die Einschlaggeschwindigkeit, die Überdeckung auf der y-Achse sowie den Crashwinkel auf der z-Achse. Somit bildete der  $ASI_x$  in Form der Punkte in Abhängigkeit von allen Unfallparametern die vierte Ebene, gekennzeichnet durch die Farbintensität von Grün (leicht) über Gelb (mittel) bis Rot (schwer). Diese Farbskala gilt für alle weiteren Darstellungen. Bereits auf den ersten Blick ist erwartungsgemäß zu erkennen, dass mit steigendem  $v_0$  die Unfallschwere ansteigt. So wurde niedrigeren Geschwindigkeiten durchgehend nur ein leichter bis schwerer Unfall indiziert, wohingegen ab mittleren Geschwindigkeiten im Regelfall durchgehend ein schwerer Unfall anzunehmen war. Kamen als zusätzliche Parameter  $o_e$  sowie  $\alpha$  ins Spiel, verringerte sich abhängig von diesen zunehmend die Schwere des Unfalls. Einzeln betrachtet bzw. mit konstant bleibendem  $\alpha = 0^\circ$  bei abnehmenden  $o_e$  und vice versa, war jedoch festzuhalten, dass die Unfallschwere praktisch deckungsgleich abnahm. Exemplarisch starten bei  $v_0 = 80$  km/h beide mit  $ASI_x = 4$  und fallen auf  $ASI_x \approx 2$  mit leicht höherer Tendenz des ASI bei  $\alpha$ . Zusammen erreichen sie einen Wert von  $ASI_x \approx 1,25$  und indizieren damit selbst bei hohen Geschwindigkeiten nur eine mittlere Unfallschwere. Wurde das MFD-Modell wie im Bild nun der FEM direkt gegenübergestellt, konnten Ähnlichkeiten sowie Differenzen unmittelbar herausgearbeitet werden. Über alle Punkte hinweg zeigten sich eine große Ähnlichkeit zwischen beiden Ansätzen, ohne auf Anhub herausstechende Abweichungen des vierfachen Kelvin-Modells zu den Verifikationsdaten festzustellen. Über alle Geschwindigkeitsbereiche sowie Lastfälle mit hohen Überdeckungen und geringen Winkeln korrespondierten die ASI-Werte nahezu ohne Abweichungen. Daraus ließ sich ableiten, dass dort die Mittelung der Beschleunigungen über den ASI-Zeitraum der höchsten 50 ms gut getroffen wurde und somit eine hohe Approximation der realen Kinematik durch das vierfache Kelvin-Modell vorlag. Nichtsdestotrotz offenbarten sich Abweichungen, die vor allem an den Randbereichen mit sehr geringer  $o_e$ , großem  $\alpha$  oder beidem kombiniert auftraten. Zudem fielen diese mit höherer Geschwindigkeit stärker aus. Das vierfache Kelvin-Modell schätzte den ASI zu niedrig ein, verursacht durch zwei Faktoren. Der erste bestand in der Systematik des Modells. Aus den Crashparametern eines großen  $\alpha$  und einer geringen  $o_e$  resultierte für das Modell ein niedriger Wert für alle zu  $m_{1,e}$  zugeordneten Modellparameter sowie ein hoher für  $m_{2,e}$ . Für die Simulation bedeutete das eine weiche, aber längerfristige Verzögerung bei niedrigen Maximalbeschleunigungen. Gleichzeitig traten in solchen Szenarien immer wieder starke Fluktuationen mit vereinzelt, aber ausgeprägten Lastspitzen in der FEM auf. Diese verzerrten die gemittelte Beschleunigung nach oben und unterstützten gleichfalls Differenzen. Unter verstärkter Betrachtung stand zudem der Grenzbereich für die Airbagauslösungen zwischen  $ASI_x = 0,8 - 1,6$ . Dieser entschied maßgeblich über die Qualität der Approximation, da ggf. in den anderen Bereichen größere Abweichungen toleriert werden konnten. So war es nicht ausschlaggebend, wenn etwa bei  $v_0 = 80$  km/h, mittlerer  $o_e$  und großem  $\alpha$  eine Schätzung von  $ASI_{x,MFD} = 3,5$  vorliegen würde, wohingegen der  $ASI_{x,FEM} = 3,8$  vorgäbe. Auf der einen Seite betrüge die relative Abweichung dabei 7,9%, was eine akzeptable Schätzung für solche vereinfachten Modelle wäre. Auf der anderen Seite konnte das MFD-Modell unter den Crashparametern für diese Bereiche trotzdem als robust genug angesehen werden, da

eine Fehlauflösung ohne Einschränkung vermieden wurde. Im kritischen Bereich galten dieselben Bedingungen wie beschrieben, sodass eine genauere Schätzung bei mittleren Szenarien hin zu steigender Abweichung bei den Randszenarien erfolgte. Über alle untersuchten Lastfälle hinweg stellte sich eine mittlere Abweichung des MFD-Modells zur Ground Truth  $d_{\overline{ASI}}$  von 0,14 ein. Bedingt durch die genannten Effekte orientierte diese sich lastfallabhängig nach unten oder oben, sodass diese in den mittleren, besser geschätzten Bereichen auf  $\approx 0,10$  fiel und an den Rändern auf  $\approx 0,20$  stieg.

Für den  $ASI_y$  im Seitencrash war eine 3D-Darstellung auf Grund nur einer betrachteten Einschlagsposition ausreichend. Abbildung 6.3 zeigt auf der x-Achse den Verlauf von  $\alpha$ , auf der y-Achse Geschwindigkeitsstufen und den ASI für die Seite auf der z-Achse. Deutlich zu sehen ist die Ähnlichkeit beider Oberflächen, die eine hohe Übereinstimmung des Kelvin-Modells mit der Verifikation aufweist. Bei der zu erwartenden maximalen Unfallschwere bei einem direkten Einschlag von  $\alpha = 90^\circ$  sowie den umgebenden Bereichen überragte die FEM das MFD-Modell leicht. Dies war den kurzen Lastspitzen in der Zeitspanne des ASI geschuldet. Trotz der niedrigen relativen Einschlaggeschwindigkeiten im Vergleich mit dem Frontalunfall wurden hohe Werte und somit klare Airbagkriterien überschritten. Begründet war dies mit der niedrigeren Schwelle für die maximal zulässige Belastung bei Seitenunfällen, die laut ASI-Formel die hohen Werte erzeugte. Beide Modelle fielen zu den Seiten hin gleichmäßig ab, bis diese bei  $\alpha = 10^\circ/170^\circ$  deren geringste Unfallschwere erreichten. Hervorzuheben war der unterschiedliche Verlauf beider Seiten. Obwohl bei dem MFD-Modell die Methodik zur Verteilung von  $m_e$ ,  $k_e$  sowie  $c_e$  nur noch von  $\alpha$  abhing, sollte entsprechend den Sinus- und Kosinusbeziehungen bei der Schätzung von  $o_e$  theoretisch ein gespiegeltes System entstehen. Dies war nicht der Fall, was sich auf die Relativgeschwindigkeit zwischen den Fahrzeugen zurückführen ließ. Deren Einfluss nahm mit steigenden Geschwindigkeiten zu, wie das Verhalten bei  $v = 20 \text{ km/h}$  gegenüber  $v = 60 \text{ km/h}$  verdeutlichte. Der gleiche Effekt war bei der FEM zu sehen, was im Umkehrschluss nochmal die zugrunde liegenden Ansätze bestätigte. Hinsichtlich der Abweichungen waren die Variationen zu klären. In Zahlen bedeutete dies eine absolute Abweichung des  $ASI_{y,MFD}$  von 0,01 – 0,35 zum  $ASI_{y,FEM}$ . Anzumerken war dabei, dass diese hohe absolute Abweichung nur an einer Stelle bei  $\alpha = 20^\circ$  und  $v = 20 \text{ km/h}$  entstand. Im Bild ist dort ein Ausreißer der FEM nach oben zu erkennen. Nur in diesem Lastfall traten ungewöhnlich hohe Lastspitzen auf, weshalb die beschleunigungsbasierten Unfallschwereparameter verstärkt auftaten (analog später bei  $a_{36}$ ). Dem konnten sowohl nur in diesem Lastfall entstehende Resonanzen und damit eine stärkere Anregung als auch mögliche Fehler zugrunde im FEM liegen. Insgesamt ergab die mittlere Abweichung  $d_{\overline{ASI}}$  zwischen den Modellen über alle Lastfälle hinweg  $\approx 0,07$ . Im Gegensatz zur x-Richtung war bei Seitenkollisionen kein negativer Trend von sehr akkuraten Ergebnissen in der Mitte sowie höheren Abweichungen an den Rändern des Winkelspektrums vorhanden.

Ebenfalls abgeleitet aus der Beschleunigung wurde  $a_{36}$ . Dieser unterschied sich nur durch einen kürzeren Betrachtungszeitraum sowie der fehlenden Normierung auf einen Grenzwert zum ASI. Demzufolge traten bei ihm die gleichen Effekte wie stärkere Abweichungen bei zunehmen

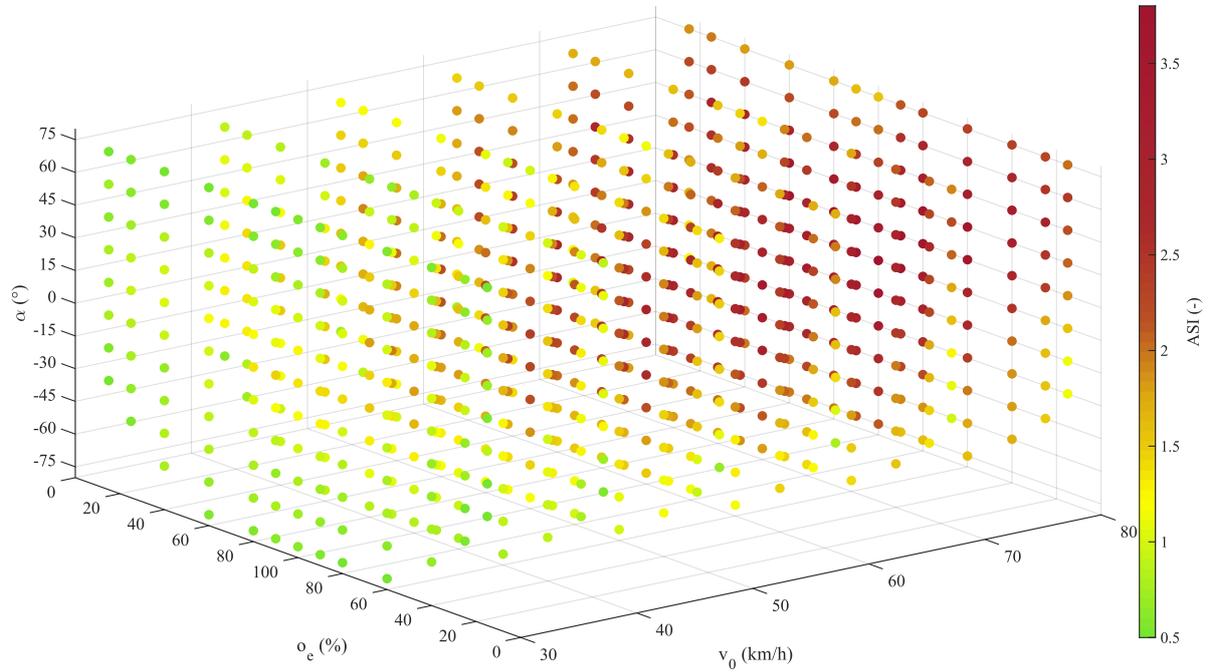
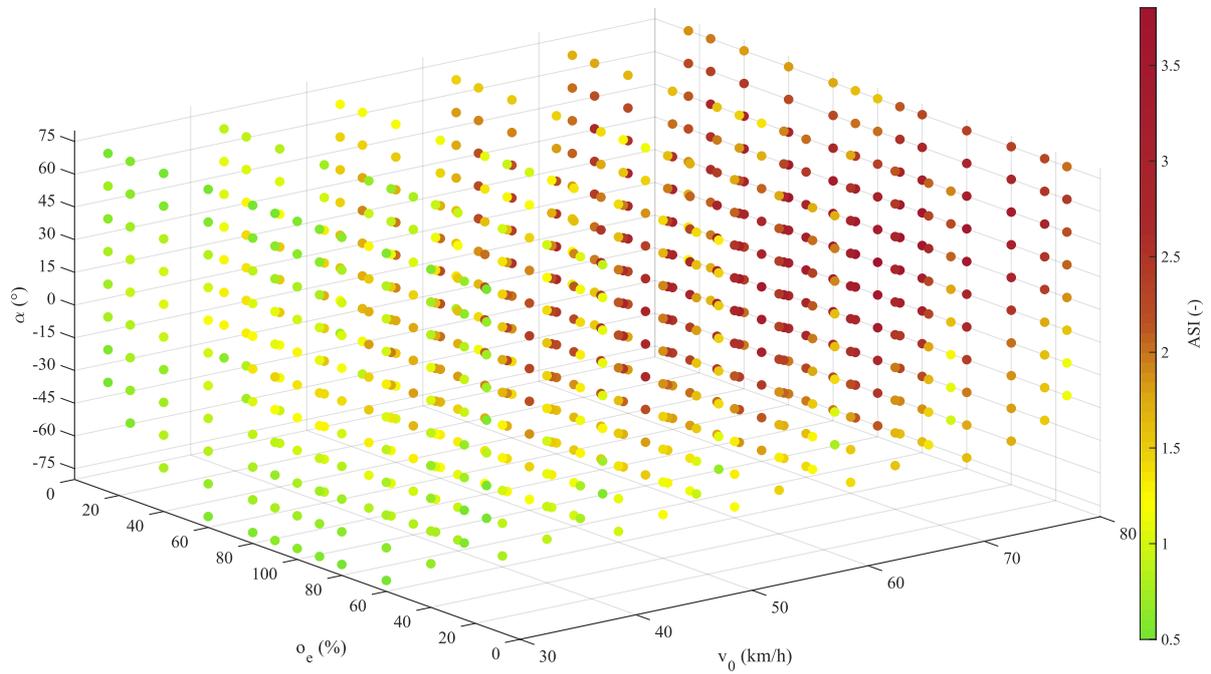


Abbildung 6.2:  $ASI_x$  für alle untersuchten Lastfälle über Winkel, Überdeckung und Einschlaggeschwindigkeit: Oben: FEM; unten: MFD-Modell.

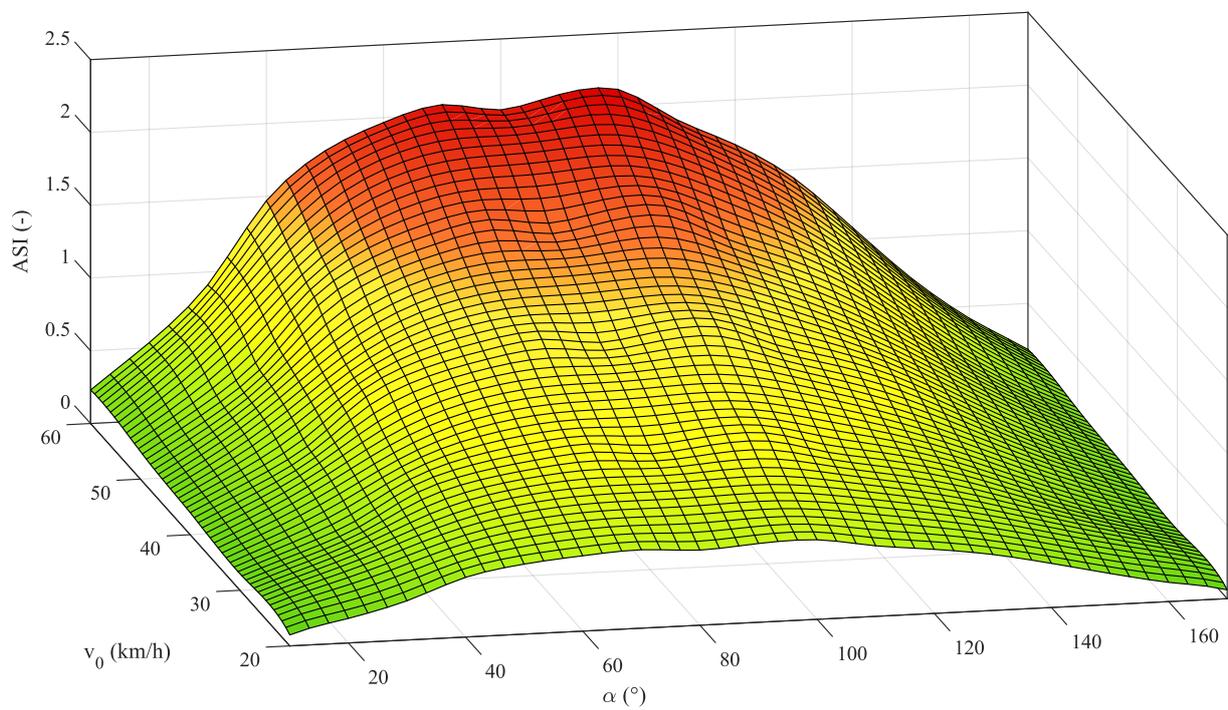
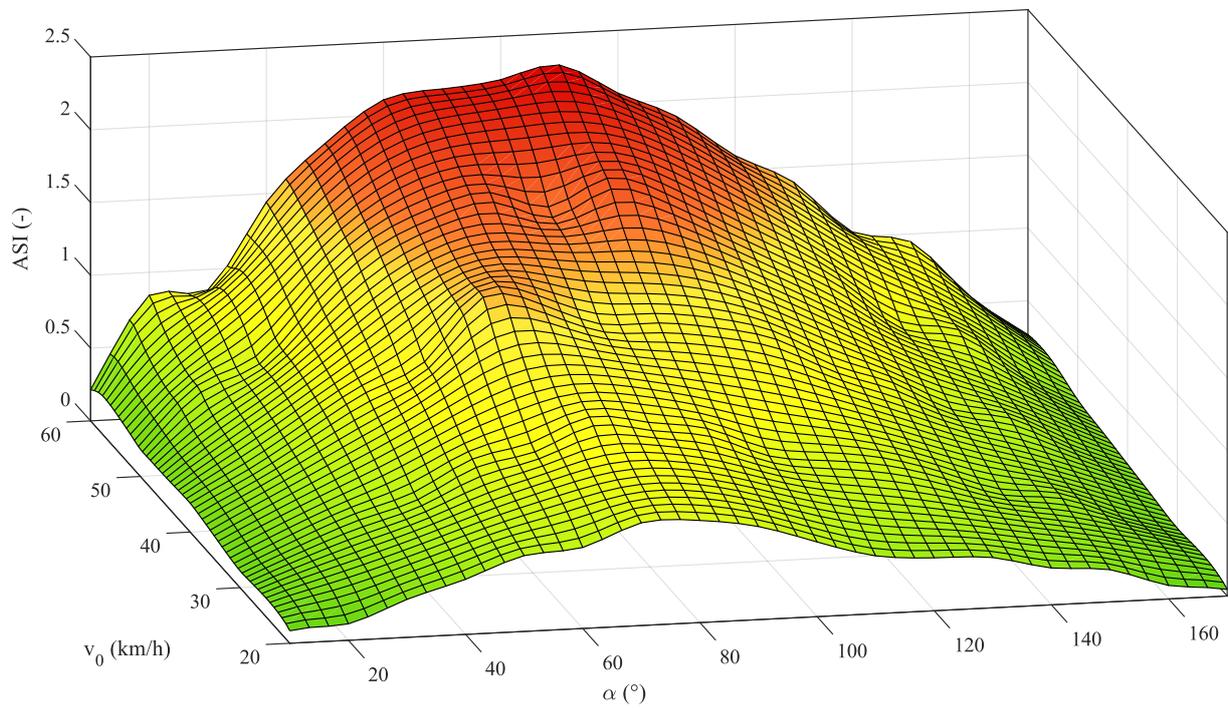


Abbildung 6.3:  $ASI_y$  für alle untersuchten Lastfälle über Winkel, Überdeckung und Einschlaggeschwindigkeiten; Oben: FEM; unten: MFD-Modell.

Winkeln auf. Daher galten für ihn dieselben Einflüsse, unabhängig ob für die Front oder Seite. Infolgedessen war dieser gleich dem ASI zu interpretieren, weshalb auf eine weitere Beschreibung des  $a_{36}$  an dieser Stelle verzichtet wird. Dies bestätigten auch die zugehörigen Darstellungen der  $a_{36}$  in Anhang A.4. Zwar unterschieden diese sich bei niedrigeren Geschwindigkeiten, bei denen  $a_{36}$  mehr Lastfälle ohne Airbag enthielt. Dies war jedoch dem höheren Grenzwert von 20 g gegenüber dem ASI geschuldet und nicht einem anderweitigen Verhalten bei Betrachtung derselben Winkel-, Geschwindigkeits- und Überdeckungsbereiche. Die mittlere Abweichung betrug  $d_{a_{36}} = 2,38$  g, die Schwankungen bewegen sich zwischen 1,28 g und 4,19 g.

Der letzte Unfallschwereparameter im Zusammenhang mit Beschleunigungen war der OLC, dargestellt in Abbildung 6.4. Wie in Kapitel 5.4.1 dargelegt, war dieser nur für reine Frontalunfälle mit  $\alpha = 0^\circ$  definiert. Daher deckt eine 3D-Darstellung als Heatmap mit  $o_e$  auf der x-Achse sowie  $v_0$  auf der y-Achse alle Szenarien ab. Ergänzend enthält die Farbskala rechts die Intensität der Verzögerung in g und ist bis 20 g als geringe Belastung ausgelegt. Dieser nahm gleichermaßen dem ASI und  $a_{36}$  mit steigender Geschwindigkeit bei großer  $o_e$  zu, verringerte sich aber bei fallender Überdeckung. Bis auf einen etwas breiteren roten Bereich deckten sich MFD-Modell und FEM stark. Besonders die Übergänge von schweren hin zu leichten Verzögerungen sowie in den Randbereichen bei niedriger  $o_e$  zeigten eine hohe Approximationsgüte. Bestätigt wurde das auch durch die mittleren Abweichungen von  $d_{OLC} = 2,91$  g. Die Tendenzen zwischen Referenz und Modell waren damit einhergehend mit 2,04 g an mittlerer  $I$  und 3,08 g ebenso gering. Nachdem alle auf der Verzögerung basierenden Unfallschwereparameter ausgewertet waren, ließ sich bilanzieren, dass diese mit dem neuen vierfachen Kelvin-Modell somit sehr gut approximiert wurden.

