

Entwicklung einer Methodik zur virtuellen Konzipierung der Vorderwagen-Karosserie eines Elektrofahrzeugs zur Frontcrash- Absicherung

Masterarbeit zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur

Eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

Autor: Philipp Duswald BSc.

Betreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Sinz

Prüfer: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hermann Steffan

Institut für Fahrzeugsicherheit

Graz, 15.11.2017

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

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. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Graz, am _____

Philipp Duswald

Danksagung

Ich möchte mich im Zuge dieser Masterarbeit bei allen Personen bedanken, die mich während meiner Studienzeit und der Anfertigung dieser Arbeit unterstützt haben.

Für die Unterstützung seitens der Technischen Universität Graz möchte ich mich beim Institut für Fahrzeugsicherheit unter der Leitung von Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hermann Steffan bedanken.

Besonderer Dank gilt Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Sinz für die umfangreiche Betreuung und den wertvollen Input.

Hervorheben möchte ich auch die Unterstützung seitens der csi Entwicklungstechnik GmbH in Ingolstadt. Während der Zusammenarbeit konnte ich wertvolle Erfahrung sammeln und neue Freunde gewinnen.

Der größte Dank gilt meinen Eltern: Danke für die stetige Unterstützung in allen Bereichen und die Ermöglichung dieses Lebensabschnitts.

Auch bei meiner restlichen Familie sowie meinen Freunden möchte ich mich für die tollen letzten Jahre herzlich bedanken.

Meiner Freundin Heidi möchte ich für die liebevolle Unterstützung und die wunderbare gemeinsame Zeit danken.

Sperrvermerk

Veröffentlichungen über den Inhalt der Arbeit sind nur mit vorheriger schriftlicher Genehmigung der csi Entwicklungstechnik GmbH zugelassen.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Arbeit sind nicht notwendigerweise die der csi Entwicklungstechnik GmbH.

Die vorliegende Arbeit ist als „intern“ klassifiziert. Sie darf nur

- der/m Betreuer/in an der Universität und
- den Korrektoren sowie
- den Mitgliedern des Prüfungsausschusses

zugänglich gemacht werden.

Kurzfassung

Die Fahrzeugsicherheit stellt ein zentrales Element der Fahrzeugentwicklung dar. Zur Gewährleistung des Insassenschutzes beim Front-Crash spielt neben den Schutzmaßnahmen im Innenraum die korrekte Auslegung der Vorderwagen-Karosserie eine zentrale Rolle. Diese wurde bisher fast ausschließlich in Kombination mit Verbrennungsmotoren entwickelt.

Durch den Wechsel hin zur Elektromobilität entfällt der Verbrennungsmotor im Vorderwagen. Stattdessen werden zunehmend Radnabenmotoren oder viel kleinere Elektromotoren verwendet. Das Vorhandensein von zusätzlichem Bauraum schafft neue Möglichkeiten für die Ausführung der Vorderwagen-Karosserie. Außerdem muss zur Vermeidung einer, durch den Entfall des Motors, entstehenden Schwachstelle im zentralen Bereich des Vorderwagens präventiv eine Gegenmaßnahme gefunden werden. Diese beiden Gründe machen die Suche nach neuen Konzepten sinnvoll. Hierfür ist eine Form der Unterstützung die Verwendung von virtuellen Entwicklungsmethoden rund um die Finite Elemente Methode.

In der vorliegenden Arbeit wird der zusätzlich verfügbare Bauraum untersucht und nach einem geeigneten Vorderwagen-Konzept gesucht. Hierzu erfolgt eine methodische, virtuelle Auslegung unter der Berücksichtigung der beiden vom Euro NCAP vorgeschriebenen Front-Crash-Tests, dreier fahrdynamischer Lastfälle und einem selbst definierten Crash-Lastfall. Der selbst definierte Pfahlaufprall in der Mitte der Fahrzeugfront soll zur Stärkung des zentralen Bereichs des Vorderwagens beitragen.

Nach der Definition von Randbedingungen und verfügbarem Bauraum erfolgt eine nichtlineare Topologieoptimierung basierend auf den dynamischen Crash-Lastfällen und den quasi-statischen Ersatzlasten der betrachteten fahrdynamischen Lastfälle. Das Ergebnis ist eine Visualisierung der erforderlichen Lastpfade. Die hieraus gewonnenen Informationen werden weiterverarbeitet, zwei Vorderwagen-Konzepte mit Hilfe von CAD erstellt und dessen Berechnungsmodelle aufgebaut. Die Konzepte werden in den Bereichen Crash-Performance, Gewicht und beanspruchtes Volumen verglichen und das bessere Konzept ausgewählt. Dieses wird zuerst mittels Crash-Simulationen iterativ verbessert und schließlich dessen Gewicht mittels automatisierter Variablenoptimierung bei gleichbleibender Crash-Performance um 6% reduziert. Die Performance des finalen Vorderwagenkonzepts wird letztlich mit dem bestehenden, als Basis dienenden, Modell eines Elektrofahrzeugs verglichen. Den Abschluss bildet die Bewertung der vorgestellten Methodik sowie die Definition von Verbesserungsmöglichkeiten.

Abstract

Vehicle safety is a central element within the car-development-process. Beside indoor safety measurements, the correct design of the car's front end is essential to guarantee the safety of the vehicle occupant. These were mainly developed in combination with internal combustion engines until recently.

Due to the change towards electro-mobility, the internal combustion engine within the front end is omitted. Instead, wheel hub motors or much smaller electric engines are used more frequently. The availability of additional design space offers new possibilities for the design of the front end. To avoid a weak spot in the central area of the front end due to the lack of an engine, a countermeasure has to be found in advance. These two reasons make the search for new concept feasible. A possible support for this search is the usage of virtual development methods based on the finite element analysis.

Within the present work, the additional design space is being investigated in search of a suitable front end design. For this purpose, methodical, virtual designing was performed in consideration of Euro NCAP's two mandatory frontal crash tests, three load cases resulting from driving dynamics and a self-defined crash load case. The self defined pole impact in the middle of the car's front should help to strengthen the central area of the front end.

After the definition of boundary conditions and available design space, a non linear topology optimization based on the dynamic crash load cases and the quasi-static equivalent loads of the load cases originating from driving dynamics is performed. The result is the visualization of the necessary load paths. The collected information is processed, two front end concepts are created using CAD and the discretization of the structures is performed. The concepts are compared considering crash performance, weight and used volume and the superior concept is chosen. In the first step, it is iteratively optimized by conducting crash simulations. Afterwards, its weight is lowered by 6% using automatic variable optimization while maintaining its original crash performance. Eventually, the performance of the final front end concept is compared to an existing model of a electric-powered car, which also serves as base model. Finally, the presented method is evaluated and possibilities for improvements are defined.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
1 Einleitung	1
1.1 Fragestellung	3
1.2 Methode	4
2 Fahrzeugsicherheit	6
2.1 Lastfälle in der passiven Fahrzeugsicherheit	8
2.2 Dummies für Crash-Lastfälle	10
3 Der Frontalaufprall in der Fahrzeugsicherheit	11
3.1 Rigidwall Impact	14
3.2 ODB und Small-Overlap Impact	16
3.3 Pole Front Impact	17
4 Grundlagen der Finite Elemente Methode	18
4.1 Ablauf einer Finite Elemente Analyse	18
4.2 Theoretische Grundlagen	20
4.2.1 Überblick verfügbarer Elemente in der FEA	21
4.2.2 Kontaktdefinition in der FEM	23
4.2.3 Explizite und Implizite Berechnung	24
4.2.4 Zeitschritt und Massenskalierung	25
4.2.5 Beurteilung der Simulationsqualität	26
5 Definition der Randbedingungen und Modellbildung	28
5.1 Randbedingungen der Lastfälle	29
6 Konzeptgewinnung mittels Topologieoptimierung	35
6.1 Software-Benchmark	36
6.1.1 Optistruct: Equivalent Static Load Method	36
6.1.2 LS-TaSC: Hybrid Cellular Automata Method	37
6.1.3 Gegenüberstellung und Auswahl	39
6.2 Modellaufbau für die Topologieoptimierung mit LS-TaSC	39

6.3	Durchführung der Topologieoptimierung mit LS-TaSC	41
6.4	Ergebnisse aus der Topologieoptimierung	44
6.4.1	Ergebnisse Rigidwall- und Pfahl-Lastfall	44
6.4.2	Ergebnisse ODB-Lastfall	45
6.4.3	Ergebnisse fahrdynamische Lastfälle	46
6.4.4	Kombiniertes Ergebnis aus den Einzellastfällen	47
7	Erstellung von CAD- und CAE-Daten für Crash-Simulationen	48
7.1	Auslegung der Lastpfade und Konzepterstellung	48
7.2	Auslegung der abgeleiteten Längsträger	49
7.2.1	Modellaufbau der vorausgelegten Konzepte für Crashsimulationen	54
7.2.2	Konzept 1 mit Rechteckprofil als mittlerer Längsträger	55
7.2.3	Konzept 2 mit Kreisprofilen als mittlerer Längsträger	57
7.3	Auswahl des besseren Konzepts	57
8	Optimierung des gewählten Konzepts für Crash-Lastfälle	64
8.1	Iterative Verbesserung des Crashverhaltens	64
9	Wandstärkenoptimierung mittels automatischer Parameteroptimierung	77
9.1	Theoretische Grundlagen der Parameteroptimierung	77
9.2	Definition der Optimierungsparameter	79
9.3	Ergebnisse des ARSM Algorithmus	81
9.4	Ergebnisse des GRSM Algorithmus	86
9.5	Ergebnisse der Parameteroptimierung	91
10	Vergleich des gewonnenen Vorderwagenkonzepts mit dem Basisfahrzeug	93
10.0.1	Vergleich beim Rigidwall-Lastfall	96
10.0.2	Vergleich beim Pfahl-Lastfall	97
11	Diskussion	100
12	Zusammenfassung	103
13	Ausblick	105
	Abbildungsverzeichnis	i
	Tabellenverzeichnis	iv
	Abkürzungsverzeichnis	v
	Formelzeichenverzeichnis	viii
A	Anhang	xvi

Kapitel 1

Einleitung

Die Fahrzeugsicherheit ist ein sehr wichtiges Element der Fahrzeugentwicklung und schafft viele Restriktionen für andere Fachbereiche. Sie beeinflusst beispielsweise die Gebiete Karosserie, Exterieur und Interieur. Diese Wechselwirkungen gelten jedoch in beide Richtungen. So wird beispielsweise für die Karosserie ein gewisses Maß an Steifigkeit gefordert, was für den Crash-Fall negative Auswirkungen haben kann. Auch die Elektromobilität verändert die Anforderungen an die Fahrzeugsicherheit. So gehen mit ihr zum Beispiel Änderungen im Vorderwagen einher: Der klassische Verbrennungsmotor verschwindet und ermöglicht kürzere Überhänge [17]. Ist dies nicht erwünscht, kann der zusätzlich nutzbare Bauraum auch für einen Kofferraum genutzt werden. In diesem Fall ist es notwendig, den Bereich um den Kofferraum zusätzlich zu verstärken, um die Gefahr einer zu großen Eindringung von Crash-Partnern in Richtung Fahrgastzelle zu vermeiden. Besonders wichtig ist das auch für die Batteriepakete, die meist unter der Fahrgastzelle untergebracht sind. Sie müssen vor Intrusionen aus allen Richtungen geschützt werden. Aus diesen Gründen kann die mögliche Entstehung einer Schwachstelle im zentralen Bereich des Vorderwagens nicht ignoriert werden.

Bisher wurden von Gesetzgebern und Testorganisationen noch keine Richtlinien und Crash-Tests definiert, um den zentralen Bereich des Vorderwagens zu testen. Diese Stelle kann schon jetzt, beispielsweise im Falle eines Zusammenstoßes mit einem Baum, als sehr kritisch bewertet werden. In diesem Zusammenhang ist außerdem noch festzuhalten, dass laut [11] im Jahre 2008 28% der Todesfälle im deutschen Straßenverkehr durch Zusammenstöße mit Bäumen verursacht wurden. Obwohl die Häufigkeit eines Aufpralls zwischen den Längsträgern mit 6,1% relativ gering ist, sind sie oft folgenschwer, wie in Abbildung 1.1 ersichtlich [36, S. 156]. Deshalb sollte dieser Unfalltyp nicht vernachlässigt werden.

Die beiden Längsträger in der Fahrzeugfront wurden bei diesem Zusammenstoß nicht in Längsrichtung verformt und verfehlten deshalb ihre Funktion der Energieabsorption. Daher wäre es sicherlich sinnvoll, neu zulassungspflichtige Fahrzeuge auf diesen Lastfall auszulegen und so eine Verbesserung der Fahrzeugsicherheit zu erlangen.



Abbildung 1.1: Frontalzusammenstoß mit einem Baum [39]

Die Auslegung von Vorderwagen-Karosserien erfolgt heutzutage meist über die Adaption von bereits in Vorgängermodellen verwendeten, bewährten Ausführungen. Je nach Fahrzeugmasse und verfügbarem Bauraum werden Komponenten vorausgelegt und danach zum Beispiel mittels Finite-Elemente-Simulationen schrittweise verbessert. Große Veränderungen des Grundaufbaus der Vorderwagen-Karosserie waren durch das Vorhandensein eines Verbrennungsmotors bisher nicht umsetzbar.

Die rasch verlaufende Änderung hin zur Elektromobilität stellt an die Karosserie-Entwickler große Anforderungen: Bisher ist unbekannt, ob und wie der neu verfügbare Bauraum effizienter für die Fahrzeugsicherheit genutzt werden kann. Es ist durchaus möglich, dass bisher verwendete Vorderwagenstrukturen das Effizienzmaximum nie erreichen konnten, da weitere Optimierungen durch das Vorhandensein eines Verbrennungsmotors nicht umgesetzt werden konnten. Der bei der Verwendung von Elektromotoren nun verfügbare Bauraum ermöglicht eine neue Herangehensweise, unabhängig von bisherigen Bauweisen. Eine Möglichkeit der Unterstützung hierfür ist die Verwendung von modernen, leistungsstarken Software-Tools.

Aus diesen Gründen wurde unter anderem vom ASCS (Automotive Simulation Center Stuttgart) das Projekt Crash-Topo ins Leben gerufen, welches eine Verknüpfung von Topologieoptimierung (eine computergestützte Optimierung von Lastpfaden) unter der Berücksichtigung von Crash-Lastfällen und automatisierter Geometrie-Erstellung von Strangpressprofilen anstrebt. Ziel war die Erstellung eines Softwaretools, welches alle Prozessschritte und Technologien automatisch miteinander verbindet [9] [53]. Aus diesem Projekt ging das Tool SFE CONCEPT hervor, das Teile der angestrebten Methodik für den kommerziellen Markt bereitstellt. In vielen Bereichen muss jedoch noch umfassende Forschung betrieben werden. Deshalb, und aufgrund der Notwendigkeit sehr großer CPU-Kapazitäten, ist die Durchführung der Gesamtmethodik speziell für kleinere Unternehmen noch nicht umsetzbar. Aus diesem Grund wird diese Thematik in der vorliegenden Arbeit in Zusammenarbeit mit der csi Entwicklungstechnik GmbH in Ingolstadt untersucht und eine Methodik zur virtuellen Vorderwagen-Auslegung erstellt.

Zwischenschritte der Gesamtmethodik, wie beispielsweise die Verwendung einer Topologieoptimierung, können mit moderatem Kosten- und Rechenaufwand durchgeführt werden.

Welche dieser Schritte sinnvoll bzw. notwendig sind und wie eine mögliche Gesamtmethodik zur virtuellen Konzipierung einer Vorderwagen-Karosserie aussehen kann, soll diese Arbeit beantworten. Diese Methodik wird angewendet und so ein Konzept entwickelt.

1.1 Fragestellung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Erstellung einer Methodik, welche den Benutzer unterstützt, den neu gewonnenen Bauraum schon in frühen Konzeptphasen gut auslegen zu können. Sie soll bereits ohne Vorwissen über die genauen Abmessungen der im Vorderwagen verbauten Teile eine Vorauslegung ermöglichen. Sie beinhaltet die Verwendung diverser Softwaretools wie beispielsweise eine Topologieoptimierung. Es wird geklärt, ob die Entwicklung einer Vorderwagen-Karosserie mittels Topologieoptimierung effizienter gestaltet werden kann.

Die Softwaretools sollen miteinander verknüpft, praktisch angewendet und schließlich beurteilt werden. Im Rahmen der Anwendung wird ein Konzept ermittelt, dass der bereits genannten Schwachstelle effizient entgegen wirken soll. So soll geklärt werden, in wie weit die verwendeten, virtuellen Entwicklungsmethoden bei der Auslegung des Vorderwagens helfen können und wie eine sinnvolle Kombination aussehen kann.

1.2 Methode

Die Arbeit (siehe auch Abbildung 1.2) wird nach folgendem Ablauf durchgeführt.

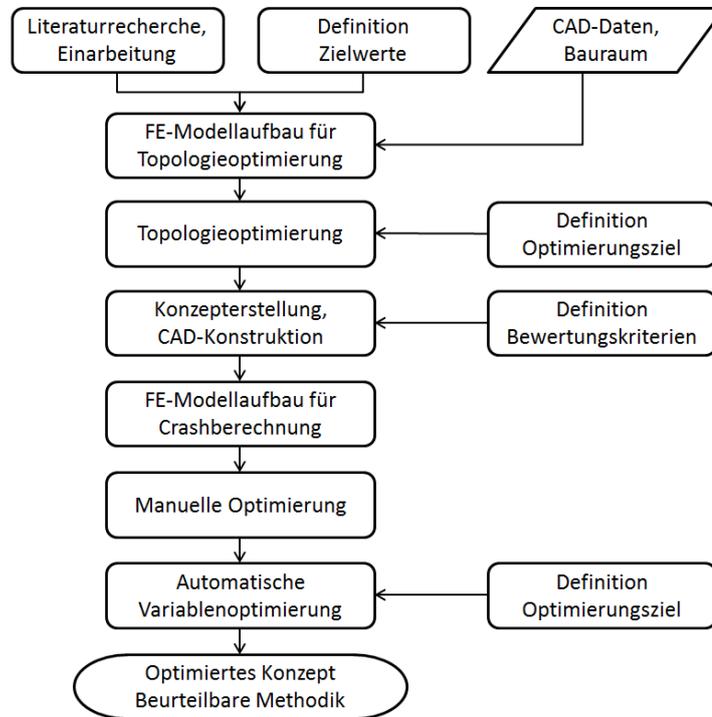


Abbildung 1.2: Ablauf der Arbeit

An erster Stelle stehen Literaturrecherche und die Festlegung der berücksichtigten Lastfälle sowie der zu erreichenden Performancewerte der Struktur. Es werden die zwei derzeit vom Euro NCAP vorgeschriebene Crash-Tests, ein selbst definierter Crash-Lastfall sowie drei durch fahrdynamische Manöver auftretende Belastungen betrachtet. Besonderes Augenmerk wird auf den, derzeit nicht vorgeschriebenen und daher selbst definierten, Pfahlaufprall in der Mitte des Vorderwagens gelegt. Für die Crash-Lastfälle werden Maximalbeschleunigung und Maximaldeformation des Fahrzeugs begrenzt. Die Maximalbeschleunigungen werden nach internen Richtlinien der csi Entwicklungstechnik GmbH definiert und mithilfe des Occupant-Load-Criterion (OLC) überprüft. Die Untersuchung des Vorderwagens eines bereits berechneten und konstruierten Elektrofahrzeugs dient als Basis für die Festlegung der Maximaldeformation.

Danach erfolgt der Aufbau des Bauraummodells mittels Finiter Elemente (FE). Hierzu werden die benötigten Computer-Aided-Design-Daten (CAD) aus dem Basismodell extrahiert und angepasst. Neben den festgelegten Lastfällen wird lediglich der verfügbare Bauraum als Finite-Elemente-Modell für die folgende Topologieoptimierung benötigt.

Bei dieser werden alle zuvor genannten Lastfälle berücksichtigt. Zuerst muss eine geeignete Software gefunden, der Einfluss der Parameter untersucht sowie das Optimierungsziel

definiert werden. Für die Topologieoptimierung wird die Software LS-TaSC verwendet, mit welcher sowohl die dynamische Berechnung der Crash-Lastfälle, als auch eine quasi-statische Berechnung der Ersatzlastfälle der dynamischen Fahrmanöver möglich ist.

Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist die Darstellung der erforderlichen Lastpfade, jedoch ist das Resultat nach diesem Schritt weder geometrisch exakt noch produzierbar. Deshalb werden zwei mögliche Konzepte erstellt und mittels sinnvoll gewählter Bewertungskriterien jenes mit höherem Potential ausgewählt.

Dieses Konzept wird schließlich zuerst manuell für ein gutes Crashverhalten optimiert. Hierbei spielt auch die Auswahl korrekter Materialparameter eine zentrale Rolle. Jede Optimierungsvariante wird auf Plausibilität, Crashverhalten und mittels Sensoren im Berechnungsmodell auf die Einhaltung der festgelegten Grenzwerte überprüft.

Nach der Erfüllung dieser Punkte wird das Gewicht der Vorderwagen-Karosserie im letzten Schritt mittels automatischer Variablenoptimierung von 13 Blechstärken weiter gesenkt.

Schließlich erfolgt der Vergleich des Konzeptes mit einem bestehenden Fahrzeug und daraus eine Bewertung von Vorderwagen und Methodik.

Kapitel 2

Fahrzeugsicherheit

In den Industrie- und Schwellenländern waren die letzten Jahrzehnte geprägt von einer stetigen Zunahme an Verkehrsdichte, der Tatsache, dass Automobile erschwinglicher wurden und die steigende Bereitschaft, in die Arbeit zu pendeln oder längere Reisen mit dem Auto zu unternehmen. Durch die höhere Anzahl an Verkehrsteilnehmern stieg beispielsweise in Deutschland, wie in Abbildung 2.1 ersichtlich, als Konsequenz lange Zeit auch die Anzahl der Unfälle, obwohl beispielsweise Straßen verbessert wurden und eine höhere Anzahl an Ampeln und Kreisverkehren den Verkehr sicher regeln sollten. Abbildung 2.1 stellt den Zusammenhang zwischen der Anzahl an Unfällen und der Anzahl der zugelassenen Kraftfahrzeuge in Deutschland im Zeitraum von 1953 bis 2006 dar. Der Verlauf der Kurve kann in vier Phasen unterteilt werden [26, S. 4]. In der ersten Phase ist eine starke Steigung festzustellen, welche jedoch in den folgenden Phasen kontinuierlich abnimmt. In der Degressionsphase, also seit 2001, sinkt die relative Anzahl der Unfälle sogar. Mit zeitlichem Fortschritt hat die Unfallanzahl also im Vergleich zu der Anzahl von neuen Fahrzeugen abgenommen. Zurückzuführen ist dieser Verlauf auf die Verbesserung von Verkehrsregelung, Verkehrserziehung und Straßenbau [26, S. 3].

