

Untersuchungen und Maßnahmen zur Vermeidung der Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls

MASTERARBEIT

von
Martin SÄTTLER, BSc

Durchgeföhrt am **Institut für Fahrzeugtechnik,**
[FSI Frank Stronach Institute]
an der Technischen Universität Graz

Betreuer:
Univ.-Doz. Dr. techn. Mario Hirz

und bei
Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & CO KG, Graz
Abteilung: Fahrzeugsicherheit (EGS)

Betreuer:
Dipl.-Ing. Bernhard Fellner (EGS-V)
Dipl.-Ing. Bernhard Salcher (EGS-B)

Diese Arbeit unterliegt einer Veröffentlichungssperre bis November 2014.

Vorwort

Das Verfassen der vorliegenden Masterarbeit in Kooperation mit einem Industriepartner der Technischen Universität Graz ermöglichte aufgrund des sehr nahen Praxisbezuges eine äußerst interessante Auseinandersetzung mit dem Themenbereich der Fahrzeugtechnik. Nach einer positiven Bewerbung hinsichtlich einer Diplomandenstelle und einem darauf folgenden Erstgespräch mit Herrn Dipl.-Ing. Bernhard Fellner von der Abteilung Fahrzeugsicherheit wurden neben einer Festlegung und Eingrenzung des Themas auch organisatorische Angelegenheiten fixiert. Sowohl für das Engagement im Rahmen der Startphase als auch die unterstützende Begleitung während der Abfassung der vorliegenden Arbeit sei an dieser Stelle ein herzlicher Dank an Herrn Dipl.-Ing. Bernhard Fellner auszusprechen.

Ein weiteres Dankeschön ergeht, nicht nur aufgrund des kollegialen Arbeitsklimas, an das Team der Abteilung Fahrzeugsicherheit unter der Leitung von Herrn Dipl.-Ing. Johannes Wernig, das sich stets hilfsbereit zeigte und diskussionsbereit mit Rat und Tat zur Seite stand.

Ein besonderer Dank aus jenem Team gebührt dem Betreuer der Masterarbeit, Herrn Dipl.-Ing. Bernhard Salcher, der vor allem bei fachspezifischen Angelegenheiten wie auch durch seine großartige soziale Kompetenz eine enorme Stütze darstellte.

An Herrn Univ.-Doz. Dr. techn. Mario Hirz vom Institut Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz ergeht ein ebenso großes Dankeschön für die ausgezeichneten fachlichen Hilfestellungen sowie das große Engagement im Rahmen der gesamten Betreuungstätigkeit.

Für die gegenseitige Motivation und die gemeinsamen Lerneinheiten, die zahlreichen Stunden im Lernraum 324, sowie die dazu gehörigen Kaffeepausen sei an dieser Stelle meinen Studienkollegen recht lieb gedankt.

Ganz herzlich möchte ich mich vor allem bei meinen Eltern bedanken, die nicht nur eine finanzielle Stütze darstellten, sondern die es verstanden haben, mich auch in schwierigen Zeiten stets zu motivieren und mir während der gesamten Studienzzeit in jeglicher Hinsicht die bestmöglichen Rahmenbedingungen geschaffen haben.

Martin Sattler

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am 01.11.2012

.....

Kurzfassung

Diese Masterarbeit befasst sich mit den Ursachen und der Prognose von einer Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls. Die Motivation der Fahrzeughersteller, eine Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls zu vermeiden, ist durch zwei wesentliche Gründe gegeben:

Einerseits ist eine Fahrzeugtüröffnung meistens aufgrund der gesetzlichen Rahmenbedingungen für eine positive Zulassung des Fahrzeugs nicht zulässig und andererseits ist eine Fahrzeugtüröffnung mit einer negativen Bewertung bei den Verbraucherschutztests verbunden.

Nach dem Prinzip von Frontloading ist eine frühzeitige Prognose wünschenswert, um mehrere Möglichkeiten bei notwendigen konstruktiven Änderungen zu haben und die Kosten zu reduzieren [1].

Hier setzte die Masterarbeit an und sie hatte folgende Ziele zum Inhalt:

Das bestehende Wissen über die Ursachen, die zur Türöffnung führten, und die Maßnahmen, die zur Vermeidung der Türöffnung umgesetzt wurden, war zu erheben und zu dokumentieren. Dazu wurden vergangene Projekte untersucht, wo diese Problematik auftrat. Für die virtuelle Fahrzeugentwicklung waren Beurteilungskriterien gesucht, um eine bestmögliche Prognose zu diesem Thema abgeben zu können. In diesem Zusammenhang wurden grobe Modellierungsrichtlinien und deren Validierungsmethoden für die Komponenten des Fahrzeugschließsystems erarbeitet. Bei der Analyse der vergangenen Projekte stellte sich heraus, dass die Ursache für die Türöffnung häufig auf die Türaußenbetätigung zurückzuführen war. Um bei der Auswahl des Türaußengriffs bereits eine Bewertung zu diesem Thema durchzuführen, wurden geeignete Beurteilungsmethoden für die Außenbetätigung erstellt. Diese Bewertungsmethoden liefern Aussagen über die Resistenz gegen auftretende Massenträgheitskräfte und –momente und die konstruktive Ausführung der Türaußenbetätigung.

Abschließend werden noch innovative Konzepte zur Vermeidung der Türöffnung aufgezeigt.

Abstract

Investigations and Measures to avoid the Vehicle Door Opening during the Side Impact

This master thesis focuses on the predictions and the causes of a vehicle door opening during a side impact. Vehicle manufactures are motivated to create vehicles that aren't likely to have the door opening problem during a side impact given by two main reasons:

On the one hand, a car door opening during an impact inhibits the homologation of the vehicle and on the other hand a vehicle door opening is connected with negative consumer test rating.

According to the principle of frontloading, an early prediction would be desirable in order to have possibilities for necessary changes and in order to reduce the costs [1].

This was the starting-point of this master thesis, in which the following goals have been achieved:

First, the existing knowledge about the causes that led to car door opening and the measures that were implemented to prevent the door opening was collected and documented. Furthermore, past projects, where this problem occurred, were studied.

Secondly, for the virtual vehicle development, evaluation criteria were looked for in order to make the best-possible prognosis on this topic. In this context, FEM modeling guidelines and validation methods concerning the components of the vehicle closure system were developed. In the course of the analysis of past projects, it turned out that the cause of the door opening was often attributed to the outer door handle. Therefore, suitable evaluation methods for outer door handles were created. These evaluation methods provide information on the resistance of the occurring inertia force and of the mass moments of inertia, and the design of the outer door handle.

Finally, innovative concepts are shown to avoid the door opening.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Eidesstattliche Erklärung	II
Statutory Declaration	II
Kurzfassung	III
Abstract	IV
Inhaltsverzeichnis	V
1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation.....	1
1.2 Aufgabenstellung.....	3
1.3 Ziele der Untersuchung.....	3
1.4 Vorgehensweise der Untersuchung	4
2 Grundlagen zur Fahrzeugsicherheit	5
2.1 Allgemein.....	5
2.2 Passive Fahrzeugsicherheit [7].....	6
2.3 Anforderungen gesetzlicher Seitenaufpralltests	9
2.3.1 Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere.....	10
2.3.2 Seitenaufprall mit definiertem Pfahl.....	17
2.3.3 Zusammenfassung der gesetzlichen Anforderungen des Seitenaufpralls	18
2.4 Anforderungen der Verbraucherschutz-Seitenaufpralltests	20
2.4.1 Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere und definiertem Pfahl.....	21
2.4.2 Zusammenfassung der Anforderungen nach den Verbraucherschutztests	26
2.5 Zusammenfassung der Anforderungen bei Seitenaufpralltests	27
3 Grundlagen zur Fahrzeugtechnik	29
3.1 Arten von Koordinatensystemen an Fahrzeugen.....	29
3.2 Bauformen der Fahrzeigtüren	31
3.2.1 Türrohbau	32
3.2.2 Scharnier.....	34
4 Theoretische Grundlagen	35
4.1 Allgemein.....	35
4.2 Kinematik des starren Körpers [15]	35
4.2.1 Translation	35
4.2.2 Rotation.....	36
4.2.3 Allgemeine ebene Bewegung.....	38
4.3 Kinetik eines starren Körpers [15].....	40
4.4 Stoßtheorie [15]	43
4.4.1 Gerader zentrischer Stoß	46

5	Aufbau und Anforderungen eines Fahrzeugschließsystems	47
5.1	Allgemein.....	47
5.2	Mechanische Verbindungselemente	49
5.3	Türschlossbetätigung.....	50
5.3.1	Türschlossinnenbetätigung.....	50
5.3.2	Türschlossaußenbetätigung.....	50
5.4	Fahrzeigtürschloss.....	56
6	Analyse der Ursachen von konkreten Beispielen, wo eine Fahrzeigtüröffnung auftrat.....	62
6.1	Allgemein.....	62
6.2	Analytierte Öffnungsmechanismen.....	62
6.2.1	Erster Öffnungsmechanismus	62
6.2.2	Zweiter Öffnungsmechanismus.....	64
6.2.3	Dritter Öffnungsmechanismus	65
6.2.4	Vierter Öffnungsmechanismus	68
6.3	Zusammenfassung der Mechanismen.....	69
7	Maßnahmen zur Vermeidung einer Fahrzeigtüröffnung	71
7.1	Allgemein.....	71
7.2	Konkrete Maßnahmen gegen die Türöffnung von Projekten	72
7.2.1	Maßnahmen Projekt 1	72
7.2.2	Maßnahmen Projekt 2.....	78
7.2.3	Maßnahmen Projekt 3.....	80
7.2.4	Maßnahmen Projekt 4.....	82
7.3	Innovative Konzepte zur Vermeidung der Fahrzeigtüröffnung für die zukünftige Fahrzeugentwicklung.....	82
7.3.1	Allgemein	82
7.3.2	Feder-Dämpfer-Element zwischen Fahrzeugschloss und mechanischem Verbindungselement	83
7.3.3	Erkennen eines Seitenaufpralls und entsprechende Regelung am Fahrzeugschließsystem.....	85
8	Grundlagen zur Crashberechnung.....	87
8.1	Allgemein.....	87
8.2	Unterschiedliche Phasen der Crashberechnung	87
8.2.1	Preprocessing.....	87
8.2.2	Solving	91
8.2.3	Postprocessing.....	91
9	FE-Modellbildung, um eine Prognose für eine mögliche Türöffnung zu erhalten	92
9.1	Aufbau eines Berechnungsmodells.....	92

9.2	Modellierung der Komponenten	93
9.2.1	Türaußenbetätigung.....	94
9.2.2	Türinnenbetätigung	97
9.2.3	Fahrzeughürschloss	98
9.2.4	Mechanische Verbindungselemente.....	98
9.3	Validierung der Berechnungsmodelle des Fahrzeugschließsystems	99
9.3.1	Überprüfung mithilfe der definierten Öffnungskraft	99
9.3.2	Überprüfen der Verdreh- und Biegesteifigkeit der Gegenplatte der Außenbetätigung.....	99
9.3.3	Überprüfen der Kinetik des Öffnungssystems der Türaußenbetätigung	100
10	Bewertungsmethoden für eine optimale Prognose einer Fahrzeughüröffnung.....	114
10.1	Allgemein.....	114
10.2	Beurteilungsmethoden für die konstruktiven Ausführungen	114
10.2.1	Bewertung der Türaußenbetätigung hinsichtlich ihrer Resistenz bei Wirkung von Massenträgheitskräften und Massenträgheitsmomenten	114
10.2.2	Überprüfen des Ausgleichs der Massenträgheitskräfte der Türaußenbetätigung.....	121
10.2.3	Bewertung der konstruktiven Ausführung der Türaußenbetätigung	123
10.2.4	Anbindung und Lage des Bowdenzugs an das Fahrzeughürschloss	123
10.3	Beurteilung mithilfe der Crashberechnung.....	124
10.3.1	Bewertung anhand der Intrusion im Bereich der Türaußenbetätigung	124
10.3.2	Bewertung der Position der Barriere.....	124
10.3.3	Bestimmung der wirkenden Beschleunigungen und Kräfte am Fahrzeughürschloss.....	125
10.3.4	Bewegung des Türgriffbügels an der Außenbetätigung	127
10.3.5	Beobachtung der Bauteile in der unmittelbaren Nähe des Fahrzeugschließsystems.....	127
10.3.6	Einfluss der Beschleunigung an der stoßabgewandten Seite des Fahrzeugs auf den Türinnengriff	128
11	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	129
12	Ausblick.....	130
	Literaturverzeichnis.....	131
	Abkürzungen	134
	Abbildungsverzeichnis	135
	Tabellenverzeichnis.....	139
	Anhang	140

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Die Anforderungen an Fahrzeuge steigen mit jeder Neu- und Weiterentwicklung an. Noch dazu setzen die Automobilhersteller auf eine größere Variantenvielfalt ihrer Fahrzeugmodelle, um ein breites Kundenspektrum mit ihren Fahrzeugen anzusprechen. Dabei wird die Entwicklungszeit eines Fahrzeugs immer weiter verringert, um schneller neue Modelle auf den Markt zu bringen. Um die angeführten Rahmenbedingungen bewerkstelligen zu können und gleichzeitig die Entwicklungskosten zu reduzieren, setzen die Automobilhersteller auf „Frontloading“. [1]

Der Begriff Frontloading beschreibt die Einbindung von CAx-Methoden bereits in der frühen Konzept- und Konstruktionsphase der Fahrzeugentwicklung, um bereits in diesen Phasen der Fahrzeugentwicklung wichtige Entscheidungen mit den Ergebnissen der virtuellen Entwicklung zu treffen. Die Methode Frontloading führt zu einer massiven Kostenreduktion bei der Fahrzeugentwicklung, da sich die Anzahl der physischen Prototypen in der späten Phase der Entwicklung reduziert. Der Einfluss der Kostenreduktion durch Frontloading ist in der nachstehenden Abbildung 1.1 abgebildet.

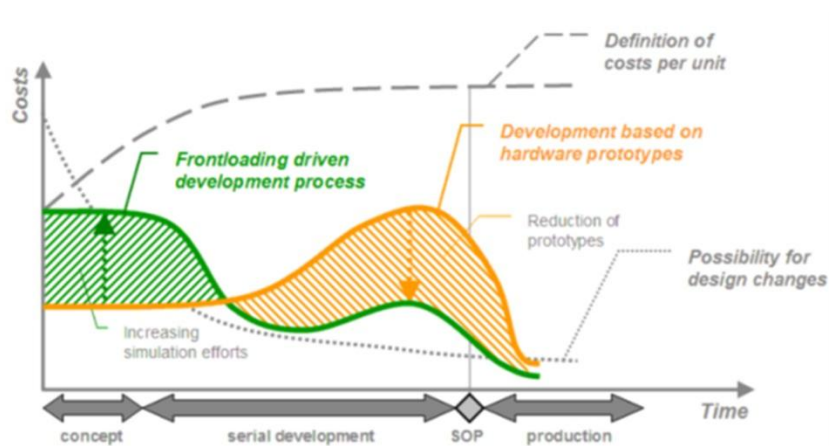


Abbildung 1.1 - Frontloading [1]

In der frühen Phase der Entwicklung sind die Kosten der Entwicklung höher als in der späten Phase, aber in der späten Phase der Entwicklung ergibt sich eine erhebliche Kostenreduktion durch die Minimierung der Anzahl der physischen Prototypen. Die höheren Kosten zu Beginn der Entwicklung entstehen durch den vermehrten Einsatz von CAx-Systemen.

Bei einer notwendigen Änderung der Konstruktion haben die Ingenieure auch mehrere Möglichkeiten („Possibility for design changes“) in den frühen Phasen. Eine frühe Entdeckung einer notwendigen Konstruktionsänderung wird durch den Einsatz von Frontloading begünstigt, da mithilfe von CAx-Systemen wie zum Beispiel Crashtestberechnungen bereits fehlerhafte Konstruktionen aufgezeigt werden können. Der Punkt SOP (Start Of Production) definiert den Zeitpunkt, ab dem die Serienproduktion des Fahrzeugs gestartet wird. Ab diesem Zeitpunkt ist eine Änderung am Fahrzeug mit sehr hohen Kosten verbunden [1].

Eine sehr wichtige Anforderung bei der Entwicklung eines Fahrzeugs ist die Fahrzeugsicherheit, um sowohl die Fahrzeuginsassen, aber auch weitere Personen, die am Straßenverkehr teilnehmen, wie zum Beispiel Fußgänger zu schützen.

Um den Schutz der Insassen und der Verkehrsteilnehmer zu bewerten und zu prüfen, werden vonseiten der Gesetzgebung verschiedene Prüfverfahren vorgeschrieben und von Verbraucherschutz-Institutionen Tests durchgeführt. Dabei müssen die Fahrzeuge die gesetzlichen Vorschriften und Prüfverfahren erfüllen, um überhaupt eine Zulassung zu erhalten. Hingegen sollen die Fahrzeuge bei Verbraucherschutztests bestmöglich abschneiden, denn hier geht es nicht um ein Ja oder Nein, sondern hier werden verschiedene Körperregionen der Fahrzeuginsassen bzw. Verkehrsteilnehmer auf ihre mögliche Verletzungsschwere im Falle eines Unfalls bewertet. Die Bewertung erfolgt hier meistens mit einer entsprechenden farblichen Kennzeichnung für jede Körperregion und im Anschluss erfolgt eine Gesamtbewertung mithilfe eines Sternsystems. Die Bewertung der Verbraucherschutztests soll den Kunden bei einer Kaufentscheidung behilflich sein. Die Abbildung 1.2 zeigt eine Bewertung eines erwachsenen Insassen bei einem Verbraucherschutzseitenaufpralltest, wo die unterteilten Körperregionen farblich unterschiedlich, je nach einer möglichen Verletzungsschwere, gekennzeichnet sind. Die gezeigte Bewertung ist eine Teilwertung mit einer gewissen Anzahl von Punkten und fließt in die Gesamtbewertung des Fahrzeugs ein. Die Bewertung des Gesamtfahrzeugs erfolgt mit einem Sternsystem.

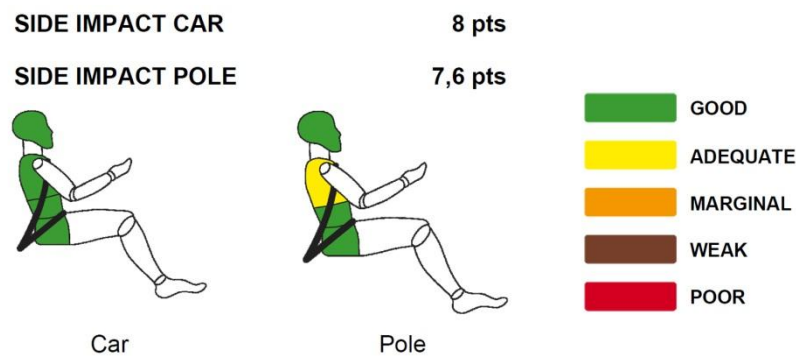


Abbildung 1.2 – Verbraucherschutztest Bewertung [2]

1.2 Aufgabenstellung

Ein häufig auftretendes Problem bei der Fahrzeugentwicklung ist eine Fahrzeugtüröffnung während des physischen Seitenaufpralltests. Eine Fahrzeugtüröffnung soll aus mehreren Gründen vermieden werden.

Steht die Fahrzeugtür während der Kollision offen,

- können umherfliegende Bauteile in die Fahrgastzelle eintreten,
- Gliedmaßen der Insassen können aus der Fahrgastzelle ragen und
- im schlimmsten Fall kann der Fahrgast aus dem Fahrzeug fallen.

Das Problem der Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls tritt meistens erst spät in der Entwicklungsphase, wo bereits Prototyp-Fahrzeuge gefertigt werden, auf und kann derzeit noch schlecht in der virtuellen Fahrzeugentwicklung prognostiziert werden. Die späte Prognose wirkt sich negativ auf die Kosten und den Zeitplan der Entwicklung aus und die Änderungsmöglichkeiten am Fahrzeug sind in der späten Phase begrenzt.

1.3 Ziele der Untersuchung

Einerseits soll das bestehende Wissen in der Abteilung Fahrzeugsicherheit bezüglich der Mechanismen, die zu einer Türöffnung führten, sowie Maßnahmen, die zur Vermeidung der Türöffnung umgesetzt wurden, dokumentiert werden, damit bei neuen Projekten eine gesammelte Datenbank von den Ursachen und anschließenden Maßnahmen zu diesem Thema zur Verfügung steht.

Andererseits sollen Maßnahmen und Beurteilungskriterien erarbeitet werden, um eine Prognose einer möglichen Fahrzeugtüröffnung in der virtuellen Fahrzeugentwicklung besser vorherzusagen.

1.4 Vorgehensweise der Untersuchung

Im ersten Schritt werden die aktuellen Gesetze verschiedener Staaten hinsichtlich Prüfvorschriften und Konsequenzen einer Fahrzeugtüröffnung beim Seitenaufpralltest analysiert. Im Wesentlichen geht es hierbei um folgende Fragestellungen: Ist eine Türöffnung erlaubt oder nicht erlaubt? Welche Anforderungen muss die Fahrzeugtür vor, während und nach dem Crash erfüllen? Des Weiteren werden die gesetzlichen Anforderungen und Prüfvorschriften des Fahrzeugtürschlusses analysiert. Zur Analyse diente die Datenbank ALOIS von Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz mit den aktuellen Gesetzen verschiedener Länder [3].

Nach Kenntnis der gesetzlichen Vorschriften werden die wichtigsten Seitenaufpralltests von den Verbraucherschutzinstitutionen NCAP [4] (New Car Assessment Program) und IIHS [5] (Insurance Institute for Highway Safety) auf ihre Prüfvorschriften, Anforderungen und Konsequenzen bei einer Fahrzeugtüröffnung analysiert.

Im Anschluss werden die am Markt befindlichen konstruktiven Varianten der Fahrzeugtüren und die verschiedenen Fahrzeugschließsysteme erhoben und untersucht.

Durch die Erhebung von vergangenen Projekten, wo eine Türöffnung auftrat, werden die Mechanismen für eine Türöffnung und die im Anschluss getroffenen Maßnahmen zur Verhinderung der Türöffnung festgestellt.

Die im vorigen Punkt erhobenen Mechanismen liefern wichtige Ansätze für eine Modellbildung des Fahrzeugschließsystems für die Crash-Simulation, um eine möglichst gute Prognose für die Fahrzeugtüröffnung zu erhalten.

Zum Abschluss werden aus den Erkenntnissen unterschiedliche Bewertungsmethoden konstruktiver Art und für die virtuelle Entwicklung abgeleitet.

2 Grundlagen zur Fahrzeugsicherheit

2.1 Allgemein

Das Thema Fahrzeugsicherheit wird bei Neuentwicklungen von Fahrzeugen immer wichtiger. Laufend werden die Vorschriften durch die Gesetzgebungen und die Verbraucherschutzinstitutionen verschärft, um die Sicherheit der Verkehrsteilnehmer zu gewährleisten und nachhaltig zu verbessern.

Dabei ist die Fahrzeugsicherheit noch eine sehr junge Wissenschaft, wesentliche Meilensteine zur Verbesserung der Fahrzeugsicherheit wurden in den letzten 30-40 Jahren erreicht. Das Thema der sich öffnenden Fahrzeugtüren während eines Unfalles beschäftigt die Fahrzeugentwickler schon von Beginn an. Im Jahre 1940 wurden erste wesentliche Verbesserungen am Fahrzeugschließsystem vorgenommen, um die Fahrzeugtüren während des Unfalls geschlossen zu halten [6].

Die Anzahl der zugelassenen Fahrzeuge stieg seit Beginn 1950 bis heute sehr stark an, was eine zunehmende Verkehrsdichte und einen damit verbundenen Anstieg an Verkehrsunfällen zur Folge hat. Seit 1970 werden gezielte Maßnahmen vom Gesetzgeber gesetzt, um den Trend der ansteigenden Verkehrsunfälle zu vermeiden sowie die Verletzungsschwere und die Anzahl der Toten zu minimieren [7].

Dabei ist die Fahrzeugsicherheit ein Teilgebiet der Straßenverkehrssicherheit. Die Straßenverkehrssicherheit umfasst alle am Straßenverkehr teilnehmenden Personen, die Fahrzeuge und die Umwelt. Zu den teilnehmenden Personen zählen Fahrer, Passagiere und Fußgänger. Die Abbildung 2.1 zeigt die Teilbereiche der Straßenverkehrssicherheit.

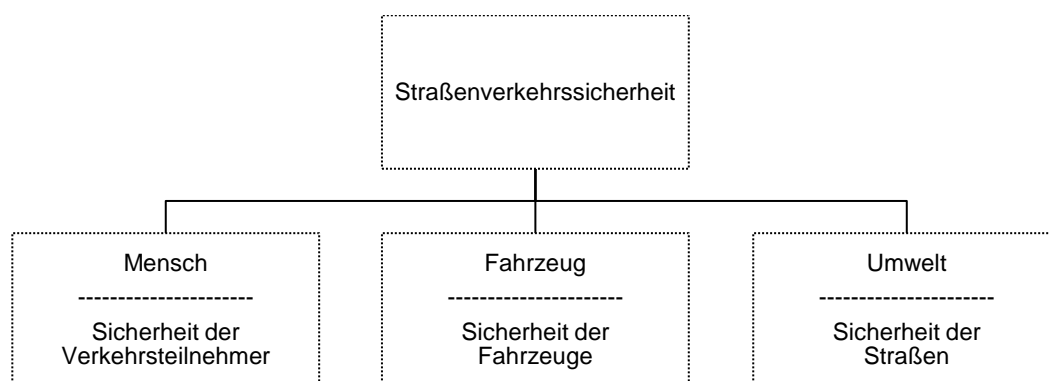


Abbildung 2.1 - Teilbereiche der Straßenverkehrsbereiche [1]

Die Maßnahmen für die Reduzierung der Unfälle und der Folgeschäden bei einem Unfall werden in

- aktive Sicherheit und
- passive Sicherheit

unterteilt [1].

Die **aktive Sicherheit** beschreibt die Maßnahmen, die zur Vermeidung eines Unfalls beitragen.

Die **passive Sicherheit** beschreibt die Maßnahmen, die im Fall eines Unfalls zur Milderung der Folgeschäden beitragen.

Das Thema dieser Arbeit gehört zur passiven Fahrzeugsicherheit und deshalb wird in weiterer Folge nur die passive Fahrzeugsicherheit betrachtet.

2.2 Passive Fahrzeugsicherheit [8]

Die Maßnahmen für die passive Fahrzeugsicherheit kommen in erster Linie aus der Unfallforschung. Die Unfallforschung befasst sich mit der Unfalldatenerhebung und –statistik, der Unfallrekonstruktion und der Unfallanalyse.

Die passive Fahrzeugsicherheit hat, wie in der Abbildung 2.2 gezeigt, zwei wichtige Aufgaben:

- Selbstschutz und
- Kontrahentenschutz.

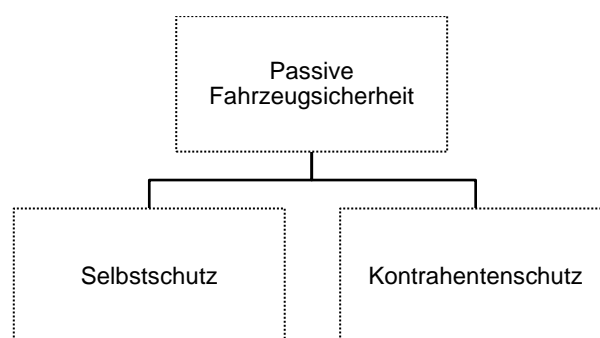


Abbildung 2.2 – Unterteilung der passiven Fahrzeugsicherheit

Wie der Name schon sagt, umfasst der **Selbstschutz** die Sicherheitsmaßnahmen und -einrichtungen, um den eigenen Sicherheitsbedürfnissen zu dienen. Hingegen zielen die

Sicherheitsmaßnahmen und –einrichtungen des **Kontrahentenschutzes** auf die Sicherheitsbedürfnisse des Kollisionskontrahenten ab.

Ein wichtiges Bauteil des Fahrzeugs hinsichtlich Selbstschutz und Kontrahentenschutz ist die Fahrzeugkarosserie. Für den Selbstschutz werden Maßnahmen an der Karosserie gesetzt, um die Insassen in der Fahrzeugzelle zu schützen. Für den Kontrahentenschutz werden hingegen Maßnahmen an der Karosserie gesetzt, um die außerhalb der Fahrgastzelle befindlichen Kollisionskontrahenten durch strukturelle Maßnahmen am Außenbereich der Karosserie zu schützen.

Um den Selbstschutz der Insassen eines Fahrzeugs zu gewährleisten, kommen auf die Fahrzeugkarosserie zwei wesentliche Aufgaben zu. Einerseits soll die Fahrgastzelle eine ausreichend hohe Steifigkeit aufweisen, um den Insassen einen ausreichend großen Überlebensraum zu gewährleisten und damit weitere Bauteile wie zum Beispiel Sitze oder Gurte an ihr befestigt werden können. Andererseits soll die Karosserie gut deformierbare Bereiche aufweisen, um bei Front- und Seitenkollisionen ausreichend kinetische Energie in Deformationsenergie umzuwandeln.

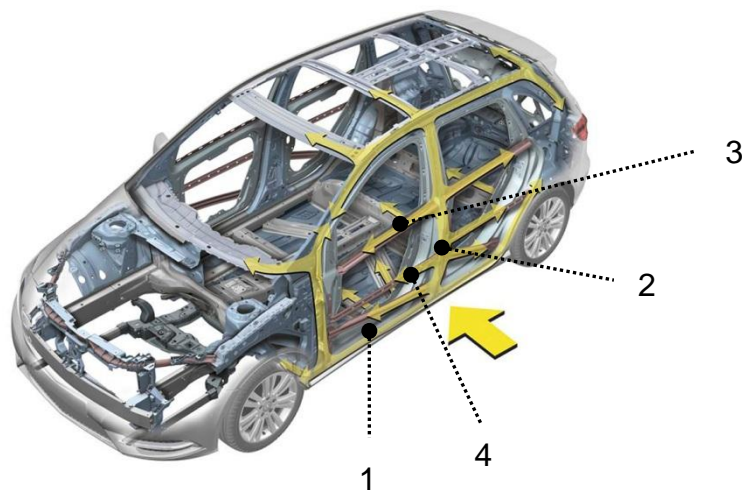


Abbildung 2.3 - Wichtige Lastpfade beim Seitenaufprall [9]

Bei der Seitenkollision soll die Fahrzeugtür nicht zu weit in die Fahrgastzelle eindringen, da sich der Insasse des Fahrzeugs in unmittelbarer Nähe befindet. Aus diesem Grund steht nur ein kleiner Bereich für die Deformation zur Verfügung, weshalb nur ein sehr geringer Teil der kinetischen Energie des Stoßwagens beim Seitenaufprall in Verformungsenergie an der Karosserie umgewandelt wird. In der Abbildung 2.3 sind die wichtigen Lastpfade Schweller (1), B-Säule (2), Brüstung (3) und Seitenaufprallträger (4) und deren Kraftwirkung dargestellt.

Die Brüstung (6) und der Seitenaufprallträger (4) sind Bauteile der Fahrzeugsür. Die dargestellten Bauteile sind hauptverantwortlich für eine steife Fahrgastzelle beim Seitenaufprall.

Der Kontrahentenschutz wie Fußgängerschutz und der Selbstschutz mit weiteren Details werden aufgrund der Nichtrelevanz dieser Masterarbeit nicht weiter behandelt.

Zur Überprüfung, ob ein Fahrzeug eine hinreichende passive Sicherheit für eine Zulassung aufweist, werden von der Gesetzgebung verschiedene Prüfverfahren vorgeschrieben. Dazu zählen die Prüfverfahren, wie zum Beispiel Frontaufprall und Seitenaufprall gegen eine Barriere, Aufbringen einer statischen Prüfkraft an der vorderen Dachecke, definierte Schlossfestigkeit bei einer statischen Prüfungskraft usw.

Die Vielzahl an Vorschriften für die passive Sicherheit, die ein Fahrzeug für eine Zulassung erfüllen muss, sind in der Abbildung 2.4 für Europa und die USA abgebildet.

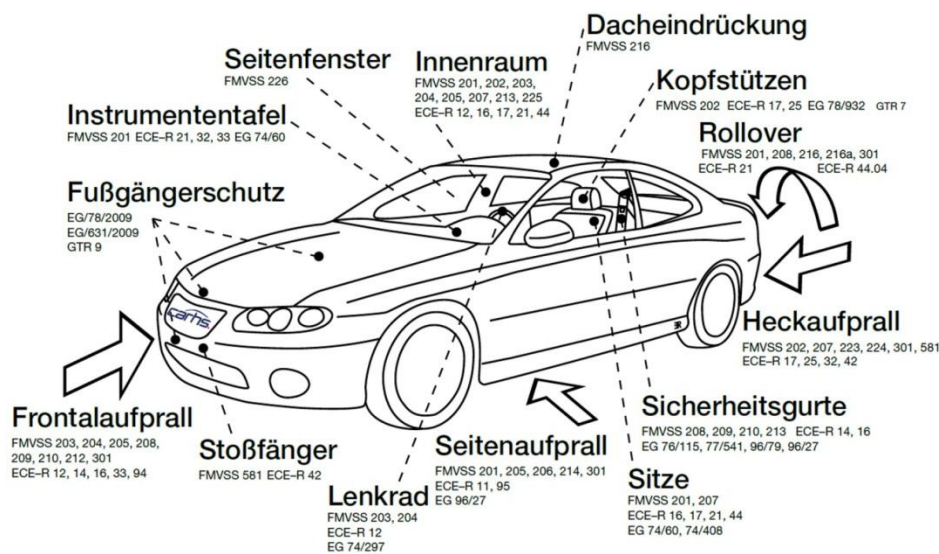


Abbildung 2.4 - Gesetzliche Anforderungen passive Sicherheit [10]

Weitere Überprüfungen der passiven Fahrzeugsicherheit finden durch die zahlreichen unterschiedlichen Verbraucherschutz-Institutionen statt.

Die Vorschriften hinsichtlich einer Fahrzeugsüröffnung während des Seitenaufpralls und ihre Konsequenzen bei der Nichterfüllung werden in den nachstehenden Kapiteln genau behandelt.

2.3 Anforderungen gesetzlicher Seitenaufpralltests

Die Firma Magna Steyr Fahrzeugtechnik ist ein globaler Auftragsfertiger, deshalb werden die gesetzlichen Anforderungen der wichtigsten Staaten weltweit ermittelt.

Jeder Staat erlässt seine eigenen nationalen Gesetze. Erlässt die Europäische Union ein Gesetz, so wird das nationale Gesetz des Mitgliedsstaats durch das Europäische Gesetz ersetzt.

Die meisten Bau-, Ausrüstungs- und Prüfvorschriften für die Fahrzeugentwicklung sind in den ECE-Regelungen und FMVSS definiert.

Die **ECE** [11] (Economic Commission for Europe) hat sich zum Ziel gesetzt, die Bedingungen für die Genehmigungen von Fahrzeugen und damit die verbundenen Bau-, Ausrüstungs- und Prüfvorschriften in den Mitgliedsstaaten zu vereinheitlichen und die Genehmigungen durch andere Mitgliedsstaaten auch gegenseitig anzuerkennen. Dem Übereinkommen der ECE gehören die 27 Mitgliedsstaaten der Europäischen Union und weitere Staaten wie Russland, Südafrika und Japan an.

Die ECE-Regelungen sind keine Verordnungen und somit nicht zwingend für die teilnehmenden Staaten vorgeschrieben. Vielmehr kann jeder Staat die Regelungen der ECE beliebig als nationales Gesetz erlassen. Viele ECE-Regelungen sind als Gesetz von der Europäischen Union erlassen worden und somit verpflichtend für die Mitgliedsstaaten der Europäischen Union. Derzeit sind etwa 140 ECE-Regelungen definiert.

In den **FMVSS** [12](Federal Motor Vehicle Safety Standards) sind die gesetzlichen Bau-, Ausrüstungs- und Prüfvorschriften der Kraftfahrzeuge für die USA formuliert. Anders als in Europa muss in den USA ein Fahrzeug kein Zulassungsverfahren zur Überprüfung der Einhaltung der FMVSS durchlaufen. Der Fahrzeughersteller muss vielmehr im Fall einer Kontrolle nachweisen, dass sein Fahrzeug die gesetzlichen Anforderungen erfüllt. In Europa hingegen muss ein Fahrzeug ein Zulassungsverfahren durchlaufen, bevor es verkauft werden darf.

Derzeit laufen Versuche, die unterschiedlichen Gesetze zu harmonisieren, hierfür gibt es das GTR-Übereinkommen 1998 [8].

Für die Analyse der gesetzlichen Prüfvorschriften und Anforderungen, im Speziellen, ob eine Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls erlaubt oder nicht erlaubt ist, wurde die Datenbank ALOIS von Magna Steyr Graz verwendet.

Dort sind folgende Vorschriften zu finden:

- ECE (Economic Commission Europe) -Regelungen,
- EG (Europäisches Gesetz),
- FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standards für Amerika),
- CMVSS (Canadian Motor Vehicle Safety Standards für Kanada),
- KMVSS (Korea Motor Vehicle Safety Standards für Süd Korea),
- GB (Guobiao übersetzt „Nationaler Standard“ für China),
- TRIAS (Japan),
- ADR (Australia Design Rule für Australien) und
- AIS (Indien).

Die meisten gesetzlichen Bau-, Ausrüstungs- und Prüfvorschriften basieren auf den ECE-Regelungen oder den FMVSS.

Es gibt zwei unterschiedliche Arten von Seitenkollisionen:

- Eine Kollision mit einem anderen Fahrzeug wird nachgestellt. Hierbei fährt ein Stoßwagen mit einer deformierbaren Barriere, definierten Masse und definierten Geschwindigkeit in das stillstehende Prüffahrzeug.
- Eine Kollision mit einem Pfahl wird nachgestellt. Hierbei bewegt sich das Prüffahrzeug mit einer definierten Geschwindigkeit in einen Pfahl mit definiertem Durchmesser.

2.3.1 Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere

Die Testkonfigurationen der unterschiedlichen Gesetze verschiedener Staaten sind ziemlich gleich. Es gibt teilweise unterschiedliche Anforderungen bezüglich des zu verwendenden Dummies und dessen Auswertungsmethoden. Die grobe Testkonfiguration, was die Masse, die Geschwindigkeit und die Ausrichtung des Stoßwagens zum Prüffahrzeug betreffen, ist meistens ident. Die meisten Staaten verwenden die Anforderungen für den Seitenaufprall nach ECE-R95. Die teilnehmenden Staaten der ECE-Regelung Nr. 95 sind im Anhang a angeführt. Die letzte Anpassung fand im Juni 2011 statt. Die ECE-Regelung Nr. 95 wurde per EU-Verordnung erlassen und ist somit für alle Mitgliedsstaaten verpflichtend.

Die am häufigsten verwendete Testkonfiguration ist in der Abbildung 2.5 dargestellt. Das Prüffahrzeug (1) steht still, der Stoßwagen (2) mit der Masse m und einer deformierbaren Barriere (3) wird mit der konstanten Geschwindigkeit v in y -Richtung in das Prüffahrzeug gestoßen. Die kinetische Energie des Stoßwagens vor dem Aufprall wird durch die Verformung der am Stoßwagen angebrachten, deformierbaren Barriere und durch die Beschleunigung des Prüffahrzeugs abgebaut.

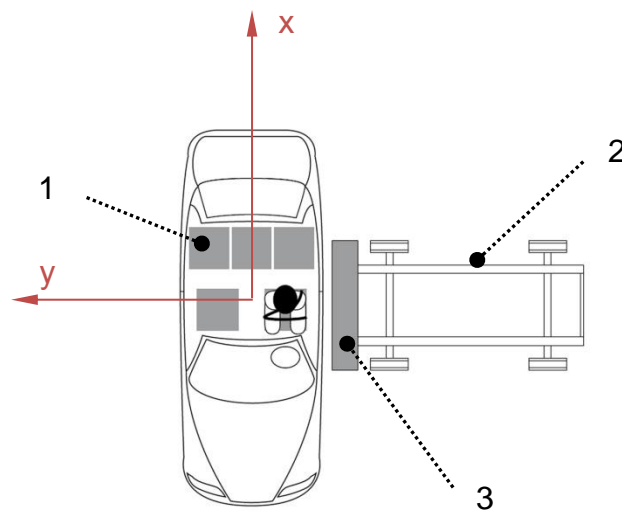





Abbildung 2.5 - Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere [10]

Die oben angeführten Gesetze wurden in Hinsicht auf die dazugehörigen Parameter wie Masse und Geschwindigkeit des Stoßwagens auf die Prüfvorschrift des Seitenaufpralls und auf das genaue „Wording“ über die Anforderungen der Fahrzeugtür vor, während und nach dem Seitenaufprall analysiert. Die Ergebnisse sind in der nachstehenden Tabelle 1 angeführt. Die betreffenden Stellen in den Gesetzestexten sind in der Tabelle als direktes Zitat eingefügt (Stand Mai 2012).

	<p>Europäische Union 97/27/EG Seitenaufprall: ECE-R95 m = 950 kg v_y = 50 km/h</p>
<p>Vor der Prüfung: 5.2 Die Türen müssen geschlossen, dürfen aber nicht verriegelt sein.</p> <p>Während der Prüfung 3.3.1 Während der Prüfung darf sich keine Tür öffnen.</p> <p>Nach der Prüfung: 3.3.2 Nach dem Aufprall muss es möglich sein, ohne Werkzeuge 3.3.2.1 ausreichend viele Türen, die für den normalen Ein- und Ausstieg der Insassen bestimmt sind, zu öffnen und erforderlichenfalls die Sitzrückenlehnen oder Sitze zu verschieben, damit alle Insassen das Fahrzeug verlassen können, 3.3.2.2 die Prüfpuppe aus der Schutzeinrichtung zu entfernen. 3.3.2.3 die Prüfpuppe aus dem Fahrzeug herauszunehmen.</p>	
	<p>Australien ADR 72 – Dynamic Side Impact Occupant Protection m = 950 kg v_y = 50 km/h</p>
<p>Vor der Prüfung: 5.2. The doors shall be closed, but not locked.</p> <p>Während der Prüfung 5.3.1. No door shall open during the test.</p> <p>Nach der Prüfung: 5.3.2. After the impact, it shall be possible without the use of tools to: 5.3.2.1. open a sufficient number of doors provided for normal entry and exit of passengers, and if necessary tilt the seat-backs or seats to allow evacuation of all occupants; 5.3.2.2. release the dummy from the protective system; 5.3.2.3. remove the dummy from the vehicle;</p>	

	<p>Japan Article 18 – For The Protection Of The Occupants In The Event Of A Lateral Collision m = 950 kg $v_y = 50 \text{ km/h}$</p>
<p>Vor der Prüfung: 5.2. The doors shall be closed, but not locked.</p> <p>Während der Prüfung 3.3.1. No door shall open during the test.</p> <p>Nach der Prüfung: 3.3.2. After the impact, it shall be possible without the use of tools to: 3.3.2.1. open a sufficient number of doors provided for normal entry of passengers, and if necessary tilt the seat-backs or seats to allow evacuation of all occupants; 3.3.2.2. release the dummy from the protective system; 3.3.2.3. remove the dummy from the vehicle;</p>	
	<p>China GB – 20071-2006 – Protection of the Occupants in the Event of a Lateral Collision m = 950 kg $v_y = 50 \text{ km/h}$</p>
<p>Vor der Prüfung: B.5.2. The doors shall be closed, but not locked.</p> <p>Während der Prüfung 4.3.1. The opening of the door is prohibited during the test.</p> <p>Nach der Prüfung: 4.3.2. After the impact, it shall be possible without the use of tools to: 4.3.2.1. open a sufficient number of doors provided for normal entry and exit of passengers, and if necessary tilt the seat-backs or seats to allow evacuation of all occupants; 4.3.2.2. release the dummy from the protective system; 4.3.2.3. remove the dummy from the vehicle;</p>	
	<p>Süd Korea KMVSS 102 – Gesetzestext nicht gefunden.</p>
<p>-</p>	


	<p>Indien</p> <p>AIS – 099 - Approval of Vehicle with regards to the Protection of the Occupants in the event of a Lateral Collision</p> <p>$m = 950 \text{ kg}$</p> <p>$v_y = 50 \text{ km/h}$</p>
<p>Vor der Prüfung:</p> <p>5.2. The doors shall be closed, but not locked.</p> <p>Während der Prüfung</p> <p>5.3.1. No door shall open during the test.</p> <p>Nach der Prüfung:</p> <p>5.3.2. After the impact, it shall be possible without the use of tools to:</p> <p>5.3.2.1. open a sufficient number of doors provided for normal entry and exit of passengers, and if necessary tilt the seat-backs or seats to allow evacuation of all occupants;</p> <p>5.3.2.2. release the dummy from the protective system;</p> <p>5.3.2.3. remove the dummy from the vehicle;</p>	

Tabelle 1 - Gesetze Seitenaufprall Teil 1

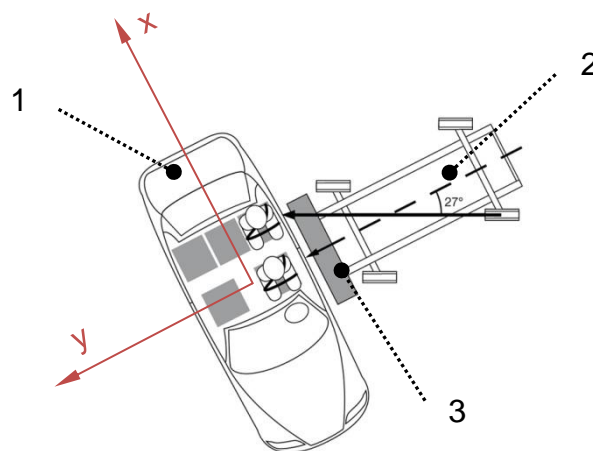


Abbildung 2.6 - Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere FMVSS [10]

Die Testkonfiguration nach FMVSS 214 ist in der Abbildung 2.6 dargestellt. Sie unterscheidet sich zur Testkonfiguration nach ECE – R95. Hier steht das Prüffahrzeug (1) ebenfalls still. Der Stoßwagen (2) mit der Masse m bewegt sich im sogenannten Krebsgang in das Prüffahrzeug (1). Krebsgang bedeutet, dass die Reifen des Stoßwagens (2) um einen Winkel von 27° Grad zur Symmetrielinie des Stoßwagens versetzt sind. Der Stoßwagen bewegt sich mit einer konstanten Geschwindigkeit v in das Prüffahrzeug, wobei hier der Geschwindigkeitsvektor nicht mehr in eine einzige Koordinatenrichtung, bezogen auf das

Prüffahrzeug, wie bei Testkonfiguration nach der ECE-Regelung wirkt. Bei der ECE-Regelung wirkt der Geschwindigkeitsvektor eindeutig in y-Richtung, bezogen auf das Prüffahrzeug, dabei wird der Impuls des Stoßwagens vorwiegend in y-Richtung weitergegeben.

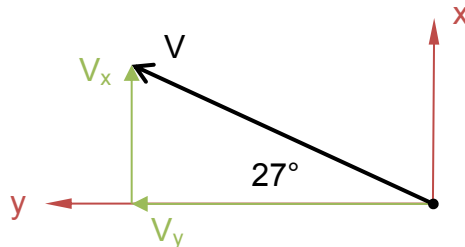


Abbildung 2.7 - Aufteilung des Geschwindigkeitsvektors

In der Abbildung 2.7 ist der Geschwindigkeitsvektor des Stoßwagens eingezeichnet. Dieser Geschwindigkeitsvektor steht mit einem Winkel von 27 Grad zur y-Achse des Prüffahrzeugs und kann in die beiden Komponenten v_y und v_x nach den Formeln (2.1) und (2.2) zerlegt werden. Durch die Wirkung einer Geschwindigkeit in x- und y-Richtung wird ein Impuls in x- und y-Richtung auf das Prüffahrzeug eingeleitet.

$$v_y = \cos(27^\circ) \cdot v \quad (2.1)$$

$$v_x = \sin(27^\circ) \cdot v \quad (2.2)$$

Nach FMVSS 214 ist eine Geschwindigkeit des Stoßwagens von 54 km/h vorgesehen. Die Masse des Stoßwagens beträgt 1368 kg. Werden die Geschwindigkeiten v_x und v_y nach den Formeln (2.1) und (2.2) bestimmt, ergeben sich die Geschwindigkeitskomponenten in x-Richtung v_x (2.4) und y-Richtung v_y (2.3).

$$v_y = \cos(27^\circ) \cdot 54 \approx 48 \text{ km/h} \quad (2.3)$$

$$v_x = \sin(27^\circ) \cdot 54 \approx 24 \text{ km/h} \quad (2.4)$$

Das Gesetz nach FMVSS 214 wurde im Hinblick auf das genaue „Wording“ über die Anforderungen der Fahrzeugtür vor, während und nach dem Seitenaufprall mit einer deformierbaren Barriere analysiert. Das Ergebnis ist in der nachstehenden Tabelle 2 angeführt. Die betreffenden Stellen im Gesetzestext sind in der Tabelle als direktes Zitat eingefügt (Stand Mai 2012).


	<p>USA FMVSS 214 Side Impact Protection m = 1368 kg v = 54 km/h</p>
<p>Vor der Prüfung: S8.7 Doors, including any rear hatchback or tailgate, are fully closed and latched but not locked.</p> <p>Während und nach der Prüfung S7.3 (a) Any side door that is struck by the moving deformable barrier shall not separate totally from the vehicle. (b) Any door (including a rear hatchback or tailgate) that is not struck by the moving deformable barrier shall meet the following requirements: (1) The door shall not disengage from the latched position; (2) The latch shall not separate from the striker, and the hinge components shall not separate from each other or from their attachment to the vehicle. (3) Neither the latch nor the hinge systems of the door shall pull out of their anchorages.</p>	

Tabelle 2 - Gesetze Seitenaufprall FMVSS Teil 2

In Kanada ist nach CMVSS kein Seitenaufpralltest mit deformierbarer Barriere vorgeschrieben.