Der nächste nur für frontale Unfälle ohne Winkel ausgelegte Unfallschwereparameter war  $\Delta v$ . Da die Beschleunigungen in diesen Szenarien bereits exakte Resultate erzielten, war bei den integrierten Parametern eine hohe Übereinstimmung anzunehmen. Abbildung 6.5 bestätigt diese Annahme. Den Abbau der Geschwindigkeit schätzte das MFD-Modell in allen Fällen außer den Randbereichen der Überdeckung, in Verbindung mit hohen  $v_0$  gleich dem der FEM. In diesen Szenarien wurde  $v_0$  vollständig auf 0 km/h abgebaut. Die Geschwindigkeit in der Rebound-Phase wurde vernachlässigt, da diese die Unfallschwere nicht nennenswert beeinflusst. In den Videos der FEM zeigte sich, warum die Differenzen von bis zu 30 km/h bei  $o_e \approx 0\% - 20\%$  entstanden. In diesen Fällen begannen die Fahrzeuge so stark aufeinander zu treffen, dass die Struktur vollständig zerstört wurde. Über die deformierte Felge oder den Längsträger begannen die Fahrzeuge mit ihrer restlichen Geschwindigkeit voneinander abzugleiten, bis sie sich wieder vollständig gelöst hatten. Diesen realitätsgetreuen Effekt trug das MFD-Modell nicht mit, weshalb es in diesen Fällen der Theorie folgte und mit den festen Steifigkeiten und Dämpfungen ohne zerstörende Elemente rechnete. Eine Schätzung der maximalen Deformation wäre daher u. a. aus den genannten Gründen außerhalb einiger weniger Szenarien nicht zielführend gewesen (ergänzend zu Kapitel 5.4.1). Zwar konnte in den Bereichen mit höherem  $o_e$  eine Deformation richtig geschätzt werden, das Abrutschen bei geringer  $o_e$  blieb aber nach der Integration der

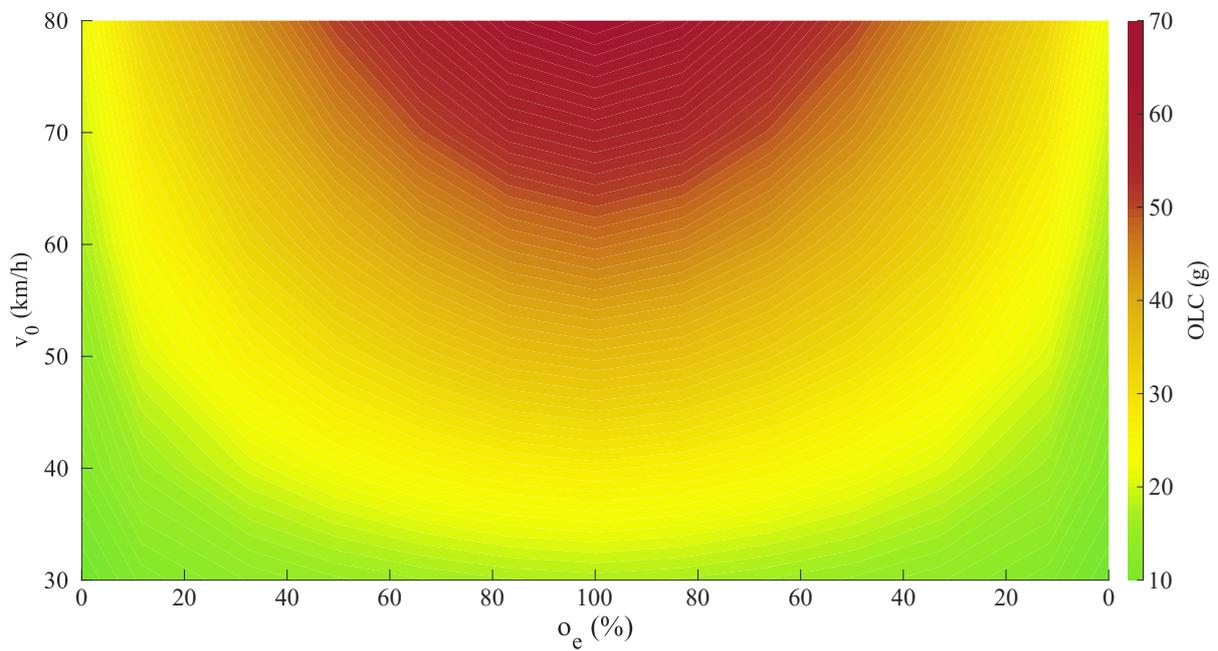
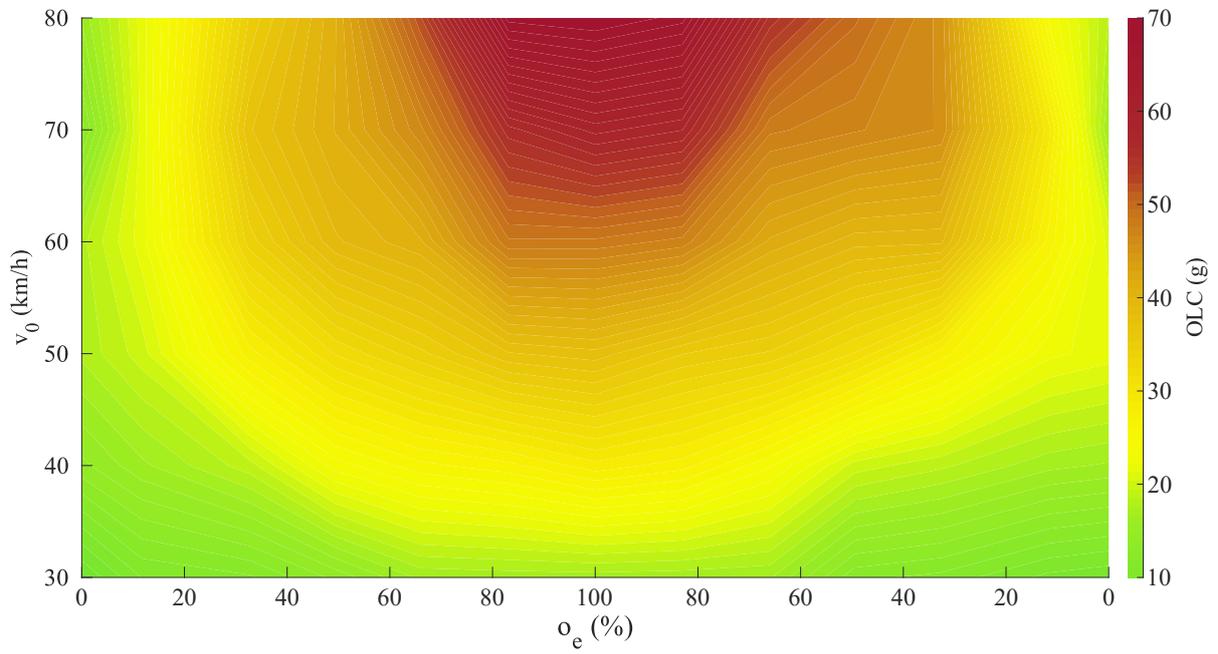


Abbildung 6.4: OLC für alle untersuchten Lastfälle über Überdeckung und Einschlaggeschwindigkeit; Oben: FEM; unten: MFD-Modell.

Geschwindigkeit erhalten. In den Randszenarien ergaben sich daher Deformationen von bis zu 3 m. Dabei handelte es sich jedoch um die weiteren Fahrwege des Fahrzeugs und nicht um eine Eindringtiefe. Abbildung A.3 im Anhang ergänzt die Beschreibung.

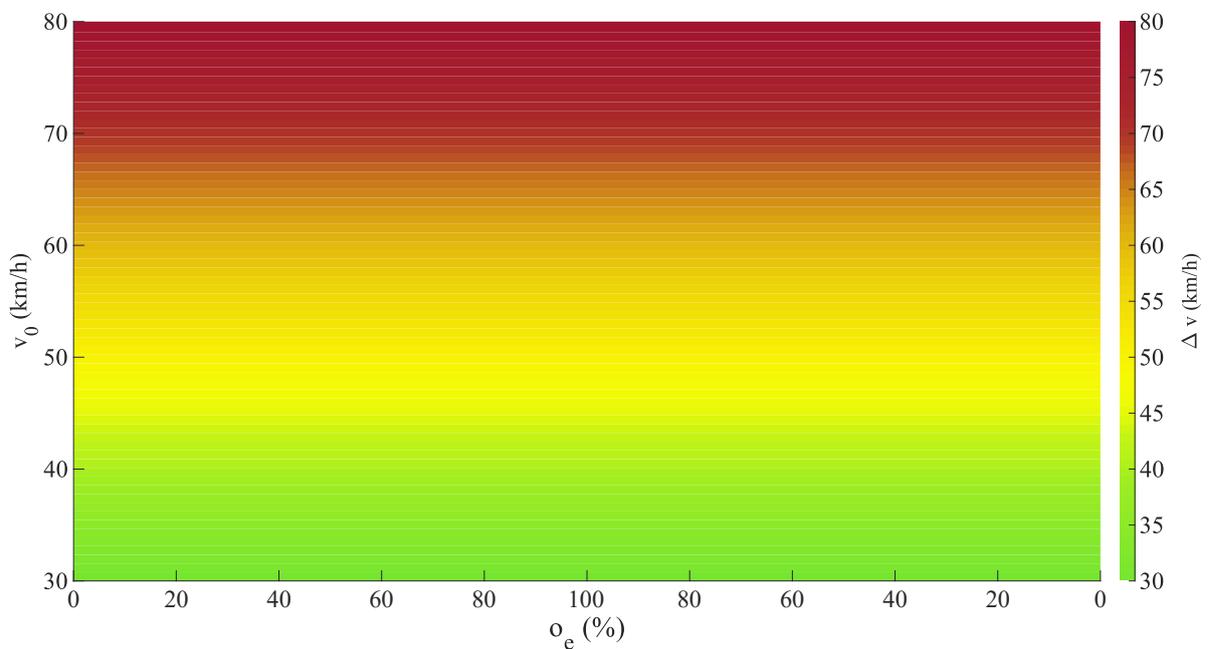
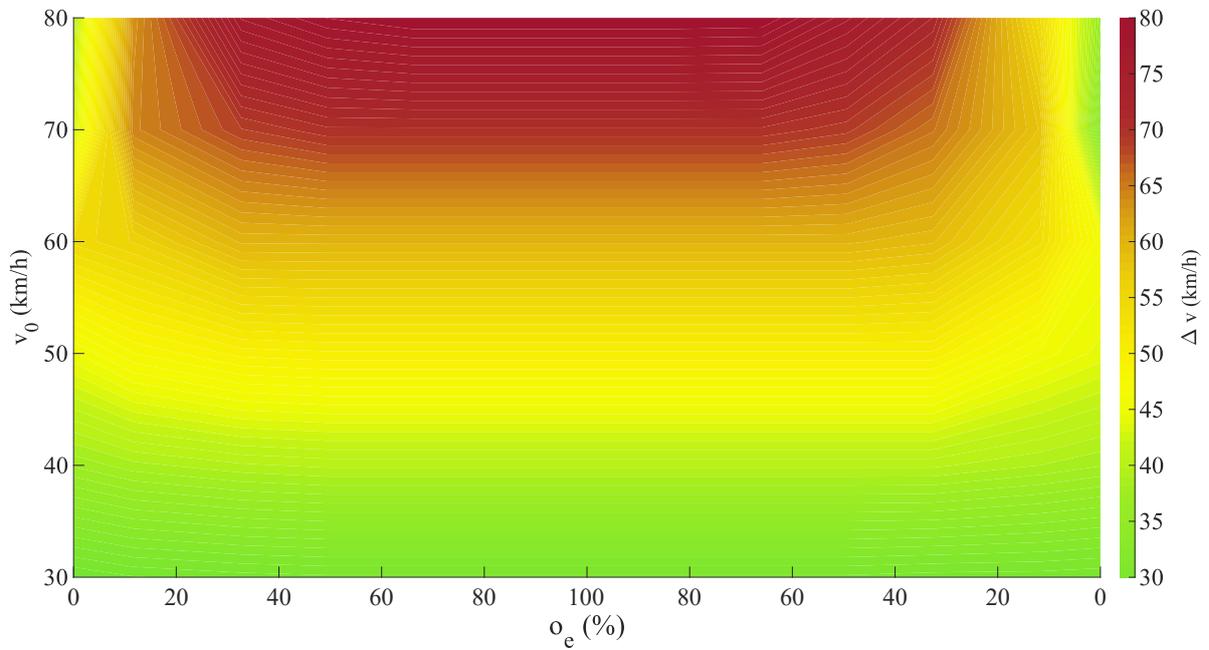


Abbildung 6.5:  $\Delta v_x$  für alle untersuchten Lastfälle über Überdeckung und Einschlaggeschwindigkeit; Oben: FEM; unten: MFD-Modell.

## 6.3 Vergleich der Airbagscheidungen

### 6.3.1 Vergleich der Airbagscheidungen

Der kommende Abschnitt analysiert, inwiefern eine richtige Entscheidung des mehrfachen Kelvin-Modells zur Airbagauslösung getroffen wurde. Zu diesem Zweck verglichen Tabelle 6.1 und 6.2 über alle Lastfälle hinweg die Unfallschwereparameter. Es zeigte sich, dass sowohl für die frontalen als auch die seitlichen Unfälle der ASI die höchste Übereinstimmung mit der FEM erreichte. In beiden Varianten war dieser nur ein paar Prozent neben der FEM und identifizierte auch in den Randbereichen mit größeren Differenzen im Absolutwert eine korrekte Auslösung mit einer Übereinstimmung von  $\approx 98\%$ . Die verbliebenen Abweichungen entstanden aufgrund von Schwankungen um den Grenzwert 1,0. Beispielsweise erzielte die FEM bei  $v_0 = 50 \text{ km/h}$ ,  $\alpha = 15^\circ$  und  $o_e = 100\%$  einen  $ASI = 1,05$ , wohingegen das MFD-Modell einen ASI von 0,96 approximiert. Schwankungen in dieser Größenordnung wurden von Lastspitzen oder bei umgekehrten Auftreten von schnellen Abfällen des realen Beschleunigungssignals verursacht. Inwiefern Grenzfälle dieser Art akzeptiert, gerundet oder anderweitig interpretiert werden, wäre in einer möglichen Umsetzung zu klären. Nur für die Seite genauso exakt war  $d_{I,S}$ , bei der die Entscheidung ebenfalls mit  $\approx 99\%$  übereinstimmten. Dabei war eine hohe Übereinstimmung zu erwarten, da im Gegensatz zur Front die absolute Strecke von wenigen Zentimetern Eindringtiefe ohne Annahmen in weniger komplexen Szenarien zu berechnen war. Bei  $d_{I,F}$  offenbarten sich stärkere Abweichungen in der Entscheidungsfindung, in der das MFD-Modell 13% häufiger auslösen würde als die FEM. Geschuldet war das einerseits den Differenzen in den Szenarien mit großen Winkeln, in denen die FEM frühzeitig abgleitete und kaum Kontakt zwischen Fahrzeugen entstand. Andererseits gab es auch Szenarien mit zu steif bzw. zu dämpfend angenommenen Parametern für das MFD-Modell, die in einer zu schnellen und starken Deformation mündeten. In Bezug auf die Front stand noch das OLC als Unfallschwereparameter mit guter Übereinstimmung bei der Schätzung zur Diskussion. Dieses erzielte gleichfalls einen ähnlichen Prozentsatz an Auslösungen respektive keinen Auslösungen mit einer Tendenz zu häufigeren Aktivierung als die FEM. In beiden Varianten besaß  $a_{36}$

Tabelle 6.1: Vergleich einer potenziellen Airbagauslösung von FEM und MFD-Modell für alle frontalen Testfälle.

Parameter	Airbag		Kein Airbag	
	FEM (%)	MFD (%)	FEM (%)	MFD (%)
$ASI$	80	82	20	18
$a_{36}$	57	43	45	55
$OLC$	68	71	32	29
$d_{I,F}$	79	92	8	21

die niedrigste Korrespondenz. Bei diesem wichen die Modell in Seitenszenarios im oberen

einstelligen, bei Frontalunfällen im unteren zweistelligen Bereich voneinander ab. Es fiel zudem auf, dass immer mehr Entscheidungen gegen den Airbag getroffen wurden. Ohne die Normierung im Zusammenspiel mit der geringeren betrachteten Zeitspanne wirkten sich die kurzweiligen, aber ausgeprägten Lastspitzen stärker auf die Unfallschwereschätzung aus. Das MFD-Modell konnte an den Grenzen zu 20 g diese Auswirkungen nicht abdecken und über den Überhang danach nicht ausgleichen. Daher kam es zu unterschiedlichen Urteilen, wie etwa bei einem Lastfall mit  $a_{36,FEM} = 20,96 \text{ g}$  und  $a_{36,MFD} = 19,48 \text{ g}$ . Wie oben muss vom Anwender über solche Fälle entschieden werden, z. B. über Toleranzen in der Anwendung. In Summe betrachtet offenbarten somit der ASI sowie zusätzlich bei Seitenkollisionen  $d_i$  das höchste Potenzial für eine korrekte Airbagscheidung.

Tabelle 6.2: Vergleich einer potenziellen Airbagauslösung der FEM und des MFD-Modells für alle seitlichen Testfälle.

Parameter	Front		Seite	
	FEM (%)	MFD (%)	FEM (%)	FEM (%)
ASI	34	33	66	68
$a_{36}$	29	31	71	79
$d_{I,s}$	95	96	5	4

### 6.3.2 Variation der Zündzeitpunkte

Nachdem die Unfallschwereparameter ausgewertet wurden, werden im Folgenden die Ergebnisse der neuartigen Methoden für die Airbagzeitpunkte dargelegt.

Um einen grundsätzlichen Überblick über die Zündzeitpunkte zu bekommen, wurden die durchschnittlichen Auslösezeitpunkte für alle in A1 und A2 ausgewählten Parameter über alle Lastfälle betrachtet (vgl. Tabelle 6.3). Klar zu erkennen war, dass die auf die höchste Unfallschwere ausgelegten Parameter einerseits deutlich später auslösten und andererseits zudem näher an den FEM-Referenzen lagen. Dies traf insbesondere auf  $t_{ASI,max}$  in der Front zu, aber auch auf  $t_{a36,GW}$  bei Seitenunfällen. Beide wiesen nur Differenzen von 1 ms bis 2 ms auf. Für die Front hingegen offenbarte  $t_{a36,GW}$  größere Abweichungen von 8 ms, bei denen das MFD-Modell stärkere Fluktuationen und Lastspitzen in den realen Daten nicht negieren konnte. Bei Addition der 30 ms an Aufblaszeit, bestätigten die Zahlen zudem nochmals die sich aktuell in der Anwendung befindlichen Standzeitpunkte moderner Airbags von 50 ms bis 55 ms. Größere Unterscheidungen offenbarten sich wie zu erwarten in den durchschnittlichen Auslösezeitpunkten, die anhand des frühest notwendigen Zeitpunkt bestimmt wurden. Die Spanne bewegte sich dabei zwischen 5 ms und 10 ms, wobei die Seitenapproximation näher an die Ground Truth heranreichte. Ebenso waren keine wesentlichen Unterschiede zwischen den Methoden  $t_{ASI,GW}$  und  $t_{a36,GW}$  offensichtlich. Ursachen für die größeren Differenzen bei A2 waren u. a. kurzzeitiges Stagnieren

des realen Crashsignals in Unfällen mit frühem Abgleiten bis das nächste Bauteil getroffen wurde oder eine zu hohe Steifigkeit und Dämpfung in Fällen mit geringer Überdeckung und großen Winkeln. Einzig bei der Seite wurde mit  $t_{d,I}$  eine sehr gute Approximation erreicht. Hier verschwanden die zusätzlichen Einflüsse der fehlenden Insassenvorverlagerung, zudem waren die Abgleiteffekte nur bei sehr kleinen bzw. großen  $\alpha$  zu berücksichtigen. Wie bei den Parametern zuvor galt für alle Parameter, dass bei Szenarien mit hoher  $o_e$  sowie geringem  $\alpha$  bei der Front respektive mittlerem  $\alpha$  bei der Seite die Abweichungen geringer ausfielen und in den Randbereichen anstiegen. Für sich alleinstehend besitzt die durchschnittliche Abweichung

Tabelle 6.3: Durchschnittliche Auslösezeitpunkte der einzelnen Methoden für alle Lastfälle.

Parameter	Front		Seite	
	FEM (ms)	MFD (ms)	FEM (ms)	MFD (ms)
$t_{ASI,max}$	23,4	27,2	23,0	27,1
$t_{36,max}$	22,7	30,7	24,9	26,0
$t_{ASI,GW}$	-9,4	-13,2	-11,2	-16,0
$t_{36,GW}$	-4,8	-8,5	-7,2	-12,8
$t_{d,I}$	14,9	8,6	-6,4	-4,2

allerdings nur eingeschränkt Aussagekraft, da die Zeitpunkte über die verschiedenen Szenarien hinweg deutlich nach vorne oder hinten abweichen konnten. Mit steigender Geschwindigkeit bewegten sich die Auslösezeitpunkte immer weiter nach vorne, konnten bei geringer werdender Überdeckung oder steigendem Winkel aber auch erneut zum Mittelwert oder dahinter springen. Aufgrund dessen wurden die durchschnittlichen Abweichungen zwischen MFD-Modell und FEM herangezogen, um die Güte der Approximation sowie deren Tendenzen aufzuzeigen. Tabelle 6.4 fasst die Ergebnisse zusammen.

Nicht nur bei der durchschnittlichen Abweichung, sondern auch bei  $d_{t,f}^-$ , wiesen die seitlichen Unfälle durchgehend eine niedrige Abweichung im Vergleich mit der Front auf. Analog dazu war es die  $d_{36,\bar{max}}$ , die in beiden Szenarien die höchste durchschnittliche Abweichung besaß. Hauptursache dafür waren Schwankungen in lokalen Lastspitzen, die je nach Szenario und getroffenem Bauteil früh bei 25 ms bis 35 ms oder deutlich später als gewöhnlich bei 60 ms bis 70 ms entstanden. In Zusammenhang mit der kürzesten Zeitspanne verschoben sich die Zeitpunkte entsprechend diesen Tendenzen. Das MFD-Modell kannte solche lokalen Verschiebungen in diesem Maß nicht und bewegte sich im Allgemeinen zwischen 30 ms bis 55 ms, wodurch vereinzelt Abweichungen mit größeren Werten entstanden. Infolgedessen zeigte sich die Spanne von  $d_{36,\bar{max}}$  mit 0,00 ms bis 0,05 ms für frontale Szenarien. Trotz des hohen Maximalwerts befanden sich mehr als 72 %, unterhalb einer Abweichung von 10 ms und weniger als 6 % oberhalb einer Abweichung von 30 ms. Deckungsgleich mit den vorherigen Erkenntnissen handelte es sich bei den großen Abweichungen um Szenarien in den äußeren Grenzfällen, während die geringeren Abweichungen alle in den mittigen Bereichen platziert waren. Festzuhalten war zudem, dass sich die nach der höchsten Unfallschwere richtenden Zeitpunkte an der Schwelle heutiger Aus-

lösezeitpunkte bewegten (vgl. Kapitel 5.4.2). Bedingt war dies durch das Zusammenfassen aller Auslösezeitpunkte zu einem Mittelwert, der sowohl spätere als auch deutlich frühere Zeitpunkte enthielt. Da die Mehrzahl der Fälle Auslösezeitpunkte in höheren Bereichen aufgrund von Abgleiteteffekten oder geringer Überdeckungen forderte, tendierte der Mittelwert in diesen Bereich. So bewegen sich etwa Auslösezeitpunkte bei Small-Overlap-Szenarien um diesen Zeitpunkt. Als Beispiel, dass auch frühere Zeitpunkte detektiert wurden, soll an dieser Stelle das bekannte Unfallszenario einer vollständigen Überdeckung bei 50 km/h dienen. Bei solchen Unfällen soll frühzeitig ausgelöst werden, was mit aktuellen Beschleunigungssensoren ein Zeitfenster von 5 ms bis 15 ms nach  $t_0$  bedeutet. Die FEM berechnete dafür  $t_{ASI,max,FEM} = 8,5$  ms bzw.  $t_{36,max,FEM} = 14,5$  ms und befand sich damit perfekt innerhalb des zulässigen Zeitrahmens. Das MFD-Modell erzielte für das Szenario ähnliche Werte mit  $t_{ASI,max,MFD} = 11,8$  ms sowie  $t_{36,max,MFD} = 9,9$  ms. Für andere Szenarien mit großer  $o_e$  und geringem  $\alpha$  ergaben sich für FEM und MFD-Modell vergleichbare Auslösezeitpunkte. Damit bestätigte das MFD-Modell, dass auch frühzeitige Auslösungen abgeschätzt werden konnten.

Die seitlichen Unfälle waren von den zuvor genannten Effekten bei unterschiedlichen Szenarien ebenso betroffen. Die Spanne fiel allerdings merklich geringer aus, bedingt durch eine geringere Anzahl an untersuchten Lastfällen und weniger komplexen Szenarien. Diese betrug 0,02 ms bis 0,09 ms, wobei 82 % aller Lastfälle unterhalb der durchschnittlichen Abweichung lagen. Der zweite Parameter  $d_{a36,\bar{GW}}$  erzielte gegenüber  $d_{36,\bar{max}}$  im Mittel geringere Abweichungen, die im mittleren und unteren einstelligen ms-Bereich lagen. Darüber hinaus war dessen Spanne geringer, diese deckte aber auch 0,00 ms bis 0,03 ms ab (Front und Seite gemeinsam). Deren Verhältnisse waren ähnlich denen der zuvor genannten, mit leicht prozentualer Verschiebung zu stärkeren Abweichungen. In den für diese Methode relevanten früheren Zeiträumen bildeten sich für gewöhnlich keine so starken Lastspitzen oder diese glichen sich durch stärkere Schwankungen wieder aus, was die geringere mittlere Abweichung erklärte.