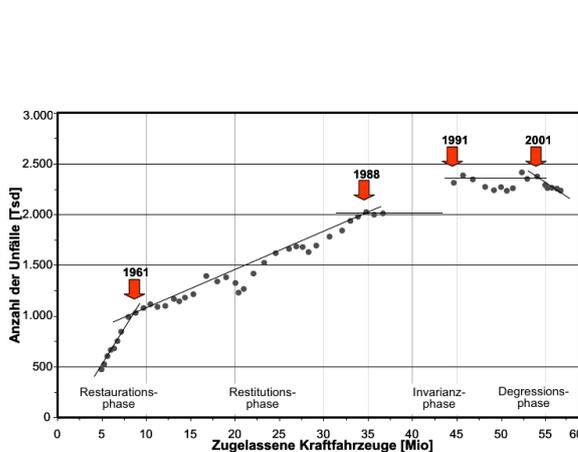


Abbildung 2.1: Zeitliche Entwicklung von Verkehrsunfällen [26, S. 4]

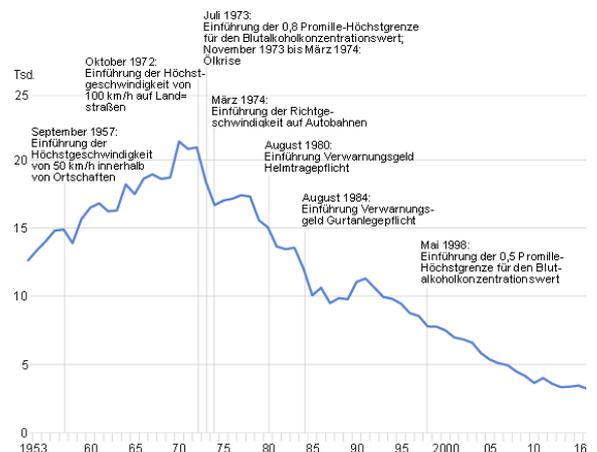


Abbildung 2.2: Zeitlicher Verlauf von Verkehrstoten [49]

Neben der Eindämmung der Unfallhäufigkeit ist auch die Verminderung der Unfallschwere wichtig, weswegen laufend neue Schutzmaßnahmen eingeführt wurden. In Abbildung 2.2 sind einige wichtige Maßnahmen sowie der zeitliche Verlauf zwischen 1953 und 2016 ersichtlich. Besonders die Einführung der 100 km/h Grenze im Jahr 1972 markierte eine Kehrtwende und führte einen Abwärtstrend an Verkehrstoten herbei. Die stetig wachsende Zahl an sicherheitssteigernden Maßnahmen sowie neue technische Erfindungen machten eine Gliederung in Teilbereiche sinnvoll.

Deshalb wird in der Fahrzeugsicherheit zwischen aktiver, passiver und integraler Fahrzeugsicherheit unterschieden. Laut [18, S. 3] befasst sich die aktive Fahrzeugsicherheit mit *unfallvermeidenden Maßnahmen zur Herabsetzung der Unfallhäufigkeit*, während die passive Fahrzeugsicherheit *unfallfolgenmindernde Maßnahmen zur Begrenzung des zu erwartenden Schadens* erarbeitet. Bei zeitlicher Eingrenzung der Unfallphasen wie in Abbildung 2.3 wirkt die aktive Fahrzeugsicherheit in der Pre-Crash-Phase, während die passive Sicherheit in den letzten beiden Phasen aufzufinden ist.

Tabelle 2.1 soll Beispiele für beide Bereiche anführen. Zunehmend werden jedoch aktive und passive Fahrzeugsicherheitssysteme miteinander verbunden. Das Ergebnis hieraus wird als integrale Fahrzeugsicherheit bezeichnet.

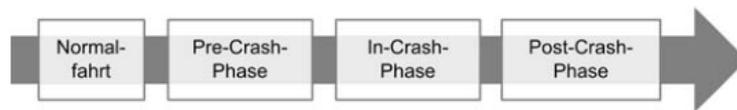


Abbildung 2.3: Unfallphasen [24, S. 71]

Tabelle 2.1: Beispiele für aktive und passive Sicherheit [7, S. 18]

	Aktive Sicherheit	Passive Sicherheit
Mensch	Verkehrserziehung zur Vermeidung kritischer Situationen, Begrenzung der Informationsmenge, Rechtssicherheit, Promillegrenze	Motivation zur Benutzung von Sicherheitseinrichtungen (u. U. durch Bußgeld), Notfallmedizin, Rettungswesen
Fahrzeug	Fahrsicherheit und -verhalten, Konditionssicherheit, Bedienungssicherheit, Wahrnehmungssicherheit, Fahrerassistenzsysteme	Selbstschutz der Insassen, Airbag, Fußgängerschutz, Kompatibilität, Energieabsorption der Struktur, Zellensteifigkeit
Umfeld	Verkehrsfluss-Steuerung und Verkehrsführung, Straßenführung und Straßenbau, Entschärfen von Unfallschwerpunkten	Sicherung der Unfallstelle, Vermeidung von Folgeunfällen, Entschärfung des Straßenrandes (Bäume, Leitplanken)

Im Gebiet der aktiven Fahrzeugsicherheit konnten in den letzten Jahren durch die Einführung neuer Fahrerassistenzsysteme große Verbesserungen erzielt werden. Besonders

der Bereich der Umfelderkennung mittels diverser Sensoren wie beispielsweise RADAR- und LIDAR-Sensoren, der Kombination dieser mit Kameras und der Interpretation des Fahrzeugumfelds zur Unfallprävention ist äußerst vielversprechend. Diese Systeme werden auch zunehmend von den Konsumenten-Test-Organisationen für eine gute Bewertung vorausgesetzt. Während beispielsweise für eine 5-Sterne Bewertung des European New Car Assessment Programme (NCAP) in der Rubrik *Safety Assist* im Jahr 2017 50% der Punkte ausreichend waren, wird der Grenzwert ab 2018 schon auf 70% steigen [16, S. 8]. Trotz dieser Gründe wird die, in dieser Arbeit betrachtete, passive Sicherheit auch zukünftig nicht an Bedeutung verlieren. Sie wird durch verschiedene Tests überprüft, welche im Folgenden erläutert werden.

2.1 Lastfälle in der passiven Fahrzeugsicherheit

Zur Gewährleistung der passiven Fahrzeugsicherheit wurden stetig neue Lastfälle und Prüfmethode ins Leben gerufen. Diese sollten die Erhöhung der Sicherheit vorantreiben. Grundsätzlich wird zwischen gesetzlichen Vorgaben und Konsumenten-Tests unterschieden, wobei wiederum teilweise große regionale Unterschiede vorliegen. Die Erfüllung der gesetzlichen Vorgaben müssen vom Automobilhersteller für jedes neue Fahrzeugmodell im Rahmen einer Homologation nachgewiesen werden, ansonsten kann das Fahrzeug im entsprechenden Land beziehungsweise der entsprechenden Region nicht zugelassen werden. Abbildung 2.4 stellt die Prüfbereiche mit den aktuellen Gesetzesnummern dar. Sie soll die große Vielfalt an Prüfbereichen und Vorschriften verdeutlichen.

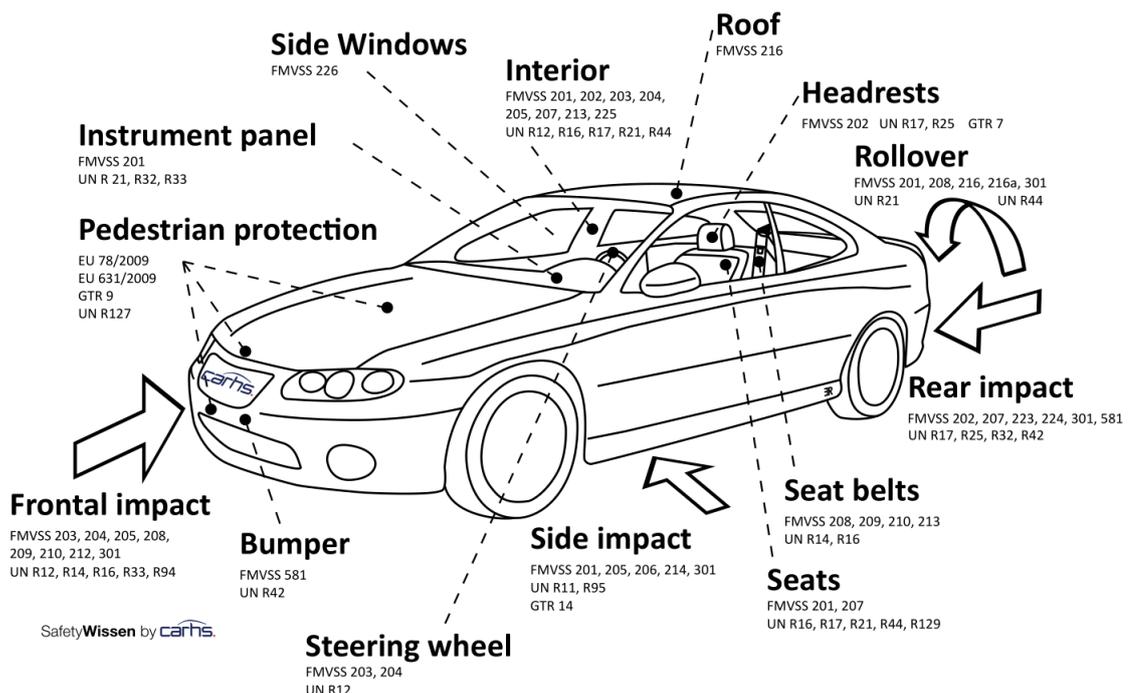


Abbildung 2.4: Übersicht der gesetzlichen Anforderungen [58, S. 27]

Hierbei werden jene in den USA gesetzlich geltenden als FMVSS bezeichnet, jene global festgesetzten mit UN R.

Konsumer-Test-Organisationen wie das Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) oder NCAP, wovon es Ableger in Europa, Amerika, Japan, Asien, Kanada und Korea gibt, entwickeln unabhängig von den gesetzlichen Richtlinien Test-Verfahren, führen diese durch und veröffentlichen Bewertungen für Fahrzeuge. Diese Bewertungen beeinflussen die Kaufentscheidung der Kunden deutlich, weshalb vor allem Premium-Hersteller viele Ressourcen in die Erreichung von maximaler Sicherheit investieren. Wiederum gibt es auch hier große Unterschiede in den Versuchen und den zu erreichenden Grenzwerten. Die große Anzahl an Gesetzen mit stetig steigenden Anforderungen hat die Fahrzeugsicherheit zu einem der herausforderndsten Bereiche der Fahrzeugentwicklung gemacht.

Neben Crash-Tests für alle Seiten des Fahrzeugs ist die Thematik des Front-Aufpralls wichtig und herausfordernd. Dieser wird im Zusammenhang dieser Arbeit näher betrachtet. Hier wird das Fahrzeug mit vorgegebenen Geschwindigkeiten gegen verschiedene Barrieren bewegt. Näher betrachtet werden diese Tests in Kapitel 3.

Für eine gute Crash-Performance in diesem Bereich ist neben den Maßnahmen im Innenraum die Auslegung des Vorderwagens entscheidend. Bei dieser muss jedoch auch auf andere Lastfälle Rücksicht genommen werden. Ein wichtiger Bereich der Fahrzeugsicherheit mit direktem Einfluss auf die Vorderwagen-Auslegung ist der Fußgängerschutz. Wie in Abbildung 2.5 ersichtlich, werden mehr als 70% der Fußgänger an der Fahrzeugfront getroffen. Deshalb spielt der Fußgängerschutz eine große Rolle für die Auslegung des Vorderwagens - speziell beim Beinaufprall, da Anprallpunkt am Fahrzeug und Kraftniveau entscheidend sind. Ist die Vorderwagen-Struktur zu steif ausgelegt, steigt das am Bein auftretende Kraftniveau und die Wahrscheinlichkeit von Verletzungen wird erhöht. Im Zuge dieser Arbeit wird für die Strukturauslegung bewusst auf die Betrachtung der Fußgängerschutz-Lastfälle verzichtet, da lediglich eine Methodik zur Grundausslegung angestrebt wird.

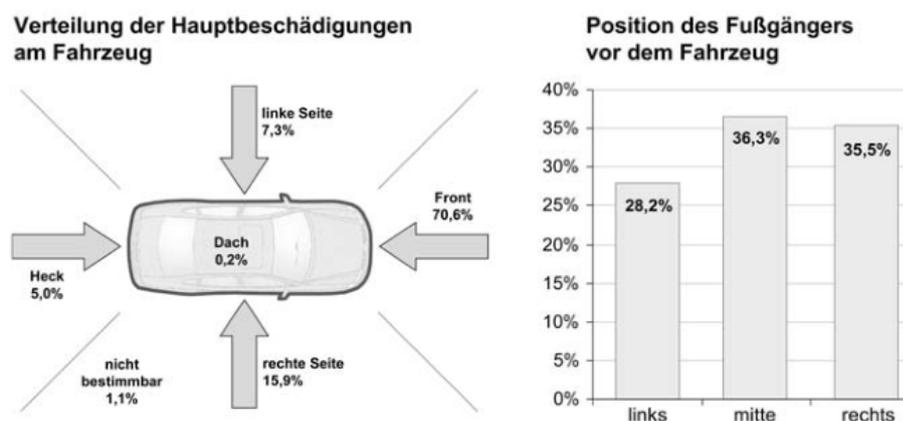


Abbildung 2.5: Verteilung der Beschädigungen am Fahrzeug bei Unfällen mit Fußgängern [24, S. 38]

2.2 Dummies für Crash-Lastfälle

Um die Auswirkung eines Unfalls für den Menschen beurteilen zu können, werden schon seit geraumer Zeit Dummies in den Realversuchen eingesetzt. Diese sollen in Aufbau und Verhalten dem menschlichen Körper möglichst gut repräsentieren. Durch den Einsatz von verschiedenen Materialien, Gelenken und hochwertigen Sensoren lässt sich eine gute Korrelation zwischen realen Verletzungsschemas und den physikalisch messbaren Sensordaten herstellen. Neben den Versuchs-Dummies liegt in den letzten Jahren das Augenmerk zunehmend auf Dummies für die Finite-Elemente-Simulation. Sie unterscheiden sich voneinander, wie ihre Pendants im Versuchslabor, im Aufbau und werden entsprechend den zu messenden Belastungen mit unterschiedlichen Sensoren ausgestattet. Im Falle des Front-Aufpralls werden diverse Werte an Kopf, Hals, Brust, Bein und Fuß gemessen. Bei vielen Werten beeinflussen die Rückhaltesysteme im Fahrzeuginneren das Ergebnis stärker als die Auslegung der Vorderwagen-Karosserie. Da die Rückhaltesysteme in frühen Konzeptphasen noch nicht ausgelegt werden können, wird meist die Beschleunigung des Fahrzeugs betrachtet. Ein vereinfachtes Modell für diese frühe Phase ist das Occupant Load Criterion (OLC). Hiermit kann ein Zusammenhang zwischen Fahrzeugbeschleunigung und den Werten aus den Dummy-Sensoren hergestellt werden. Das OLC wird in dieser Arbeit verwendet und in Abschnitt 3.1 näher beschrieben.

Die Suche nach weiteren Zusammenhängen wird beispielsweise mittels menschlichen Gesamtmodellen, welche je nach Anwendungsgebiet beispielsweise Organe, Muskelverhalten oder eine Modellierung des Gehirns enthalten, durchgeführt. Das Total Human Model for Safety (THUMS) beinhaltet eine detaillierte Modellierung etlicher Bereiche. Eine andere Alternative stellt der CHARM 10 Dummy der Wayne State University dar (siehe Abbildung 2.6).

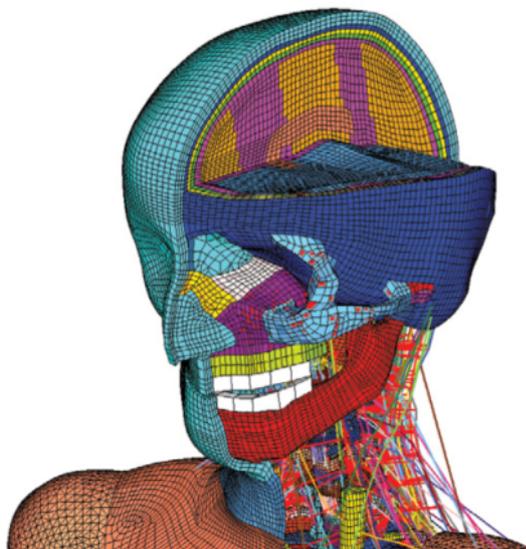


Abbildung 2.6: CHARM 10 [8]

Kapitel 3

Der Frontalaufprall in der Fahrzeugsicherheit

Der Front Crash ist einer der relevantesten Lastfälle in der Fahrzeugsicherheit. Für ihn muss die Vorderwagen-Karosserie korrekt ausgelegt sein, um den Fahrgast vor Intrusionen zu schützen und das Fahrzeug ausreichend zu verzögern. Hierfür ist es notwendig, die Positionen aller Komponenten und Impaktoren genau zu kennen. Diese werden über das Koordinatensystem des Fahrzeugs definiert. Das in der vorliegenden Arbeit verwendete Koordinatensystem ist in Abbildung 3.1 ersichtlich.

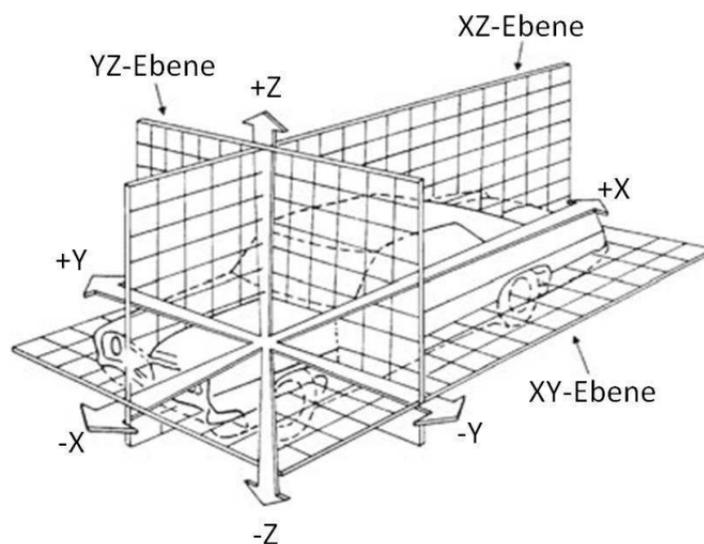


Abbildung 3.1: Verwendetes Fahrzeugkoordinatensystem [12, S. 29]

Üblicherweise erfolgt der Großteil des Energieabbaus beim Frontalaufprall durch die kontrollierte Faltung von zwei in X-Richtung verlaufenden Längsträgern. Ermöglicht wird das durch die Verwendung von speziellen Materialien und einer korrekten Auslegung der Karosserie-Geometrie. Hierfür ist es beispielsweise sinnvoll, gezielte Schwachstellen an den Längsträgern einzubringen, an denen die Faltung kontrolliert beginnen soll. Diese so genannten Trigger können in verschiedenen Ausführungen vorliegen und unterscheiden

sich in dem für die Faltung notwendigen Kraft-Niveau [27, S. 67]. Auch durch Variation der Profilabmessungen, Wandstärken, Verstrebungen und Materialien kann die Verzögerung relativ genau kontrolliert werden. Mit diesen Methoden kann der Vorderwagen derart ausgelegt werden, dass er für unterschiedliche Lastfälle ein Optimum bezogen auf den resultierenden Crash-Puls sowie andere Anforderungen darstellt.

Momentan werden zwei massive Längsträger im Vorderwagen verbaut, mit welchen die vorgeschriebenen Tests gut bewältigt werden können. Je nach Steifigkeitsanforderungen, Lage der Anbauteile und zusätzlichen Anforderungen an die Crash-Performance werden diese Längsträger in Querrichtung zusätzlich versteift. Als Lösung für die Vorderwagen-Karosserie ist beispielsweise der in Abbildung 3.3 dargestellte Audi Spaceframe zu nennen.

Typischerweise ist vorne an den Längsträgern ein Crash Management System (CMS), wie in Abbildung 3.2 dargestellt, angebracht. Dieses ist einerseits für den Fußgängerschutz angepasst, nach vorne hin mit Schaum verkleidet und zusätzlich stellt es ein wichtiges Element für den Crash bei geringen Geschwindigkeiten dar. Hier soll es als leicht austauschbarer Energieabsorber bei geringen kinetischen Energien dienen und eine Deformation der Längsträger verhindern, um den Schaden gering zu halten [42, S. 1124]. Für die Einstufung der Automobil-Versicherung, welche sich am verursachten Schaden beim Low-Speed-Crash orientiert, ist eine korrekte Funktionsweise entscheidend. Organisationen, welche diese Tests erstellt haben sind beispielsweise das Allianz Zentrum für Technik oder das Research Council for Automobile Repairs [51]. Im Rahmen dieser Arbeit wird jedoch kein CMS ausgelegt und die für eine gute Bewertung notwendige Schwächung zur Verbesserung des Fußgängerschutzes des vorderen Bereichs nicht umgesetzt.



Abbildung 3.2: Beispiel für ein Crash Management System in der Fahrzeugfront [45]

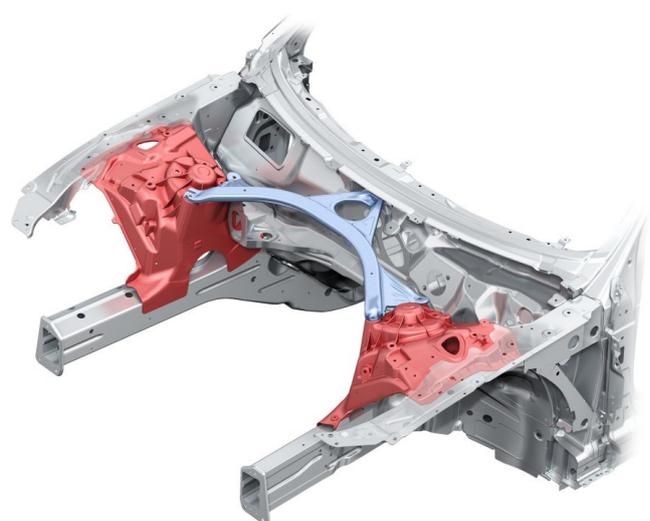


Abbildung 3.3: Vorderwagen beim Audi Spaceframe [1]

Wie in den vorherigen Abschnitten bereits angesprochen, gibt es je nach Region und Testverfahren eine große Anzahl an unterschiedlichen Konfigurationen und Grenzwerten für die verschiedenen Crash-Tests. Aus diesem Grund werden nur die für die Auslegung verwendeten Lastfälle näher erklärt und die Auswahl begründet.

Im ersten Schritt wurden die zu untersuchenden Regionen definiert. Momentan und wohl auch in der mittelfristigen Zukunft werden Europa, USA und China die wichtigsten Automobilmärkte bleiben. 2016 wurden in China fast 23,7 Millionen, in den USA 17,5 Millionen und in den EU und EFTA Ländern 14,6 Millionen Fahrzeuge zugelassen. Japan folgt mit nur 4,2 Millionen Fahrzeuge an vierter Stelle [48]. Außerdem sind die Anforderungen der Frontal-Crash-Tests der anderen Regionen gleich oder geringer (Siehe auch [58]). Aus diesen Gründen werden nur diese drei Regionen weiterhin betrachtet.

Im nächsten Schritt wurden die durch Gesetz vorgeschriebenen (siehe Abbildung 3.4) und die Crash-Tests der jeweiligen NCAP-Ableger (siehe Abbildung 3.5) verglichen.