2.3.2 Seitenaufprall mit definiertem Pfahl

Nach FMVSS 214 ist noch ein weiterer Seitenaufpralltest vorgeschrieben. Mit dieser Testkonfiguration, wie in der Abbildung 2.8 dargestellt, soll eine Kollision mit einem Pfahl oder Baum nachgestellt werden. Dabei steht das Prüffahrzeug (1) auf einem Schlitten. Der Schlitten mit Prüffahrzeug wird mit einer konstanten Geschwindigkeit $v = 32 \text{ km/h}$ gegen einen Pfahl (2) mit einem Durchmesser von $D = 254 \text{ mm}$ gefahren. Dabei ist das Prüffahrzeug um einen Winkel von 15° versetzt, was zur Folge hat, dass dem Fahrzeug ein Impuls in x - und y -Richtung aufgeprägt wird. Der Pfahl kann als starres Element betrachtet werden. Die kinetische Energie des Prüffahrzeugs kurz vor dem Aufprall wird an seiner Karosserie durch Verformung abgebaut.

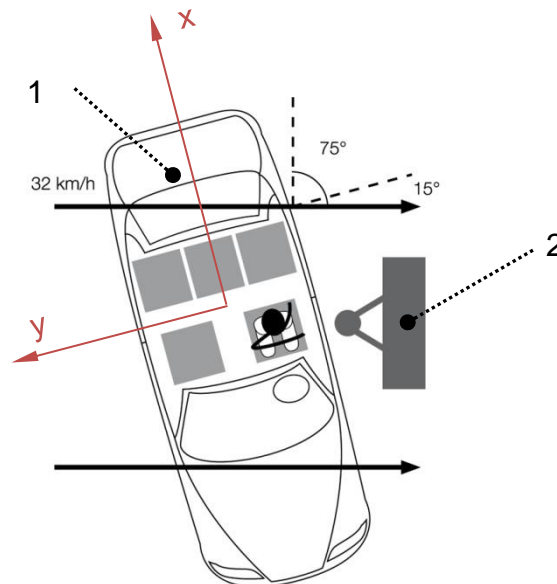


Abbildung 2.8 - Seitenaufprall mit Pfahl FMVSS [10]

Das Gesetz nach FMVSS 214 wurde im Hinblick auf das genaue „Wording“ über die Anforderungen der Fahrzeugtür vor, während und nach dem Seitenaufprall mit einem Pfahl analysiert. Das Ergebnis ist in der nachstehenden Tabelle 3 angeführt. Die betreffenden Stellen im Gesetzestext sind in der Tabelle als direktes Zitat eingefügt (Stand Mai 2012).


	USA FMVSS 214 Side Impact Protection D = 254 mm v = 32 km/h
<p>Vor der Prüfung: S10.8 Doors. Doors, including any rear hatchback or tailgate, are fully closed and latched but not locked.</p> <p>Während und nach der Prüfung S9.2.3 (a) Any side door that is struck by the moving deformable barrier shall not separate totally from the vehicle. (b) Any door (including a rear hatchback or tailgate) that is not struck by the moving deformable barrier shall meet the following requirements: (1) The door shall not disengage from the latched position; (2) The latch shall not separate from the striker, and the hinge components shall not separate from each other or from their attachment to the vehicle. (3) Neither the latch nor the hinge systems of the door shall pull out of their anchorages.</p>	

Tabelle 3 - Gesetze Seitenaufprall FMVSS Teil 3

2.3.3 Zusammenfassung der gesetzlichen Anforderungen des Seitenaufpralls

Die meisten Gesetze des Seitenaufpralls orientieren sich an ECE-R95. Das betrifft nicht nur die Testkonfiguration, sondern auch die Anforderungen der Fahrzeugsicherheit vor, während und nach dem Seitenaufprall. Die USA haben ihre eigene Testkonfiguration nach FMVSS 214, welche aufgrund der höheren Masse und Geschwindigkeit des Stoßwagens eine größere Herausforderung für den Fahrzeugentwickler dargestellt.

Die kinetische Energie des Stoßwagens unmittelbar vor dem Aufprall wird mit der Formel (2.5) berechnet, hier ist ersichtlich, dass eine höhere Masse und eine höhere Geschwindigkeit eine höhere Energie mit sich bringt. Die Geschwindigkeit geht mit dem Quadrat in die Formel der kinetischen Energie ein. Nach der Formel (2.3) ist ersichtlich, dass die Geschwindigkeit in y-Richtung niedriger als bei ECE-R95 ist, aber es wirkt noch eine weitere Geschwindigkeit in x-Richtung. Wie im Kapitel 2.3.1 angesprochen, wird dadurch ein Impuls in x und y Richtung auf das Fahrzeug übertragen.

Die Masse des Stoßwagens nach der Testkonfiguration FMVSS 214 ist mit 1368 kg höher als bei der Testkonfiguration nach ECE-R 95 mit 950 kg, was zur Folge hat, dass eine höhere kinetische Energie des Stoßwagens beim Seitenaufprall nach FMVSS abgebaut werden muss.

$$E_{KIN} = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (2.5)$$

$$E_{KIN\ ECE-R95} = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{950 \cdot \left(\frac{50}{3,6}\right)^2}{2} = 91.628\ J \quad (2.6)$$

$$E_{KIN\ FMVSS\ 214} = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{1368 \cdot \left(\frac{54}{3,6}\right)^2}{2} = 153.900\ J \quad (2.7)$$

Die Anforderungen bezüglich Fahrzeugtür während des Seitenaufpralls mit einer deformierbaren Barriere unterscheiden sich ein wenig, so sind, wie in der Tabelle 1 und Tabelle 2 ersichtlich, die Anforderungen nach FMVSS 214 etwas milder als nach ECE-R95 formuliert.

Nach FMVSS 214 wird eine Unterscheidung zwischen den Fahrzeugtüren auf der stoßabgewandten und stoßzugewandten Seite gemacht. Bei der stoßzugewandten Seite dürfen sich die Fahrzeugtüren nicht vollständig vom Fahrzeug lösen, also vom Fahrzeug fallen. Bei der stoßabgewandten Seite dürfen sich die Fahrzeugtüren nicht aus ihrer Verschließung öffnen und die Befestigungen der Scharniere, des Schlosses und des Schließbügels dürfen sich nicht von ihrer Befestigung am Fahrzeug lösen. Zu Beginn der Prüfung müssen die Fahrzeugtüren vollständig geschlossen sein, sie dürfen aber nicht versperrt sein. Bei der Prüfung bezüglich der Öffnbarkeit der Fahrzeugtüren gibt es keine Anforderungen.

Nach ECE-R95 müssen die Fahrzeugtüren vor dem Crashtest ebenfalls geschlossen sein, sie dürfen nicht versperrt sein. Während des Seitenaufpralls darf sich keine Fahrzeugtür öffnen und nach dem Seitenaufprall muss sich mindestens eine Fahrzeugtür ohne zusätzliches Werkzeug öffnen lassen.

In der Gesetzgebung nach FMVSS ist noch ein weiterer Seitenaufprall mit einem Pfahl vorgesehen. Die Anforderungen an die Fahrzeugtür sind ident mit den Anforderungen nach FMVSS 214 – Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere.

	ECE-R95 deformierbare Barriere	FMVSS 214 deformierbare Barriere	FMVSS 214 Pfahl
Vor dem Seitenaufprall			
Fahrzeigtüren müssen geschlossen, aber dürfen nicht versperrt sein.	✓	✓	✓
Während des Seitenaufpralls			
Fahrzeigtüren dürfen sich nicht öffnen.	✓	✗	✗
Fahrzeigtüren auf der stoßzugewandten Seite dürfen sich öffnen.	✗	✓	✓
Fahrzeigtüren auf der stoßabgewandten Seite dürfen sich nicht öffnen.	✗	✓	✓
Nach dem Seitenaufprall			
Zumindest eine Fahrzeigtür muss sich ohne Werkzeug öffnen lassen.	✓	✗	✗

Tabelle 4 - Zusammenfassung der Gesetze und Anforderungen beim Seitenaufprall

Legende:

- ✓ trifft zu
- ✗ trifft nicht zu

2.4 Anforderungen der Verbraucherschutz-Seitenaufpralltests

Die Verbraucherschutztests sind mit ihren Anforderungen meistens etwas strenger, als die Anforderungen laut den Gesetzen. Die Seitenaufpralltestkonfigurationen sind ähnlich wie die gesetzlichen Testkonfigurationen. Es wird genauso zwischen dem Seitenaufprall mit einer deformierbaren Barriere und einem definierten Pfahl unterschieden. Zu den wichtigsten Verbraucherschutztests zählen die Testkonfigurationen von den Institutionen NACP und IIHS. In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die Prüfvorschriften der Institutionen nach den Anforderungen der Fahrzeigtür und die Konsequenzen einer Fahrzeigtüröffnung während des Seitenaufpralls durchsucht. Die Testkonfigurationen nach NCAP werden nach der Region, wo die Prüfung zum Einsatz kommt, benannt und haben unterschiedliche Anforderungen. Im Gegensatz zu den gesetzlichen Testkonfigurationen sind die Fahrzeuge meistens mit einer höheren Anzahl an Dummies ausgestattet.

2.4.1 Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere und definiertem Pfahl

Die Testkonfiguration nach den Verbraucherschutztests mit einer deformierbaren Barriere, wie in der Abbildung 2.9 und Abbildung 2.11 dargestellt, unterscheidet sich im Wesentlichen nicht. Das Prüffahrzeug steht still, der Stoßwagen mit einer Masse m und einer deformierbaren Barriere, die vorne am Stoßwagen montiert ist, wird mit einer definierten Geschwindigkeit v gegen das Prüffahrzeug gefahren. Einzig beim US-NCAP wird die Barriere im Krebsgang in die Barriere geführt, der Begriff Krebsgang wird im Kapitel 2.3.1 beschrieben. Eine weitere Besonderheit liefert der Verbraucherschutztest nach US-IIHS (Insurance Institute for Highway Safety). Der Stoßwagen hat eine große Masse von $m=1500$ kg und die deformierbare Barriere, die vorne am Stoßwagen angebracht ist, besitzt eine spezielle Form mit einer großen Stoßfläche. In den USA findet der Verbraucherschutztest nach IIHS mehr Anerkennung als nach NCAP.

Genauso wenig unterscheidet sich die Testkonfiguration der Verbraucherschutztests mit einem definierten Pfahl. Einzig der Seitenaufpralltest mit einem Pfahl nach US NCAP, wie in der Abbildung 2.10 gezeigt, erfordert eine andere Testkonfiguration. Das Prüffahrzeug steht bei allen Testkonfigurationen auf einem Schlitten und wird zum Pfahl geführt. Beim US-NCAP ist das Prüffahrzeug um einen bestimmten Winkel ausgerichtet, der Grund hierfür wird im Kapitel 2.3.1 erklärt. Der Latin NCAP ist sehr neu, weshalb noch keine Seitenaufpralltests formuliert sind.

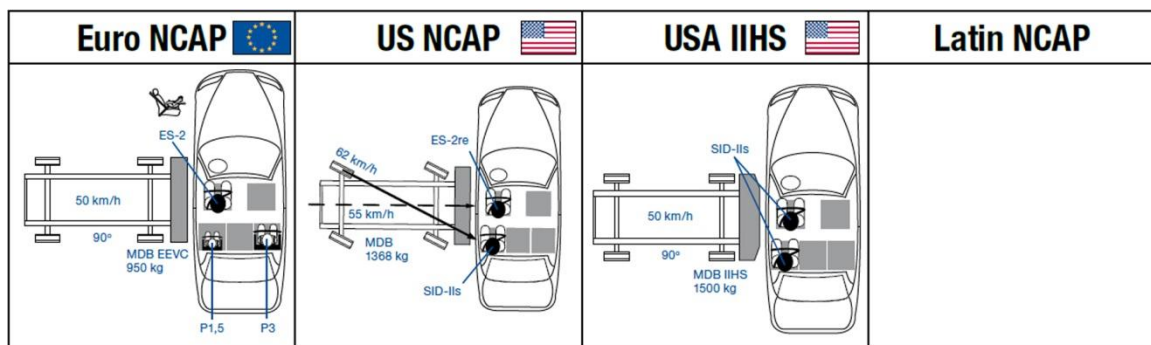


Abbildung 2.9 - Verbraucherschutzseitenaufpralltest mit deformierbarer Barriere Teil 1 [10]

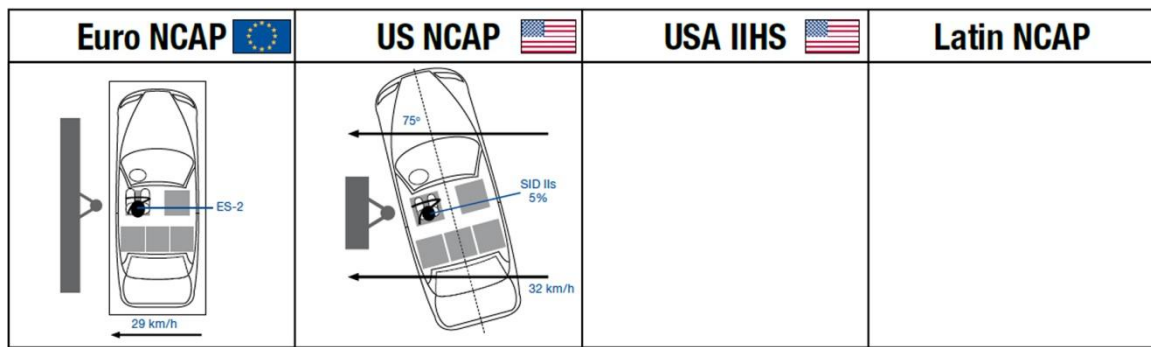


Abbildung 2.10 - Verbraucherschutzseitenaufpralltest mit Pfahl Teil 1 [10]

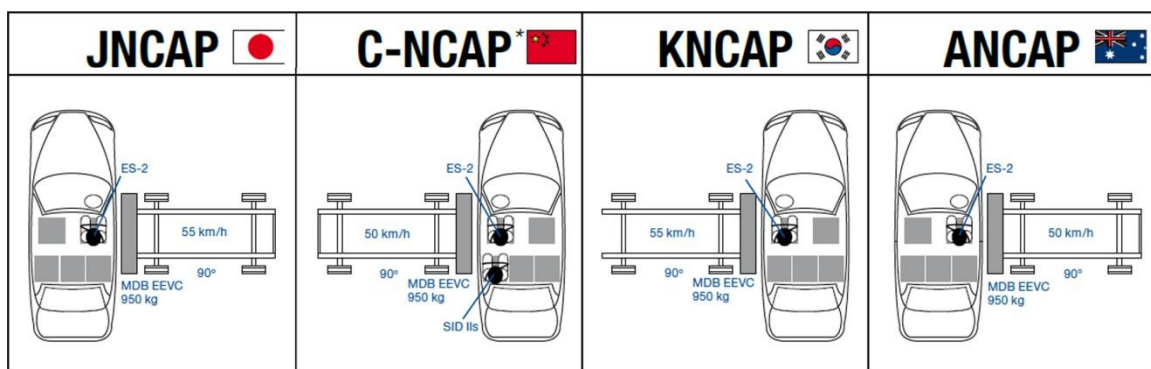


Abbildung 2.11 - Verbraucherschutzseitenaufpralltest mit deformierbarer Barriere Teil 2 [10]

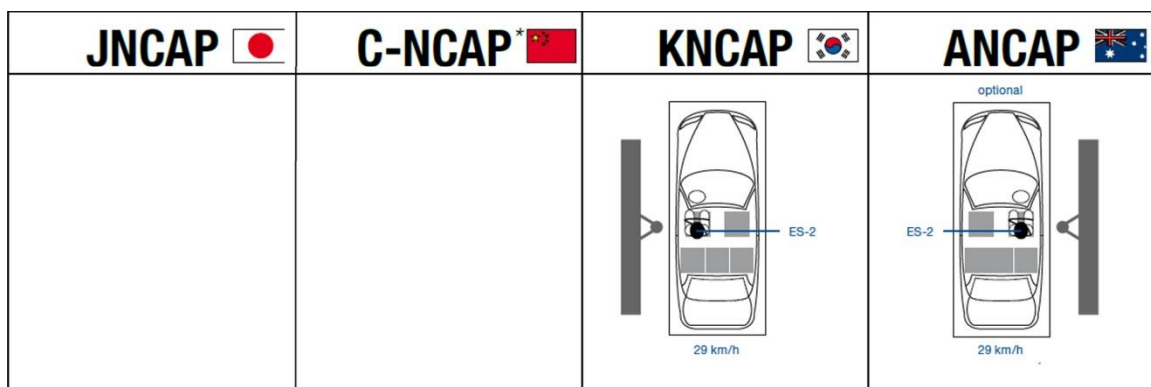




Abbildung 2.12 - Verbraucherschutzseitenaufpralltest mit Pfahl Teil 2 [10]

Die Prüfvorschriften der Verbraucherschutztests, wie sie in der Abbildung 2.9 und Abbildung 2.11 abgebildet sind, wurden im Hinblick auf die dazugehörigen Parameter wie Masse und Geschwindigkeit des Stoßwagens und auf das genaue „Wording“ über die Anforderungen der Fahrzeugtür vor, während und nach dem Seitenaufprall analysiert. Die Ergebnisse sind in der nachstehenden Tabelle 5 angeführt. Die betreffenden Stellen aus dem Prüfungsprotokoll sind in der Tabelle als direktes Zitat eingefügt (Stand Mai 2012).


	EURO NCAP	
	Barriere m = 950 kg v = 50 km/h	Pfahl v = 29 km/h
<p>Vor der Prüfung: -</p> <p>Während der Prüfung: 4.2.4 Door Opening during the Impact When a door opens in the test, a minus one-point modifier will be applied to the score for that test. The modifier will be applied to the side impact assessment score for every door (including tailgates and moveable roofs) that opens. The number of door opening modifiers that can be applied to the vehicle score is not limited.</p> <p>Nach der Prüfung: 4.2.5 Door Opening Forces after the Impact A check is made to ensure that the doors on the non-struck side can be opened. The doors on the struck side are not opened.</p> <p>Einfluss auf die Bewertung: Für Seitenaufprall mit Barriere und Pfahl können jeweils 16 Punkte erreicht werden. Für jede geöffnete Tür am Prüffahrzeug wird ein Punkt abgezogen</p>		


	US NCAP	
	Barriere m = 1368 kg v = 55 km/h	Pfahl v = 32 km/h
<p>Vor der Prüfung: Place all doors, hatchback or tailgate, in the fully closed and latched position. Check instrument panel telltales just prior to the test to ensure that all doors and hatches are closed. If the test vehicle comes equipped with standard Automatic Door Locks (ADLs) and the owner's manual does not provide instructions on how to disable this feature (and only the dealer can deactivate the door locks), the doors shall be locked pre-test. If the test vehicle is not equipped with ADLs or if ADLs are considered optional equipment, the doors shall NOT be locked pre-test.</p> <p>Während der Prüfung/Nach der Prüfung: 2.3/2.2. TEST VEHICLE ASSESSMENT A. Any side door that is struck by the moving deformable barrier/pole shall not separate totally from the vehicle. B. Any door (including a rear hatchback or tailgate) that is not struck by the moving deformable Barrier/pole shall meet the following requirements; (1) The door shall not disengage from the latched position</p>		

(2) The latch shall not separate from the striker, and the hinge components shall not separate from each other or from their attachment to the vehicle.

(3) Neither the latch nor the hinge systems of the door shall pull out of their anchorages

Einfluss auf die Bewertung:
 Vermerkung im Protokoll:
 Description for door opening must be specific with the following three categories: Remained closed and operational, opened/unlatched during the crash, or jammed shut. Sometimes, the door is jammed and unlatched. If the door cannot be opened, then note the door as jammed shut. If the door is open at the latch, a measurement must be taken for the width (mm) of the door opening at this location.

	<p>IIHS – Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere</p> <p>m = 1500 kg v_y = 50 km/h</p>
<p>Vor der Prüfung: The nonstruck side doors are fully latched and locked, whereas the struck side doors are fully latched but not locked. However, if the vehicle is equipped with automatic locking doors that cannot be set to remain unlocked when the vehicle is in forward motion, the struck side door locks are kept in their automatic state.</p> <p>Während der Prüfung/Nach der Prüfung/ Einfluss auf die Bewertung: Photos der Fahrzeigtüren für das Prüfprotokoll werden gemacht</p>	

	<p>JNCAP</p> <p>m = 950 kg v_y = 55 km/h</p>
<p>Vor/Während/Nach der Prüfung: Kein Prüfungsprotokoll gefunden. Nach dem Test wird die Öffenbarkeit der Fahrzeigtüren mit einem Symbol bewertet. Für die Bewertung stehen 4 verschiedene Symbole zur Auswahl:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Opened with one hand • Opened with both hands • Opened using tools • Door was locked 	




	C-NCAP Barriere $m = 950 \text{ kg}$ $v_y = 55 \text{ km/h}$			
<p>Vor der Prüfung: 3.3.11 The doors shall be closed, but not locked.</p> <p>Während und nach der Prüfung: 3.11.2 Doors A check shall be made to see whether door opening occurs or not during the impact.</p> <p>Einfluss auf die Bewertung: A minus one-point modifier will be applied for every door liable to open during the impact. Beim Seitenaufpralltest kann maximal eine Punkteanzahl von 18 Punkten erreicht werden, für jede öffnende Tür wird ein Punkt abgezogen. Maximal können 4 Punkte durch öffnende Türen abgezogen werden.</p>				
	KNCAP <table border="1" data-bbox="432 976 1418 1093"> <tr> <td data-bbox="432 976 924 1093"> Barriere $m = 950 \text{ kg}$ $v_y = 50 \text{ km/h}$ </td> <td data-bbox="924 976 1418 1093"> Pfahl $v = 29 \text{ km/h}$ </td> </tr> </table>		Barriere $m = 950 \text{ kg}$ $v_y = 50 \text{ km/h}$	Pfahl $v = 29 \text{ km/h}$
Barriere $m = 950 \text{ kg}$ $v_y = 50 \text{ km/h}$	Pfahl $v = 29 \text{ km/h}$			
<p>Vor der Prüfung: -</p> <p>Während der Prüfung Check the door-opening at the moment of impact since passenger may spring out to the outside when door opens at the moment of impact.</p> <p>Nach der Prüfung/Einfluss auf die Bewertung: Measure the amount of strength consumed in manual door-opening from the outside after impact since passenger may easily be rescued from the outside or come outside by himself when door opens easily after impact.</p>				
	ANCAP <table border="1" data-bbox="432 1608 1418 1724"> <tr> <td data-bbox="432 1608 924 1724"> Barriere $m = 950 \text{ kg}$ $v_y = 50 \text{ km/h}$ </td> <td data-bbox="924 1608 1418 1724"> Pfahl $v = 29 \text{ km/h}$ </td> </tr> </table>		Barriere $m = 950 \text{ kg}$ $v_y = 50 \text{ km/h}$	Pfahl $v = 29 \text{ km/h}$
Barriere $m = 950 \text{ kg}$ $v_y = 50 \text{ km/h}$	Pfahl $v = 29 \text{ km/h}$			
<p>Vor, während, nach der Prüfung/ Einfluss auf die Bewertung: Die Anforderungen und die Bewertungen entsprechen den Anforderungen und den Bewertungen von Euro NCAP.</p>				

Tabelle 5 - Verbraucherschutztests Seitenaufprall

2.4.2 Zusammenfassung der Anforderungen nach den Verbraucherschutztests

In der Tabelle 6 sind die wesentlichen Punkte für die Anforderungen der Fahrzeugsicherheit vor, während und nach dem Seitenaufprall der Verbraucherschutztests und die Auswirkungen bei einer Fahrzeugsicheröffnung zusammengefasst.

	Euro NCAP	US NCAP	USA IIHS	JNCAP	C-NCAP	KNCAP	ANCAP
Vor dem Seitenaufprall							
Fahrzeugsicheröffnungen müssen geschlossen, aber dürfen nicht versperrt sein.	x	✓	x	x	✓	x	x
Fahrzeugsicheröffnungen an der stoßangewandten Seite müssen geschlossen und versperrt sein.	x	x	✓	x	x	x	x
Fahrzeugsicheröffnungen an der stoßzugewandten Seite müssen geschlossen, aber dürfen nicht versperrt sein.	x	x	✓	x	x	x	x
Während des Seitenaufpralls\Bewertung							
Fahrzeugsicheröffnungen dürfen sich nicht öffnen (Punkteabzug).	✓	x	x	x	✓	x	✓
Fahrzeugsicheröffnungen dürfen sich nicht öffnen (Protokoll).	x	x	x	x	x	✓	x
Fahrzeugsicheröffnungen an der stoßzugewandten Seite dürfen sich öffnen (Protokoll vermerkt).	x	✓	x	x	x	x	x
Fahrzeugsicheröffnungen an der stoßabgewandten Seite dürfen sich nicht öffnen (Protokoll vermerkt).	x	✓	x	x	x	x	x
Zustand der Fahrzeugsicheröffnungen wird mithilfe von Fotos vermerkt.	x	x	✓	x	x	x	x
Nach dem Seitenaufprall							
Auf der stoßabgewandten Seite muss eine Fahrzeugsicheröffnung möglich sein.	✓	x	x	x	x	x	✓
Öffnenbarkeit wird mit entsprechender Symbolik im Protokoll vermerkt.	x	x	x	✓	x	✓	x

Tabelle 6 - Zusammenfassung der Verbraucherschutztests und ihre Anforderungen beim Seitenaufprall

Legende: ✓ trifft zu
 x trifft nicht zu



Abbildung 2.13 - Vergleich der Positionen der Barrieren

Die unterschiedlichen deformierbaren Barrieren mit ihren Positionen zum Prüffahrzeug und Stoßflächengrößen von den wichtigsten Seitenaufpralltests sind anhand eines Beispiels in der Abbildung 2.13 dargestellt. Die Barriere hat nach FMVSS214 und US NCAP die Position und die Größe nach 1, ECE-R95 und Euro NCAP die Position und Größe nach 2 und IIHS die Position und die Größe nach 3. Durch die unterschiedlichen Positionen und Größen der Barrieren erfolgt die Krafteinteilung am Fahrzeug beim Seitenaufprall unterschiedlich.

2.5 Zusammenfassung der Anforderungen bei Seitenaufpralltests

Bei der Betrachtung der Anforderungen nach ECE-R95 und EURO NCAP kommt die Frage auf, warum nach EURO NCAP eine Fahrzeugtüröffnung mit einem Punkteabzug bewertet werden kann, wenn nach ECE-R95 eine Türöffnung zu einer Nichtzulassung des Fahrzeugs führt. Der Punkteabzug bei der Bewertung nach Euro NCAP bezieht sich laut der Definition im Prüfungsprotokoll zum Beispiel auch auf die Öffnung des Kofferraums oder Öffnung des Verdecks bei einem Cabrio. Zwar sind die Anforderungen nach ECE-R95 und Euro NCAP bezüglich der Testkonfiguration des Stoßwagens, was die Masse und die Geschwindigkeit betrifft, ident. Jedoch ist nicht jede Durchführung eines Seitenaufpralls reproduzierbar, weil zum Beispiel die Ausrichtung des Stoßwagens relativ zum Prüffahrzeug eine andere Abmessung aufgrund der Toleranz aufweisen kann und dadurch können sich die Ergebnisse bei mehreren Durchläufen der gleichen Testkonfiguration ändern. Dadurch kann es vorkommen, dass ein Fahrzeug bei der Homologation alle Anforderungen hinsichtlich Fahrzeugtüren erfüllt, jedoch bei der Durchführung eines Verbraucherschutztests diese Anforderungen nicht erfüllt.

Die wesentlichen Anforderungen aus den Kapiteln 2.3.3 und 2.4.2 können auf folgende Punkte reduziert werden:

- Die Fahrzeigtüren sollen vor der Prüfung geschlossen und nicht versperrt sein.
- Die Fahrzeigtüren dürfen sich auf der stoßabgewandten Seite während des Seitenaufpralls nicht öffnen.
- Die Fahrzeigtüren dürfen sich auf der stoßzugewandten Seite meistens auch nicht öffnen, mit Ausnahme der Verbraucherschutztests und der Gesetze in den USA.
- Die Fahrzeigtüren auf der stoßabgewandten Seite sollen sich nach der Prüfung ohne Hilfsmittel öffnen lassen.

3 Grundlagen zur Fahrzeugtechnik

3.1 Arten von Koordinatensystemen an Fahrzeugen

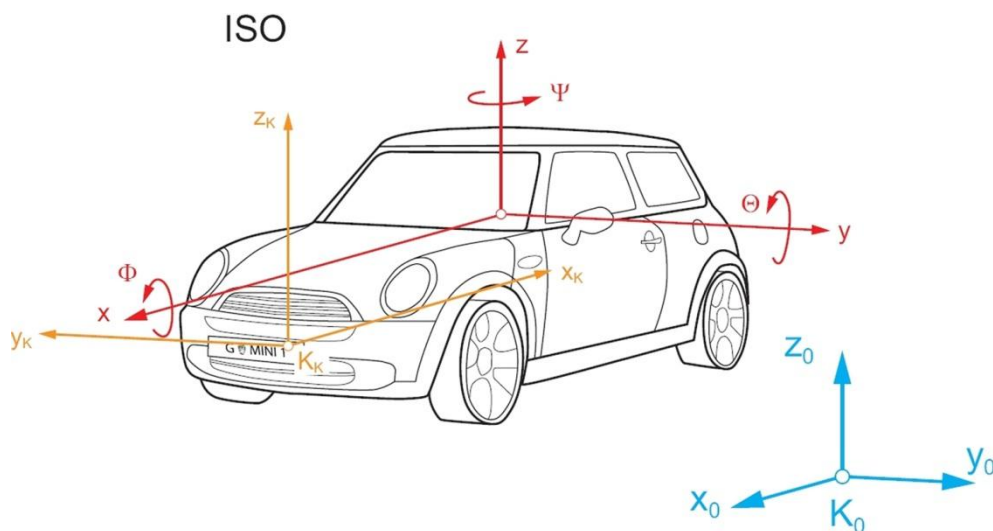


Abbildung 3.1 - Koordinatensysteme am Fahrzeug [13]

Um die Lage eines Fahrzeugs und dessen Komponenten zu beschreiben, werden unterschiedliche Koordinatensysteme benötigt. Für die Beschreibung der Lage eines Fahrzeugs im Raum werden ein Inertialsystem (x_0, y_0, z_0) , das raumfest ist, und ein fahrzeugfestes Koordinatensystem benötigt. Am Fahrzeug bietet sich ein Koordinatensystem mit seinem Ursprung im Schwerpunkt (x, y, z) an. Da zu Beginn der Entwicklung die Lage des Schwerpunkts noch nicht bekannt ist, wird für die Konstruktion ein eigenes Koordinatensystem (x_k, y_k, z_k) mit einer beliebigen Lage am Fahrzeug verwendet. Von diesem werden zu Beginn alle Teile des Fahrzeugs referenziert. Die unterschiedlichen Koordinatensysteme nach ISO 70000 sind in der Abbildung 3.1 dargestellt [13]. Entsprechend der Theorie von der Bewegung eines starren Körpers weist das Fahrzeug sechs Freiheitsgrade auf. Die sechs Freiheitsgrade setzen sich aus drei translatorischen und drei rotatorischen Freiheitsgraden zusammen. In der Fahrzeugtechnik wird eine Bewegung

- in x-Richtung Fahren, Rucken,
- in y-Richtung (Quer-) Schieben,
- in z-Richtung Heben, Springen,
- um die x-Achse Wanken, Rollen

- um die y-Achse Nicken und
- um die z-Achse Gieren

genannt [14].

In der Fahrzeugsicherheit wird zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung das Bezugsreferenzsystem nach ISO 4130-1978 verwendet. Dieses Referenzsystem ist in der Abbildung 3.2 dargestellt und stammt aus dem Gesetzestext ADR 72/00 – 2005. Der Ursprung des Referenzsystems wird vom Fahrzeughersteller festgelegt [15].

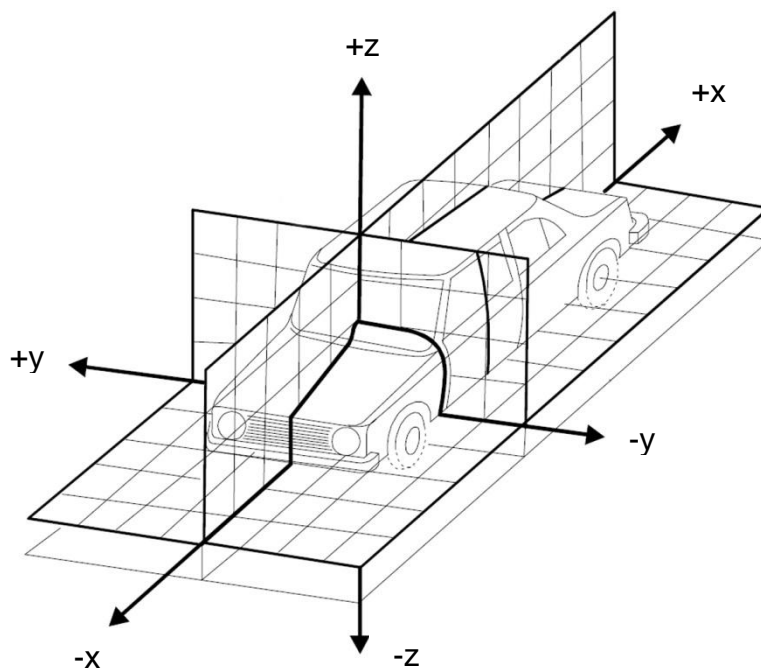


Abbildung 3.2 - Referenzsystem nach ISO 4130-1978 [15]

3.2 Bauformen der Fahrzeugtüren

Die Fahrzeugtür ist eines der komplexesten Bauteile am Fahrzeug. Sie besteht aus einer Vielzahl von Bauteilen und ist in ihrem Bauraum durch die Außenform des Fahrzeugs und die Innenverkleidung begrenzt. Die Vielzahl der Bauteile und die Gewährleistung ihrer Funktionalität im zusammengebauten Zustand stellen eine große Herausforderung an die Entwicklung einer Fahrzeugtür. Des Weiteren muss die Tür eine gute Strukturperformance beim Seitenaufprall unter den Randbedingungen möglichst geringer Kosten und eines geringen Gewichts liefern.

Die Abbildung 3.3 zeigt exemplarisch die Bauteile einer Fahrzeugtür als Explosionszeichnung. Der Türrohbau (1) ist die Basis einer jeden Fahrzeugtür, am Türrohbau sind die weiteren Anbauteile angebracht. Die Anbauteile unterscheiden sich je nach Anforderung an das Fahrzeug und bestehen zum Beispiel aus den Scharnieren (2), der Türbremse (3), dem Fensterhebersystem (4), der Fensterscheibe (5), dem Schließsystem (6), dem Türkantenschutz (7), der Fensterführungsschiene (8), der Schachtabdichtung (9), dem Außenspiegel (10), der Spiegelabdeckung innen (11), dem Lautsprecher (12), den Interieurteilen (13), dem Kabelbaum und der Folie (14) [16]. Für die Fahrzeugsicherheit spielt vor allem die Strukturperformance der Fahrzeugtür eine wichtige Rolle. Für die Strukturperformance sind der Türrohbau (1) und die Anbauteile Scharniere (2) und Schließsystem (6) verantwortlich.

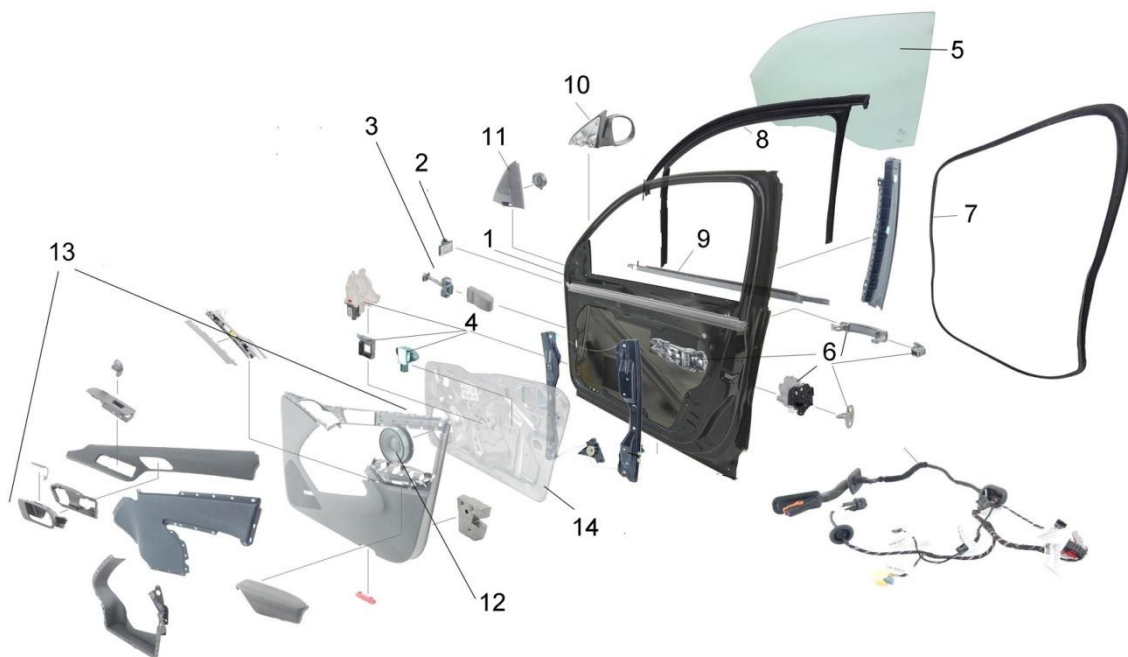


Abbildung 3.3 - Aufbau einer Fahrzeugtür [16]

3.2.1 Türrohbau

Beim Türrohbau wird zwischen zwei unterschiedlichen Konzepten der Bauweise unterschieden. Für die Großserienfertigung einer Fahrzeugtür wird meistens die Schalenbauweise verwendet, und für die Fertigung von geringen Stückzahlen wird meistens auf die Profilbauweise zurückgegriffen.

Der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Bauweisen ist der Aufbau. Bei der Schalenbauweise besteht die tragende Struktur aus einem Türinnen- und Türaußenblech. Die typische Herstellung der Blechteile erfolgt mithilfe des Tiefziehverfahrens, dabei werden die Blechteile in die gewünschte Form gebracht. Die einzelnen Blechteile, auch Schalen genannt, werden durch Schweißen, Bördeln, Kleben, Clinchen, Nieten beziehungsweise Schrauben verbunden. Um gewisse Bereiche am Türinnen- oder Türaußenblech, zum Beispiel im Bereich der Scharniere, zu verstärken, werden sogenannte Tailored Blanks eingesetzt. Ein Tailored Blank besteht aus zwei oder mehreren Blechplatinen. Die Blechplatinen weisen in der Regel unterschiedliche Werkstoffe und Blechdicken auf, werden miteinander verschweißt und anschließend tiefgezogen.

Die zahlreichen unterschiedlichen Konzepte bei der Schalenbauweise zeigt die Abbildung 3.4. Die Konzepte reichen von der vollgepressten Fahrzeugtür, wo das Innen- und Außenblech aus jeweils einer Blechplatte besteht, bis hin zu unterschiedlichen Verstärkungen am Türinnen- und Türaußenblech durch gezielten Einsatz von Tailored Blanks.

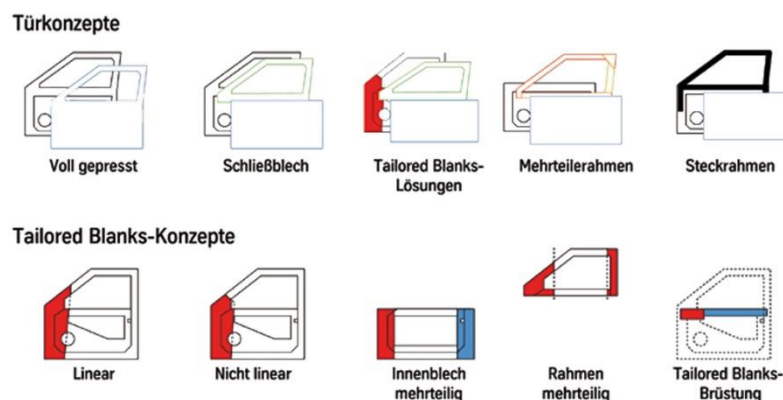


Abbildung 3.4 - unterschiedliche Türkonzepte Schalenbauweise [17]

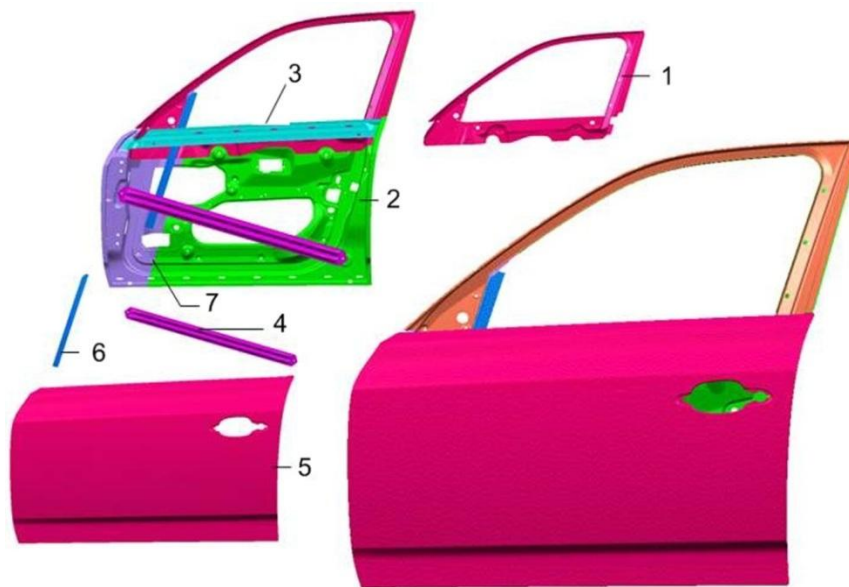


Abbildung 3.5 - Beispiel Türrohbau in Schalenbauweise [16]

Für den Seitenaufprall ist die strukturelle Performance des Türrohbaus von großer Bedeutung. Um eine möglichst gute Performance beim Seitenaufprall zu erhalten, ist es wichtig, beim Türrohbau entsprechende Maßnahmen zu setzen. Der Türrohbau, der exemplarisch in Schalenbauweise in der Abbildung 3.5 dargestellt ist, setzt sich aus dem Türaußen- (5), dem Türinnenblech (2), dem Schließblech (1), der Fensterführungsschiene (6), der Brüstungsverstärkung (3) und dem Seitenaufprallträger (4) zusammen. Hier wurde beim Türinnenblech (2) ein Tailored Blank verwendet, die unterschiedlichen Blechplatten sind in der Abbildung farblich gekennzeichnet. Im Bereich der Scharniere wird ein anderes Blech verwendet [16]. Die Gestaltung des Seitenaufprallträgers und der Türbrüstungsverstärkung wird im Wesentlichen durch die Anforderung seitens der passiven Fahrzeugsicherheit bestimmt. Dabei muss der Türrohbau optimal mit der Gesamtfahrzeugstruktur abstimmt werden, um eine gute Performance beim Seitenaufprall abzuliefern. Nur durch die Kenntnis des Rohbaus der Fahrzeugtür kann bedingt eine Aussage über die Performance beim Seitenaufprall abgegeben werden [17].



Hingegen werden bei der Profilbauweise Stahl- und Aluminiumprofile vorwiegend durch Schweißen zu einem Rahmen verbunden. Der Rahmen bildet die tragende Struktur der Fahrzeugtür, an ihm werden die weiteren Anbauteile befestigt. Ein Beispiel für eine Fahrzeugtür in Profilbauweise zeigt die Abbildung 3.6. [16].

Abbildung 3.6 - Fahrzeugtür in Profilbauweise [10]

3.2.2 Scharnier

Das Scharnier hat die Hauptaufgabe, die Fahrzeugtür an die Karosserie zu befestigen und demzufolge Kräfte zwischen der Fahrzeugtür und der Karosserie zu übertragen. Dabei soll ein Öffnen und Schließen der Fahrzeugtür unter ergonomisch günstigen Aspekten möglich sein. Die Ergonomie fordert einen optimalen Öffnungswinkel, um das Ein- und Aussteigen bestmöglich zu ermöglichen, und zwei bis drei rastende Stellungen des Scharniers, um die Fahrzeugtür in verschiedenen Stellungen auch offenhalten zu können [18].

Eine weitere Anforderung ist die Steifigkeit, das Scharnier muss im geöffneten Zustand die Fahrzeugtür und weitere Belastungen, wie zum Beispiel die wirkende Kraft durch das Abstützen der Passagiere an der Fahrzeugtür, tragen. Die Steifigkeitsanforderungen des Scharniers werden durch gesetzlich vorgeschriebene Prüfverfahren in Längs-, Querrichtung und bei vertikal öffnenden Türen auch in Vertikalrichtung vorgeschrieben. Die gesetzlichen Anforderungen und Prüfvorschriften sind in ECE-R11 und FMVSS 206 formuliert.

Nach Art des Herstellungsverfahrens lassen sich die Scharniere in Blech-, Profil-, Schmiede- und Gusscharnier einteilen [16]. Die unterschiedlichen Arten der Scharniere werden in der Abbildung 3.7 und Abbildung 3.8 gezeigt.



Abbildung 3.7 - Blech- und Profilscharnier [16]



Abbildung 3.8 - Schmiede- und Gusscharnier [16]

4 Theoretische Grundlagen

4.1 Allgemein

Für die Untersuchungen sind einige Grundlagen der Dynamik unerlässlich. Beim Seitenaufprall zweier Fahrzeuge handelt es sich um einen Stoß, bei dem ein Energieaustausch zwischen den Stoßpartnern stattfindet. Für die Beschreibung des Fahrzeugschließsystems kann das Zusammenspiel der Bauteile des Fahrzeugschließsystems als Theorie der Bewegung eines starren Körpers aufgefasst werden. Die theoretischen Grundlagen hierzu werden in den nachstehenden Unterkapiteln beschrieben.

4.2 Kinematik des starren Körpers [19]

Als starrer Körper wird ein System aus unendlich vielen Massenpunkten, die ihren Abstand zueinander nicht ändern, angesehen. Ein starrer Körper hat im Raum sechs Freiheitsgrade. Er kann eine Translation in x-, y- und z-Richtung und eine Rotation um die x-, y- und z-Achse ausführen, also hat ein starrer Körper drei Freiheitsgrade aufgrund der Translation und drei Freiheitsgrade aufgrund der Rotation.

4.2.1 Translation

Der einfachste Fall einer Körperbewegung ist die Translation. Bei einer Translation legt jeder Massenpunkt des starren Körpers die gleiche Strecke zurück.

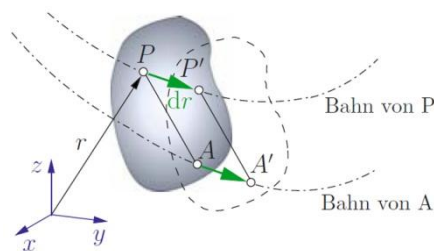


Abbildung 4.1 – Translation [19]

Betrachtet werden die beiden Punkte P und A in der Abbildung 4.1. Die beiden Punkte erfahren in der gleichen Zeit die gleiche Verschiebung $d\vec{r}$. Deshalb sind auch die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der beiden Körperpunkte gleich. Geschwindigkeit und Beschleunigung ergeben sich nach den Formeln (4.1).

$$\vec{v} = \frac{d\vec{r}}{dt}, \quad \vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d^2\vec{r}}{dt^2} \quad (4.1)$$

Legende:

\vec{v} Geschwindigkeit
 \vec{a} Beschleunigung

Die verschiedenen Körperpunkte eines starren Körpers durchlaufen bei der Translation unterschiedliche Bahnkurven, wobei die Form aller Bahnkurven gleich ist. Dadurch sind Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aller Körperpunkte eines starren Körpers gleich groß. Die Geschwindigkeit ergibt sich aus der Ableitung der Verschiebung nach der Zeit. Die Beschleunigung ist die doppelte Ableitung der Verschiebung nach der Zeit.

4.2.2 Rotation

Bei der Rotation eines starren Körpers wird zwischen den Arten

- Rotation um eine feste Drehachse im Raum und
- Rotation um einen raumfesten Punkt

unterschieden.

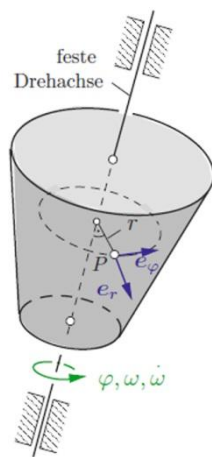


Abbildung 4.2 - Rotation um feste Achse [19]

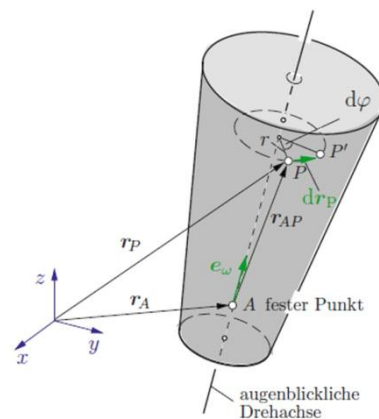


Abbildung 4.3 - Rotation um raumfesten Punkt [19]

Im ersten Fall, Rotation (Abbildung 4.2) um eine feste Achse, verändert sich die Lage der Drehachse im Raum nicht. Die starren Körperpunkte rotieren alle um die gemeinsame Drehachse und führen Kreisbewegungen aus. Zu jedem Körperpunkt kann ein Freistrahл zugeordnet werden. Jeder Freistrahл durchstreicht in der gleichen Zeit den gleichen Winkel φ . Damit besitzt auch jeder Körperpunkt die gleiche Rotationsgeschwindigkeit $\omega = \dot{\varphi}$ und die gleiche Rotationsbeschleunigung $\dot{\omega} = \ddot{\varphi}$. Für die Geschwindigkeit \vec{v}_p und die Beschleunigung \vec{a}_p eines beliebigen Körperpunktes mit dem senkrechten Abstand r zur Drehachse sind folgende Formeln gültig:

$$\vec{v}_P = v_\varphi \cdot \vec{e}_\varphi, \quad \vec{a}_P = a_r \cdot \vec{e}_r + a_\varphi \cdot \vec{e}_\varphi \quad (4.2)$$

$$v_\varphi = r \cdot \omega, \quad a_r = -r \cdot \omega^2, \quad a_\varphi = r \cdot \dot{\omega} \quad (4.3)$$

Die Indizes in den Formeln (4.2) und (4.3) bei den Geschwindigkeiten und Beschleunigungen geben den dazugehörigen Einheitsvektor an. Die wirkende Beschleunigung in Richtung des Einheitsvektors \vec{e}_φ wird Fliehkraft genannt. Als Radialbeschleunigung hingegen wird die wirkende Beschleunigung in Richtung des Einheitsvektors \vec{e}_r genannt.