Auf den ASI trafen wie bei dem aus Beschleunigungen bestimmten Parameter  $a_{avg}$  die vorherigen Erklärungen und Aussagen infolgedessen genauso zu, jedoch erreichte dieser im Vergleich immer noch leicht bessere Werte. Die Begründung lag im längeren Beobachtungsfenster von 50 ms, wodurch Maxima weniger ins Gewicht fielen. Umgekehrt war das allerdings auch die Ursache dafür, dass die  $d_{ASI,\bar{GW}}$  höher war als deren Pendant. Das längere Zeitfenster reichte, um mehr und höhere Lastspitzen zu enthalten und somit ggf. Abweichungen zu generieren. Sowohl für die Front als auch für die Seite waren die Differenzintervalle identisch, nur die Prozentsätze ober- und unterhalb von  $d_{ASI,\bar{max}}$  waren mit 75 % bzw. 5 % über 30 ms eine Nuance vorteilhafter. Als letzter Parameter war  $d_{\bar{d},I}$  ferner jener mit der geringsten mittleren Abweichung von  $\approx 5$  ms. Auch die Grenzen der Abweichungsintervalle waren bei Frontalunfällen geringer mit einem Maximalwert von 30 ms. Bei der Seite wiesen diese keinen Unterschied zu denen der anderen Parameter auf. Dies zeigte sich auch in den relativen Werten. Bei der Front waren nur 2 % oberhalb einer Abweichung von 20 ms und mehr als 80 % erzielten gute einstellige Abweichungen. Entsprechend den Intervallen war für die Seite auch die relative Verteilung gleich den bereits

Tabelle 6.4: Durchschnittliche Abweichung der Auslösezeitpunkte in ms aller Lastfälle je nach Szenario.

Parameter	Front	Seite
$d_{AS\bar{I},max}$	11	6
$d_{36,\bar{max}}$	12	7
$d_{AS\bar{I},GW}$	10	5
$d_{36,\bar{GW}}$	7	4
$d_{\bar{d},I}$	4	6

zuvor aufgezeigten Werten und erreichte somit sehr gute Ergebnisse. Unter allen betrachteten Vergleichswerten schnitt  $d_{\bar{d},I}$  am besten ab. Dies ließ sich sowohl mit einer Berechnung als auch einer anderen Datenbasis begründen. Anders als die Beschleunigung verhielt sich die Deformation in den ersten Millisekunden sehr viel statischer und enthielt keine fluktuierenden Lastspitzen, was Streuungen und damit starke lokale Abweichungen des MFD-Modells zu den Verifikationsdaten minimierte (vgl. Abbildung 6.1). Der Verlauf des MFD-Modells korrelierte darauf basierend sehr viel mehr mit dem der FEM und führte infolgedessen zu geringeren Abweichungen der Airbagzündzeitbestimmung.

Zusammenfassend lässt sich hervorheben, dass mit dem in der Arbeit eingeführten Vorgehen vor allem die Zündzeitpunkte der Seite exakt angenähert wurden. Nichtsdestotrotz besteht großes Potenzial für die Frontapproximation, deren Genauigkeit mit zusätzlichen Optimierungen wie nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungskennlinien anstatt fester Parameter weiter gesteigert werden kann.

## 6.4 Toleranzbetrachtung mittel Small Overlap und ODB-Szenarien

Unter allen möglichen Lastfällen standen die NCAP-Szenarien besonders im Fokus. Daher werden zum Anschluss des Kapitels zwei ausgewählte Szenarien aus dem NCAP-Katalog, die als besonders kritisch gelten, beleuchtet. Dies sind der Small Overlap mit  $o_e = 25\%$  sowie der ODB mit  $o_e = 40\%$ , jeweils mit  $\alpha = 0^\circ$ . In den ursprünglichen Szenarien ist der Unfallpartner eine starre Barriere. Dies wurde jedoch an die bereits bestehenden Simulationen angepasst, weshalb im vorliegenden Fall die beiden Toyota Yaris Modelle kollidierten. Zudem wurde die Geschwindigkeit auf  $v_0 = 50$  km/h für beide Fahrzeuge gesetzt, was umgerechnet der zu betrachtenden Geschwindigkeit beim Unfall gegen eine harte Barriere entsprach. Ziel war das Treffen einer Aussage darüber, wie genau das Modell die Szenarien selbst, aber auch Abweichungen der Überdeckung von bis zu 10% abdeckte. Streuungen in diesen Schrittweiten sind bei der Anwendung des Modells in Pre-Crash-Abläufen anzunehmen, da die Schätzung des Einschlagpunkts und damit der Überdeckung immer mit Toleranzen behaftet ist. Diese entstehen bei der Objektdetektion und dem Tracking sowie der Unvermeidbarkeitsbestimmung, die aufgrund von

Unsicherheiten in der Messung Schätzwerte mit  $\pm$  Toleranzen an die Unfallschwereschätzung weitergeben. Dadurch können Szenarien entstehen, in denen das Crashmanagement-System sowohl getroffen als auch nicht getroffen wird. Dieser Aspekt resultiert in anderweitig gearteten Verläufen der realen Beschleunigungen. Die Ergebnisse der FEM und des MFD-Modell sind in den Tabellen 6.5 sowie 6.6 aufgelistet. Anzumerken ist, dass die 30 %- und 35 %- Lastfälle zwar beim Small Overlap stehen, aber beiden Szenarien zugeordnet wurden.

In Bezug auf die Unfallschwere schätzte das vierfache Kelvin-Modell den ASI sowie die  $a_{36}$  durchweg ohne relevante Abweichungen mit sehr hoher Genauigkeit ein. Eine leichte Tendenz des ASI zu höheren Werten des MFD-Modell war zu erkennen, wohingegen dieser Aspekt sich bei  $a_{36}$  umkehrte und unterhalb der FEM blieb. Bei der Deformation nahm die Genauigkeit mit steigender Überdeckung zu, was mit den vorangegangenen Erkenntnissen übereinstimmte. Hier zeigte sich in der FEM wieder: je niedriger die Überdeckung, desto höher die Deformation respektive Verschiebung. Bei dem Modell wurden unterhalb von 25 % keine Strukturen des Crashmanagement-Systems getroffen, sodass der zu starken Deformationen führende Kontakt an den Felgen bestand. Daraus folgte ein Verhaken der Felgen sowie der Geometrien am Radkasten ineinander, die sich gegenseitig über den Längsträger in die Fahrgastzelle verschoben und eine höhere Eindringtiefe erzeugten. Da das MFD-Modell die Einzelteile nicht repräsentierte, zeigte dieses eine approximierte Deformation am Schwerpunkt, die unterhalb des tatsächlichen Maximums lag. Mit steigender Überdeckung wurden wieder Crashboxen und Biegeträger getroffen, womit dieser Effekt abnahm und sich die Deformationsschätzungen wieder sehr guten Werten annäherte. In den ODB- und Small Overlap Szenarien zeigte sich deutlich, dass das Modell auch in Randbereichen Approximationen mit sehr hoher Genauigkeit erzeugte, wenn zusätzlich keine Abgleiteneffekte bei großem  $\alpha$  auftraten. Bei den Zeitpunkten zur Schätzung der

Tabelle 6.5: Geschätzte Unfallschwere des Small Overlap und ODB der FEM und des MFD-Modell.

Lastfall	$o_e$ (%)	ASI (-)		$a_{36}$ (g)		$d$ (cm)	
		FEM	MFD	FEM	MFD	FEM	MFD
Small Overlap	15	1,8	1,7	22,8	21,3	0,67	0,61
	20	1,8	1,8	23,5	22,2	0,72	0,59
	25	1,8	1,9	25,0	23,0	0,64	0,57
	30	1,8	1,9	22,5	23,8	0,61	0,55
	35	2,0	2,0	26,4	24,6	0,50	0,53
ODB	40	2,0	2,0	26,6	25,4	0,49	0,52
	45	1,9	2,1	24,5	26,2	0,51	0,51
	50	2,2	2,2	29,1	26,9	0,53	0,50

Airbagauslösung gaben die Szenarien hingegen kein einheitliches Bild ab. Unabhängig von der Überdeckung wurden die nach der maximalen Unfallschwere berechneten Zeitpunkte präzise getroffen und bewegten sich teils deutlich unterhalb deren spezifischen durchschnittlichen

Abweichungen. Diese Aussage traf eingeschränkt ebenfalls auf die Zeitpunkte der Grenzwertauslösung zu. Alle drei Parameter  $t_{ASI,GW}$ ,  $t_{36,GW}$  und  $t_{d,I}$  stimmten gut mit der FEM im ODB und dessen Toleranzlastfällen überein, genauso wie mit dem Lastfall mit  $o_e = 15\%$ . In den Zwischenbereichen deckten sich die Ergebnisse nicht mehr ganz so genau, wobei  $t_{36,GW}$  die höchste Differenz zeigte. Dies lag am Verlauf der Beschleunigungen realer Szenarien. Diese besaßen zu Beginn des Unfalls ein kurzes Hoch ausgehend vom ersten Kontakt, stagnierten oder fluktuierten auf mittlerem Niveau und erreichten beim Schlag auf die Felge und bei den folgenden Kontakten erst nach mehreren Zehntel Millisekunden deren Lastspitze. Auf diese Art verschob sich auch der Zeitpunkt für die Auslösung nach hinten. Im 15% Lastfall erfolgte statt des Eindrehens in das gegnerische Fahrzeug bereits wieder ein Abrutschen nach außen weg, weshalb solch ein Verhalten nicht mehr so zum Tragen kam. Beim ASI wurden über den längeren Betrachtungszeitraum viele der Fluktuationen wieder ausgeglichen, weshalb die Werte dort stärker übereinstimmten. Dies traf auch auf  $t_{d,I}$  zu, da die Deformationsberechnung wenige bis keine Schwankungen aufwies. In Summe konnte das MFD-Modell den Ansprüchen an die Small

Tabelle 6.6: Auslösezeitpunkte des Small Overlap und ODB der FEM und des MFD-Modell.

Lastfall	$o_e$ (%)	$t_{ASI,max}$ (ms)		$t_{ASI,GW}$ (ms)		$t_{36,max}$ (ms)		$t_{36,GW}$ (ms)		$t_{d,I}$ (ms)	
		FEM	MFD	FEM	MFD	FEM	MFD	FEM	MFD	FEM	MFD
Small Overlap	15	24,8	25,9	-1,6	-3,5	20,5	25,3	4,4	6,6	8,7	4,3
	20	26,3	22,9	4,6	-1,0	21,1	22,2	9,9	0,7	13,1	3,6
	25	21,5	20,9	0,0	-1,3	21,7	19,6	7,8	-2,9	7,5	3,0
	30	17,6	18,8	-4,1	-1,8	20,4	17,5	8,8	-5,4	1,5	2,6
	35	18,0	17,4	-23,5	-20,9	16,8	15,9	-10,5	-7,2	-0,4	2,2
ODB	40	12,5	16,3	-21,7	-23,2	17,2	14,6	-9,7	-8,6	3,1	1,8
	45	10,5	15,3	-23,9	-25,0	16,0	16,5	-10,1	-9,6	0,9	1,5
	50	12,3	14,6	-17,0	-18,0	13,0	12,8	-5,7	-7,7	4,8	4,8

Overlap sowie ODB Szenarien einschließlich möglicher Toleranzen gerecht werden. Das Modell schätzte die Unfallschwere akkurat und zeigt auch bei der Schätzung der Airbagzeitpunkte hohe Übereinstimmungen mit den Verifikationsdaten.

## 7 Verifizierung der Unfallschwereschätzung anhand realer Unfallszenarien

Im letzten inhaltlichen Kapitel der Arbeit wird die neue Methode auf reale Unfallszenarien angewandt, die in der C-ISAFE Crashtesthalle durchgeführt wurden. Ausgesucht wurden sowohl Front- als auch Seitenszenarien zwischen echten Fahrzeugen. Für die Auswertung wird jeder Versuch anhand eines Bildes erörtert, weitere Bilder und Hintergrundinformationen sind im Anhang A.4.2 abgelegt.

### 7.1 Allgemeine Bedingungen

In Bezug auf die Crashtests waren vorab einzelne Randbedingungen für die Messtechnik zu definieren, die für die gesamte Auswertung galten. Diese lauteten wie folgt:

#### 1. Fahrzeugauswahl

In den Golf-Versuchen war der Unfallpartner kein PKW, sondern eine mobile Barriere (Barrierewagen) nach Euro- und US NCAP Vorgaben. An deren Front war keine deformierbare Barriere verbaut, sondern in beiden Fällen ein realer Biegequerträger, der für andere Versuche mit weiteren Sensoren bestückt war. Deren Gewicht betrug insgesamt ca. 950 kg, wobei die im hinteren Teil der Barriere verbaute Messtechnik bereits eingeschlossen war. Im letzten Referenztest kamen hingegen ein Opel Zafira und ein Opel Astra zum Einsatz. Alle drei Fahrzeuge standen zu den Zeitpunkten der Versuche zur Verfügung, hatten keine technischen Einwände und die Daten waren durch Eigenfinanzierung von C-ISAFE frei verwendbar.

#### 2. Fahrzeugbewegungen

Innerhalb der Szenarien wurde jeweils nur eines der beiden Crashobjekte bewegt, während das andere ungebremst im Raum stand. Das bewegte Fahrzeug wurde stets mit der Seilzugmaschine gezogen und ist nicht selbstständig gefahren. Bedingt war diese Vorgehensweise durch einzuhalten Sicherheitsvorschriften bei Crashversuchen, damit ein unkontrolliertes Ausbrechen ggf. durch Bremsen verhindert werden konnte. Diese im Gegensatz zu den FEM-Simulationen geänderten Randbedingungen waren bei der Auswertung zu berücksichtigen, da diese einen Einfluss auf den Ablauf und die Kinematik innerhalb des Unfalls mit sich brachten.

### 3. Sensorik

Bei allen Test waren entweder triaxiale oder uniaxiale Beschleunigungssensoren in den Fahrzeugen bzw. Barrieren verbaut. Die uniaxialen Sensoren orientierten sich in Bewegungsrichtung. Unabhängig vom Szenario wurden immer mindestens die Verzögerungen

- am Fahrzeugschwerpunkt,
- an der rechten B-Säule am Schweller sowie der Mitte,
- an der linken B-Säule am Schweller und
- anm Fahrersitz

gemessen (für zusätzliche Sensoren vgl. Anhänge). Die Abtastrate betrug 100 kHz. Die Messungen starteten mit dem Anfahren durch den Seilzug und endeten 2000 ms nach dem Kontakt zwischen den Fahrzeugen, der mit einem Triggersignal am impaktierten Fahrzeug ausgelöst wurde. Neben den Beschleunigungssensoren filmten Highspeedkameras mit 1000 fps von oben, links und rechts den Unfall, aus denen die ergänzenden Bilder u. a. entnommen wurden. Deren Aufnahmen dienten u.a. als Referenz für die Deformations-schätzung, welche sich aus den Bildern mit Hilfe einer speziellen Trackingsoftware ableiten ließ (wenn möglich).

### 4. Auswertung

Ausgewertet wurden alle Sensoren sowohl des fahrenden Ego- als auch des stehenden Gegnerfahrzeugs. Dabei mussten die Beschleunigungssignale im Nachgang zu Geschwindigkeit und Bewegung integriert werden, da eine Aufzeichnung mit den Sensoren während des Unfalls nicht möglich war. Die Unfallschwereparameter werden in den kommenden Abschnitten diskutiert und interpretiert. Parameter für die Airbagauslösung wurden nur betrachtet, wenn Realtest und MFD eine Zündentscheidung erzielten.

## 7.2 VW Golf III gegen mobile Barriere – frontal

Der erste Referenzversuch erfolgte in einem frontalen Szenario zwischen dem Barrierewagen und einem schwarzem VW Golf III aus dem Jahr 1996. Abbildung 7.1 zeigt das Szenario mit den Parametern  $\alpha = 15^\circ$  und  $v_0 = 50$  km/h. Das Fahrzeug wurde 25 cm außermittig (Differenz zwischen dem VW-Logo und der mittleren Schiene) aufgestellt, wodurch sich eine Überdeckung von  $o_{golf} \approx 85\%$  ergab. Während der Golf aufgrund eines defekten Motors als stehendes, aber ungebremstes Objekt diente, schlug die gezogene mobile Barriere in das Fahrzeug ein. In Bezug auf den Golf spiegelt Tabelle 7.1 die Resultate beider Methoden wider, für die Barriere Tabelle 7.2. Sowohl der reale Unfall als auch die Simulation kamen bei  $ASI_x$  sowie  $a_{avg}$  zur gleichen Entscheidung, dass ein Airbag unter den gegebenen Bedingungen nicht ausgelöst

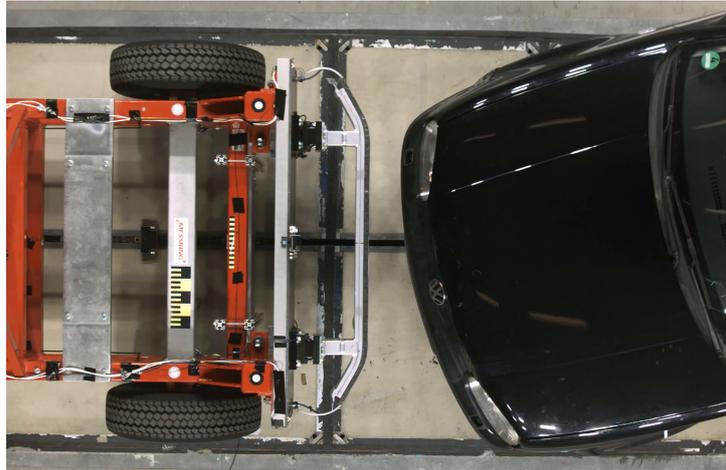


Abbildung 7.1: Einschlag der Barriere in den VW Golf in die Front.

werden sollte. Bei beiden waren die Abweichung mit weniger als 10 % bzw. 15 % innerhalb eines für ein MFD-Modell guten Rahmens. Entsprechend diesem Ergebnis wurde kein Zündzeitpunkt approximiert. Weitere Parameter waren jedoch nicht aussagekräftig. Aufgrund der fehlenden Bremse sowie eines eigenen Impulses war zu erwarten, dass der Golf sich bedingt durch den Stoß nach hinten verschieben würde. Jedoch drehte dieser sich innerhalb der Bewegung nahezu  $170^\circ$  um die eigene Achse. Infolgedessen ergab die Analyse der longitudinalen Signale eine Bewegung von  $\approx 2,5$  m, die sich aus der Deformation und dem Rollen rückwärts zusammensetzte und keine klare Aussage zu einer möglichen Deformation oder Eindringtiefe zuließ. Videobetrachtungen mit der Highspeedkamera ergaben zwar eine Deformation von  $25$  cm, die sich allerdings bei der Vermessung im Nachgang nicht zweifelsfrei bestätigte. Eine andere Entscheidung hinsichtlich

Tabelle 7.1: Vergleich der Unfallschwereparameter des VW Golfs.

Parameter	Golf	MFD	$\Delta$ absolut	$\Delta\%$
$ASI_x (-)$	0,918	0,842	0,076	8,279
$a_{36} (g)$	12,043	10,416	1,627	13,510

einer Airbagauslösung ergab sich bei der mobilen Barriere, wobei auf den ersten Anschein ein Widerspruch entstand. Während der ASI nach beiden Varianten auslösen würde, überschritt  $a_{avg}$  deren Grenze bei beiden nicht. Auch die Abweichungen bewegten sich auf sehr niedrigem Niveau, sodass eine fehlerhafte Entscheidung zumindest beim MFD-Modell ausgeschlossen werden konnte. Gleiches galt für die Sensorik, bei der kein Sensor einen Defekt offenbarte. Die Erklärung lag in der Interpretation der Grenzwerte für die spezifischen Parameter. Mit einer Grenze von 1,0 war der ASI konservativ an der Untergrenze ausgelegt, die  $a_{36}$  hingegen war an der oberen Belastungsgrenze orientiert, was den Widerspruch löste. So würde ein Hersteller, der die Grenze des ASI bei 1,4 setzt, gleichfalls nicht auslösen und den vorhandenen Spielraum ausnutzen. Unter der Annahme einer Airbagscheidung des ASI, können Zündzeitpunkte bestimmt werden. Nach A1 ( $t_{A1,tr}$ ) zündeten beide Methoden vergleichsweise spät in einem

Bereich um 30 ms, wobei der Realtest davor und das MFD-Modell mit einer Differenz von  $\approx 8$  ms danach auslösen würde. Verursacht wurde der Unterschied von einer kleinen Lastspitze im Signal des Realtest, die zu einem früheren Auslösezeitpunkt führte. Deutlich genauer mit nur einem Unterschied von  $\approx 1$  ms lösten beide nach A2 bei  $t_{A2,tr} \approx 13$  ms aus, womit trotz der relativen Abweichung eine sehr gute Approximierung erreicht wurde. Eingeschränkt durch die

Tabelle 7.2: Vergleich der Unfallschwereparameter der mobilen Barriere.

Parameter	Barriere	MFD	$\Delta$ absolut	$\Delta\%$
$ASI_x (-)$	1,151	1,190	0,039	3,388
$a_{36} (g)$	15,136	14,867	0,269	1,778
$t_{A1,tr} (ms)$	28,190	36,000	7,81	27,705
$t_{A2,tr} (ms)$	13,490	12,200	1,29	9,563

zuvor genannten Gründe war die Betrachtung von  $\Delta v$  nur reduziert ohne signifikante Aussage möglich. Die Barriere baute nicht die vollständige Geschwindigkeit ab und fuhr noch einige Meter gebremst durch den Golf weiter, wodurch sich eine lange Verzögerungsphase mit spätem Nulldurchgang der Beschleunigung ergab. Folgerichtig lag eine Stufe im Geschwindigkeitsverlauf vor, die mit dem MFD-Modell nicht zu erzeugen war und somit zu systematischen Fehlern führte. Darüber hinaus war konzeptbedingt eine Betrachtung der Deformation nicht umsetzbar. Da der Barrierewagen für den wiederholbaren Einsatz maximal steif ausgelegt ist, verformte dieser sich nicht und das integrierte Beschleunigungssignal entsprach stattdessen dem Fahrweg der Barriere. Alles in allem konnte der Frontalunfall gut nachgestellt werden.