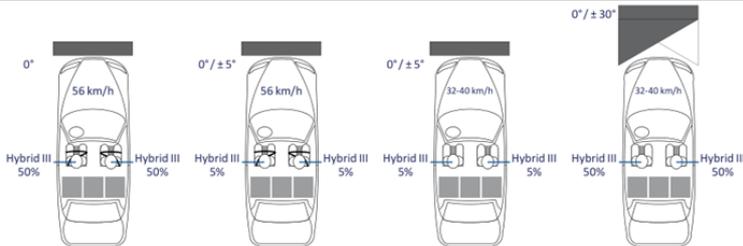
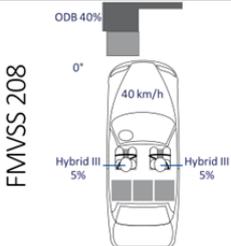
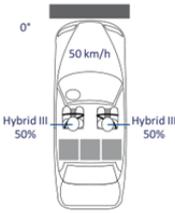
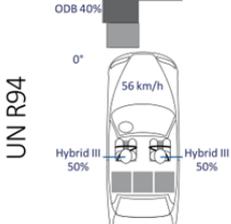
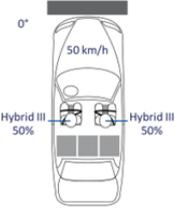
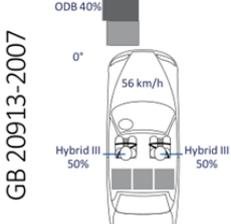
	Full Width Frontal	Offset Frontal
 USA FMVSS 208		
 Europe UN R137		
 China GB11551-2014		

Abbildung 3.4: Gesetzliche Tests [59, S. 22]

Es ist auffällig, dass sowohl bei Gesetz als auch beim NCAP die Kombinationen von Barriere und Geschwindigkeit in Europa und China ident sind. Da diese beiden Regionen einen großen Teil des Marktes ausmachen und die Anzahl an verschiedenen Tests in den USA deutlich höher ist, sollen die Lastfälle aus Europa und China herangezogen werden. Beim Vergleich der Geschwindigkeiten fällt auf, dass die NCAP-Versuche bei

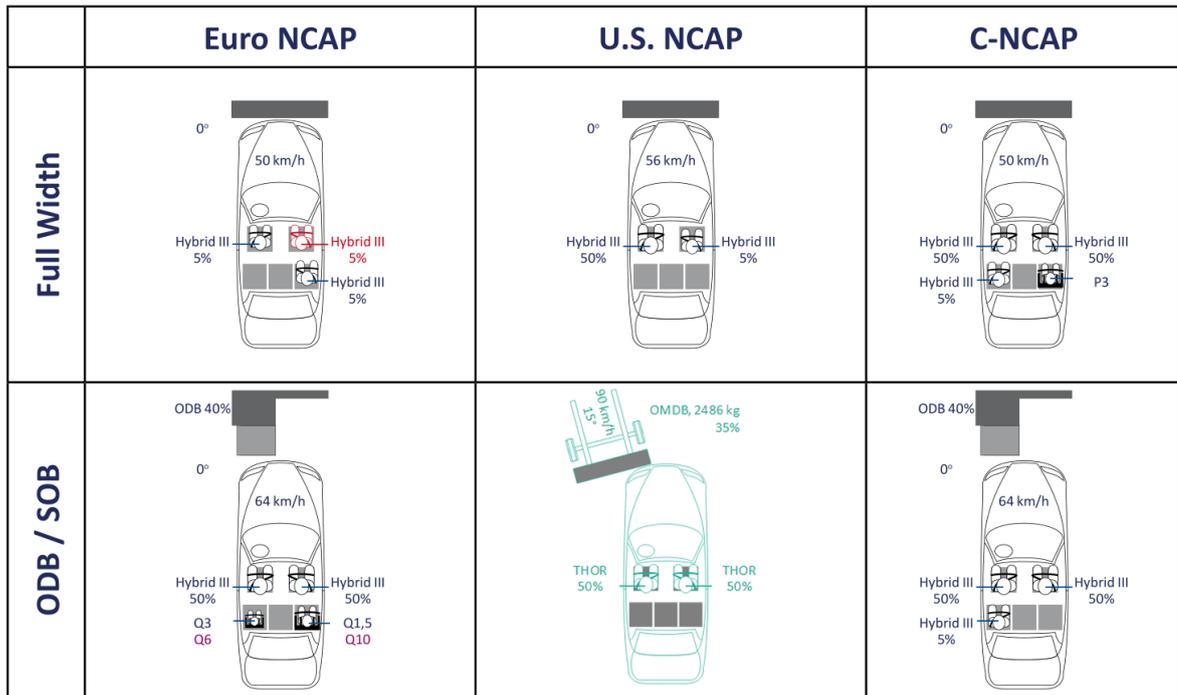


Abbildung 3.5: NCAP Tests. Grüne Markierung: Ab 2018 gültig [59, S. 28]

höheren Geschwindigkeiten als die Äquivalente in den Gesetzestexten durchgeführt werden. Da im Rahmen dieser Arbeit keine Dummies verwendet werden, sondern lediglich das Strukturverhalten untersucht und optimiert wird, ist anzunehmen, dass bei steigenden Geschwindigkeiten und ansonsten gleichbleibenden Randbedingungen die Herausforderung an die Vorderwagen-Karosserie höher ist.

Für die spätere Anwendung der Methodik müssen gegebenenfalls nicht relevante Lastfälle entfernt und relevante hinzugefügt werden.

Für die Absicherung gegen den Zusammenstoß mit einem schmalen, starren Gegenstand wie beispielsweise einem Baum, wurde ein weiterer, selbsterstellter Lastfall definiert. Als Impaktor wurde der in Seitencrash-Lastfällen bereits verwendete Pfahl mit einem Durchmesser von 254 mm verwendet und mittig vor das Fahrzeug bei $Y=0$ positioniert. Als Fahrzeuggeschwindigkeit wurden 50 km/h gewählt. Es ist anzumerken, dass durch die Kombination aus undeformierbarem Impaktor und geringer Kontaktfläche sehr hohe Belastungen auf das Fahrzeug wirken. Die gewählten Lastfälle sind in Abbildung 3.6, ?? und Abbildung 3.8 dargestellt.

3.1 Rigidwall Impact

Beim Rigidwall Impact wird das Fahrzeug gegen eine starre Wand bewegt, die die Fahrzeugfront zu 100% überdeckt. Für die Erstausslegung der Längsträger wird dieser Crash-Fall oft verwendet, da die Krafteinleitung symmetrisch ist und außerdem keine

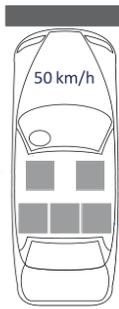


Abbildung 3.6: Rigid-wall-Lastfall

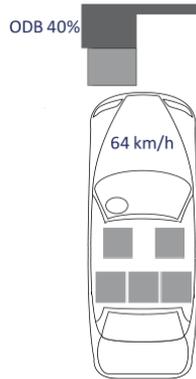


Abbildung 3.7: ODB-Lastfall

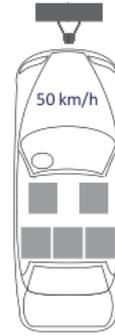


Abbildung 3.8: Pfahl-Lastfall

Fahrzeugrotation zu erwarten ist. Außerdem ist dieser in jeder Region mit Ausnahme von Indien gesetzlich vorgeschrieben. Wie Abbildung 3.9 ersichtlich, muss der Vorderwagen einen Großteil der kinetischen Energie aufnehmen, wobei die Längsträger wiederum mehr als die Hälfte davon absorbieren müssen [27, S. 6].

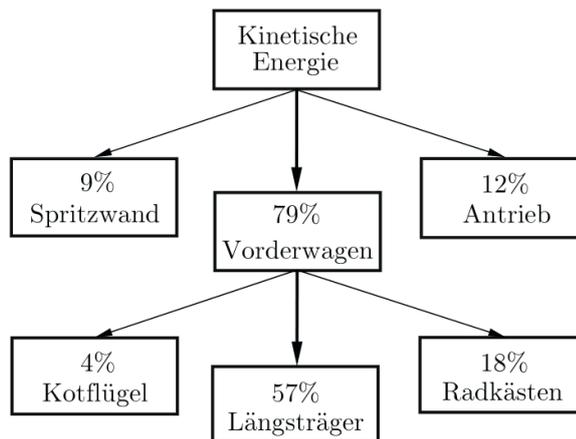


Abbildung 3.9: Energiedissipation nach Bauteilen bei Frontalaufprall mit 50 km/h [27, S. 6]

So kann mittels Gleichsetzung von kinetischer Energie laut Gleichung 3.1 mit der Dissipationsenergie aus Gleichung 3.2 und der Aufteilung der dissipierten Energie nach Abbildung 3.9 eine gute Auslegung der Längsträger erfolgen [26, S. 146].

$$E_{kin} = \frac{m * v^2}{2} \quad (3.1)$$

$$W_{def} = F * s \quad (3.2)$$

Die Einflussfaktoren für die kinetische Energie (E_{kin}) sind die Masse m und die Geschwindigkeit v .

Die Deformationsarbeit W_{def} kann mithilfe der, über den Weg s wirkende, Kraft F

berechnet werden. Weil die vom Fahrzeug auf die Barriere wirkende Kraft gleich groß der von Barriere auf Fahrzeug wirkende Kraft ist (Aktio gleich Reaktio) , lässt sich folgender Zusammenhang herstellen:

"Das Verhältnis der aufgenommenen Deformationsarbeit ist ebenso wie das der Deformationswege, der Geschwindigkeitsänderungen und der Verzögerungen umgekehrt proportional dem Verhältnis der Fahrzeugmassen." [18, S. 146]

Da sich die Rigidwall weder bewegt noch deformiert, also quasi unendlich schwer und steif ist, muss die gesamte kinetische Energie in diesem Lastfall vom Fahrzeug dissipiert werden.

3.2 ODB und Small-Overlap Impact

Im Lastfall mit ODB-Barriere wird das Fahrzeug nicht gegen eine starre Wand gefahren, sondern gegen eine deformierbare Barriere. Diese überdeckt nur 40% der Fahrzeugfront (siehe ??). Durch die geringere, asymmetrische Überdeckung muss die (in den meisten Tests linke) Fahrzeughälfte die gesamte kinetische Energie aufnehmen. Auch kommt es meist zu einer Rotation des Fahrzeugs und schwieriger vorhersagbare Verformungen im Vorderwagen. Zusätzlich kann der Vorderreifen Probleme bereiten, da er von der Barriere nach hinten gedrückt wird und mithilfe der steifen Felge in die Fahrgastzelle eindringen kann.

Um eine weitere gefährliche Unfallkonstellation besser in den Griff zu bekommen, wurde vom IIHS der Small-Overlap-Test eingeführt. Die Überdeckung der steifen Barriere beträgt nur noch 25%, die Fahrzeuggeschwindigkeit 64 km/h [20].

3.3 Pole Front Impact

Dieser selbstdefinierte Lastfall soll eine Verstärkung des Mittelteils des Vorderwagens bewirken und wird im Rahmen dieser Arbeit mit einer hoher Priorität versehen. Mit ihm soll der Entstehung einer Schwachstelle im Zentrum des Vorderwagens durch den Entfall des Verbrennungsmotors entgegengewirkt werden. Die Pfahl-Barriere besitzt lediglich einen Durchmesser von 254 mm. Aus diesem Grund wirkt ein großer Druck auf das Fahrzeug, welcher hohe Deformationen hervorruft. Die bewährte Bauweise mit zwei außermittigen Längsträgern bietet oft nicht ausreichend Widerstand gegen diese zentral angreifenden Druckkräfte.

Als Beispiel ist CIREN-Case 438870088 zu nennen, bei welchem ein Subaru Impreza in einer Rechtskurve die Fahrbahn verlassen hat und mit ungefähr 50 km/h frontal in einen Baum mit einem Durchmesser >10 cm gefahren ist. Sowohl Fahrer als auch Beifahrer erlitten trotz modernster Sicherheitssysteme im Innenraum schwere Verletzungen (AIS-Bewertung von 3). [38]



Abbildung 3.10: Aufprallkonfiguration Crash gegen Baum [38]

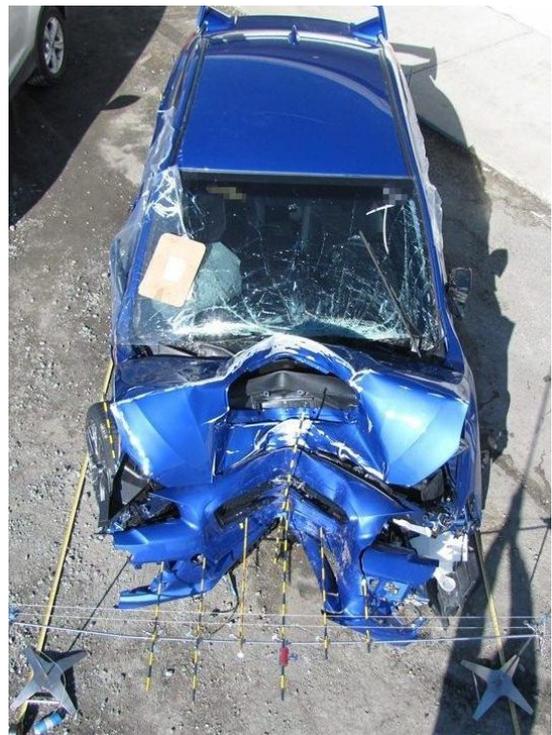


Abbildung 3.11: Schaden am Fahrzeug nach Crash gegen Baum [38]

Kapitel 4

Grundlagen der Finite Elemente

Methode

In vielen technischen Bereichen zeigte sich in den letzten Jahren ein Trend hin zur verstärkten Nutzung von Computer-Ressourcen. Durch steigende Anforderungen und komplexere Fahrzeuge wird heutzutage bei vielen Fahrzeugherstellern der computer-gestützte Entwicklung (Computer-Aided-Engineering bzw. CAE) große Wichtigkeit zugesprochen. Die in den Simulationen gewonnenen Ergebnisse sind meist ausreichend genau und ersparen den Entwicklern viel Zeit und Geld [3]. Ein großer Vorteil ist die Tatsache, dass mit CAE Ergebnisse ausgewertet werden können, die mittels Versuchen nicht gewonnen werden können. So können beispielsweise durch einen Schnitt im CAE-Modell Bauteile ausgewertet werden, welche im Crash-Test nicht sichtbar sind. Auch können Spannungen ohne das Anbringen von Dehnmessstreifen ausgewertet und bereits lange vor den ersten Prototypen Aussagen getroffen werden.

Die Anwendungsgebiete sind vielfältig: Neben Festigkeitsauslegungen, dynamischen Crash-Lastfällen oder Modalanalysen können sogar elektrische Systeme gelöst oder Bauteil-Topologien optimiert werden. Zentraler Baustein hierfür ist die Finite-Elemente-Methode (FEM). Mit ihrer Hilfe können komplexe physikalische Probleme approximiert und untersucht werden. Dazu werden Bauteile in kleine Elemente unterteilt, ihnen ein Material zugewiesen und beispielsweise Kräfte auf das Bauteil aufgebracht. So entsteht ein Modell, welches durch ein Gleichungssystem beschrieben werden kann. Dieses kann dann gelöst werden.

4.1 Ablauf einer Finite Elemente Analyse

Für die Durchführung einer FE-Analyse sind mehrere Schritte notwendig. Der erste Schritt besteht in der Abstraktion des realen Problems zu einem Modell und dem Treffen von Vereinfachungen. Hierzu muss einerseits die, bereits in CAD Daten vorliegende, Geometrie vorbereitet werden. Mithilfe eines Pre-Prozessors werden alle relevanten

Bauteile in Finite Elemente unterteilt. Dieser Vorgang des Vernetzens kann vom Computer automatisch durchgeführt werden. Oft ist es jedoch notwendig, das Netz manuell nachzubearbeiten, um die Geometrie optimal abzubilden. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Vernetzung mithilfe der Software ANSA von Beta CAE Systems durchgeführt [10].

Im nächsten Schritt ist es notwendig, Randbedingungen in das Modell einzubringen. Neben korrekten Materialmodellen müssen beispielsweise Lagerungen, Kräfte oder Geschwindigkeiten auf die Bauteile aufgebracht werden. Auch die Definition der Verbindungstechnik zwischen den Geometrien muss durchgeführt werden. Je nach verwendetem Solver sind weitere Einstellungen notwendig, deren Festlegung aber größtenteils auch im Pre-Prozessor durchgeführt werden kann.

Nachdem ein vollständiges Modell aufgebaut wurde, muss dieses an den Solver übergeben werden. Dieser führt die Lösung des Gleichungssystems durch. Neben dem Solver LS-DYNA der Livermore Software Technology Corporation für die Durchführung der Topologieoptimierung wurde PAM-CRASH der ESI Gruppe für die Crash-Simulationen verwendet [31] [40].

Die Auswertung der Berechnungen erfolgt in Post-Prozessoren. Hier kann im Falle einer Crashberechnung unter anderem der zeitliche Ablauf dargestellt, Schnitte erzeugt und Bauteile ein- bzw. ausgeblendet werden. Auch die Sichtung von auftretenden Beschleunigungen oder Kräften erfolgt in diesem Schritt. Des Weiteren unterstützen die Programme bei der Erstellung der für die Präsentation bei Kunden notwendigen Diagramme, Bilder oder Videos. Animator der GNS GmbH wird im vorliegenden Fall verwendet [19]. Abbildung 4.1 stellt das Vorgehen bei einer Finiten Elemente Analyse bildlich dar.

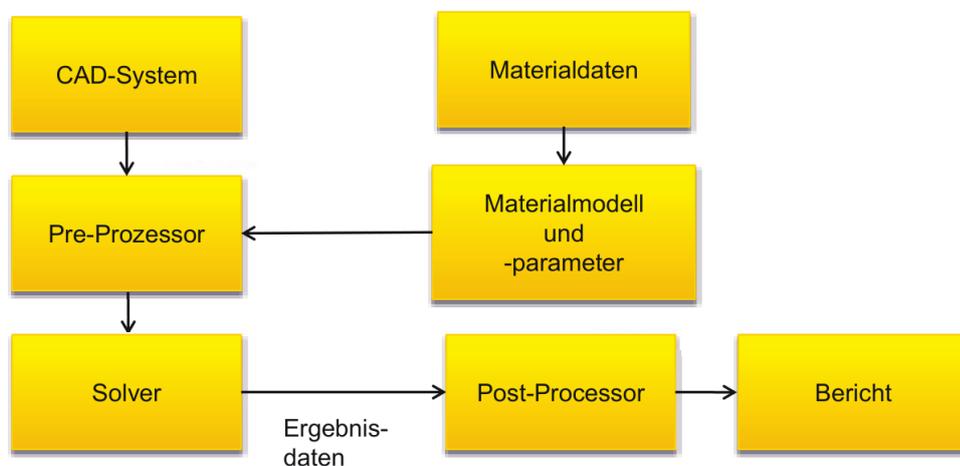


Abbildung 4.1: Ablauf einer FE-Simulation [52, S. 196]

4.2 Theoretische Grundlagen

Im ersten Schritt muss ein berechenbares FE-Modell im Pre-Prozessor erstellt werden. Dieses System aus Elementen, Materialwerten und Randbedingungen kann mittels eines numerischen Gleichungslösers behandelt werden. Für statische Probleme haben die Gleichungen eine Form wie in Gleichung 4.1 bzw. Gleichung 4.2. Diese werden nach den Verschiebungen aufgelöst [25, S. 7].

$$\text{Kräfte} = \text{Steifigkeit} * \text{Verschiebungen} \quad (4.1)$$

In Matrixschreibweise lautet diese Gleichung folgendermaßen:

$$\mathbf{F} = \mathbf{K} * \mathbf{U} \quad (4.2)$$

Die Matrix \mathbf{F} enthält alle auf das System von außen wirkenden Kräfte, \mathbf{K} ist die Steifigkeitsmatrix des Systems und \mathbf{U} enthält die Knotenverschiebungen. Für die Lösung dieses Systems muss die zuerst aus den Einzelsteifigkeiten die Gesamtsteifigkeit des Modells berechnet und diese Matrix bei der impliziten Lösungsweise (siehe Unterabschnitt 4.2.3) invertiert werden.

Für dynamische Vorgänge, wie beispielsweise bei einer Crash-Simulation, muss das Gleichungssystem erweitert werden und lautet nun folgendermaßen [3, S. 14]:

$$\mathbf{M} * \left\{ \frac{d^2 u}{dt^2} \right\} + \mathbf{C} * \left\{ \frac{du}{dt} \right\} + \mathbf{K} * \left\{ u \right\} = \left\{ F_{ext}(t) \right\} \quad (4.3)$$

Hierbei ist \mathbf{M} die Massenmatrix, welche mit den Beschleunigungen multipliziert wird, und \mathbf{C} die Dämpfungsmatrix, welche mit den Geschwindigkeiten multipliziert wird. Die Massenmatrix enthält die auf die Knoten konzentrierten Massen. Der Inhalt der Dämpfungsmatrix ist je nach den, durch Dämpfung im Modell auftretenden, Belastungen unterschiedlich. [47, S.39]

Nun werden die Werte von Beschleunigungen, Geschwindigkeiten und Verschiebungen über die Randbedingungen in Abhängigkeit der Zeit berechnet. Während statische Probleme meist implizit gelöst werden, wird dieses Gleichungssystem meist mittels expliziter Zeitintegration gelöst [3, S. 14].

Weil der Zusammenhang zwischen Knotenverschiebung und wirkenden Kräften wichtig ist, muss ein passendes Materialmodell verwendet werden. Über dieses besteht außerdem ein Zusammenhang zu den Spannungen. Der Erstellung von Materialmodellen wird eine hohe Wichtigkeit zugesprochen. Hierzu werden Realversuche durchgeführt und auf Basis dieser Ergebnisse passende Materialmodelle ausgewählt, dessen Materialparameter angepasst und Spannungs-Dehnungs Kurven für die Beschreibung des plastischen Verhaltens

eingbracht. Die Anzahl der Möglichkeiten ist groß: Der Solver LS-DYNA beispielsweise unterstützt 313 Materialmodelle, bei welchen wiederum mehrere Parameter eingestellt und diverse Kurven eingelesen werden können [32]. Auch müssen unter anderem verschiedene Elementformulierungen definiert und die Ordnung der Ansatzfunktion, welche das Verhalten des Elements numerisch annähert, eingestellt werden. Diese umfangreichen Einstellungsmöglichkeiten beeinflussen Qualität und Stabilität der Berechnung.

4.2.1 Überblick verfügbarer Elemente in der FEA

Für eine gute Abbildung der Geometrie und für eine korrekte Abstraktion des ist die Verwendung von verschiedenen Elementtypen notwendig.

1D Elemente (auch Beams genannt, siehe Abbildung 4.2) werden beispielsweise für die Abbildung von Schrauben, Kabel oder für die Verwendung von Kantenkontakten (siehe Unterabschnitt 4.2.2) verwendet. Ihnen muss neben dem Material eine Querschnittsfläche zugewiesen werden. Während jene Beams mit zwei Integrationspunkten lediglich Kräfte in Zug- und Druckrichtung und Momente um dessen lokale X-Achse (siehe Abbildung 4.2) übertragen können, können mithilfe einem dritten Integrationspunkt alle Verschiebungen und Momente übertragen werden. Auch werden sie als Federelement mit definierter Kraft-Weg Kurve eingesetzt.



Abbildung 4.2: 1D Elemente: Beam Element mit 2 Integrationspunkten [33, S. 10]

Mit 2D Elementen (auch Thin-Shells genannt, siehe Abbildung 4.3) werden Oberflächen und dünnwandige Profile abgebildet. Blechteile werden beispielsweise in der Praxis auf ihrer Mittelfläche, welche meist automatisiert ohne manuellen Eingriff in der Mitte der dünnwandigen Abschnitte erstellt werden kann, vernetzt. Mittels Definition der Elementdicke können dünnwandige Teile so sehr gut dargestellt und ressourcenschonend berechnet werden.