Der zweite Fall befasst sich mit der Rotation eines starren Körpers um eine Drehachse, wobei die Drehachse durch einen raumfesten Punkt geht (Abbildung 4.3). Der Einheitsvektor \vec{e}_ω zeigt in die Richtung der momentanen Lage der Drehachse. Der Punkt A ist ein raumfester Punkt, wodurch die Drehachse geht. Die Verschiebung eines beliebigen Punktes P am starren Körper wird mit der Beziehung nach Formel (4.4) berechnet.

$$d\vec{r}_P = (\vec{e}_\omega \times \vec{r}_{AP}) \cdot d\varphi \quad (4.4)$$

Durch weitere Beziehungen und durch die Ableitung des Vektors $d\vec{r}_P$ nach der Zeit dt folgt die Geschwindigkeit \vec{v}_p des Punktes P.

$$\vec{v}_P = \frac{d\vec{r}_P}{dt} = \vec{\omega} \times \vec{r}_{AP} \quad (4.5)$$

Die Beschleunigung des Punktes P erhält man durch die Ableitung des Geschwindigkeitsvektors nach der Zeit dt .

$$\vec{a}_P = \frac{d\vec{v}_P}{dt} = \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_{AP} + \vec{\omega} \times \dot{\vec{r}}_{AP} \quad (4.6)$$

Der Punkt A ist raumfest, somit ist seine Geschwindigkeit $\dot{\vec{r}}_A = \vec{0}$. Die Geschwindigkeit $\dot{\vec{r}}_{AP}$ wird dadurch zu $\dot{\vec{r}}_{AP} = \dot{\vec{r}}_P = \vec{\omega} \times \vec{r}_{AP}$.

Hiermit folgt die Beziehung für die Beschleunigung (4.7) des Punktes P:

$$\vec{a}_P = \frac{d\vec{v}_P}{dt} = \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_{AP} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_{AP}) \quad (4.7)$$

4.2.3 Allgemeine ebene Bewegung

Die allgemeine ebene Bewegung eines starren Körpers setzt sich aus einer Rotation und einer Translation zusammen.

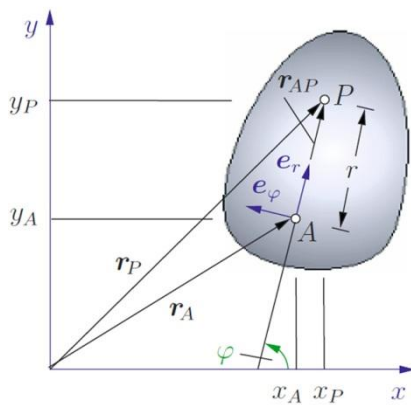


Abbildung 4.4 - Allgemeine ebene Bewegung [19]

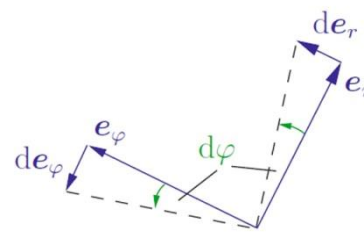


Abbildung 4.5 - Zusammenhang der Geschwindigkeitsvektoren [19]

Die beiden Punkte A und P sind beliebige Punkte auf dem starren Körper und frei in der Ebene beweglich (Abbildung 4.4). Der Abstand r zwischen den beiden Punkten A und B ist konstant.

Der Ortsvektor zum Punkt P ist, wie folgt, definiert:

$$\vec{r}_P = \vec{r}_A + \vec{r}_{AP}, \quad \vec{r}_{AP} = r \cdot \vec{e}_r \quad (4.8)$$

$$\vec{r}_P = \vec{r}_A + r \cdot \vec{e}_r \quad (4.9)$$

Wird der Ortsvektor nach der Zeit dt abgeleitet, folgt die Geschwindigkeit \vec{v}_P :

$$\vec{v}_P = \frac{d\vec{r}_P}{dt} = \dot{\vec{r}}_P = \dot{\vec{r}}_A + r \cdot \dot{\vec{e}}_r \quad (4.10)$$

Der Einheitsvektor \vec{e}_r lässt sich nach der Abbildung 4.5 mit folgender Beziehung ausdrücken:

$$d\vec{e}_r = d\varphi \cdot \vec{e}_\varphi \quad (4.11)$$

$$\dot{\vec{e}}_r = \frac{d\vec{e}_r}{dt} = \dot{\varphi} \cdot \vec{e}_\varphi \quad (4.12)$$

Wird die Beziehung (4.12) in die Beziehung (4.10) eingesetzt, folgt:

$$\vec{v}_P = \frac{d\vec{r}_P}{dt} = \dot{\vec{r}}_P = \dot{\vec{r}}_A + r \cdot \dot{\vec{e}}_r = \dot{\vec{r}}_A + r \cdot \dot{\varphi} \cdot \vec{e}_\varphi \quad (4.13)$$

Durch Ableiten der Geschwindigkeit \vec{v}_P folgt die Beschleunigung \vec{a}_P des Punktes P:

$$\vec{a}_P = \frac{d\vec{v}_P}{dt} = \ddot{\vec{r}}_P = \ddot{\vec{r}}_A + r \cdot \ddot{\omega} \cdot \vec{e}_\varphi - r \cdot \omega^2 \cdot \vec{e}_r \quad (4.14)$$

Zusammenfassung für die allgemeine ebene Bewegung:

$$\vec{r}_P = \vec{r}_A + \vec{r}_{AP} \quad (4.15)$$

$$\vec{v}_P = \vec{v}_A + \vec{v}_{AP}$$

$$\vec{a}_P = \vec{a}_A + \vec{a}_{AP}^r + \vec{a}_{AP}^\varphi$$

mit

$$\vec{r}_{AP} = r \cdot \vec{e}_r$$

$$\vec{v}_{AP} = \vec{\omega} \times \vec{r}_{AP} = r \cdot \omega \cdot \vec{e}_\varphi \quad (\perp \text{ zu } r_{AP})$$

$$\vec{a}_{AP}^\varphi = \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_{AP} = r \cdot \dot{\omega} \cdot \vec{e}_\varphi \quad (\perp \text{ zu } r_{AP})$$

$$\vec{a}_{AP}^r = \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_{AP}) = -r \cdot \omega^2 \cdot \vec{e}_r \quad (\parallel \text{ zu } r_{AP})$$

Die Zusammenfassung verdeutlicht, dass die angeführten Beziehungen (4.15) für den Ortsvektor \vec{r}_P , die Geschwindigkeit \vec{v}_P und die Beschleunigung \vec{a}_P aus zwei Teilen bestehen. Dabei drücken die Glieder \vec{r}_A , \vec{v}_A und \vec{a}_A eine Translation des Punktes A aus, und die anderen Glieder beschreiben eine Rotation des starren Körpers um den Punkt A.

Für die allgemeine räumliche Bewegung, die in der Abbildung 4.6 abgebildet ist, sind die Gleichungen nach (4.16) gültig. Dabei führt der Punkt A mit der Geschwindigkeit \vec{v}_A und der Beschleunigung \vec{a}_A eine Translation bezüglich des Referenzkoordinatensystems (x, y, z) aus. Um den Punkt A führt der Punkt P des starren Körpers eine Rotation aus.

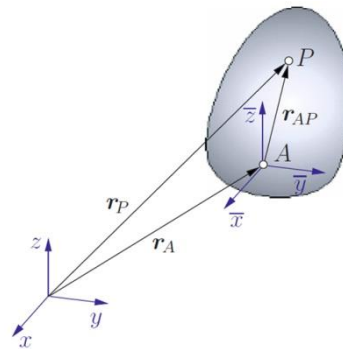


Abbildung 4.6 - Allgemeine räumliche Bewegung [19]

$$\vec{r}_P = \vec{r}_A + \vec{r}_{AP} \quad (4.16)$$

$$\vec{v}_P = \vec{v}_A + \vec{\omega} \times \vec{r}_{AP}$$

$$\vec{a}_P = \vec{a}_A + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_{AP} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_{AP})$$

4.3 Kinetik eines starren Körpers [19]

In diesem Abschnitt wird die Kinetik eines starren Körpers betrachtet. Die Körperpunkte bewegen sich in der x-y-Ebene, dieser Fall ist in der Abbildung 4.7 dargestellt. Der Punkt A ist ein beliebiger Punkt am starren Körper. Im Abstand r von dem Punkt A ausgehend wird ein Massenpunkt dm betrachtet. An diesem Massenpunkt greift eine äußere Kraft dF an. Die durch die Betrachtung von dm entstehenden Schnittkräfte, auch innere Kräfte genannt, müssen bei einem starren Körper nicht betrachtet werden, da sie sich gegeneinander aufheben. Der Punkt S ist der Schwerpunkt des starren Körpers.

Die Bewegung eines starren Körpers wird mithilfe des Bewegungsgesetzes und des Drallsatzes beschrieben, die beiden Beziehungen sind in den nachstehenden Formeln (4.17) und (4.18) angeführt.

Bewegungsgesetz:

$$\frac{d\vec{p}}{dt} = m \cdot \vec{a}_s = \vec{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} \quad (4.17)$$

- \vec{F} Summe der äußeren Kräfte
 m Masse des starren Körpers
 \vec{a}_s Beschleunigung des starren Körpers im Schwerpunkt
 p Impuls $m \cdot v_s$

Drallsatz:

$$\frac{d\vec{L}^{(A)}}{dt} = \vec{M}^{(A)} \quad (4.18)$$

- $d\vec{L}^{(A)}$ Drehimpuls $\int \vec{r} \times \vec{v} \cdot dm$ bezüglich A
 $\vec{M}^{(A)}$ Summe der Momente bezüglich Punkt A

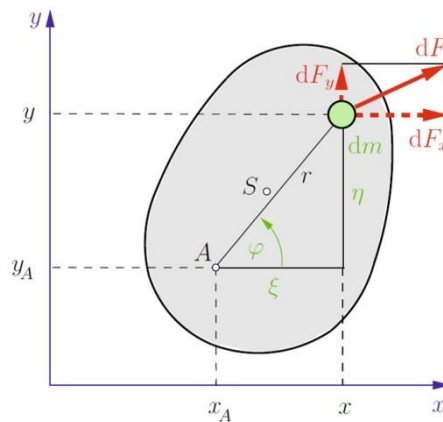


Abbildung 4.7 - Kinetik der ebenen Bewegung [19]

Die Ortsvektoren in x- und y-Richtung lauten:

$$\begin{aligned}
 x &= x_A + r \cdot \cos(\varphi) \quad \text{und} \\
 y &= y_A + r \cdot \sin(\varphi).
 \end{aligned} \quad (4.19)$$

Durch zweimaliges Ableiten der Ortsfunktion nach der Zeit resultieren die Beschleunigungen in x- und y-Richtung:

$$\ddot{x} = \ddot{x}_A - r \cdot \dot{\omega} \cdot \sin(\varphi) - r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varphi) \quad (4.20)$$

$$\ddot{x} = \ddot{x}_A - \dot{\omega} \cdot \eta - \omega^2 \cdot \xi$$

$$\ddot{y} = \ddot{y}_A + r \cdot \dot{\omega} \cdot \cos(\varphi) - r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\varphi)$$

$$\ddot{y} = \ddot{y}_A + \dot{\omega} \cdot \xi - \omega^2 \cdot \eta$$

Die Beschleunigungen für die x- und y-Richtung (4.20) werden in das Bewegungsgesetz (4.17) eingesetzt, es folgen die Beziehungen (4.21):

$$\sum F_x = \int \ddot{x} \cdot dm = \int [\ddot{x}_A - r \cdot \dot{\omega} \cdot \sin(\varphi) - r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varphi)] \cdot dm \quad (4.21)$$

$$\sum F_x = \int \ddot{x}_A \cdot dm - \int \dot{\omega} \cdot \eta \cdot dm - \int \omega^2 \cdot \xi \cdot dm$$

$$\sum F_y = \int \ddot{y} \cdot dm = \int [\ddot{y}_A + r \cdot \dot{\omega} \cdot \cos(\varphi) - r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\varphi)] \cdot dm$$

$$\sum F_y = \int \ddot{y}_A \cdot dm + \int \dot{\omega} \cdot \xi \cdot dm - \int \omega^2 \cdot \eta \cdot dm$$

Durch das Anwenden des Drallsatzes (4.18) folgt:

$$\sum M^{(A)} = \int \xi \cdot dF_y - \int \eta \cdot dF_x \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} \sum M^{(A)} = & \ddot{y}_A \cdot \int \xi \cdot dm + \dot{\omega} \cdot \int \xi^2 \cdot dm - \omega^2 \cdot \int \eta \cdot \xi \cdot dm \\ & - \ddot{x}_A \cdot \int \eta \cdot dm + \dot{\omega} \cdot \int \eta^2 \cdot dm + \omega^2 \cdot \int \eta \cdot \xi \cdot dm \end{aligned}$$

Das Massenträgheitsmoment ist definiert:

$$\theta^{(A)} = \int r^2 \cdot dm = \int (\xi^2 + \eta^2) \cdot dm \quad (4.23)$$

Die statischen Momente $\int \eta \cdot dm$ und $\int \xi \cdot dm$ sind 0.

Durch das Einsetzen der Beziehung und das Aufintegrieren folgt der Drallsatz in der Ebene um den Punkt A:

$$\sum M^{(A)} = \ddot{y}_A \cdot x_{AS} \cdot m - \ddot{x}_A \cdot y_{AS} \cdot m + \dot{\omega} \cdot \theta^{(A)} \quad (4.24)$$

$$\sum M^{(A)} = \ddot{y}_A \cdot x_{AS} \cdot m - \ddot{x}_A \cdot y_{AS} \cdot m + \ddot{\varphi} \cdot \theta^{(A)}$$

Der Schwerpunktsatz lautet:

$$\sum F_x = \ddot{x}_S \cdot m \quad (4.25)$$

$$\sum F_y = \ddot{y}_S \cdot m$$

Ist der Drehpunkt raumfest oder gleichzeitig der Schwerpunkt, dann vereinfacht sich der Drallsatz:

$$\sum M^{(A)} = \ddot{\varphi} \cdot \theta^{(S \text{ oder raumfester Drehpunkt})} \quad (4.26)$$

4.4 Stoßtheorie [19]

Die Stoßtheorie befasst sich mit dem Aufeinandertreffen zweier Körper und der damit verbundenen Bewegungsänderung der Körper. Während des Stoßvorgangs treten an der Berührungsstelle große Kräfte auf, die Stoßdauer ist sehr kurz. Die weiteren wirkenden äußeren Kräfte sind im Verhältnis zu den Stoßkräften verhältnismäßig klein und können vernachlässigt werden. Das Ziel der Stoßtheorie ist es, die Geschwindigkeiten der beiden Körper nach dem Stoß zu ermitteln. Dabei treten an den Berührungsstellen zeitabhängige Deformationen auf, wodurch die Behandlung des Stoßes nur mit Vereinfachungen möglich ist.

Für die weiteren Betrachtungen sind folgende Annahmen zu treffen:

- Stoßdauer ist sehr kurz, die Längenänderungen der beiden Körper können vernachlässigt werden.
- Während des Stoßes sind die Stoßkräfte so groß, dass alle anderen wirkenden Kräfte vernachlässigt werden.

In der Stoßtheorie ist der Begriff der Stoßnormalen von großer Bedeutung. Mithilfe der Stoßnormalen kann der Stoß klassifiziert werden. Zwischen den beiden Körpern (Abbildung 4.8) wird an der Berührungsstelle im Berührungspunkt P eine Ebene gelegt, die sogenannte Berührungsebene. Legt man eine Gerade senkrecht zur Berührungsebene durch den Punkt P und geht sie durch die beiden Schwerpunkte der Körper, so wird der Stoß als **zentrischer Stoß** bezeichnet. Die Gerade senkrecht zur Stoßebene wird **Stoßnormale** bezeichnet. Liegen die beiden Körperschwerpunkte nicht auf der Stoßnormalen, so wird der Stoß als **exzentrisch** bezeichnet. Zeigen die beiden Geschwindigkeiten der Körper im Berührungspunkt P unmittelbar vor dem Stoß in Richtung der Stoßnormalen, dann spricht man von einem **geraden** Stoß. Anderfalls spricht man von einem **schiefen** Stoß.

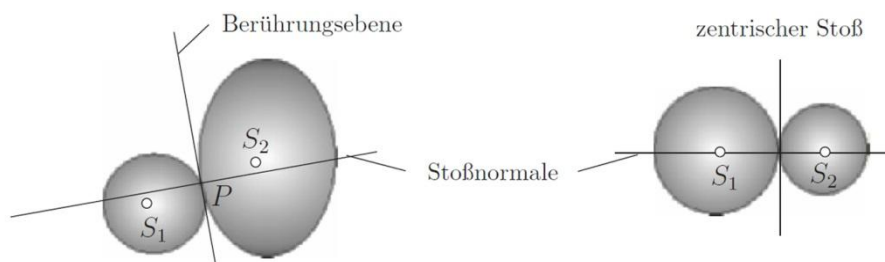


Abbildung 4.8 -Stoßebene und Stoßnormale [19]

Bei der Betrachtung der Stoßkraft über die Zeit (Abbildung 4.9) stellt man von Beginn einen Anstieg der Stoßkraft fest, sie erreicht ein Maximum nach der Zeit $t = t^*$ und nimmt anschließend wieder ab. Die Phase vom Stoßbeginn bis zum Erreichen der maximalen Stoßkraft bei $t = t^*$ wird Kompressionsphase, die Phase vom Maximum der Stoßkraft bis zum Stoßende bei $t = t_s$ wird Restaurationsphase genannt. Die Stoßkraft nimmt solange zu, bis die beiden Stoßpartner eine gemeinsame Geschwindigkeit erreichen. In der Kompressionsphase werden beide Körper zunehmend zusammengedrückt und in der Restaurationsphase geht die Deformation teilweise oder vollständig zurück. Bleibt die Deformation vollständig bestehen, spricht man von einem plastischen Stoß. Geht die Deformation vollständig zurück, spricht man von einem elastischen Stoß. Eine teilweise Zurückbildung der Deformation wird teilelastischer Stoß genannt.

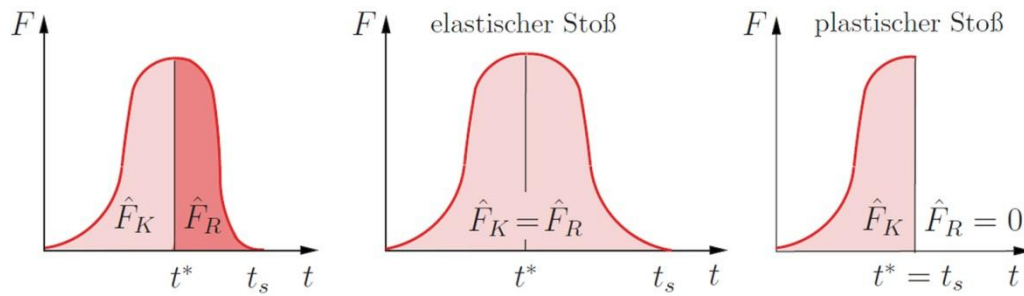


Abbildung 4.9 - Stoßkraft über die Zeit [19]

Stoßantrieb während der Kompressionsphase

$$\widehat{F}_K = \int_{t_0}^{t^*} F(t) \cdot dt \quad (4.27)$$

Stoßantrieb während der Restaurationsphase

$$\widehat{F}_R = \int_{t^*}^{t_s} F(t) \cdot dt \quad (4.28)$$

Aus dem Verhältnis des Stoßantriebs während der Restaurationsphase \widehat{F}_R und Kompressionsphase \widehat{F}_K folgt die Stoßzahl ε .

$$\varepsilon = \frac{\widehat{F}_R}{\widehat{F}_K} = \frac{\int_{t^*}^{t_s} F(t) \cdot dt}{\int_{t_0}^{t^*} F(t) \cdot dt} \quad (4.29)$$

Mithilfe der Stoßzahl ε , sie liegt zwischen 0 und 1, kann die Art des Stoßes definiert werden.

Grenzwerte

$\varepsilon = 0$	plastischer Stoß
$\varepsilon = 1$	elastischer Stoß
$0 < \varepsilon < 1$	teilelastischer Stoß

Bei einem Fahrzeug ist die Stoßzahl bei einem Frontaufprall gegen eine starre Barriere stark von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs abhängig. Prallt das Fahrzeug mit einer sehr geringen Geschwindigkeit gegen die starre Barriere, dann ist die Stoßzahl ε nahezu 1, also ist der Stoß nahezu elastisch. Bei einer sehr hohen Geschwindigkeit des Fahrzeugs ist die Stoßzahl hingegen beinahe 0, also ist der Stoß fast plastisch [7].

4.4.1 Gerader zentrischer Stoß

Wie im vorigen Kapitel bereits beschrieben, geht die Stoßnormale durch die beiden Körperschwerpunkte der Stoßpartner (Abbildung 4.10). Die Geschwindigkeiten \bar{v}_1 und \bar{v}_2 nach dem Stoß der Körper werden mit den Formeln (4.30) und (4.31) berechnet. Bleibt eine Deformation bestehen, wird die verlorene Energie ΔE_k aufgrund der Nicht-Rückbildung der Deformation mit der Formel (4.32) berechnet.

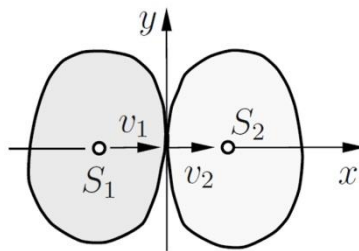


Abbildung 4.10 - Gerader zentrischer Stoß [19]

$$\bar{v}_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 - \varepsilon \cdot m_2 \cdot (v_1 - v_2)}{m_1 + m_2} \quad (4.30)$$

$$\bar{v}_2 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 + \varepsilon \cdot m_1 \cdot (v_1 - v_2)}{m_1 + m_2} \quad (4.31)$$

$$\Delta E_k = \frac{1 - \varepsilon^2}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot (v_1 - v_2)^2 \quad (4.32)$$

$$\varepsilon = -\frac{\bar{v}_1 - \bar{v}_2}{v_1 - v_2} = -\frac{\text{relative Trennungsgeschwindigkeit}}{\text{relative Annäherungsgeschwindigkeit}} \quad (4.33)$$

- v_1, v_2 Geschwindigkeiten am Stoßpunkt unmittelbar vor dem Stoß
- \bar{v}_1, \bar{v}_2 Geschwindigkeiten am Stoßpunkt unmittelbar nach dem Stoß
- ε Stoßzahl
- ΔE_k Energieverlust aufgrund der Deformation

5 Aufbau und Anforderungen eines Fahrzeugschließsystems

5.1 Allgemein

Ein wichtiges Anbauteil für die weitere Untersuchung am Fahrzeugtürrohbau ist das Fahrzeugschließsystem. Dabei hat das Fahrzeugschließsystem mehrere Aufgaben zu erfüllen. Die Hauptaufgabe ist es, nur für berechtigte Personen das Öffnen und Schließen der Fahrzeugtür zu ermöglichen. Die Berechtigung wird bei älteren Fahrzeugen mit einem Fahrzeugschlüssel und bei modernen Fahrzeugen auch mit verschiedenen elektronischen Einrichtungen wie Funkfernbedienung oder Chipkarte festgelegt. Bei einem Crash hat das Schließsystem die Aufgabe, die Fahrzeugtür geschlossen zu halten und die auftretenden Kräfte zwischen der Fahrzeugtür und der Karosse zu übertragen. Ein modernes Fahrzeug bietet teilweise Funktionen wie automatisches Verschließen der Fahrzeugtüren bei geringen Geschwindigkeiten oder automatisches Zuziehen der Fahrzeugtüren, diese Funktionen sind auch vom Fahrzeugschließsystem zu erfüllen.

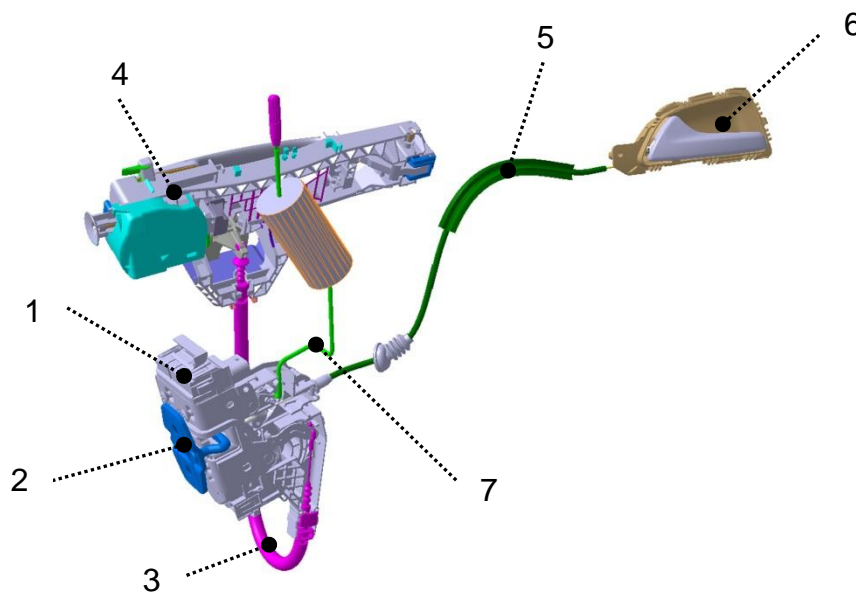


Abbildung 5.1 - Komponenten des Fahrzeugschließsystems

In der Abbildung 5.1 sind die Komponenten anhand eines Beispiels dargestellt. Die Komponenten variieren je nach Variante des Schließsystems geringfügig. Das Beispiel in der Abbildung 5.1 setzt sich aus dem Schloss (1), dem Schließbügel (2), dem Bowdenzug (3) zwischen der Türaußenbetätigung und dem Schloss (4), dem Bowdenzug (5) zwischen der

Türinnenbetätigung (6) und dem Schloss und der Stange (7) für die Türinnenverspernung zusammen. Die Türinnenbetätigung (6) ist an der Türinnenverkleidung angebracht und ermöglicht den Fahrzeuginsassen eine Schlossöffnung vom Inneren des Fahrzeugs. Die Türaußenbetätigung (4) ist am Türaußenblech angebracht und ermöglicht eine Schlossöffnung von außen. Der Schließbügel (2) ist an der Karosse angebracht, das Schloss (1) ist an der Fahrzeugtür angebracht. Das Schloss (1) und der Schließbügel (2) gewährleisten das Schließen und Öffnen der Fahrzeugtür. Ist die Fahrzeugtür geschlossen, ist der Schließbügel mit dem Schloss formschlüssig verbunden. Die Stange (7) zeigt den Zustand, ob das Fahrzeugschloss versperert oder entsperert ist, an. Im Crash stellt das Schloss neben den Scharnieren eine wichtige Komponente für die Kraftübertragung zwischen Karosse und Fahrzeugtür dar. Zusammenfassend wird ein Fahrzeugschließsystem in drei Baugruppen (Abbildung 5.2) unterteilt: Türschloss (inkl. Schließbügel), Türschlossbetätigungen und mechanische Verbindungselemente zwischen Türschloss und Türbetätigungen.

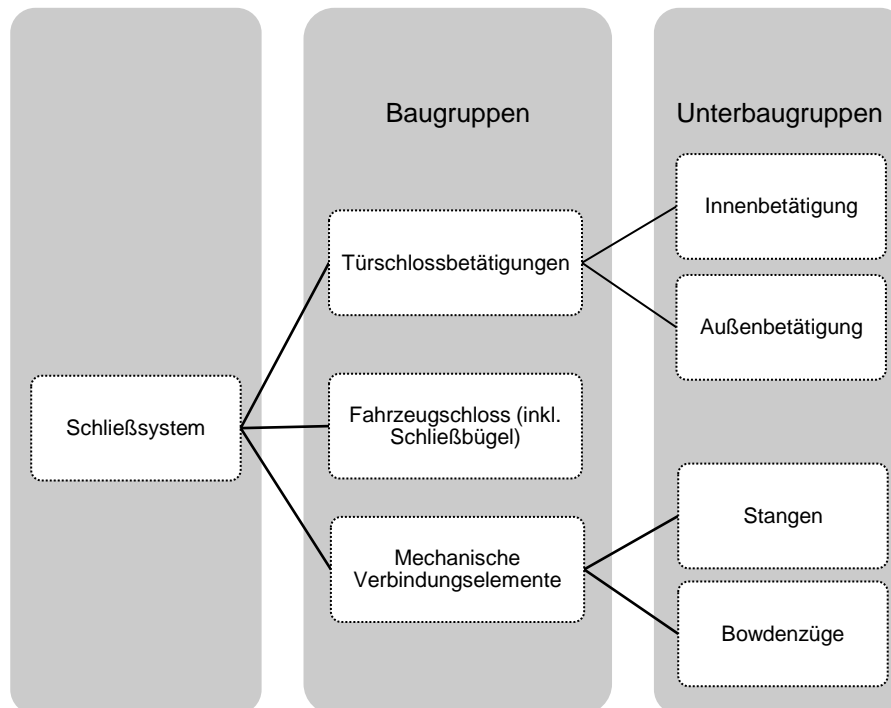


Abbildung 5.2 - Baugruppen eines Fahrzeugschließsystems

Neben den mechanischen Verbindungselementen existieren bei einem modernen Fahrzeug noch weitere elektronische Einrichtungen, die eine Schlossansteuerung zur Schlossentspernung, Schlossverspernung, Schlossöffnung ermöglichen. Bekannte Einrichtungen sind die Funkverbindung und die Zentralverriegelung, hier wird das Schloss für das Versperren und Entsperren elektronisch angesteuert.

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die Anforderungen, die Varianten und der Aufbau der einzelnen Baugruppen beschrieben.

5.2 Mechanische Verbindungselemente

Das mechanische Verbindungselement stellt das Bindeglied zwischen dem Türschloss und der Türschlossbetätigung dar. Hier wird die Kraft, die über die Türschlossbestätigung aufgebracht wird, über eine Stange oder einen Bowdenzug an das Türschloss weitergeleitet. Ist die aufgebrachte Kraft groß genug, erfolgt eine Schlossöffnung. Neben den mechanischen Verbindungselementen zwischen dem Türschloss und den Türschlossbetätigungen gibt es noch weitere redundante elektrische Verbindungselemente, die ebenfalls die Funktion der mechanischen Verbindungselemente erfüllen und weitere komfortable Zusatzfunktionen anbieten. Laut ECE-R95 muss es möglich sein, zumindest eine Fahrzeugtür ohne zusätzliches Werkzeug nach dem Seitenaufprall zu öffnen (siehe Anhang b). Aus diesem Grund ist ein Schließsystem mit rein elektronischen Schnittstellen schwer umzusetzen, weil für eine längere Zeit nach dem Crash eine Energieversorgung für die Türöffnungsfunktion zur Verfügung stehen muss. Mit einer mechanischen Schnittstelle hingegen steht die Türöffnungsfunktion theoretisch unbegrenzt zur Verfügung.

Zwei unterschiedliche Ausführungsvarianten des Fahrzeugschließsystems sind in der Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 angeführt. Bei der Variante in der Abbildung 5.3 sind die mechanischen Verbindungselemente zwischen dem Schloss und den Türschlossbetätigungen mit zwei Bowdenzügen (1) ausgeführt. Bei der zweiten Variante in der Abbildung 5.4 sind die mechanischen Verbindungselemente mit einer Stange (1) und einem Bowdenzug (2) ausgeführt. Die Stange (1) verbindet die Türschlossaußenbetätigung mit dem Schloss, der Bowdenzug (2) verbindet die Türschlossinnenbetätigung mit dem Schloss.

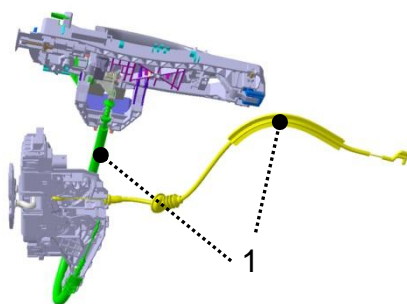


Abbildung 5.3 - Verbindungselemente
Bowdenzüge

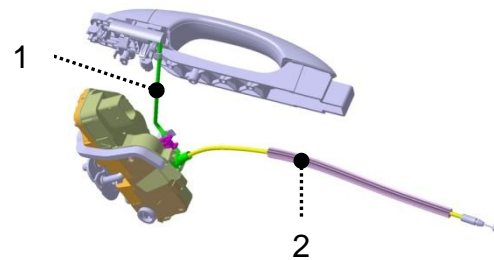


Abbildung 5.4 - Verbindungselemente Stange und
Bowdenzug

Ist die Distanz zwischen dem Schloss und der Türbetätigung groß, kommt meistens ein Bowdenzug zum Einsatz, andernfalls wird bei einer kurzen Distanz auf eine Stange

zurückgegriffen. Ein weiterer Vorteil des Bowdenzugs ist seine elastische Verformung, wodurch man beim Verlegen in der Fahrzeugtür größeren Spielraum hat. Häufig findet man Stangen als mechanische Verbindungselemente in Fahrzeugen des Low-Cost-Segments [18].

5.3 Türschlossbetätigung

Die mechanischen Türschlossbetätigungen setzen sich aus der Türschlossinnenbetätigung, dem Türinnengriff, und der Türschlossaußenbetätigung, dem Türaußengriff, zusammen. Das Türschloss besitzt in modernen Fahrzeugen eine redundante Anbindung mit mechanischen und elektrischen Türschlossbetätigungen. In weiterer Folge wird der Fokus auf die mechanischen Türschlossbetätigungen gelegt.

5.3.1 Türschlossinnenbetätigung

Die Türschlossinnenbetätigung stellt die Funktion zum Öffnen des Türschlosses, um eine Fahrzeugtüröffnung zu ermöglichen, für die Insassen zur Verfügung und erfolgt über den Türinnengriff. Ein Beispiel einer Türschlossinnenbetätigung mit ihren Komponenten Türinnengriff (1), Türgriffmulde (2) und Bolzen (3) zeigt die Abbildung 5.5. Dabei führt der Türinnengriff (1) eine Rotation um den Bolzen (3) aus. Am Innentürgriff (1) ist das mechanische Verbindungselement (4), in diesem Fall ein Bowdenzug, befestigt.

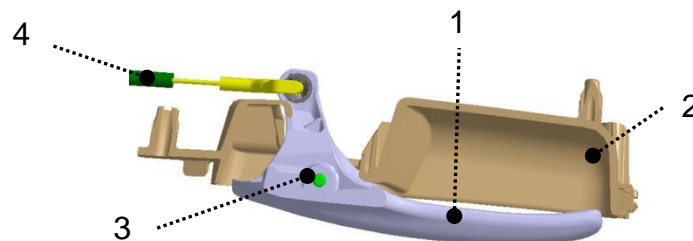


Abbildung 5.5 - Türinnengriff

Die Fahrzeughersteller geben häufig eine Öffnungskraft vor, die in einem gewissen Abstand von der Rotationsachse am Türinnengriff (1) aufgebracht wird, um eine Schlossöffnung herbeizuführen.

5.3.2 Türschlossaußenbetätigung

Die Türschlossaußenbetätigung stellt genauso die Funktion zum Öffnen des Türschlosses zur Verfügung, wobei die Betätigung des Schlosses außerhalb des Fahrzeugs erfolgt. Sie hat noch weitere Funktionen zu erfüllen, nämlich das Versperren und Entsperrern des Schlosses. Die

Schnittstelle zwischen dem Schloss und der Türschlossaußenbetätigung wird bei modernen Fahrzeugen redundant durch elektrische und mechanische Elemente ausgeführt.

Die mechanische Öffnung des Fahrzeugschlusses erfolgt über den Türaußengriff, die Ausführungsarten der Türaußengriffe sind unterschiedlich. Eine grobe Unterteilung der Ausführungsarten befindet sich in der Abbildung 5.6. Es wird zwischen Ziehgriff, Klappgriff, Kombination aus Ziehgriff an der Vordertür und Klappgriff an der Hintertür und sonstigem Griff unterschieden.

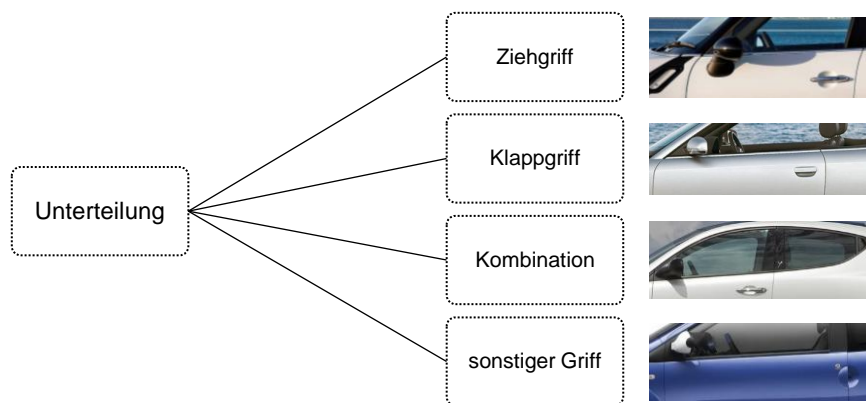


Abbildung 5.6 - Unterteilung der Außentürgriffe

Beim **Ziehgriff**, dieser wird auch Bügelgriff genannt, ist ein Bügel an einer vertikalen Drehachse gelagert. Für das Öffnen rotiert der Bügel um seine Drehachse. Aus ergonomischer Sicht ist diese Art am günstigsten, denn der Benutzer braucht nur seine Hand zum Bügelgriff zu bewegen und daran zu ziehen.

Beim **Klappgriff** ist eine Klappe an einer horizontalen Drehachse gelagert. Für das Öffnen rotiert die Klappe um ihre Drehachse nach oben. Aus ergonomischer Sicht ist diese Art nicht günstig, denn der Benutzer muss für das Öffnen seine Hand zum Türgriff führen, gleichzeitig seine Hand um 180° verdrehen und anschließend die Klappe nach oben bewegen.

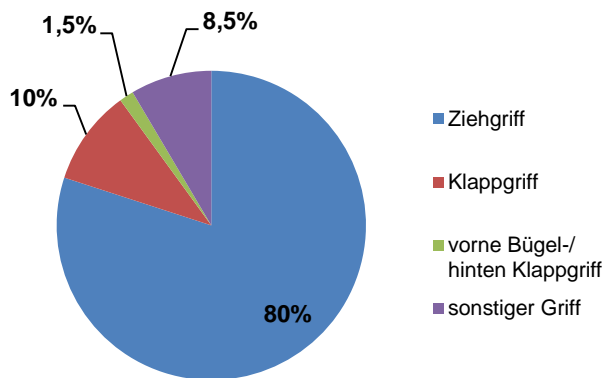


Abbildung 5.7 - Statistik Türaußengriffe

Um eine Übersicht der zur Zeit verwendeten Türaußengriffe zu erhalten, wurde eine Internetrecherche über die unterschiedlichen Arten der Türaußengriffe durchgeführt. Dabei wurden die Marken der zehn Top-Automobilhersteller berücksichtigt [13]. Das Ergebnis (Abbildung 5.7) mit circa 80 % Bügelgriffen und circa 10 % Klappgriffen zeigt eindeutig, dass der Trend zu Bügelgriffen geht, nur mehr wenige Kleinwagen und ein paar Exoten verwenden Klappgriffe.

Aufgrund dieses Ergebnisses werden die weiteren Untersuchungen nur auf den Bügelgriff angewandt. Das genaue Ergebnis der Untersuchung befindet sich im Anhang.

Ein Einbaubeispiel des Türaußengriffs zeigt die Abbildung 5.8. Die Baugruppe Türaußengriff ist nur am Außenblech der Fahrzeugtür befestigt. Die konstruktiven Ausführungsformen der Bügelgriffe für die Türaußenbetätigungen sind unterschiedlich, jedoch besteht ein Bügelgriff (Beispiel Abbildung 5.9) im Allgemeinen aus den Komponenten Gegenplatte (1), Türgriffbügel (2) und Gegengewicht (3). An der Gegenplatte (1) sind alle Komponenten des Türaußengriffs befestigt und die Gegenplatte ist mit dem Türaußenblech verbunden.

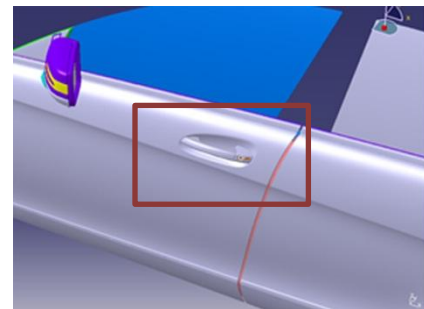


Abbildung 5.8 - Türaußengriff eingebaut

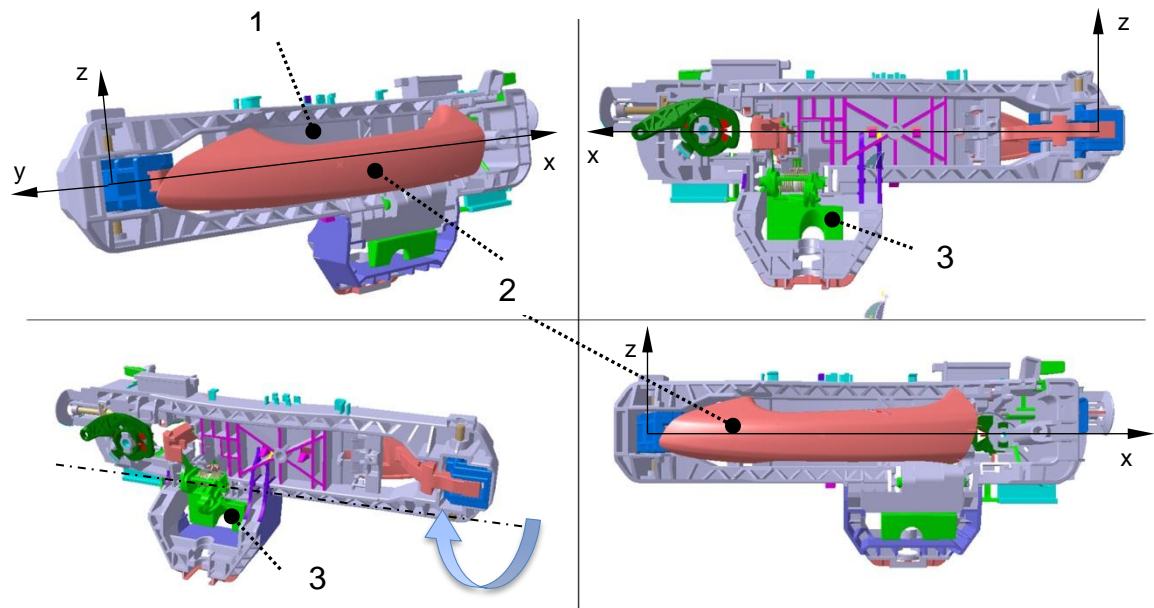


Abbildung 5.9 - Beispiel Türaußengriff 1

Zur Verdeutlichung der Interaktion der Komponenten wird das Beispiel des Türaußengriffes der Abbildung 5.9 parallel zur x-y Ebene im Abstand null geschnitten. Das Schnittbild ist in der Abbildung 5.10 dargestellt und zeigt die Komponenten Gegenplatte (1), Türgriffbügel (2), Gegengewicht (3) und Gegengewichtsfeder (4). Der Türgriffbügel ist um die Drehachse A, welche gleichzeitig der z-Achse des abgebildeten Koordinatensystems entspricht, drehbar gelagert. Das Gegengewicht ist um die Drehachse B drehbar gelagert und ist mit dem Bowdenzug verbunden. Die Kraft, die vom Bowdenzug entgegenwirkt, ist in der Abbildung mit F_{GW} bezeichnet. Der Türgriffbügel steht in Interaktion mit dem Gegengewicht. Die Gegengewichtsfeder sorgt mit ihrer Vorspannkraft, dass bei kleinen wirkenden Kräften am Bügel und/oder Gegengewicht kein Schwingen auftritt. Betrachtet man die Kinetik des Öffnungsmechanismus, wird bei Wirkung einer ausreichend hohen Kraft F_B am Türgriffbügel der Türgriffbügel eine Rotation um die Drehachse A ausführen. Im Ausgangszustand kann der Türgriffbügel nur eine Rotation in die negative Richtung (wie in der Abbildung angedeutet) durchführen, eine Rotation in die positive Richtung ist konstruktionsbedingt nicht möglich. Der Türgriffbügel steht in direkter Interaktion mit dem Gegengewicht und versetzt das Gegengewicht ebenfalls in Rotation um die Drehachse B. Dadurch erfolgt eine Ziehung am Bowdenzug, ist die Ziehung groß genug, erfolgt eine Öffnung des Fahrzeugschlusses.

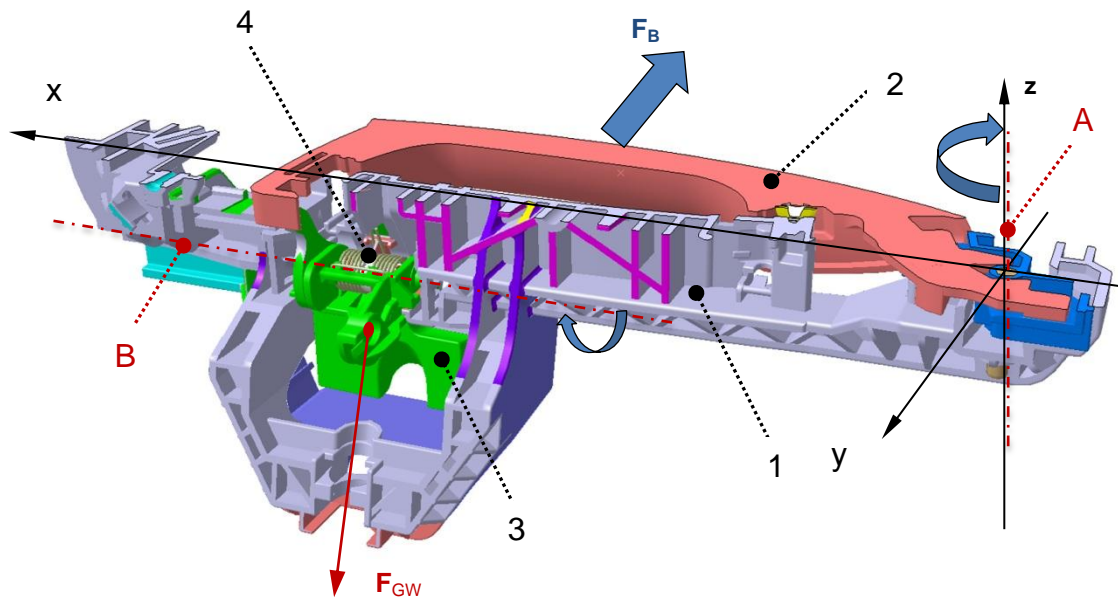


Abbildung 5.10 - Beispiel Türaußengriff 1 Schnitt

Das Gegengewicht sorgt für den Ausgleich der Trägheitsmassen bei Wirkung einer Beschleunigung in y -Richtung. Wirkt eine Beschleunigung in die positive y -Richtung auf die Gegenplatte, so entstehen Massenträgheitskräfte am Türgriffbügel und am Gegengewicht die ihre Wirkung entgegengesetzt der Beschleunigung haben. Die wirkende Massenträgheitskraft am Türgriffbügel möchte eine Ziehung am Türgriffbügel herbeiführen. Aufgrund der drehbaren Lagerung des Gegengewichts um die Drehachse B heben sich die Massenträgheitskräfte von dem Bügel und dem Gegengewicht bei richtiger konstruktiver Auslegung vollständig auf.

Für die Lage der Drehachse und des Gegengewichts gibt es unterschiedliche konstruktive Ausführungen. Im dargestellten Beispiel ist die Drehachse A des Gegengewichts parallel zur x -Achse des Koordinatensystems und das Gegengewicht befindet sich in der Ruhelage unterhalb der Drehachse. Bei einer Öffnung rotiert das Gegengewicht nach oben und es entsteht eine Zugkraft am Bowdenzug.

Eine andere Lage des Gegengewichts zeigt die Abbildung 5.11, hier liegt die Drehachse B des Gegengewichts ebenfalls parallel zur x -Achse des Koordinatensystems. Das Gegengewicht befindet sich in der Ruhelage oberhalb der Drehachse. Bei einer Öffnungsbewegung des Türgriffsbügels rotiert das Gegengewicht (1) nach unten und das Gegengewicht (1) übt eine Druckkraft auf die Stange (2) aus.

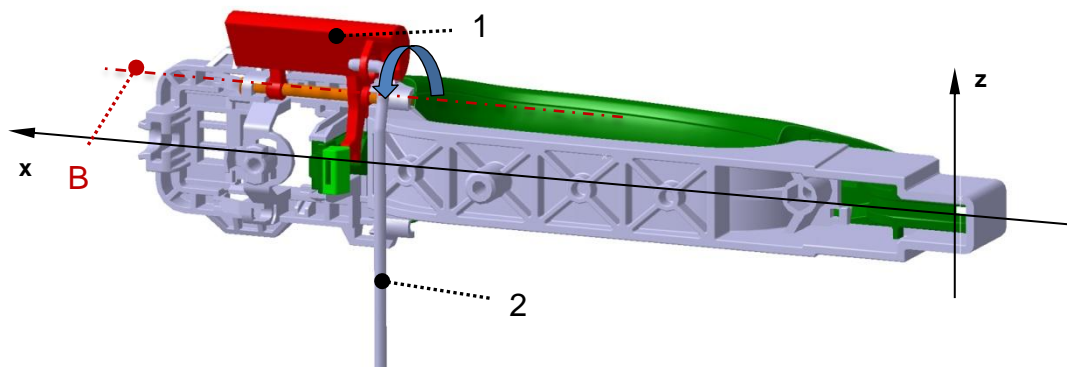


Abbildung 5.11 - Beispiel Türaußengriff 2

Eine dritte Möglichkeit für die Lage des Gegengewichts zeigt die Abbildung 5.12. Die Drehachse B liegt parallel zur z-Achse. Das Gegengewicht übt bei Ziehung des Türgriffbügels eine Zugkraft auf den Bowdenzug aus.