### 7.3 VW Golf III gegen mobile Barriere – seitlich

Im zweiten Versuch mit dem gleichen Fahrzeug wurde ein seitlicher Einschlag der Barriere in die Beifahrertür, B-Säule sowie linke Hintertür als Szenario bestimmt (Abbildung 7.2). Dies war möglich, da die Struktur auf der Seite nach dem ersten Versuch noch nahezu unbeschädigt blieb. Die zugehörigen Crashparameter waren  $\alpha = 90^\circ$ ,  $v_0 = 50$  km/h sowie  $\alpha_j = 100\%$ , Tabelle 7.3 und 7.4 beinhalten die Unfallschwere- und Airbag-Parameter. Zusammenfassend entstand auch beim Seitenaufschlag eine differierende Entscheidung zur Airbagauslösung, diesmal für den VW Golf und den Barrierewagen. In beiden Fällen empfahl der ASI eine Auslösung, wohingegen die  $a_{36}$  den Airbag nicht zündete. Die Gründe dafür waren mit denen im Frontalunfall kongruent. Nichtsdestotrotz glichen sich Versuch und Modell vor allem beim Golf bis auf wenige Prozent. Die Differenzen waren beim Barrierewagen zwar höher, jedoch immer noch in einem zu tolerierenden Bereich unterhalb von 20%. Diese entstanden durch eine kurze, starke Lastspitze des Barrierewagen, der durch den nachgebenden Biegequerträger an der B-Säule erst gering verzögert und beim harten Aufprall mit dessen steifen Struktur

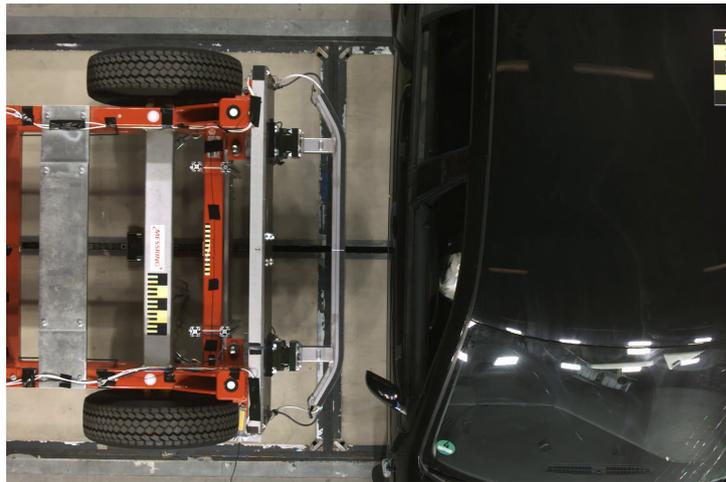


Abbildung 7.2: Einschlag der Barriere in den VW Golf von der Seite.

schlagartig verlangsamt. Bei den Airbag-Zeiten war zu unterscheiden, welche Parameter für die Entscheidung herangezogen wurden. Für den Golf war das Szenario ein Seitenunfall, weshalb bei diesem die Deformation der Unfallschwereparameter die Wahl war. Für die Barriere blieb es ein Frontalunfall, folgerichtig wurde der ASI betrachtet. Im Golf erreichten sowohl Modell als auch Realtest die Deformationsgrenze von 8 cm innerhalb von weniger als 5,5 ms nach  $t_0$ , weshalb eine Auslösung in der Pre-Crash-Phase bei ca. 25 ms errechnet wurde. Simulation und Realität deckten sich in diesem Zusammenhang ausgezeichnet. Anderweitig sah dies bei der mobilen

Tabelle 7.3: Vergleich der Unfallschwereparameter des VW Golfs.

Parameter	Golf	MFD	$\Delta$ absolut	$\Delta\%$
$ASI_y (-)$	1,819	1,700	0,119	6,542
$a_{36} (g)$	17,812	15,911	1,901	10,673
$t_{A2,tr} (ms)$	-25,640	-24,900	0,740	2,886

Plattform aus. Realität und Simulation wichen stark voneinander ab, insbesondere bei dem Vorgehen nach A2. Die Erklärung lag in der hohen Steifigkeit und der damit verursachten kurzen Lastspitze bei den Messsignalen der Barriere. Diese zog über die Mittelung der Signalwerte die Unfallschwere zu einem früheren Zeitpunkt als für Fahrzeuge mit einem Crashmanagement üblich. Solche Effekte und kurzweilige, aber starke Lastsprünge waren in der Modellierung mit vereinfachten MFD-Modellen stark eingeschränkt umsetzbar, was zu den großen Abweichungen von  $t_{A1,tr}$  und  $t_{A2,tr}$  führte.

## 7.4 Opel Astra gegen Opel Zafira – frontal

Als letzter Versuch ging ein Unfall mit  $\alpha = 30^\circ$ ,  $v_0 = 56 \text{ km/h}$  sowie  $\alpha_e = 75\%$  zwischen zwei Fahrzeugen in die Auswertung ein, ein Opel Astra G Caravan von 1996 und ein Opel Zafira

Tabelle 7.4: Vergleich der Unfallschwereparameter für die mobile Barriere.

Parameter	Barriere	MFD	$\Delta$ absolut	$\Delta\%$
$ASI_x (-)$	1,200	1,068	0,135	11,25
$a_{36} (g)$	15,982	13,194	2,788	17,445
$t_{A1,tr} (ms)$	18,920	31,200	12,28	64,905
$t_{A2,tr} (ms)$	1,42	17,5	16,08	1132,394

A von 2001 (vgl. Abbildung 7.3). Unerwarteter Weise verschob der Astra den Zafira während des Unfalls vollständig. Die Biegequerträger verhakten sich ineinander, was anschließend zu einem kurzen Eindrehen in den Zafira führte. Dadurch verschob der Astra den Zafira nochmals, löste sich und rollte am Zafira vorbei, bis der Astra an einer Betonbarriere zum stehen kam. Folgen davon waren im Crashsignal zu erkennen, das zwar stetig verlief, das Maximum der Verzögerung allerdings erst spät erreichte. Die zugehörigen Unfallschwereparameter sind in den Tabellen 7.5 sowie 7.6 aufgelistet. Auch in diesem Crash gaben der ASI und die  $a_{36}$



Abbildung 7.3: Frontalunfall des Opel Astra und des Zafira.

ein unterschiedliches Bild bei der Entscheidung ab, jedoch war dies im Zusammenhang mit dem Astra noch differenzierter. Eindeutig war das Urteil beim ASI, in dem MFD-Modell und Realdaten mit nur geringer Abweichung von weniger als 5% den Airbag vorschrieben. Zum ersten Mal innerhalb der Auswertung überschritt zudem die  $a_{36}$  des Astra die Grenze von 20 g, wenn auch nur um geringe 0,283 g. Im Modell hingegen wurde das Limit nicht erreicht und verblieb bei einem Maximum von ca. 19 g. Zwar betrug die prozentuale Differenz nur 6%, inwiefern dennoch in Kombination mit dem eindeutigen ASI-Wert sowie dem Wissen über den Verbleib unterhalb der Lastspitzen mit MFD-Modellen nicht dennoch ausgelöst würde, obliegt möglichen noch zu definierenden Toleranzen. Festzuhalten war, dass die Unfallparameter gut angenähert wurden. Zum Zweck der Airbagauslösung gaben  $t_{A1,tr}$  und  $t_{A2,tr}$  wieder die Zündzeitpunkte vor, divergierten jedoch mehr oder weniger stark. Das MFD-Modell lag zeitlich immer vor dem Versuch und prädierte  $t_{A2,tr}$  zu  $t_0$ .  $t_{A1,tr}$  würde mit weniger Differenz auslösen, dennoch wichen

diese 7 ms voneinander ab. Erklärbar waren diese Unterschiede durch eine langsam ansteigende und um 5 g fluktuierende Beschleunigung des PKW in den ersten 20 ms und einsetzendes Abgleiten sowie einer maximalen Verzögerung erst bei 60 ms. Das MFD-Modell hingegen wuchs durchgehend ohne Stufen an, womit dieses Plateau nicht erfasst wurde. Anderweitig fiel die

Tabelle 7.5: Vergleich der Unfallschwereparameter des Opel Astra.

Parameter	Astra	MFD	$\Delta$ absolut	$\Delta\%$
$ASI_x (-)$	1,6107	1,521	0,090	5,569
$a_{36} (g)$	20,283	19,072	11,211	5,971
$t_{A1,tr} (ms)$	21,650	14,200	7,450	34,411
$t_{A2,tr} (ms)$	11,537	-0,025	11,562	100,217

Analyse des Zafiras aus. Bei diesem blieben beide  $a_{36}$ -Werte klar unterhalb der Auslöseschwelle mit einer unteren zweistelligen Abweichung. Gleiches galt für den ASI, allerdings resultierte die Berechnung in einem unterschiedlichen Urteil zur Auslösung. Sehr eng über der Schwelle befand sich das Kelvin-Modell, die Realdaten verliefen hingegen noch enger unterhalb. Bis zum Maximalwert ähnelten sich die Beschleunigungsverläufe. Danach fielen die Realdaten merklich schneller ab als das MFD-Modell, was den Unterschied verursachte. Insgesamt war festzuhalten,

Tabelle 7.6: Vergleich der Unfallschwereparameter der mobilen Barriere.

Parameter	Zafira	MFD	$\Delta$ absolut	$\Delta\%$
$ASI_x (-)$	0,965	1,042	0,124	12,850
$a_{36} (g)$	15,504	12,946	1,911	12,326

dass das MFD-Modell gegenüber realen Unfällen hinsichtlich der Unfallschwereschätzung ohne bemerkenswerte Abweichungen verblieben. Sowohl beim Front- als auch beim Seitenunfall wurden diese gut approximiert. In Bezug auf die Airbagauslösung entstanden lastfallabhängige, exakte Schätzungen, aber auch größere Differenzen waren möglich. Zu berücksichtigen war aber immer eine fehlende Gegenbewegung des Unfallpartners, die kritische Abgleiteffekte verstärkte. Ebenso erlaubte die mobile Barriere eine gute Möglichkeit, um reproduzierbar Unfälle nachzustellen. Das fehlende Crashmanagement-System und somit eine deutlich steifere Struktur als bei realen Fahrzeugen erschwerten aber einen Vergleich mit dem neuartigen vierfachen MFD-Modell.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Das letzte Kapitel fasst Ziel, Vorgehen, Methodik sowie Ergebnisse der Arbeit zusammen. Zuletzt erfolgt einen Ausblick auf weitere Forschungsoptionen.

### 8.1 Zusammenfassung

Mit der Einführung von Fahrerassistenzsystemen erreichte die Anzahl an Verkehrstoten in Deutschland einen historischen Tiefstand. Seit einigen Jahren stagniert diese jedoch bei ca. 3000 Verunglückten pro Jahr, da sich nicht jeder Unfall wie etwa Wildunfälle verhindern lässt. Um dennoch das Ziel von null Verkehrstoten in den nächsten 30 Jahren zu erreichen, werden intelligente und vorausschauende Sicherheitssysteme erforscht. Diese sollen noch vor dem Unfall passive Sicherheitsaktoren auslösen und somit die Schwere des Unfalls für den Insassen auf ein Minimum reduzieren. Vorab muss dafür abgeschätzt werden, wie schwer der Unfall sein wird und welche Sicherheitssysteme notwendig sind. Auf diese Weise werden sowohl Fehlauflösungen unterbunden als auch Airbags gezielter und bedarfsgerechter aktiviert. Eine Option für die Approximation der Unfallschwere auf physikalischer Basis stellen dabei Masse-Feder-Dämpfer-Modelle dar. Inwiefern diese die Kinematik des Unfalls für unterschiedliche Unfälle nachbilden können, welche Aussagen über die Unfallschwere ableitbar sind, wo deren Grenzen liegen und ob sich Airbagsentscheidungen mit diese treffen lassen, all das wurde in der vorliegenden Arbeit erforscht.

Unter Betrachtung aller Verkehrsteilnehmer liegen PKW-Fahrer mit nahezu 50 % aller Verkehrstoten an der Spitze. Vornehmlich anzutreffen sind dabei Unfälle, die bei mittleren Geschwindigkeiten und Überdeckungen sowie kleineren Winkeln geschehen. Solche Bedingungen entsprechen innerörtlichen Kollisionen, wobei sich das Verhältnis von mindestens schweren Verletzungen bei frontalen zu seitlichen Unfällen die Waage hält. Darüber hinausgehende Unfälle, etwa auf Autobahnen, kommen deutlich weniger vor, verlaufen allerdings zumeist tödlich. Mit Hilfe von Pre-Crash-Systemen sollen zukünftig alle genannten Unfälle vorab erkannt werden. Dazu erfassen Umfeldsensoren die Fahrzeugumgebung und detektieren umliegende Objekte. Für diese sowie das eigene Fahrzeug lassen sich anschließend Bewegungen und Fahrtrajektorien abschätzen, aus denen sich die Anfangsbedingungen für die Unfallschwere-Schätzung ergeben. Diese berechnet das Unfallgeschehen und trifft eine Aussage über Auslöseart und Zeitpunkt des Airbags. Dazu dienen Unfallschwereparameter, die entweder auf den Menschen normiert

sind oder auf das Fahrzeug bezogen werden, etwa die durchschnittliche Verzögerung während des Unfalls.

In modernen Fahrzeugen werden diese Parameter noch nicht verwendet. Deren Unfallschwereerkennung erfolgt trotz Radar und Kamera immer nach einer Kollision, indem mehrere Beschleunigungs- oder Drucksignale aufgezeichnet und einem Grenzwert gegenübergestellt werden. Je nach Szenario lassen sich die Airbagzündschwellen herabstufen, sodass eine schnellere Reaktion auf spezifische Unfälle realisierbar ist. Pre-Crash-Auslösungen sind mit diesem Vorgehen nicht vereinbar, weshalb dafür einerseits Methoden der künstlichen Intelligenz und Machine Learning, andererseits klassische physikalische Modellierungen untersucht werden. Bei Ansätzen mit künstlicher Intelligenz zeigen Nearest-Neighbor-Verfahren sowie neuronale Netze die größten Potenziale. Diese benötigen allerdings enorme Datenmengen als Grundlage, da ansonsten Fehlauflösungen drohen. Im Kontext physikalischer Verfahren dominieren Masse-Feder-Dämpfer-Modelle die Forschung, da diese in der Technik bekannt und nachvollziehbar sind. Allen Ansätzen ist jedoch gemein, dass diese nur einzelne Szenarien nachstellen und dabei nur reine Frontalunfälle betrachten. Universelle Modelle zur Unfallschwereapproximation, in die unterschiedliche Winkel und Überdeckungen einfließen, existieren nahezu nicht. Gleiches gilt für geschätzte Auslösezeitpunkte von Airbags im Pre-Crash. Diese Forschungslücken zu schließen war Ziel dieser Dissertation.

Als Referenz für die neuen Modelle wurden FEM-Simulationen eines Toyota Yaris Sedan aufgesetzt. Um die zuvor genannten typischen Szenarien zu erfüllen, kombinierten diese große und kleine Winkel bei wechselnden Überdeckungen über mehrere Geschwindigkeitsstufen hinweg sowohl für Front- als auch Seitenkollisionen. Anschließend wurden deren Beschleunigungen an für Crashsensorik typischen Stellen extrahiert, anhand eines CFC60-Filters gefiltert und Geschwindigkeiten sowie Bewegungen integriert. Infolgedessen lagen mehr als 850 Referenzdaten für das Masse-Feder-Dämpfer-Modell vor. Aus diesen wurden mit Hilfe von Fast-Fourier-Transformationen die grundlegenden Frequenzen der Beschleunigungssignale bestimmt, die gemeinsam mit der Fahrzeugmasse die Basisparameter Gesamtsteifigkeit und -dämpfung für das Masse-Feder-Dämpfer-Modell lieferten.

Das Modell selbst baute sich im ersten Schritt aus zwei Ansätzen auf. Der erste Ansatz ermöglichte es, ein einzelnes Fahrzeug für die Modellierung in ein zweifaches Masse-Feder-Dämpfer-Modell zu unterteilen. Während die erste Masse die am Unfall beteiligte, überdeckte Struktur darstellte, repräsentierte die zweite alle unbeteiligten, nicht überdeckten Fahrzeugteile. Entsprechend der Überdeckung wurde die Gesamtsteifigkeit und -dämpfung zwischen den Massen verteilt. Der zweite Ansatz erlaubte es, die Federn und Dämpfer individueller Masse-Feder-Dämpfer-Modelle zu effektiven Steifigkeiten bzw. Dämpfungen zu verbinden. Fusioniert entstand ein vierfaches Kelvin-Modell, das Überdeckungen zweier Fahrzeuge berücksichtigte. Wurden diese in Abhängigkeit des Winkels zwischen den Fahrzeugen sowie dem Einschlagpunkt gesetzt, konnten die Massenverteilungen für alle Szenarien adaptiv bestimmt werden. Folgerichtig verteilten sich auf diese Weise gleichfalls die weiteren Modellparameter,

wodurch sich die kinematischen Verläufe des Unfallgeschehens approximieren ließen. Je nach Unfallschwereparameter mussten entweder noch zeitliche Zusammenhänge aus diesen abgeleitet werden oder es konnte direkt eine Aussage über notwendige Airbagauslösungen getroffen werden. Auch zwei neuartige Methoden zur Bestimmung der Zeitpunkte für die Airbagauslösung dienten als Grundlage. Sollte die maximale Belastung auf den Insassen reduziert werden, legten deren Maxima den Standzeitpunkt fest. Analog dazu war der erste Zeitpunkt bestimmbar, ab dem ein Airbag benötigt wurde. Unter Berücksichtigung der durchschnittlichen Aufblaszeit von Airbags waren durch Rückrechnen erforderliche Auslösezeitpunkte bestimmbar. Das Vorgehen beinhaltete somit alle airbagrelevanten Aspekte für Pre-Crash-Systeme, von der Unfallschwere-Schätzung bis zur Auslösung.

Zur Auswertung der Methodiken wurden Unfallschwereparameter basierend auf allen kinetischen Verläufen aus den FEM-Referenzdaten und Masse-Feder-Dämpfer-Modellen abgeleitet. Insbesondere auf Beschleunigungen beruhende Schwerewerte erzielten einen hohen Gütegrad der Approximation. Diese waren zudem die einzigen, mit denen sich über alle Szenarien hinweg die Schwere schätzen ließ. Andere Variablen hingegen erlaubten nur reine Frontalzusammenstöße ohne Winkel, bildeten diese dafür aber akkurat nach. Bewegten sich die Szenarien allerdings in Bereichen mit sehr niedriger Überdeckung, sank für diese Parameter die Genauigkeit zusehends. Für seitliche Kollisionen ergänzte die Deformationsbestimmung das Portfolio, mit der die Verletzungsschwere auch unter Winkelszenarien prädizierbar war. In Bezug auf die Airbagauslösezeiten zeigten sich gleichfalls gute Ergebnisse. Für Front und Seite wichen alle untersuchten Schwereparameter beider Methoden nur wenige Millisekunden voneinander ab, wobei die Kombination aus Fahrzeugdeformation und Insassenbewegung die beste Prognose aufwies. Allgemeingültig war, dass mit steigendem Winkel und sinkender Überdeckung die Genauigkeit der Approximation abnahm. Begründet war dies mit auftretenden Abgleiteneffekten sowie Änderungen der beteiligten Strukturen, die mit dem vorliegenden Modell nicht direkt einbezogen wurden. Traten gegenteilige Szenarien mit geringem Einschlagwinkel und großer Überdeckung auf, erreichte das Kelvin-Modell nahezu identische Werte wie die Referenz. In Summe beantworteten die Ergebnisse die gestellten Forschungsfragen positiv. Diese bestätigten, dass mit physikalischen Modellen eine universelle Approximation des Unfallgeschehens in tolerierbaren Grenzen umsetzbar ist. In gleichem Maße ist es diesen zufolge möglich, potenzielle Airbagauslösezeitpunkte zu bestimmen und somit als Teil der Ablaufkette in Pre-Crash-Systemen anzuwenden.

Nicht nur Simulationen, sondern auch reale Crashtests in der C-ISAFE Versuchshalle verifizierten das Modell. Dazu wurden zwei frontale und ein seitlicher Unfall mit Fahrzeugen unterschiedlicher Klasse sowie einer mobilen Barrieren gefahren. Diese wurden wie die Simulationen ausgewertet und mit dem Masse-Feder-Dämpfer-Modell nachgerechnet. Je nach Szenario und Fahrzeug bestimmte das Kelvin-Modell bedingt durch hohe Lastspitzen teilweise zu späte Auslösezeitpunkte. In Bezug auf die Unfallschwereschätzung traf dies allerdings die richtige Entscheidung zur Auslösung und näherte die Parameter mit nur geringen Abweichungen den Realdaten an.

Demzufolge unterstreichen die Resultate ebenfalls Potenziale für eine praktische Umsetzung der Methodiken.

## 8.2 Ausblick

Auch wenn im Zuge der Arbeit die wesentlichen Fragen zur Approximation der Unfallschwere und Airbagauslösung mit Masse-Feder-Dämpfer-Modellen positiv beantwortet werden konnten, bestehen dennoch Möglichkeiten zur weiteren Forschung innerhalb des Fachgebiets. So könnten nichtlineare Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten anstelle der konstanten Werte in das Modell implementiert werden. Auf diese Weise ließen sich auftretende Lastspitzen zu Beginn des Unfalls oder am Maximum der Unfallschwere besser berücksichtigen, was exaktere Schwereparameter sowie Zündzeitpunkte zur Folge hätte.

In dieselbe Richtung läuft der Gedanke, die Freiflugphase des Insassen durch eine Berechnung zu ersetzen, die Rückhaltesysteme moderner Fahrzeuge berücksichtigt. Elektrische und kommende pyrotechnische Gurtstraffer sollen zukünftig die Freiflugphase verhindern oder zumindest reduzieren, wodurch eine Abbildung der Rückhaltekraft in den Zündzeitbestimmungen die Genauigkeit auf die gleiche Art und Weise steigern würde.

Diese Punkte würden zudem Untersuchungen zu Auswirkungen von Toleranzen ergänzen, die beispielsweise durch die Umfeldsensorik verursacht werden. Es stellt sich in diesem Zusammenhang die Frage, inwiefern Abweichungen bei der Schätzung des Einschlagspunkts zu signifikanten Änderungen der Unfallschwere führen. So könnten toleranzbehaftete Eingangsparemeter individuell oder kombiniert auf deren Auswirkungen hin analysiert und anschließend mit möglichen Kompensationsansätzen verflochten werden.

Darüber hinaus sind für mögliche Anwendungen im Pre-Crash-Algorithmus selbst noch Untersuchungen durchzuführen. So wären Schnittstellen zu der vorgelagerten Unvermeidbarkeitsanalyse und der folgenden Airbagstrategie ebenso wie das Zusammenspiel mit parallel laufenden Verfahren aus dem Forschungsfeld der künstlichen Intelligenz zu definieren. Ferner bedarf es einer Kompilierung in für Steuergeräte geeignete Programmiersprachen sowie einer Umsetzung auf jenen, um Laufzeiten der gesamten Berechnung in Fahrzeugen kommender Generation abschätzen zu können.

# A Anhang

## A.1 CFC60–Filter nach SAE J211

In Crashtests gemessene Fahrzeugbeschleunigungen müssen vor der weiteren Verarbeitung gefiltert werden. Die Norm SAJE J211 schlägt dafür eine digitale Filterung mittels CFC60–Filtern vor. Realisiert wird ein CFC60–Filter über ein zweifaches Durchlaufen eines identischen Butterworth–Filters zweiter Ordnung. Butterworth–Filter stellen kontinuierliche Tiefpassfrequenzfilter dar und können über folgende Differentialgleichung beschrieben werden (Society of Automotive Engineers 2014). Die Bedeutung der einzelnen Filterkonstanten ist in Tabelle A.1 aufgelistet.

$$Y[t] = a_0X[t] + a_1X[t - 1] + a_2X[t - 2] + b_1Y[t - 1] + b_2Y[t - 2]. \quad (\text{A.1})$$

Tabelle A.1: Parameter des CFC60-Filters und deren Bedeutungen.

Parameter	Bedeutung
$X[t]$	Eingangsdaten
$Y[t]$	Gefilterte Ausgangsdaten
$a_0, a_1, a_2, b_1, b_2$	CFC-Typ abhängige Filterkonstanten
$\omega_d$	Grenzkreisfrequenz Einzelfilter 2. Ordnung
$T$	Abtastrate (s)

Die Filterkonstanten selbst definieren sich entsprechend den Gleichungen A.2 bis A.8:

$$\omega_d = 2\pi \cdot CFC \cdot 2,0775, \quad (\text{A.2})$$

$$\omega_a = \frac{\sin(\omega_d \frac{T}{2})}{\cos(\omega_d \frac{T}{2})}, \quad (\text{A.3})$$

$$a_0 = \frac{\omega_a^2}{1 + \sqrt{2}\omega_a + \omega_a^2}, \quad (\text{A.4})$$

$$a_1 = 2 \cdot a_0, \quad (\text{A.5})$$

$$a_2 = a_0, \quad (\text{A.6})$$

$$b_1 = \frac{-2(\omega_a^2 - 1)}{1 + \sqrt{2}\omega_a + \omega_a^2}, \quad (\text{A.7})$$

$$b_2 = \frac{-1 + \sqrt{2}\omega_a - \omega_a^2}{1 + \sqrt{2}\omega_a + \omega_a^2}. \quad (\text{A.8})$$

Als zusätzliche Bedingung für die Parameter gilt

$$a_0 + a_1 + a_2 + b_1 + b_2 = 1, \quad (\text{A.9})$$

damit das Filter die statischen Signale innerhalb der Daten nicht verstärkt. Beim ersten Durchlauf des Filters müssen nur die Randbedingungen der Sperrdämpfung und die Abtastrate festgelegt werden. Beim zweiten Durchlauf ist darauf zu achten, zur Kompensierung einer möglichen Verschiebung der Phasen die Zeitrichtung umzukehren. Somit sind CFC60-Filter entgegen der häufigen Darstellung in der Literatur keine vier-poligen Butterworth-Filter.