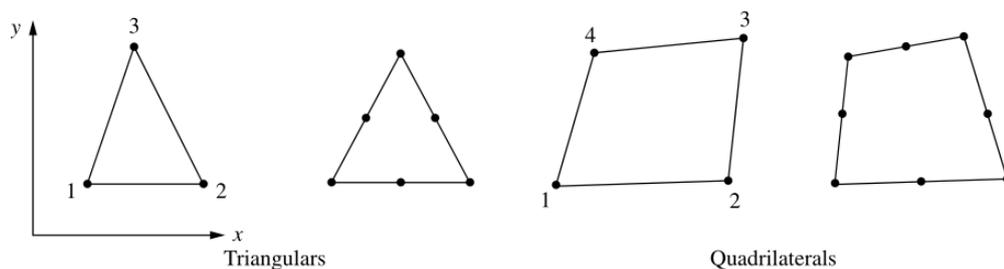


Abbildung 4.3: 2D Elemente: Tria und Quad Elemente [33, S. 10]

3D Elemente (auch Solids genannt, siehe Abbildung 4.4) sind zur Vernetzung dickwandiger Körper notwendig. Deren Volumen wird mit Solids gefüllt. Neben der Abbildung von Geometrien können sie beispielsweise auch für die Abbildung der Klebeschicht zwischen zwei Bauteilen verwendet werden.

Ein weiterer wichtiger Elementtyp sind Rigid Bodies: Sie verbinden Knoten starr, also mit unendlich großer Steifigkeit, miteinander. Die Bewegung wird über das Center of Gravity (COG) des Körpers definiert. Anwendung finden sie beispielsweise in der Verbindungstechnik zur Abbildung von sich nicht deformierenden Verschraubungen und näherungsweise starren Körpern oder zur Kopplung von Randbedingungen[37].

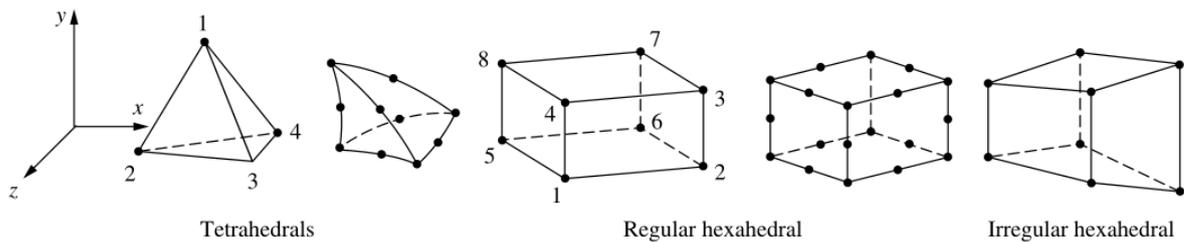


Abbildung 4.4: 3D Elemente: Tetra und Hexa Elemente [33, S. 10]

Die in den Abbildungen dargestellten Elemente werden am häufigsten verwendet, stellen aber bei weitem nicht die Gesamtheit der verfügbaren Elemente dar und können je nach Solver unterschiedlich sein.

Qualitätskriterien von Elementen

Abschließend sollen noch ein paar Kriterien zur Erstellung eines Netzes von guter Qualität, mit welchem genaue Rechnungsergebnisse erzielt werden können, erläutert werden. Vor dem Start der Vernetzung sollte man sich Gedanken über das ausgewählte Berechnungsverfahren machen. Obwohl das Berechnungsergebnis bei kleinerer Netzkantenlänge im Normalfall genauer wird, führen zu kleine Elementkantenlängen bei der expliziten Berechnungsmethode zu ungewolltem Massenaufschlag (Siehe Unterabschnitt 4.2.4) [52, S. 286]. Zusätzlich erhöht sich der Rechenaufwand bei steigender Elementanzahl. Der Unterschied zwischen explizitem und implizitem Verfahren wird in Unterabschnitt 4.2.3) erklärt.

Des Weiteren neigen Trias dazu, etwas zu steif zu sein und daher ist es möglich, dass zu hohe Spannungswerte im Post-Processing angezeigt werden. Bei Festigkeitsauslegungen kann das falsche Aussagen herbeiführen und bei Crash-Simulationen falsche Bewegungsmechanismen verursachen. Aus diesem Grund ist bei der Vernetzung die Verwendung von Quads zu bevorzugen. Falls das, beispielsweise wegen einer sehr komplizierten Geometrie, nicht möglich ist, ist das Berechnungsergebnis vor allem bei Trias mit quadratischer Ansatzfunktion ausreichend genau.

Des Weiteren können in Pre-Prozessoren verschiedenste Grenzwerte definiert werden, um

automatisch generierte Elemente zu verbessern und Elemente von schlechter Qualität anzeigen zu lassen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden neben minimaler und maximaler Elementkantenlänge weiters die in Abbildung 4.5 ersichtlichen Kriterien verwendet. Die quantitativen Werte, die von der Audi AG verwendet werden, sind im Anhang in Abbildung A.2 ersichtlich.

Ähnliche Kriterien sind auch für Solid-Elemente verfügbar.

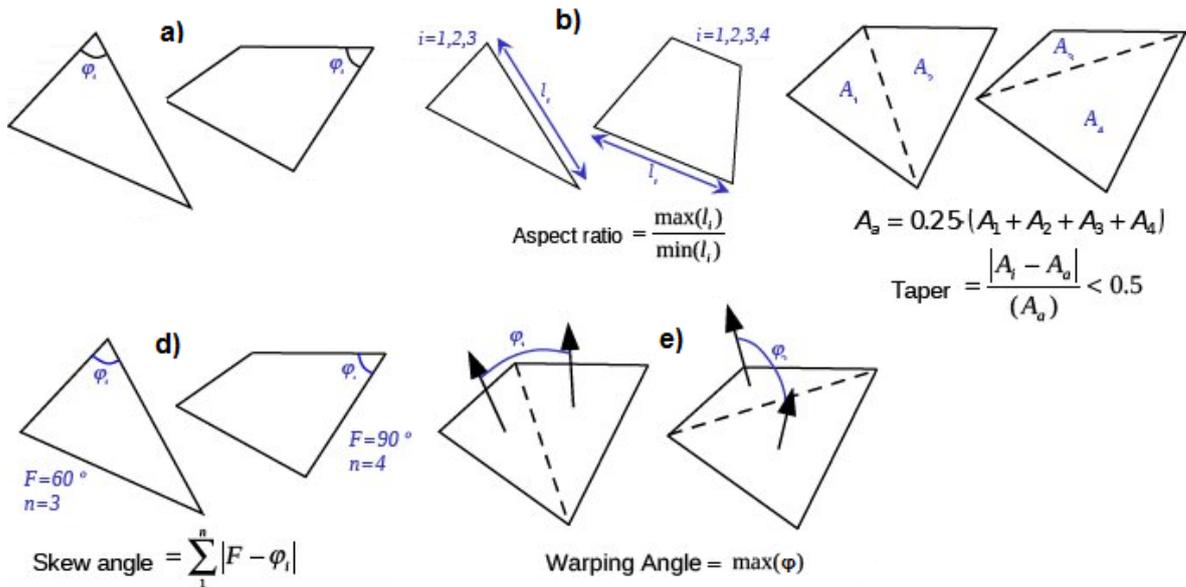


Abbildung 4.5: Elementkriterien: (a) Maximaler/Minimaler Winkel (b) Aspect Ratio (c) Taper (d) Skewness (e) Warping [10]

4.2.2 Kontaktdefinition in der FEM

Speziell im Bereich der Crash-Simulationen spielen Kontakte eine große Rolle: Durch die großen Deformationen stoßen Teile zusammen und beeinflussen einander. Die Ausführung der Kontaktalgorithmen beansprucht zwischen 20 und 30 Prozent der CPU-Rechenzeit [29]. Die Penalty-Based-Method, welche den Kontakt über Kräfte regelt, wird mit Abstand am häufigsten verwendet, weshalb nur diese Funktionsweise näher erläutert wird. Alternativ ist noch die Kinematic-Constraint-Method zu erwähnen, welche aber in der Crash-Simulation eine untergeordnete Rolle spielt.

Je nach Verwendung des Kontakts gibt es spezielle Ausprägungen und Definitionen, bei denen sich die Funktionsweise ein wenig unterscheidet. Prinzipiell funktionieren Kontakte aber folgendermaßen:

Die Definition eines Kontakts erfolgt üblicherweise über ein aus Knoten bestehendes Slave-Set sowie ein üblicherweise aus Elementen bestehendes Master-Set. Während der Simulation wird nun in jedem Zeitschritt kontrolliert, ob ein ursprünglich außerhalb des Elements liegender Slave-Knoten in ein Master-Element eindringen würde. Wäre das der Fall, wird auf den Knoten eine Gegenkraft aufgebracht, sodass dies verhindert wird. Abbildung 4.6 zeigt diesen Vorgang.

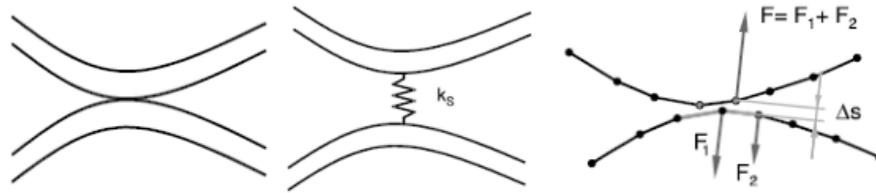


Abbildung 4.6: Funktionsweise von Kontakten [35, S. 151]

Bei TIED-Kontakten, also Kontakten die zwei Bauteile 'zusammenkleben', kommt noch ein zusätzlicher Schritt dazu. So wird im ersten Zeitschritt der Abstand zwischen Master und Slave gemessen und diese mithilfe von eingebrachten Kräften über die gesamte Rechnung beibehalten. Auf diese Weise können beispielsweise Schweißnähte ohne Versagenkriterium vereinfacht modelliert werden.

Neben der Bildung eines Modells für Crash-Simulationen können Kontakte auch noch einen anderen Zweck erfüllen: Im Post Processor können die Kontaktkräfte ausgegeben werden, um beispielsweise die Kraft in X-Richtung zwischen Barriere und Fahrzeug genauer zu untersuchen.

4.2.3 Explizite und Implizite Berechnung

Es gibt zwei Herangehensweisen zur Durchführung einer FE-Analyse, die sich mathematisch voneinander unterscheiden und auch unterschiedliche Anwendungsgebiete haben. Wie in Abbildung 4.7 ersichtlich, ist das Anwendungsgebiet von impliziten Berechnungen auf statisch oder quasi-statische Simulationen beschränkt. Elastische, plastische und Faltvorgänge können mit der impliziten Methode gelöst werden. Die explizite Methode ist besser für höherdynamische Anwendungsfälle mit Schadens- bzw. Bruchverhalten geeignet und benötigt für diese Lastfälle vergleichsweise wenig Ressourcen (Siehe Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8). Deshalb wird sie für Crashberechnungen verwendet

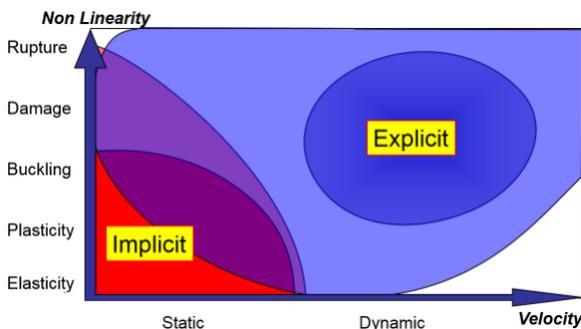


Abbildung 4.7: Anwendungsgebiete bei impliziter bzw. expliziter Berechnung [3, S. 12]

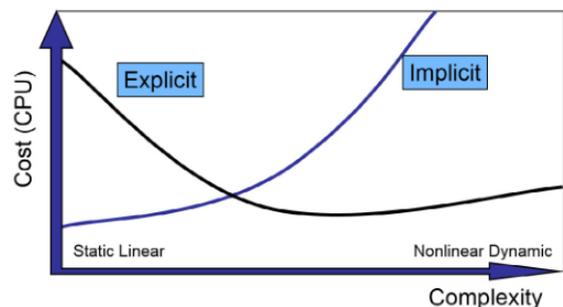


Abbildung 4.8: Benötigte CPU-Ressourcen bei impliziter bzw. expliziter Berechnung [3, S. 12]

Bei der impliziten Berechnung dient der Zeitpunkt $t + \Delta t$ als Ausgangspunkt. Nun werden Iterationen über alle vorhergegangenen Zeitschritte durchgeführt, bis ein dynamisches Gleichgewicht zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ besteht. [25, S. 233] Durch die gleichzeitige

Lösung von großen Gleichungssystemen werden leistungsfähige Computer-Systeme mit großem Arbeitsspeicher benötigt. Die Invertierung der Steifigkeitsmatrix benötigt einen Großteil der Berechnungszeit [28]. Vorteilhaft ist die hohe numerische Stabilität. Anwendungsgebiete sind beispielsweise Festigkeitsauslegungen oder Lebensdauerauslegungen. Ein Vorteil ist außerdem die Möglichkeit, große Zeitschritte berechnen zu können.

Im Gegensatz dazu steht das explizite Verfahren. Hier werden ausgehend vom Anfangszustand beim Zeitpunkt t Bewegungsgleichungen aufgestellt. Nun erfolgt eine Extrapolation, um den Zustand bei $t + \Delta t$ zu erhalten. Δt ist dabei der Zeitschritt. Diese Vorgehensweise wird so lange durchgeführt, bis die Zielzeit t_n erreicht wird. Bei dieser Methode entfällt der rechenaufwändige Schritt der Matrixinvertierung, jedoch kann das System leichter instabil werden und die Durchführung zeitlich langer Simulationen dauert sehr lange. [25, S. 233]

Klassische Anwendungsgebiete sind hochdynamische Simulationen wie beispielsweise bei Crash-Simulationen oder Stoßvorgänge mit kurzer Dauer.

4.2.4 Zeitschritt und Massenskalierung

Wie bereits in Unterabschnitt 4.2.3 beschrieben, wird bei der expliziten Berechnungsmethode vom Zeitpunkt t auf den Zeitpunkt $t + \Delta t$ geschlossen. Δt ist der Zeitschritt zwischen zwei Zeitschritten. Zur Gewährleistung von numerischer Stabilität ist entscheidend, dass Informationen in jedem Zeitschritt nicht über mehr als ein Element transportiert werden können. Der Zeitschritt muss daher so kurz sein, sodass der Schall durch das Material nur eine kürzere Distanz als die minimal Elementkantenlänge zurücklegen kann. Aus diesem Grund muss folgendes gelten [3, S. 19]:

$$\Delta t < \frac{l_c}{c} = \frac{l_c}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} = \Delta t_{crit} \quad (4.4)$$

l_c ist hierbei die Länge des kleinsten Elements und c die Schallgeschwindigkeit durch das Material. Die Schallgeschwindigkeit hängt von dem Elastizitätsmodul E und der Dichte ρ ab. Während die Schallgeschwindigkeit durch die Materialparameter fix vorgegeben ist, kann der Zeitschritt durch die Anpassung der Elementkantenlänge angepasst werden. Bei großen Verformungen kann es jedoch sein, dass die Elemente trotz im Vorhinein adäquat definierter Elementkantenlängen zu klein werden und daher der Zeitschritt zu groß werden würde.

Diesem Phänomen kann der Solver mittels Massenskalierung entgegenwirken. Hierbei wird die Dichte des Materials erhöht, also zusätzliche Masse auf das Bauteil gelegt. Wie in Gleichung 4.4 ersichtlich, steigt somit der kritische Zeitschritt und die Rechnung bleibt stabil. Jedoch wird das Ergebnis durch die zusätzliche Masse verfälscht, weshalb die zusätzliche Masse nur einen sehr geringen Anteil an der Gesamtmasse haben darf.

4.2.5 Beurteilung der Simulationsqualität

Neben einer genauen und korrekten Vernetzung vor dem Rechenprozess muss die Güte des Modells auch nach der Berechnung überprüft werden.

Einerseits muss das eben genannte Mass-Scaling im Auge behalten werden: Wird zu viel Masse auf die Bauteile aufgebracht, werden sich die betroffenen Teile zu schwer und verfälschen somit das Gesamtergebnis. Eine Gegenmaßnahme wäre, zu kleine Elemente automatisch löschen zu lassen. Aber auch hier muss das Ergebnis überprüft und gegebenenfalls als nicht aussagekräftig definiert werden.

Im Post-Processing empfiehlt es sich, mit einer genauen visuellen Kontrolle der Ergebnisse zu beginnen: Fehlende Kontaktdefinitionen oder nicht realistische Verschiebungen können so relativ schnell gefunden werden. Auch eine Plausibilitätsprüfung der Bewegungen und Spannungen sollte durchgeführt werden. [25, S. 381]

Neben der optischen Prüfung ermöglicht auch die, im Post-Processor oder Solver-Log-File auslesbare, Energiebilanz eine Bewertung der Simulation. Zu betrachten sind hierbei kinetische Energie, Hourglassing-Energie, interne Energie und Gesamtenergie.

Da es sich bei der Crash-Simulation um ein geschlossenes System handelt und nicht während der Simulation zusätzliche Energie von außen aufgebracht wird, muss die Gesamtenergie über den ganzen Zeitverlauf annähernd konstant sein.

Des Weiteren ist der Energieverlauf von kinetischer und interner Energie zu betrachten: Zu Beginn existiert lediglich kinetische Energie, welche über den Verlauf der Crash-Simulation von den finiten Elementen des Fahrzeugs absorbiert und als interne Energie bezeichnet wird.

Die Hourglassing Energie darf nur einen sehr geringen Anteil der Gesamtenergie ausmachen. Sie wird vom Solver auf Knoten aufgebracht, um den Hourglassing Effekt von betroffenen Elementen zu vermeiden, welcher die Simulationsqualität durch Verfälschung der Elemente verschlechtern würde.

"Hourglassing tritt durch die Reduktion eines Elements auf wenige Integrationspunkte auf, weshalb es bestimmte Deformationszustände (sogenannte Hourglass Moden) gibt, für die eine Elementdehnung von Null ermittelt wird. Ursache ist, dass die Dehnung einer Elementkante und Kompression der gegenüberliegenden Kante sich bei der Integration gegenseitig aufheben. Das Element kann also ohne Energieaufwand in diese Hourglass Moden deformiert werden. Dieser Effekt führt zu regelmäßigen Mustern in der Elementdeformation, die entfernt an die Gestalt von Sanduhren (Hourglass) erinnern." [52, S. 241]

Ein typischer Verlauf der Energien aus einer im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Crashberechnung ist in Abbildung 4.9 zu sehen. Da die Gesamtenergie konstant

bleibt, der Anteil der Hourglassing-Energie gering ist und der Verlauf von interner und kinetischer Energie plausibel ist, kann diese Berechnung als vertrauenswürdig bewertet werden. Des Weiteren wurden lediglich 0.11 kg Masse durch Mass-Scaling hinzugefügt, wie im Anhang unter Abbildung A.1 ersichtlich ist.

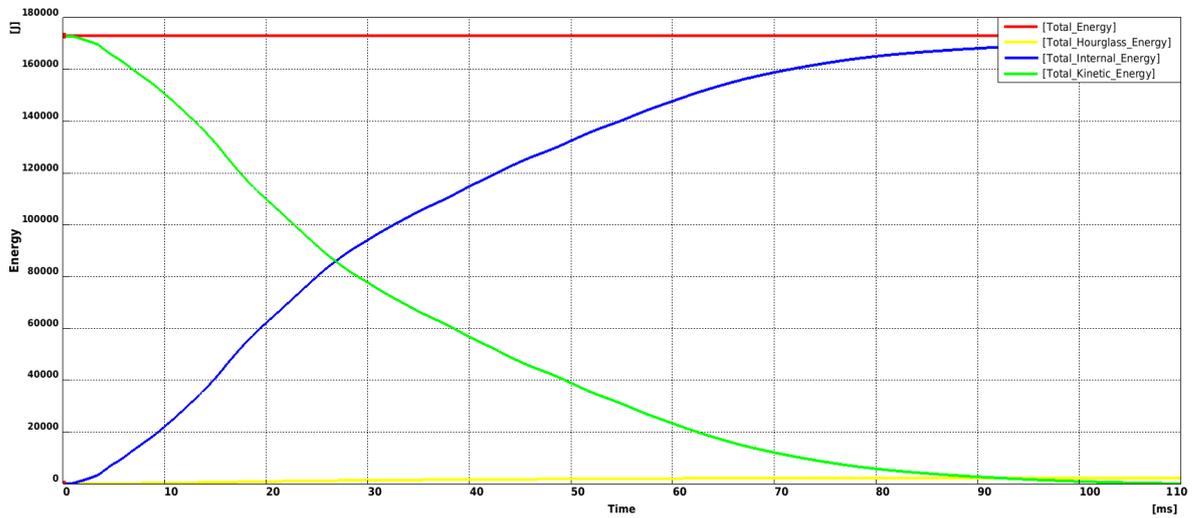


Abbildung 4.9: Typischer Verlauf von Energien im Crash-Lastfall

Kapitel 5

Definition der Randbedingungen und Modellbildung

Je nach Fahrzeugmodell und verbauten Komponenten muss im ersten Schritt überlegt werden, welche Vereinfachungen und Anpassungen sinnvoll sind.

Bei dem, in den nächsten Schritten verwendeten, Fahrzeug handelt es sich um eine Limousine mit Elektroantrieb. Der Elektromotor ist im Vorderwagen an der Längsachse des Fahrzeugs angeordnet. Bei dessen Entwicklung war die csi Entwicklungstechnik GmbH maßgeblich beteiligt, jedoch wurde das Fahrzeug nie realisiert. Teile der CAD- und CAE- Modelle können für die Durchführung der Methodik und den Konzeptnachweis im Rahmen dieser Arbeit herangezogen werden.

Es wurde angenommen, dass der Elektromotor in der Fahrzeugfront an der aktuellen Position entfällt und stattdessen Radnabenmotoren verwendet werden. Einerseits werden diese zukünftig eine immer größere Rolle spielen, andererseits ermöglicht diese Maßnahme eine uneingeschränkte Konzeptentwicklung für den Vorderwagen.

Als zweite Vereinfachung wurden sämtliche Package-Komponenten sowie der Kofferraum aus dem Vorderwagen entfernt. Für die Randbedingungen (siehe Abschnitt 5.1) wurde ein Teil des Packages indirekt berücksichtigt. Schließlich wurde die Fahrzeugstruktur hinter der Spritzwand verworfen. Die Weiterleitung der Kräfte in den hinteren Teil der Karosserie fand bei der Geometrieerzeugung mithilfe einer Topologieoptimierung keine Berücksichtigung. Hier sei anzumerken, dass im Rahmen der darauf folgenden CAD Erstellung (Siehe Kapitel 7) die Lastweiterleitung in den hinteren Teil der Karosserie bei der Modellgenerierung berücksichtigt wurde.

Somit steht für die Topologieoptimierung der gesamte Vorderwagen mit Ausnahme der Radkästen zur Verfügung, welcher in Abbildung 5.1 dargestellt ist. Darin sind die Grenzflächen des Radkastens rot eingezeichnet.