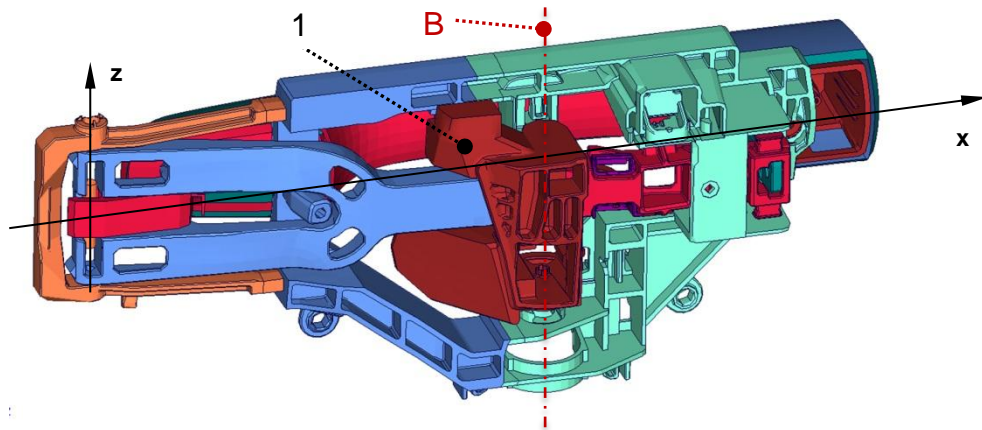


Abbildung 5.12 - Beispiel Türaußengriff 3

Die Vorteile der unterschiedlichen Lagen des Gegengewichts werden im Kapitel 10 behandelt.

Die nachstehenden Bilder zeigen innovative Türaußengriff-Konzepte des Herstellers WITTE-Velbert GmbH & Co. KG im „Flat Design“ [18]. Die Konzepte verdeutlichen die Anforderung auf eine ergonomisch günstige Betätigung des Türgriffs bei einer Neuentwicklung.

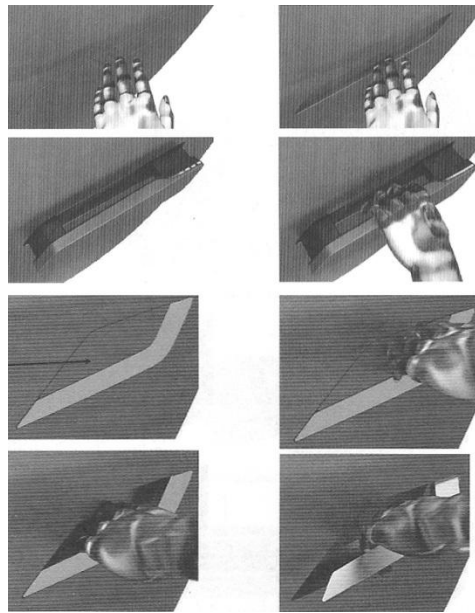


Abbildung 5.13 - Innovative Türaußengriff-Konzepte [18]

5.4 Fahrzeugtürschloss

Das Fahrzeugtürschloss ist ein komplexes Bauteil, welches viele Anforderungen zu erfüllen hat. Betrachtet man die gesetzlichen Vorschriften nach ECE-R11 und FMVSS 206, sind verschiedene Prüfverfahren für die Bestimmung der Schlossfestigkeit vorgeschrieben. Des Weiteren wird auch eine Prüfvorschrift zur Überprüfung des Trägheitswiderstands vorgeschrieben, wobei hier nicht nur das Fahrzeugtürschloss zu einer Überprüfung herangezogen wird, sondern das gesamte Fahrzeugschließsystem. Gesetzliche Anforderungen und Prüfvorschriften von anderen Staaten beruhen auf den Gesetzen von ECE-R11 oder FMVSS 206.

In beiden Gesetzen sind Festigkeitsprüfungen durch das Aufbringen von Prüfkräften in x-, y- und z-Richtung vorgeschrieben. Für jede Richtung wird extra eine Prüfung durchgeführt.

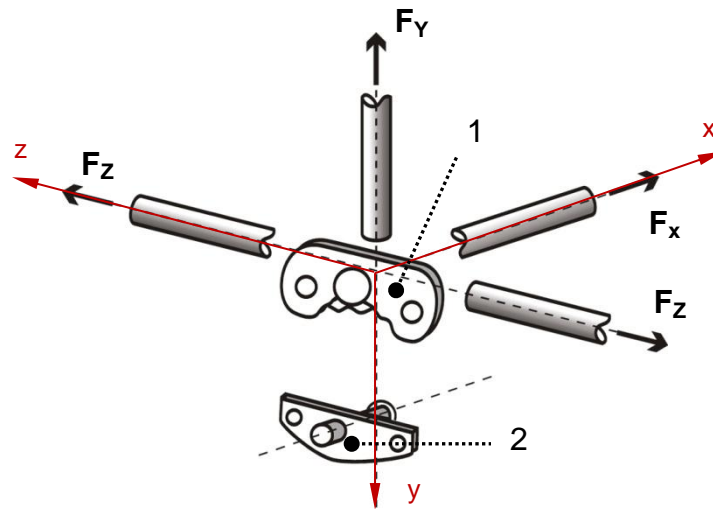


Abbildung 5.14 - Prüfrichtungen am Türschloss [20]

Die Prüfrichtungen sind in der Abbildung 5.14 dargestellt. Durch das Aufbringen einer Zugkraft in y-Richtung wird das Öffnen der Tür simuliert. Die Prüfungen erfolgen mit speziellen Prüfvorrichtungen mit eingebautem Türschloss (1) und Schließbügel (2). Ein Fahrzeugschloss muss laut den gesetzlichen Bauvorschriften zwei unterschiedliche Einraststellen aufweisen. Es wird zwischen der voll und der halb eingerasteten Stellung unterschieden. Beide Einraststellen werden einer Überprüfung durch das Aufbringen unterschiedlicher Prüfkkräfte unterzogen.

Die zu beaufschlagenden Kräfte sind in allen untersuchten Gesetzen gleich. Die Werte für die Prüfkkräfte sind in der nachstehenden Tabelle 7 angeführt.

	x-Richtung F_x	y-Richtung F_y	z-Richtung F_z
Voll eingerastet	11000 N	9000 N	9000 N
Halb eingerastet	45000 N	45000 N	-

Tabelle 7 - Prüfkkräfte Türschloss

Ein bekannter Hersteller von Fahrzeugschlössern erfüllt bei seinen Schlössern im Low-Cost-Segment bereits das 1,3 fache der gesetzlichen Prüfkkräfte [18].

Zur Überprüfung des Trägheitswiderstands des Schließsystems sieht der Gesetzgeber zwei unterschiedliche Verfahren vor. Einerseits kann eine **mathematische Analyse** durchgeführt werden, wo für jede Baugruppe und Unterbaugruppe ein Mindestträgheitswiderstand berechnet wird. Der Gesamtwiderstand gegen das Ausrasten des Schließsystems muss so groß

sein, dass in jeder beliebigen Richtung eine Beschleunigung von 30 g aufgebracht werden kann. Dabei darf das Schließsystem nicht ausrasten.

Die zweite Möglichkeit ist eine **dynamische Prüfung**, wo ein vollständiges Fahrzeug, eine nackte Karosserie oder eine Fahrzeugtür mit dem Schließsystem für die Prüfung herangezogen wird. Das vollständige Fahrzeug muss dabei mit mindestens einer Fahrzeugtür ausgestattet sein, wo das Fahrzeugschließsystem, die Innenverkleidung und die Türdichtung vorhanden sind. Bei der nackten Karosserie (Fahrzeugrahmen, Türen und Türaufhängung) ist mindestens eine Fahrzeugtür mit dem Fahrzeugschließsystem vorgeschrieben. Die Längs- und die Querrichtung des vollständigen Fahrzeugs, der nackten Karosserie bzw. der Fahrzeugtür müssen beim Prüfverfahren so ausgerichtet werden, dass die Beschleunigungsrichtungen deckungsgleich mit der Längs- und der Querachse des Fahrzeugs sind. Bei der Prüfung wird abwechselnd ein Beschleunigungsimpuls in die Längs- und Querrichtung des Fahrzeugs eingeleitet. Der eingeleitete Beschleunigungsimpuls muss innerhalb der in der Abbildung 5.15 dargestellten Fläche liegen. Die Fläche setzt sich aus der Kurve ABCD, die die maximale Beschleunigung über die Zeit darstellt, und der Kurve EFGH, die die minimale Beschleunigung über die Zeit darstellt, zusammen.

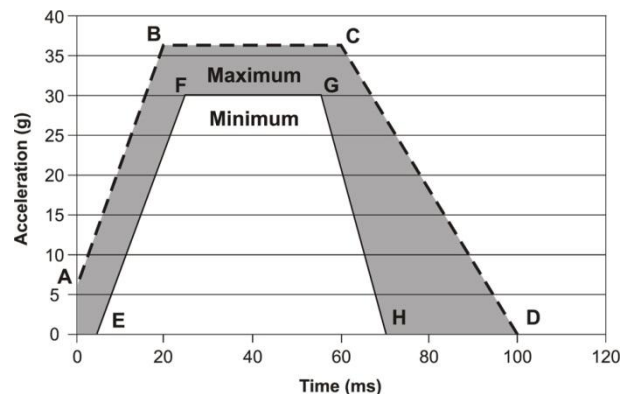


Abbildung 5.15 - Beschleunigungsimpuls dynamische Prüfung [20]

Durch diese dynamischen Prüfverfahren werden die wirkenden Trägheitsmassenkräfte und Trägheitsmomente beim Frontalaufprall, Heckaufprall und Seitenaufprall auf der Fahrerseite simuliert.

Betrachtet man die Testkonfiguration des Seitenaufpralls idealisiert, werden das Prüffahrzeug und der Stoßwagen als starre kugelförmige Körper mit einer Masse angenommen. Der kugelförmige Ersatzkörper des Prüffahrzeugs besitzt die Masse des Fahrzeugs $m_F = 1600 \text{ kg}$ und die Geschwindigkeit $v_F = 0 \text{ km/h}$ vor dem Stoß, der kugelförmige Ersatzkörper des Stoßwagens besitzt die Masse $m_F = 950 \text{ kg}$ und die Geschwindigkeit

$v_F = 50 \text{ km/h}$ vor dem Stoß. Die Stoßnormale geht durch die beiden Schwerpunkte der beiden idealisierten Körper, damit handelt es sich um einen geraden zentrischen Stoß. Die Geschwindigkeiten nach dem Stoß der beiden Körper können nach den Formeln (4.30) und (4.31) berechnet werden. Das Ziel dieser idealisierten Darstellung ist es, die maximal auftretende Beschleunigung des Prüffahrzeugs zu ermitteln. Dabei werden die folgenden Annahmen getroffen:

- ✓ Es bleibt keine Deformation an den idealisierten Körpern nach dem Stoß.
- ✓ Dadurch tritt kein Energieverlust aufgrund einer bleibenden Deformation auf.
- ✓ Der Impuls wird ausschließlich in y-Richtung übertragen.
- ✓ Die Stoßdauer beträgt 30 ms.

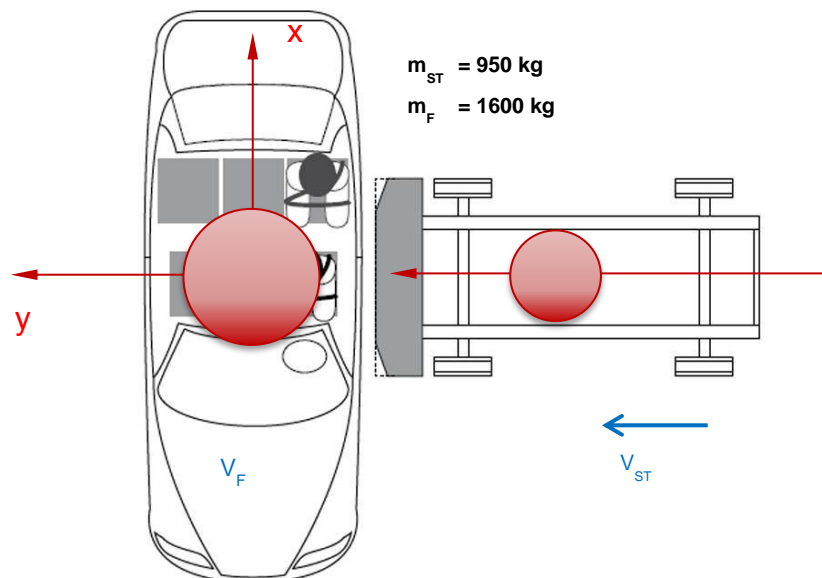


Abbildung 5.16 - Idealisierte Testkonfiguration des Seitenaufpralls [7]

Setzt man die Massen und die Geschwindigkeiten der idealisierten Körper in die Formel (4.30) ein, erhält man die Geschwindigkeit \bar{v}_F des Prüffahrzeugs nach dem Stoß. Die Stoßzahl ε wird mit eins, also einem idealelastischen Stoß, angenommen. Durch diese Annahme geht keine Energie aufgrund der Deformation verloren und es wird die maximale Energie auf das Prüffahrzeug übertragen. Aufgrund der Annahme der Stoßdauer t und mit der weiteren Annahme einer konstanten Beschleunigung a kann die maximale Beschleunigung (5.2) errechnet werden.

$$\bar{v}_F = \frac{m_F \cdot v_F + m_{ST} \cdot v_{ST} - \varepsilon \cdot m_{ST} \cdot (v_F - v_{ST})}{m_F + m_{ST}} \quad (5.1)$$

$$\bar{v}_F = \frac{1600 \cdot 0 + 950 \cdot 50 - \varepsilon \cdot 950 \cdot (0 - 50)}{1600 + 950} \cong 37 \text{ km/h}$$

$$\bar{v}_F = a \cdot t \rightarrow a = \frac{\bar{v}_F}{t} = \frac{\left(\frac{37}{3,6}\right)}{0,03} \cong 340 \left[\frac{m}{s^2}\right] \cong 35 \cdot g \quad (5.2)$$

Es folgt eine Beschleunigung in der Höhe von $35 \cdot g$, was in etwa dem Wert der gesetzlichen Prüfvorschrift entspricht. Bei der oben angeführten Betrachtung wird jedoch die maximale Energie auf das Prüffahrzeug übertragen, was natürlich nicht der Realität entspricht. Beim Realversuch wird ein Teil der Energie des Stoßwagens für die Deformationen am Prüffahrzeug und an der Barriere benötigt, wodurch sich die Beschleunigung des Prüffahrzeugs reduziert. Die hier betrachtete Beschleunigung wäre die maximale Beschleunigung am globalen Prüffahrzeug ohne Verformung an der Barriere und dem Prüffahrzeug. Die Intrusionen am Prüffahrzeug im Bereich der Fahrzeugtür oder B-Säule auf der stoßzugewandten Seite verursachen viel größere lokale Beschleunigungen. Ein Beispiel für eine gemessene Beschleunigung im Bereich der B-Säule eines Seitenaufpralltests nach ECE-R95 zeigt die Abbildung 5.17. Darin treten Beschleunigungsspitzen mit einer Höhe von bis zu 190 g auf, wobei diese Spitzen nur von sehr kurzer Dauer sind.

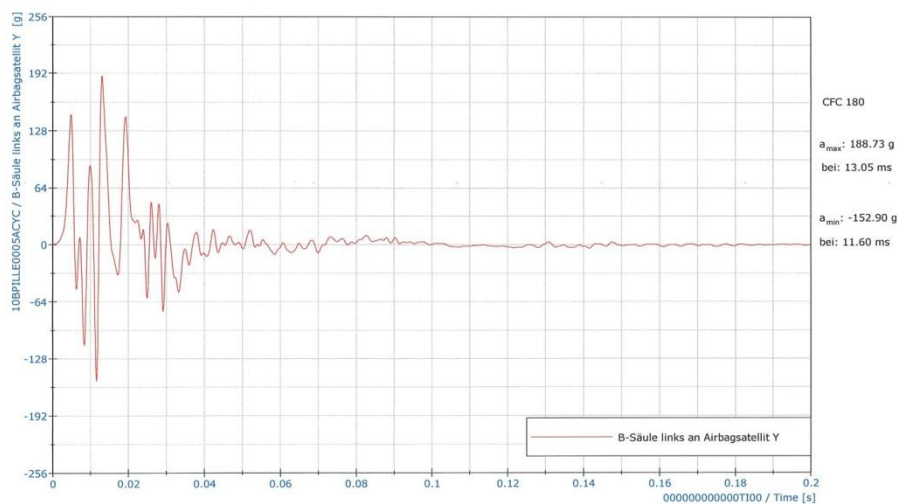


Abbildung 5.17 – Beschleunigung an der B-Säule beim Seitenaufprall nach ECE-R95

Zwei Ausführungsbeispiele von Fahrzeugschlössern sind in der Abbildung 5.18 abgebildet. Das Schloss auf der linken Seite wird vom Hersteller Kiekert [21] dem Premiumsegment zugeordnet und bei Fahrzeugen von Herstellern wie zum Beispiel BMW, Mercedes, Rolls Royce eingesetzt. Das Schloss auf der rechten Seite wird dem Low-Cost-Segment zugeordnet und ist eine günstige Einstiegslösung.



Abbildung 5.18 - Beispiele für Fahrzeugschlösser [21]

6 Analyse der Ursachen von konkreten Beispielen, wo eine Fahrzeugtüröffnung auftrat

6.1 Allgemein

In diesem Kapitel werden die Öffnungsmechanismen von konkreten Projekten analysiert, wo eine Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls auftrat. Jeder festgestellte Mechanismus wird einer Baugruppe des Fahrzeugschließsystems zugeordnet. Die Unterteilung der Baugruppen des Fahrzeugschließsystems erfolgt nach der Abbildung 5.2 und wird demzufolge in den Baugruppen Türschlossbetätigungen, Fahrzeugschloss (inkl. Schließbügel) und mechanische Verbindungselemente durchgeführt. Die Baugruppe Türschlossbetätigungen wird weiter in die Innen- und Außenbetätigung unterteilt.

6.2 Analytierte Öffnungsmechanismen

In den Unterkapiteln werden die bekannten Öffnungsmechanismen angegeben. Dazu werden auch der konkrete Lastfall und die Prüffahrzeugmasse angegeben, sofern sie bekannt sind.

6.2.1 Erster Öffnungsmechanismus

Der erste Öffnungsmechanismus wurde beim Seitenaufprall nach dem Lastfall ECE-R95 und einer Prüffahrzeugmasse von circa 2200 kg festgestellt.

Die Schadensbilder (Abbildung 6.1) zeigen eine massive lokale Verformung im Bereich der Türaußenbetätigung. Die Verformungen am Türaußenblech waren so groß, dass Rissbildungen im Bereich stattgefunden haben. Der Türaußengriff rotierte im Bereich der Drehachse (1) des Türgriffbügels nach unten. Die massive lokale Verformung kommt durch die unterschiedlich starke Intrusion des Außentürblechs der Fahrzeugtür im Bereich des Türaußengriffs zustande. Das Türaußenblech ist am Fahrzeugtürrohbau formschlüssig verbunden. In gewissen Bereichen wird das Türaußenblech auch durch Kleben zusätzlich am Fahrzeugtürrohbau befestigt.

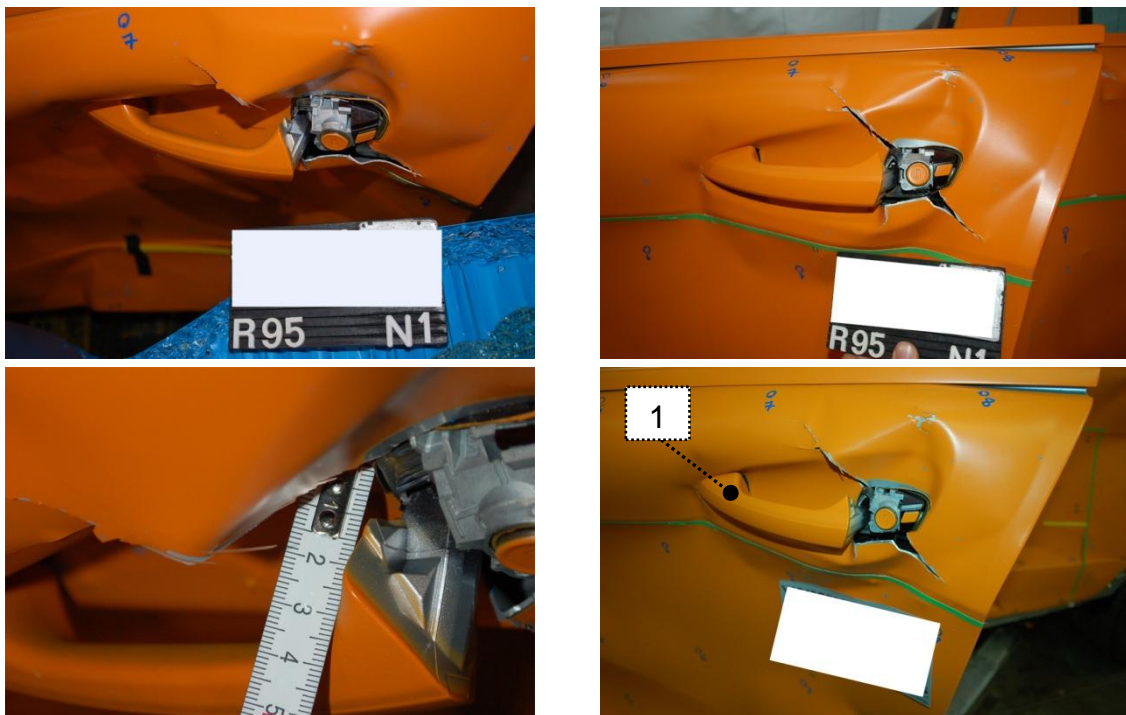


Abbildung 6.1 - Schadensbilder 1 [22]

Das Nachmessen der Bügelstellung nach dem Crash ergab, dass die Bügelstellung nicht ausreichen würde, um eine Fahrzeugschlossöffnung herbeizuführen.

Im Bereich des Bowdenzugs (1) (Abbildung 6.2), welcher die Verbindung zwischen Türschloss und Türaußenbetätigung darstellt, stand nach dem Crash ausreichend Freiraum zur Verfügung. Hier konnte eine Ziehung des Bowdenzugs durch die Verschiebung von fremden Bauteilen nicht festgestellt werden. Des Weiteren konnte keine Zerstörung des Fahrzeugschlusses (2) festgestellt werden. Deshalb ist davon auszugehen, dass die Türschlossöffnung durch die Türaußenbetätigung als wahrscheinlichste Ursache anzusehen ist. Die Bügelstellung ist grenzwertig und während des Crashes treten plastische und elastische Verformungen aufgrund der Werkstoffeigenschaften auf. Nach dem Crash bleiben die plastischen Verformungen erhalten, die elastischen Verformungen bilden sich zurück. Dadurch ist es möglich, dass der Türaußengriff während des Crashes eine größere Drehbewegung ausführte als die bleibende Drehbewegung, die nach dem Crash festgestellt wurde.

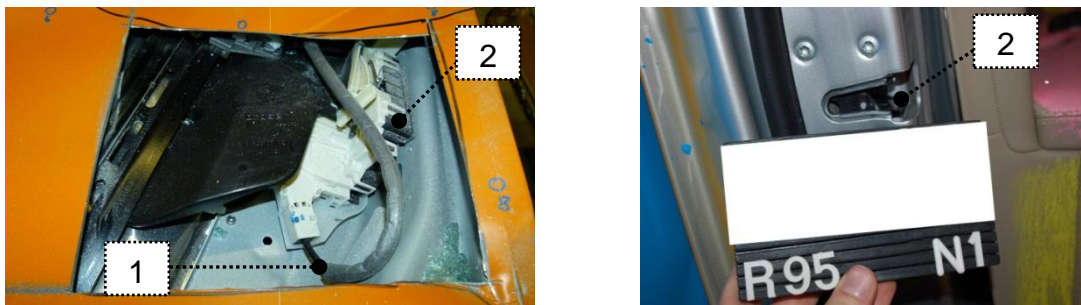


Abbildung 6.2 - Schadensbilder 2 [22]

Dieser Öffnungsmechanismus wird der Baugruppe Türaußenbetätigung zugeordnet, da aufgrund der Verdrehung und Verformung des Türaußengriffs und der Verklebung zwischen Türaußenblech und Türaußengriff eine grenzwertige Bügelbewegung erfolgte, um das Türschloss zu öffnen.

6.2.2 Zweiter Öffnungsmechanismus

Der zweite Öffnungsmechanismus wurde beim Seitenaufprall nach dem Lastfall ECE-R95 und einer Prüffahrzeugmasse von circa 2200 kg festgestellt.

Nach dem Crash wurde die Stellung des Türgriffbügels nach der Abbildung 6.3 festgestellt und das Fahrzeugschloss wurde entriegelt. Diese Bügelstellung war ausreichend groß genug, um eine Türschlossöffnung zu erwirken.



Abbildung 6.3 - Schadensbilder 3 [22]

Die unterschiedlichen Intrusionen im Bereich der Türaußenbetätigung und demzufolge die Verformung der Türaußenbetätigung waren sehr gering. Auf der Rückseite der Türaußenbetätigung wurde ein Abdruck am Türgriffbügel festgestellt.

Die Rückseite mit der Abdruckstelle ist im linken Bild der Abbildung 6.4 zu sehen. Die Position 1 zeigt die Gegenplatte der Türaußenbetätigung, die Position 2 zeigt die Drehachse des Türgriffbügels (3) und die Position 3 zeigt einen Teil der Rückseite des Türgriffbügels.

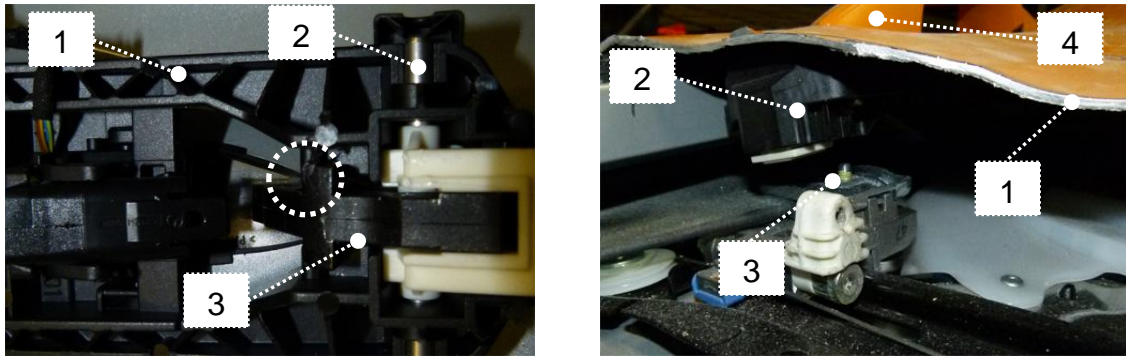


Abbildung 6.4 - Schadensbilder 4 [22]

Der Abdruck wurde einer Schraube der Fensterheberkonsole zugeordnet, die sich in unmittelbarer Nähe der Türaußenbetätigung befindet (Abbildung 6.4 – rechtes Bild). Durch die Intrusion des Türaußenblechs (1), wo auch die Türaußenbetätigung (2) befestigt ist, drückte die Schraube (3) der Fensterkonsole auf die Türaußenbetätigung, wodurch der Türaußengriff (4) nach außen gedrückt wurde.

Dieser Öffnungsmechanismus wird ebenfalls der Türaußenbetätigung zugeordnet.

6.2.3 Dritter Öffnungsmechanismus

Der dritte Öffnungsmechanismus erfolgte beim Seitenaufprall nach dem Lastfall Euro NCAP Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere. Hier können nur Mutmaßungen angeführt werden, weshalb sich die Fahrzeugtüren geöffnet haben.

Die Videoanalyse (Abbildung 6.5) zeigt, dass zu Beginn, nach einer Zeit von 10 ms nach Stoßbeginn, die Türgriffbügel der Fahrzeugtüren hinten (1) und vorne (2) noch keine Drehbewegung für eine Betätigung des Türschlosses ausführten.

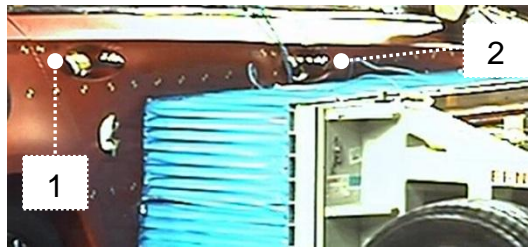


Abbildung 6.5 - Videoanalyse 1 nach 10 ms

Nach einer Zeit von 15 ms nach Stoßbeginn beginnen die Türgriffbügel (1) und (2) leichte Drehbewegungen auszuführen. Die Fahrzeughintertür beginnt auszuknicken.



Abbildung 6.6 - Videoanalyse 1 nach 15 ms

Nach einer Zeit von 40 ms löst sich der Türgriffbügel (1) aufgrund der großen Deformation im Bereich des Türgriffs von der Fahrzeughintertür.

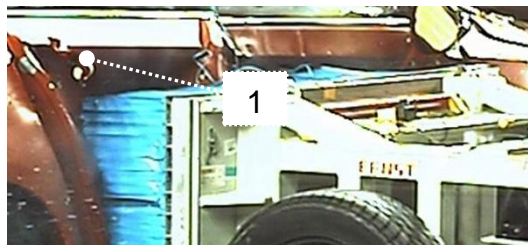


Abbildung 6.7 - Videoanalyse 1 nach 40 ms

Bei diesem Schließsystem ist das Türschloss mit der Türinnenbetätigung über einen Bowdenzug und mit der Türaußenbetätigung über eine Stange verbunden. Bei der Analyse wurde eine Ziehung des Bowdenzugs durch die Verschiebung umliegender Bauteile und damit verbundener Türschlossöffnung ausgeschlossen. Des Weiteren war das Türschloss nach dem Seitenaufprall noch funktionsfähig. Eine Verformung der Verbindungsstange zwischen Türschloss und Außenbetätigung wurde durch einen Vergleich mit einer neuen Stange ausgeschlossen. Eine Verformung der Gegenplatte der Türaußenbetätigung, was die Ursache für die Bügelbewegung sein könnte, wurde bestätigt.

Die Verformung der Gegenplatte, die eine Bewegung des Türgriffbügels herbeiführt, wurde mithilfe der Crashberechnung nachgestellt.

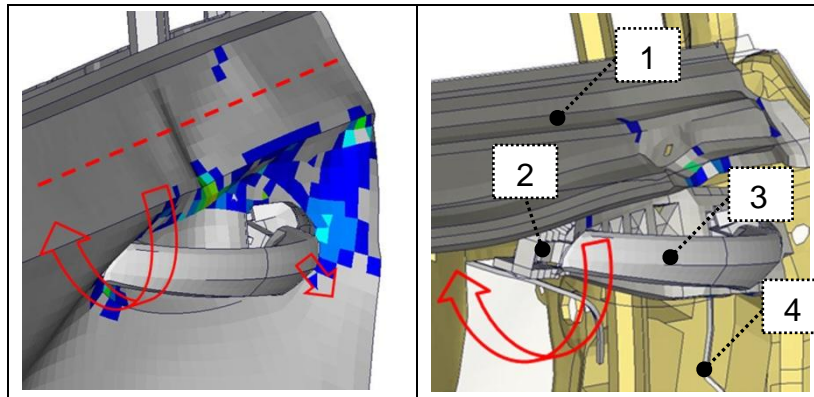


Abbildung 6.8 - Öffnungsmechanismus Verformung Gegenplatte [22]

Die Abbildung 6.8 zeigt die mithilfe der Crashberechnung ermittelte Verformung der Gegenplatte (2) der Türaußenbetätigung. Das vordere Ende der Gegenplatte (2) rotiert unter die Brüstung (1). Die Gegenplatte wird dadurch einer Verdrehung ausgesetzt. Die Lagerung des Türgriffbügels (3) ist am vorderen Ende der Gegenplatte und rotiert mit der Gegenplatte mit, wodurch der Türgriffbügel (3) aufgrund der Verdrehung der Gegenplatte gezogen wird und eine Druckkraft auf die Stange (4) ausübt. Die Druckkraft wird über die Stange (4) an das Türschloss weitergeleitet, überschreitet die Druckkraft einen bestimmten Wert, wird das Fahrzeugschloss geöffnet.

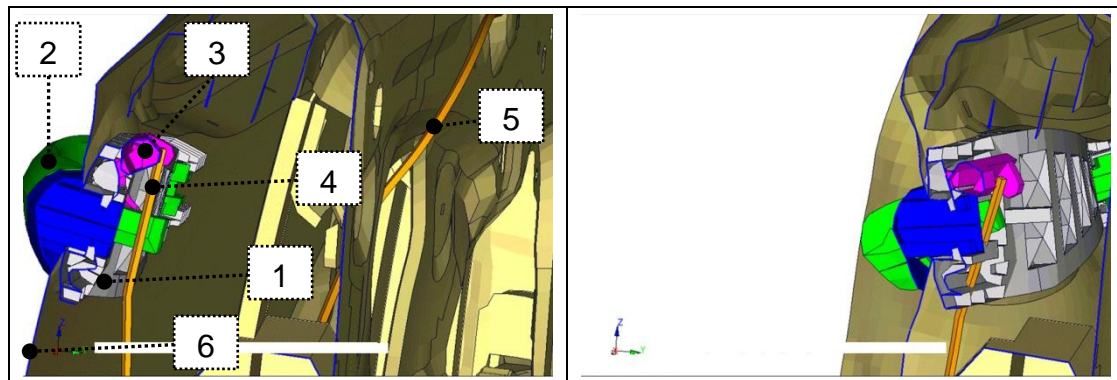


Abbildung 6.9 – Schnittansicht [22]

Die Abbildung 6.9 zeigt zwei Bilder der Fahrzeugtür in Schnittdarstellung im Bereich der Türaußenbetätigung. Der Schnitt verläuft parallel zur y-z-Ebenen des Fahrzeugs. Am linken Bild ist der Schnitt vor dem Seitenaufprall ersichtlich. In den Abbildungen sind die Bauteile Gegenplatte der Türaußenbetätigung (1), Türaußengriff (2), Gegengewicht (3), Verbindungsstange zum Türschloss (4), Bowdenzug (5) und Türaußenblech (6) erkennbar.

Am rechten Bild ist die gleiche Schnittdarstellung nach dem Seitenaufprall dargestellt. Wie hier ersichtlich ist, führte die Gegenplatte eine Rotation und eine Translation aus. Durch diese Bewegungen treten noch zusätzliche Massenträgheitskräfte und Massenträgheitsmomente auf, die zusätzlich zur Türschlossöffnung beitragen können. Auf den Einfluss der Massenträgheitskräfte und Massenträgheitsmomente wird im Kapitel 10.2.2 eingegangen.

Aufgrund dieser Erkenntnisse wird auf folgende **Hypothese** für die Türöffnung geschlossen: Durch die Verformung der Gegenplatte der Türaußenbetätigung wurde der Türgriff in eine Zwangslage gebracht, wodurch eine ausreichend große Druckkraft über die Verbindungsstange auf das Türschloss ausgeübt wurde, um eine Türschlossöffnung herbeizuführen. Aufgrund der zusätzlichen Rotationsbewegung der Türaußenbetätigung wird die Türaußenbetätigung nach oben bewegt, was eine Milderung der Druckkraft zur Folge hat, aber die Druckkraft auf das Türschloss war trotzdem noch groß genug. Des Weiteren beteiligen sich das Massenträgheitsmoment und die Massenträgheitskraft negativ am Öffnungsmechanismus, wodurch auch der Ausgleich für Massenträgheitskräfte in y-Richtung negativ beeinflusst wird.

Dieser Öffnungsmechanismus wird ebenfalls der Baugruppe Türaußenbetätigung zugeordnet.

6.2.4 Vierter Öffnungsmechanismus

Der vierte Türöffnungsmechanismus wurde auch beim Lastfall nach ECE-R95 festgestellt. Durch die Intrusion der Fahrzeugtür fand eine Verklemmung des Bowdenzugs im Inneren der Fahrzeugtür statt, die Verklemmung ist in der Abbildung 6.10 abgebildet.

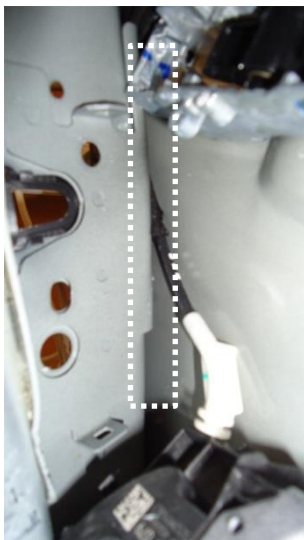


Abbildung 6.10 -
Schadensbild 6 [16]

Die ungeschickte Konstruktion der Anbindung des Bowdenzugs an das Fahrzeugschloss löste durch den Bruch der Anbindung eine Türschlossöffnung aus.

Der Bowdenzug besteht aus einem Drahtseil (1) und einer Ummantelung (2), die sich um das Drahtseil herum befindet. Das Drahtseil (1) gleitet in der Ummantelung (2) und überträgt Zugkräfte. Die Ummantelung ist am Fahrzeugschloss (3) und an der Türaußenbetätigung fixiert. Die Fixierung der Ummantelung am Türschloss ist aufgrund der Intrusion des Türaußenblechs gebrochen. Die Fixierung der Ummantelung des Bowdenzugs ist in der Abbildung 6.11 das weiße Bauteil (4). Wie man sieht, ist die Fixierung am Türschloss nicht mehr gegeben, dadurch erfolgte eine

Ziehung des Drahtseils (1) und das Türschloss (3) wurde geöffnet. Hier in diesem Fall ist die Fixierung der Ummantlung des Bowdenzugs (4) konstruktiv nicht gut gelöst. Im befestigten Zustand zeigt die Fixierung des Bowdenzugs zum Türaußenblech (5), was bei einer Intrusion des Außenblechs zur Folge hat, dass das Türaußenblech (5) auf die Fixierung (4) der Umwandlung des Bodenzugs drückt.

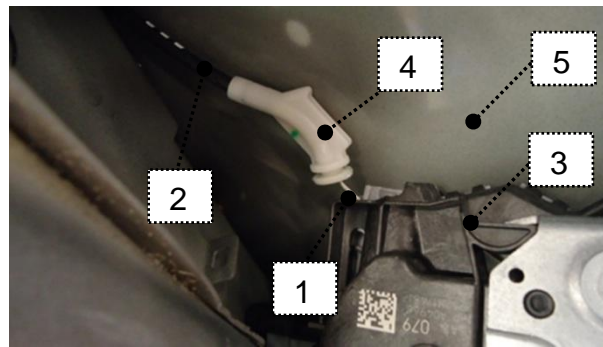


Abbildung 6.11 - Schadensbild 7 [22]

Dieser Öffnungsmechanismus wird der Baugruppe mechanische Verbindungselemente zugeordnet.

6.3 Zusammenfassung der Mechanismen

Durch die untersuchten Projekte wurden einige Mechanismen, die zu einer Türöffnung führten, aufgezeigt. Die Türschlossöffnung fand in den meisten Fällen durch die Türaußenbetätigung statt, dabei wurde der Türgriffbügel nach außen bewegt. Die Bewegung des Türgriffbügels hatte verschiedene Ursachen. Einerseits wurde aufgrund der Intrusion im Bereich der Türaußenbetätigung eine Kraft in die Gegenplatte der Türaußenbetätigung eingeleitet. Die eingeleitete Kraft verursachte eine Verdrehung und Verbiegung der Gegenplatte, wodurch sich der Türgriffbügel nach außen bewegte und schlussendlich eine Türschlossöffnung auslöste. Andererseits wurde eine Bügelbewegung durch die Verschiebung eines fremden Bauteiles aufgrund der Intrusion der Fahrzeugtür in unmittelbarer Nähe der Türaußenbetätigung festgestellt und das fremde Bauteil drückte auf den Türöffnungsmechanismus der Türaußenbetätigung, wodurch eine Türschlossöffnung stattfand. Auch konnte die Verschiebung von Bauteilen durch die Intrusion der Fahrzeugtür für eine Ziehung des Bowdenzugs verantwortlich gemacht werden. Bei den zusammengefassten Mechanismen soll die Wirkung der Massenträgheitskräfte und der Massenträgheitsmomente nicht vernachlässigt werden, da sich ihre Wirkung auch bei einer Türschlossöffnung beteiligen kann.

Weitere Mechanismen für eine Türschlossöffnung während des Seitenaufpralls wurden durch Gespräche mit den Entwicklungsingenieuren herausgefunden. Dabei wurde ein weiterer Mechanismus für die Türschlossöffnung herausgearbeitet, welcher auf der Ziehung des Türgriffbügels der Türaußenbetätigung durch die deformierbare Barriere beruht. Falls sich die Barriere während des Seitenaufpralls in unmittelbarer Nähe des Türaußengriffs befindet, kann sie beim Wegbewegen des Stoßwagens relativ zum Prüffahrzeug am Türgriffbügel in Berührung stehen und am Türgriffbügel ziehen und dadurch eine Türschlossöffnung hervorrufen. Ein letzter Mechanismus kann durch die Intrusion des Pfahls beim Seitenaufpralltest mit definiertem Pfahl festgemacht werden. Der eindringende Pfahl in die Fahrzeugtür versucht bei ungünstiger Lage des Bowdenzugs oder zu kurzem Bowdenzug eine Ziehung des Bowdenzugs, wodurch sich das Fahrzeugschloss öffnet. Bei den Untersuchungen wurde keine Zerstörung oder Verformung des Schlosses festgestellt und somit konnte dem Fahrzeugschloss keine Ursache für eine Türöffnung zugeordnet werden. Das könnte damit zusammenhängen, dass das Fahrzeugschloss als Komponente zahlreiche gesetzliche Prüfvorschriften zu erfüllen hat, mit diesen Prüfvorschriften werden die Fahrzeugschlossfestigkeit und die Trägheitswiderstände überprüft.

Allgemein formuliert, können folgende Mechanismen zu einer Fahrzeugtüröffnung führen.

1. Unmittelbar in der Nähe des Fahrzeugschließsystems liegende Bauteile der Fahrzeugtür können aufgrund der Intrusion des Türaußenblechs auf den Öffnungsmechanismus des Schließsystems drücken.
2. Verformungen an der Fahrzeugtürbetätigung aufgrund der Intrusion des Türaußenblechs können eine Türschlossöffnung auslösen.
3. Die Wirkungen von Massenträgheitskräften und Massenträgheitsmomenten am Fahrzeugschließsystem können eine Fahrzeugtüröffnung herbeiführen.
4. Die deformierbare Barriere kann beim Wegbewegen des Stoßwagens relativ zum Prüffahrzeug am Türgriffbügel in Berührung stehen und am Türgriffbügel ziehen und dadurch eine Türschlossöffnung hervorrufen.

7 Maßnahmen zur Vermeidung einer Fahrzeugtüröffnung

7.1 Allgemein

Im Unterkapitel 6.3 werden die Mechanismen behandelt, die eine Fahrzeugtüröffnung auslösen können. Durch die Kenntnisse dieser Mechanismen sind Maßnahmen an der Fahrzeugtür und am Fahrzeugschließsystem zu finden, die zum einen die Intrusion im Bereich der Türaußenbetätigung reduzieren und zum anderen die Bauteile des Fahrzeugschließsystems, vor allem die Bauteile des Öffnungsmechanismus, den Kontakt mit anderen Bauteilen der Fahrzeugtür verhindern. Des Weiteren sind Maßnahmen vorzusehen, dass der Massenträgheitswiderstand gegen die wirkenden Massenträgheitskräfte und Massenträgheitsmomente groß genug ist, um einer ungewollten Türschlossbetätigung standzuhalten. Massenträgheitskräfte treten durch die Beschleunigung (max. 35 g – siehe Kapitel 5.4) des Prüffahrzeugs aufgrund des Aufpralls des Stoßwagens auf und wirken gegen die Richtung der Beschleunigung. Unterliegt ein Bauteil zusätzlich einer Rotationsbewegung, kommen zusätzlich Massenträgheitsmomente zu tragen. Im Bereich der Fahrzeugtür treten aufgrund der Intrusion an den Bauteilen höhere Beschleunigungen als am global betrachteten Prüffahrzeug auf.

Die Einflussgrößen der Intrusion bzw. der Verformung sind in der Abbildung 7.1 dargestellt. Die Einflussgrößen der Massenträgheitskraft und des Massenträgheitsmoments sind in der Abbildung 7.2 dargestellt.

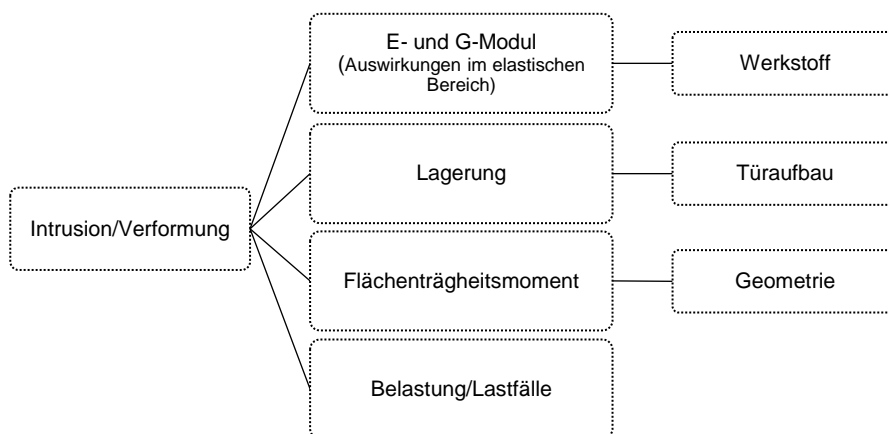


Abbildung 7.1 - Einflussgrößen Intrusion/Verformung

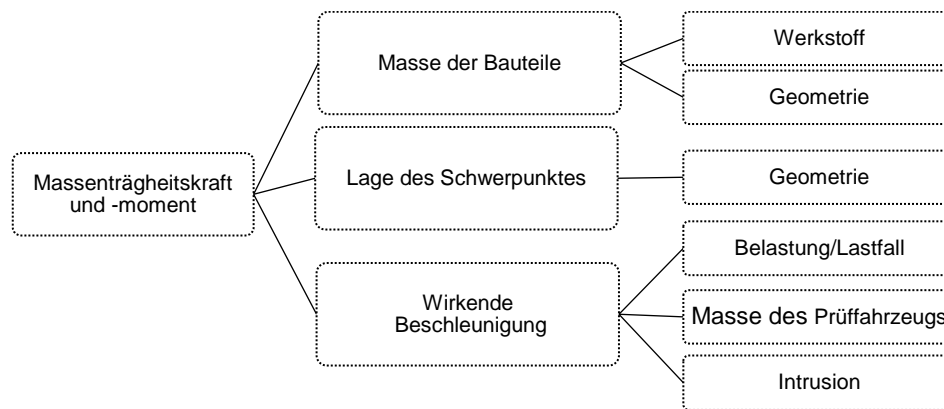


Abbildung 7.2 - Einflussgrößen Massenträgheitskraft und -momente

7.2 Konkrete Maßnahmen gegen die Türöffnung von Projekten

In den folgenden Unterkapiteln werden konkrete Maßnahmen aufgezeigt, welche zur Verhinderung der Türöffnung während des Seitenaufpralls umgesetzt wurden.

7.2.1 Maßnahmen Projekt 1

Im Projekt 1 wurden **5 Maßnahmen** für die Minimierung der Intrusion der Fahrzeugtür umgesetzt. Die Maßnahmen wurden mithilfe der Crashtestsimulation mit dem Lastfall ECE-R95 bewertet.

Das Türaußenblech ist mit einer Klebeverbindung an die Brüstung zusätzlich fixiert. Im Ausgangszustand, diesen zeigt die Abbildung 7.3, ist diese Klebeverbindung (1) unterbrochen. Als **erste Maßnahme** (Abbildung 7.4) wurde die Klebeverbindung (1)+(2) im Bereich der Türaußenbetätigung der Fahrertür durchgezogen, durch diese Maßnahme wird eine geringere Faltenbildung in diesem Bereich erwartet.

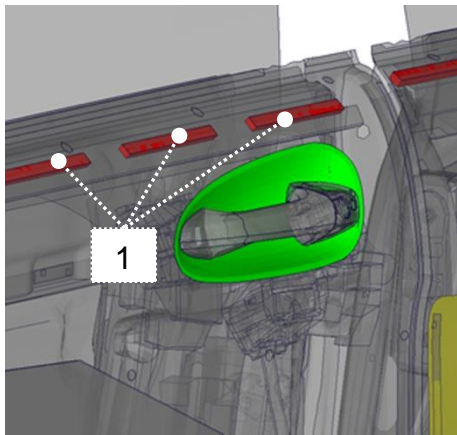


Abbildung 7.3 - Ausgangszustand Klebeverbindung [22]

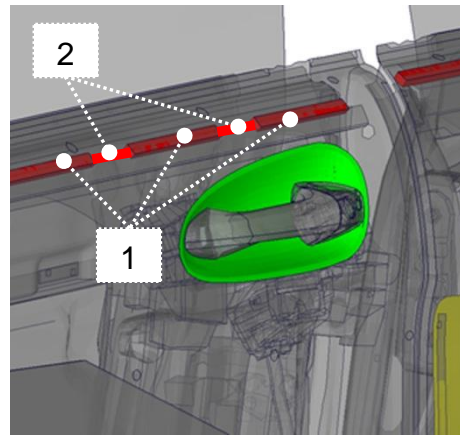


Abbildung 7.4 - Zustand mit Maßnahme Klebeverbindung [22]

Die Bewertung der Maßnahme mithilfe der Crashberechnung zeigt eine geringfügige Verbesserung. Das Deformationsbild wird durch diese Maßnahme im Bereich der Türaußenbetätigung geringfügig verbessert. Die plastischen Dehnungen im Ausgangszustand ohne Maßnahme und im Zustand mit dieser Maßnahme sind in der Abbildung 7.5 und der Abbildung 7.6 angeführt.