## A.2 Analyse der Frequenz und $\zeta$ über die Geschwindigkeit

Die gemittelten Frequenzen jeder Geschwindigkeitsstufe sind in Abbildung A.1 dargestellt, für  $\zeta$  in Abbildung A.2. Sowohl für Front als auch Seite war ersichtlich, dass sich die verallgemeinerten Frequenzen sowie Dämpfungsbeiwerte um den Median (rote Linie) bewegten. Einzig beim Frontalunfall bei  $v_0 = 30$  km/h war der Median um ca. 1 Hz unterhalb des Niveaus der anderen Geschwindigkeiten. Somit war in diesem Bereich bei der Simulation die Annahme einer zu hohen Steifigkeit möglich. Inwiefern diese sich auf die Unfallschwereapproximation auswirkte oder wenig Einfluss hatte, da der Dämpfungsbeiwert nahezu perfekt im Durchschnitt lag, wurde in der Auswertung begutachtet. Ebenfalls zu erkennen war ein Trend, bei dem die Frequenzen mit zunehmender Geschwindigkeit anstiegen, wobei der höchste Anstieg wieder bei den Frontszenarien erschien. Gleiches war auch bei  $\zeta$  zu sehen, was allerdings sehr zurückhaltend ausfiel. Begründen ließ sich dieser Effekt mit steigender Anregung sowie schnellerem, schlagartigerem Zerstören einzelner Bauteile aufgrund der größeren Energieeinbringung in das System bei höheren Geschwindigkeiten. Nicht unterschlagen werden durfte die breitere Spannweite der einzelnen Quartilen zwischen Front und Seite. Während die Front zwar im Median mehr schwankte, war die Spreizung der seitlichen Frequenzen erheblich größer. Diese Reaktion war gleichfalls auf die unterschiedliche Struktur von PKW in den jeweiligen Regionen zurückzuführen. Das frontale Crashmanagement-System verhielt sich auch bei steigenden Geschwindigkeiten ähnlich und die einbezogenen Bauteile blieben weitestgehend dieselben. Beim seitlichen Unfall hingegen wurden mehr unterschiedliche, weichere, dünnere und damit schneller versagende Bauteile getroffen, die infolgedessen mit höheren sich überlagernden Frequenzen schwangen.

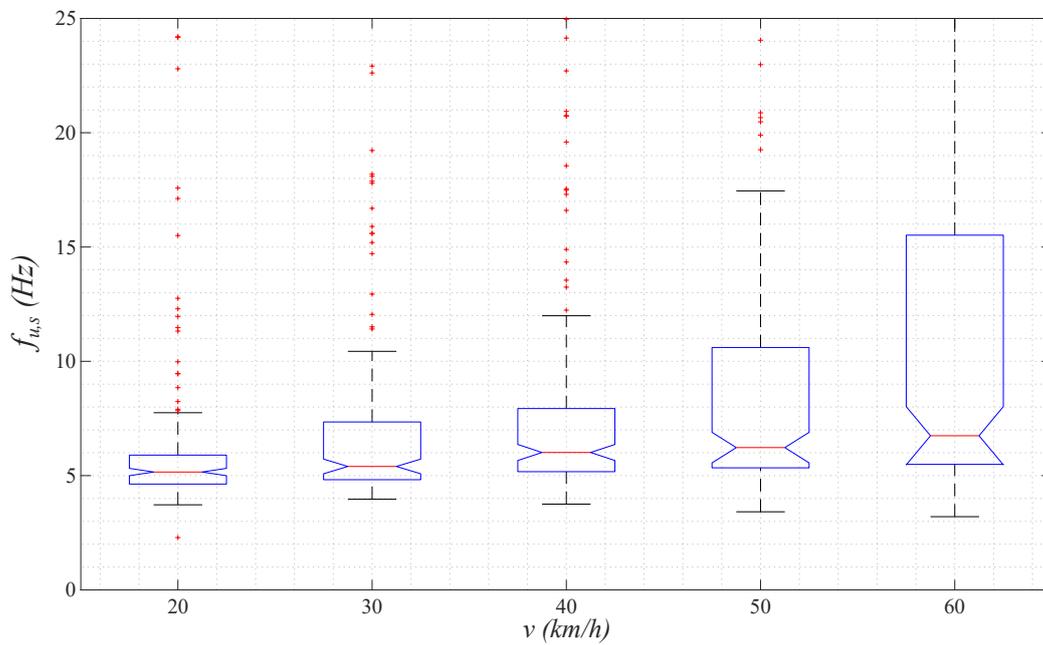
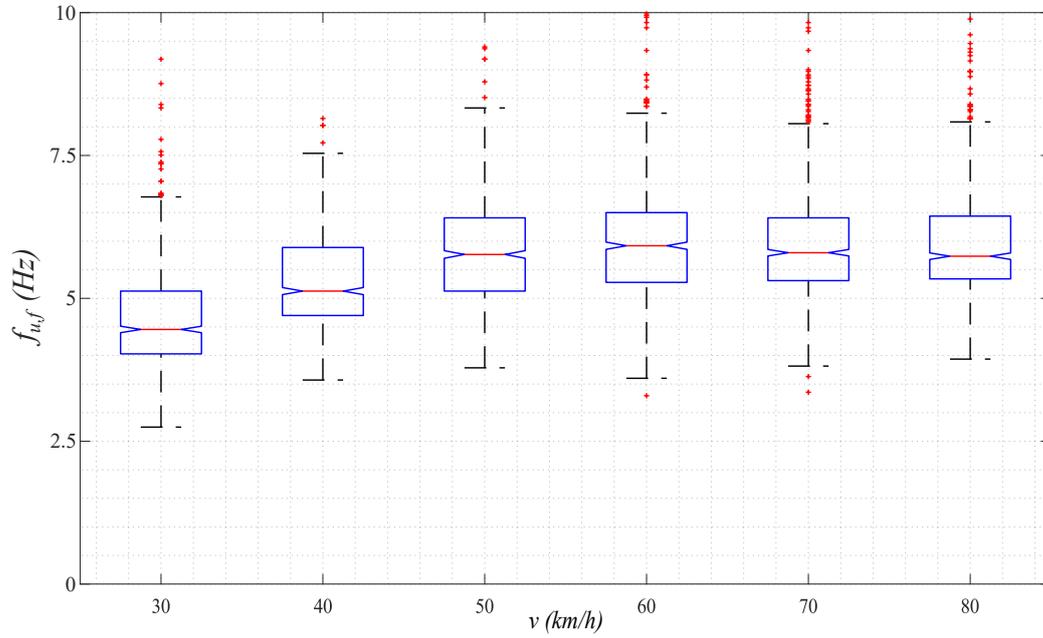


Abbildung A.1: Verteilung von  $f_u$  über die Geschwindigkeiten, oben: Front, unten: Seite.

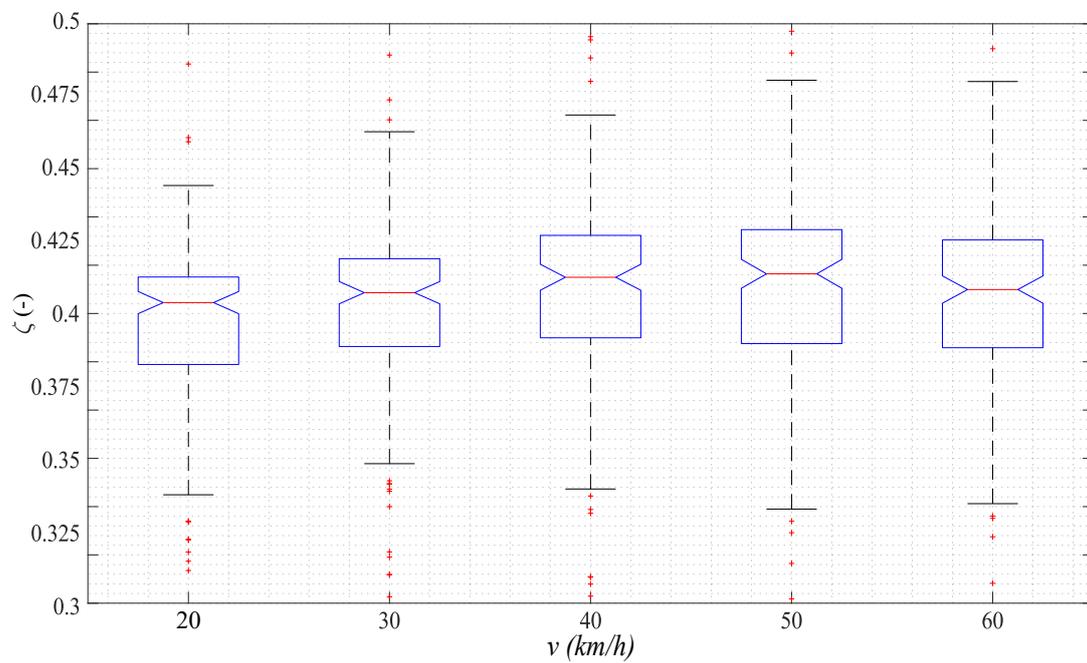
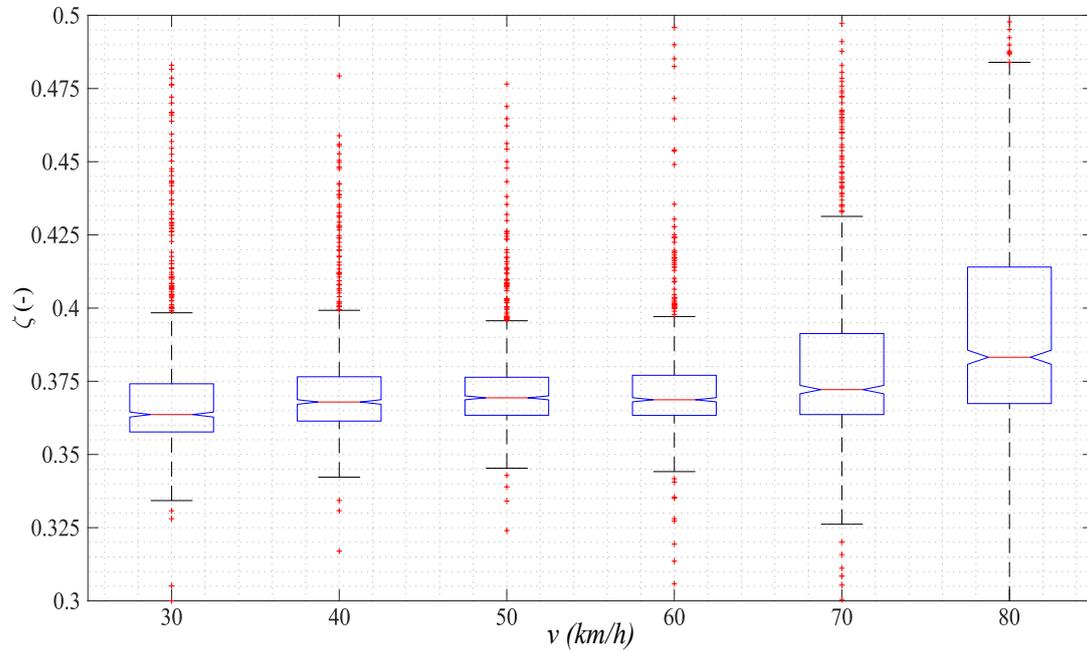


Abbildung A.2: Verteilung von  $\zeta_j$  über die Geschwindigkeiten; Oben: Front; Unten: Seite.

## A.3 Ergänzende Abbildungen zur Unfallschwereschätzung

Der folgende Abschnitt enthält die auf zuvor in Kapitel ?? aufgrund des Umfangs und dortiger Wiederholungen verwiesenen Abbildungen der ausgewerteten Unfallschwerereparameter.

### A.3.1 Deformation

Die Heatmaps visualisieren die geschätzte maximale Deformation des Fahrzeugs. Wie im Hauptteil ausführlich erklärt, zeigten sich die Abgleiteneffekte mit abnehmender Überdeckung, bei denen Werte bis zu 3 m auftraten. Diese spiegelten einen weiteren Fahrweg und nicht eine Deformation oder gar Eindringtiefe in das Fahrzeug wider. Bei großen Überdeckungen hingegen im grünen bis gelblichen Bereich konnte die Deformation gleich dem Weg gesetzt werden. Hier zeigte sich eine gute Schätzung in vergleichbarem Rahmen zwischen FEM und MFD-Modell.

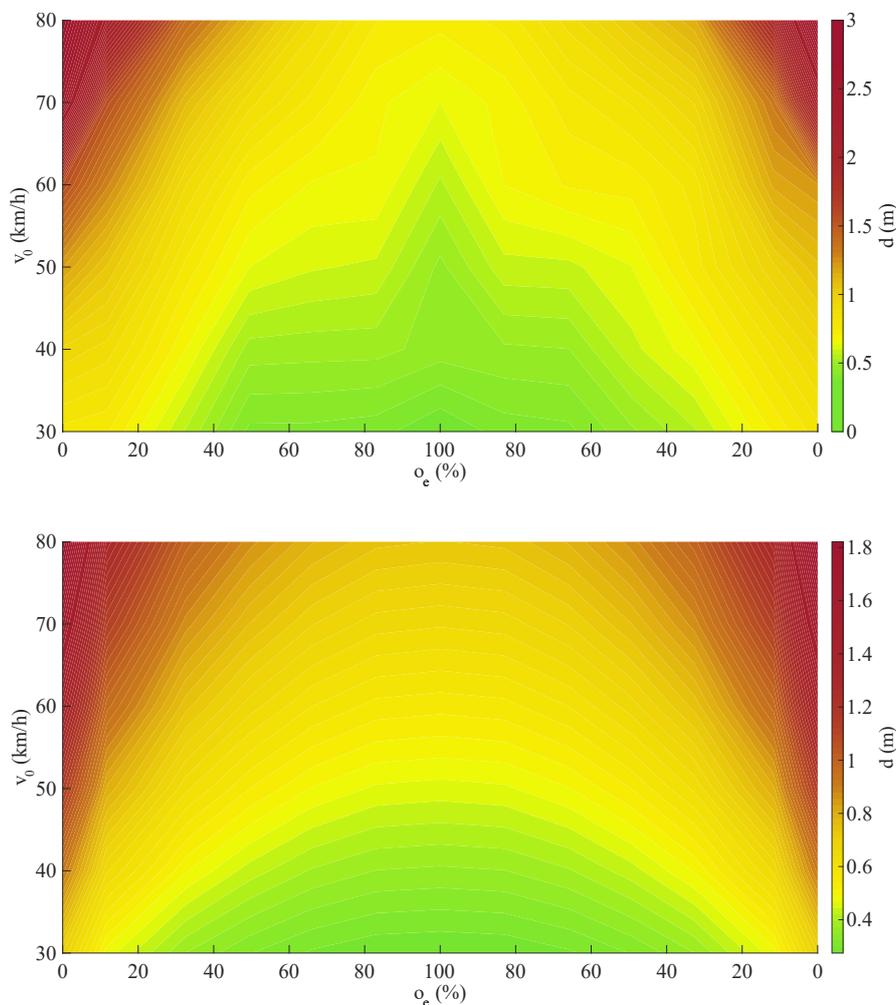


Abbildung A.3: Maximale Werte der Deformation aus den FEM-Daten oben sowie dem MFD-Modell unten.

### A.3.2 Durchschnittliche Verzögerungen

Die Verzögerungen sind analog der Auswertung des ASI in Kapitel 6.2 zu verstehen.

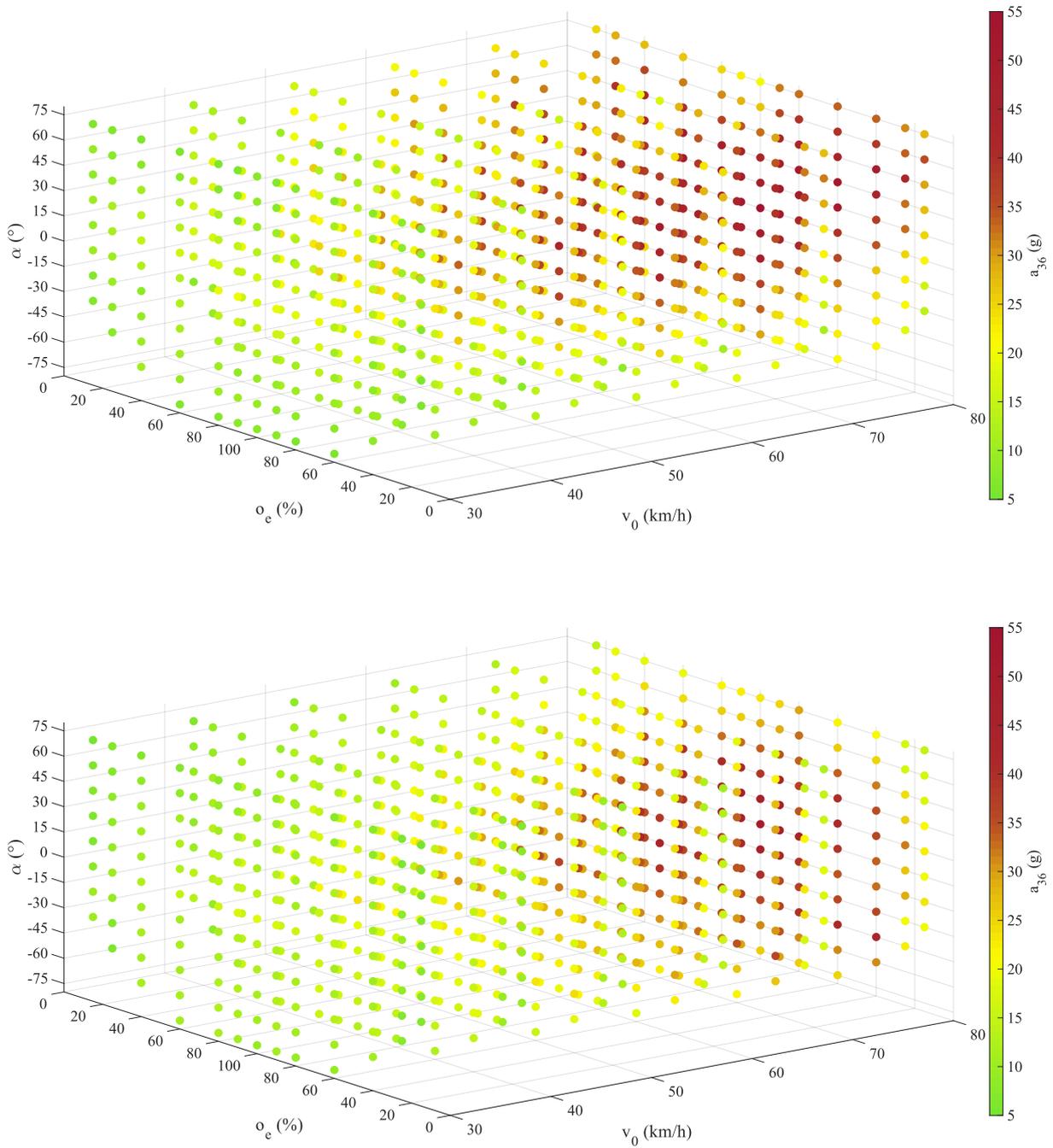


Abbildung A.4:  $A_{36,x}$  für alle untersuchten Lastfälle über Winkel, Überdeckung und Einschlaggeschwindigkeit; Oben: FEM; unten: MFD.

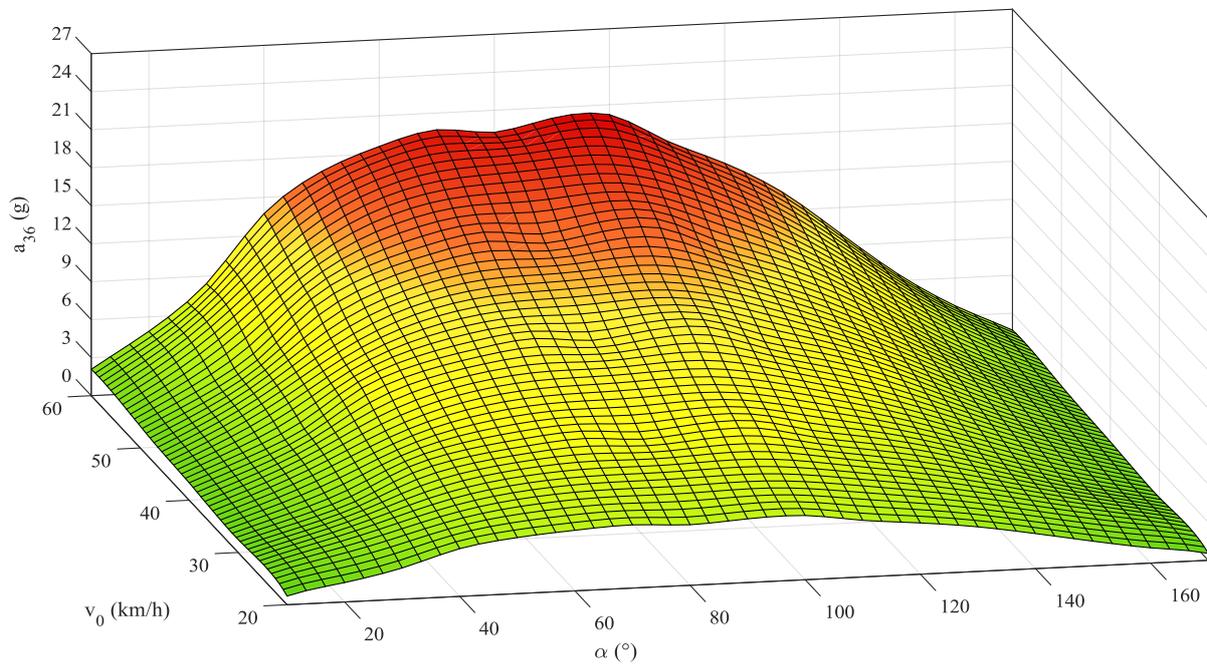
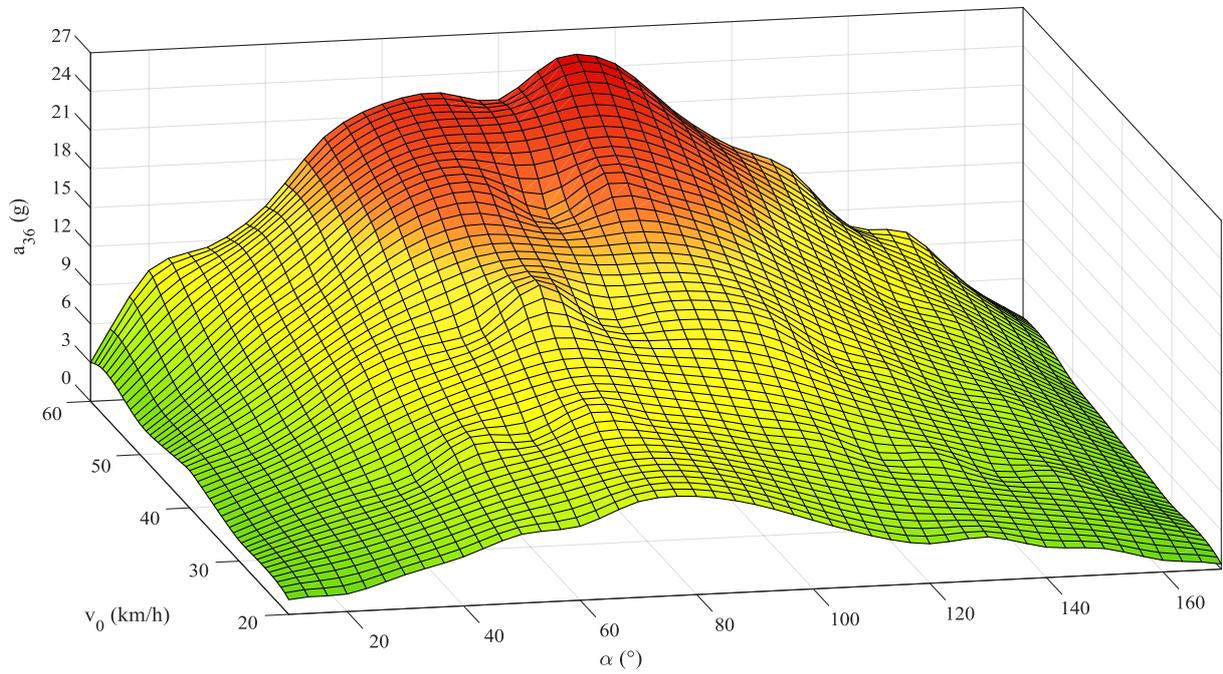


Abbildung A.5:  $A_{36,y}$  für alle untersuchten Lastfälle über Winkel, Überdeckung und Einschlaggeschwindigkeit; Oben: FEM; unten: MFD.