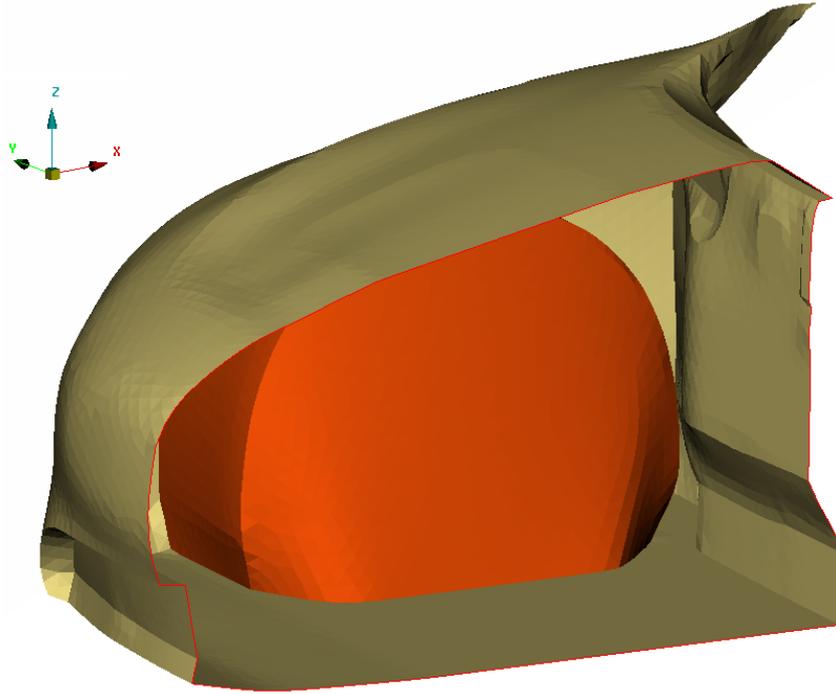


Abbildung 5.1: Verfügbarer Bauraum im Vorderwagen

5.1 Randbedingungen der Lastfälle

Ziel der Vorderwagen-Karosserie ist eine gut abgestimmte Verzögerung des Fahrzeugs, um Verletzungen der Insassen zu vermeiden.

Aus diesem Grund wurden Unfalldatenbanken durchsucht, um die durchschnittliche Verzögerung moderner Fahrzeuge beim Frontaufprall zu ermitteln. [56] befasste sich mit den Front-Crash Steifigkeiten beim US-NCAP Flachbarrierenaufprall. Neben den Steifigkeitsauswertungen wurden auch die maximalen Beschleunigungen von Pick-Ups, Multi-Purpose-Vehicles und Passenger Cars untersucht. Für die Auslegung im Rahmen dieser Arbeit wurden nur die Beschleunigungswerte der Passenger Cars betrachtet, da das Hauptziel eine prinzipielle Methodenentwicklung und der Nachweis dieser ist.

Im Jahr 2012 lag der Durchschnitt der gemessenen Maximalbeschleunigungen bei 46 g, 2013 bei 43 g und 2014 bei 47 g. Für das weitere Vorgehen soll der Durchschnittswert aus diesen drei Werten herangezogen werden, also ungefähr 45 g. Jedoch beträgt die in der Studie verwendete Geschwindigkeit des US-NCAP, anders als beim in der vorliegenden Arbeit herangezogenen EURO-NCAP, 56 km/h. Das ergibt eine um 25% höhere kinetische Energie. Aus diesem Grund wurden auch die für die Auslegung maximal erlaubte Beschleunigung um diesen Anteil gesenkt. Da ungewollte Verblockungen, beispielsweise jene des Motors, in diese Zahl hineinfließen, muss für die in dieser Arbeit durchgeführte Strukturoptimierung zusätzlich eine Sicherheit veranschlagt werden. Diese wurde mit 20% festgelegt, was eine maximal zulässige Verzögerung von 30 g ergibt. Dieser Wert deckt sich außerdem mit den internen Richtlinien der csi Entwicklungstechnik GmbH. Für die, in der Grundauslegung der Längsträger angepeilte, Durchschnittsverzögerung

während des Rigidwall-Aufpralls wurden insgesamt 50% aufgeschlagen, was einen Wert von 24 g ergibt. Auf die Vorauslegung der Längsträger wird in Abschnitt 7.2 näher eingegangen.

Da keine Dummies verwendet werden, wurde nach einem Kriterium gesucht, welches einen Zusammenhang zwischen Fahrzeugbeschleunigung und Dummy-Kennwerten herstellt. Die gewählte Option ist das Occupant Load Criterion (OLC). Es ist folgendermaßen definiert:

"Dem OLC liegt ein mechanisches Ersatzmodell zugrunde, das die Wirkung der Rückhaltekräfte auf den Brustkorb des Insassen approximiert. In der ersten Phase eines Frontalaufpralls sind die Rückhaltekräfte gering und werden im OLC-Modell idealisiert auf Null gesetzt. Der Insasse bewegt sich ohne Ankopplung mit seiner Anfangsgeschwindigkeit (v_a), bis ein bestimmter Relativweg zwischen Insassen und Fahrzeug erreicht wird (65mm). Dieser Abstand wird in Abbildung 5.2 durch den Bereich A1 zwischen Fahrzeug- und Insassengeschwindigkeitskurve dargestellt. Im Anschluss wird eine optimale Rückhaltung angenommen, wobei der Insasse unter Ausnutzung eines weiteren Relativwegs zum Fahrzeug von 235 mm (Bereich A2 in Abbildung 5.2) konstant verzögert wird. Die erforderliche Verzögerung, die in diesem Bereich auf den Insassen wirkt, definiert den OLC-Wert." [23]

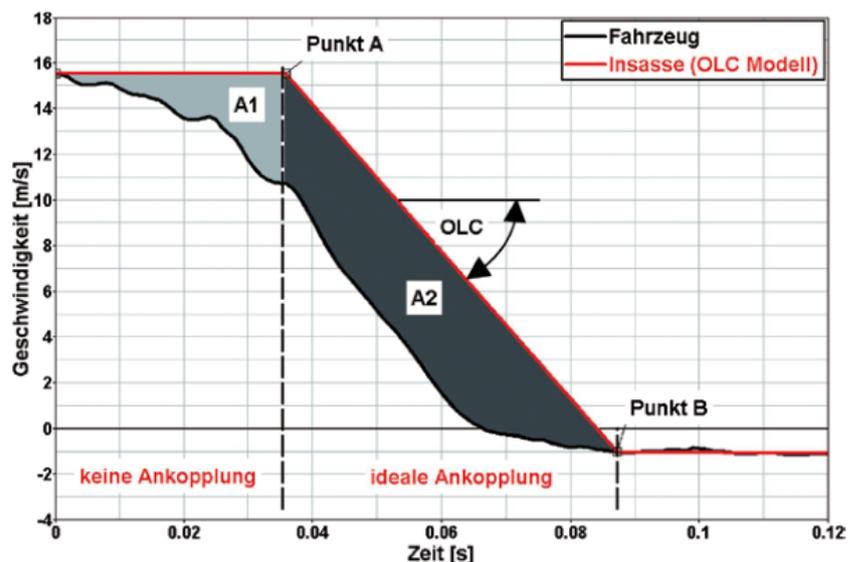


Abbildung 5.2: Definition des Occupant Load Criterion [23, S. 427]

Trotz der recht simpel erscheinenden Definition konnte ein Zusammenhang zwischen OLC und mehreren Dummykennwerten festgestellt werden. Dieser besteht zwischen dem OLC und den Kennwerten HIC_{36} bzw. $Chest_{3ms}$ [23]. $Chest_{3ms}$ gibt den Maximalwert der über ein Zeitfenster von 3 ms wirkenden Beschleunigung der Brust an. Der Wert des

HIC (Head Injury Criterion) ist in Gleichung 5.1 definiert [50, S. 15]. Die Erweiterung 36 zeigt an, dass der HIC für eine Zeitspanne von maximal 36 ms berechnet wird. Hierbei wird die Beschleunigung des Kopfes a vom Zeitpunkt t_1 bis zum Zeitpunkt t_2 integriert. Dabei werden t_1 und t_2 so lange variiert und das Untersuchungsintervall zeitlich verschoben, bis der gesamte Ausdruck maximal wird. Als Randbedingung gilt jedoch $t_2 - t_1 < 36$ ms.

$$HIC = \max_{t_1, t_2} \left\{ \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1) \right\} \quad (5.1)$$

Der OLC soll im Rahmen der Crashberechnung in dieser Arbeit verwendet werden, um als Indiz möglicher Insassenverletzungen zu dienen.

Da jedoch keine Korrelation zwischen OLC und den im EURO-NCAP verwendeten Dummy-Grenzwerten in der Literatur gefunden werden konnte, musste der Grenzwerte für HIC_{36} und $Chest_{3ms}$ aus einer anderen Vorschrift herangezogen werden. Das europäische Gesetz UN R137 verwendet die gleiche Geschwindigkeit im Rigidwall-Lastfall. Mithilfe dieser Vorschrift kann zumindest der Zusammenhang mit dem HIC_{36} hergestellt werden. Hier beträgt der Grenzwert für den HIC 1000, was laut Abbildung 5.3 ungefähr einem OLC von 42 g entspricht. An dieser Stelle ist anzumerken, dass der HIC stark von der Form der Beschleunigungskurve abhängt. Obwohl der OLC die Form der Beschleunigungskurve nicht direkt berücksichtigt, ist die Korrelation gut. Diverse Crash Tests verwenden einen maximalen Wert von 60 g für $Chest_{3ms}$. Auch aus diesem Grenzwert geht ein maximaler OLC von 42 g hervor. Deshalb wird für die Crash-Berechnungen vorausgesetzt, dass der OLC unter 42 g liegen muss.

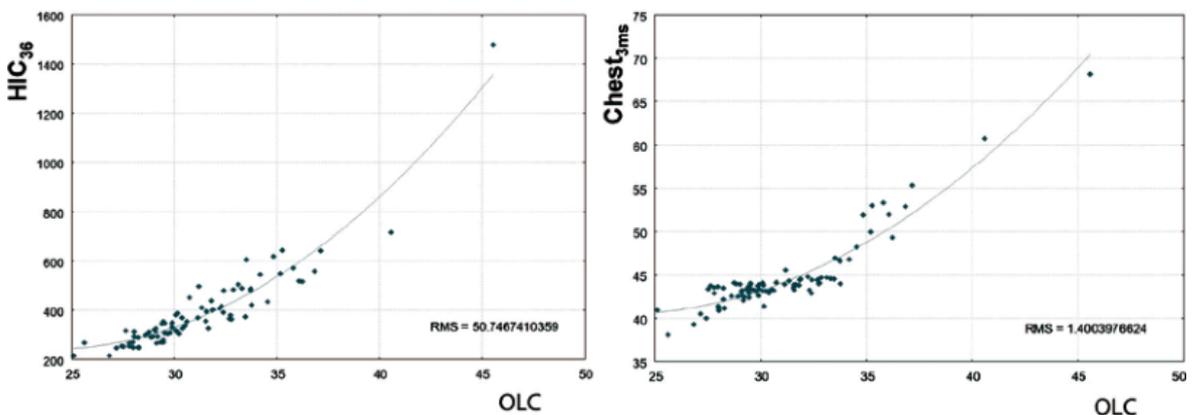


Abbildung 5.3: Zusammenhang des OLC mit Dummy-Kennwerten [23, S. 428]

Außerdem darf die unter der Fahrgastzelle montierte Batterie nicht beschädigt werden. Da nur der Vorderwagen im Modell abgebildet wird, kann die Deformation des Batteriepaketes und der davor liegenden, steif angenommenen, Spritzwand nicht beurteilt werden. Deshalb wurde festgelegt, dass die Spritzwand nicht vom Impaktor berührt

werden darf. Für die realistische Bewertung der notwendigen Distanz zwischen Impaktor und Spritzwand musste das Package des Vorderwagens des Basismodells untersucht werden. Große, steife Bauteile sollen über deren Abmessungen in X-Richtung zumindest indirekt in die Berechnung des notwendigen Abstands einfließen. Es wurde angenommen, dass sich Kühler und Lenkgetriebe im Crash-Fall nicht verformen, sondern direkt nach hinten gedrückt werden. Diese Annahme stellt den Worst-Case dar. Aus diesem Grund musste auch der zur Verfügung stehende Deformationsweg verkleinert werden, um den Schutz der Batterie zu gewährleisten. Die berücksichtigte Geometrie sowie deren Abmessungen sind auch in Abbildung 5.4 dargestellt.

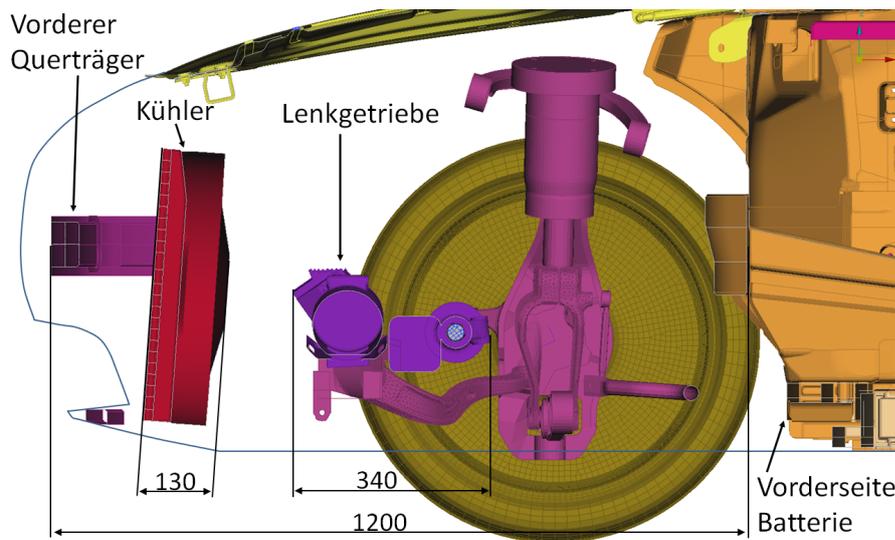


Abbildung 5.4: Bauraumabmessungen

Als vordere Begrenzung wurde der bestehende obere Querträger angenommen. Man kann mithilfe der CAE-Daten des Basismodells erkennen, dass zwischen Außenhülle und Querträger noch Bauraum verfügbar wäre, welcher jedoch normalerweise für eine Schaumschicht für den Fußgängerschutz verwendet wird (Typisch sind zwischen 60 mm und 100 mm). Für ein praxisnahes Ergebnis wurde dieser Bauraum nicht für die Crash-Struktur verwendet. Weiter hinten ist die Position des Kühlers ersichtlich: Dieser ist 130 mm dick und wurde als starr angenommen, ebenso wie das Lenkgetriebe mit einer Länge von 340 mm. Die Geometrie von Radträger und dessen Anbauteilen wurde wegen sehr außermittig liegender Position nicht berücksichtigt. Der Gesamtabstand zwischen Querträger und Spritzwand, welche als hintere Abgrenzung definiert wurde, beträgt 1200 mm. Zieht man hiervon die starren Package-Elemente ab und definiert eine Sicherheit von 5%, erhält man den verfügbaren Deformationsweg laut Gleichung 5.2.

$$x_{def} = (1200 - 130 - 340) * \frac{1}{1,05} \approx 690 \quad (5.2)$$

Dieser Deformationsweg darf in keinem Crash-Lastfall überschritten werden.

Neben den Crash-Lastfällen, welche direkt aus Kapitel 3 übernommen werden, sollen auch zwei, durch fahrdynamische Manöver entstehende, Belastungen im Modell berücksichtigt werden. Hierfür wurde einerseits ein Stoß von 3.5 g in die positive Z-Koordinate gewählt, wie er zum Beispiel beim Durchfahren eines Schlagloches während einer Kurvenfahrt wirken kann (Lastfall 1). Auch soll eine seitliche Kollision des Rades mit der Bordsteinkante mit einer Kraft von 4 g in Y von außen nach innen abgebildet werden (Lastfall 2). Beide Lastfälle wurden von [14] übernommen und als plausibel bewertet. Da diese Kräfte jedoch am Rad wirken, mussten im nächsten Schritt diese Belastungen auf die Anbindungspunkte an der Karosserie aufgeteilt werden. Da das Fahrwerksmodell des verwendeten Fahrzeugs aus dem Basismodell schon bekannt war, musste lediglich noch ein Modell zur Kräftebestimmung erstellt werden. Die hierfür gewählte Software war das Kinetics Tool von ANSA, mit der mithilfe steifer Körper und einfacher Gelenkverbindungen das kinematische Verhalten abgebildet werden konnte. Diese, zur Vereinfachung als statisch angenommenen, Kräfte können so auf die Anbindungspunkte am Vorderwagen aufgeteilt werden.

Wie in Abbildung 5.5 ersichtlich, besteht die Fahrwerksgeometrie aus dem Radträger (RT), zwei unabhängigen Querlenkern unten (QL_u_hi bzw. QL_u_vo), einem kombinierten Querlenker oben (QL_o) und der Feder-Dämpfer Einheit ($Damp$). Stabilisator und Lenkstange wurden nicht berücksichtigt, da sie für die Kräfteaufnahme keine Rolle spielen. All diese Körper wurden in diesem Modell als starr angenommen.

Zwischen Felge und Radträger wurde kein Gelenk definiert, stattdessen wurden sie fix miteinander verbunden, da die Drehung des Rades für die statischen Auflagerkräfte irrelevant ist. Die unteren Querlenker wurden mit einem Kugelgelenk an der Karosserie angebunden, wobei jeweils die Drehung um die Querlenkerachse, die durch die farbigen Rohre abgebildet sind, gesperrt wurde (Kx in Abbildung 5.5). Die bei Fahrwerken verwendeten Gummibuchsen ermöglichen neben der Rotation normal zur Querlenkerachse kleine Rotationen um die dritte Achse. Die Dämpfereinheit ist mittels Drehgelenk (D in Abbildung 5.5) an den unteren, hinteren Querlenker angebunden. Zwischen den beiden Teile der Feder-Dämpfer-Einheit wurde ein translatorischen Gelenk definiert, welches jedoch zur Bestimmung der statischen Kräfte gesperrt wurde, um den Worst-Case abzubilden. Auch der obere Lenker kann um zwei Achsen rotieren. Grund dafür ist wieder die flexible Lagerung mit Gummibuchsen (Kx in Abbildung 5.5). Alle Anbauteile wurden mit Kugelgelenken an den Radträger angebunden. Es handelte sich also um ein System mit einem Freiheitsgrad, welcher bei Sperrung der Dämpfertranslation jedoch wegfällt. Die resultierenden Kräfte auf den Rahmen sind im Anhang in Tabelle A.1 und Tabelle A.2 ersichtlich.

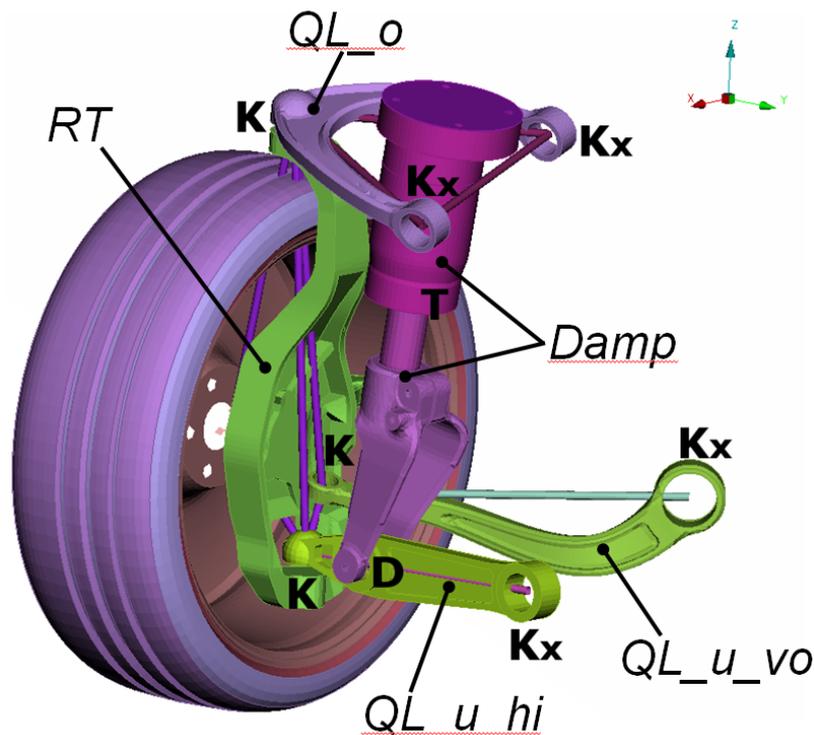


Abbildung 5.5: Ansa Kinetics Modell mit Gelenksdefinitionen und Bauteilnamen

Kapitel 6

Konzeptgewinnung mittels Topologieoptimierung

Den nächsten Schritt der Vorderwagen-Auslegung bildet eine Topologieoptimierung. Wie bereits in Abschnitt 1.2 beschrieben, kann diese Methode zur Visualisierung von Lastpfaden dienen und eine große Hilfestellung für die CAD-Erstellung sein, speziell bei komplizierten Lastfällen mit verschiedensten Belastungsrichtungen. Insbesondere für den Crash Lastfall mit ODB und die beiden Steifigkeitslastfällen ist der optimale Lastweg nicht im Vorhinein ersichtlich. Diese Methode soll außerdem helfen, neben den Lösungen für die einzelnen Lastfälle eine gute Lösung für die Kombination der Lastfälle zu bilden.

Für die Durchführung einer Topologieoptimierung wird im ersten Schritt ein FE-Modell benötigt. Neben der Modellierung der Geometrie und der Einbringung von Randbedingungen muss der Design Space gewählt werden. Design Spaces sind jene Gruppen von Elementen, welche von der Topologie-Optimierungs-Software angepasst werden dürfen. Dieser kann je nach Bedarf aus dünnwandigen Shell-Elementen oder Volumina aus Solid-Elementen bestehen.

Anschließend werden Lasten, Materialien und Einspannungen definiert. Mithilfe von Randbedingungen wie maximal zulässige Verschiebungen an gewissen Punkten und einem Optimierungsziel wie der Minimierung der Masse kann der Solver ein optimales Design vorschlagen. Dabei wird in jeder Iteration die Dichte jedes Elements angepasst. Hoch belastete Elemente erhalten eine höhere Dichte als schwächer belastete. Ein optimales Ergebnis ist dann erreicht, wenn die hoch belasteten Elemente die Dichte des festgelegten Materials besitzen und jene wenig belasteten eine Dichte von annähernd null. Im Post-Prozessor können schließlich die Werte der Dichte analysiert, Konzepte abgeleitet und diese zur Weiterverarbeitung exportiert werden. Dieser Prozess ist in Abbildung 6.1 dargestellt und wird in dieser Arbeit so auch umgesetzt.