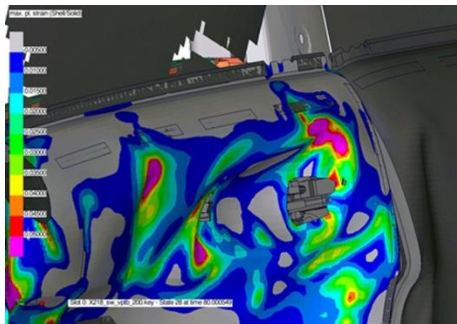


Abbildung 7.5 - Ausgangszustand Deformationsbild Klebeverbindung [22]

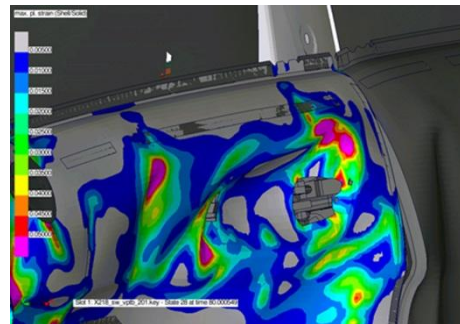


Abbildung 7.6 - Zustand mit Maßnahme Deformationsbild Klebeverbindung [22]

Als **zweite Maßnahme** wurde die Wandstärke der Lagerstelle (1) des Seitenaufprallträgers (2) an der Fahrzeughintertür von 2 mm auf 3 mm erhöht. Die Lagerstelle (1) zeigt die Abbildung 7.7 und ist am Fahrzeugtürrahmen (3) befestigt.

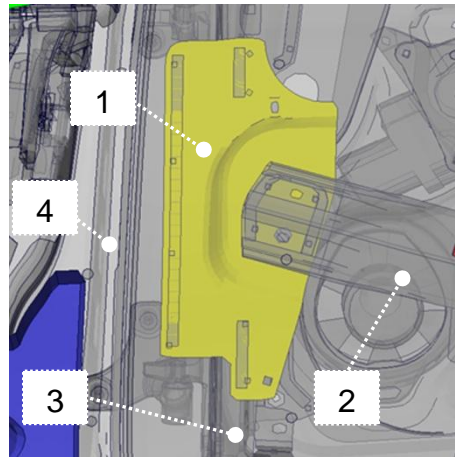


Abbildung 7.7 - Lagerstelle Seitenaufprallträger [22]

Durch diese Maßnahme wird eine bessere Kräfteinleitung in die B-Säule (4) erwartet. Die Crashsimulation zeigt an der Hintertür eine geringere Intrusion von ca. 2 mm im Bereich des Seitenaufprallträgers (2) und des Türaußengriffs. Zusätzlich wird eine geringere Intrusion von circa 4-5 mm auch an der Fahrertür im Bereich der Außenbetätigung festgestellt. Die Abbildung 7.8 und Abbildung 7.9 verdeutlichen die geringere Intrusion durch die Wandstärkenerhöhung der Lagerstelle, die grüne Darstellung ist die Lage des Bauteils mit der Maßnahme und die rote Darstellung ist die Lage des Bauteils ohne Maßnahme.

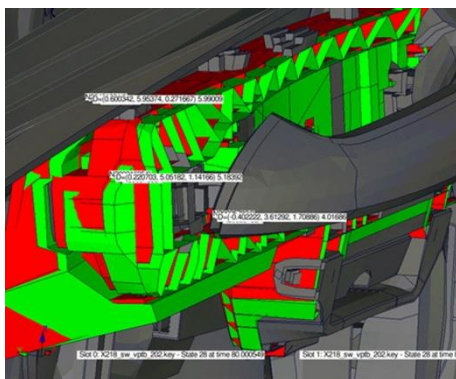


Abbildung 7.8 - Vergleich Türaußenbetätigung Vordertür [22]

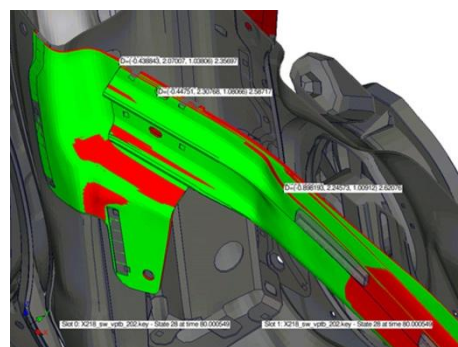


Abbildung 7.9 - Vergleich Seitenaufprallträger Hintertür [22]

Als **dritte Maßnahme** (Abbildung 7.10) wurde ein Lagerblock (1) auf die Türaußenbetätigung aufgebracht. Der Lagerblock soll die Intrusion im Bereich der Türaußenbetätigung (2) im Fall des Seitenaufpralls durch die Abstützung an der Fensterführungsschiene (3) minimieren, was sich gleichzeitig auf eine geringere Verformung und Rotationsbewegung der Gegenplatte (2) der Türaußenbetätigung auswirkt.

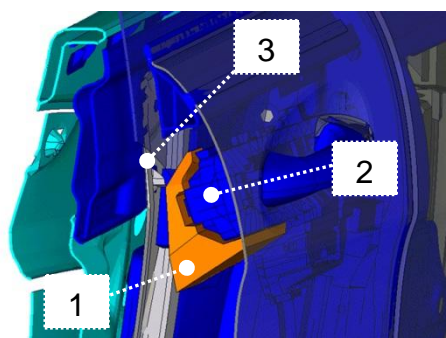


Abbildung 7.10 - Maßnahme Lagerblock [22]

Mithilfe der Crashsimulation wurde eine erhebliche Reduktion der Intrusion im Bereich des Lagerbügels nachgewiesen. Eine Gegenüberstellung der Deformationsbilder ist in der Abbildung 7.11 und Abbildung 7.12 dargestellt. Die plastischen Dehnungen im Bereich der Außenbetätigung werden minimiert.

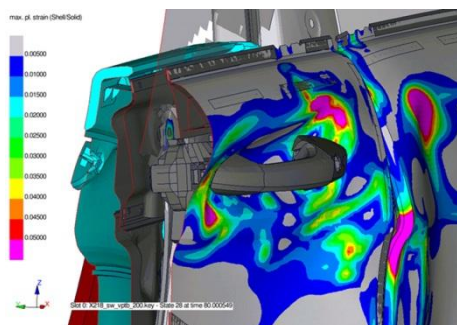


Abbildung 7.11 – Deformationsbild ohne Maßnahme [22]

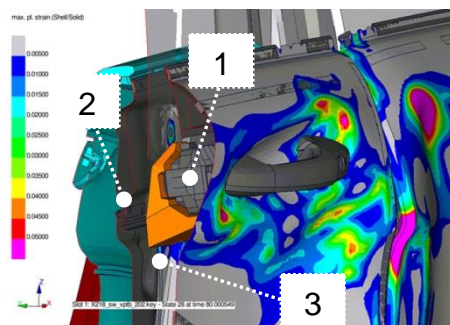


Abbildung 7.12 - Deformationsbild mit Maßnahme Lagerblock [22]

Im Bereich des Lagerblocks (1) wird eine Intrusionsminimierung von ca. 15 mm festgestellt. Die Fensterführungsschiene (3) wird durch den Block um ca. 12 mm weiter nach innen gedrückt. Das Türinnenblech (2) im Bereich des Lagerblocks weist eine größere Intrusion um ca. 2 mm auf.

Die **vierte Maßnahme** soll eine stabilere Gewährleistung des Bauraums für den Bowdenzug bewirken. Hierfür wurde die Geometrie des Prallschaumes in der Fahrertür geändert.

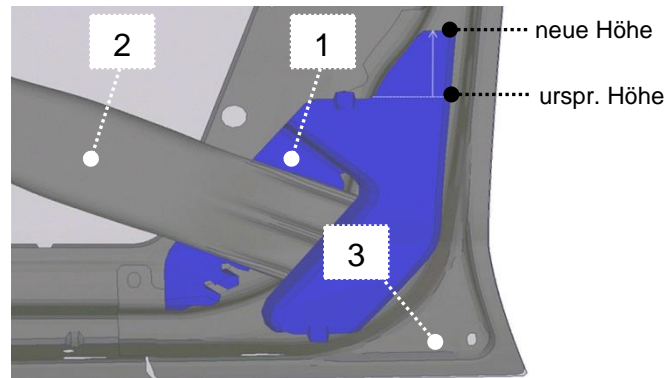


Abbildung 7.13 - Maßnahme Prallschaum [22]

Die Änderung des Prallschaumes (1) ist in der Abbildung 7.13 dargestellt, die Höhe des Prallschaumes (1) wurde, wie in der Abbildung ersichtlich, geändert. Der Prallschaum (1) dient als Lagerstelle für den Seitenaufprallträger (2). Ein Teil des Fahrzeugtürrahmens (3) ist ebenfalls noch im Bild ersichtlich.

Eine Gegenüberstellung mit und ohne Hochziehen der Höhe des Prallschaumes zeigt keine wesentliche Änderung im Deformationsbild, die Varianten sind in der Abbildung 7.14 und Abbildung 7.15 dargestellt.

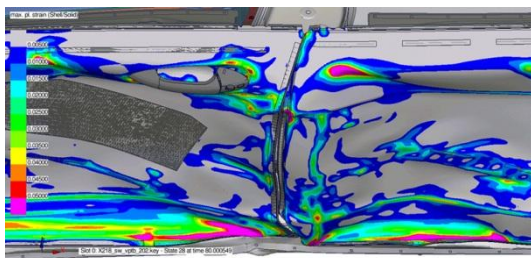


Abbildung 7.14 - Prallschaum ohne Maßnahme [22]

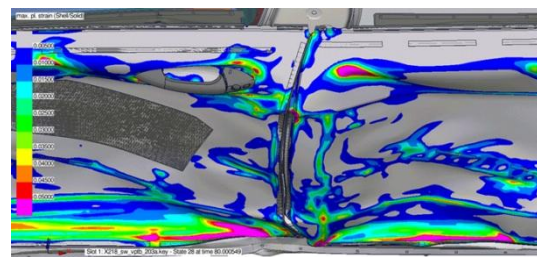


Abbildung 7.15 - Prallschaum mit Maßnahme [22]

Die **fünfte Maßnahme** wird durch das Einbringen eines Dopplerblechs in der Fahrerfahrzeugschürze umgesetzt, die Maßnahme wird speziell für den Lastfall IIHS-Seitenaufprall umgesetzt. Das Dopplerblech (1) ist am Fahrzeugrahmen laut der Abbildung 7.16 eingebaut.

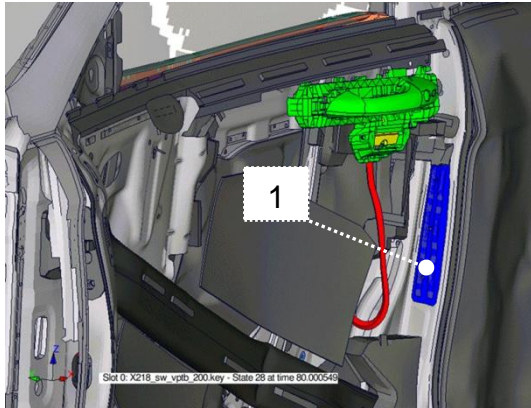


Abbildung 7.16 - Maßnahme Dopplerblech 1 [22]

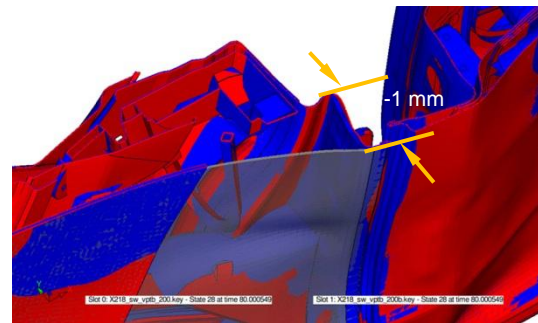


Abbildung 7.17 - Maßnahme Dopplerblech 2 [22]

Die Maßnahme mit eingebautem Dopplerblech bewirkt eine geringe Zusammendrückung um ca. 1 mm im Bereich des eingebauten Dopplerblechs, die geringere Zusammendrückung wird schematisch durch das horizontale Schnittbild durch die Fahrzeugschürze in der Abbildung 7.17 angedeutet. Des Weiteren wird damit die Lasteinleitung in die B-Säule verbessert.

Durch das Einbringen der fünf Maßnahmen wird die Intrusion an wichtigen Stellen des Türaußenblechs, vor allem im Bereich der Türaußenbetätigungen, reduziert. Die wichtigen Stellen und die Intrusionsdifferenz zwischen Ausgangszustand ohne Maßnahmen und Zustand mit Maßnahmen sind in der Abbildung 7.18 dargestellt.

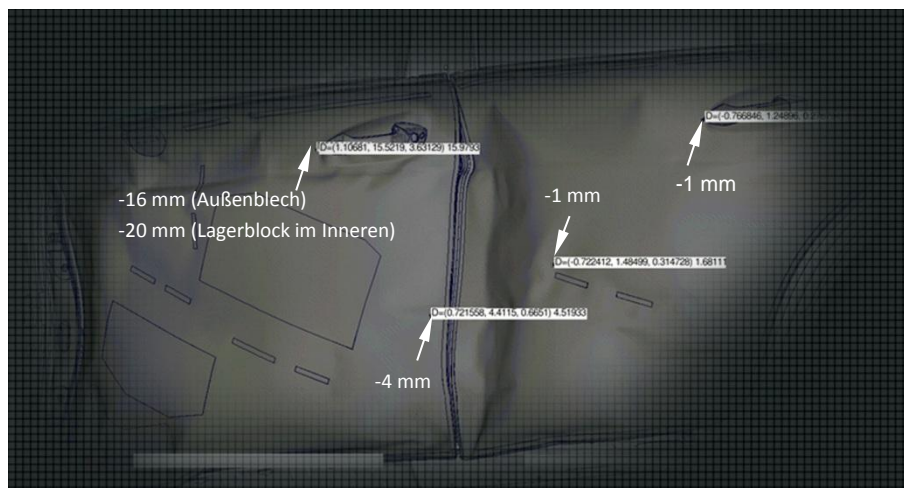


Abbildung 7.18 - Intrusion mit 5 Maßnahmen [22]

Bei diesem Projekt wurde **eine weitere Maßnahme** eingebracht, um den Öffnungsmechanismus der Außenbetätigung durch die Verschiebung der in der Nähe liegenden Bauteile beim Seitenaufprall zu schützen.

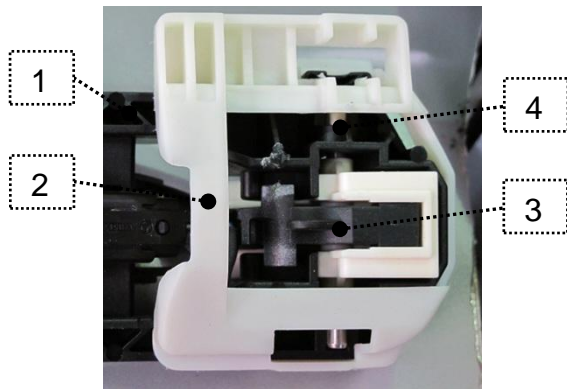


Abbildung 7.19 - Lagerbügel an der Türaußenbetätigung [22]

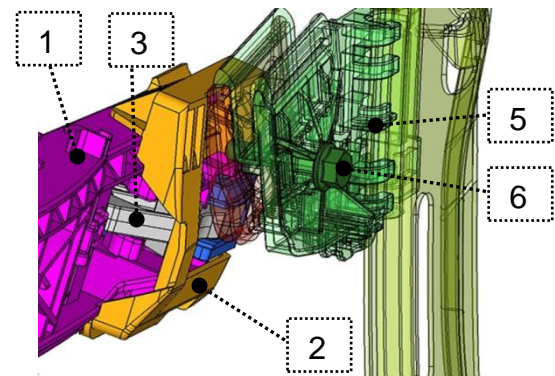


Abbildung 7.20 - Lagerbügel im eingebauten Zustand [22]

Die Abbildung 7.19 zeigt einen Teil der Rückseite der Türaußenbetätigung. Es sind die Teile der Außenbetätigung Gegenplatte (1), Türgriffbügel (3), Bolzen (4) für die Lagerung des Türgriffbügels (3) und angebrachter Lagerbügel (2) an der Gegenplatte (2) ersichtlich. Der Lagerbügel dient als Schutzkäfig für den Türgriffbügel, damit beim Crash die umliegenden Bauteile nicht in Kontakt mit dem Bügel kommen. Die Abbildung 7.20 zeigt die Türaußenbetätigung im gebauten Zustand und die in der Nähe verlaufende Fensterführungsschiene (6) mit einer dazugehörigen Schraube (6). Beim Seitenaufprall nähern sich die Türaußenbetätigung und die Fensterführungsschiene an, wodurch ohne den Lagerbügel (2) die Schraube im ungünstigsten Fall auf den Türgriffbügel (3) drückt. Der Lagerbügel verhindert diese Berührung.

7.2.2 Maßnahmen Projekt 2

In diesem Projekt wurden strukturelle Maßnahmen am Türrohbau der Fahrzeugvordertür und Fahrzeughintertür umgesetzt, um eine bessere strukturelle Performance beim Seitenaufprall nach dem Lastfall Euro NCAP zu erhalten. Die strukturellen Maßnahmen sollen die Intrusionen und die Verformungen im Bereich der Türaußenbetätigung minimieren. Die Bewertung der Maßnahmen erfolgte mit einer Crashsimulation, die Ergebnisse wurden jedoch noch nicht mit einem Realversuch verifiziert.

Die Fahrzeugvordertür mit diesen Maßnahmen ist in der Abbildung 7.21 dargestellt. Die beiden Bilder auf der rechten Seite zeigen den Rohbau der Fahrzeugtür ohne das Türaußenblech. Auf der linken Seite sind die dazugehörigen Schnittdarstellungen angebracht, die Schnittführung wird jeweils im rechten Bild angezeigt. Hier wurde gezielt die Brüstung (1)

erweitert und der Bereich der Türaußenbetätigung (3) bewusst durch die Brüstung (1) umschlossen, um dadurch die Intrusion und Verformung im Bereich der Türaußenbetätigung (3) zu minimieren. Um die Biegefestigkeit und die lokale Verformung weiter zu unterdrücken, wurde das Blechbauteil (2) zur Versteifung an die Rückseite der Brüstung angeschweißt. Im Bereich der blauen Rechtecke wurde durch gezielte geometrische Optimierung die Lastenleitung in die A- und B-Säule der Fahrzeugkarosserie verbessert.

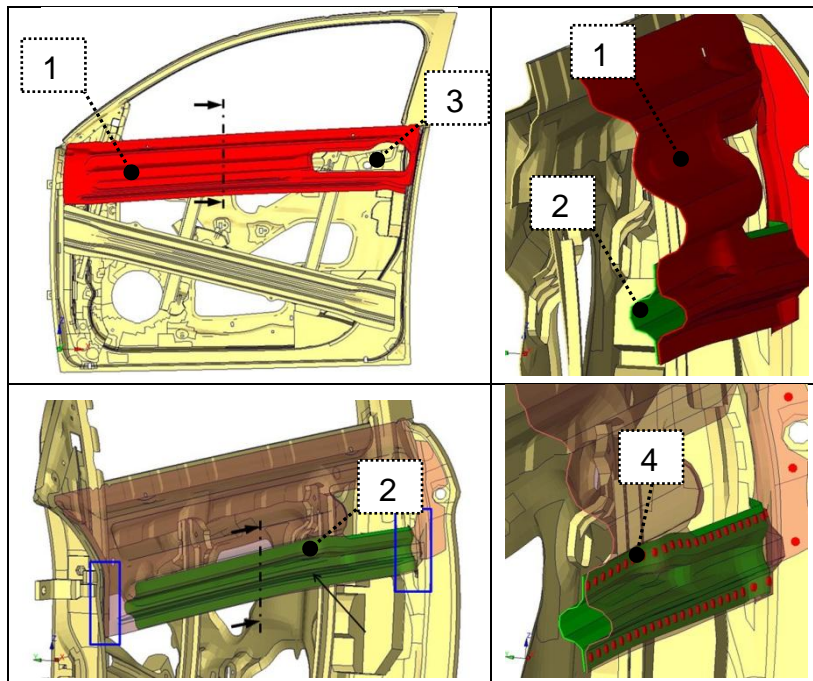


Abbildung 7.21 - Maßnahmen an der vorderen Fahrzeugtür [22]

Die Crashsimulation liefert mit diesen Maßnahmen sehr gute Ergebnisse, die plastischen Dehnungen nach dem Aufprall sind im Bereich des Türgriffs sehr gering, wie die Abbildung 7.22 zeigt.

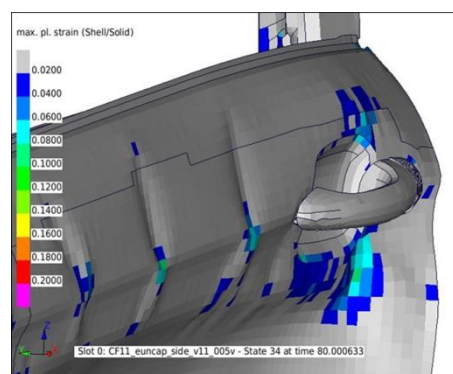


Abbildung 7.22 - Plastische Dehnung nach dem Aufprall [22]

An der Fahrzeughintertür wurden 2 Varianten für die Minimierung der Intrusion und der Verformung im Bereich der Außenbetätigung erarbeitet. In der ersten Variante wird das zusätzliche Bauteil (2) durch Anschweißen an die bestehende Brüstung (1) angebracht, diese Variante ist in der Abbildung 7.23 dargestellt. In der zweiten Variante wird die Geometrie der Brüstung (1) optimiert und die Wandstärke der Brüstung (1) erhöht. Bei der Variante 1 wird eine zusätzliche Masse von 1,45 kg pro Auto eingebracht, bei der Variante 2 wird eine zusätzliche Masse von 1,9 kg pro Auto eingebracht.

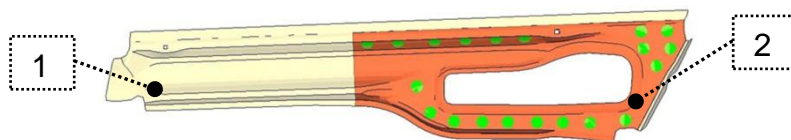


Abbildung 7.23 - Brüstung - Fahrzeughintertür hinten Variante 1 [22]

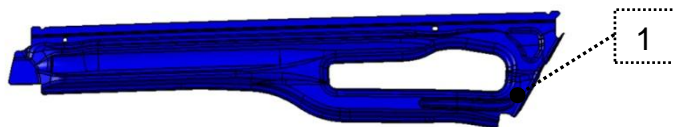


Abbildung 7.24 - Brüstung - Fahrzeughintertür hinten Variante 2 [22]

7.2.3 Maßnahmen Projekt 3

Bei diesem Projekt wurde ebenfalls ein Block auf der Rückseite der Türaußenbetätigung angebracht. Die Crashesimulation wurde mit dem Lastfall nach US NCAP (LinCAP) durchgeführt.

Die Abbildung 7.25 zeigt einen Schnitt parallel zur y-z-Ebene, bezogen auf das Fahrzeugkoordinatensystem, durch die Fahrzeughintertür ohne Maßnahme, die Abbildung 7.26 zeigt dieselbe Schnittdarstellung nach dem Seitenaufprall. Zu sehen sind die Türaußenbetätigung (1), ein Teil des Öffnungsmechanismus der Türaußenbetätigung (2) und sämtliche umliegende Bauteile im Bereich der Außenbetätigung. Nach dem Seitenaufprall ist zu beobachten, dass das blaue umliegende Bauteil (3) auf den Öffnungsmechanismus der Türaußenbetätigung drückt.

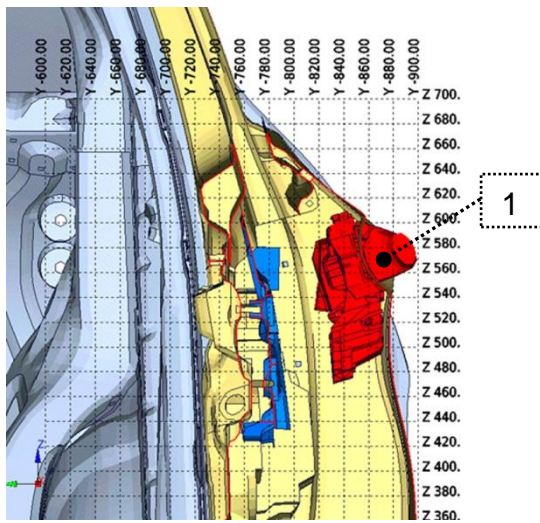


Abbildung 7.25 - Ohne Maßnahme vor dem Seitenaufprall [22]

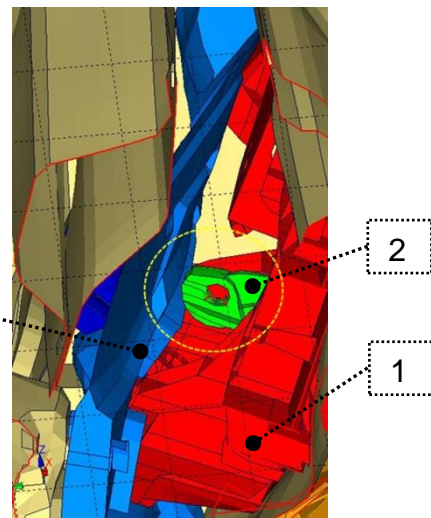


Abbildung 7.26 - Ohne Maßnahme nach dem Seitenaufprall [22]

Als Maßnahme zur Verhinderung, dass das Bauteil (3) auf den Öffnungsmechanismus (2) drückt, wurde auf der Rückseite der Außenbetätigung ein Block (4) aufgebracht, dieser Zustand ist in der Abbildung 7.27 zu sehen. Die Situation nach dem Seitenaufprall ist in der nebenstehenden Abbildung 7.28 dargestellt, hier ist deutlich zu sehen, dass der aufgebraachte Block (4) den Öffnungsmechanismus (2) vor dem umliegenden blauen Bauteil (3) schützt.

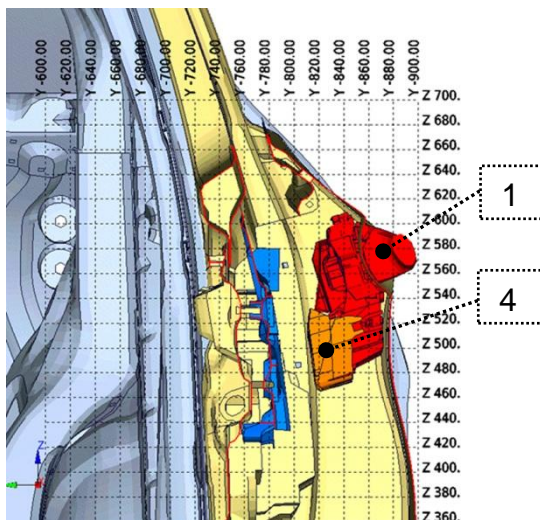


Abbildung 7.27 - Mit Maßnahme vor dem Seitenaufprall [22]

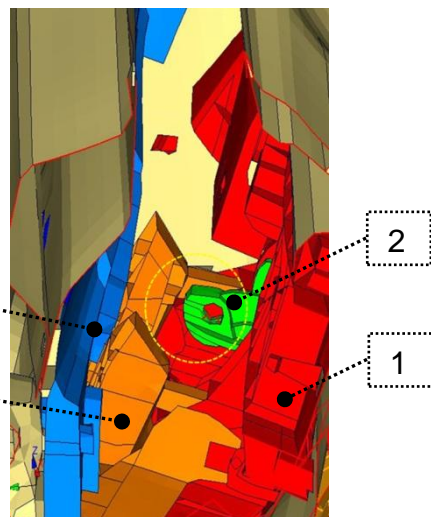


Abbildung 7.28 - Mit Maßnahme nach dem Seitenaufprall [22]

7.2.4 Maßnahmen Projekt 4

In diesem Projekt wurde zur Minimierung der Intrusion und der Verformung im Bereich der Türaußenbetätigung ein Außenpolster im Inneren der Fahrzeugtür eingesetzt. Die Abbildung 7.29 zeigt das Türinnenblech mit dem Türschloss, inklusive der Gegenplatte der Türaußenbetätigung (2), dem Außenpolster (1) und die Fensterführungsschiene (3). Der Außenposter (1) dient als zusätzliche Lagerstelle, die sich auf die Verformung und die Intrusion des Türaußenblechs beim Seitenaufprall positiv auswirkt. Die verformte Fahrzeugtür nach dem Seitenaufprall ist in der Abbildung 7.30 dargestellt, die geringfügige Verformung und Intrusion im Bereich der Türaußenbetätigung wird auf die zusätzliche Lagerstelle durch den Außenpolster zurückgeführt.

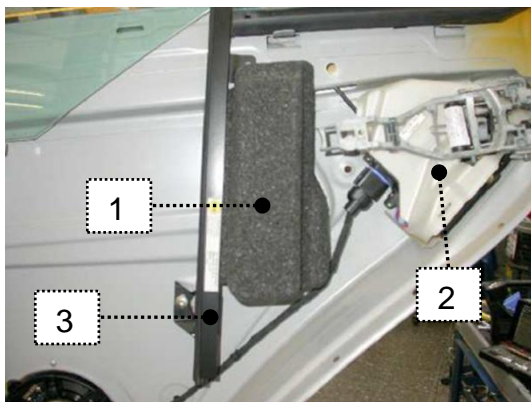


Abbildung 7.29 - Türinnenansicht mit Maßnahme [22]

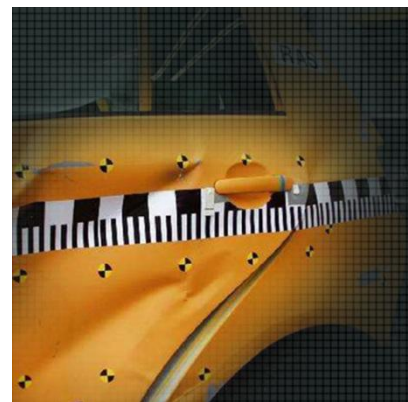


Abbildung 7.30 - Türaußenansicht mit Maßnahme nach dem Seitenaufprall [22]

7.3 Innovative Konzepte zur Vermeidung der Fahrzeugtüröffnung für die zukünftige Fahrzeugentwicklung

7.3.1 Allgemein

Die meisten Fahrzeugtüröffnungen beim Seitenaufprall sind auf die zwangsweise Betätigung der Türaußenbetätigung durch unterschiedliche Ursachen zurückzuführen, wodurch eine mechanische Kraft über den Bowdenzug oder die Stange auf das Fahrzeugschloss übertragen wird. Bei einer Ziehung des Bowdenzugs durch die Verschiebung der umliegenden Bauteile wird ebenfalls dem Bowdenzug eine Zugkraft aufgeprägt, die an das Fahrzeugschloss weitergeleitet wird. Überschreitet die Kraft einen Grenzwert, wird eine Türschlossöffnung ausgelöst. Die hauptsächlichen Verformungen der Bauteile durch die Intrusion der Fahrzeugtüren am Prüffahrzeug erfolgen innerhalb von circa 50 ms nach Erstkontakt mit dem

Stoßwagen, wodurch die Verformungen und die Verschiebungen mit sehr hohen Geschwindigkeiten stattfinden.

7.3.2 Feder-Dämpfer-Element zwischen Fahrzeugschloss und mechanischem Verbindungselement

Die Idee dieser Lösung ist, die Kraftübertragung des mechanischen Verbindungselements bei zu hoher Bewegungsgeschwindigkeit des mechanischen Verbindungselements zu unterbinden.

Das Fahrzeugschloss wirkt mit einer Kraft, die eine Federcharakteristik aufweist, dem mechanischen Verbindungselement entgegen. Das mechanische Verbindungselement wird als Bowdenzug oder Stange ausgeführt. Beim Bowdenzug wird mit zunehmender Ziehung die entgegenwirkende Kraft des Türschlosses zunehmend größer. Eine Türschlossöffnung erfolgt, wenn der Bowdenzug durch die Ziehung eine gewisse Länge zurückgelegt hat. Hier kann durch die Kenntnis der Länge und der Federcharakteristik auf die nötige Zugkraft für eine Türschlossöffnung geschlossen werden. Die Stange hingegen übt eine Druckkraft auf das Fahrzeugtürschloss aus, aufgrund der Federcharakteristik der entgegenwirkenden Kraft des Türschlosses muss die Stange um eine gewisse Länge verschoben werden, um eine Türschlossöffnung herbeizuführen.

Durch die Kenntnis der nötigen zurückgelegten Länge des mechanischen Verbindungselements für eine Türschlossöffnung und der Dauer für diesen Vorgang kann die Bewegungsgeschwindigkeit des mechanischen Verbindungselements errechnet werden.

Die Dauer des Seitenaufpralls, wo Intrusionen und Verformungen auftreten, ist sehr kurz, etwa 50 ms. Deshalb muss eine Zwangsbetätigung durch die Ursachen infolge des Seitenaufpralls in sehr kurzer Zeit stattfinden, was eine hohe Bewegungsgeschwindigkeit des mechanischen Verbindungselements zur Folge hat. Betrachtet man hingegen die manuelle Betätigung durch den Menschen an der Türaußenbetätigung, so wird die Dauer des Öffnungsvorgangs höher und somit die Bewegungsgeschwindigkeit des mechanischen Verbindungselements niedriger sein. Aus dieser Betrachtung kann eine Grenzggeschwindigkeit definiert werden, wo zwischen der Betätigung des Menschen und der Zwangsbetätigung infolge des Seitenaufpralls unterschieden wird. Die ungewollte Zwangsbetätigung kann durch den zusätzlichen Einbau eines Feder-Dämpfer-Elements zwischen dem mechanischen Verbindungselement und dem Fahrzeugtürschloss unterbunden werden. Das Feder-Dämpfer-Element wirkt bei einer hohen Bewegungsgeschwindigkeit dem mechanischen Verbindungselement mit einer Gegenkraft entgegen. Die Gegenkraft verhindert die Bewegung des mechanischen Verbindungselements.

Die Abbildung 7.31 zeigt ein Beispiel eines Fahrzeugschließsystems mit den Komponenten Fahrzeugtürschloss (1), Türaußenbetätigung (3) und den mechanischen Verbindungselementen (2). In diesem Beispiel sind die mechanischen Verbindungselemente als Bowdenzüge ausgeführt. Das oben erwähnte Feder-Dämpfer-Element soll am besten in der Nähe des Türschlosses angebracht werden, um die ungewollte Zwangsbetätigungen durch das mechanische Verbindungselement und die Türbetätigung zu unterbinden.

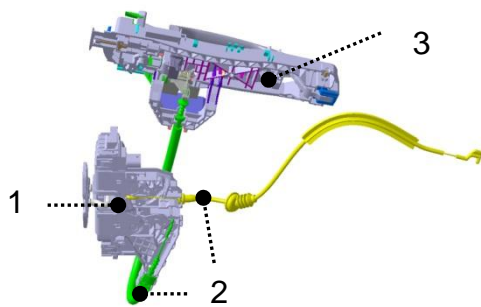


Abbildung 7.31 - Beispiel Fahrzeugschließsystem

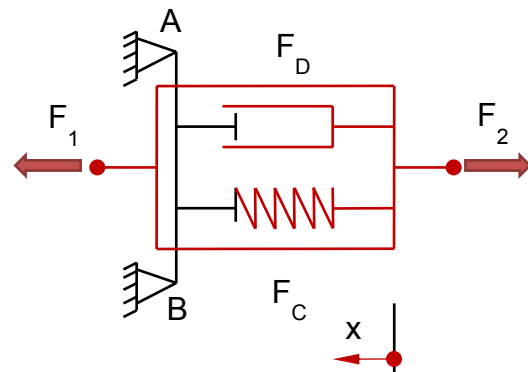


Abbildung 7.32 – Feder-Dämpfer-Element

Eine mögliche Ausführungsform eines Feder-Dämpfer-Elements ist in der Abbildung 7.32 angeführt, welches aus einem Dämpfer mit der Dämpferkraft F_D und einer Feder mit der Federkraft F_C besteht. Die Größe der Federkraft ist von der Verschiebung x abhängig, die Dämpferkraft F_D ist von der Geschwindigkeit \dot{x} abhängig und wirkt immer gegen die Geschwindigkeit. Das Feder-Dämpfer-Element kann als Anbauteil an den Fahrzeugtürrohbau aufgefasst werden. Die beiden Auflagerpunkte A und B sind mit dem Fahrzeugtürrohbau verbunden, die Kraft F_1 wird vom Bowdenzug aufgebracht, die Kraft F_2 wird vom Schloss aufgebracht. Erfolgt eine Ziehung am Bowdenzug, wird sich der rote Kasten in die positive x -Richtung entsprechend der Abbildung bewegen. Die Dämpferkraft F_D wird der Bewegung entgegen in die negative x -Richtung wirken. Die Federkraft F_C dient zur Rückstellung des roten Kastens in die Ausgangslage $x = 0$, wenn die Kraft F_1 aufgrund des Bowdenzugs null wird. Die Herausforderung ist, für das Feder-Dämpfer-Element einen Dämpfer zu finden, der eine Charakteristik nach der Abbildung 7.33 aufweist.

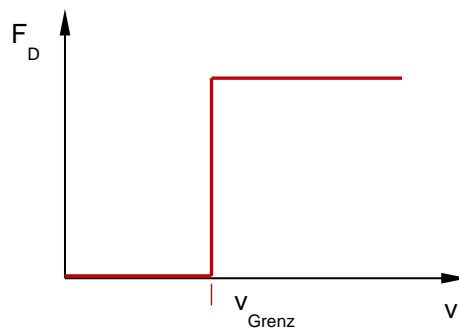


Abbildung 7.33 - Charakteristik Dämpferkraft

Bei einer Geschwindigkeit null bis zum Erreichen der oben erwähnten Grenzwgeschwindigkeit v_{Grenz} soll im Idealfall keine Dämpferkraft wirken, ab der Grenzwgeschwindigkeit v_{Grenz} soll im Idealfall eine unendlich hohe Dämpferkraft wirken, was einen Sprung in der Kennlinie der Dämpferkraft über die Geschwindigkeit zur Folge hat. Einen Dämpfer zu finden, der sich im Realen möglichst gut an die ideale Dämpferkennlinie annähert, bringt eine große Herausforderung mit sich. Weitere Anforderungen sind

- ✓ möglichst kompakte Bauweise,
- ✓ geringe Masse und
- ✓ geringe Herstellungskosten.

7.3.3 Erkennen eines Seitenaufpralls und entsprechende Regelung am Fahrzeugschließsystem

Durch eine frühzeitige Erkennung eines Seitenaufpralls und entsprechende Regelung am Fahrzeugschließsystem können die meisten Ursachen für eine Zwangsbetätigung verhindert werden. Die unerwünschte Türöffnung erfolgte in den untersuchten Fällen immer durch die zwangsweise Betätigung der mechanischen Verbindungselemente oder der Außenbetätigung infolge des Seitenaufpralls. Es wurde keine Ursache der Türöffnung auf das Versagen des Fahrzeugtürschlusses zurückgeführt. Um eine zwangsweise Betätigung des Öffnungsmechanismus des Fahrzeugtürschlusses durch die mechanischen Verbindungselemente oder die Türschlossbetätigung (innen und außen) unwirksam zu machen, muss eine rechtzeitige Schlossversperrung erfolgen. Dazu ist eine schnelle Erkennung des Seitenaufpralls durch eine entsprechende Sensorik und eine schnelle Regelung für das Versperren des Fahrzeugtürschlusses Voraussetzung. Dabei ist zu achten, dass nach dem Seitenaufprall laut den gesetzlichen Anforderungen zumindest eine Fahrzeugtür öffnbar sein muss. Dazu ist das Regelsystem so anzupassen, dass nur die Fahrzeugschlösser der stoßzugewandten Seite unmittelbar nach dem Seitenaufprall verschlossen und im besten Fall

nach dem Seitenaufprall wieder geöffnet werden. Bei einem Regelsystem, wo keine getrennte Regelung der stoßzugewandten und stoßabgewandten Seite möglich ist, muss eine Schlossöffnung erfolgen, um die gesetzlichen Anforderungen zu erfüllen.

Die Herausforderungen bei diesem Regelsystem sind:

- ✓ schnelles Detektieren eines Seitenaufpralls durch die Sensorik,
- ✓ das mechanische Versperren des Fahrzeugschlusses durch entsprechende Regelung und in einer entsprechenden Zeit.

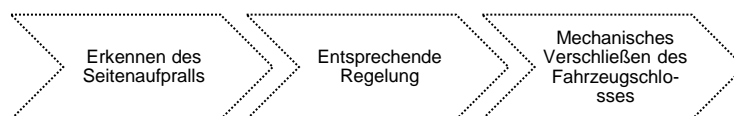


Abbildung 7.34 - Prozesskette Regelung

Eine **weitere Möglichkeit** zur Vermeidung der Fahrzeugtüröffnung besteht bei Fahrzeugschließsystemen, wo die mechanischen Verbindungselemente vollständig durch elektronische Schnittstellen zwischen den Türbetätigungen und dem Fahrzeugschloß ersetzt sind. Im Beispiel der Abbildung 7.31 würden die Bowdenzüge (1) wegfallen. Die Türbetätigungen kommunizieren über eine elektronische Schnittstelle mit dem Fahrzeugschloß. Konzepte für solche Fahrzeugschließsysteme sind bereits bei den Herstellern in Planung, wobei die gesetzlichen Anforderungen (siehe Kapitel 5.2) für den Massenmarkt schwer zu erfüllen sind. Bei einem solchen Fahrzeugschließsystem kann eine zwangsweise Betätigung nur durch einen Mechanismus an der Türbetätigung (innen und außen) ausgelöst werden. Dieser Umstand kann ausgenutzt werden. Beim Erkennen eines Seitenaufpralls soll keine Betätigung des Öffnungsmechanismus des Fahrzeugschlusses für eine gewisse Zeit erfolgen. Diese Regelung hätte den großen Vorteil, dass kein mechanisches Versperren des Fahrzeugschlusses durchgeführt werden muss. Hier fällt ein wesentlicher Punkt in der Prozesskette der Regelung (Abbildung 7.34) weg.

Herausforderungen bei diesem Regelsystem sind:

- ✓ gesetzliche Rahmenbedingungen und
- ✓ schnelles Detektieren eines Seitenaufpralls durch die Sensorik.

8 Grundlagen zur Crashberechnung

8.1 Allgemein

Die Crashberechnung wird in drei verschiedene Phasen unterteilt. Die drei Phasen Preprocessing, Solving und Postprocessing sind nach ihrem Auftreten im Berechnungsprozess in der Abbildung 8.1 angeführt.

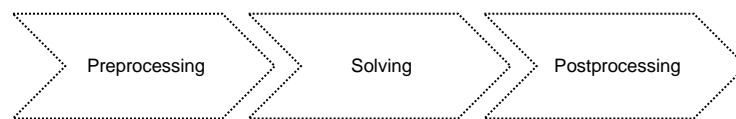


Abbildung 8.1 - Phasen der Crashberechnung

Die Berechnung des Seitenaufpralls wird mithilfe der Finite-Elemente-Methode durchgeführt. Dabei wird das zu berechnende Problem in eine Vielzahl kleiner endlicher (finite) Elemente unterteilt. Die finiten Elemente bilden ein Berechnungsnetz. Heutzutage besteht ein Berechnungsmodell für eine Crashberechnung aus mehreren Millionen finiten Elementen.

8.2 Unterschiedliche Phasen der Crashberechnung

In diesem Kapitel werden die Aufgaben und Arbeitsschritte der unterschiedlichen Phasen erklärt.

8.2.1 Preprocessing

Diese Phase ist eine sehr wichtige Phase für die Berechnung. Hier legt der Berechnungsingenieur fest, wie detailliert und mit welchen Methoden ein Modell aufgebaut wird. Er muss sich mit folgenden Fragen befassen:

- ✓ welche Bauteile sind für die Berechnung relevant,
- ✓ welche Eigenschaften (Werkstoffdaten etc.) hat ein Bauteil,
- ✓ welche Länge wird einem finiten Element zugeordnet und so weiter ...

Die angeführten Punkte haben auf die nächste folgende Phase Solving einen enormen Einfluss auf die Berechnungszeit und die Genauigkeit der Rechenergebnisse.

Im **ersten Schritt** hat der Berechnungsingenieur dafür zu sorgen, dass die 3D-Modelle der zu berechnenden Bauteile in der aktuellen Version und mit weiteren Informationen, betreffend Werkstoffeigenschaften, Herstellungsverfahren, Einbausituation etc., zur Verfügung gestellt werden. Diese Informationen sind meistens von der Konstruktionsabteilung zu beziehen. Für die anschließende Vernetzung sind die 3D-Modelle für das Mesh-Tool (Vernetzungswerkzeug für den CAE-Ingenieur) vorzubereiten. Die 3D-CAD-Modelle sollen folgende Anforderungen erfüllen: geschlossene Flächen, keine doppelten Flächen, keine unnötigen Löcher und so weiter, um das Vernetzen (meshen) bestmöglich zu automatisieren [1]. Für das Vernetzen stehen 0D-, 1D-, 2D- und 3D-Elemente zur Verfügung. 0D-Elemente sind Knoten – Elemente, 1D-Elemente sind Beams (2 Knoten), 2D-Elemente sind Shells (Dreiecke aus 3 Knoten, Vierecke aus 4 Knoten) und 3D-Elemente sind Tetraeder oder Hexaeder aus 4 Knoten [1]. Die unterschiedlichen Typen der Elemente sind in der Abbildung 8.2 dargestellt.



Abbildung 8.2 - Typen der finiten Elemente [1]

Handelt es sich um Zukaufteile, wie zum Beispiel das Fahrzeugschloss oder die Tür außenbetätigung, besteht die Möglichkeit, das vernetzte Modell direkt vom Zulieferer zu beziehen.

Nach der Generierung des Netzes (Mesh) wird mit einem Mesh-Tool ein Qualitätscheck durchgeführt, um zu überprüfen, ob das Netz die Anforderungen für die Berechnung erfüllt. Moderne Mesh-Tools inkludieren hierfür eine automatisierte Funktion zum Auffinden und Reparieren von Fehlern.

Im **nächsten Schritt** werden dem Netz die physikalischen Eigenschaften zugewiesen. Zu den physikalischen Eigenschaften zählen unter anderem die Dichte und der E-Modul des Werkstoffs, das Verhalten bei einer Verformung des Werkstoffs, der Einfluss des Herstellungsverfahrens auf die Werkstoffeigenschaften und vieles mehr. Für eine gute Beschreibung dieser Eigenschaften bedarf es viel an Know-how. Die zur Beschreibung der Werkstoffeigenschaften nötigen Informationen sind in sogenannten Werkstoffkarten enthalten, welche oft nur in verschlüsselter Form für den Zulieferer vorliegen, weil hier viel an Know-how vom OEM enthalten ist. Aus diesem Grund werden die Werkstoffkarten nicht ohne Weiteres, vor allem nicht kostenlos, weitergegeben. Sie haben einen wesentlichen

Einfluss auf die Rechenergebnisse. In der professionellen Crash-Simulation werden verschiedene Solver unter anderem RADIOSS, ABAQUS-Explicit, Ly-Dyna, PamCRASH eingesetzt. Der zu verwendete Solver wird meistens durch den OEM für den Zulieferer vorgegeben.

Der Solver LS-Dyna wird im Anschluss näher betrachtet. Der Aufbau des Berechnungsskripts ist in der Abbildung 8.3 schematisch gezeigt. Für die Definition der Elemente und deren Eigenschaften werden sogenannte Keywords verwendet.

Anhand der Koordinaten x , y und z wird die Position eines Knotens im Raum über das Keyword `*NODE` definiert und jeder Knoten bekommt eine eigene NID. Das Material und dessen Eigenschaften werden mit dem Keyword `*MAT` definiert und jedes Material bekommt eine eigene Mat_ID. Das Keyword `*SECTION` definiert die Art, um welches Element es sich handelt, jeder Definition wird eine SEC_ID zugeordnet. Jedes Bauteil bekommt eine eigene PID mit dem Keyword `*PART` und über dieses Keyword werden jedem Bauteil mithilfe der Mat_ID und der SEC_ID das Material und die Art des Elements zugeordnet. Das Keyword `*ELEMENT` definiert die dazugehörigen Knoten (NID) eines Elements und mithilfe der PID wird das Element einem Bauteil zugeordnet.

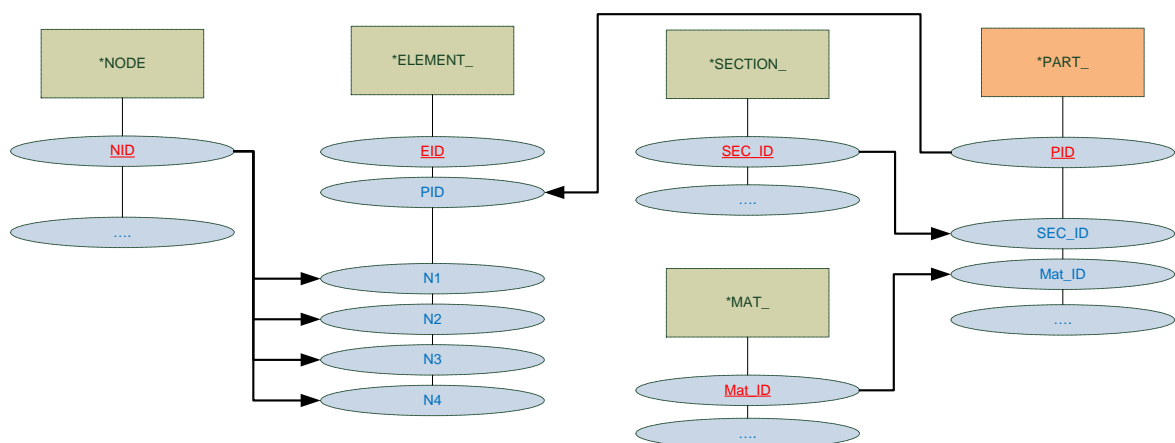


Abbildung 8.3 - Aufbau Skriptsprache in LS-Dyna

Im nächsten Schritt müssen die verschiedenen Bauteile miteinander verbunden werden. Dabei wird zwischen Verbindungen mit Freiheitsgraden und ohne Freiheitsgrade unterschieden.

Zu den Verbindungen ohne Freiheitsgrade zählen:

- ✓ Schweißverbindungen,
- ✓ Klebeverbindungen,
- ✓ Schraubverbindungen etc.

Zu den Verbindungen mit Freiheitsgraden zählen:

- ✓ Drehverbindungen,
- ✓ Drehgelenke und weitere Verbindungen nach der Abbildung 8.4.