## A.4 Datenblätter der Crashsensoren und ergänzende Bilder

### A.4.1 Datenblätter der Crashsensorik

Die Datenblätter der verwendeten triaxialen und uniaxialen Sensoren sind nachfolgend aufgeführt.

#### Acceleration



### Accelerometer

Type M0053A...

#### Triaxial, Gas-damped

Type M0053A... is a small, compact triaxial device designed for vehicle impact and road testing.

- Measuring ranges  $\pm 500 \dots 2\,000$  g
- Excitation 2 ... 10 VDC
- Low transverse sensitivity
- Gas-damped MEMS element
- Mechanical overload stops
- Designed for adhesive mounting

#### Description

The sensor incorporates gas-damped MEMS sensing elements with mechanical stops for high overload protection. Featuring ranges from  $\pm 500 \dots 2\,000$  g and a shock limit up to 5 000 g. This sensor is easily mounted in hard to reach places on vehicles under test.

#### Application

The sensor is designed for automotive crash testing, impact testing, off road testing and vehicle testing.

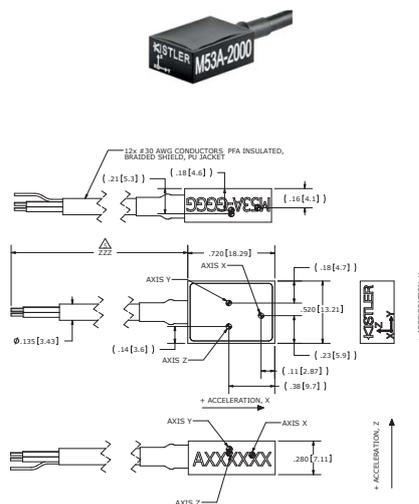


Fig. 1: Dimensions and center of seismic mass

#### Technical Data

##### Dynamic

Measuring range	g	$\pm 500$	$\pm 2\,000$
Sensitivity <sup>3)</sup>	mV/g	0,4	0,15
Frequency response			
X axis, $\pm 1$ dB	Hz	0 ... 1 500	0 ... 2 500
Y axis, $\pm 1$ dB	Hz	0 ... 1 500	0 ... 2 500
Z axis, $\pm 1$ dB	Hz	0 ... 3 000	0 ... 4 500
Resonant frequency	Hz	15 000	26 000
Damping ratio, typ.		0,3	0,05
Amplitude non-linearity, of reading	% FSO	$\pm 1$	$\pm 1$
Transverse sensitivity	%	<3	<3
Shock limit	g	5 000	5 000

M0053A00\_003-0998-03:15

This information corresponds to the current state of knowledge. Kistler reserves the right to make technical changes. Liability for consequential damage resulting from the use of Kistler products is excluded.

©2013 ... 2015, Kistler Group, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Switzerland  
Tel. +41 52 224 11 11, Fax +41 52 224 14 14, info@kistler.com, www.kistler.com  
Kistler is a registered trademark of Kistler Holding AG.

Accelerometer – Triaxial, Gas-damped, Type M0053A...



**Technical Data (Continuation)**

**Electrical**

Zero acceleration output	mV	<±50
Excitation	VDC	2 ... 10
Input resistance	Ω	2 400 ... 6 000
Output resistance	Ω	2 400 ... 6 000
Insulation resistance, @ 100 VDC	MΩ	>100
Residual noise	μV RMS	<10
Ground isolation		isolated from mounting surface

**Environmental**

Thermal zero shift, from 0 ... 50 °C	%FSO/°C	±0,05
Thermal sensitivity shift, from 0 ... 50 °C	%/°C	-0,20 (±0,05)
Operating temperature range	°C	-20 ... 85
Storage temperature range	°C	-40 ... 90
Humidity, epoxy sealed		IP65

**Physical**

Case material	anodized aluminium	
Cable	#30 AWG conductors PFA insulated braided shield PU jacket	
Mounting	adhesive	
Weight (without cable)	grams	3,5

All values are typical at +24 °C, 100 Hz and 10 VDC excitation unless otherwise stated.

<sup>1)</sup> Output is ratiometric to excitation voltage

M0053A00\_003-098e-03.15

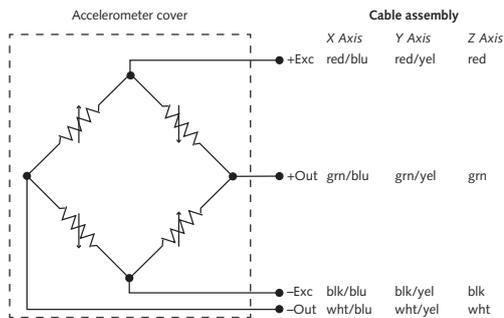


Fig. 2: Schematic diagram

**Ordering Key**

Type M0053A00-□-□-□-□-□

**Measuring Range**

±500 g	0500
±2 000 g	2000

**Cable Length**

8 ... 360 inches <sup>1)</sup>	###
--------------------------------	-----

**Sensor Detail**

Nothing	A
UPS	B
Dallas	C
DiMod	D
Shunt	N
Shunt & Dallas	P

**Connector**

Conn. type, as per TP-600	#
Conn. assignment, as per TP-600	#

**Calibration Power Supply**

10 VDC	0
5 VDC	1
2,5 VDC	2
2 VDC	3

<sup>1)</sup> 1 inch = 25,4 mm

Acceleration



Accelerometer

Uniaxial, Piezoresistive

Type M0052M30...

Type M0052M30... has an advanced piezoresistive MEMS sensing element which offers excellent dynamic range and stability.

- Measuring ranges  $\pm 500 \dots 2\,000$  g
- Excitation 2 ... 10 VDC
- Low transverse sensitivity
- Piezoresistive MEMS element
- Shock protection  $\pm 5\,000$  g
- Linearity  $\pm 1$  %

Description

The sensor features a full bridge output with an operating temperature range from  $-40 \dots 90$  °C. A slight amount of gas damping provides outstanding shock survivability and a shock limit up to 5 000 g. This sensor is easily mounted in hard to reach places on vehicles under test.

Application

The sensor is designed for automotive crash testing, high impact research, biomechanical studies and shock testing.

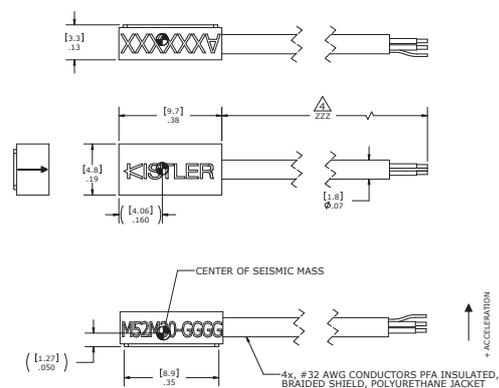


Fig. 1: Dimensions and center of seismic mass

Technical Data

Dynamic

Measuring range	g	$\pm 500$	$\pm 2\,000$
Sensitivity <sup>1)</sup>	mV/g	0,4	0,15
Frequency response			
$\pm 2$ %	Hz	0 ... 800	0 ... 2 000
$\pm 5$ %	Hz	0 ... 2 000	0 ... 5 000
$\pm 1$ dB	Hz	0 ... 2 800	0 ... 7 000
Resonant frequency	Hz	15 000	26 000
Amplitude non-linearity	%FSO	$\pm 1$	$\pm 1$
Transverse sensitivity	%	<3	<3
Shock limit	g	5 000	5 000

Electrical

Zero acceleration output	mV	$< \pm 50$
Excitation	VDC	2 ... 10
Input resistance	$\Omega$	2 400 ... 6 000
Output resistance	$\Omega$	2 400 ... 6 000
Insulation resistance, @ 100 VDC	M $\Omega$	>100
Ground isolation		isolated from mounting surface

M0052M30\_003-097e-03.15

This information corresponds to the current state of knowledge. Kistler reserves the right to make technical changes. Liability for consequential damage resulting from the use of Kistler products is excluded.

©2013 ... 2015, Kistler Group, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Switzerland  
 Tel. +41 52 224 11 11, Fax +41 52 224 14 14, info@kistler.com, www.kistler.com  
 Kistler is a registered trademark of Kistler Holding AG.

Abbildung A.8: Datenblatt des uniaxialen Sensors, Seite 1.

Accelerometer – Uniaxial, Piezoresistive, Type M0052M30...



**Technical Data (Continuation)**

**Environmental**

Thermal zero shift, from 0 ... 50 °C	%FSO/°C	±0,05
Thermal sensitivity shift, from 0 ... 50 °C	%/°C	-0,20 (±0,05)
Operating temperature range	°C	-40 ... 90
Storage temperature range	°C	-40 ... 90
Humidity, epoxy sealed		IP61

**Physical**

Case material	anodized aluminium	
Cable <sup>2)</sup>	4x#32 AWG PFA insulated braided shield PU jacket	
Mounting	adhesive	
Weight (without cable)	grams	0,5

All values are typical at +24 °C, 100 Hz and 10 VDC excitation unless otherwise stated.

- <sup>1)</sup> Output is ratiometric to excitation voltage
- <sup>2)</sup> Integral up to a cable length of 360 inches available

**Ordering Key**

Type M0052M30-□-□-□-□-□

**Measuring Range**

±500 g	0500
±2 000 g	2000

**Cable Length**

8 ... 360 inches <sup>1)</sup>	###
--------------------------------	-----

**Sensor Detail**

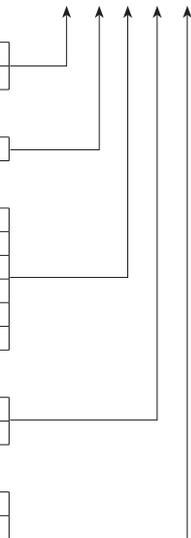
Nothing	A
UPS	B
Dallas	C
DiMod	D
Shunt	N
Shunt & Dallas	P

**Connector**

Conn. type, as per TP-600	#
Conn. assignment, as per TP-600	#

**Calibration Power Supply**

10 VDC	0
5 VDC	1
2,5 VDC	2
2 VDC	3



Accelerometer cover

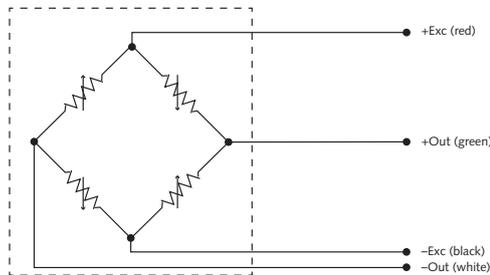


Fig. 2: Schematic diagram

<sup>1)</sup> 1 inch = 25,4 mm

M0052M30\_003-097e-03.15

## A.4.2 Ergänzende Abbildungen zu den Crashtests

Die Abbildungen auf den nächsten Seiten ergänzen die Beschreibungen der durchgeführten Crashtests aus Kapitel 7. Diese dienen einem besseren Verständnis des Lesers für die untersuchten Szenarien und einer unterstützenden Einordnung der Ergebnisse.

### A.4.2.1 VW Golf III gegen mobile Barriere – frontal

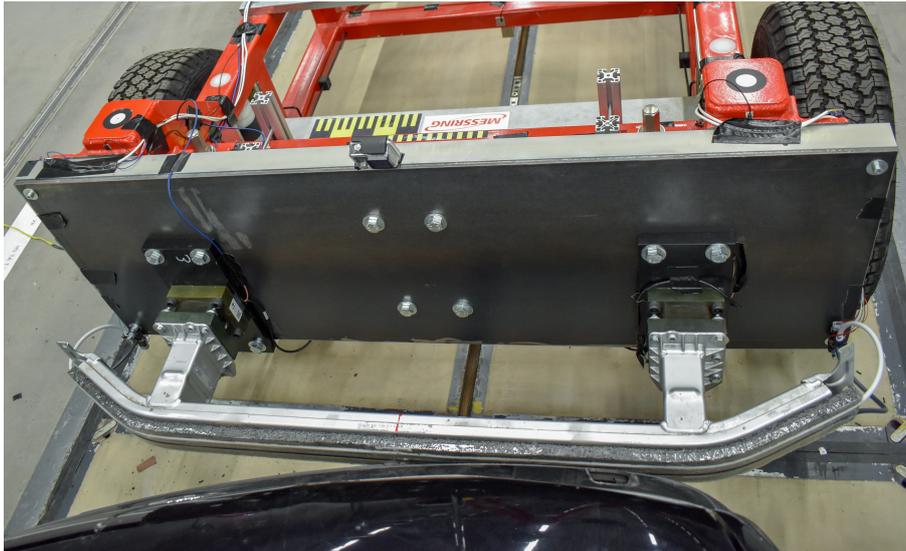


Abbildung A.10: Einschlagsposition der mobilen Barriere in die Front des VW Golfs auf Höhe des rechten Scheinwerfers mit einem Winkel von  $\alpha = 15^\circ$ .

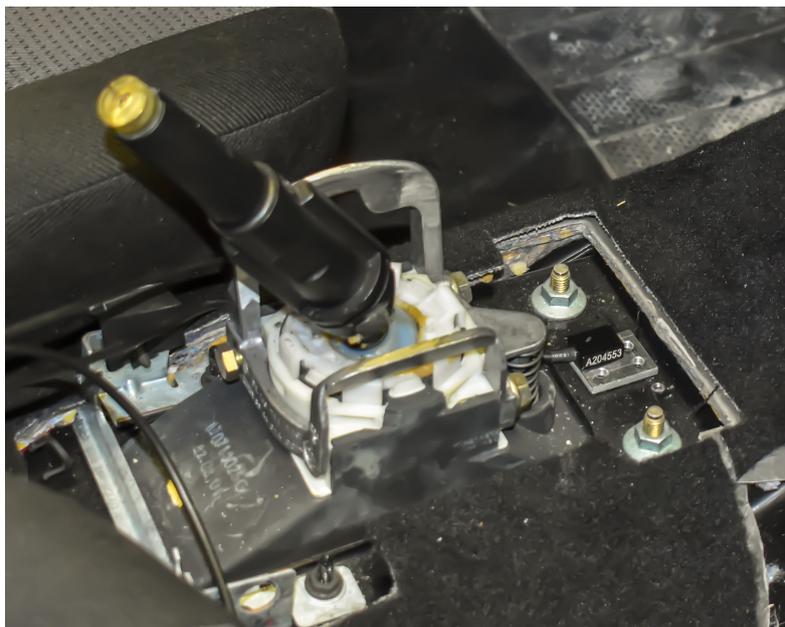


Abbildung A.11: Beispiel für einen Beschleunigungssensor an einer maximal steifen Struktur oberhalb des Fahrzeugschwerpunkts vor der Handbremse.



Abbildung A.12: Barriere und Golf nach der Kollision. Die Barriere hat das Fahrzeug um nahezu 180° gedreht, anstatt es wie für Frontalunfälle üblich nach hinten zu verschieben.

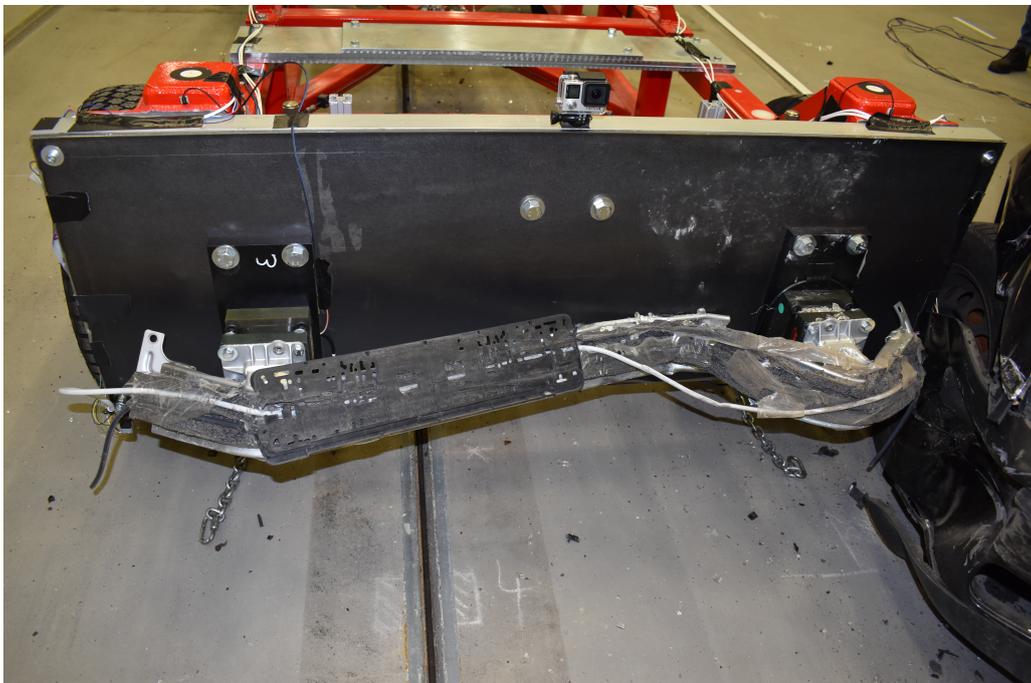


Abbildung A.13: Detailaufnahme des deformierten Querträgers an der Barriere. Gut zu erkennen ist die auf der rechten Seite stärkere Deformation, verursacht durch die einseitig höhere Belastung bei teilweiser Überdeckung und Winkel.

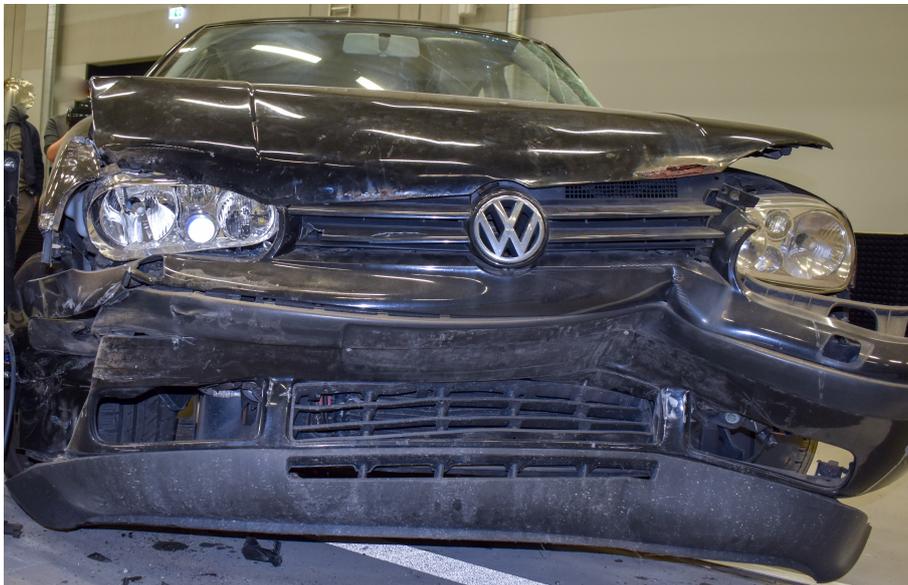


Abbildung A.14: Detailaufnahme der Deformation am Golf. Auch hier ist die einseitig stärkere Beanspruchung zu erkennen.

#### A.4.2.2 VW Golf III gegen mobile Barriere – seitlich



Abbildung A.15: Auf die Mitte der Beifahrertür ausgerichtete Barriere vor der Seitenkollision.



Abbildung A.16: Barriere und Golf nach dem Unfall. Bei Vergleich mit dem Boden aus der vorherigen Abbildung ist zu erkennen, dass die Barriere das Fahrzeug ungefähr 4 m verschoben hat.

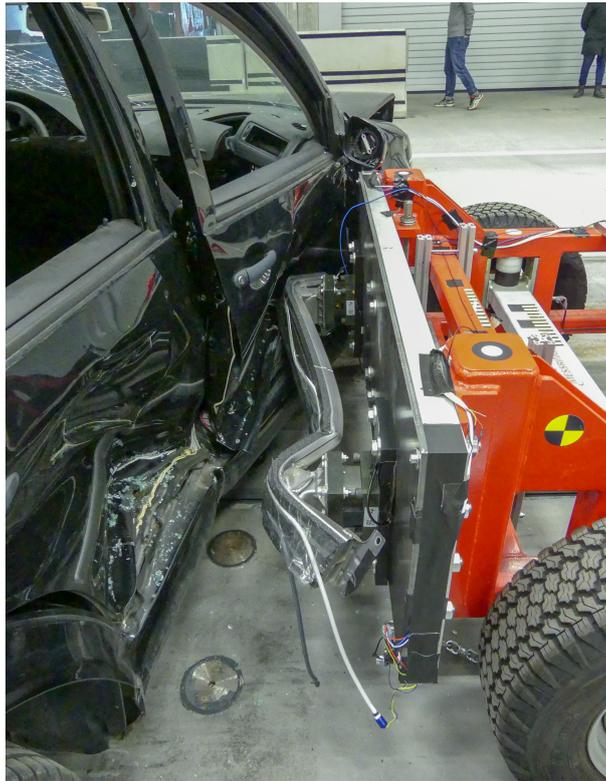


Abbildung A.17: Detailaufnahme nach dem Unfall. Fahrzeug und Barriere sind noch ineinander verhakt.



Abbildung A.18: Vogelperspektive zwischen den Objekten. Gut zu erkennen ist die linksseitig stärkere Verformung des Querträgers an der Stelle, welche die steife B-Säule getroffen hat.



Abbildung A.19: Deformation der Türen des VW Golfs. Auch hier zeigen sich Unterschiede bei der Eindringtiefe in der Mitte der Türen gegenüber der harten B-Säule.

#### A.4.2.3 Opel Astra gegen Opel Zafira – frontal



Abbildung A.20: Winkelbehaftetes und teilweises Überdeckungsszenario zwischen den Unfallpartnern vor dem Zusammenstoß.



Abbildung A.21: Gedrehter Opel Zafira und abgeglittener Opel Astra mit Einschlag in die Schutzbarrieren.



Abbildung A.22: Nahaufnahme der Front des Opel Astras. Während auf der linken, überdeckten Seite das Crashmanagement wesentlich eingedrückt ist, zeigt sich die rechte, weniger getroffene Struktur geringer beschädigt.