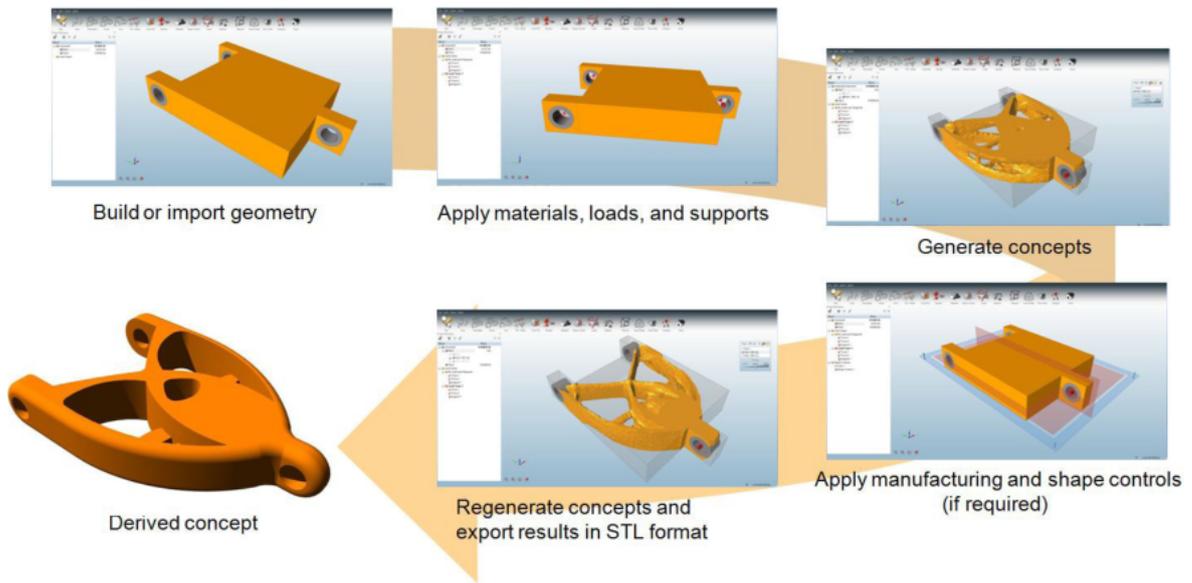


Abbildung 6.1: Methodik einer Topologieoptimierung [4]

6.1 Software-Benchmark

Im ersten Schritt muss eine geeignete Software gefunden werden, deren Algorithmus für die Berechnung von dynamischen Vorgängen ausgelegt ist. Der Markt bietet eine Vielzahl verschiedener Software-Lösungen. Viele Programme unterstützen jedoch die Optimierung von dynamischen, nichtlinearen Simulationen nicht. Da für Crash-Berechnungen diese Voraussetzung gegeben sein muss, schränkt sich die Anzahl an möglicher Software ein. Zur Zeit wird Optistruct von der Firma Altair häufig für statische Simulationen eingesetzt, auch von der csi Entwicklungstechnik GmbH. Es bietet seit einiger Zeit zusätzlich die Möglichkeit der Optimierung von dynamischen Vorgängen. Aus diesem Grund wird im ersten Schritt diese Software auf Plausibilität und Verwendbarkeit für die vorliegende Problemstellung untersucht und danach mit einer Alternative, welche eine andere Herangehensweise verwendet, verglichen.

6.1.1 Optistruct: Equivalent Static Load Method

Optistruct ermöglicht dem Benutzer, nichtlineare Systeme zu lösen - jedoch in erster Linie quasistatische Systeme: Im Falle einer Crash-Simulation, wo komplexe und zeitlich veränderliche Belastungen aufgrund von Kontakt zwischen Fahrzeug und Barriere entstehen, muss deshalb das System auf Kräfte, Momente und Drücke reduziert werden. Obwohl Ergebnisse mithilfe von Kräften, welche auf die Regionen der Krafteinleitung durch die Barrieren aufgebracht werden, erzielt werden können, ist für den hochdynamischen Fall von Fahrzeug-Crashes diese Reduktion physikalisch nicht plausibel.

Jedoch wurde in die Software in den letzten Jahren die Equivalent-Static-Load-Method (ESL-Methode) implementiert, welche folgenden Ansatz verfolgt: Jede Iteration wird in

zwei Schritte aufgeteilt: Zuerst wird eine dynamische Simulation durchgeführt. Diese kann zum Beispiel mit einem expliziten Solver wie RADIOSS von Altair, LS-DYNA von LSTC oder mittels Mehrkörpersimulation durchgeführt werden. Die in dieser Berechnung auftretenden Verformungen werden zu mehreren Zeitpunkten, idealerweise für jeden Zeitschritt, gespeichert. Im zweiten Schritt werden dann von der Topologie-Optimierungs-Software statische Lasten auf das System aufgebracht, welche die selben Verformungen für jeden gewählten Zeitschritt hervorrufen. Für dieses statische System kann nun eine ganz klassische Topologieoptimierung mit impliziter Berechnungsweise erfolgen. Am Ende jeder Iteration der Topologieoptimierung wird die Dichte eines jeden Elements neu vergeben und wiederum eine explizite Berechnung mit den aktualisierten Dichten gestartet. Dieser Ablauf wiederholt sich so lange, bis das Ergebnis konvergiert. [57] [21]

Der Ablauf ist in Abbildung 6.2 dargestellt.

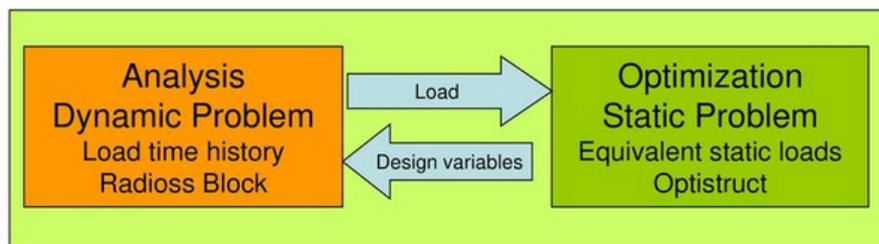


Abbildung 6.2: Equivalent Static Load Method [2]

So kann die dynamische Simulation statisch approximiert und eine klassische Topologie-Optimierung durchgeführt werden. Diese Art der Optimierung hat den Vorteil, die Zielfunktion und die Nebenbedingungen sehr vielfältig definieren und lösen zu können. Jedoch gibt es noch große Hürden: Laut Jan Grasmannsdorf von der Firma Altair können für große Deformationen keine sinnvollen Ergebnisse erzielt werden. In diesem Fall käme es zu unverhältnismäßig großen statischen Lasten [9]. Da beim Crash-Fall mit großen Deformationen zu rechnen ist, ist das ein großer Nachteil.

Außerdem verwenden manche Pakete unterschiedliche Syntaxen, welche für die Topologieoptimierung aufwändig kombiniert und miteinander kompatibel gemacht werden müssen [15]. Ein weiterer Nachteil ist die Notwendigkeit eines sehr großen Arbeitsspeichers für den impliziten Solver [57].

6.1.2 LS-TaSC: Hybrid Cellular Automata Method

Ein zweiter Ansatz zur Lösung von dynamischen Problemen ist die Hybrid-Cellular-Automata-Methode (HCA-Methode). Hier wird am Ende einer expliziten, dynamischen Simulation jedes Element auf dessen interne Energie untersucht. Die interne Energie wird aus dem Produkt aus Spannung, Dehnung und Volumen eines Elements berechnet [30]. Je höher diese ist, desto mehr Dichte wird diesem Element für die nächste Iteration

zugewiesen. Auch wird das Material in Abhängigkeit der Dichte mittels Approximation skaliert, den entsprechenden Elementen zugewiesen, Elemente mit zu geringer Dichte gelöscht und die nächste Iteration im expliziten Solver gestartet. Der Algorithmus ist in Abbildung 6.3 dargestellt.

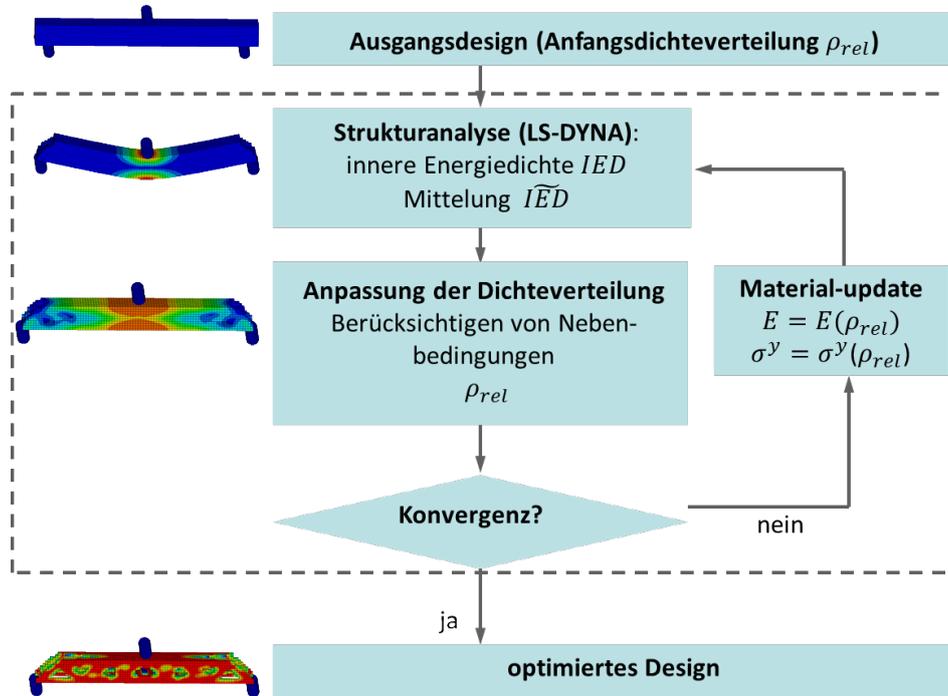


Abbildung 6.3: Hybrid Cellular Automata Method [9]

Diese heuristische Vorgehensweise wird von LS-TaSC verwendet. Es handelt sich hierbei um ein relativ junges Programm der Livermore Software Technology Corporation (LSTC), den Entwicklern des Solvers LS-DYNA. Deren Pre- und Postprocessing Programm wurde um den Topologie-Optimierungs-Algorithmus und einige Bausteine erweitert, mit welchen Lastfälle definiert werden können.

Da auch der Solver LS-DYNA direkt eingebunden ist, kann die komplette Topologieoptimierung in einem Fenster durchgeführt werden. Vorteilhaft ist auch, dass keine Kombination verschiedener Software-Pakete vorgenommen werden muss. Das führt zu einer robusten Topologieoptimierung [57].

Nachteilig ist die höhere Anzahl an notwendigen Iterationen, da keine Gradienteninformationen in den Optimierungsprozess einfließen. Auch können Nebenbedingungen nur indirekt berücksichtigt werden. Da die Topologieoptimierung jedoch nur die Ideenfindung für geeignete Strukturen unterstützen soll, ist dieser Nachteil von untergeordneter Bedeutung. [9]

6.1.3 Gegenüberstellung und Auswahl

Tabelle 6.1 soll Vor- und Nachteile gegenüberstellen und bei der Endauswahl unterstützen.

Tabelle 6.1: Gegenüberstellung von ESL und HCA

	ESL	HCA
Möglichkeit dynamischer Simulationen	+	+
Komplexität Vorgehensweise	–	+
Unterstützung von Randbedingungen	+	–
Qualität bei großen Verformungen	~	+

Die Hauptvorteile der HCA-Methode liegen in der Stabilität der Optimierung bei großen Verformungen sowie der schnellen Implementierung in LS-TaSC. Außerdem ist die Qualität der Ergebnisse bei großen Verformungen bei der ESL-Methode als niedriger einzustufen. Aus diesen Gründen soll LS-TaSC als Software verwendet werden und der Modellaufbau für den Solver LS-DYNA im Anschluss erfolgen.

6.2 Modellaufbau für die Topologieoptimierung mit LS-TaSC

Ausgangspunkt des Modellaufbaus ist die Reduktion des CAD-Modells auf die benötigten Bauteile. Da die vorgestellte Methodik in der Praxis vor allem in der frühen Grundauslegung eine Rolle spielt, müssen Annahmen über den verfügbaren Bauraum getroffen werden. Für alle geplanten Komponenten muss an der ungefähr geplanten Position Bauraum freigehalten werden.

Im ersten Schritt wurden aus dem bestehenden CAD-Modell Motorhaube, Kühlergrill, Stoßfänger, Seitenverkleidung und Spritzwand extrahiert (Siehe Abbildung 5.1). Danach wurde die Oberflächen mit Dreieckselementen vernetzt. Die hierfür verwendeten Qualitätskriterien sind im Anhang in Abbildung A.2 angeführt. Für die Verwendung der Symmetrie-Bedingung in LS-TaSC, zur Erhaltung symmetrischer Lastpfade, muss auch das Netz um die Mittelebene symmetrisch sein. Auch werden so numerische Instabilitäten durch ein asymmetrisches Netz verhindert. Deshalb wird der gesamte Vernetzungsprozess für die rechte Seite durchgeführt und das Netz schließlich gespiegelt. Nach der Vernetzung der Oberfläche muss der zu optimierende Bauraum, auch Design Space genannt, mit Solid-Elementen vernetzt werden. Hierzu ist ein geschlossenes Volumen notwendig. Aus diesem Grund mussten die Öffnungen in der Spritzwand für Leitungen, Lenkstange und ähnlichem entfernt werden (violette Flächen in Abbildung 6.5).

Da die Steifigkeit der Spritzwand nicht im Modell abgebildet, sondern ein Rigid-Body verwendet wurde, entsteht hierdurch keine Veränderung des Berechnungsergebnisses. Auch Radkasten, Kühlergrill und Aussparungen für die Frontscheinwerfer mussten geschlossen werden. Nicht benötigte Baueile wie der Kennzeichenhalter wurden aus dem Modell entfernt. Nachdem all diese Anpassungen gemacht wurden, mussten abschließend die Baugruppen noch miteinander verbunden werden. Vor allem im Bereich der Spritzwand (hellgrüne Flächen in Abbildung 6.5) war das notwendig. Da bisher nur die rechte Seite vernetzt wurde, musste auch diese entlang der Z-X-Ebene geschlossen werden. Nun wurde ein Solid-Netz aus Tetraeder-Elementen erzeugt und dieses ebenfalls gespiegelt. Zuletzt konnten alle Shell-Elemente bis auf die Spritzwand gelöscht werden. Da der Vorderwagen aus Aluminium ausgeführt werden sollte, wurde allen Elementen ein entsprechendes Material zugeteilt. Es wurde eine Materialkarte der csi Entwicklungstechnik GmbH ausgewählt. Sie enthält die Materialparameter von AlMg3,5Cr (bzw. EN AW-5654). In der Materialkarte ist eine Spannungs-Dehnungs-Kurve (siehe Tabelle A.3), ein E-Modul von 70 GPa und eine Poisson-Zahl von 0,33 hinterlegt. Das Ergebnis des Modellaufbaus ist in Abbildung 6.4 und Abbildung 6.5 dargestellt.

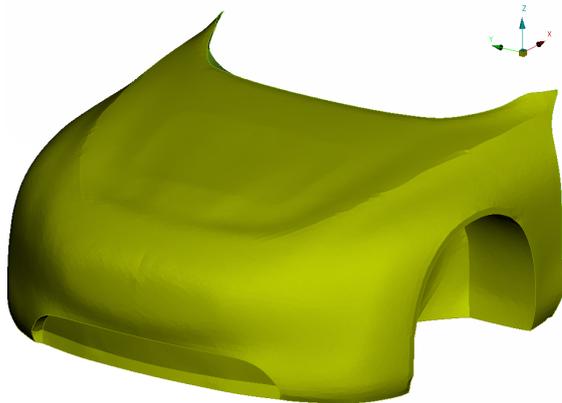


Abbildung 6.4: Frontansicht verwendetes FE-Modell

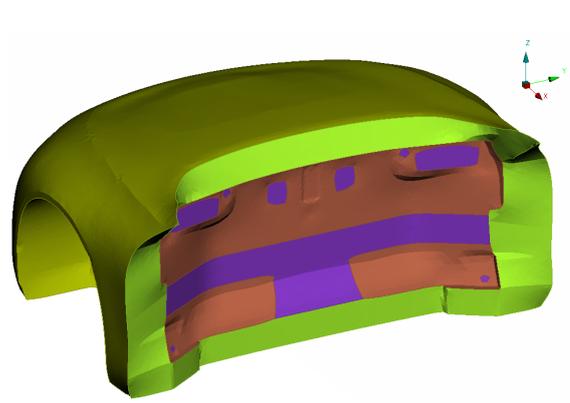


Abbildung 6.5: Heckansicht verwendetes FE-Modell

Tabelle 6.2: Parameter des Modells für die Topologieoptimierung

	30mm	15mm
Anzahl Shell-Elemente	6.512	20.314
Anzahl Solid-Elemente	221.182	1.284.716
Anzahl Knoten	43.734	263.617
Rechenzeit RW-Impact [min:sec]	03:04	24:19

Für die ersten Berechnungen wurde ein grobes Netz mit 30 mm Kantenlänge verwendet. Diese Maßnahme verkürzte die Rechenzeit aufgrund einer viel geringeren Elementanzahl erheblich und ermöglichte eine umfangreiche Parametervariation, jedoch unter kleinen

Einbußen bei der Ergebnisqualität. Durch die Halbierung der Elementkantenlänge ergeben sich Modellparameter laut Tabelle 6.2. Eine weitere Verfeinerung des Netzes würde für die Vorauslegung keinen weiteren Nutzen bringen, da alle relevanten Lastpfade genau erkannt werden konnten.

Neben dem Netz wurden auch die Randbedingungen in ANSA definiert. Wichtig ist beispielsweise die Fahrzeugmasse: Da nur der Vorderwagen abgebildet wurde, musste die Masse des restlichen Fahrzeuges zusätzlich in das Modell eingebracht werden, um die passende kinetische Energie zu erhalten. Dies kann mittels Zusatzmasse im Schwerpunkt des Fahrzeuges realisiert werden. Die Masse im Schwerpunkt wurde dann mittels Rigid Body mit der Spritzwand verbunden. Da die Zielmasse des Fahrzeuges laut Hersteller bei 2400 kg liegt und der Vorderwagen mit dem darin enthaltenen Package eine Masse von ungefähr 200 kg besitzt, wurden 2200 kg an die Spritzwand angebracht.

Weiters ist es sinnvoll, Freiheitsgrade der Bewegung zu sperren. So können Verdrehungen und Seitenbewegung durch numerische Ungenauigkeiten und kleine Instabilitäten vermieden werden. Diese Randbedingung wurden auf den Master-Knoten des Rigid Bodies aufgebracht, der alle Elemente der Spritzwand enthielt. Das erleichterte die Definition und Veränderung der Randbedingung. Konkret wurden in den Lastfällen Rigidwall und Pole alle Freiheitsgrade bis auf die Verschiebung in X-Richtung gesperrt (Siehe Koordinatensystem von Abbildung 3.1). Durch die asymmetrische Krafteinleitung der ODB musste für diesen Lastfall auch die Rotation um Z sowie die Verschiebung in Y freigegeben werden.

6.3 Durchführung der Topologieoptimierung mit LS-TaSC

Das Ziel der Topologieoptimierung ist die Generierung von Lastpfaden im Vorderwagen unter Berücksichtigung der gewählten Crash-Lastfälle sowie den Belastungen durch fahrdynamische Manöver. Im ersten Schritt müssen die Lastfälle, also die einzelnen LS-DYNA Input-Decks, über das Case-Fenster ausgewählt werden. Im Falle von mehreren Lastfällen innerhalb eines Optimierungsvorgans können hier statische Gewichtungen zwischen den einzelnen Lastfällen eingetragen werden.

Das nächste Einstellungsfenster ist das für ein gutes, plausibles Ergebnis entscheidende: Das Part-Fenster, welches die Möglichkeit zur Definition von Design-Spaces und deren Randbedingungen beinhaltet (Siehe Abbildung 6.6. Zuerst wird hier ein Design-Space über den Part Identifier (PID) definiert. Der Wert *Mass Fraction* (MF bzw. m_f) ist entscheidend: In der ersten Iteration wird jedem Element eine neue Dichte laut Gleichung 6.1 zugewiesen:

$$\rho_{neu} = \rho_{alt} * m_f \quad (6.1)$$

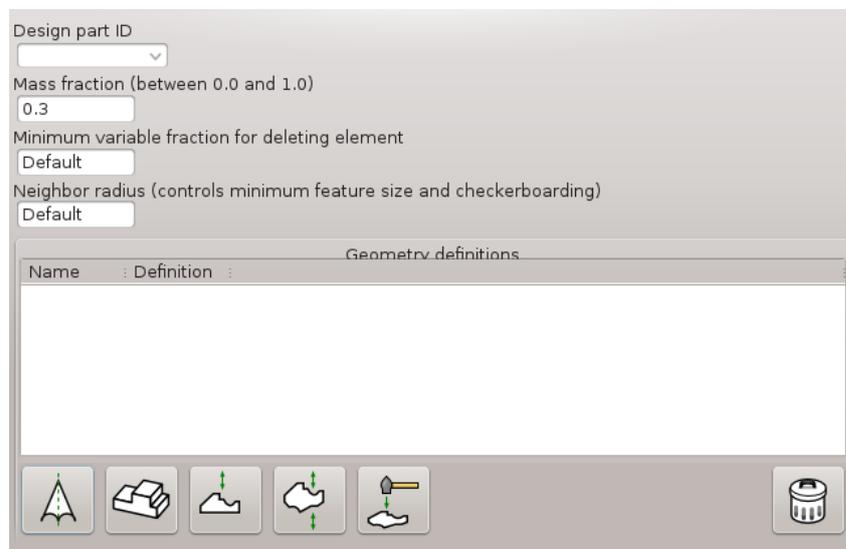


Abbildung 6.6: Das Part-Fenster in LS-TaSC

In den folgenden Schritten kann, falls gewünscht, das hier indirekt definierte Gewicht als Optimierungsziel definiert werden. Auch der Wert *Minimum variable Fraction for deleting element* (EDEL) ist für das Ergebnis wichtig. Wenn die Dichte eines Elements einen unter dem hier eingestellten Wert erreicht, wird es gelöscht und ist bei den nächsten Iterationen nicht mehr im Modell vorhanden. Ist der Wert sehr klein eingestellt, werden weniger Elemente gelöscht, dafür gibt es viele Elemente mit geringer Dichte. Ist der Wert nur knapp unter dem der Mass Fraction (darüber darf er nicht liegen), werden viele Elemente gelöscht. Im Rahmen der Crash-Topologieoptimierung waren klar ersichtliche Lastpfade entscheidend, weshalb der Wert recht hoch eingestellt wurde. Der Wert des Neighbor Radius kann auf Default belassen werden.

Konkret wurden für die expliziten Crash Simulationen folgende Werte benützt: Die Ausgangsmasse des komplett mit Solids aus Aluminium befüllten Vorderwagens betrug zu Beginn 3450 kg (Weitere Informationen im Anhang auf Seite xxi). Nun muss die Mass Fraction auf einen Wert gesetzt werden, welcher ein plausibles Startgewicht für den Vorderwagen ergibt. Der Solver versucht zu Beginn, dieses Startgewicht möglichst wirkungsvoll umzuverteilen und schließlich zu senken. Das Soll-Startgewicht wurde

mit 28 kg festgelegt. Mithilfe von Gleichung 6.1 konnte eine Mass Fraction von 0,008 berechnet werden. Für Optimierungen von mehreren, voneinander sehr verschiedenen Lastfällen sollte die Mass Fraction höher angesetzt werden, da ansonsten möglicherweise die Masse zu gering bleibt, nicht ausreichend Lastpfade generiert werden können und die Topologieoptimierung instabil wird.

Um einen genauen Verlauf der Lastpfade erkennen zu können, ist es sinnvoll, möglichst viele Elemente vom Algorithmus löschen zu lassen. Deshalb wurde der Wert für die Elementlöschung je nach Variante zwischen 0.005 und 0.006 gesetzt. Zu Beginn wurden die Werte so knapp wie möglich (*MF* von 0.008 und *EDEL* von 0.0079) aneinander positioniert, jedoch führte das zu relativ instabilen Simulationen. Durch die große Anzahl an gelöschten Elementen kam es zu unverbundenen Elementen, die beim plötzlichen Kontakt mit anderen Elementen stark verformt wurden. Dadurch kam es häufig zum Abbruch der Simulation durch das Auftreten von negativen Volumen der Solid-Elemente. Bei den impliziten Berechnungen konnte aufgrund der höheren numerischen Stabilität der von der Software definierte Standardwert von 0.001 beibehalten werden.