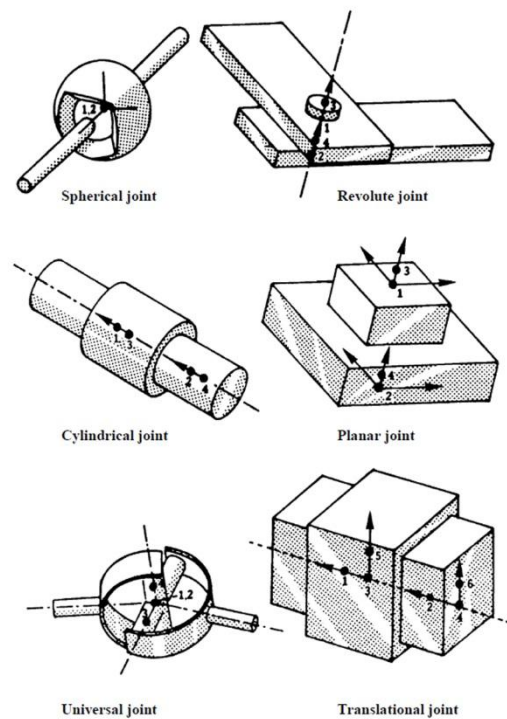


Abbildung 8.4 – Verbindungen mit Freiheitsgraden [23]

Durch sogenannte Constraints (Randbedingungen) können verschiedene Randbedingungen, wie zum Beispiel eine äußere Belastung, eine Geschwindigkeit, eine Einschränkung der Freiheitsgrade, gesetzt werden. Des Weiteren können auch Schnitte definiert werden, um die Schnittkräfte zu berechnen.

8.2.2 Solving

Sind die Arbeitsschritte im Preprocessing abgeschlossen, muss das erstellte Berechnungsscript, welches im Allgemeinen aus mehreren Files besteht, dem Solver zugeführt werden. Bei großen Berechnungsaufgaben wird das Berechnungsscript zu einem Cluster geschickt, der mit einer Vielzahl aus CPUs bestückt ist. Für den ersten Testlauf, ob das Berechnungsskript überhaupt berechnungsfähig ist, verwendet der Berechnungsingenieur häufig seine eigene Workstation. Sollte der Testlauf positiv verlaufen, wird das Berechnungsskript zum Cluster geschickt und die Berechnung startet. Während der Berechnung schreibt der Solver die Ergebnisse und weitere Auffälligkeiten in sogenannte Log-Files. Diese Log-Files sollen auch während der Berechnung auf Auffälligkeiten und die bereits ermittelten Ergebnisse auf Plausibilität überprüft werden. Sobald die Berechnung am Cluster fertig ist, wird der Berechnungsingenieur verständigt und er kann die Ergebnis-Files vom Cluster abholen und die Auswertung starten.

8.2.3 Postprocessing

Die Ergebnis-Files werden vom Cluster abgeholt und im Anschluss mithilfe eines Postprocessing-Tools geladen. Ein typisches Post-Processing Tool für die Crashberechnung ist der Animator. Nach dem Laden der Ergebnis-Files kann die berechnete Animation gestartet werden. Im ersten Anlauf soll die Animation auf Auffälligkeiten, wie nicht erklärbare Durchdringungen von Bauteilen, analysiert werden. Sind keine Auffälligkeiten erkennbar, kann die Auswertung beginnen. Mithilfe des Postprocessing-Tools können

- ✓ Geschwindigkeiten,
- ✓ Dehnungen,
- ✓ Verschiebungen,
- ✓ Schnittkräfte,
- ✓ Spannungen

und vieles mehr ermittelt werden.

Für die weiteren Analysen können unter anderem beliebige Schnitte gelegt und beliebige Bauteile weggeklickt werden.

9 FE-Modellbildung, um eine Prognose für eine mögliche Türöffnung zu erhalten

9.1 Aufbau eines Berechnungsmodells

Im Allgemeinen besteht ein Berechnungsskript aus mehreren Files. Verschiedene Bauteile werden zu Baugruppen zusammengefasst und für eine Baugruppe oder mehrere Baugruppen wird ein File angelegt. Ein eigenes File wird auch für die Definitionen der Werkstoffe verwendet. Die Modellierungsdaten eines Dummies, der als Insasse im Fahrzeug für die Crashberechnung benötigt wird, sind typischerweise ebenfalls in einem eigenen File abgelegt. Über ein sogenanntes Steuerfile werden die einzelnen Files zusammengefasst und in diesem werden auch die Parameter für die Steuerung der Berechnung definiert.

Die Aufspaltung der Modellierungsdaten in verschiedene Files ermöglicht die Ausblendung von Baugruppen oder zum Beispiel den schnellen Austausch eines Dummies für eine Berechnung. Durch die Ausblendung werden die in diesem File befindlichen Modellierungsdaten der Baugruppe oder der Baugruppen für die Berechnung nicht berücksichtigt. Beispielhaft ist eine Struktur eines Berechnungsskripts in der Abbildung 9.1 angeführt.

Um auch für das Fahrzeugschließsystem Testrechnungen ohne das gesamte Fahrzeug durchzuführen, wird die Anlegung eines eigenen Files für die Modellierungsdaten des Fahrzeugschließsystems empfohlen.

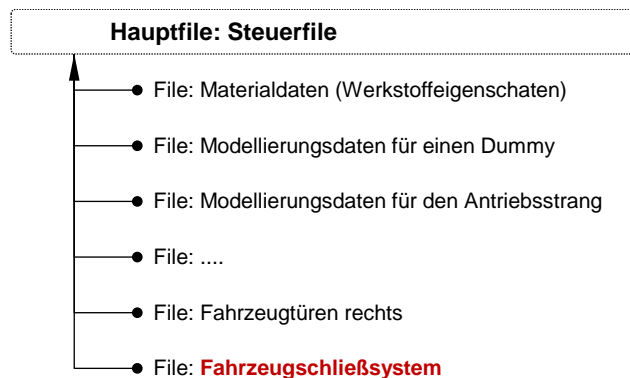


Abbildung 9.1 - Struktur Berechnungsskript

9.2 Modellierung der Komponenten

Im Kapitel 5 wurde ein Fahrzeugschließsystem in die Baugruppen Türschlossbetätigungen, Fahrzeugschloss (inkl. Schließbügel) und mechanische Verbindungselemente unterteilt. Bei den Türschlossbetätigungen wird zwischen der Türinnenbetätigung und der Türaußenbetätigung unterschieden. Als mechanisches Verbindungselement wird eine Stange oder ein Bowdenzug verwendet. Mit den Kenntnissen der gesetzlichen Anforderungen und der Ursachen einer Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls können Modellierungsrichtlinien für das Fahrzeugschließsystem abgeleitet werden. Im Kapitel 6 wurden die bekannten Ursachen, die zu einer Fahrzeugtüröffnung führten, näher beschrieben. Zusammengefasst können drei Ursachen für die Fahrzeugtüröffnung verantwortlich gemacht werden:

- ✓ Unmittelbar in der Nähe des Fahrzeugschließsystems liegende Bauteile der Fahrzeugtür können aufgrund der Intrusion des Türaußenblechs auf den Öffnungsmechanismus des Schließsystems drücken.
- ✓ Verformungen an der Fahrzeugtürbetätigung aufgrund der Intrusion des Türaußenblechs können eine Türschlossöffnung auslösen.
- ✓ Die Wirkungen von Massenträgheitskräften und Massenträgheitsmomenten am Fahrzeugschließsystem können eine Fahrzeugtüröffnung herbeiführen.
- ✓ Die deformierbare Barriere kann beim Wegbewegen des Stoßwagens relativ zum Prüffahrzeug am Türgriffbügel in Berührung stehen und am Türgriffbügel ziehen und dadurch eine Türschlossöffnung hervorrufen.

Bei der Modellierung ist darauf zu achten, dass die Bauteile in der richtigen Position, wie es die jeweilige Prüfschrift vorschreibt, modelliert werden. Das betrifft zum Beispiel die Stellung der Fensterscheibe mit den dazugehörigen Bauteilen wie den Komponenten der Fensterheberkonsole.

In den folgenden Unterkapiteln werden Vorschläge für Modellierungsrichtlinien für jede Baugruppe formuliert, um eine gute Prognose in der virtuellen Fahrzeugentwicklung für eine mögliche Fahrzeugtüröffnung zu erhalten.

9.2.1 Türaußenbetätigung

Bei der Türaußenbetätigung ist die richtige Abbildung der Kinetik des Öffnungsmechanismus von großer Bedeutung. Es werden bereits bei der konstruktiven Auslegung Maßnahmen getroffen, um den Einfluss der wirkenden Massenträgheitskräfte und Massenträgheitsmomente zu minimieren und zu verhindern. Vor allem werden die wirkenden Massenträgheitskräfte in y -Richtung, bezogen auf das Koordinatensystem der Außenbetätigung, durch konstruktive Maßnahmen ausgeglichen. Aber dieser Ausgleich kann durch weitere auftretende Massenträgheitskräfte und Massenträgheitsmomente ungünstig beeinflusst werden.

Für die Abbildung der Kinetik ist die richtige Abbildung der Geometrie und der Masse der Bauteile des Öffnungssystems, die eine Bewegung beim Öffnungsvorgang durchführen, wichtig. Die Masse ist Dichte mal Volumen, die Dichte ist vom Werkstoff abhängig und das Volumen ergibt sich aus der richtigen Abbildung der Geometrie des Bauteils. Um eine richtige Masse des Bauteils zu erhalten, muss der richtige Werkstoff dem Modell zugeordnet werden. Anhand der Geometrie wird auch die Lage des Schwerpunktes bestimmt. Die Einflussgrößen des Massenträgheitsmoments und der Massenträgheitskraft sind der Abstand der Drehachse zum Schwerpunkt und die Masse des Bauteils. Anhand eines Beispiels einer Türaußenbetätigung werden die wesentlichen zu modellierenden Bauteile beschrieben. Das Beispiel ist in der Abbildung 9.2 als Schnitt dargestellt. Die Funktionsweise und weitere Darstellungen dieser Türaußenbetätigung sind im Kapitel 5.3.2 angeführt.

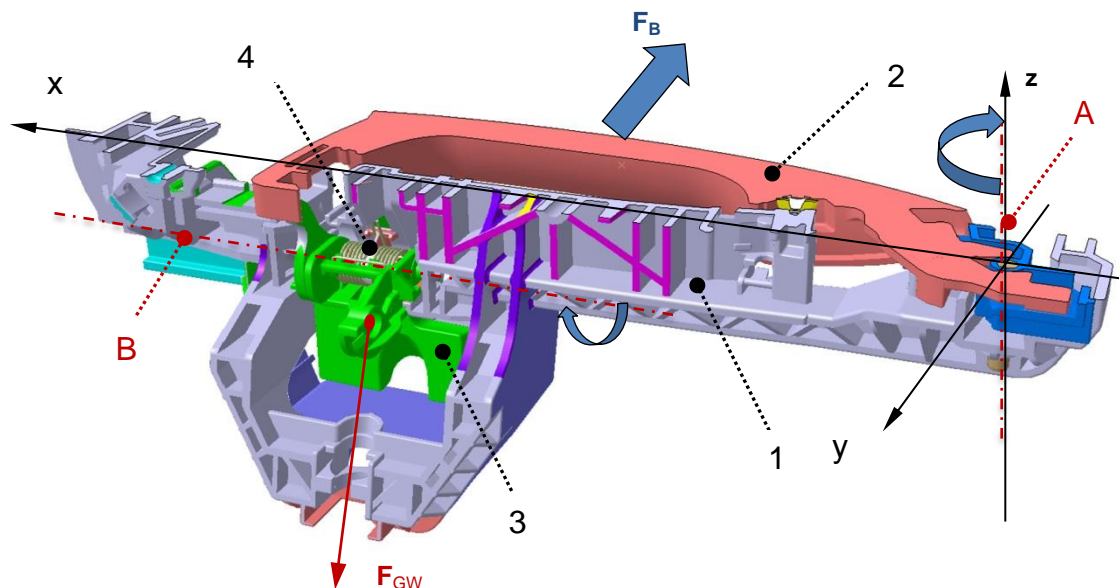


Abbildung 9.2 - Schnittdarstellung Türaußenbetätigung

Die **Gegenplatte (1)** wird während des Seitenaufpralls häufig auf Durchbiegung und Verdrehung durch eine Kraftleitung über das Türaußenblech belastet. Die Verdreh- und Biegesteifigkeit eines Bauteils wird vom Flächenträgheitsmoment und Werkstoff bestimmt. Das Flächenträgheitsmoment ist abhängig von der Querschnittsfläche. Die Verdrehung und Durchbiegung ist unter anderem von der eingeleiteten Kraft abhängig. Die eingeleitete Kraft wird von der Befestigung des Außentürgriffs bestimmt. Betrachtet man den Umstand, dass der Türgriffbügel eine Verdrehung von ca. 5 Grad um die z-Achse ausführen muss, um eine Fahrzeugschlossöffnung herbeizuführen, kann die Verformung der Gegenplatte eine ungünstige Stellung des Türgriffbügels herbeiführen und eine Schlossöffnung hervorrufen.

Der Öffnungsmechanismus besteht aus dem **Türgriffbügel (2)**, dem **Gegengewicht (3)** und der **Drehfeder (4)**. Wie bereits erwähnt, ist für den Öffnungsmechanismus die Kinetik von Bedeutung, demzufolge sind der Türgriffbügel (2) und das Gegengewicht (3) mit seiner Geometrie und Masse wichtig. Der Türgriffbügel wird sehr häufig mit einer Sensorik im Inneren bestückt. Die Masse der Sensorik darf bei der kinetischen Betrachtung nicht vernachlässigt werden.

Die Charakteristik der **Drehfeder (4)**, die durch den Verdrehwinkel um die Drehachse (B) und die Federkonstante bestimmt ist, ist bei der Modellierung von Bedeutung.

Der Bowdenzug ist am Gegengewicht befestigt. Schneidet man die Türaußenbetätigung frei, ergibt sich an der Anbindestelle am Gegengewicht eine wirkende Kraft F_{GW} . Die Charakteristik der Kraft wird vom Türschloss und den Reibungskräften im Bowdenzug bestimmt und die Kraft hat die Charakteristik einer Federkraft. Die Größe der Kraft ändert sich beim Öffnungsvorgang. Falls eine Stange anstatt eines Bowdenzugs vorhanden ist, wirkt die Kraft aufgrund der freigeschnittenen Stange in die andere Richtung.

Die Reibungskräfte wirken der Bewegung, somit dem Mechanismus der Türöffnung entgegen, deshalb werden sie bei der Berechnung vernachlässigt. Eine Prognose für eine Türöffnung wird deshalb früher möglich.

Abschließend ist noch ein Beispiel (Abbildung 9.3) für den Einfluss der Modellierung der Türaußenbetätigung auf das Deformationsbild des Türaußenblechs angeführt. Im linken Bild ist die Türaußenbetätigung nicht modelliert und im rechten Bild ist die Türaußenbetätigung als starrer Körper vorhanden. Wie hieraus erkennbar ist, beeinflusst das Modell der Türaußenbetätigung die Faltenbildung des Türblechs.

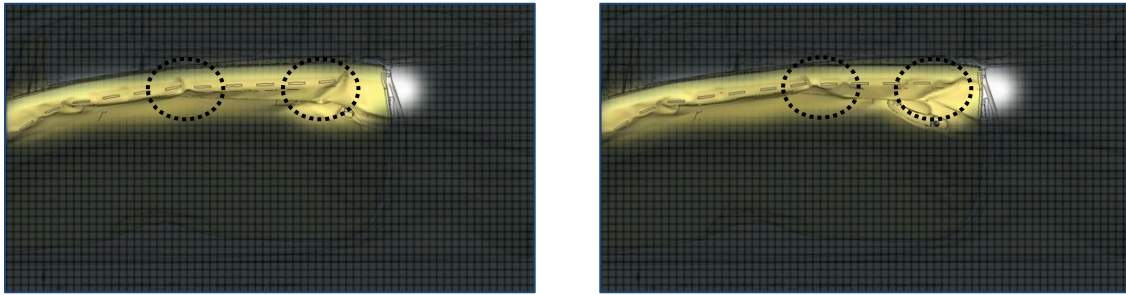


Abbildung 9.3 - Deformationsbild mit und ohne Außenbetätigung [22]

Zusammengefasste Richtlinien für die Modellierung der Außentürbetätigung:

- Abbildung der Kinetik der Außenbetätigung durch korrekte Masse und Geometrie der Bauteile Türgriffbügel (2) und Gegengewicht (3), Türgriffbügel und Gegengewicht besitzen eine Drehachse, Berücksichtigung der Radialfeder (4) mit ihrer Charakteristik und Berücksichtigung der Kraft F_{GW} mit ihrer Charakteristik aufgrund des mechanischen Verbindungselements.
- Die Gegenplatte soll die reale Verdrehung- und Biegesteifigkeit aufweisen.
- Die Befestigung am Außenblech ist bestmöglich abzubilden.
- Reibungskräfte werden vernachlässigt.

Die Abbildung 9.4 zeigt eine Gegenüberstellung eines CAD-Modells (links) und eines FE-Modells (rechts) einer Türaußenbetätigung. In diesem Beispiel sind die Bauteile sehr detailliert modelliert, vor allem die Gegenplatte.

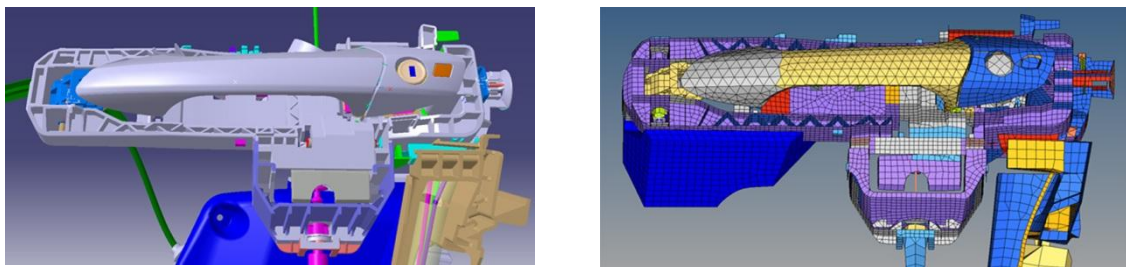


Abbildung 9.4 - CAD vs. FE Modell

9.2.2 Türinnenbetätigung

Im Bereich der Türinnenbetätigung hat die Intrusion der Fahrzeugtür wenig Auswirkung. Noch dazu ist der Türinnengriff der Türinnenbetätigung von einem sehr steifen Gehäuse umgeben. Je nach Lastfall können die Massenträgheitskräfte und Massenträgheitsmomente eine Auswirkung auf eine mögliche Türöffnung haben. Für die im Kapitel 9.2.1 angeführten Gründe können folgende Richtlinien für die Modellierung der Innenbetätigung festgehalten werden:

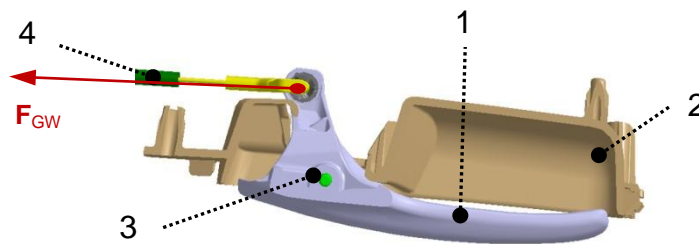


Abbildung 9.5 - Türinnenbetätigung

- Abbildung der Kinetik der Innenbetätigung durch korrekte Masse und Geometrie des Bauteils Türinnengriff (1), Türinnengriff besitzt eine Drehachse (3), Berücksichtigung der Kraft F_{GW} mit ihrer Charakteristik aufgrund des mechanischen Verbindungselements.
- Die Griffmulde (3) wird als starrer Körper modelliert,
- Reibungskräfte werden vernachlässigt.

Hier wird auf die Prüfvorschrift für die Überprüfung des Trägheitswiderstands nach ECE-R11 und FMVSS 206 verwiesen, die im Kapitel 5.4 behandelt wird. Falls im Bereich der Türinnenbetätigung die Intrusion klein ist, kann auf die Abbildung der Türinnenbetätigung verzichtet werden.

9.2.3 Fahrzeurtürschloss

Das Fahrzeurtürschloss ist ein sehr steifes Bauteil. Bei den untersuchten Projekten wurde kein Versagen des Schlosses, was eine Fahrzeurtüröffnung zur Folge hätte, festgestellt.

Des Weiteren muss das Fahrzeurtürschloss nach ECE-R11 und FMVSS 206 viele Festigkeitsanforderungen erfüllen und eine Resistenz gegen die Wirkungen von Massenträgheitskräften und Massenträgheitsmomenten aufweisen, die Anforderungen werden im Kapitel 5.4 behandelt.

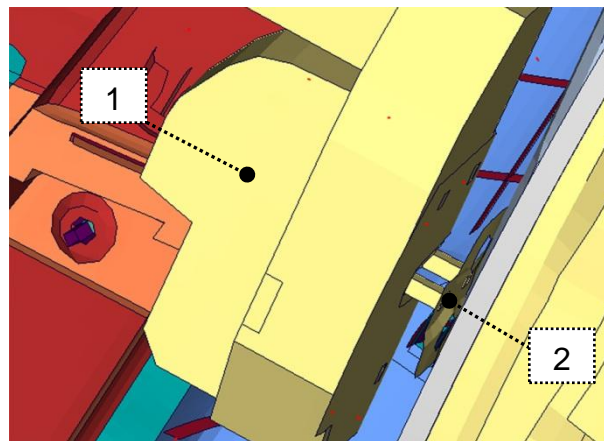


Abbildung 9.6 - FE-Modell Schloss und Schließbügel

Für das Fahrzeurtürschloss werden demzufolge die nachstehenden Richtlinien für die Modellierung aufgestellt:

- Türschloss (1) wird als starrer Körper modelliert,
- Schließbügel (2) wird modelliert,
- Aufzeichnen der Schnittkräfte des Schließbügels und der Drehfalle an ihrem Berührungspunkt.

9.2.4 Mechanische Verbindungselemente

Durch die Intrusion der Fahrzeurtür verschieben sich die Bauteile in der Fahrzeurtür. Die Verschiebungen der Bauteile können ein Ziehen am Bowdenzug oder ein Drücken an der Verbindungsstange verursachen, wodurch in weiterer Folge eine Türschlossöffnung erfolgt.

Die mechanischen Verbindungselemente verbinden die Türschlossbetätigungen mit dem Türschloss. Das Türschloss wirkt bei einer Bewegung des mechanischen Verbindungselements mit einer Kraft entgegen, die eine Federcharakteristik aufweist.

Für die mechanischen Verbindungselemente werden folgende Richtlinien für die Modellierung aufgestellt:

- Abbildung der Lage des Bowdenzugs oder der Stange durch einfaches 1D-Element und Aufzeichnen der Schnittkräfte im Element.
- Eine Seite des mechanischen Verbindungselements wird an der Türaußenbetätigung angebunden.
- Auf der anderen Seite wirkt eine Federkraft, die das Fahrzeugschloss charakterisiert.
- Reibungskräfte werden vernachlässigt.

9.3 Validierung der Berechnungsmodelle des Fahrzeugschließsystems

Nach der Modellierung der Bauteile soll eine Validierung erfolgen, um die Funktionsweise der Modelle zu überprüfen.

9.3.1 Überprüfung mithilfe der definierten Öffnungskraft

Für die Türinnen- und Türaußenbetätigung sind Öffnungskräfte definiert. Durch die Wirkung dieser Öffnungskraft in einem gewissen Abstand von der Drehachse am Türaußengriff bzw. Türinnengriff stellt sich eine bestimmte Türgriffstellung ein und eine Türschlossöffnung erfolgt. Die Türgriffstellung, die Öffnungskraft und der Abstand zur Drehachse sind bekannt.

Durch die bekannten Parameter kann eine Testrechnung an der Türaußenbetätigung und Türinnenbetätigung durchgeführt werden. Am Türinnengriff bzw. Türaußengriff wird im bekannten Abstand zur Drehachse die Öffnungskraft aufgebracht, dadurch muss sich in der Berechnung die bekannte Türgriffstellung einstellen.

9.3.2 Überprüfen der Verdreh- und Biegesteifigkeit der Gegenplatte der Außenbetätigung

Wie bereits in den vorhergehenden Kapiteln beschrieben, ist die Gegenplatte der Türaußenbetätigung mit ihrer Verdreh- und Biegesteifigkeit ein wichtiges Bauteil für die Prognose einer Fahrzeugtüröffnung. Um die modellierte Verdreh- und Biegesteifigkeit zu überprüfen, können Realversuche mit verschiedenen eingeleiteten Kräften zur Herbeiführung einer Verdrehung und einer Durchbiegung durchgeführt werden. Die Ergebnisse werden mit den Ergebnissen einer Testrechnung mit der gleichen Testkonfiguration verglichen.

9.3.3 Überprüfen der Kinetik des Öffnungssystems der Türaußenbetätigung

Die Idee für die Überprüfung der Kinetik des Öffnungsmechanismus der Türaußenbetätigung beruht auf dem Nicht-Vorhandensein des vollständigen Ausgleichs der Massenkräfte bei Wirkung einer Beschleunigung in y -Richtung. Im Allgemeinen wird ein Ausgleich der Massenträgheitskräfte bei Wirkung einer Beschleunigung in y -Richtung auf die Gegenplatte der Türaußenbetätigung durch eine entsprechende konstruktive Gestaltung umgesetzt. Um trotzdem mit dieser Methode eine Überprüfung durchzuführen, wird beim FE-Modell durch eine einfache Manipulation ein unvollständiger Ausgleich der Massenträgheitskräfte herbeigeführt. Eine einfache Manipulation wäre die Verringerung der Masse des Gegengewichts durch die Zuordnung eines anderen Werkstoffs mit einer geringeren Dichte. Eine weitere Möglichkeit wäre das Aufbringen einer zusätzlichen Masse am Schwerpunkt des Türgriffbügels. Durch eine dieser Maßnahmen ist ein vollständiger Ausgleich der Trägheitsmassen bei Wirkung einer Beschleunigung in y -Richtung nicht mehr gegeben und der Türgriffbügel wird bei Wirkung von einer ausreichend großen Beschleunigung in y -Richtung eine Drehbewegung durchführen. Bei dieser Überprüfung werden alle Bauteile als starre Körper betrachtet.

Diese Vorgehensweise wird anhand eines Beispiels in der Abbildung 9.7 durchgeführt. Für das kinetische Verhalten des Öffnungsmechanismus des Beispiels sind die Bauteile Türgriffbügel (1), Gegengewicht (2+3), Drehfeder (4) und die Kraft, die aufgrund des Freischnitts des Bowdenzugs wirkt, maßgebend. Das dargestellte räumliche kinetische Problem kann durch die Betrachtung der Kinetik von zwei ebenen Bewegungen berechnet werden. Die erste ebene Bewegung ergibt sich durch die Betrachtung des Türgriffbügels (1) in der x_B - y_B -Ebene. Der Türgriffbügel hat das Koordinatensystem x_B , y_B und z_B und führt eine Drehbewegung um die Drehachse A, welche gleichzeitig die z_B -Achse des Koordinatensystems ist, aus. Die zweite ebene Bewegung ergibt sich durch die Betrachtung des Gegengewichts (2+3) in der y_{GW} - z_{GW} -Ebene. Das Gegengewicht setzt sich in diesem Fall aus zwei Bauteilen zusammen, wobei die beiden Bauteile fest miteinander verbunden sind. Es führt eine Drehbewegung um die Drehachse B aus, welche gleichzeitig die x_{GW} -Achse des Koordinatensystems ist.

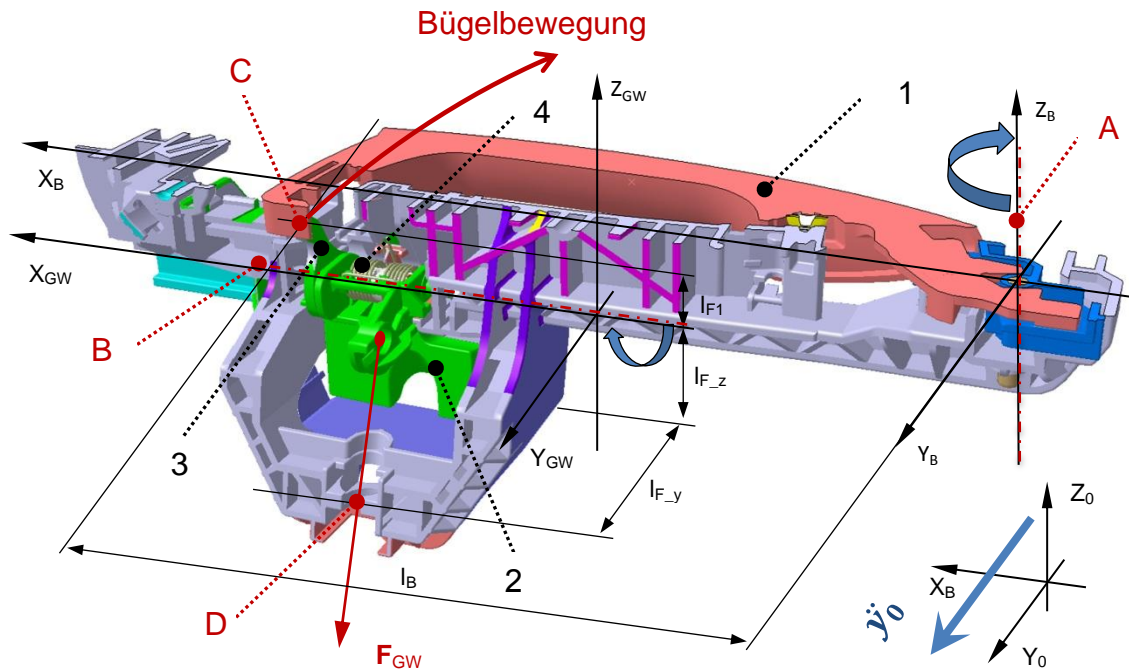


Abbildung 9.7 - Beispiel zur Überprüfung der Kinetik

Die beiden ebenen Bewegungen sind über den Kontakt C miteinander verbunden. Er ändert seine Lage nur in y -Richtung, damit bleiben seine Koordinaten x und z während des Öffnungsvorgangs gleich. Im Punkt D ist die Ummantelung des Bowdenzugs fixiert. Für die Betrachtung der Kinetik der ebenen Bewegung stehen die Gleichungen des Schwerpunktsatzes (4.24) und die Gleichung des Drallsatzes (4.25) zur Verfügung. Das Koordinatensystem x_0, y_0 und z_0 stellt das Inertialsystem dar. Die Reibungskräfte werden bei den nachfolgenden Betrachtungen nicht berücksichtigt.

Die ebene Bewegung des Türgriffbügels (1) in der Ebene $x_B - y_B$:

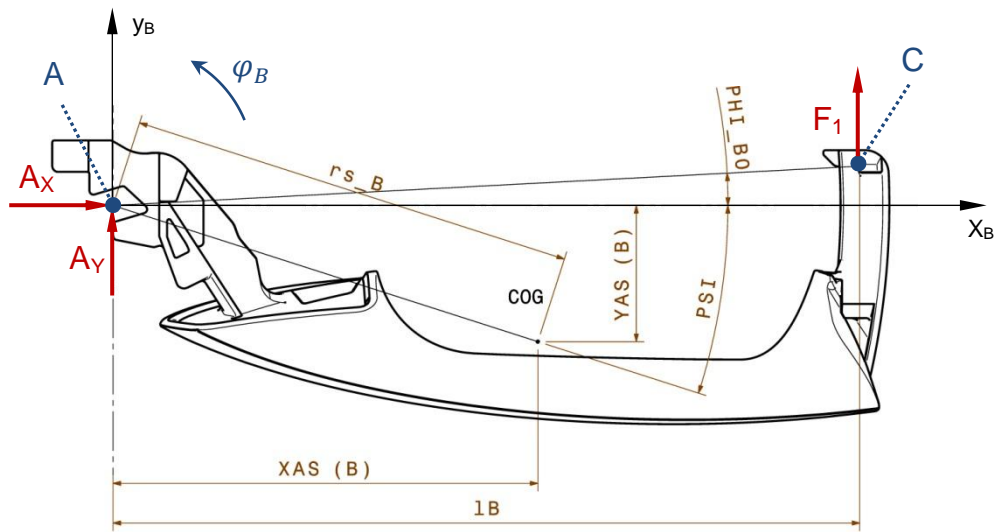


Abbildung 9.8 – Türgriffbügel x-y Ebene

Durch das Aufstellen des Schwerpunktsatzes (4.24) und des Drallsatzes (4.25) folgen die Gleichungen:

$$\sum F_x = \ddot{x}_{S(B)} \cdot m_{(B)} = A_x \quad (9.1)$$

$$\sum F_y = \ddot{y}_{S(B)} \cdot m_{(B)} = F_1 + A_y \quad (9.2)$$

$$\begin{aligned} \sum M^{(A)} &= \ddot{y}_{A(B)} \cdot x_{AS(B)} \cdot m_{(B)} - \ddot{x}_{A(B)} \cdot y_{AS(B)} \cdot m_{(B)} + \ddot{\varphi}_{(B)} \cdot \theta_{(B)}^{(A)} \\ &= F_1 \cdot l_B \end{aligned} \quad (9.3)$$

$$F_1 = \frac{1}{l_B} (\ddot{y}_{A(B)} \cdot x_{AS(B)} \cdot m_{(B)} - \ddot{x}_{A(B)} \cdot y_{AS(B)} \cdot m_{(B)} + \ddot{\varphi}_{(B)} \cdot \theta_{(B)}^{(A)})$$

Die ebene Bewegung des Gegengewichts (2+3) in der Ebene $x_B - y_B$:

Durch das Aufstellen des Schwerpunktsatzes (4.24) und des Drallsatzes (4.25) am Teil 1 des Gegengewichts folgen die Gleichungen:

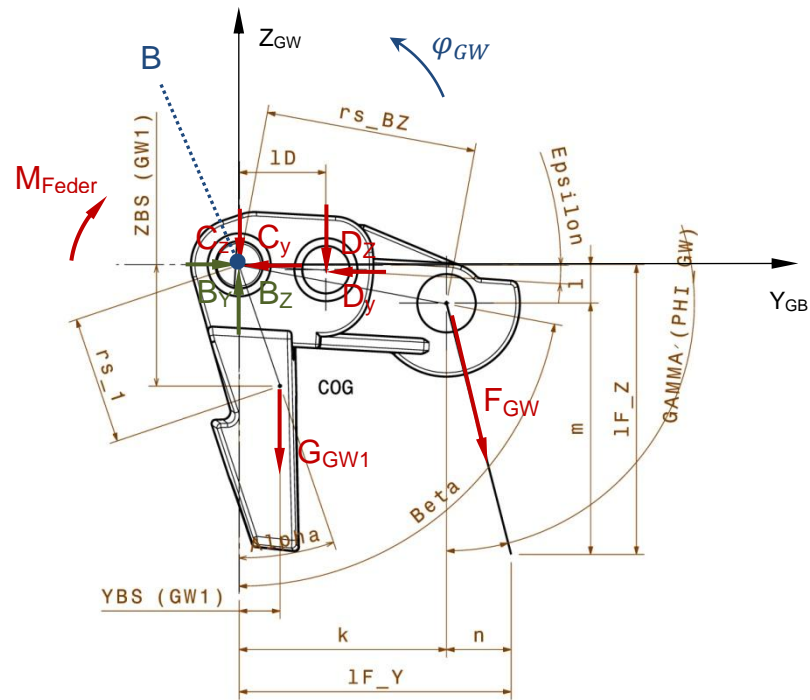


Abbildung 9.9 - Gegengewicht Part 1 y-z Ebene

$$\sum F_y = \ddot{y}_{S(GW1)} \cdot m_{(GW1)} = B_y - C_y - D_y + F_{GW} \cdot \sin(\gamma) \quad (9.4)$$

$$\sum F_z = \ddot{z}_{S(GW1)} \cdot m_{(GW1)} = B_z - C_z - D_z + F_{GW} \cdot \cos(\gamma) - G_{GW1} \quad (9.5)$$

$$\begin{aligned}
 \sum M^{(A)} &= & (9.6) \\
 &+ \ddot{z}_{B(GW1)} \cdot y_{BS(GW1)} \cdot m_{(GW1)} \\
 &- \ddot{y}_{B(GW1)} \cdot z_{BS(GW1)} \cdot m_{(GW1)} \\
 &+ \ddot{\varphi}_{(GW)} \cdot \theta_{(GW1)}^{(B)} \\
 &= \\
 &- G_{GW1} \cdot \sin(\alpha + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_1} \\
 &- F_{GW} \cdot \cos(\gamma(\varphi_{GW})) \cdot k \\
 &+ F_{GW} \cdot \sin(\gamma(\varphi_{GW})) \cdot l \\
 &- D_z \cdot \cos(\varepsilon - \varphi_{GW}) \cdot r_{s_D} \\
 &- D_y \cdot \sin(\varepsilon - \varphi_{GW}) \cdot r_{s_D} \\
 &- M_{Feder}
 \end{aligned}$$

Durch das Aufstellen des Schwerpunktsatzes (4.24) und des Drallsatzes (4.25) am Teil 2 des Gegengewichts folgen die Gleichungen:

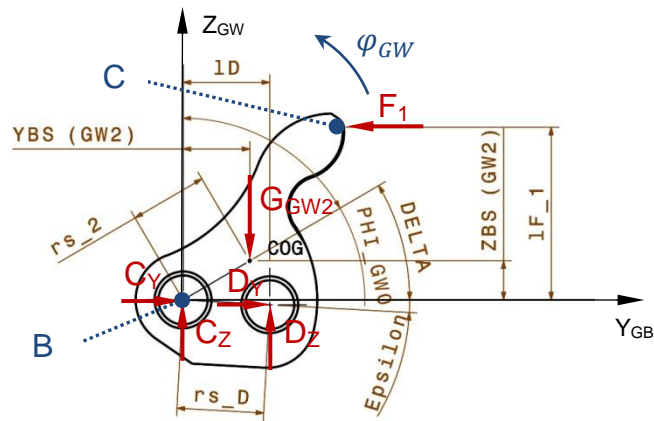


Abbildung 9.10 - Gegengewicht Part 2 y-z Ebene

$$\sum F_y = \ddot{y}_{S(GW2)} \cdot m_{(GW2)} = C_y + D_y - F_1 \quad (9.7)$$

$$\sum F_z = \ddot{z}_{S(GW2)} \cdot m_{(GW2)} = C_z + D_z - G_{GW2} \quad (9.8)$$

$$\begin{aligned}
 \sum M^{(A)} = & \hspace{15em} (9.9) \\
 & + \ddot{z}_{B(GW2)} \cdot y_{BS(GW2)} \cdot m_{(GW2)} \\
 & - \ddot{y}_{B(GW2)} \cdot z_{BS(GW2)} \cdot m_{(GW2)} \\
 & + \ddot{\varphi}_{(GW)} \cdot \theta_{(GW2)}^{(B)} = \\
 & - G_{GW2} \cdot \cos(\delta + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_2} \\
 & + D_Z \cdot \cos(\varepsilon - \varphi_{GW}) \cdot r_{s_D} \\
 & + D_Y \cdot \sin(\varepsilon - \varphi_{GW}) \cdot r_{s_D} \\
 & + F_1 \cdot l_{F_1}
 \end{aligned}$$

Die beiden Teile 1 und 2 besitzen die gleiche Drehachse B, somit müssen auch die Beschleunigungen in y- und z-Richtung im Punkt B gleich sein.

$$\ddot{z}_{B(GW1)} = \ddot{z}_{B(GW2)} = \ddot{z}_{B(GW)} \hspace{10em} (9.10)$$

$$\ddot{y}_{B(GW1)} = \ddot{y}_{B(GW2)} = \ddot{y}_{B(GW)}$$

Bei Addierung der Gleichungen (9.9) und (9.6) mit den Beziehungen (9.10) folgt die Gleichung (9.11).

$$\begin{aligned}
 & \ddot{z}_{B(GW)} \cdot (y_{BS(GW1)} \cdot m_{(GW1)} + y_{BS(GW2)} \cdot m_{(GW2)}) \hspace{10em} (9.11) \\
 & - \ddot{y}_{B(GW)} \cdot (z_{BS(GW1)} \cdot m_{(GW1)} + z_{BS(GW2)} \cdot m_{(GW2)}) \\
 & + \ddot{\varphi}_{(GW)} \cdot (\theta_{(GW1)}^{(B)} + \theta_{(GW2)}^{(B)}) = \\
 & - G_{GW1} \cdot \sin(\alpha + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_1} \\
 & - G_{GW2} \cdot \cos(\delta + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_2} \\
 & + F_{GW} \cdot [\sin(\gamma_{(\varphi_{GW})}) \cdot l - \cos(\gamma_{(\varphi_{GW})}) \cdot k] \\
 & - M_{Feder} + F_1 \cdot l_{F_1}
 \end{aligned}$$

Wirken auf die Türaußenbetätigung nur translatorische Bewegungen, das System hat also 3 translatorische Freiheitsgrade, dann ist der Zusammenhang nach der Gleichung (9.12) gültig. Bei der beschriebenen Berechnung für die Validierung wird eine wirkende Beschleunigung in y-Richtung, bezogen auf das Inertialsystem, angenommen.

$$\begin{pmatrix} \ddot{x}_{A(B)} \\ \ddot{y}_{A(B)} \\ \ddot{z}_{A(B)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_{B(GW1)} \\ \ddot{y}_{B(GW1)} \\ \ddot{z}_{B(GW1)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_{B(GW2)} \\ \ddot{y}_{B(GW2)} \\ \ddot{z}_{B(GW2)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ddot{y}_{B(GW)} \\ \ddot{y}_{B(GW)} \\ \ddot{z}_{B(GW)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \ddot{y}_0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (9.12)$$

Im Kontaktpunkt C ist die Geschwindigkeit des Türgriffbügels und des Gegengewichts in y-Richtung gleich, demnach kann auf folgenden Zusammenhang geschlossen werden:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_c \\ \dot{y}_c \\ \dot{z}_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{y}_0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\phi}_{(B)} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} l_B \\ \text{variabel} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{y}_0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dots \\ \dot{\phi}_{(B)} \cdot l_B \\ 0 \end{pmatrix} \quad (9.13)$$

$$\dot{y}_c = \dot{y}_0 + \dot{\phi}_{(B)} \cdot l_B$$

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_c \\ \dot{y}_c \\ \dot{z}_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{y}_0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{\phi}_{(GW)} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ \text{variabel} \\ l_{F_1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{y}_0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -\dot{\phi}_{(GW)} \cdot l_{F_1} \\ \dots \end{pmatrix}$$

$$\dot{y}_c = \dot{y}_0 - \dot{\phi}_{(GW)} \cdot l_{F_1}$$

$$\dot{y}_0 + \dot{\phi}_{(B)} \cdot l_B = \dot{y}_0 - \dot{\phi}_{(GW)} \cdot l_{F_1}$$

$$\dot{\phi}_{(B)} \cdot l_B = -\dot{\phi}_{(GW)} \cdot l_{F_1}$$

$$\dot{\phi}_{(B)} \cdot l_B = -\dot{\phi}_{(GW)} \cdot l_{F_1}$$

$$\ddot{\phi}_{(B)} = -\frac{\ddot{\phi}_{(GW)} \cdot l_{F_1}}{l_B}$$

Mit den Beziehungen nach (9.12) und (9.13) und durch das Einsetzen der Gleichung (9.3) in die Gleichung (9.11) folgt:

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_{B(GW)} \cdot \left(-z_{BS(GW1)} \cdot m_{(GW1)} - z_{BS(GW2)} \cdot m_{(GW2)} - \frac{l_{F1}}{l_B} \cdot x_{AS(B)} \cdot m_{(B)} \right) & \quad (9.14) \\
 + \ddot{\varphi}_{(GW)} \cdot \left(\theta_{(GW1)}^{(B)} + \theta_{(GW2)}^{(B)} + \left(\frac{l_{F1}}{l_B} \right)^2 \cdot \theta_{(B)}^{(A)} \right) = & \\
 - G_{GW1} \cdot \sin(\alpha + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_1} & \\
 - G_{GW2} \cdot \cos(\delta + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_2} & \\
 + F_{GW} \cdot [\sin(\gamma_{(\varphi_{GW})}) \cdot l - \cos(\gamma_{(\varphi_{GW})}) \cdot k] & \\
 - M_{Feder} &
 \end{aligned}$$

Für das System sind folgende kinematischen Beziehungen gültig:

Für den Türgriffbügel:

$$\begin{aligned}
 x_{AS(B)} &= r_{s_B} \cdot \cos(\psi - \varphi_B) & (9.15) \\
 y_{AS(B)} &= - r_{s_B} \cdot \sin(\psi - \varphi_B)
 \end{aligned}$$

Für das Teil 1 des Gegengewichts:

$$\begin{aligned}
 y_{BS(GW1)} &= r_{s_1} \cdot \sin(\alpha + \varphi_{GW}) & (9.16) \\
 z_{BS(GW1)} &= - r_{s_1} \cdot \cos(\alpha + \varphi_{GW})
 \end{aligned}$$

Für das Teil 2 des Gegengewichts:

$$\begin{aligned}
 y_{BS(GW2)} &= r_{s_2} \cdot \cos(\delta + \varphi_{GW}) & (9.17) \\
 z_{BS(GW2)} &= r_{s_2} \cdot \sin(\delta + \varphi_{GW})
 \end{aligned}$$

$$l = r_{s_{BZ}} \cdot \cos(\beta + \varphi_{GW})$$

$$k = r_{s_{BZ}} \cdot \sin(\beta + \varphi_{GW})$$

$$n = l_{F_y} - k = l_{F_y} - r_{s_{BZ}} \cdot \sin(\beta + \varphi_{GW})$$

$$m = l_{F_z} - l = l_{F_z} - r_{s_{BZ}} \cdot \cos(\beta + \varphi_{GW})$$

$$\gamma(\varphi_{GW}) = \tan\left(\frac{n}{m}\right) = \tan\left(\frac{l_{F_y} - r_{SBZ} \cdot \sin(\beta + \varphi_{GW})}{l_{F_z} - r_{SBZ} \cdot \cos(\beta + \varphi_{GW})}\right)$$

$$M_{Feder} = k \cdot (\varphi_{Vorsp} + \varphi_{GW})$$

Für die Winkel φ_{GW} und φ_B wird folgender Zusammenhang aufgestellt:

$$[\tan(\varphi_{GW_0} + \varphi_{GW}) - \tan(\varphi_{GW_0})] \cdot l_{F_1} = \Delta l \quad (9.18)$$

$$[\tan(\varphi_{B_0} + \varphi_B) - \tan(\varphi_{B_0})] \cdot l_B = \Delta l$$

$$[\tan(\varphi_{B_0} + \varphi_B) - \tan(\varphi_{B_0})] \cdot l_B = [\tan(\varphi_{GW_0} + \varphi_{GW}) - \tan(\varphi_{GW_0})] \cdot l_{F_1}$$

Der Zusammenhang (9.18) kann analytisch nicht mehr gelöst werden, hier bedarf es eines numerischen Lösungsverfahrens. Der Zusammenhang der beiden Winkel kann aber vereinfacht für kleine Winkelbewegungen angenommen werden. Die nachstehende Abbildung 9.11 verdeutlicht die angenommene Vereinfachung.

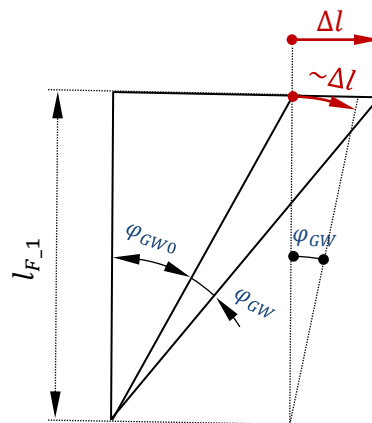


Abbildung 9.11 - Zusammenhang der beiden Winkel

Die herbeigeführte Längenänderung Δl aufgrund einer Winkelbewegung φ_{GW} ist in der Abbildung anschaulich darstellt. Die exakte Längenänderung Δl wird nach den obigen Beziehungen (9.18) berechnet. Eine Annäherung an diese Längenänderung erhält man durch die Bestimmung der Bogenlänge $\sim\Delta l$ mit dem Radius l_{F_1} . Der dadurch gemachte Fehler ist bei kleinen Winkelbewegungen sehr klein. Betrachtet man den Umstand, dass eine Türöffnung bei einer Winkeländerung von $\varphi_B \cong 5^\circ$ ausgelöst wird, sind die zu berechnenden Ergebnisse bei Winkelbewegung von 0 bis 5 Grad von Bedeutung. Verwendet man die angenäherte Längenänderung Δl durch die Berechnung des Bogenmaßes, ergibt sich der Zusammenhang der beiden Winkel φ_{GW} und φ_B nach der Beziehung (9.19).

$$\sim\Delta l = \varphi_{GW} \cdot l_{F_1} \quad (9.19)$$

$$\sim\Delta l = \varphi_B \cdot l_B$$

$$\varphi_B = \varphi_{GW} \frac{l_{F_1}}{l_B}$$

Zusammengefasst:

Für die Berechnung der Bügelbewegung muss die gewöhnliche Differenzialgleichung (9.14) 2. Ordnung für φ_{GW} mit den dazugehörigen Beziehungen (9.15), (9.16) und (9.17) gelöst werden. Dabei kann der exakte (9.18) oder genäherte (9.19) Zusammenhang der beiden Winkel φ_{GW} und φ_B angewandt werden.

Differenzialgleichung:

$$\ddot{\varphi}_{(GW)} = \frac{1}{f\theta_{(const)}} \cdot \quad (9.20)$$

$$\left\{ \ddot{y}_{B(GW)} \cdot fm_{(\varphi_{GW} + \varphi_B)} \right.$$

$$- G_{GW1} \cdot \sin(\alpha + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_1}$$

$$- G_{GW2} \cdot \cos(\delta + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_2}$$

$$+ F_{GW} \cdot [\sin(\gamma_{(\varphi_{GW})}) \cdot l - \cos(\gamma_{(\varphi_{GW})}) \cdot k]$$

$$\left. - k \cdot (\varphi_{Vorsp} + \varphi_{GW}) \right\}$$

mit den Beziehungen:

$$fm_{(\varphi_{GW} + \varphi_B)} =$$

$$\left(z_{BS(GW1)} \cdot m_{(GW1)} + z_{BS(GW2)} \cdot m_{(GW2)} + \frac{l_{F-1}}{l_B} \cdot x_{AS(B)} \cdot m_{(B)} \right)$$

$$f\theta_{(const)} =$$

$$\left(\theta_{(GW1)}^{(B)} + \theta_{(GW2)}^{(B)} + \left(\frac{l_{F-1}}{l_B} \right)^2 \cdot \theta_{(B)}^{(A)} \right)$$

$$\gamma_{(\varphi_{GW})} = \tan\left(\frac{n}{m}\right) = \tan\left(\frac{l_{F_y} - r_{s_{BZ}} \cdot \sin(\beta + \varphi_{GW})}{l_{F_z} - r_{s_{BZ}} \cdot \cos(\beta + \varphi_{GW})}\right)$$

$$x_{AS(B)} = r_{s_B} \cdot \cos(\psi - \varphi_B)$$

$$z_{BS(GW1)} = -r_{s_1} \cdot \cos(\alpha + \varphi_{GW})$$

$$z_{BS(GW2)} = r_{s_2} \cdot \sin(\delta + \varphi_{GW})$$

Die Differenzialgleichung wurde mithilfe von Matlab Simulink (Abbildung 9.12 und Anhang e) einmal mit dem exakten (9.18) und genäherten (9.19) Zusammenhang der beiden Winkel φ_{GW} und φ_B gelöst. Die Massenträgheitsmomente $\theta_{(GW1)}^{(B)}$, $\theta_{(GW2)}^{(B)}$ und $\theta_{(B)}^{(A)}$ wurden mithilfe von CATIA um die jeweilige Achse bestimmt.