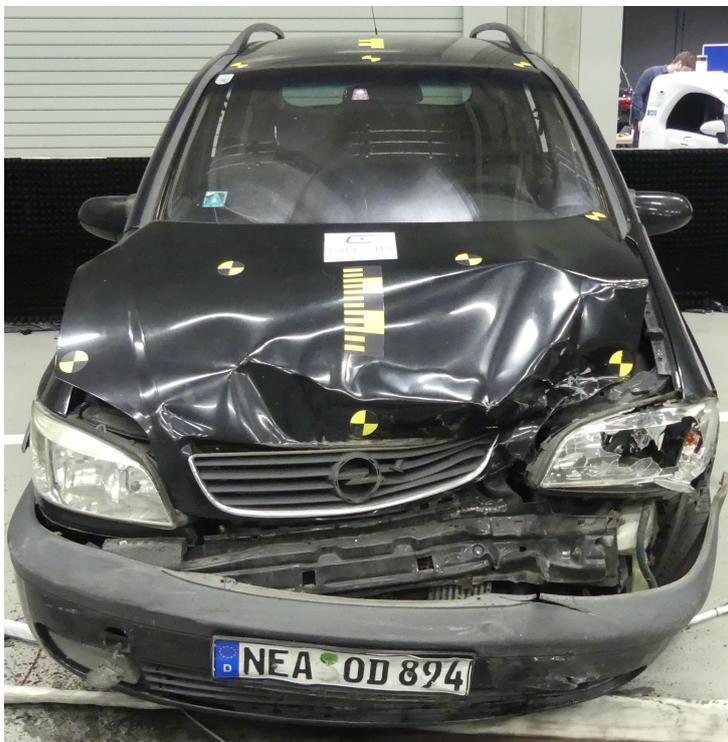


Abbildung A.23: Rechtsseitig stark beschädigter Opel Zafira, während auf der linken, nicht überdeckten Seite deutlich weniger Schäden vorliegen.

## A.5 FEM-Simulation

### A.5.1 Simulierte Szenarien

Die in Kapitel 4.1 dargestellten Szenarien lassen sich in Hinsicht auf deren Einschlagspositionen in der Front des Egofahrzeugs detailliert aufteilen. Ausgehend von der Mitte mit  $P_1$  bewegte sich  $I$  entsprechend Tabelle A.2 entlang der Front. Gezeigt sind die positiv definierten Verschiebungen, nach unten gespiegelt ergeben sich die negativen Positionen. In Summe lagen damit 13 unterschiedliche  $I$  vor. Da in den Untersuchungen nur ein Seitenszenario berücksichtigt wurde, existiert nur ein Einschlagspunkt in der Mitte der Fahrertür. An jedem Einschlagspunkt wurden

Tabelle A.2: Absolute sowie normalisierte Einschlagspositionen ausgerichtet an der Mittelachse des Fahrzeugs frontal und der Mitte der Fahrertür seitlich.

Position	Verschiebung absolut (mm)	Verschiebung normalisiert
$P_1$	0,0	0,00
$P_2$	122,0	0,14
$P_3$	245,0	0,29
$P_4$	364,0	0,43
$P_5$	485,0	0,57
$P_6$	636,0	0,75
$P_7$	720,0	0,85
$P_s$	0,0	0,00

alle Winkel von  $-75^\circ \leq \alpha \leq 75^\circ$  angesetzt. Somit enthielten alle Positionen Szenarien mit geringen, mittleren und großen Überdeckungen zwischen Ego- und Gegnerfahrzeug.

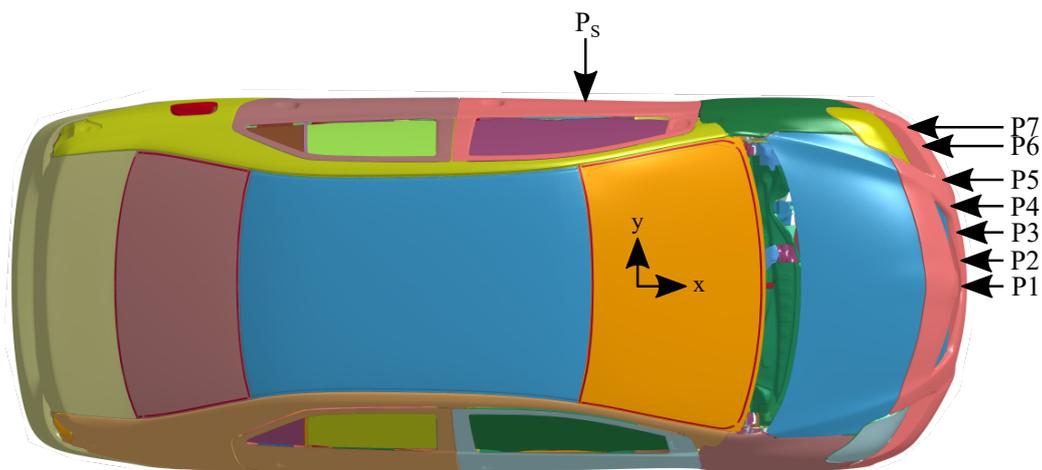


Abbildung A.24: Einschlagspositionen an der Front und Seite des Egofahrzeugs.

## A.5.2 Datenblätter FEM-Modell Toyota Yaris

Die nachstehenden Datenblätter wurden aus (Center 2013) entnommen. Mit der Freigabe und Bestätigung des Herstellers wiesen diese fast identische Eigenschaften des FEM-Modells zu dem echten Fahrzeug auf und begründeten die Anwendung als Referenzmodelle für die Untersuchungen.



### Model Information

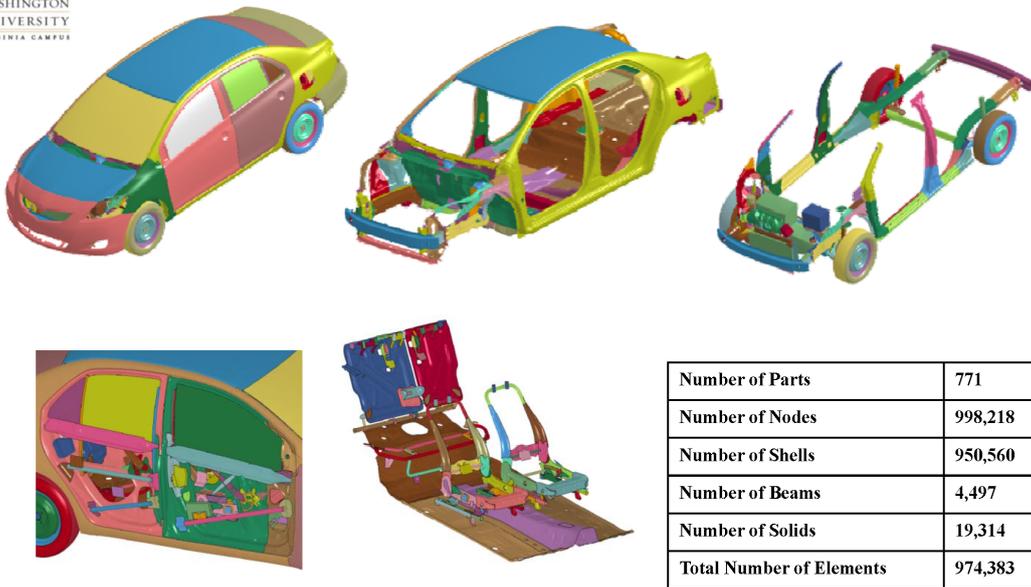


Abbildung A.25: Datenblatt des FEM-Modells, Seite 1.



## Inertia Comparisons

	<i>Actual Vehicle</i>	<i>FE Model</i>
Weight, kg	1078	1100
Pitch inertia, kg-m <sup>2</sup>	1498	1566
Yaw inertia, kg-m <sup>2</sup>	1647	1739
Roll inertia, kg-m <sup>2</sup>	388	395
Vehicle CG X, mm	1022	1004
Vehicle CG Y, mm	-8.3	-4.4
Vehicle CG Z, mm	558	569

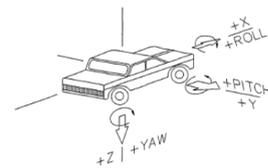
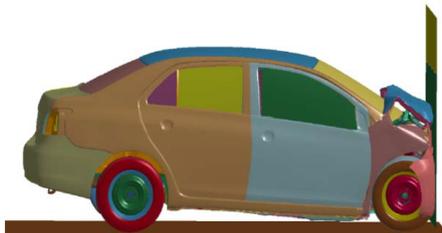


Abbildung A.26: Datenblatt des FEM-Modells, Seite 2.



THE GEORGE  
WASHINGTON  
UNIVERSITY  
VIRGINIA CAMPUS

## Yaris – Frontal Full Wall – 56 km/hr



	FE Model	Test 5677	Test 6221
Weight (kg)	1263	1271	1245
Engine Type	1.5L V4	1.5L V4	1.5L V4
Tire size	P185/60R15	P185/60R15	P185/60R15
Attitude (mm) (As delivered)	F – 668	F – 673	F – 675
	R – 673	R – 680	R – 673
Wheelbase (mm)	2538	2551	2463
CG (mm) Rear of front wheel C/L	1035	999	976
Body Style	4 Door Sedan	4 Door Sedan	3 Door Liftback

LS-DYNA :

- Version: MPP971sR4.2.1
- Revision: 53450
- Platform: Intel MPI 3.1 Xeon64
- OS Level: Linux Red Hat 4 upd 4
- Precision: Single precision (I4R4)
- Total elapsed time: 2 hr 15 min (150 ms)
- Number of processors: 24



Abbildung A.27: Datenblatt des FEM-Modells, Seite 3.



THE GEORGE  
WASHINGTON  
UNIVERSITY  
VIRGINIA CAMPUS

## Yaris – Frontal Full Wall – 56 km/hr

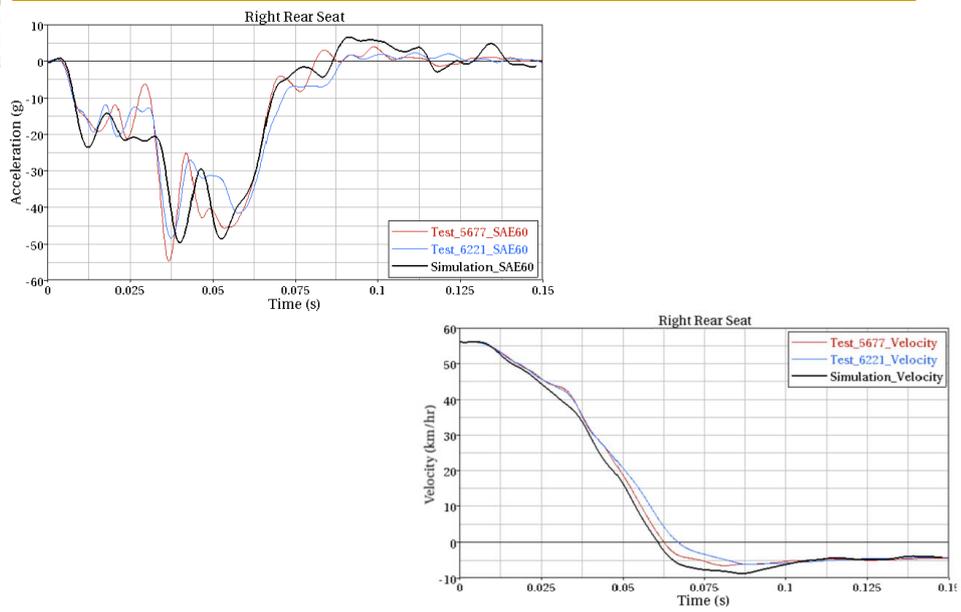
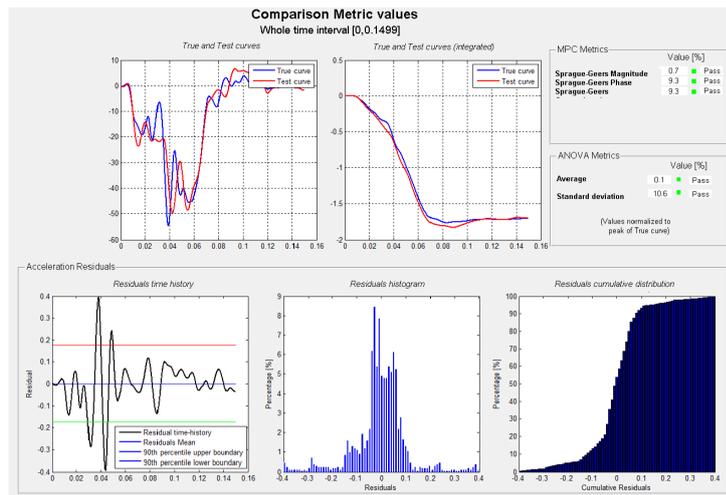
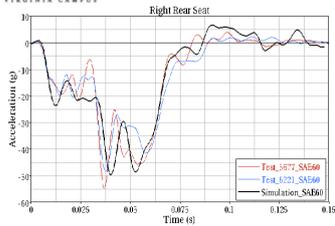


Abbildung A.28: Datenblatt des FEM-Modells, Seite 4.



THE GEORGE WASHINGTON UNIVERSITY VIRGINIA CAMPUS

## Yaris – Frontal Full Wall – 56 km/hr



Roadside Safety Verification and Validation Program (RSVVP) Comparisons



Abbildung A.29: Datenblatt des FEM-Modells, Seite 5.

## Literaturverzeichnis

### **Arbeitskreis Messdatenverarbeitung Fahrzeugsicherheit 2014**

ARBEITSKREIS MESSDATENVERARBEITUNG FAHRZEUGSICHERHEIT: Crash Analyse Kriterien. (2014)

### **Assi 2020**

ASSI, Khaled: Prediction of Traffic Crash Severity Using Deep Neural Networks: A Comparative Study. In: *2020 International Conference on Innovation and Intelligence for Informatics, Computing and Technologies (3ICT)*, IEEE, 2020. – ISBN 978–1–7281–9673–2, S. 1–6

### **Augenstein u. a. 2000**

AUGENSTEIN, J. ; PERDECK, E. ; MARTIN, P. ; BOWEN, J. ; STRATTON, J. ; HORTON, T. ; SINGER, M. ; DIGGES, K. ; STEPS, J.: Injuries to restrained occupants in far-side crashes. 44 (2000), S. 57–66. – ISSN 1540–0360. – Journal Article

### **AZT Automotive GmbH 2021**

AZT AUTOMOTIVE GMBH: *VorSAFe+Datenbankauswertung/Kategorisierung*. 2021

### **B. Fileta 1996**

B. FILETA, X. L.: Predicting Vehicle Crash Performance in Offset Barrier Impact. (1996), Nr. 218

### **B. Munyazikwiye u. a. 2018**

B. MUNYAZIKWIYE, Bernard ; VYSOCHINSKIY, Dmitry ; KHADYKO, Mikhail ; G. ROBBERSMYR, Kjell: Prediction of Vehicle Crashworthiness Parameters Using Piecewise Lumped Parameters and Finite Element Models. 2 (2018), Nr. 4, S. 43. <http://dx.doi.org/10.3390/designs2040043>. – DOI 10.3390/designs2040043. – PII: designs2040043

### **B. Simon u. a. 2019**

B. SIMON ; F. FRANKE ; P. RIEGL ; A. GAULL: Motion Planning for Collision Mitigation via FEM-Based Crash Severity Maps. In: *2019 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, 2019, S. 2187–2194

### **Bayerisches Staatsministeriums des Innern, für Bau und Verkehr 2021**

BAYERISCHES STAATSMINISTERIUMS DES INNERN, FÜR BAU UND VERKEHR:

*Richtlinien für die polizeiliche Verkehrsunfallaufnahme vom 07.11.2021.* [https://www.gesetze-bayern.de/Content/Document/BayVV\\_2012\\_1\\_I\\_2302](https://www.gesetze-bayern.de/Content/Document/BayVV_2012_1_I_2302). Version: 2021

**Bendjaballah u. a. 2017**

BENDJABALLAH, D. ; BOUCHOUCHA, A. ; SAHLI, M. L. ; GELIN, J-C.: Numerical analysis of side airbags deployment in out-of-position situations. 12 (2017), Nr. 1, 1–9. <http://dx.doi.org/10.1186/s40712-016-0070-2>. – DOI 10.1186/s40712-016-0070-2. – ISSN 2198-2791. – PII: 70

**Bernstein 2014**

BERNSTEIN, Herbert: *Messelektronik und Sensoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-00549-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-00549-8>. – ISBN 978-3-658-00548-1

**Braess u. Seiffert 2011**

BRAESS, Hans-Hermann ; SEIFFERT, Ulrich ; BRAESS, Hans-Hermann (Hrsg.) ; SEIFFERT, Ulrich (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 6., aktualisierte und erw. Aufl. 2011 (ATZ/MTZ-Fachbuch)

**Brauch u. a. 2006**

BRAUCH, Wolfgang ; DREYER, Hans-Joachim ; HAACKE, Wolfhart: *Mathematik für Ingenieure*. 11., durchges. Aufl. Teubner, 2006 (Lehrbuch Mathematik). – ISBN 978-3835100732

**Burbridge u. Troutbeck 2019**

BURBRIDGE, Andrew ; TROUTBECK, Rod: A model for predicting Acceleration Severity Index in impacts with road safety barriers. 24 (2019), Nr. 4, S. 442–452. <http://dx.doi.org/10.1080/13588265.2018.1474621>. – DOI 10.1080/13588265.2018.1474621. – ISSN 1358-8265

**Center 2013**

CENTER, The National Crash A. ; NCAC THE NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER (Hrsg.): *2010 Toyota Yaris*. <https://www.nhtsa.gov/crash-simulation-vehicle-models>. Version: 2013

**Champion 2012**

CHAMPION, Howard R.: Injury Severity Score. Version: 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-00418-6437>. In: *Encyclopedia of Intensive Care Medicine*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2012. – DOI 10.1007/978-3-642-00418-6437, 1249–1251

**Cheng u. a. 2020**

CHENG, Yanyan ; LI, Yunzhou ; YANG, Chong: The Design of an Airbag Automatic Inflator and the Simulation Analysis of Airbag in the Unfolding Process. In: *2020 5th*

*International Conference on Mechanical, Control and Computer Engineering*, IEEE, 2020. – ISBN 978–1–6654–2314–4, S. 961–965

**Christian Erbsmehl 2014**

CHRISTIAN ERBSMEHL: *Ein neues 3-dimensionales Energy Equivalent Speed (EES)-Modell für Fahrzeuge basierend auf Unfalldaten*. 2014

**Continental AG 2021 2021**

<https://www.continental-automotive.com/DE/Passenger-Cars/Autonomous-Mobility/Enablers/Cameras/Mono-Camera>

**Danelson u. a. 2015**

DANELSON, Kerry A. ; GOLMAN, Adam J. ; KEMPER, Andrew R. ; GAYZIK, F. S. ; CLAY GABLER, H. ; DUMA, Stefan M. ; STITZEL, Joel D.: Finite element comparison of human and Hybrid III responses in a frontal impact. 85 (2015), S. 125–156. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aap.2015.09.010>. – DOI 10.1016/j.aap.2015.09.010. – Comparative Study Journal Article Research Support, Non-U.S. Gov't Research Support, U.S. Gov't, Non-P.H.S.

**Data Reporting and Information Division 2020**

DATA REPORTING AND INFORMATION DIVISION ; NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION, NATIONAL CENTER FOR STATISTICS AND ANALYSIS, DATA REPORTING AND INFORMATION DIVISION, NSA0230 (Hrsg.): *Crash Investigation Sampling System CISS 2019 GV*. <https://www.nhtsa.gov/file-downloads?p=nhtsa/downloads/CISS/2019/>. Version: 2020

**Deger 2017**

DEGER, Yasar: *Kontakt & Studium*. Bd. 551: *Die Methode der finiten Elemente*. 8. Auflage. expert Verlag, 2017 <https://opac.ku.de/s/thi/de/2/10/BV046094432>. – ISBN 978–3–8169–3399–1. – Deger, Yasar (VerfasserIn)

**DEKRA Automobil GmbH 2016**

DEKRA AUTOMOBIL GMBH ; DEKRA AUTOMOBIL GMBH (Hrsg.): *Verkehrssicherheitsreport 2016: Strategien zur Unfallvermeidung auf den Straßen Europas: Personenverkehr*. <https://www.dekra-roadsafety.com/media/dekra-verkehrssicherheitsreport-2016-de.pdf>. Version: 2016

**EuroNCAP 2019**

EURONCAP: *Assessment Protocol - Adult Occupant Protection 9.1.1*. 2019

**Fang u. a. 2010**

FANG, Wang ; GUIBING, Li ; JIKUANG, Yang: A Review of Some Available Human Neck Finite Element Models in Vehicle Crash Conditions. In: *2010 International Conference*

---

on *Optoelectronics and Image Processing*, IEEE, 2010. – ISBN 978–1–4244–8683–0, S. 104–107

**Fildes u. a. 2013**

FILDES, Brian ; KEALL, Michael ; THOMAS, Pete ; PARKKARI, Kalle ; PENNISI, Lucia ; TINGVALL, Claes: Evaluation of the benefits of vehicle safety technology: the MUNDs study. 55 (2013), S. 274–281. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aap.2013.02.027>. – DOI 10.1016/j.aap.2013.02.027

**Franz u. a. 2013**

FRANZ, Ulrich ; LORENZ, Bernd ; REMFREY, James ; SCHÖNEBURG, Rodolfo ; KRAMER, Florian: *Integrale Sicherheit von Kraftfahrzeugen*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2608-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2608-4>. – ISBN 978–3–8348–2607–7

**Gabauer u. Gabler 2005**

GABAUER, Douglas ; GABLER, Hampton C.: Evaluation of Threshold Values of Acceleration Severity Index by Using Event Data Recorder Technology. 1904 (2005), Nr. 1, S. 37–45. <http://dx.doi.org/10.1177/0361198105190400104>. – DOI 10.1177/0361198105190400104. – ISSN 0361–1981

**training GmbH 2021**

GMBH, Carhs training ; CARHS.TRAINING GMBH (Hrsg.): *SafetyCompanion 2021*. <https://www.carhs.de/de/companion-poster/product/safetycompanion-2021-pdf-download.html>. Version: 2021

**GmbH 2004**

GMBH, Robert B.: *Sicherheits- und Komfortsysteme*. 3. neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Vieweg+Teubner Verlag, 2004 (Bosch Fachinformation Automobil). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-80324-5>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-80324-5>. – ISBN 978–3–322–80324–5

**Golman u. a. 2014**

GOLMAN, Adam J. ; DANELSON, Kerry A. ; MILLER, Logan E. ; STITZEL, Joel D.: Injury prediction in a side impact crash using human body model simulation. 64 (2014), S. 1–8. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aap.2013.10.026>. – DOI 10.1016/j.aap.2013.10.026. – Journal Article Research Support, Non-U.S. Gov't

**Graham 1972**

GRAHAM, R. L.: An efficient algorithm for determining the convex hull of a finite planar set. 1 (1972), Nr. 4, S. 132–133. [http://dx.doi.org/10.1016/0020-0190\(72\)90045-2](http://dx.doi.org/10.1016/0020-0190(72)90045-2). – DOI 10.1016/0020–0190(72)90045–2. – ISSN 00200190. – PII: 0020019072900452

### **Gscheidle u. Fischer 2009**

GSCHEIDLE, Rolf ; FISCHER, Richard ; GSCHEIDLE, Rolf (Hrsg.) ; FISCHER, Richard (Hrsg.): *Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik*. [http://cm1.abcatalog.net/center/cm/cm\\_cm.php?v3156=1609422811&v8312=lehmanns.de&flash=1&v7376=9783808522394](http://cm1.abcatalog.net/center/cm/cm_cm.php?v3156=1609422811&v8312=lehmanns.de&flash=1&v7376=9783808522394). Version: 29., Neubearb. Aufl., 2009 (Europa-Fachbuchreihe für Kraftfahrzeugtechnik). – Gscheidle, Rolf (Hrsg.)