Im nächsten Schritt mussten das Optimierungsziel sowie optionale Randbedingungen für den Topologieoptimierungs-Algorithmus definiert werden. Alle Lastfälle wurden auf das Ziel der Massenminimierung optimiert. Für die Randbedingungen können diverse Output-Files von LSDYNA wie NODOUT (Details über Knoten wie Beschleunigungen oder Verschiebungen), RBOUT (Details über Rigid Bodies wie Geschwindigkeit oder Verschiebungen) oder ELOUT (Details über Elemente wie Spannungen oder Dehnungen) verwendet werden [32, S. 14-10]. Laut Katharina Witowski von DYNAMORE reagiert die Software lediglich auf Verschiebungen von Knoten, welche via NODOUT eingelesen werden. Zu Beginn wurde versucht, die in Abschnitt 5.1 bereits beschriebenen Randbedingungen hier einfließen zu lassen. Jedoch stellte sich heraus, dass die dynamischen Crash-Lastfälle wegen Instabilität keine Optimierung bei Verwendung von Lastfällen mit sehr unterschiedlichen Krafteinleitungspunkten ermöglicht. Einzig die Optimierung von Rigidwall- und Pfahlaufprall konnte kombiniert berechnet werden. Für alle anderen Lastfälle musste eine eigenständige Topologieoptimierung erfolgen und die Ergebnisse manuell miteinander kombiniert werden.

Auch wurde klar, dass ohne das gewollte Faltverhalten der Längsträger die Kombination aus Deformation und Verzögerung in der Topologieoptimierung nicht erreicht werden kann. Diese Grenzwerte wurden deshalb bei der Topologieoptimierung nicht berücksichtigt. Jedoch konnte auch ohne direkte Berücksichtigung der Grenzwerte zu diesem Zeitpunkt eine zuverlässige Topologieoptimierung durchgeführt und plausible Ergebnisse für die Vorderwagenauslegung extrahiert werden.

6.4 Ergebnisse aus der Topologieoptimierung

Die Ergebnisse aus der Topologieoptimierung sollen bei der Vorauslegung der Lastpfade helfen. Zuerst muss eine Interpretation der erhaltenen Geometrie erfolgen: Nicht jeder Lastpfad ist notwendig bzw. sinnvoll. Außerdem müssen gegebenenfalls zusätzliche Versteifungen in Querrichtung eingebracht werden, um ein stabiles Faltverhalten zu ermöglichen. Alternativ könnten zusätzliche Lastfälle in der Topologieoptimierung berücksichtigt werden, um zusätzliche Querverstrebungen zu erhalten. Da, wie schon in Abschnitt 6.3 beschrieben, kein automatisch generiertes Ergebnis aus allen Lastfällen erstellt werden konnte, muss diese Kombination manuell erstellt werden.

In den folgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der verschiedenen Lastfälle dargestellt, hinterfragt und die Konzepterstellung begründet.

6.4.1 Ergebnisse Rigidwall- und Pfahl-Lastfall

Für die Lastfälle Rigidwall und Pfahl konnte ein kombiniertes Ergebnis mittels Topologieoptimierung erstellt werden. Wegen der hohen Belastung beim Pfahlaufprall bildete sich die Struktur in X-Richtung in der Fahrzeugmitte. Wie in Abbildung 6.7 ersichtlich, bildeten sich zwei unter kleinem Winkel zur X-Achse verlaufende Lastpfade (1).

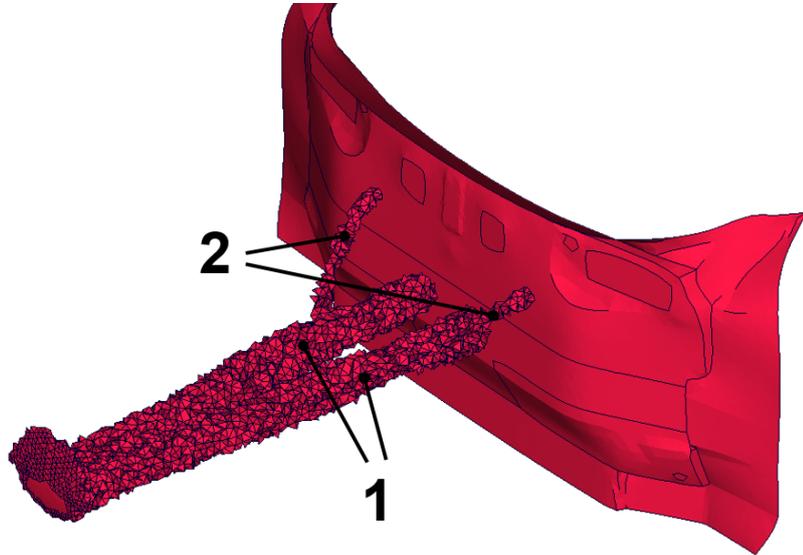


Abbildung 6.7: Ergebnis der Topologieoptimierung für Rigidwall und Pfahl

Da keine Bauraumbeschränkungen vorgegeben waren und die Weiterleitung in die hintere Karosserie wegen der als steif angenommenen Spritzwand in diesem Schritt nicht beachtet wurde, ist diese Lösung trivial. Auf die Frage, ob zwingend zwei Lastpfade benötigt werden, wird in Kapitel 7 näher eingegangen.

Auch die beiden weiter hinten liegenden Abstützungen nach oben (2) mussten hinterfragt

werden. Da die Software auf Steifigkeitsoptimierung ausgelegt ist, und die langen Träger trotz großer Masse und Steifigkeit etwas einknicken, wurde vom Algorithmus versucht, diese Knickung mit diesen kleinen Verstrebungen zu minimieren.

6.4.2 Ergebnisse ODB-Lastfall

Neben den beiden symmetrischen Crash-Lastfällen, welche mit einem mittigen Lastpfad theoretisch gelöst werden könnten, spielte auch der ODB-Lastfall eine große Rolle. Durch die außermittige Krafteinwirkung bildete sich ein recht komplexes System von Lastpfaden in den äußeren Regionen des Design-Spaces. In Abbildung 6.8 lassen sich drei größere Lastpfade ausmachen: Ein an äußerster und nahezu unterster Stelle liegender Pfad mit kleinem Durchmesser (1). Weiter mittig und weiter oben verläuft der Hauptlastpfad (2). Er beginnt vorne auf ungefähr gleicher Höhe wie jene aus dem Ergebnis von Rigidwall und Pfahl, verläuft dann aber nach unten geneigt Richtung Spritzwand. Ein dritter, großer stützt die Last nach oben ab (3). Verbunden sind die unteren Lastpfade mit dünnen Verstrebungen zur zusätzlichen Versteifung.

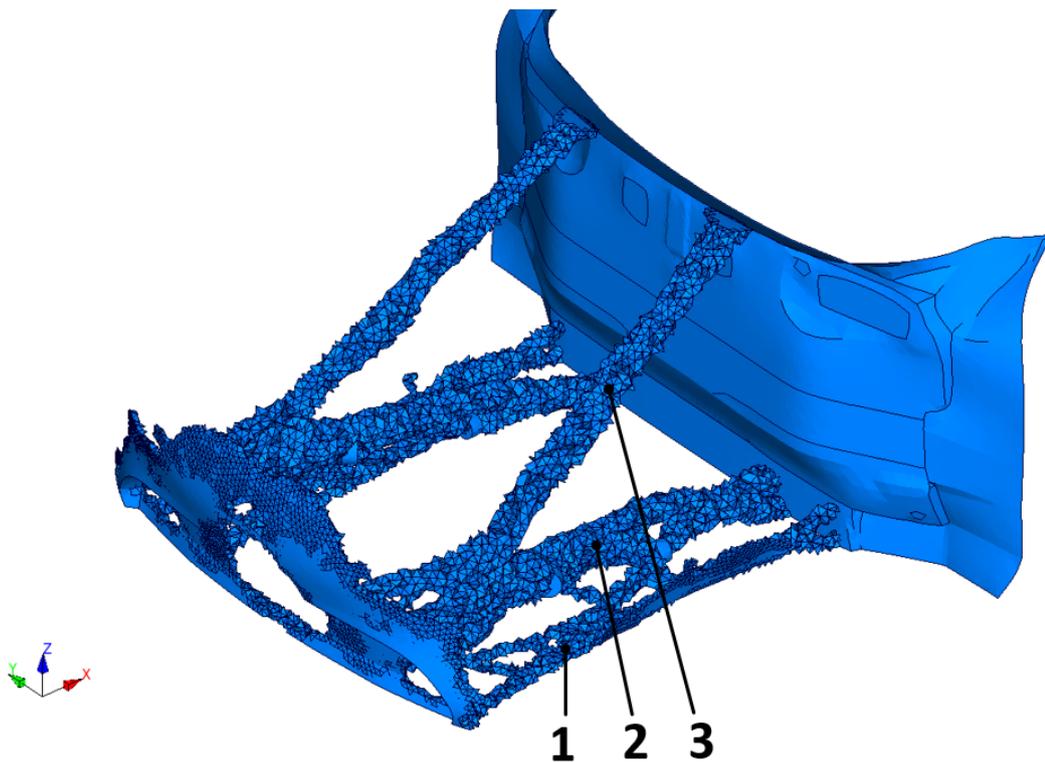


Abbildung 6.8: Ergebnis Topologieoptimierung für ODB

Auch hier wurde von der Topologieoptimierung ein möglichst steifes Gebilde erzeugt: Das Dreieck aus den beiden großen Lastpfade und der Spritzwand lässt nur geringe Verformungen zu (Siehe auch Abbildung 7.3). In der Praxis ist eine Umsetzung des Ergebnisses jedoch problematisch: Zu große Winkel zwischen Krafteinleitung und Kraftweiterleitung verhindern ein geregeltes Falten der Längsträger, welche stattdessen abknicken und deshalb kaum Energie aufgenommen werden kann.

Weiters fällt auf, dass viele Elemente in der Fahrzeugfront erhalten bleiben: Durch die Verformbarkeit der Barriere ist die Kontaktfläche größer als bei starren Barrieren. Dort war das Niveau der internen Energien der Elemente offensichtlich sofort über dem Grenzwert der Elementlöschung.

6.4.3 Ergebnisse fahrdynamische Lastfälle

Auch die beiden implizit berechneten, durch fahrdynamische Manöver entstehende, Lastfälle lieferten plausible Ergebnisse.

Für Lastfall 1 (Schlagloch in Kurvenfahrt) bildeten sich in erster Linie große Lastpfade um die Dämpferaufnahme, da ein Großteil der Belastung auf diesen Bereich entfiel (Siehe (1) und (2) in Abbildung 6.9). Die hier auftretenden Kräfte in Z-Richtung wurden einerseits nach unten versteift, andererseits auch zum oberen Teil der Spritzwand weitergeleitet (1). Außerdem bildete sich ein großer Lastpfad in Querrichtung (3).

Lastfall 2 (Bordsteinanfahrt) zeigte ein anderes Bild (siehe Abbildung 6.10). Hier fiel die Querversteifung (5) massiver und stärker verzweigt aus. Auch verlaufen die Lastpfade vom Dämpfer nur Richtung untere Spritzwand (4), nach oben wurde kein Pfad erstellt.

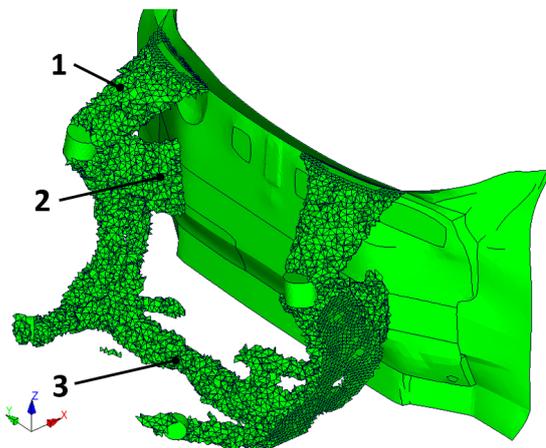


Abbildung 6.9: Ergebnis Topologieoptimierung für Lastfall Schlagloch

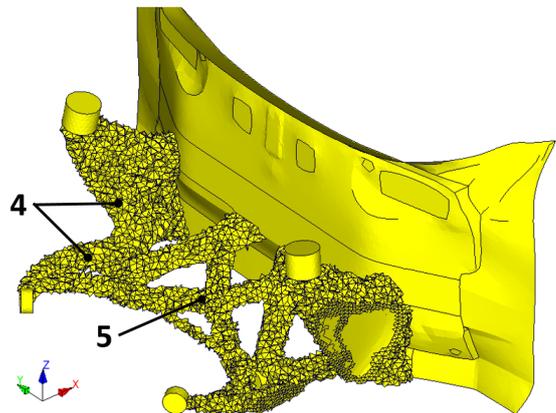


Abbildung 6.10: Ergebnis Topologieoptimierung für Lastfall Bordsteinanfahrt

Die Lastpfade von Lastfall 1 sind plausibel, da sie in Richtung der Hauptbelastungen verlaufen. Einerseits werden die Z-Kräfte nach oben Richtung A-Säule weitergeleitet (1), andererseits über einen horizontalen Lastpfad (2) nach hinten. Auch macht die dargestellte Querverstrebung (3) Sinn, insbesondere in Verbindung mit Lastfall 2.

Hier verläuft der Verbindungs-Lastpfad zwischen Dämpferaufnahme und unteren Querlenkern (4) nicht direkt, sondern U-förmig. Für die Umsetzung ist diese Geometrie wahrscheinlich nicht sinnvoll. Plausibel erscheinen die Verstrebungen zwischen unterer Querstrebe und Spritzwand (5), welche in angepasster Form verwendet werden können. Sie leiten die Y-Kräfte durch die Bordsteinanfahrt weiter.

6.4.4 Kombiniertes Ergebnis aus den Einzellastfällen

Da mit LS-TaSC nicht direkt eine kombinierte Struktur erstellt werden konnte, wurden die Einzelgeometrien miteinander kombiniert.

Diese Kombination ist in Abbildung 6.11 ersichtlich. Ein Lastpfad in X-Richtung befindet in der Mitte (1). Zwei bildeten sich außen, welche wiederum aus drei Teilen bestehen (2). Lastpfade in Querrichtung befinden sich im hinteren Teil des Vorderwagens (3). Ob diese für eine kontrollierte Faltung der Längsträger ausreichen, wird im Anschluss geprüft. Auch die Ausführung der seitlichen Lastpfade muss beachtet werden: Werden sie zu schwach ausgeführt, könnte es zu Problemen beim ODB Lastfall kommen. Die genauen Gedankengänge zur Erstellung einer Geometrie sind im Anschluss angeführt.

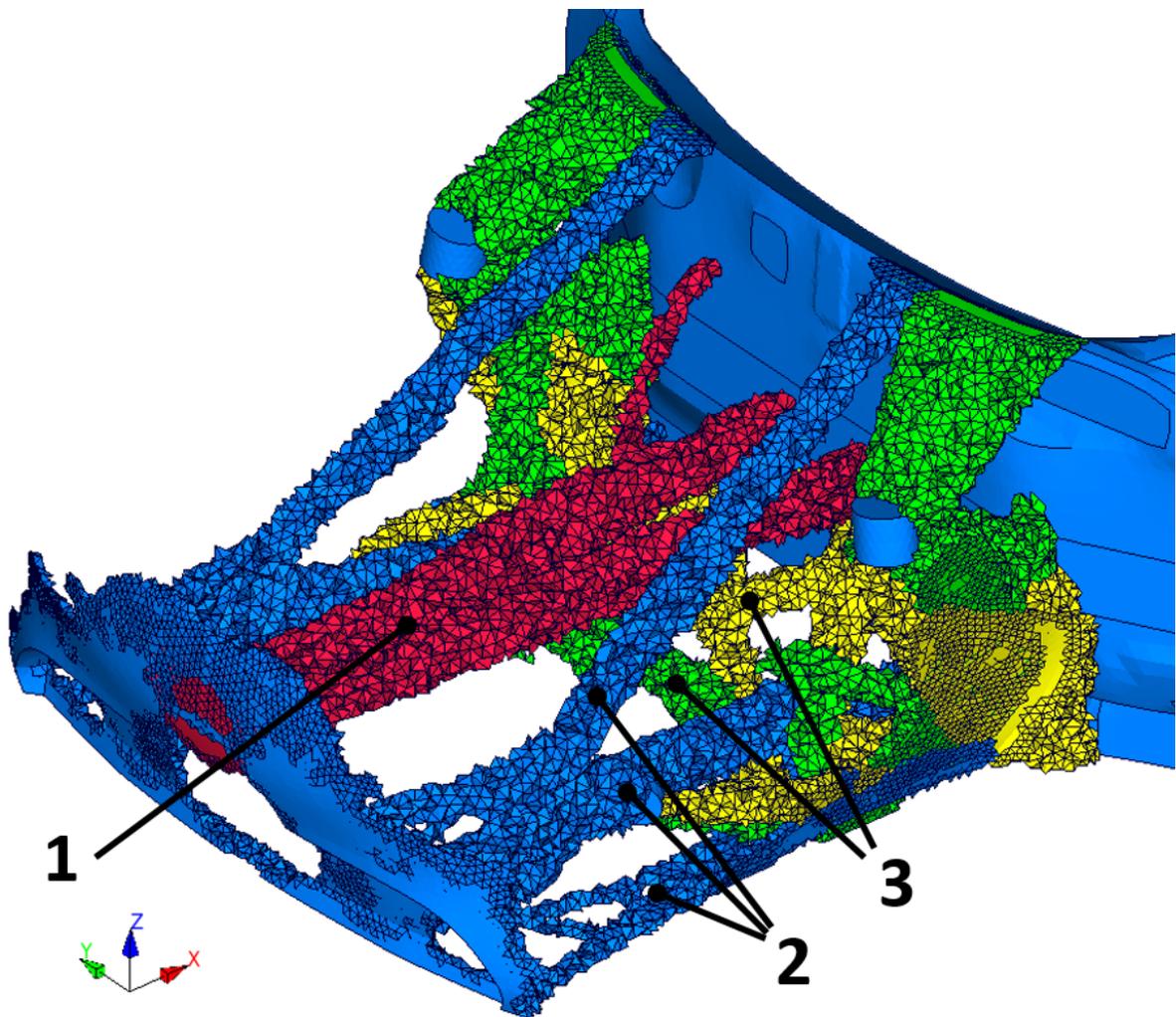


Abbildung 6.11: Kombiniertes Ergebnis der Topologieoptimierung

Kapitel 7

Erstellung von CAD- und CAE-Daten für Crash-Simulationen

Für die Durchführung der Crashberechnungen müssen im nächsten Schritt die Ergebnisse der Topologieoptimierung beurteilt und angepasst werden. Die gewonnenen Hauptlastpfade werden durch begründete Erweiterungen ergänzt und schließlich mittels CAD umgesetzt. Für die Findung eines optimalen Konzeptes werden aus der Geometrie der Topologieoptimierung zwei unterschiedliche CAD-Konzepte erstellt und diese miteinander verglichen.

7.1 Auslegung der Lastpfade und Konzepterstellung

Für eine bessere Übersicht bietet es sich an, die großen Lastpfade der Topologieoptimierung mithilfe von Linien vereinfacht darzustellen und so ein Skelett-Modell aufzubauen. Dabei muss jedoch stets die Sinnhaftigkeit hinterfragt sowie zu kleine Lastpfade im ersten Schritt ignoriert werden. Daraus ergibt sich Abbildung 7.1, wobei zur Übersicht alle Symmetrien ausgeblendet wurden.

Die blauen Linien sind dabei jene Geometrien, die später als Längsträger ausgeführt werden sollen. Ganz vorne sind in weißer Farbe die vorderen Querträger abgebildet - ein großer im oberen Bereich und der kleinere des Subframes darunter. Sie sind mit einem grün markierten Profil (1) miteinander verbunden. Der in der Topologieoptimierung vom mittleren Längsträger (4) nach oben versteifende Lastpfad wird zur Dämpferaufnahme umgeleitet (Grüne Linie mit Nummer 2). Von dort aus führt der Lastpfad zur Stirnwand (Rote Linie). Durch die Steifigkeitslastfälle muss noch eine Abstützung zwischen Unterer Lasteben und Dämpferaufnahme erfolgen. Die während der Topologieoptimierung entstandene U-Form dieser Abstützung wird durch eine Vertikalverbindung und eine horizontale Verbindung vereinfacht (3).

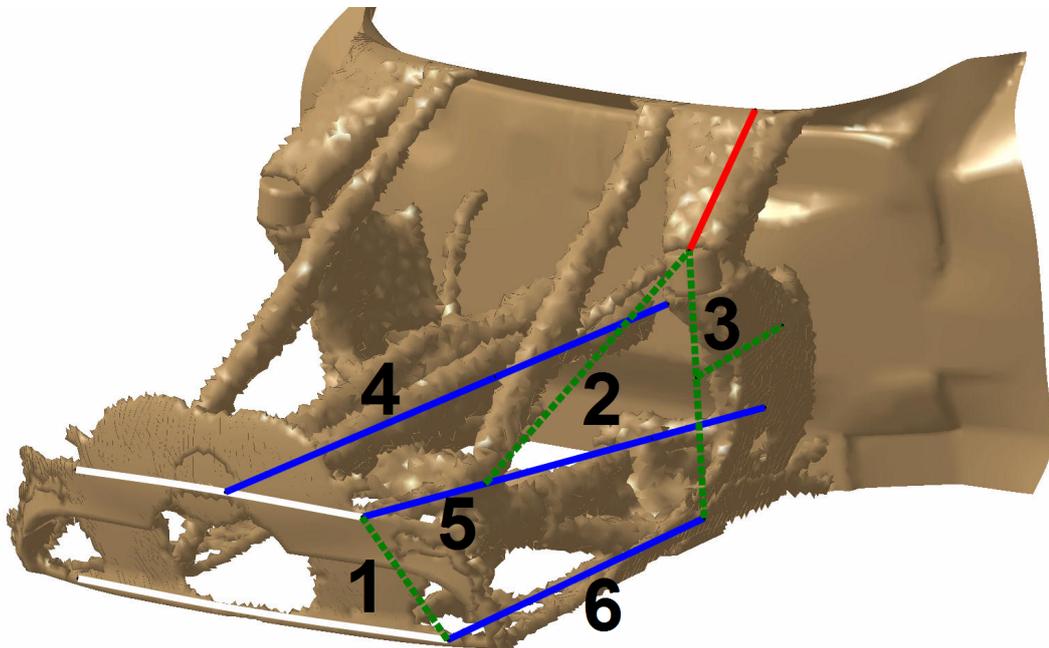


Abbildung 7.1: Aus Topologieoptimierung abgeleitete Hauptlastpfade

7.2 Auslegung der abgeleiteten Längsträger

Im Crash-Fall wird ein Großteil der kinetischen Energie durch die Deformation, welche meistens als Faltvorgang ausgelegt wird, der Längsträger abgebaut. Aus diesem Grund werden diese als erstes ausgelegt. Wichtig ist hier anzumerken, dass es für ein gutes Faltverhalten notwendig ist, dass der Winkel zwischen der durch die Barriere eingeleiteten Kraft und der Kraftweiterleitung nicht zu groß ist und die freie Länge des Absorbers nicht zu groß wird. Deshalb sind horizontale Längsträger mit geringen freien Längen zu bevorzugen. Abbildung 7.2 gibt diesen Zusammenhang an.