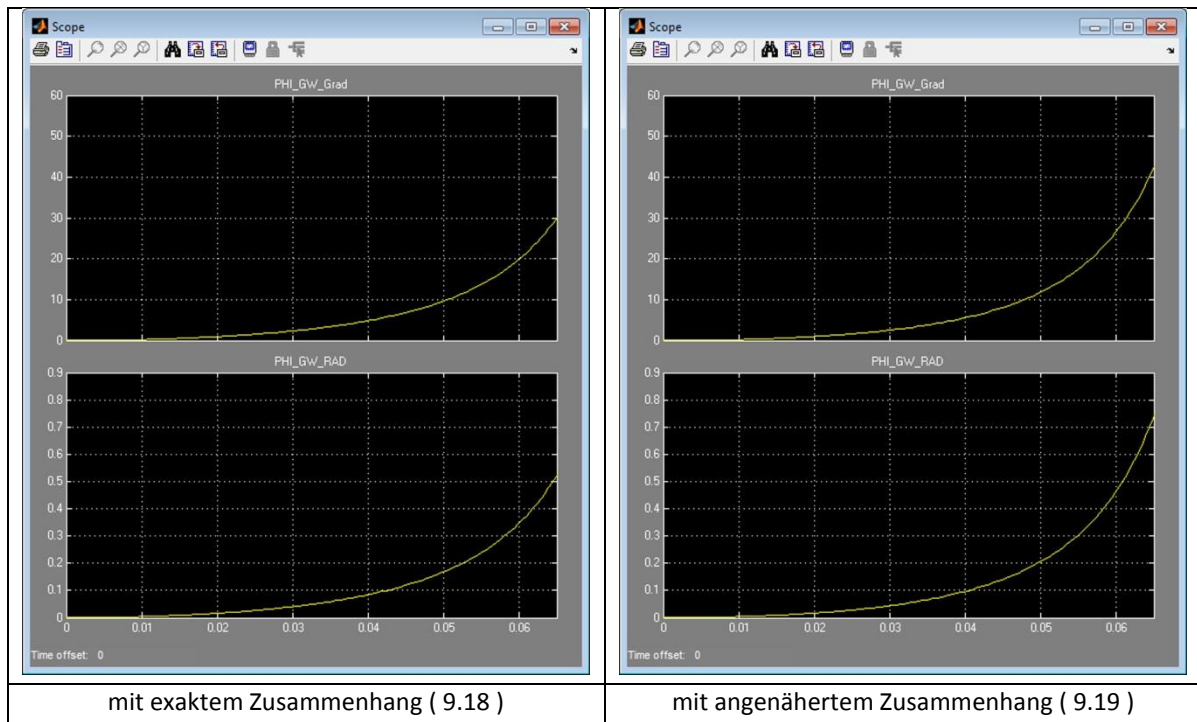


Abbildung 9.12 - Bewegung des Gegengewichts

Mit der Beziehung (9.18) bzw. (9.19) und dem Zusammenhang, Radius mal Winkel in Radiant ist gleich die Bogenlänge eines Kreises, wird die zurückgelegte Bogenlänge des Türgriffbügels errechnet, diese errechnete Bogenlänge des Türgriffbügels mit dem Startpunkt (C) ist in der Abbildung 9.7 eingezeichnet. Die Ergebnisse hiervon sind in der Abbildung 9.13 dargestellt.

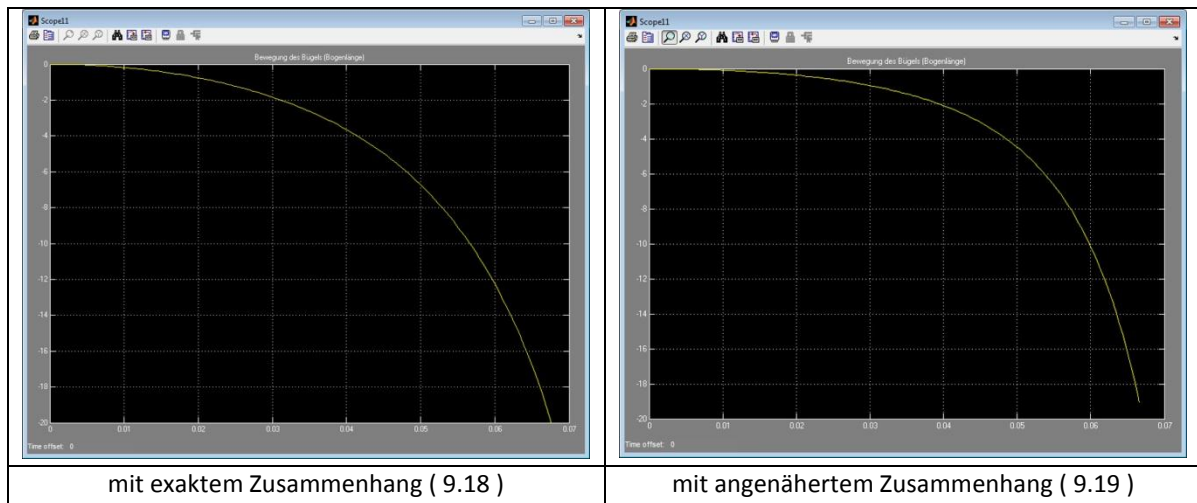


Abbildung 9.13 - Bewegung des Bügels Matlab Simulink

Wie aus dem Ergebnis in der Abbildung 9.13 ersichtlich, liefert auch der angenäherte Zusammenhang der Winkel φ_{GW} und φ_B nach (9.19) ein sehr ähnliches Ergebnis. Die Beschriftungen und Skalierungen der Achsen von der Abbildung 9.13 sind mit den Beschriftungen und der Skalierungen der Achsen der Abbildung 9.14 ident. Die Bügelbewegung wird etwas langsamer ausgeführt, sie eilt dem Ergebnis mit dem exakten Zusammenhang (9.18) etwas hinterher.

Die Differenzialgleichung mit dem genäherten Zusammenhang der Winkel φ_{GW} und φ_B kann auch im Microsoft Excel (Abbildung 9.14) mit einem entsprechenden Lösungsverfahren gelöst werden. Als Lösungsverfahren bietet sich das Verfahren nach Runge-Kutta 4. Ordnung an.

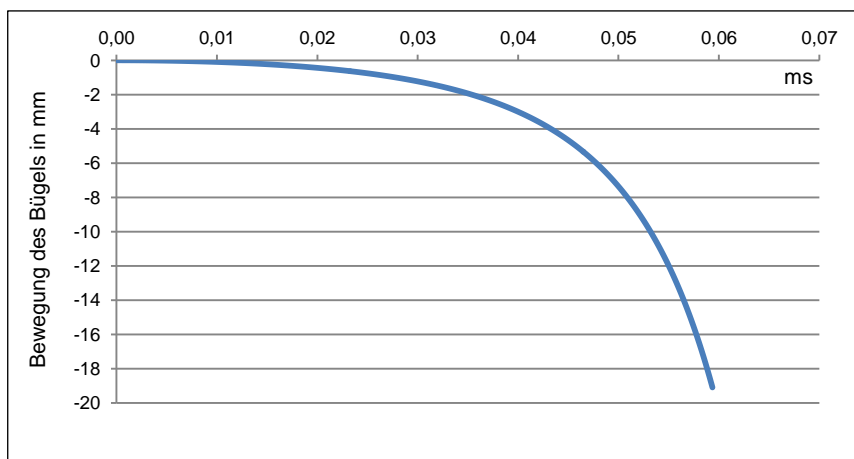


Abbildung 9.14 - Bewegung des Bügels mithilfe Excel

Die sich dadurch ergebende Kurve für das Ergebnis der Bügelbewegung sieht sehr ähnlich wie beim Ergebnis mittels Matlab Simulink aus. Jedoch erfolgt mit dem Lösungsverfahren im Microsoft Excel durch das Anwenden von Runge Kutta 4.Ordnung die Bügelbewegung schneller. Dieser Umstand kann mit dem verwendeten Lösungsverfahren zusammenhängen. Eine Änderung der Anzahl der Iterationsschritte für das Lösungsverfahren brachte keine nennenswerten Unterschiede.

Trotz der leicht unterschiedlichen Ergebnisse eignet sich das beschriebene Verfahren durch das Ausstellen und Lösen der Drallsätze für die Validierung des FE-Modells.

Durch die Manipulation der Masse am Ausgleichgewicht bzw. Türgriffbügel ist kein vollständiger Ausgleich der Massenträgheitskräfte in y-Richtung gegeben. Mit dieser Methode kann die nötige Beschleunigung in y-Richtung ermittelt werden, um eine Türgriffbewegung herbeizuführen. Mit der Kenntnis des Grenzwertes der Beschleunigung können zwei Testrechnungen mit dem FE-Modell durchgeführt werden. Einmal wird eine Beschleunigung auf das FE-Modell knapp unter dem Grenzwert aufgebracht. Dabei darf als Ergebnis keine Bügelbewegung festgestellt werden. Bei der zweiten Testrechnung wird eine Beschleunigung über dem Grenzwert aufgebracht. Hier muss das Ergebnis der Testrechnung eine ähnliche Bügelbewegung wie durch die analytische Berechnung aufweisen.

10 Bewertungsmethoden für eine optimale Prognose einer Fahrzeugtüröffnung

10.1 Allgemein

In diesem Kapitel werden verschiedene Beurteilungsmethoden für eine optimale Prognose einer Fahrzeugtüröffnung vorgestellt. Zum einen werden Beurteilungsmethoden für die konstruktive Ausführung der Bauteile und zum anderen werden Beurteilungsmethoden für das Post-Processing bei der Crashberechnung behandelt.

10.2 Beurteilungsmethoden für die konstruktiven Ausführungen

Mithilfe der in den folgenden Unterkapiteln angeführten Methoden ist eine Bewertung der konstruktiven Ausführung der Bauteile möglich.

10.2.1 Bewertung der Türaußenbetätigung hinsichtlich ihrer Resistenz bei Wirkung von Massenträgheitskräften und Massenträgheitsmomenten

Im Kapitel 5.3.2 werden die unterschiedlichen Ausführungsformen hinsichtlich der Lage des Gegengewichts der Türaußenbetätigung dargestellt und es wird auf die Funktion des Öffnungsmechanismus eingegangen. Um den Einfluss der Beschleunigungen bei einer Wirkung in verschiedene Richtungen darzustellen, werden die Bauteile Gegengewicht und Türgriffbügel freigeschnitten und der Drallsatz um die Drehachse des Bauteils aufgestellt. Eine Beschleunigung bringt eine Massenträgheitskraft mit sich, welche bei ausreichender Größe den Öffnungsmechanismus der Fahrzeugtür auslöst. Beispiele für die Lage des Gegengewichts sind in der Abbildung 5.10, Abbildung 5.11 und Abbildung 5.12 angeführt. Es ist ausreichend, die Kinetik in der ebenen Bewegung des Gegengewichts und des Türgriffsbügels zu betrachten.

Es wird der Freischnitt (Abbildung 10.1) des Türgriffsbügels in der x-y-Ebene betrachtet und der dazugehörige Drallsatz (10.1) um die Drehachse A aufgestellt. In der Abbildung sind die Richtungen der Beschleunigung und der Geschwindigkeit des Prüffahrzeugs unmittelbar nach dem Seitenaufprall eingezeichnet, die Beschleunigung und die Geschwindigkeit herrschen im Drehpunkt A. Aufgrund der Intrusion der Fahrzeugtür wirkt nicht nur eine Beschleunigung in y-Richtung, sondern es können auch Beschleunigungen in x- und z-Richtung auftreten.

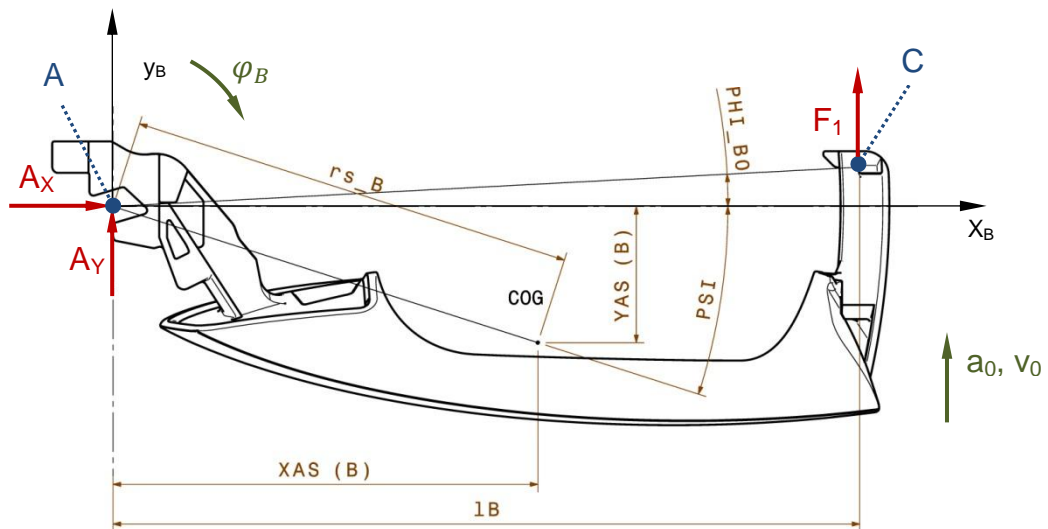


Abbildung 10.1 – Türgriffbügel x-y Ebene

$$\dot{y}_{A(B)} \cdot x_{AS(B)} \cdot m_{(B)} - \ddot{x}_{A(B)} \cdot y_{AS(B)} \cdot m_{(B)} - \dot{\varphi}_{(B)} \cdot \theta_{(B)}^{(A)} - F_1 \cdot l_B = 0 \quad (10.1)$$

Der **erste Term** im Drallsatz $\dot{y}_{A(B)} \cdot x_{AS(B)} \cdot m_{(B)}$ (10.1) resultiert durch die Wirkung einer Beschleunigung in y-Richtung und die Beschleunigung bildet mit der Masse des Türgriffbügels die Massenträgheitskraft. Die Massenträgheitskraft greift im Schwerpunkt des Türgriffbügels an, wirkt gegen die Richtung der Beschleunigung und bildet mit dem Abstand in x-Richtung vom Schwerpunkt zum Drehpunkt A ein Moment. Dieses Moment möchte bei Wirkung einer Beschleunigung in die positive y-Richtung den Türgriffbügel in die negative Drehrichtung bewegen. Erfährt der Türgriffbügel eine bestimmte Auslenkung, tritt eine Fahrzeugtüröffnung ein. Durch den Seitenaufprall tritt hauptsächlich eine Beschleunigung in die positive y-Richtung auf, weshalb diese Massenträgheitskraft mithilfe des Gegengewichts kompensiert wird.

Der **zweite Term** im Drallsatz $\ddot{x}_{A(B)} \cdot y_{AS(B)} \cdot m_{(B)}$ (10.1) resultiert durch die Wirkung einer Beschleunigung in x-Richtung und die Beschleunigung bildet mit der Masse des Türgriffbügels die Massenträgheitskraft. Mit den gleichen Betrachtungen von vorhin kann auf Folgendes geschlossen werden:

- Eine wirkende Beschleunigung in die negative x-Richtung wirkt einer Türöffnung entgegen.
- Eine wirkende Beschleunigung in die positive x-Richtung trägt hingegen zu einer möglichen Türöffnung bei.

Bei der ebenen Betrachtung wird die Wirkung einer Beschleunigung in z-Richtung nicht berücksichtigt. Die Massenträgheitskraft aufgrund einer Beschleunigung in z-Richtung ruft durch die Reibung ein Verklemmen des Türgriffbügels in seiner Lagerstelle hervor. Das Verklemmen wirkt einer Türöffnung entgegen.

Der **dritte Term** ergibt sich aus der Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{(B)}$ und dem Massenträgheitsmoment des Türgriffbügels $\theta_{(B)}^{(A)}$ um die Drehachse A. Das Massenträgheitsmoment ist von der Masse des Türgriffbügels und dem Abstand von der Drehachse A zum Schwerpunkt des Türgriffbügels abhängig. Dieser Term wirkt einer Türöffnung entgegen.

Im nächsten Schritt werden die Freischnitte (Abbildung 10.2 und Abbildung 10.3) des Gegengewichts in der y-z-Ebene betrachtet und die dazugehörigen Drallsätze (9.6) und (9.9) um die Drehachse B aufgestellt. Das Gegengewicht besteht aus zwei Bauteilen. Durch das Addieren der beiden Drallsätze folgt der Drallsatz (10.2) um die Drehachse B für das gesamte Gegengewicht. Die Herleitung hierfür wird im Kapitel 9.3.3 behandelt. Die Geschwindigkeit und Beschleunigung des Prüffahrzeugs, die am Drehpunkt B wirken, sind in den Freischnitten eingezeichnet.

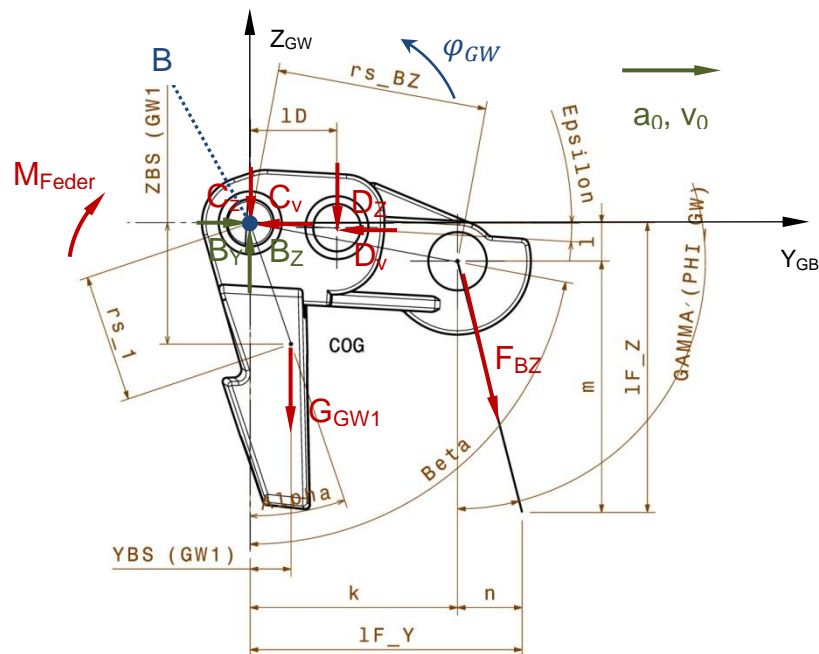


Abbildung 10.2 - Gegengewicht Part 1 y-z Ebene

Schwerpunkt Abstand des Teils 2 zur Drehachse B in z-Richtung ist positiv. Bei der weiteren Betrachtung wird nur eine Beschleunigung in die positive y-Richtung betrachtet, wobei eine wirkende Beschleunigung in die negative y-Richtung aufgrund des Ausgleichs der Massenträgheitskräfte (Gegengewicht und Türgriffbügel) in y-Richtung keinen Einfluss auf die Türöffnung hätten.

Durch den negativen Abstand wirkt das resultierende Moment aufgrund der Massenträgheitskraft des Teils 1 einer Türöffnung entgegen und das resultierende Moment aufgrund der Massenträgheitskraft des Teils 2 trägt zur Türöffnung bei. Das resultierende Moment aufgrund der Massenträgheitskräfte der Teile 1 und 2 dient zum Ausgleich des hervorgerufenen Moments durch die wirkende Beschleunigung in y-Richtung auf den Türgriffbügel.

Eine Beschleunigung in x-Richtung ruft eine Verklammerung durch die Reibung in der Lagerstelle B hervor und wirkt einer Türöffnung entgegen. Reibungskräfte wirken immer einer Türöffnung entgegen, deshalb werden Reibungskräfte nicht berücksichtigt.

Aus dem Drallsatz geht noch hervor, dass die Gewichtskräfte der Teile 1 und 2, die Kraft des Bowdenzugs und das Federmoment einer Türöffnung entgegenwirken.

Der **dritte Term** ergibt sich aus der Winkelbeschleunigung $\ddot{\phi}_{(GW)}$ und den Massenträgheitsmomenten $(\theta_{(GW1)}^{(B)} + \theta_{(GW2)}^{(B)})$ des Gegengewichts der Teile 1 und 2 um die Drehachse B. Das Massenträgheitsmoment ist von der Masse und dem Abstand von der Drehachse B zum Schwerpunkt des jeweiligen Teils abhängig. Dieser Term wirkt bei einer Winkelbeschleunigung in die positive Drehrichtung einer Türöffnung entgegen.

Beim Seitenaufprall wird aufgrund der Intrusion des Türaußenblechs die Türaußenbetätigung häufig in Rotation versetzt, dieser Mechanismus ist in der Abbildung 10.4 ersichtlich. Die abgebildete Drehachse U ist die Drehachse der Türaußenbetätigung.

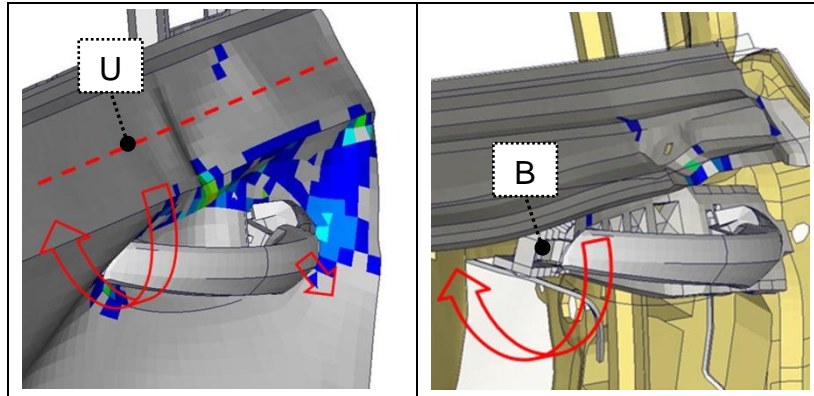


Abbildung 10.4 – Rotation der Türaußenbetätigung aufgrund des Seitenaufpralls [22]

Betrachtet man die Türaußenbetätigung als starren Körper, kann dieser Mechanismus in der Ebene wie in der Abbildung 10.5 beschrieben werden. Der Drehpunkt U ist die Drehachse der Türaußenbetätigung. Das Koordinatensystem y_0 und z_0 ist für die Betrachtung das Inertialsystem, mit dem die Bewegung der Türaußenbetätigung beschrieben wird. Das blaue Rechteck stellt schematisch die Türaußenbetätigung mit dem Drehpunkt B des Gegengewichts dar.

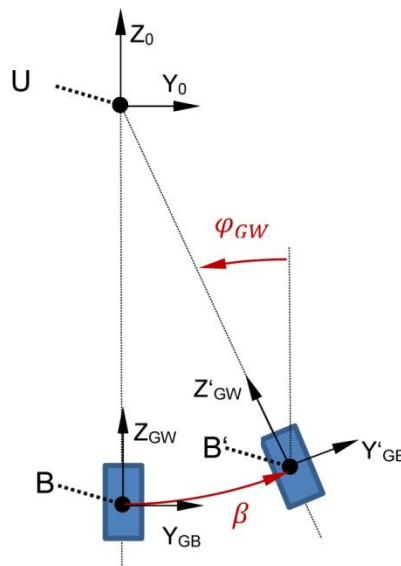


Abbildung 10.5 - Schematische Darstellung der Rotation

Wird die Türaußenbetätigung um einen Winkel β ausgelenkt, nimmt der Drehpunkt B eine neue Lage B' ein. Um diese Lage zu erreichen, muss eine Bewegung in die positive y- und z-Richtung erfolgen. Diese Bewegung bringt Beschleunigungen in die positive y- und z-Richtung mit sich. Des Weiteren erfährt der Türaußengriff eine Rotationsbewegung um den Drehpunkt B mit einem Winkel $\beta = \varphi_{GW}$. Diese Rotationsbewegung bringt eine Rotationsbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{(GW)}$ in die positive Drehrichtung mit sich.

Für die Bewertung müssen die ersten drei Terme des Drallsatzes (10.2) analysiert werden. Durch die Rotationsbewegung würde auch die Gewichtskraft des Türgriffsbügels einen Beitrag zur Türöffnung leisten, jedoch wird dieser Effekt aufgrund des kleinen Einflusses nicht berücksichtigt. Alle drei Beschleunigungen wirken in diesem Beispiel einer Türöffnung entgegen.

Zusammenfassend kann die konstruktive Ausführung der Türaußenbetätigung hinsichtlich Resistenz bei Wirkung von Massenträgheitsmomenten und Massenträgheitskräften mit der nachstehenden Tabelle bewertet werden.

	Trägt zur Türöffnung bei	Einflussgrößen
Beschleunigung +x	✓	m_B, y_{AS}
Beschleunigung -x	✗	-
Beschleunigung +y	✗	Ausgleich durch Gegengewicht
Beschleunigung -y	✗	Ausgleich durch Gegengewicht
Beschleunigung +z	✗	
Beschleunigung -z	✓	m_{GW}, y_{BS}
Rotationsbeschleunigung im positiven Drehsinn	✗	
Gewichtskraft des Gegengewichts	✗	

Tabelle 8 - Bewertung Türaußengriff Beispiel 1

Legende:

- ✓ Ja
- ✗ Nein

Erfolgt eine Bewertung mit dieser Methode an der Türaußenbetätigung in der Abbildung 5.11, folgt das Ergebnis in der Tabelle 9.

Ursache	Trägt zur Türöffnung bei	Einflussgrößen
Beschleunigung +x	✓	m_B, γ_{AS}
Beschleunigung -x	✗	-
Beschleunigung +y	✗	Ausgleich durch Gegengewicht
Beschleunigung -y	✗	Ausgleich durch Gegengewicht
Beschleunigung +z	✓	
Beschleunigung -z	✗	
Rotationsbeschleunigung + Drehsinn	✓	$m_{GW}, \gamma_{BS}, \ddot{\varphi}_{(GW)}, \ddot{z}_{B(GW)}$
Gewichtskraft des Gegengewichts	✓	m_{GW}, γ_{BS}

Tabelle 9 - Bewertung Türaußengriff Beispiel 2

Legende:

- ✓ Ja
- ✗ Nein

Werden die Ergebnisse in der Tabelle 8 und Tabelle 9 der beiden unterschiedlichen Türaußenbetätigungen miteinander verglichen, ist ein deutlicher Unterschied gegen die Resistenz bei wirkenden Massenträgheitsmomenten und Massenträgheitskräften ersichtlich.

10.2.2 Überprüfen des Ausgleichs der Massenträgheitskräfte der Türaußenbetätigung

Die auftretenden Massenträgheitskräfte aufgrund der wirkenden Beschleunigung in y-Richtung werden durch konstruktive Maßnahmen mithilfe des Gegengewichts an der Türaußenbetätigung kompensiert. Durch die kinetische Betrachtung des Öffnungsmechanismus der Türaußenbetätigung kann der Massenausgleich nachgeprüft werden. Diese Nachprüfung wird anhand der Türaußenbetätigung in der Abbildung 9.7 beschrieben. Die Bauteile des Öffnungsmechanismus der Türaußenbetätigung werden freigeschnitten und der Drallsatz um die entsprechende Drehachse aufgestellt. Diese Arbeitsschritte sind im Kapitel 9.3.3 beschrieben. Durch entsprechende Umformungen und Verwendung von kinematischen Beziehungen ergibt sich der Drallsatz nach der Formel (10.3) für das gesamte Öffnungssystem.

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_{B(GW)} \cdot & \left(-z_{BS(GW1)} \cdot m_{(GW1)} - z_{BS(GW2)} \cdot m_{(GW2)} - \frac{l_{F_1}}{l_B} \cdot x_{AS(B)} \cdot m_{(B)} \right) & (10.3) \\
 + \ddot{\varphi}_{(GW)} \cdot & \left(\theta_{(GW1)}^{(B)} + \theta_{(GW2)}^{(B)} + \left(\frac{l_{F_1}}{l_B} \right)^2 \cdot \theta_{(B)}^{(A)} \right) = \\
 - G_{GW1} \cdot & \sin(\alpha + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_1} \\
 - G_{GW2} \cdot & \cos(\delta + \varphi_{GW}) \cdot r_{s_2} \\
 + F_{GW} \cdot & [\sin(\gamma_{(\varphi_{GW})}) \cdot l - \cos(\gamma_{(\varphi_{GW})}) \cdot k] \\
 - M_{Feder} &
 \end{aligned}$$

Um den Einfluss der Beschleunigung in y-Richtung zu kompensieren, muss der in der Klammer stehende markierte Ausdruck (10.3) null werden.

$m_{(GW1)}$	Masse Teil 1 des Gegengewichts
$m_{(GW2)}$	Masse Teil 2 des Gegengewichts
$m_{(B)}$	Masse Türgriffbügel
$z_{BS(GW1)}$	Abstand Schwerpunkt –Drehachse B Teil 1 des Gegengewichts
$z_{BS(GW2)}$	Abstand Schwerpunkt –Drehachse B Teil 2 des Gegengewichts
$x_{AS(B)}$	Abstand Schwerpunkt – Drehachse A Türgriffbügel
l_{F_1}	Abstand Drehachse B und Kontaktpunkt C
l_B	Abstand Drehachse A und Kontaktpunkt C

Bei diesem Beispiel sind die Abstände $z_{BS(GW1)}$, $x_{AS(B)}$, l_{F_1} und l_B positiv, der Abstand $z_{BS(GW2)}$ ist negativ.

Wird der Ausdruck nicht null, sondern negativ, das heißt, dass das Gegengewicht zu groß dimensioniert ist und die resultierende Massenträgheitskraft zur Vermeidung einer Türöffnung beiträgt. Ist der Ausdruck hingegen positiv, trägt die Massenträgheitskraft zu einer Türöffnung bei.

10.2.3 Bewertung der konstruktiven Ausführung der Türaußenbetätigung

Bei der Türaußenbetätigung sind für die Bewertung drei Punkte wichtig:

- Die Gegenplatte der Türaußenbetätigung soll so biege- und verdrehsteif wie möglich sein. Diese Eigenschaft wird durch die Querschnittsfläche (Flächenträgheitsmoment) und den Werkstoff (E-Modul) beeinflusst.
- Die Fixierung der Türaußenbetätigung an das Türaußenblech soll so fest wie möglich sein.
- Die Bauteile des Öffnungsmechanismus (Gegengewicht, Bügel) sollen durch Schutzeinrichtungen an der Türaußenbetätigung vor dem Kontakt mit fremden Bauteilen, die durch die Intrusion der Fahrzeugtür verschoben werden, geschützt werden.

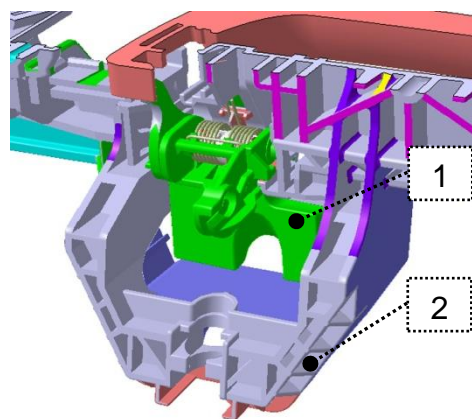


Abbildung 10.6 - Schutzeinrichtung für das Gegengewicht

Ein konstruktives Beispiel als Schutzeinrichtung für das Gegengewicht ist in der Abbildung 10.6 dargestellt. Der Schutzkäfing (2) schützt das Gegengewicht (1) vor dem Kontakt mit fremden Bauteilen.

10.2.4 Anbindung und Lage des Bowdenzugs an das Fahrzeugschloss

Bei der Anbindung des Bowdenzugs an das Fahrzeugschloss ist die Richtung von großer Bedeutung. Die Anbindung soll nicht in die Richtung der Intrusion der Fahrzeugtür zeigen, denn durch die Intrusion kann ein Wegdrücken des Bowdenzugs entstehen, was eine Ziehung des Bowdenzugs auslöst. Besser ist es, wenn die Anbindestelle am Fahrzeug etwa normal auf die Intrusionsrichtung der Fahrzeugtür steht.

10.3 Beurteilung mithilfe der Crashberechnung

Beim Post-Processing der Crashberechnung kann unter Einbeziehung der in den Unterkapiteln vorgestellten Beurteilungsmethoden auf eine mögliche Türöffnung geschlossen werden.

10.3.1 Bewertung anhand der Intrusion im Bereich der Türaußenbetätigung

Im Bereich der Türaußenbetätigung soll die Intrusion des Türaußenblechs möglichst gering gehalten werden und gleichmäßig erfolgen, damit die aufgrund des verformten Türaußenblechs eingeleitete Kraft auf die Außenbetätigung gering ist.

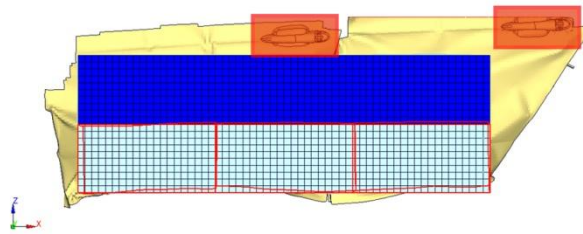


Abbildung 10.7 - Intrusion im Bereich der Türaußenbetätigung

10.3.2 Bewertung der Position der Barriere

Bei dieser Methode wird die Position der am Stoßwagen angebrachten Barriere relativ zum Prüffahrzeug für eine Bewertung verwendet. Die Oberkante der Barriere (2) bildet mit der Türaußenbetätigung (1) in vertikaler Richtung einen Abstand, dieser Abstand ist vor dem Seitenaufprall in der Abbildung 10.8 und nach dem Seitenaufprall in der Abbildung 10.9 dargestellt. Nach dem Seitenaufprall wird dieser Abstand aufgrund der bleibenden plastischen Verformungen geringer.

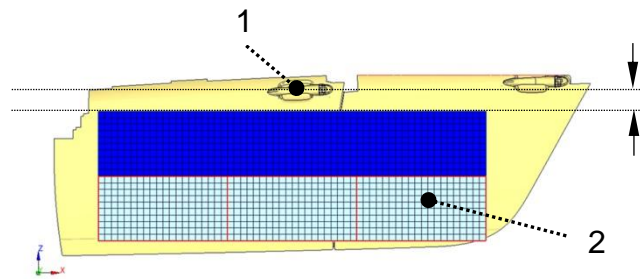


Abbildung 10.8 - Abstand der Barriere vor dem Seitenaufprall

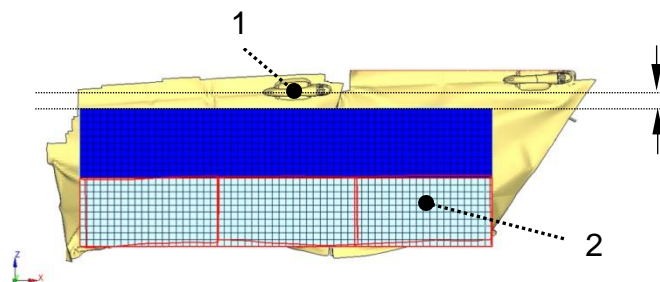


Abbildung 10.9 - Abstand der Barriere nach dem Seitenaufprall

Wird dieser Abstand zu gering, löst die Barriere bei der Wegbewegung relativ zum Prüffahrzeug im schlimmsten Fall eine Ziehung am Türgriffbügel der Außenbetätigung aus, was bei einer ausreichenden Ziehung eine Türöffnung zur Folge hat. Ein zu geringer Abstand kann sich ungünstig auf die Verformung der Gegenplatte (Aufbau der Türaußenbetätigung Kapitel 9.2.1) auswirken. Die Gegenplatte befindet sich auf der Rückseite des Außentürgriffs und wird vom Türaußenblech verdeckt. Bei einem sehr geringen Abstand befindet sich die Gegenplatte bereits in der Nähe der Barriere, das kann sich ungünstig auf die Verformung der Gegenplatte auswirken. Der Abstand muss für die komplette Crashdauer beobachtet werden, da sich auch ein geringer Abstand aufgrund der elastischen Eigenschaft des Werkstoffs während des Crashes ergeben kann.

10.3.3 Bestimmung der wirkenden Beschleunigungen und Kräfte am Fahrzeugschloss

Im Kapitel 5.4 wurden die Prüfvorschriften behandelt, welche ein Fahrzeugschloss bzw. das Schließsystem erfüllen muss, um eine Zulassung zu erhalten. Mit den Kenntnissen aus diesen Anforderungen und den Modellierungsrichtlinien nach dem Kapitel 9.2.3 ist eine Bewertung durch die Bestimmung der wirkenden Beschleunigungen am Fahrzeugschloss über die Zeit sinnvoll. Liegen die ermittelten Beschleunigungen in x- und y-Richtung (bezogen auf das Koordinatensystem des Prüffahrzeugs) aus der Crashesimulation unter dem Wert der

Beschleunigung für die gesetzliche Prüfvorschrift ($\sim 30\text{ g}$ - Abbildung 5.15), ist davon auszugehen, dass das Fahrzeugschloss eine ausreichende Resistenz gegen die wirkenden Massenträgheitskräfte aufweist.

Als Beispiel (Abbildung 10.10) wurde die Geschwindigkeit in y-Richtung aus einer Crashsimulation ermittelt. Der Geschwindigkeitsverlauf zeigt zu Beginn einen fast linearen Anstieg der Geschwindigkeit, erreicht ein Maximum nach einer Zeit von etwa 35 ms. Durch den linearen Verlauf der Geschwindigkeit kann ein konstanter Wert für die Beschleunigung angenommen werden. Die ermittelte Beschleunigung unter den oben angenommenen Vereinfachungen mit einer konstanten Beschleunigung ergibt in etwa 20 g , was deutlich unter den Grenzwert von 30 g liegt.

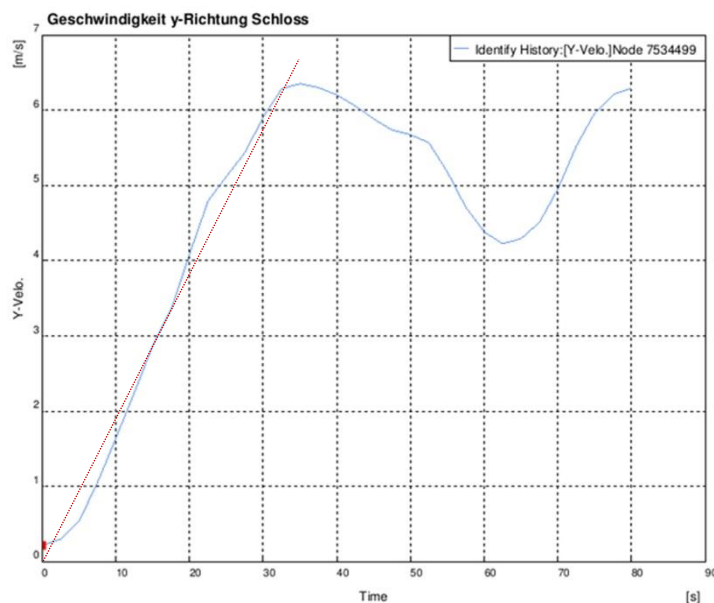


Abbildung 10.10 - Geschwindigkeit in y-Richtung Fahrzeugschloss

Durch die Auswertung der berechneten Schnittkräfte im Schließbügel und in der Drehfalle des Fahrzeugschlusses kann ein Vergleich mit den gesetzlich vorgeschriebenen Kräften für die Überprüfung der Schlossfestigkeit durchgeführt werden. Liegen die Werte darunter, kann das Versagen des Schlusses ausgeschlossen werden. Die gesetzlich vorgeschriebenen Prüfkräfte mit ihren Größen zur Überprüfung der Schlossfestigkeit und die dazugehörigen Prüfverfahren sind im Kapitel 5.4 angeführt.

10.3.4 Bewegung des Türgriffbügels an der Außenbetätigung

Bei dieser Beurteilung wird beim Postprocessing die Bewegung des Türgriffbügels während des Seitenaufpralls in der Simulation analysiert. Falls eine Bewegung des Türgriffbügels festgestellt wird, ist die Frage zu klären, ob die Bewegung ausreichend ist, um eine Türschlossöffnung herbeizuführen. Der Grenzwert der Türgriffbügelbewegung ist in der Regel bekannt und wird als Vergleichswert für die Bewertung herangezogen.

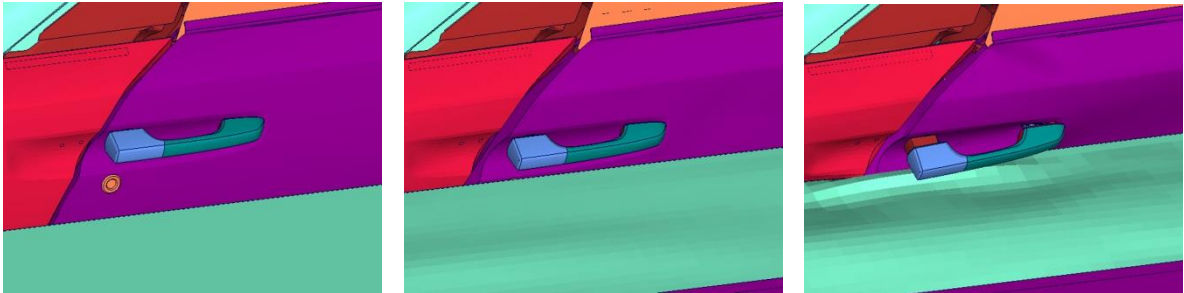


Abbildung 10.11 - Bewegung des Türgriffbügels während des Seitenaufpralls

10.3.5 Beobachtung der Bauteile in der unmittelbaren Nähe des Fahrzeugschließsystems

Im Postprocessing kann das Fahrzeugschließsystem durch verschiedene Schnitte am Prüffahrzeug und Wegklicken der nicht relevanten Bauteile für diese Untersuchung freigelegt werden. Im Anschluss werden die in der Nähe liegenden Bauteile auf ihre Verschiebung während des Seitenaufpralls analysiert, ob die Verschiebung eine Gefahr für den Öffnungsmechanismus des Fahrzeugschließsystems darstellt. Bekannte Mechanismen, die durch eine Verschiebung von Bauteilen hervorgerufen wurden, sind in den Kapiteln 6 und 7 angeführt.

Im Kapitel 9.2.4 Modellierungsrichtlinien für die mechanischen Verbindungselemente wird die Berechnung der Schnittkräfte empfohlen. Eine Änderung der Schnittkraft ist ein Indiz für eine Ziehung oder Stauchung des mechanischen Verbindungselements. Die Stauchung bzw. Ziehung am mechanischen Verbindungselement kann durch den Kontakt mit einem anderen Bauteil hervorgerufen werden. Erfolgt eine Ziehung oder eine Stauchung, ist die dadurch ergebende Längenänderung auszuwerten, ob dadurch eine Schlossöffnung ausgelöst wird.

10.3.6 Einfluss der Beschleunigung an der stoßabgewandten Seite des Fahrzeugs auf den Türinnengriff

Durch die Beschleunigung des Prüffahrzeugs beim Seitenaufpralltest mit einer deformierbaren Barriere wirkt eine globale Beschleunigung am Prüffahrzeug. Laut der Stoßtheorie mit der Annahme, dass keine bleibende Deformation am Prüffahrzeug und an der Barriere entsteht, würde dem Fahrzeug höchstens eine globale Beschleunigung in der Höhe von 35 g erfahren. Lokale Beschleunigungen aufgrund der Deformation sind höher. Auf der stoßabgewandten Seite führt die Massenträgheitskraft eine Ziehung am Türinnengriff durch, diese Massenträgheitskraft ist aber zu klein, um eine Türöffnung hervorzurufen. Das Fahrzeugschließsystem muss aufgrund der gesetzlichen Anforderungen eine Resistenz gegen eine wirkende Beschleunigung in der Höhe von 30 g standhalten (Kapitel 5.4). Da auf der stoßabgewandten Seite keine Verformung stattfindet, ist die dort wirkende Beschleunigung aufgrund des Seitenaufpralls unter 30 g.

11 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die erhobenen Anforderungen von Seiten der Gesetze und Verbraucherschutztests lieferten eine gute Basis für die weiteren Untersuchungen der Aufgabenstellung. Hierbei kristallisierte sich besonders die Motivation der Fahrzeughersteller für die Vermeidung der Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls heraus. Das erste Ziel dieser Masterarbeit war, das bestehende Wissen zu dieser Aufgabenstellung zu sammeln und zu dokumentieren. Das geschah durch die Analyse der vergangenen Projekte, wo diese Problematik auftrat, und durch Interviews mit Entwicklungsingenieuren. Die Mechanismen, die zur Fahrzeugtüröffnung führten, und die anschließenden Maßnahmen, die zur Vermeidung der Fahrzeugtüröffnung umgesetzt wurden, sind in den Kapiteln 6 und 7 dokumentiert. Mithilfe dieses Wissens wurden Modellierungsrichtlinien für die FE-Berechnung abgeleitet. Die Modellierungsrichtlinien orientieren sich an der Fragestellung, welche Bauteile wie modelliert werden müssen, um eine optimale Prognose für eine Türöffnung in der virtuellen Fahrzeugentwicklung zu erhalten. Dabei wurde keine Detailmodellierung gefordert. Die erarbeiteten Modellierungsrichtlinien und deren Validierungsmöglichkeiten für die Komponenten des Fahrzeugschließsystems sind im Kapitel 9 festgehalten. Die kinetische Validierung des Berechnungsmodells der Türaußenbetätigung erfolgt durch das Aufstellen der Drallsätze und das Lösen der sich ergebenden Differenzialgleichung zweiter Ordnung. Für das Lösen der Differenzialgleichung wurde auf die vorhandene Software auf der Workstation eines Berechnungsingenieurs geachtet und ein Lösungsverfahren mithilfe von Microsoft Excel beschrieben. Die gesammelten Erkenntnisse wurden durch ein Flussdiagramm dargestellt, wo die Baugruppen des Schließsystems mit den Ursachen, Einflussfaktoren und einem Ansatz für das FE-Modell angeführt sind. Das Flussdiagramm (Anhang f) gibt dem Berechnungsingenieur einen groben Überblick zu diesem Thema und dient als Hilfestellung.

Im letzten Kapitel 10 sind einerseits Punkte für die Bewertung der Crashberechnung und andererseits Bewertungsmethoden für die konstruktive Ausführung der Türaußenbetätigung angeführt.

Zum Abschluss wurden weitere innovative Konzepte zur Vermeidung der Fahrzeugtüröffnung erarbeitet. Beim ersten Konzept wird ein zusätzliches Feder-Dämpfer-Element eingebracht. Zwei weitere Konzepte beruhen auf einer klugen Regelung des Fahrzeugschließsystems.

12 Ausblick

Mit dieser Arbeit wurde eine Basis für die weitere Vorgehensweise der Untersuchungen zu diesem Thema geschaffen. Die Crashberechnung ist bereits ein sehr gutes Werkzeug, jedoch sind die Ergebnisse teilweise noch etwas ungenau. Nach einem realen Crash wird das Ergebnis mit dem berechneten Ergebnis verglichen und das berechnete Ergebnis durch entsprechende Maßnahmen dem realen Ergebnis angeglichen. Das Türaußenblech mit seiner Intrusion beeinflusst wesentlich die Kraftwirkung auf das Fahrzeugschließsystem während des Seitenaufpralls. Deshalb muss das Realverhalten des Türaußenblechs für eine Prognose einer Fahrzeugtüröffnung bestmöglich in der Berechnung abgebildet werden. Hierbei bedarf es noch viel Arbeit.

Die innovativen Konzepte könnten einen wesentlichen Beitrag für die Vermeidung der Türöffnung leisten. Jedoch ist hier abzuklären, ob das Konzept mit einem Feder-Dämpfer-Element mit den geforderten Randbedingungen umsetzbar ist und ob die beiden anderen Konzepte mit einer entsprechenden Regelung schnell genug reagieren und die rechtlichen Rahmenbedingungen erfüllen können.

Zum Abschluss wird auf einen alternativen Lastfall zur Überprüfung einer möglichen Fahrzeugtüröffnung während des Seitenaufpralls hingewiesen. Dieser Lastfall wurde beim Seminar Grazer Safety Update 2012 von carhs.training GmbH von Herrn Kai Golowko vorgestellt [24]. Die Testkonfiguration des alternativen Lastfalls ist ähnlich wie die Testkonfiguration eines Seitenaufpralls mit einer deformierbaren Barriere. Anstatt des Prüffahrzeugs wird eine spezielle Vorrichtung verwendet, wo die Fahrzeugtür aufgespannt wird. Die Vorrichtung muss für jedes Fahrzeug eingestellt werden. Das Ziel des alternativen Lastfalls ist, die Verformungen und Intrusionen an der Fahrzeugtür nachzustellen, um Rückschlüsse auf eine mögliche Türöffnung zu ziehen. Der Vorteil von diesem alternativen Lastfall ist, dass für die Prognose einer Fahrzeugtüröffnung kein komplettes Prüffahrzeug verwendet werden muss, jedoch kann diese Überprüfung erst sehr spät im Entwicklungsprozess des Fahrzeugs angewandt werden.