### **H. Stigson u. A. Kullgren 2011**

H. STIGSON ; A. KULLGREN: Effect of Side Impact Protection in Reducing Injuries. (2011). <https://www.semanticscholar.org/paper/Effect-of-Side-Impact-Protection-in-Reducing-Stigson-Kullgren/1eff1769e0f73b3111a4a56527ea44dd4e2de547>

### **Haasper u. a. 2010**

HAASPER, C. ; JUNGE, M. ; ERNSTBERGER, A. ; BREHME, H. ; HANNAWALD, L. ; LANGER, C. ; NEHMZOW, J. ; OTTE, D. ; SANDER, U. ; KRETTEK, C. ; ZWIPP, H.: Die Abbreviated Injury Scale (AIS). Potenzial und Probleme bei der Anwendung. 113 (2010), Nr. 5, S. 366–372. <http://dx.doi.org/10.1007/s00113-010-1778-8>. – DOI 10.1007/s00113-010-1778-8. – English Abstract Journal Article

### **Haus u. a. 2019**

HAUS, Samantha H. ; SHERONY, Rini ; GABLER, Hampton C.: Estimated benefit of automated emergency braking systems for vehicle-pedestrian crashes in the United States. 20 (2019), Nr. sup1, S. S171–S176. <http://dx.doi.org/10.1080/15389588.2019.1602729>. – DOI 10.1080/15389588.2019.1602729

### **Hering u. a. 2007**

HERING, Ekbert ; MARTIN, Rolf ; STOHRER, Martin: *Physik für Ingenieure*. 10., vollst. neu bearb. Aufl., [Jubiläumsausg., mit durchgerechneten Lösungen und neuem Layout]. Springer, 2007 (Springer-Lehrbuch). – ISBN 978–3540718550

### **Hoepfel 1911**

HOEPFEL, Friedrich ; HOEPFEL, Friedrich (Hrsg.): *Das Reichsgesetz über den Verkehr mit Kraftfahrzeugen vom 3. Mai 1909*

### **Hooke u. Jeeves 1961**

HOOKE, Robert ; JEEVES, T. A.: “ Direct Search ” Solution of Numerical and Statistical Problems. 8 (1961), Nr. 2, S. 212–229. <http://dx.doi.org/10.1145/321062.321069>. – DOI 10.1145/321062.321069. – ISSN 00045411

### **Hruschka u. a. 2019**

HRUSCHKA, Clemens M. ; TOPFER, Daniel ; ZUG, Sebastian: Risk Assessment for

---

Integral Safety in Automated Driving. In: *2019 2nd International Conference on Intelligent Autonomous Systems (ICoIAS)*, IEEE, 2019. – ISBN 978-1-7281-2662-3, S. 102-109

**Huang 2002**

HUANG, Matthew: *Vehicle crash mechanics*. CRC Press, 2002. – ISBN 0849301041

**International 2014**

INTERNATIONAL, SAE ; SAE INTERNATIONAL (Hrsg.): *Instrumentation for Impact Test - Part 1 - Electronic Instrumentation*. [http://dx.doi.org/10.4271/J211/1\\_201403](http://dx.doi.org/10.4271/J211/1_201403).  
Version: 2014

**Iranitalab u. Khattak 2017**

IRANITALAB, Amirfarrokh ; KHATTAK, Aemal: Comparison of four statistical and machine learning methods for crash severity prediction. 108 (2017), S. 27-36. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aap.2017.08.008>. – DOI 10.1016/j.aap.2017.08.008. – Comparative Study Journal Article

**James Saunders u. a. 2010**

JAMES SAUNDERS ; MATTHEW J. CRAIG ; JEFFREY SUWAY: *NHTSA'S Test Procedure Evaluations For Small Overlap/Oblique Crashes*. No. 11-0343, 2010

**Johannsen 2013**

JOHANNSEN, Heiko: *Unfallmechanik und Unfallrekonstruktion*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-01594-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-01594-7>. – ISBN 978-3-658-01593-0

**Karcioglu 2019**

KARCIOGLU, Ozgur: *Emergency medicine and trauma*. IntechOpen, 2019 <https://opac.ku.de/s/thi/de/2/10/BV046227592>. – ISBN 978-1-78985-093-2

**Khare u. a. 2011**

KHARE, Pratyush ; KUDALE, Shailesh M. ; PRASAD, A. P. K.: Threshold Time-to-fire Determination for SRS to Control Occupant Injuries in Real World Accidents. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2011 (SAE Technical Paper Series)

**King 2018**

KING, Albert I.: *The Biomechanics of Impact Injury*. Springer International Publishing, 2018. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-49792-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-49792-1>. – ISBN 978-3-319-49790-7

**Klinich u. a. 2002**

KLINICH, Kathleen D. ; HULBERT, Gregory M. ; SCHNEIDER, Lawrence W.: Estimating

Infant Head Injury Criteria and Impact Response Using Crash Reconstruction and Finite Element Modeling. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002 (SAE Technical Paper Series)

**Kraemer u. a. 2018**

KRAEMER, Stefan ; STILLER, Christoph ; BOUZOURAA, Mohamed E.: LiDAR-Based Object Tracking and Shape Estimation Using Polylines and Free-Space Information. In: *2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, IEEE, 2018. – ISBN 978-1-5386-8094-0, S. 4515-4522

**Kramer 2009**

KRAMER, Florian: *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen*. 3., überarb. Aufl. Vieweg + Teubner, 2009 (ATZ-MTZ-Fachbuch). [http://deposit.d-nb.de/cgi-bin/dokserv?id=3151273&prov=M&dok\\_var=1&dok\\_ext=htm](http://deposit.d-nb.de/cgi-bin/dokserv?id=3151273&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm). – ISBN 9783834805362

**Kreuzinger 2005**

KREUZINGER, Tjark: *Fahrzeug-Kompatibilität im Seitenaufprall*. Version: 2005. [http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus/volltexte/2006/1414/pdf/Kreuzinger\\_Tjark.pdf](http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus/volltexte/2006/1414/pdf/Kreuzinger_Tjark.pdf). – Kreuzinger, Tjark (Verfasser)

**Krotosky u. a. 2004**

KROTOSKY, S. J. ; CHENG, S. Y. ; TRIVEDI, M. M.: Face detection and head tracking using stereo and thermal infrared cameras for "smart" airbags: a comparative analysis. In: *Proceedings. The 7th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (IEEE Cat. No.04TH8749)*, IEEE, 2004. – ISBN 0-7803-8500-4, S. 17-22

**Kuchling 2007**

KUCHLING, Horst: *Taschenbuch der Physik*. 19., aktualisierte Aufl. Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verl., 2007. – ISBN 978-3446410282

**Kumaresan u. a. 2006**

KUMARESAN, Srirangam ; SANCES, Anthony ; CARLIN, Fred ; FRIEDER, Russell ; FRIEDMAN, Keith ; RENFROE, David: Biomechanics of side impact injuries: evaluation of seat belt restraint system, occupant kinematics and injury potential. 2006 (2006), S. 87-90. <http://dx.doi.org/10.1109/IEMBS.2006.259384>. – DOI 10.1109/IEMBS.2006.259384. – ISSN 1557-170X. – Evaluation Study Journal Article Research Support, Non-U.S. Gov't Validation Study

**Lai u. a. 2012**

LAI, Xinghua ; MA, Chunsheng ; HU, Jingwen ; ZHOU, Qing: Impact direction effect on serious-to-fatal injuries among drivers in near-side collisions according to impact location: focus on thoracic injuries. 48 (2012), S. 442-450. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aap>.

---

2012.02.023. – DOI 10.1016/j.aap.2012.02.023. – Journal Article Research Support, Non-U.S. Gov't

**Li u. a. 2018**

LI, Hongyun ; JIANG, Chengyue ; CUI, Dong ; LU, Shuang: The Effects of Curtain Airbag on Occupant Kinematics and Injury Index in Rollover Crash. 2018 (2018), S. 4980413. <http://dx.doi.org/10.1155/2018/4980413>. – DOI 10.1155/2018/4980413. – ISSN 1176–2322. – Journal Article

**Lim 2017**

LIM, Jae M.: Lumped mass-spring model construction for crash analysis using full frontal impact test data. 18 (2017), Nr. 3, S. 463–472. <http://dx.doi.org/10.1007/s12239-017-0046-0>. – DOI 10.1007/s12239-017-0046-0. – ISSN 1229–9138. – PII: 46

**Lin u. a. 2009**

LIN, Hu ; PING, Liu ; JING, Huang: Investigation on the Behaviour of New Type Airbag. In: *2009 International Conference on Computer Engineering and Technology*, IEEE, 2009. – ISBN 978–0–7695–3521–0, S. 103–107

**Liu u. Pressley 2016**

LIU, Chang ; PRESSLEY, Joyce C.: Side impact motor vehicle crashes: driver, passenger, vehicle and crash characteristics for fatally and nonfatally-injured rear-seated adults. 3 (2016), Nr. 1, S. 23. <http://dx.doi.org/10.1186/s40621-016-0088-1>. – DOI 10.1186/s40621-016-0088-1. – ISSN 2197–1714. – Journal Article

**Liu u. Sharma 2018**

LIU, Chenhui ; SHARMA, Anuj: Using the multivariate spatio-temporal Bayesian model to analyze traffic crashes by severity. 17 (2018), S. 14–31. <http://dx.doi.org/10.1016/j.amar.2018.02.001>. – DOI 10.1016/j.amar.2018.02.001. – ISSN 22136657. – PII: S2213665718300162

**Lugner u. a. 2020**

LUGNER, Robert ; INDERST, Maximilian ; SEQUEIRA, Gerald ; SCHNEIDER, Kilian ; BRANDMEIER, Thomas: Collision Prediction For Irreversible Pre-Crash Safety Measurs. In: *2020 Fisita World Congress*. 2020

**Marjoux u. a. 2008**

MARJOUX, Daniel ; BAUMGARTNER, Daniel ; DECK, Caroline ; WILLINGER, Rémy: Head injury prediction capability of the HIC, HIP, SIMon and ULP criteria. 40 (2008), Nr. 3, S. 1135–1148. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aap.2007.12.006>. – DOI 10.1016/j.aap.2007.12.006. – Journal Article

**Maurer u. a. 2016**

MAURER, Markus ; GERDES, J. C. ; LENZ, Barbara ; WINNER, Hermann: *Autonomous Driving*. Springer Berlin Heidelberg, 2016. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-48847-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-48847-8>. – ISBN 978-3-662-48845-4

**Meywerk 2007**

MEYWERK, Martin: *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Springer, 2007 [http://deposit.d-nb.de/cgi-bin/dokserv?id=2874161&prov=M&dok\\_var=1&dok\\_ext=htm](http://deposit.d-nb.de/cgi-bin/dokserv?id=2874161&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm). – ISBN 978-3-540-49866-7

**Michael Huth 2010**

MICHAEL HUTH: *Tödliche Straßenverkehrsunfälle aus dem Obduktionsgut des Instituts für Rechtsmedizin der Universitätsmedizin Greifswald (2006-2015)-Ursachen, Umstände und ...* Version:2010. <https://epub.ub.uni-greifswald.de/frontdoor/index/index/docid/4132>

**Mueller u. a. 2020**

MUELLER, Alexandra S. ; CICHINO, Jessica B. ; ZUBY, David S. ; INSURANCE INSTITUTE FOR HIGHWAY SAFETY (Hrsg.): *What humanlike errors do autonomous vehicles need to avoid to maximize safety?* 2020

**Müller u. a. 2018**

MÜLLER, Marcus ; BOTSCH, Michael ; BÖHMLÄNDER, Dennis ; UTSCHICK, Wolfgang: Machine Learning Based Prediction of Crash Severity Distributions for Mitigation Strategies. 9 (2018), Nr. 1, S. 15–24. <http://dx.doi.org/10.12720/jait.9.1.15-24>. – DOI 10.12720/jait.9.1.15-24. – ISSN 17982340

**Müller u. a. 2016**

MÜLLER, Marcus ; NADARAJAN, Parthasarathy ; BOTSCH, Michael ; UTSCHICK, Wolfgang ; BÖHMLÄNDER, Dennis ; KATZENBOGEN, Stefan: A statistical learning approach for estimating the reliability of crash severity predictions. In: *2016 IEEE 19th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, IEEE, 2016. – ISBN 978-1-5090-1889-5, S. 2199–2206

**Munyakwiye u. a. 2017**

MUNYAZIKWIYE, Bernard B. ; KARIMI, Hamid R. ; ROBBERSMYR, Kjell G.: Optimization of Vehicle-to-Vehicle Frontal Crash Model Based on Measured Data Using Genetic Algorithm. 5 (2017), S. 3131–3138. <http://dx.doi.org/10.1109/ACCESS.2017.2671357>. – DOI 10.1109/ACCESS.2017.2671357

**Nageswaran 2018**

NAGESWARAN, Ganesh: *Integrated Multi-Object Tracking and Classification for Vehicle Environment Perception*. Version: 2018. <https://kluedo.ub.uni-kl.de/frontdoor/index/index/docId/5401>

**Nils Ivar Bohlin 1961**

NILS IVAR BOHLIN: *Sicherheitsgurt für Fahrzeuge, insbesondere Kraftfahrzeuge*. <https://www.dpma.de/dpma/veroeffentlichungen/meilensteine/60jahredreipunktgurt/index.html>. Version: 1961

**O. J. Gietelink u. a. 2004**

O. J. GIETELINK ; D. J. VERBURG ; K. LABIBES ; A. F. OOSTENDORP: Pre-crash system validation with PRESCAN and VEHIL. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium, 2004*, 2004, S. 913–918

**Odziemczyk 2021**

ODZIEMCZYK, Waldemar: Application of Optimization Algorithms for Identification of Reference Points in a Monitoring Network. 21 (2021), Nr. 5. <http://dx.doi.org/10.3390/s21051739>. – DOI 10.3390/s21051739. – Journal Article

**Pahlavani u. Marzbanrad 2015**

PAHLAVANI, Mostafa ; MARZBANRAD, Javad: Crashworthiness study of a full vehicle-lumped model using parameters optimisation. 20 (2015), Nr. 6, S. 573–591. <http://dx.doi.org/10.1080/13588265.2015.1068910>. – DOI 10.1080/13588265.2015.1068910. – ISSN 1358–8265

**Park u. Kan 2015**

PARK, Chung-Kyu ; KAN, Cing-Dao S.: Objective Evaluation Method of Vehicle Crash Pulse Severity in Frontal New Car Assessment Program (NCAP) Tests. (2015), Nr. 15-0055. <https://trid.trb.org/view/1358346>

**Parseh u. a. 2019**

PARSEH, Masoumeh ; ASPLUND, Fredrik ; NYBACKA, Mikael ; SVENSSON, Lars ; TORNGREN, Martin: Pre-Crash Vehicle Control and Manoeuvre Planning: A Step Towards Minimizing Collision Severity for Highly Automated Vehicles. In: *2019 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES)*, IEEE, 2019. – ISBN 978–1–7281–3473–4, S. 1–6

**Pawlus u. a. 2014**

PAWLUS, Witold ; KARIMI, Hamid R. ; ROBBERSMYR, Kjell G.: Investigation of vehicle crash modeling techniques: theory and application. 70 (2014), Nr. 5-8, S. 965–993. [http:](http://)

[//dx.doi.org/10.1007/s00170-013-5320-3](https://dx.doi.org/10.1007/s00170-013-5320-3). – DOI 10.1007/s00170-013-5320-3. – ISSN 0268-3768. – PII: 5320

**Picquet u. a. 2015**

PICQUET, Christophe ; ZEITOUNI, Richard ; ADALIAN, Céline: Parametric Study Using the OLC and Spüll to Qualify the Severity of the Full-Width Rigid Test and Design an Improved Front-End. (2015), Nr. 13-0442. <https://trid.trb.org/view/1359938>

**Reif 2016**

REIF, Konrad: *Sensoren im Kraftfahrzeug*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-11211-0>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-11211-0>. – ISBN 978-3-658-11210-3

**Rezaie Moghaddam u. a. 2011**

REZAIIE MOGHADDAM, F. ; AFANDIZADEH, Sh. ; ZIYADI, M.: Prediction of accident severity using artificial neural networks. 9 (2011), Nr. 1

**Rieg 2019**

RIEG, Frank: *Finite-Elemente-Analyse für Ingenieure*. 6. Hanser, 2019 <https://opac.ku.de/s/thi/de/2/10/BV045521163>. – ISBN 978-3-446-46062-1

**Robert Bosch GmbH 2021a**

ROBERT BOSCH GMBH: *Bosch MEMS-Sensoren*. <https://www.bosch-mobility-solutions.com/de/loesungen/elektronische-bauelemente/mems-sensoren/>. Version: 2021

**Robert Bosch GmbH 2021b**

ROBERT BOSCH GMBH: *Druckschlauchsensor*. <https://www.bosch-mobility-solutions.com/de/loesungen/sensoren/druckschlauchsensor/>. Version: 2021

**Rokosch 2011**

ROKOSCH, Uwe: *Airbag und Gurtstraffer*. 2., überarb. Aufl. Vogel-Buchverl., 2011 (Vogel-Fachbuch Service-Fibel). – ISBN 978-3-8343-3242-4

**Schick 2020**

SCHICK, Sebastian: *Tödliche Straßenverkehrsunfälle aus dem Obduktionsgut des Instituts für Rechtsmedizin der Universitätsmedizin Greifswald (2006 - 2015) - Ursachen, Umstände und der Beitrag der Rechtsmedizin zur Rekonstruktion von Abläufen*. Version: 2020. <https://epub.ub.uni-greifswald.de/frontdoor/index/index/docId/4132>

**Schneider u. a. 2019**

SCHNEIDER, Kilian ; LUGNER, Robert ; BRANDMEIER, Thomas: LiDAR-Based Contour

Estimation of Oncoming Vehicles in Pre-Crash Scenarios. In: *2019 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV 2019)*, IEEE, 2019. – ISBN 978–1–7281–0560–4, S. 2272–2277

**Sefrin 2018**

SEFRIN, Peter: *Notfallmedizin*. 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. ecomed Medizin, 2018 <https://opac.ku.de/s/thi/de/2/10/BV044694728>. – ISBN 978–3–609–10360–0. – Sefrin, Peter (VerfasserIn) Herold, A. (MitwirkendeR)

**Sequeira u. a. 2020a**

SEQUEIRA, Gerald J. ; AFRAJ, Shahabaz ; SURVE, Manasi ; BRANDMEIER, Thomas: LiDAR point cloud analysis for vehicle contour estimation using polynomial approximation and curvature breakdown. In: *2020 IEEE 92nd Vehicular Technology Conference (VTC2020-Fall)* Institute of Electrical and Electronics Engineers and Vehicular Technology Society, IEEE, 2020. – ISBN 978–1–7281–9484–4, S. 1–6

**Sequeira u. a. 2020b**

SEQUEIRA, Gerald J. ; PATEL, Akshay ; AFRAJ, Shahabaz ; LUGNER, Robert ; BRANDMEIER, Thomas: FEM-based Methodology for Crash Severity Estimation in Frontal Crash Scenarios. 831 (2020), S. 012019. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/831/1/012019>. – DOI 10.1088/1757-899X/831/1/012019

**Shirur u. a. 2020**

SHIRUR, Naveen ; BIRKNER, Christian ; HENZE, Roman ; DESERNO, Thomas M. ; DUDHAT, Darshankumar: Effect of Airbag Deployment Phases on Tactile Occupant Detection Sensor. In: *Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych*, IEEE, 2020. – ISBN 978–1–7281–5812–9, S. 1–5

**Society of Automotive Engineers 2014**

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS: SAE J211-1: Instrumentation for Impact Test. (2014)

**Statistisches Bundesamt 2020**

STATISTISCHES BUNDESAMT: Verkehr. (2020), Nr. Reihe 7

**Statistisches Bundesamt 2021**

STATISTISCHES BUNDESAMT: *Entwicklung der Zahl der im Straßenverkehr Getöten*. [https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Verkehrsunfaelle/\\_inhalt.html#sprg249316](https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Verkehrsunfaelle/_inhalt.html#sprg249316). Version: 2021

**Stellet u. a. 1906**

STELLET, Jan E. ; VOGT, Patrick ; SCHUMACHER, Jan ; BRANZ, Wolfgang ; ZOLLNER, J. M.: Analytical derivation of performance bounds of autonomous emergency brake systems.

In: *2016 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, IEEE, 19.06.2016 - 22.06.2016. – ISBN 978-1-5090-1821-5, S. 220–226

**Stephen Cassatta, Mark Cuddihy, Mark Para Weerappuli and Mike Scavnicky 2013**

STEPHEN CASSATTA, MARK CUDDIHY, MARK PARA WEERAPPULI AND MIKE SCAVNICKY: *Advanced Restraint Systems (ARS) Final Report*. 1200 New Jersey Avenue, SE. Washington, DC 20590, 2013. – ISBN DOT HS 811 794A

**Sunnevång 2016**

SUNNEVÅNG, Cecilia: *Characteristics of nearside car crashes : an integrated approach to side impact safety*. Version: 2016-10-25. <http://umu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1039698&dswid=-7603>

**Tipler u. Mosca 2009**

TIPLER, Paul A. ; MOSCA, Gene: *Physik für Wissenschaftler und Ingenieure*. 6., dt. Aufl. Spektrum Akad. Verl., 2009. – ISBN 978-3827419453

**Tong Fang 2017**

TONG FANG, Lan F.: *Analysis of Head Injury in Traffic Accidents Based on Human Body Biomechanics Model*. (2017)

**Tsoi u. a. 2013**

TSOI, Ada ; HINCH, John ; RUTH, Richard ; GABLER, Hampton: *Validation of Event Data Recorders in High Severity Full Frontal Crash Tests*. 1 (2013), Nr. 1, S. 76–99. <http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-1265>. – DOI 10.4271/2013-01-1265. – ISSN 2327-5634

**Watzenig u. Horn 2017**

WATZENIG, Daniel ; HORN, Martin: *Automated Driving*. Springer International Publishing, 2017. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-31895-0>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-31895-0>. – ISBN 978-3-319-31893-6

**yang u. a. 2008**

YANG, Ying ; ZAO, Guangyao ; SHENG, Jing: *Occupant Pose and Location Detect for Intelligent Airbag System Based on Computer Vision*. In: *2008 Fourth International Conference on Natural Computation*, IEEE, 2008. – ISBN 978-0-7695-3304-9, S. 179–182

**Yun u. a. 2014**

YUN, Yong-Won ; CHOI, Jung-Sun ; PARK, Gyung-Jin: *Optimization of an automobile curtain airbag using the design of experiments*. 228 (2014), Nr. 4, S. 370–380. <http://dx.doi.org/10.1177/0954407013515456>. – DOI 10.1177/0954407013515456. – ISSN 0954-4070

**Zasler 2021**

ZASLER, Nathan D.: *Brain Injury Medicine, Third Edition*. 3rd ed. Springer Publishing Company, 2021. <http://dx.doi.org/10.1891/9780826143051>. <http://dx.doi.org/10.1891/9780826143051>. – ISBN 978–0–8261–4304–4. – Zasler, Nathan D. (VerfasserIn) Katz, Douglas I. (MitwirkendeR) Zafonte, Ross D. (MitwirkendeR)

**Zeng u. Huang 2014**

ZENG, Qiang ; HUANG, Helai: A stable and optimized neural network model for crash injury severity prediction. 73 (2014), S. 351–358. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aap.2014.09.006>. – DOI 10.1016/j.aap.2014.09.006. – Journal Article Research Support, Non-U.S. Gov't

**Zhang u. a. 2018**

ZHANG, Jian ; LI, Zhibin ; PU, Ziyuan ; XU, Chengcheng: Comparing Prediction Performance for Crash Injury Severity Among Various Machine Learning and Statistical Methods. 6 (2018), S. 60079–60087. <http://dx.doi.org/10.1109/ACCESS.2018.2874979>. – DOI 10.1109/ACCESS.2018.2874979

**Zhang u. a. 2017**

ZHANG, Yan ; QIAN, Yubin ; SONG, Jiuzhi ; GAO, Qiong: Simulation and Optimization of Vehicle Side Airbag. In: *2017 International Conference on Computer Technology, Electronics and Communication*, IEEE, 2017. – ISBN 978–1–5386–5784–3, S. 136–139

**Zheng u. a. 2019**

ZHENG, Ming ; LI, Tong ; ZHU, Rui ; CHEN, Jing ; MA, Zifei ; TANG, Mingjing ; CUI, Zhongqiang ; WANG, Zhan: Traffic Accident's Severity Prediction: A Deep-Learning Approach-Based CNN Network. 7 (2019), S. 39897–39910. <http://dx.doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2903319>. – DOI 10.1109/ACCESS.2019.2903319

**Zong u. a. 2019**

ZONG, Fang ; CHEN, Xiangru ; TANG, Jinjun ; YU, Ping ; WU, Ting: Analyzing Traffic Crash Severity With Combination of Information Entropy and Bayesian Network. 7 (2019), S. 63288–63302. <http://dx.doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2916691>. – DOI 10.1109/ACCESS.2019.2916691