Um dieses Problem frühzeitig bei der Entwicklung eines Fahrzeugs in den Griff zu bekommen, wird noch viel an Forschungsarbeit geleistet werden müssen.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Eichberger, CAx in Automotive and Engine Technology Chapter: Simulation in Active and Passive Vehicle Safety, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2009.
- [2] NCAP, „EuroNCAP for safer cars,“ [Online]. Available: <http://de.euroncap.com/de/results/audi/a3/480.aspx>. [Zugriff am 2012 09 22].
- [3] Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG, „ALOIS - Intranet Datenbank,“ [Online]. Available: <http://alois.intranet.magnasteyr.com>. [Zugriff am 1 06 2012].
- [4] New Car Assessment Programmes, „Global NCAP,“ [Online]. Available: <http://www.globalncap.org/Pages/HomeMain.aspx>. [Zugriff am 01 06 2012].
- [5] Insurance Institute for Highway Safety, „IIHS,“ [Online]. Available: <http://www.iihs.org/>. [Zugriff am 01 06 2012].
- [6] H. Steffan, Vehicle Safety 1, Vorlesungsskriptum, Institut für Fahrzeugsicherheit, TU Graz, 2011.
- [7] H. Steffan, Unfallmechanik im Verkehrswesen - Vorlesungsskriptum, Institut für Fahrzeugsicherheit, TU-Graz, 2008.
- [8] F. Kramer, Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen Biomechanik - Simulation - Sicherheit im Entwicklungsprozess, Zürich: vieweg ATZ/MTZ-Fachbuch, 2006.
- [9] P. Deppe, „Blog Mercedes Benz,“ [Online]. Available: <http://blog.mercedes-benz-passion.com/2011/10/die-b-klasse-die-passive-sicherheit-von-schlittschuhkufen-und-vampirzahnen/>. [Zugriff am 22 09 12].
- [10] carhs, Safety Companion - Wissen für die Fahrzeugentwicklung von morgen, 2012.
- [11] UN Economic Commission for Europe, „UN Economic Commission for Europe,“ 01 06 2012. [Online]. Available: <http://www.unece.org/contact/contact.html>.
- [12] National Highway Traffic Safety Administration, „National Highway Traffic Safety Administration,“ 01 06 2012. [Online]. Available: <http://www.nhtsa.gov/>.
- [13] W. Hirschberg und H. Waser, Kraftfahrzeugtechnik, Vorlesungsskriptum, Institut für

- Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2010.
- [14] W. Hirschberg und H. Waser, Fahrzeugdynamik - Verlesungsskriptum, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2011.
- [15] Government Territories and Roads, „Australian Design Rule 72/00 Dynamic Side Impact Occupant Protection,“ 29.November 2005.
- [16] P. Schadenbauer, Die Konzeptphase in der Türentwicklung, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, Diplomarbeit, 2010.
- [17] E. Hilfrich, J. Mass und T. Flöth, Türen-Benchmark Vergleich und Optimierung von Fahrzeugtüren, ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 06, 2007.
- [18] VDI-Berichte 2129, OEM Forum Fahrzeugtüren und -klappen, VDI Wissensforum GmbH, 2011.
- [19] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder und W. Wall, Technische Mechanik 3, Darmstadt, Essen, München: Springer, 2006.
- [20] CMVSS TECHNICAL STANDARDS DOCUMENT , „No. 206, Revision 1 Door Locks and Door Retention,“ 11.März 2008.
- [21] Kiekert, „Kiekert Seitentüren Schlösser,“ [Online]. Available: <http://www.kiekert.com/de/produkte/seitentuerschloesser.html>. [Zugriff am 2012 10 04].
- [22] Magna Steyr Graz, „Versuchsberichte zu Seitenaufpralltests verschiedener Projekte,“ Graz, 2010-2012.
- [23] Livermore Software Technology Corporation (LSTC), LS-DYNA Keyword User's Manual Volume 1, 2007.
- [24] D.-I. K. G. -. B. I. GmbH, „Ersatzlastfall zur Bewertung von Maßnahmen gegen ungewolltes Türöffnen im Seitencrash,“ in *Grazer Safety Update*, Graz, 2012.
- [25] U. Nass, Erfolgsfaktoren global einsetzbarer Seitentürschlösser, ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 07-08, 2008.
- [26] M. Hirz, CAx in Automotive and Engine Technology Chapter: Product Data

Management in Automotive Engineering, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2010.

- [27] H. Pippert, Karosserietechnik Personenwagen, Nutzfahrzeuge, Omnibusse, Würzburg: Vogel Buchverlag, 1989.
- [28] M. Meywerk, CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik, Hamburg: Springer, 2007.
- [29] VDI-Berichte 2064, OEM Forum Fahrzeugtüren und -klappen, VDI Wissensforum GmbH, 2009.
- [30] CMVSS TECHNICAL STANDARDS DOCUMENT, „No.214, Side Impact Protection,“ 6.1.2012.
- [31] ECE, „R-Nr. 95, Energieaufnahme Seite 155th session,“ November 2011.
- [32] GB 15743-1995, „Strength of Side Doors,“ Stand 06.2012.
- [33] GB_20071-2006, „Protection of the Occupants in the Event of a Lateral Collision,“ Stand 06.2012.
- [34] TRIAS, „artical 18 For The Protection Of The Occupants In The Event Of A Lateral Collision,“ Stand Mai 2012.

Internetadressen zu Gesetzestexte

Europa ECE	http://www.unece.org/trans/main/welcwp29.html
USA FMVSS	http://www.nhtsa.gov/
Kanada CMVSS	http://www.tc.gc.ca/eng/acts-regulations/menu.htm
Australien ADR	http://www.infrastructure.gov.au/roads/motor/design/
Indien	http://www.siamindia.com/scripts/rules.aspx

Abkürzungen

ADR	Australia Design Rules
AG	Aktiengesellschaft
CAx	computer-aided x (Platzhalter)
CMVSS	Canadian Motor Vehicle Safety Standards
ECE	Economic Commission for Europe
ECE-R	Economic Commission for Europe - Regelung
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standards
GB	Guobiao übersetzt Nationaler Standard
GTR	Globale Technische Regelungen
KMVSS	Korea Motor Vehicle Safety Standards
OEM	Original Equipment Manufacture

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 - Frontloading [1].....	1
Abbildung 1.2 – Verbraucherschutztest Bewertung [2]	3
Abbildung 2.1 - Teilbereiche der Straßenverkehrsbereiche [1]	5
Abbildung 2.2 – Unterteilung der passiven Fahrzeugsicherheit	6
Abbildung 2.3 - Wichtige Lastpfade beim Seitenaufprall [8].....	7
Abbildung 2.4 - Gesetzliche Anforderungen passive Sicherheit [4].....	8
Abbildung 2.5 - Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere [4]	11
Abbildung 2.6 - Seitenaufprall mit deformierbarer Barriere FMVSS [4]	14
Abbildung 2.7 - Aufteilung des Geschwindigkeitsvektors.....	15
Abbildung 2.8 - Seitenaufprall mit Pfahl FMVSS [4].....	17
Abbildung 2.9 - Verbraucherschutzseitenaufpralltest mit deformierbarer Barriere Teil 1 [4]...21	
Abbildung 2.10 - Verbraucherschutzseitenaufpralltest mit Pfahl Teil 1 [4]	22
Abbildung 2.11 - Verbraucherschutzseitenaufpralltest mit deformierbarer Barriere Teil 2 [4].22	
Abbildung 2.12 - Verbraucherschutzseitenaufpralltest mit Pfahl Teil 2 [4]	22
Abbildung 2.13 - Vergleich der Positionen der Barrieren.....	27
Abbildung 3.1 - Koordinatensysteme am Fahrzeug [9].....	29
Abbildung 3.2 - Referenzsystem nach ISO 4130-1978 [11]	30
Abbildung 3.3 - Aufbau einer Fahrzeugtür [12]	31
Abbildung 3.4 - unterschiedliche Türkonzepte Schalenbauweise [13].....	32
Abbildung 3.5 - Beispiel Türrohbau in Schalenbauweise [12].....	33
Abbildung 3.6 - Fahrzeugtür in Profilbauweise [10].....	33
Abbildung 3.7 - Blech- und Profilscharnier [12]	34
Abbildung 3.8 - Schmiede- und Gussscharnier [12]	34
Abbildung 4.1 – Translation [15].....	35
Abbildung 4.2 - Rotation um feste Achse [15].....	36
Abbildung 4.3 - Rotation um raumfesten Punkt [15]	36
Abbildung 4.4 - Allgemeine ebene Bewegung [15]	38
Abbildung 4.5 - Zusammenhang der Geschwindigkeitsvektoren [15].....	38
Abbildung 4.6 - Allgemeine räumliche Bewegung [15]	40
Abbildung 4.7 - Kinetik der ebenen Bewegung [15].....	41
Abbildung 4.8 -Stoßebene und Stoßnormale [15].....	44
Abbildung 4.9 - Stoßkraft über die Zeit [15]	45
Abbildung 4.10 - Gerader zentrischer Stoß [15]	46
Abbildung 5.1 - Komponenten des Fahrzeugschließsystems.....	47
Abbildung 5.2 - Baugruppen eines Fahrzeugschließsystems	48
Abbildung 5.3 - Verbindungselemente Bowdenzüge	49

Abbildung 5.4 - Verbindungselemente Stange und Bowdenzug	49
Abbildung 5.5 - Türinnengriff.....	50
Abbildung 5.6 - Unterteilung der Außentürgriffe	51
Abbildung 5.7 - Statistik Türaußengriffe	52
Abbildung 5.8 - Türaußengriff eingebaut.....	52
Abbildung 5.9 - Beispiel Türaußengriff 1.....	53
Abbildung 5.10 - Beispiel Türaußengriff 1 Schnitt.....	54
Abbildung 5.11 - Beispiel Türaußengriff 2.....	55
Abbildung 5.12 - Beispiel Türaußengriff 3.....	55
Abbildung 5.13 - Innovative Türaußengriff-Konzepte [14].....	56
Abbildung 5.14 - Prüfrichtungen am Türschloss [16]	57
Abbildung 5.15 - Beschleunigungsimpuls dynamische Prüfung [16]	58
Abbildung 5.16 - Idealisierte Testkonfiguration des Seitenaufpralls [7]	59
Abbildung 5.17 – Beschleunigung an der B-Säule beim Seitenaufprall nach ECE-R95	60
Abbildung 5.18 - Beispiele für Fahrzeugschlösser [17]	61
Abbildung 6.1 - Schadensbilder 1 [18].....	63
Abbildung 6.2 - Schadensbilder 2 [18].....	64
Abbildung 6.3 - Schadensbilder 3 [18].....	64
Abbildung 6.4 - Schadensbilder 4 [18].....	65
Abbildung 6.5 - Videoanalyse 1 nach 10 ms.....	66
Abbildung 6.6 - Videoanalyse 1 nach 15 ms.....	66
Abbildung 6.7 - Videoanalyse 1 nach 40 ms.....	66
Abbildung 6.8 - Öffnungsmechanismus Verformung Gegenplatte [18].....	67
Abbildung 6.9 – Schnittansicht [18].....	67
Abbildung 6.10 - Schadensbild 6 [16]	68
Abbildung 6.11 - Schadensbild 7 [18]	69
Abbildung 7.1 - Einflussgrößen Intrusion/Verformung.....	71
Abbildung 7.2 - Einflussgrößen Massenträgheitskraft und -momente.....	72
Abbildung 7.3 - Ausgangszustand Klebeverbindung [18].....	73
Abbildung 7.4 - Zustand mit Maßnahme Klebeverbindung [18]	73
Abbildung 7.5 - Ausgangszustand Deformationsbild Klebeverbindung [18].....	73
Abbildung 7.6 - Zustand mit Maßnahme Deformationsbild Klebeverbindung [18].....	73
Abbildung 7.7 - Lagerstelle Seitenaufprallträger [18].....	74
Abbildung 7.8 - Vergleich Türaußenbetätigung Vordertür [18].....	74
Abbildung 7.9 - Vergleich Seitenaufprallträger Hintertür [18].....	74
Abbildung 7.10 - Maßnahme Lagerblock [18].....	75
Abbildung 7.11 – Deformationsbild ohne Maßnahme [18]	75
Abbildung 7.12 - Deformationsbild mit Maßnahme Lagerblock [18]	75
Abbildung 7.13 - Maßnahme Prallschaum [18]	76

Abbildung 7.14 - Prallschaum ohne Maßnahme [18]	76
Abbildung 7.15 - Prallschaum mit Maßnahme [18]	76
Abbildung 7.16 - Maßnahme Dopplerblech 1 [18]	77
Abbildung 7.17 - Maßnahme Dopplerblech 2 [18]	77
Abbildung 7.18 - Intrusion mit 5 Maßnahmen [18]	77
Abbildung 7.19 - Lagerbügel an der Türaußenbetätigung [18]	78
Abbildung 7.20 - Lagerbügel im eingebauten Zustand [18]	78
Abbildung 7.21 - Maßnahmen an der vorderen Fahrzeugsür [18]	79
Abbildung 7.22 - Plastische Dehnung nach dem Aufprall [18]	79
Abbildung 7.23 - Brüstung - Fahrzeugsür hinten Variante 1 [18]	80
Abbildung 7.24 - Brüstung - Fahrzeugsür hinten Variante 2 [18]	80
Abbildung 7.25 - Ohne Maßnahme vor dem Seitenaufprall [18]	81
Abbildung 7.26 - Ohne Maßnahme nach dem Seitenaufprall [18]	81
Abbildung 7.27 - Mit Maßnahme vor dem Seitenaufprall [18]	81
Abbildung 7.28 - Mit Maßnahme nach dem Seitenaufprall [18]	81
Abbildung 7.29 - Türinnenansicht mit Maßnahme [18]	82
Abbildung 7.30 - Türaußenansicht mit Maßnahme nach dem Seitenaufprall [18]	82
Abbildung 7.31 - Beispiel Fahrzeugschließsystem	84
Abbildung 7.32 – Feder-Dämpfer-Element	84
Abbildung 7.33 - Charakteristik Dämpferkraft	85
Abbildung 7.34 - Prozesskette Regelung	86
Abbildung 8.1 - Phasen der Crashberechnung	87
Abbildung 8.2 - Typen der finiten Elemente [1]	88
Abbildung 8.3 - Aufbau Skriptsprache in LS-Dyna	89
Abbildung 8.4 – Verbindungen mit Freiheitsgraden [19]	90
Abbildung 9.1 - Struktur Berechnungsskript	92
Abbildung 9.2 - Schnittdarstellung Türaußenbetätigung	94
Abbildung 9.3 - Deformationsbild mit und ohne Außenbetätigung [18]	96
Abbildung 9.4 - CAD vs. FE Modell	96
Abbildung 9.5 - Türinnenbetätigung	97
Abbildung 9.6 - FE-Modell Schloss und Schließbügel	98
Abbildung 9.7 - Beispiel zur Überprüfung der Kinetik	101
Abbildung 9.8 – Türgriffbügel x-y Ebene	102
Abbildung 9.9 - Gegengewicht Part 1 y-z Ebene	103
Abbildung 9.10 - Gegengewicht Part 2 y-z Ebene	104
Abbildung 9.11 - Zusammenhang der beiden Winkel	108
Abbildung 9.12 - Bewegung des Gegengewichts	111
Abbildung 9.13 - Bewegung des Bügels Matlab Simulink	112
Abbildung 9.14 - Bewegung des Bügels mithilfe Excel	112

Abbildung 10.1 – Türgriffbügel x-y Ebene.....	115
Abbildung 10.2 - Gegengewicht Part 1 y-z Ebene.....	116
Abbildung 10.3 - Gegengewicht Part 2 y-z Ebene.....	117
Abbildung 10.4 – Rotation der Türaußenbetätigung aufgrund des Seitenaufpralls [18].....	119
Abbildung 10.5 - Schematische Darstellung der Rotation.....	119
Abbildung 10.6 - Schutzeinrichtung für das Gegengewicht.....	123
Abbildung 10.7 - Intrusion im Bereich der Türaußenbetätigung.....	124
Abbildung 10.8 - Abstand der Barriere vor dem Seitenaufprall.....	125
Abbildung 10.9 - Abstand der Barriere nach dem Seitenaufprall.....	125
Abbildung 10.10 - Geschwindigkeit in y-Richtung Fahrzeugschloss.....	126
Abbildung 10.11 - Bewegung des Türgriffbügels während des Seitenaufpralls.....	127

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Gesetze Seitenaufprall Teil 1	14
Tabelle 2 - Gesetze Seitenaufprall FMVSS Teil 2	16
Tabelle 3 - Gesetze Seitenaufprall FMVSS Teil 3	18
Tabelle 4 - Zusammenfassung der Gesetze und Anforderungen beim Seitenaufprall	20
Tabelle 5 - Verbraucherschutztests Seitenaufprall	25
Tabelle 6 - Zusammenfassung der Verbraucherschutztests und ihre Anforderungen beim Seitenaufprall	26
Tabelle 7 - Prüfkräfte Türschloss	57
Tabelle 8 - Bewertung Türaußengriff Beispiel 1.....	120
Tabelle 9 - Bewertung Türaußengriff Beispiel 2.....	121

Anhang

a. Vertragsstaaten – ECE-Regelung Nr.95

ECE/TRANS/WP.29/343/Rev. 20

UN Regulation No. 95 Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a lateral collision

Date of entry into force of: Original version: 06.07.1995
Latest 03 series of amendments: 23.06.2011

<i>ECE symbol</i>	<i>Contracting Parties</i>	<i>Date of application</i>	<i>Designated Type Approval Authority(ies)</i>	<i>Designated Technical Service(s)</i>
E 1	Germany	20.08.96	1/A	1/G; 1/H; 1/J; 1/L; 1/R; 1/S; 1/AM; 1/AO
E 2	France	06.07.95	2/C	2/E.
E 3	Italy	06.07.95	3/A	3/B (a) to (m)
E 4	Netherlands	30.05.00	4/A	4/A; 4/C; 4/I; 4/N; 4/O; 4/Q; 4/U
E 5	Sweden ¹	17.03.06	5/A	...
E 6	Belgium	03.11.97	6/A	6/D
E 7	Hungary	07.09.97	7/A	7/C; 7/J
E 8	Czech Republic	09.06.96	8/A	8/C
E 9	Spain	28.01.03	9/A	9/D; 9/E
E 10	Serbia			
E 11	United Kingdom	06.07.95	11/A	11/A; 11/E; 11/F; 11/H; 11/L; 11/N
E 12	Austria ¹	17.03.06	12/A	12/N
E 13	Luxembourg	26.11.96	13/A	13/B (a), (b), (c)
E 14	Switzerland			
E 16	Norway			
E 17	Finland ¹	17.03.06	...	17/U; 17/V
E 18	Denmark ¹	17.03.06
E 19	Romania	05.09.98	19/A	19/B; 19/E; 19/K
E 20	Poland	30.03.03	20/A	20/D
E 21	Portugal ¹	17.03.06
E 22	Russian Federation	08.04.96	22/A	22/B
E 23	Greece ¹	17.03.06
E 24	Ireland ¹	17.03.06	24/A	24/B; 24/C; 24/D; 24/E; 24/F; 24/G; 24/H; 24/R; 24/T
E 25	Croatia	03.04.01	25/A	...
E 26	Slovenia	20.06.98	26/A	26/A
E 27	Slovakia	14.01.97	27/A	27/J
E 28	Belarus			
E 29	Estonia	25.07.99	29/A	...
E 31	Bosnia and Herzegovina			
E 32	Latvia ¹	17.03.06
E 34	Bulgaria ³	01.01.07	34/A	34/C
E 35	Kazakhstan			
E 36	Lithuania	29.03.02	36/A	36/A
E 37	Turkey	07.07.00	37/A	37/B; 37/F
E 39	Azerbaijan			
E 40	The Former Yugoslav Republic of Macedonia			
E 42	European Union ²	17.03.06		
E 43	Japan	31.03.00	43/A	43/B
E 45	Australia	31.07.10
E 46	Ukraine	22.03.10		
E 47	South Africa			
E 48	New Zealand			
E 49	Cyprus ¹	17.03.06
E 50	Malta ¹	17.03.06	50/A	50/B
E 51	Republic of Korea			
E 52	Malaysia	04.04.06
E 53	Thailand			
E 54	Albania	05.11.11
E 56	Montenegro			
E 58	Tunisia			

¹ By virtue of accession to the Agreement by the European Union.

² Approvals are granted by its Member States using their respective ECE symbol.

³ By virtue of accession to the European Union on 1 May 2004.

b. Antwort einer E-Mail Anfrage wegen elektronischen Verbindungselementen

xxxx xxxxx

Thu, Jun 14, 2012 at 9:01 AM

Sehr geehrter Herr Sattler,

ich kenne die Vorschriften hierzu nicht im Detail.

Aus der Richtlinie 96/79/EG (Frontalaufprall <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1996L0079:20000202:DE:PDF> <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1996L0027:19960728:DE:PDF>) ergibt sich jedoch, dass sich während der Prüfung keine Tür öffnen darf und nach dem Aufprall mindestens eine Tür ohne Werkzeug geöffnet werden können muss (siehe Anhang II, Punkt 3.2.3 ff dieser Richtlinie in der gültigen Fassung). Das selbe gilt auch für den Seitenaufprall (Anhang II Punkt 3.3.1 ff der Richtlinie 96/27/EG idgF <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1996L0027:19960728:DE:PDF>). Das impliziert auch, dass eine automatische Zentralverriegelung (die zB ab Erreichen einer bestimmten Geschwindigkeit alle Türen verriegelt) bei einem Crash aufmachen muss (das steht nirgends explizit, jedoch sind nach meinem Kenntnisstand die EG-Typgenehmigungsbehörden übereingekommen, dass das so aus dem Text der Richtlinien folgt).
Wie das Öffnen ohne mechanische Verbindung funktionieren soll, wenn das Fahrzeug stromlos wird, ist mir nicht klar. Mit der Aufhebung dieser Richtlinien per 1.11.2014 und Übergang auf die ECE-Regelungen Nr. 94 und 95 wird sich an diesem Grundsatz vorerst einmal nichts ändern. Was hier die Zukunft bringen wird, weiß ich nicht.

Mit freundlichen Grüßen

Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie
Sektion IV - Typgenehmigung
Büro: Trauzlgasse 1, 1210 Wien

c. Statistik der Außenbetätigungen von Fahrzeugtüren Stand Mai 2012

Anteil in Prozent		82,43%	8,78%	1,35%	7,43%
Anzahl der Fzg.		366	39	6	33
	Anzahl der Modelle	Bügelgriff	Klappgriff	vorne Bügel-/ hinten Klappgriff	sonstiger Griff
Alfa Romeo	Mito	1			
Alfa Romeo	Giulietta	1			
Alfa Romeo	159		1		
Alfa Romeo	159SW		1		
Alfa Romeo	8C Spider		1		
Alpina	exklusive Modelle BMW				
Aston-Martin	ONE-77				1
Aston-Martin	V12 Zagato				1
Aston-Martin	DBS Coupe				1
Aston-Martin	DBS Volante				1
Aston-Martin	Rapide				1
Aston-Martin	Virage Coupe				1
Aston-Martin	Virage Volante				1
Aston-Martin	D89 Coupe				1
Aston-Martin	D89 Volante				1
Aston-Martin	V12 Vantage				1
Aston-Martin	V8 Vantage				1
Aston-Martin	V8 Roadster				1
Aston-Martin	CYCNET	1			
Audi	A1	1			
Audi	A3 neu	1			
Audi	A3 alt		1		
Audi	S3		1		
Audi	RS		1		
Audi	A4 Limousine	1			
Audi	A4 Avant	1			
Audi	S4 Limousine	1			
Audi	S4 Avant	1			
Audi	RS 4 Avant	1			
Audi	A5 Coupe	1			
Audi	A5 Cabriolet	1			
Audi	S5 Coupe	1			
Audi	S5 Cabriolet	1			
Audi	RS 5 Coupe	1			
Audi	A6 Limousine	1			
Audi	A6 Avant	1			
Audi	S6 Limousine	1			
Audi	S6 Avant	1			
Audi	A7	1			
Audi	S7 Sportback	1			
Audi	A8	1			
Audi	A8 Langversion	1			
Audi	A8 L W12	1			

Audi	S8	1			
Audi	Q3	1			
Audi	Q5	1			
Audi	Q7	1			
Audi	TT Coupe	1			
Audi	TT Roadster	1			
Audi	R8		1		
Bentley	Mulsanne	1			
Bentley	Continental Flying	1			
Bentley	Continental GT	1			
Bentley	Continental GTC	1			
BMW	1er 3-Türer	1			
BMW	1er 5-Türer	1			
BMW	1er Coupe	1			
BMW	1er Cabrio	1			
BMW	3er Limousine	1			
BMW	3er Coupe	1			
BMW	3er Cabrio	1			
BMW	3er Touring (Combi)	1			
BMW	5er Limousine	1			
BMW	5er Touring	1			
BMW	5er Gran Turismo	1			
BMW	6er Coupe	1			
BMW	6er Cabrio	1			
BMW	6er Gran Coupe	1			
BMW	7er Limousine	1			
BMW	X1	1			
BMW	X3	1			
BMW	X5	1			
BMW	X6	1			
BMW	Z4		1		
Brilliance	exklusive Modelle BMW				
Bugatti	Veyron 16.4	1			
Buick	Lacrosse	1			
Buick	Regal	1			
Buick	Verano	1			
Buick	Enclave	1			
Cadillac	CTS - SEDAN	1			
Cadillac	CTS - Coupe				1
Cadillac	CTS - SPORT WAGON	1			
Cadillac	CTS - V SEDAN	1			
Cadillac	CTS - V Coupe				1
Cadillac	CTS - V Sport Wagon	1			
Cadillac	SRX	1			
Cadillac	Ecalade	1			
Chevrolet	Spark			1	
Chevrolet	Aveo	1	1	1	
Chevrolet	Cruze	1			
Chevrolet	Orlando	1			
Chevrolet	Malibu	1			
Chevrolet	Captiva	1			
Chevrolet	Volt	1			
Chevrolet	Camaro	1			

Chevrolet	Corvette				1
Chrysler	200	1			
Chrysler	200 convertible	1			
Chrysler	300	1			
Chrysler	Town & Country (Voyager)	1			
Citroen	C-Zero		1		
Citroen	C1		1		
Citroen	C3	1			
Citroen	neuer C4	1			
Citroen	C3 Picasso	1			
Citroen	Nemo Kombi	1			
Citroen	Berlingo Multispace	1			
Citroen	C4 Aircross	1			
Citroen	C4 Picasso	1			
Citroen	Grand C4 Picasso	1			
Citroen	C5	1			
Citroen	C5 Tourer	1			
Citroen	C8	1			
Citroen	C6	1			
Citroen	C-Crosser	1			
Citroen	Jumpy Multispace	1			
Citroen	Jumper Kombi	1			
Dacia	Sandero		1		
Dacia	Logan PickUp		1		
Dacia	Logan Van		1		
Dacia	Logan MCV		1		
Dacia	Duster		1		
Dacia	Lodgy		1		
Daihatsu	Cuore		1		
Daihatsu	Sirion	1			
Daihatsu	Charade	1			
Daihatsu	Terios	1			
Dodge	Avenger	1			
Dodge	Caliber	1			
Dodge	Challenger				1
Dodge	Charger				1
Dodge	Dart	1			
Dodge	Durango	1			
Dodge	Journey	1			
Dodge	Nitro	1			
Dodge	Grand Caravan	1			
Ferrari	FF				1
Ferrari	F12berlinetta				1
Ferrari	458 Spider				1
Ferrari	458 Italia				1
Ferrari	California				1
Fiat	Panda		1		
Fiat	500	1			
Fiat	Punto (2-Türer)		1		
Fiat	Grande Punto (4-Türer)		1		
Fiat	Sedici	1			
Fiat	Bravo	1			
Fiat	Freemont	1			

Fiat	Qubo	1			
Fiat	Doblo	1			
Ford	Ka	1			
Ford	Fiesta	1			
Ford	Fusion	1			
Ford	Focus	1			
Ford	C-Max	1			
Ford	Grand C-Max	1			
Ford	Kuga	1			
Ford	Mondeo	1			
Ford	S-Max	1			
Ford	Galaxy	1			
Ford	Mustang (USA)	1			
Ford	Taurus (USA)	1			
Ford	weitere amerikanische SUVs	1			
GMC	Terrain	1			
GMC	Yukon	1			
GMC	Sierra	1			
GMC	Acadia	1			
Honda	Jazz		1		
Honda	Insight Hybrid		1		
Honda	CR-V	1			
Honda	Civic	1	1		
Honda	Accord Limousine	1			
Honda	CR-Z	1			1
Honda	Accord Tourer	1			
Hyundai	i10		1		
Hyundai	i20	1			
Hyundai	ix20	1			
Hyundai	i30	1			
Hyundai	i30 CW (Combi)	1			
Hyundai	Veloster Coupe	1			
Hyundai	Genesis Coupe	1			
Hyundai	i40 Kombi	1			
Hyundai	i40 Limousine	1			
Hyundai	ix35	1			
Hyundai	Santa Fe	1			
Hyundai	ix 55	1			
Hyundai	Starex	1			
Hyundai	H-1	1			
Jeep	Compass	1			
Jeep	Grand Cherokee	1			
Jeep	Wrangler	1			
Jeep	Wrangler Unlimited	1			
KIA	Soul		1		
KIA	Sportage	1			
KIA	Sarento	1			
KIA	Carens	1			
KIA	Venga	1			
KIA	Optima	1			
KIA	Ceed-SW	1			
KIA	Ceed	1			
KIA	pro-ceed	1			

KIA	Optima	1			
KIA	Rio	1			
KIA	Picanto	1			
Lada	Kalina	1			
Lada	Priora	1			
Lada	Taiga		1		
Lamborghini	Aventador				1
Lamborghini	Gallardo				1
Lancia	Ypsilon			1	
Lancia	Delta	1			
Lancia	Thema	1			
Lancia	Voyager	1			
Lancia	Flavia	1			
Lancia	Musa		1		
Landrover	Defender	1			
Landrover	Freelander 2	1			
Landrover	Discovery 4	1			
Landrover	Range Rover Evoque	1			
Landrover	Range Rover Sport	1			
Landrover	Range Rover	1			
Lexus	CT	1			
Lexus	IS	1			
Lexus	IS Cabrio	1			
Lexus	GS	1			
Lexus	LS	1			
Lexus	RX	1			
Lexus	LFA				1
Lincoln	MKZ	1			
Lincoln	MKX	1			
Lincoln	MKS	1			
Lincoln	MKT	1			
Lincoln	Town Car	1			
Lincoln	Navigator	1			
Maserati	GranCabrio	1			
Maserati	GranTurismo	1			
Maserati	Quattroporte	1			
Maybach	Maybach 57	1			
Maybach	Maybach 62	1			
Maybach	Landulet	1			
Maybach	Guard	1			
Mazda	2	1			
Mazda	3	1			
Mazda	5	1			
Mazda	6	1			
Mazda	MX-5	1			
Mazda	CX-5	1			
Mazda	CX-7	1			
Mazda	BT-50	1			
Mercedes Benz	A-Klasse	1			
Mercedes Benz	B-Klasse	1			
Mercedes Benz	C-Klasse Limousine	1			
Mercedes Benz	C-Klasse T-Modell	1			
Mercedes Benz	C-Klasse Coupe	1			

Mercedes Benz	CL-Klasse	1			
Mercedes Benz	CLS-Klasse	1			
Mercedes Benz	E-Klasse Limousine	1			
Mercedes Benz	E-Klasse T-Modell	1			
Mercedes Benz	E-Klasse Cabriolet	1			
Mercedes Benz	E-Klasse Coupe	1			
Mercedes Benz	G-Klasse Geländewagen	1			
Mercedes Benz	G-Klasse Cabriolet	1			
Mercedes Benz	GL-Klasse	1			
Mercedes Benz	GLK-Klasse	1			
Mercedes Benz	M-Klasse	1			
Mercedes Benz	R-Klasse	1			
Mercedes Benz	S-Klasse	1			
Mercedes Benz	SL-Klasse	1			
Mercedes Benz	SLK-Klasse	1			
Mercedes Benz	SLS AMG				1
Mercedes Benz	Viano	1			
Mini	Mini	1			
Mini	Mini Coupe	1			
Mini	Mini Cabrio	1			
Mini	Mini Roadster	1			
Mini	Mini Clubmann	1			
Mini	Mini Countryman	1			
Mitsubishi	i-MiEV		1		
Mitsubishi	Colt		1		
Mitsubishi	Lancer	1			
Mitsubishi	ASX	1			
Mitsubishi	Outlander	1			
Mitsubishi	L200	1			
Mitsubishi	Pajero	1			
Nissan	Pixo		1		
Nissan	Micra	1			
Nissan	Note	1			
Nissan	Juke			1	
Nissan	Oashoai	1			
Nissan	Murano	1			
Nissan	X-Trail	1			
Nissan	Pathfinder	1			
Nissan	Navara	1			
Nissan	370z				1
Nissan	370z Roadster				1
Nissan	GT-R				1
Nissan	Leaf	1			
Nissan	Evalia		1		
Opel	Corsa	1			
Opel	Astra	1			
Opel	Astra GTC	1			
Opel	Insignia	1			
Opel	Insignia OPC	1			
Opel	Ampera	1			
Opel	Antara	1			
Opel	Zafira	1			
Opel	Zafira Tourer	1			

Opel	Meriva	1			
Opel	Agila	1			
Opel	Combo	1			
Opel	verschiedene Nutzfahrzeuge	1			
Peugeot	iOn		1		
Peugeot	107		1		
Peugeot	206+		1		
Peugeot	207	1			
Peugeot	208	1			
Peugeot	308	1			
Peugeot	3008	1			
Peugeot	RCZ	1			
Peugeot	4007	1			
Peugeot	508	1			
Peugeot	5008	1			
Peugeot	807	1			
Peugeot	Tepee				1
Porsche	Boxster	1			
Porsche	Cayman	1			
Porsche	911	1			
Porsche	Panamera	1			
Porsche	Cayenne	1			
Renault	Twingo				1
Renault	Wind				1
Renault	Clio	1			
Renault	Modus	1			
Renault	Kangoo	1			
Renault	Megane	1			
Renault	Fluence	1			
Renault	Scenic	1			
Renault	Laguna	1			
Renault	Koleos	1			
Renault	Latitude	1			
Renault	Espace	1			
Renault	Trafic	1			
Renault	Master	1			
Rolls-Royce	Phanton	1			
Rolls-Royce	Ghost	1			
Saab	93 SportLimousine				
Saab	93 SportCombi				
Saab	93 Cabriolet				
Saab	93X				
Saab	Sedan				
Scion	tC	1			
Scion	xB	1			
Scion	xD	1			
Scion	iQ	1			
Scion	FR-S	1			
Seat	MII	1			
Seat	IBIZA	1			
Seat	IBIZA SC	1			
Seat	IBIZA ST	1			
Seat	Leon	1			

Seat	Altea	1			
Seat	Altea XL	1			
Seat	Altea Freetrack	1			
Seat	Exeo	1			
Seat	Exeo ST	1			
Seat	Alhambra	1			
Skoda	Citigo	1			
Skoda	Fabia	1			
Skoda	Fabia Combi	1			
Skoda	Roomster			1	
Skoda	Octavia	1			
Skoda	Octavia Combi	1			
Skoda	Superb	1			
Skoda	Superb Combie	1			
Skoda	Praktik			1	
Skoda	Yeti	1			
Smart	ForTwo coupe	1			
Smart	ForTwo cabrio	1			
SSangYoung	Korando	1			
SSangYoung	Rexton	1			
SSangYoung	Rodius	1			
Subaru	Legacy	1			
Subaru	Outback	1			
Subaru	Impreza	1			
Subaru	Forester	1			
Subaru	WRX STI / WRX	1			
Subaru	Trezia	1			
Subaru	XV	1			
Suzuki	Alto		1		
Suzuki	Splash	1			
Suzuki	Swift	1			
Suzuki	SX4	1			
Suzuki	Kizashi	1			
Suzuki	Grand Vitara	1			
Suzuki	Grand Vitara 5-türig	1			
Toyota	iQ	1			
Toyota	Aygo		1		
Toyota	Yaris	1			
Toyota	Verso-S	1			
Toyota	Urban Cruiser	1			
Toyota	Auris	1			
Toyota	Verso-S	1			
Toyota	Avensis	1			
Toyota	Prius	1			
Toyota	RAV4	1			
Toyota	Land Cruiser	1			
Toyota	Land Cruiser V8	1			
Toyota	HiLux	1			
Toyota	Hiace		1		
Toyota	Dyba				
Troller	T4	1			
Volvo	C30	1			
Volvo	C70	1			

Volvo	S40	1			
Volvo	S60	1			
Volvo	S80	1			
Volvo	V40	1			
Volvo	V50	1			
Volvo	V60	1			
Volvo	V70	1			
Volvo	XC60	1			
Volvo	XC70	1			
Volvo	XC90	1			
VW	up!	1			
VW	Polo	1			
VW	Golf	1			
VW	Golf Plus	1			
VW	Beetle	1			
VW	Jetta	1			
VW	Passat	1			
VW	Volkswagen CC	1			
VW	Phaeton	1			
VW	Golf Variant	1			
VW	Passat Variant	1			
VW	Scirocco	1			
VW	Golf Cabriolet	1			
VW	EOS	1			
VW	Tiguan	1			
VW	Touareg	1			
VW	Touran	1			
VW	Sharan	1			
VW	Caddy	1			
VW	Multivan	1			
VW	Exclusive	1			
VW	R-Line	1			
VW	California	1			
Suzuki	Jimmy		1		

d. **Lösungsverfahren Runge Kutta 4.Ordnung für homogene
Differenzialgleichungen 2.Ordnung.**

$$x_{i+1} = x_i + k \Delta t \quad \text{mit} \quad k = \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$

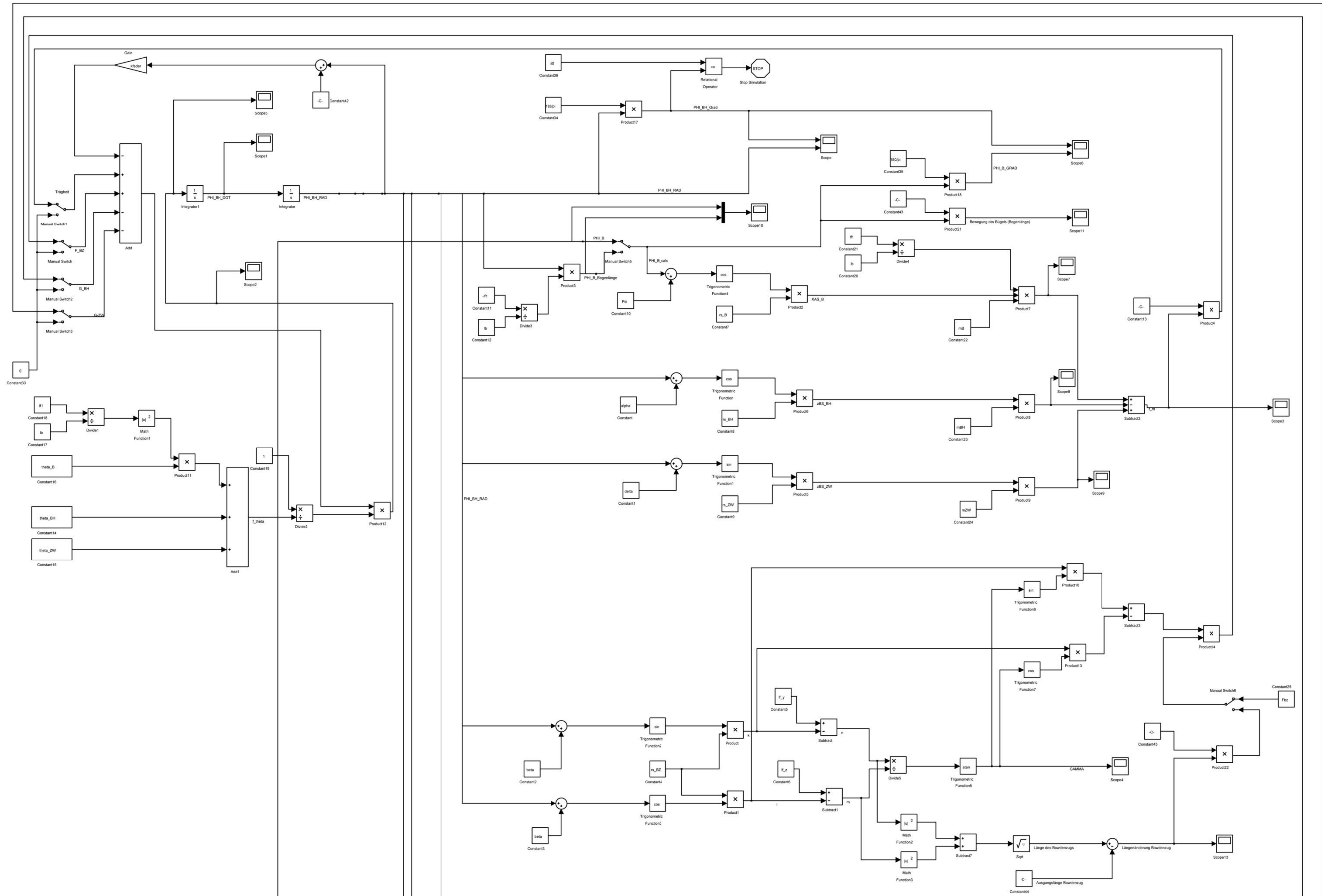
Die Zwischenwerte k_1, k_2, k_3, k_4 berechnen sich aus

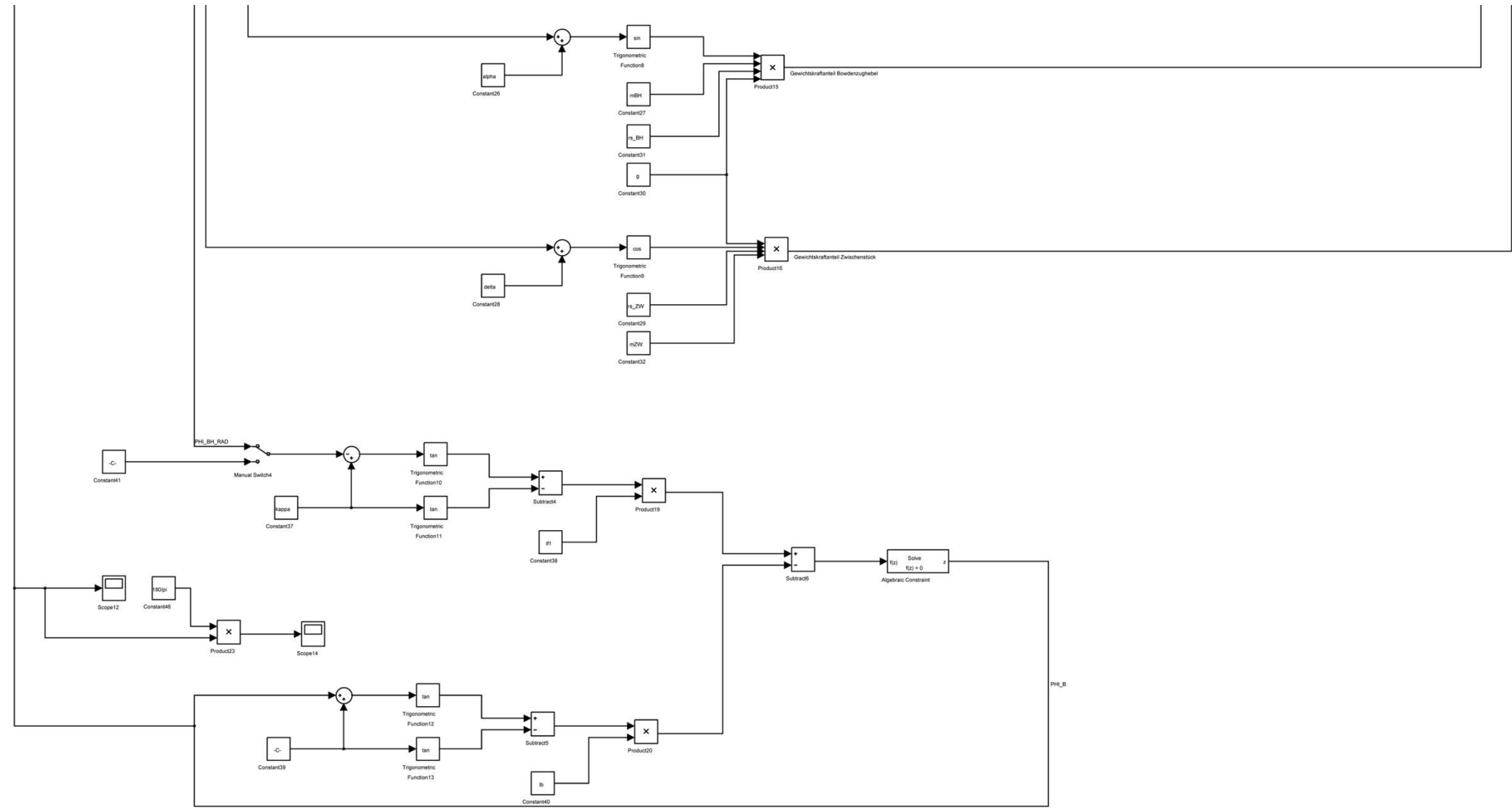
$$\begin{aligned} k_1 &= f[t_i, x_i], \\ k_2 &= f\left[t_i + \frac{\Delta t}{2}, x_i + \frac{\Delta t}{2}k_1\right], \\ k_3 &= f\left[t_i + \frac{\Delta t}{2}, x_i + \frac{\Delta t}{2}k_2\right], \\ k_4 &= f[t_i + \Delta t, x_i + \Delta t k_3]. \end{aligned}$$

i	t_i	x_i	k_1	k_2	k_3	k_4	k
0	t_0	x_0	$f[t_0, x_0]$	$f[\tilde{t}_0, x_0 + \frac{\Delta t}{2}k_1]$	$f[\tilde{t}_0, x_0 + \frac{\Delta t}{2}k_2]$	$f[t_0 + \Delta t, x_0 + \Delta t k_3]$	k
1	t_1	x_1	$f[t_1, x_1]$	$f[\tilde{t}_1, x_1 + \frac{\Delta t}{2}k_1]$	$f[\tilde{t}_1, x_1 + \frac{\Delta t}{2}k_2]$	$f[t_1 + \Delta t, x_1 + \Delta t k_3]$	k
\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
n	t_n	x_n	$f[t_n, x_n]$	$f[\tilde{t}_n, x_n + \frac{\Delta t}{2}k_1]$	$f[\tilde{t}_n, x_n + \frac{\Delta t}{2}k_2]$	$f[t_n + \Delta t, x_n + \Delta t k_3]$	k

Quelle: Springer: Technische Mechanik 3 [19]

e. Lösung der Bewegungsgleichung mithilfe Matlab Simulink





```
% Modell Außentürgriff

clc;          %Mit dem Befehl wird das Command Windows gelöscht!
clear;       %Löschen der Variablen im Workspace

close all

%Definieren der Variablen

%Allgemein

g = 9.81;          % [m/s²] Erdbeschleunigung
y_dot_dot = 1010; % [m/s²] Beschleunigung in y-Richtung bezogen
auf das Interimalsystem

%Bowdenzug und Schloss

Fbz = 15;          % [N] Kraft am Bowdenzug

k_bowdenzug = 16000; % [N/m] Der Bowdenzug wird als Feder
modelliert. Im Simulink kann zwischen konstanter Kraft (Fbz) und
Federkraft gewechselt werden.

%Federeigenschaften

kfeder = 12.55*10^-3; % Federkonstante für radiale Feder
[Nm/rad] ... Wird der Wert auf Null gesetzt, dann ist die Wirkung der
Feder Null.
Phi_Vorspannkraft = 10*pi/180; % [rad] Vorspannkraft der Feder

%Variablen für den Türschlossbügel

theta_B = 0.002; % [kg m²] Massenträgheitsmoment des Bügels um die
Drehachse A
mB = 0.127; % [kg] Masse des Bügels

lb = 185*10^-3; % [m] Abstand von der Drehachse A bis zur
Stelle wo die Kraft auf das andere Bauteil übertragen wird! (x-Richtung)
rs_B = 113.06*10^-3; % [m] Abstand von der Drehachse A bis zum
Schwerpunkt. (Abstand bleibt während der Drehung konstant)

xbs_B_0 = 107.65*10^-3; % [m] Abstand in x-Richtung von
Koordinatenursprung bis Schwerpunkt des Bügels

Psi = acos(xbs_B_0/rs_B); % [rad] Winkel zwischen x-Achse und rs_b
lambda = atan(9.88/185);

%Variablen für den Bowdenzughebel - Der Bowdenzughebel ist in 2 Teile
%unterteilt.

%Part 1 (Bowdenzughebel)
```

```
theta_BH = 3.562*10^-5;          % [kg m²] Massenträgheitsmoment des Parts
1 um die Drehachse B
mBH = 0.084;                    % [kg] Massen Part 1

rs_BH = 16.2*10^-3;             % [m] Abstand Drehachse B und Schwerpunkt
des Parts 1
rs_BZ = 26.7*10^-3;            % [m] Abstand Drehachse B und Befestigung
des Bowdenzugs am Bowdenzughebel

lf_y = 34.423*10^-3;           % [m] Abstand in y-Richtung bis
Befestigung des Bowdenzugs (Der Wert bleibt konstant)
lf_z = 36.69*10^-3;            % [m] Abstand in z-Richtung bis
Befestigung des Bowdenzugs (Der Wert bleibt konstant)

n0 = 8.18*10^-3;               % [m] Länge siehe Skizze bei Winkel
Phi_BH = 0;
m0 = 31.82*10^-3;              % [m] Beschreibung wie oben

alpha = 18.6*pi/180;           % [rad] Winkel Alpha laut Skizze
beta = 79.5*pi/180;            % [rad] Winkel Beta laut Skizze

epsilon = 3.2*pi/180;          % [rad] Winkel Epsilon laut Skizze - dieser
Winkel wird auch für das Teil 2 benötigt.

%Part 2 (Zwischenstück Verbindung zwischen Bowdenzughebel und Tuergriff)

theta_ZW = 1.877*10^-6;        % [kg m²] Massenträgheitsmoment des Parts 2
um die Drehachse B
mZW = 0.009;                    % [kg] Massen Part 1

rs_ZW = 9.81*10^-3;            % [m] Abstand Drehachse B und Schwerpunkt
des Parts 2

delta = 30.3*pi/180;           % [rad] Winkel Alpha laut Skizze

lf1 = 21.88*10^-3;             % [m] Abstand wo die Kraft übertragen wird
kappa = atan(lf1/(20.36*10^-3)); % [rad] Winkel laut Skizze

%Setzen der Simulationsparametern

t0 = 0;
tend = 0.1;

sim('kinematischer_Mechanismus_Aussenbetaetigung_simu', [t0 tend]);
```

f. Flussdiagramm