Während der mittig liegende Lastpfad (4) so gut wie horizontal verläuft, ist der Winkel zwischen ODB-Hauptlastpfad (5) und der Horizontalachse, wie in Abbildung 7.3 ersichtlich, zu groß. Aus diesem Grund wurde dessen Skelett am vorderen, unteren Ende

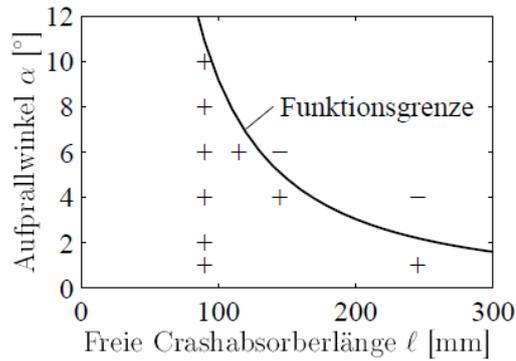


Abbildung 7.2: Kritischer Aufprallwinkel in Abhängigkeit der freien Crashabsorberlänge [27, S. 83]

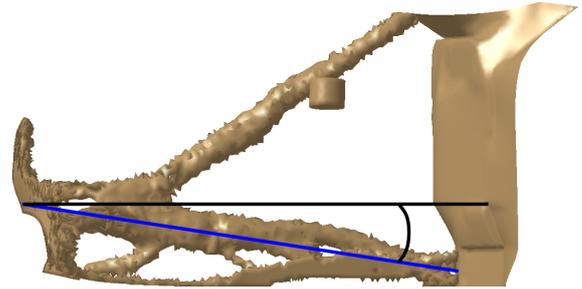


Abbildung 7.3: Messung von Winkel zwischen Längsträger und Horizontalachse

des Topologie-Lastpfades angesetzt und horizontal nach hinten verlegt.

Der untere, in Längsrichtung verlaufende, Lastpfad der ODB (6) kann direkt verwendet werden: Die Position macht Sinn und der Verlauf ist parallel zur X-Achse. Auch er wird verlängert.

Da jener Lastpfad, welcher den oberen Längsträger, den Dämpfer und die Stirnwand miteinander verbindet, nicht falten musste, konnte er mittels Profilen und einem Verbindungsteil direkt übernommen werden. Im letzten Schritt wurden die im hinteren Bereich durch die Steifigkeitslastfälle benötigten Versteifungen eingeführt. Da diese den hinteren Querlenkeranbindungspunkt in dessen Belastungsrichtung ausreichend versteifen sollten, wird die vertikale Strebe in diesem Bereich nicht mehr berücksichtigt. Eine Überprüfung der Steifigkeitslastfälle sollte im Normalfall durchgeführt werden, jedoch wird in der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Entwicklung einer Methodik die Funktion des Vorderwagens bei Crash-Lastfällen priorisiert.

Bevor ein Konzept umgesetzt werden kann, müssen die Längsträger vorausgelegt werden. Die hierfür verwendeten physikalischen Größen sind in Tabelle 7.1 angeführt.

Tabelle 7.1: Auslegungsgrößen Längsträger

	Rigidwall	Pole	ODB
1:Fahrzeugmasse [kg]	2400	2400	2400
2:Geschwindigkeit [km/h]	50	50	64
3:Kinetische Energie [J]	231482	231482	269260
4:Abzüge Barriere [J]	0	0	110000
5:Gesamtkraft [kN]	564,589	564,589	656,732
6:Abzüge Kraft [%]	36	26	55
7:Notwendige Kraft [kN]	355,691	355,691	295,530
8:Erreichte Kraft [kN]	391,260	177,845	106,707
9:Kräfte: Ist zu Soll [%]	110	50	36

Für die Auslegung werden die kinetischen Energien (Zeile 3 in Tabelle 7.1) des Fahrzeugs bei jedem Lastfall berechnet (siehe Gleichung 3.1 auf Seite 15) und die notwendige Widerstandskraft der Längsträger ermittelt. Hier muss zuerst der, für eine konstante Verzögerung von den zuvor festgelegten 24 g notwendige, Weg berechnet werden. Dieser beträgt 410 mm. Daraus berechnet sich die benötigte Kraft laut Zeile 5 mithilfe von Gleichung 7.2:

$$W_{def} = F * s \quad (7.1)$$

$$F = \frac{W_{def}}{s} \quad (7.2)$$

Beim ODB-Lastfall muss ein zusätzlicher Berechnungsschritt durchgeführt werden. Laut [13] absorbiert die ODB ungefähr eine Energie von 110 kJ, welche nicht durch die Längsträger absorbiert werden muss. Mit dem verfügbaren Deformationsweg von 410 mm ergeben sich zu absorbierende Kräfte laut Zeile 5 in Tabelle 7.1.

Da wiederum die Längsträger nicht die gesamte Energie absorbieren müssen, können Abzüge gemäß Zeile 6 in Tabelle 7.1 eingebracht werden. Der Anteil der von den Längsträgern abgebauten Energie basiert wiederum auf Abbildung 3.9 auf Seite 15. Da sich jedoch kein Verbrennungsmotor im Fahrzeug befindet und neben dem Rigidwall-Lastfall auch der Pfahlaufprall berücksichtigt wurde, mussten die Verteilungen angepasst werden.

Das Ergebnis daraus ist in Abbildung 7.4 bzw. Abbildung 7.5 dargestellt. Im folgenden sollen die gewählten Überlegungen angeführt werden.

Durch die zuvor angenommene Verwendung von Radnabenmotoren anstatt konventioneller Motorsysteme entfällt ein Großteil des Widerstands des Antriebs. Von den ursprünglich in Abbildung 3.9 angesetzten 12% wurde ein Restanteil von 4% für Antrieb und Package belassen, um Packagekomponenten wie das Lenkgetriebe weiterhin zu berücksichtigen. Dadurch entfallen nun 87% auf den Vorderwagen. Im nächsten Schritt wird angenommen, dass die vom Vorderwagen nun zusätzlich zu absorbierende Kraft hauptsächlich von den Längsträgern übernommen wird, lediglich 1% wird auf die Radkästen umgeleitet. Diese beiden Annahmen sollten einen realistischen Worst-Case darstellen.

Beim Pfahlaufprall wird zusätzlich angenommen, dass die Spritzwand im Bereich des mittleren Längsträgers zusätzlich verstärkt werden muss und so auch etwas mehr Energie absorbieren bzw. weiterleiten kann. Obwohl diese im Modell als steif angenommen ist, soll diese Annahme für das Realfahrzeug gelten. Im Vorderwagen wird der Anteil der Radkästen aufgrund des zentralen Angriffspunktes von 18% auf 6% gesenkt, der Anteil des Kotflügels hingegen von 4% auf 6% leicht angehoben. Es wurde angenommen, dass sowohl Kotflügel als auch Radkästen durch die mittige Position des Pfahls kaum Einfluss haben. Da die Verteilung untereinander nicht bekannt ist, wurde für beide der gleiche Anteil angesetzt.

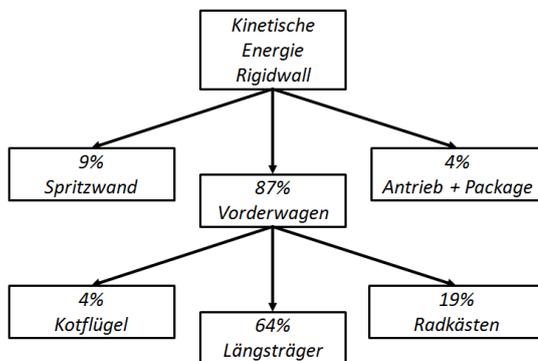


Abbildung 7.4: Energieaufteilung Rigidwall

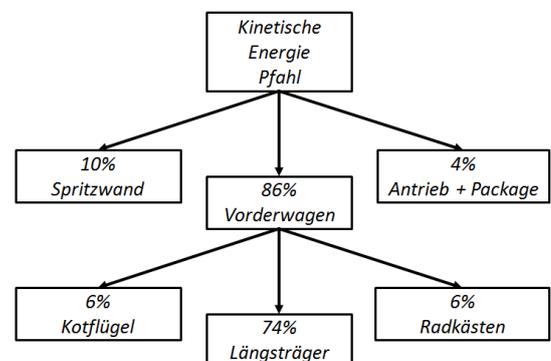


Abbildung 7.5: Energieaufteilung Pfahlaufprall

Für den ODB-Lastfall wird angenommen, dass die Längsträger 45% der Energie aufnehmen. Diese Annahme basiert auf der Auswertung der Kräftelevels bei der bereits berechneten Variante des Gesamtfahrzeugs. Hier ist die Gesamtkraft zwischen Barriere und Fahrzeug bis zur Knickung des Längsträgers bei 60 ms im Durchschnitt 300 kN, während die kombinierte Kraft der beiden linken Längsträger 166 kN beträgt.

Mithilfe dieser Annahmen erhält man die in Zeile 7 in Tabelle 7.1 angeführten theoretisch notwendigen Kräfte.

Für die Festlegung der Kraft-Niveaus der einzelnen Längsträger wird nun lediglich die

Kraft im Rigidwall-Lastfall verwendet. Zur guten Absicherung gegen den Pfahl-Lastfall wird festgelegt, dass der mittlere Längsträger 50% der Kräfte beim Rigidwall-Lastfalles absorbieren soll. Die beiden oberen Längsträger sollen jeweils 20% aufnehmen und die unteren jeweils 10%. Diese Auslegung beinhaltet außerdem eine Sicherheit von 10%.

Um die gewünschten Kräftelevels zu erreichen, werden Crashesimulationen von verschiedenen Profilen mit PAM-CRASH durchgeführt. Variiert werden dabei Abmessungen, Materialien, Wandstärken und die Anzahl an Rippen innerhalb des Profils. Für die äußeren Längsträger sind Rechteckprofile vorgesehen. Bei Konzept 1 hat auch der mittlere Längsträger einen rechteckigen Querschnitt, während er bei Konzept 2 mit zwei Kreisprofilen sowie Verbindungsblechen zwischen ihnen ausgeführt werden soll. Für alle Profile wurden Trigger für ein stabiles Faltverhalten in das Modell eingebaut. Für die Rechteckprofile (siehe Abbildung 7.6) wurde Höhe, Breite, Wandstärke und Anzahl der Rippen variiert. Bei den Kreisprofilen (siehe Abbildung 7.7) wurden Durchmesser und Dicke der Rohre sowie die Dicke des Verbindungsblechs variiert.

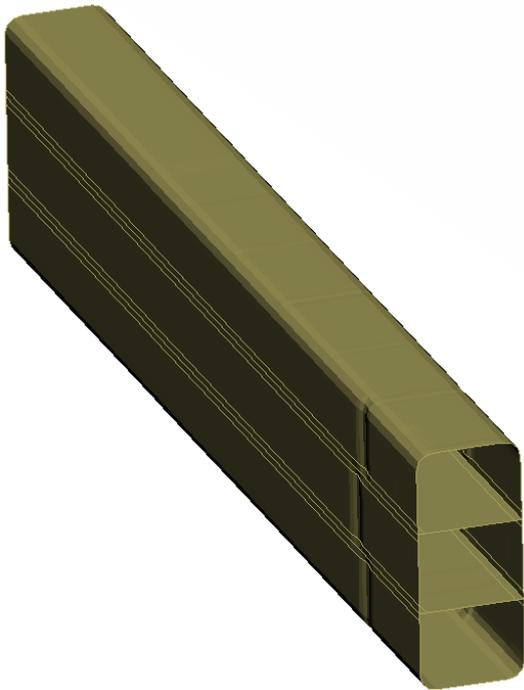


Abbildung 7.6: Beispiel eines Viereckprofils für Konzept 1

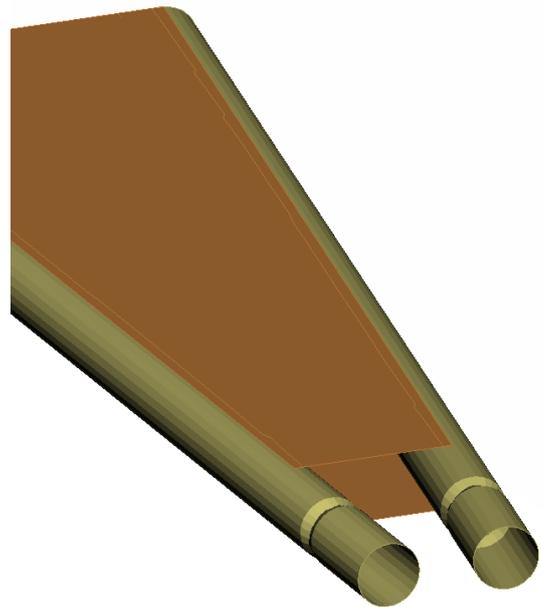


Abbildung 7.7: Beispiel eines Kreisprofils mit Blechverstärkung für Konzept 2

Tabelle A.7 im Anhang zeigt alle untersuchten Profile und deren Kraftniveau, während die gewählten in Tabelle 7.2 angeführt sind.

An dieser Stelle ist darauf hinzuweisen, dass Materialkarten mit enthaltener Spannungs-Dehnungs Kurve des Aluminiumbearbeiters SAPA verwendet wurden [44]. Im Gegensatz zu herkömmlichen Aluminium weisen alle drei Legierungen einen geringeren E-Modul von 69 GPa auf. Die Poissonzahl beträgt 0,33. Die Kurven im plastischen Bereich

sind im Anhang unter Tabelle A.5 für C20 bzw. Tabelle A.6 für C28 ersichtlich. Die Klassifizierung in C20 bzw. C28 erfolgt nach Audi-Norm für Strangpressprofile [22]. Die in Tabelle 7.2 angeführten Kombinationen konnten die besten Ergebnisse erzielen und werden für die beiden untersuchten Konzepte verwendet. LT_M_C1 steht hierfür für den mittleren Längsträger für Konzept 1 und LT_M_C2 für das Äquivalent im zweiten Konzept. Die außen liegenden Längsträger oben (LT_O) und unten (LT_U) sind in beiden Konzepten ident. F_Soll ist die, aus der vorausgegangenen energetisch Betrachtung berechneten, Kraft.

Tabelle 7.2: Gewählte Längsträgerprofile für Konzept 1 bzw. Konzept 2

	F_Soll [kN]	F_Ist [kN]	h [mm]	b [mm]	t [mm]	Mat	Rib
LT_M_C1	179	175	160	70	2,8 mm	C28	2
LT_O	71	70	120	60	2	C28	1
LT_U	35	33	60	30	1,6	C20	1
	F_Soll [kN]	F-Ist [kN]	d [mm]	t-R [mm]	t-B [mm]	Mat	
LT_M_C2	173	170	80	2,5	1	C28	

Zeile 8 in Tabelle 7.1 gibt die theoretisch erreichten Kräfte an, Zeile 9 das Verhältnis zwischen Ist-Kraft und Soll-Kraft. Hier ist anzumerken, dass beim Rigidwall-Lastfall alle Längsträger deformiert werden, beim Pfahl Lastfall in erster Linie der mittlere Lastpfad und bei der ODB lediglich die linken Längsträger.

Nach der Vorauslegung der Längsträger wurden beide Konzepte im nächsten Schritt im CAD mithilfe von CATIA erstellt. Danach erfolgt der Modellaufbau.

7.2.1 Modellaufbau der vorausgelegten Konzepte für Crashsimulationen

Analog zu Abschnitt 6.2 wurden nun wieder FE-Modelle erstellt. Hierbei wurden wiederum die Qualitätskriterien von Abbildung A.2 verwendet. In diesem Abschnitt wird jedoch nicht mehr der Bauraum vernetzt, sondern die beiden, aus der Topologieoptimierung abgeleiteten, Konzepte. Lediglich die bereits vernetzte Spritzwand wurde aus dem Modell der Topologieoptimierung übernommen. Die zuerst in CATIA erstellen Aluminiumprofile sowie die bombierten Querträger an der Fahrzeugfront wurden auf ihrer Mittelfläche vernetzt. Die Längsträger wurden am hinteren Ende mit Rigid Bodies an die Spritzwand angebunden.

Für die Schweißnähte zwischen den Profilen und den Einschubverbindungen im Bereich der Profile der Fahrwerksanbindungen wurde ein Tied-Kontakt ohne Versagenskriterium verwendet. Dieser verbindet die, an den Kanten der zu verbindenden Profile, erstellten Beams mit den Shells des angrenzenden Profils (Siehe Detail B in Abbildung 7.8).

Da lediglich die Dicken, Abmaße und Materialien der Längsträger vorausgelegt wurden, wurden die restlichen Profile vorerst nach Erfahrung der Karosserieabteilung der csi Entwicklungstechnik GmbH ausgelegt. Es handelt sich um Rechteckprofile mit den höheren Massenträgheitsmomenten in den erwarteten Hauptbelastungsrichtungen. Zudem erhielten sie in der Erstauslegung eine Wandstärke von 2 mm und eine einheitliche Materialkarte ohne Versagenskriterium von der Firma SAPA [44]. Es handelt sich um die Aluminiumlegierung AlMg1SiCu bzw. EN AW-6061 mit einem E-Modul von 70 GPa, einer Poissonsanzahl von 0,33 und einer Spannungs-Dehnungs-Kurve laut Tabelle A.4.

7.2.2 Konzept 1 mit Rechteckprofil als mittlerer Längsträger

Das erste Konzept ist in Abbildung 7.8 dargestellt. Hier soll ein massiver Längsträger in der Fahrzeugmitte (1) einen Großteil der Lasten des Pfahlaufpralls absorbieren. Um ein Abrutschen des Längsträgers auf eine Seite des Pfahls zu verhindern, wurde seine breite Seite horizontal ausgerichtet. Die Trigger befinden sich unten und oben am Profil (Siehe Detail A in Abbildung 7.8). Um ein asymmetrisches Verhalten zu verhindern und eine bessere Vergleichbarkeit zu Konzept 2 zu haben, wurden die Anbindungspunkte der vorderen, unteren Querlenker mit einem Rigidbody verbunden (2). Auf diese Weise wird auch der mittlere Längsträger mit den äußeren, oberen Längsträgern verbunden (3).

Die weiteren Verbindungen und Lastpfade wurden gemäß Topologieoptimierung und Abschnitt 7.1 umgesetzt. Die Vorderwagen-Karosserie hat ein Gewicht von 23,75 kg und der mittlere Längsträger beansprucht $0,0132 m^3$. Je geringer das beanspruchte Volumen, desto leichter kann später Package untergebracht werden.

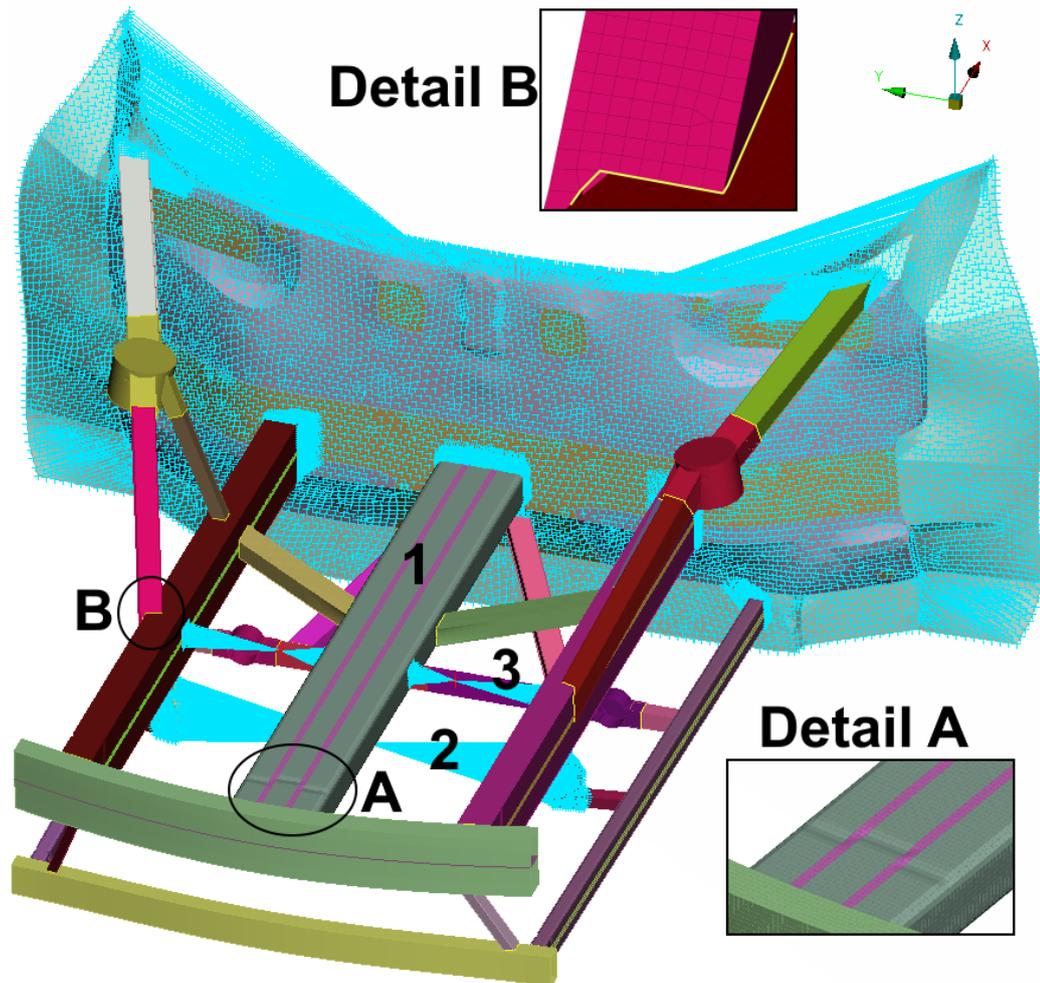


Abbildung 7.8: CAE Modell von Konzept 1 mit Rechteckprofil

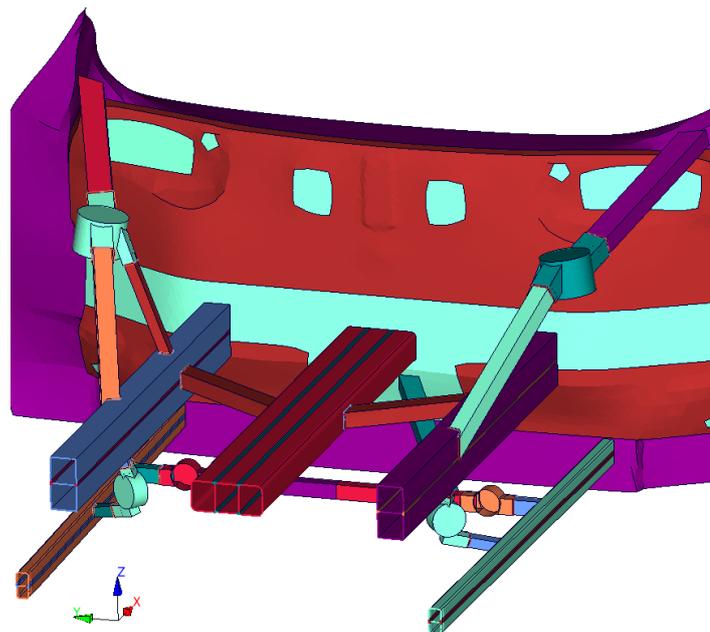


Abbildung 7.9: CAE Modell von Konzept 1 mit Rechteckprofil im X-Schnitt

7.2.3 Konzept 2 mit Kreisprofilen als mittlerer Längsträger

Das zweite Konzept mit Kreisprofilen und Verbindungsblechen ist in Abbildung 7.10 dargestellt. Hier soll eine Kombination aus unter einem Winkel zur X-Achse verlaufenden Rohren, welche mit Blechen an Unter- und Oberseite verbunden sind, für eine ausreichende Verzögerung sorgen. Dieser Lastpfad ähnelt dem Ergebnis der Topologieoptimierung. Die Baugruppe wiegt 24,51 kg und die Kombination aus Rohren und Blech hat ein Volumen von $0,0198 \text{ m}^3$. Der einzige Unterschied zum 1. Konzept stellt der mittlere Lastpfad dar.

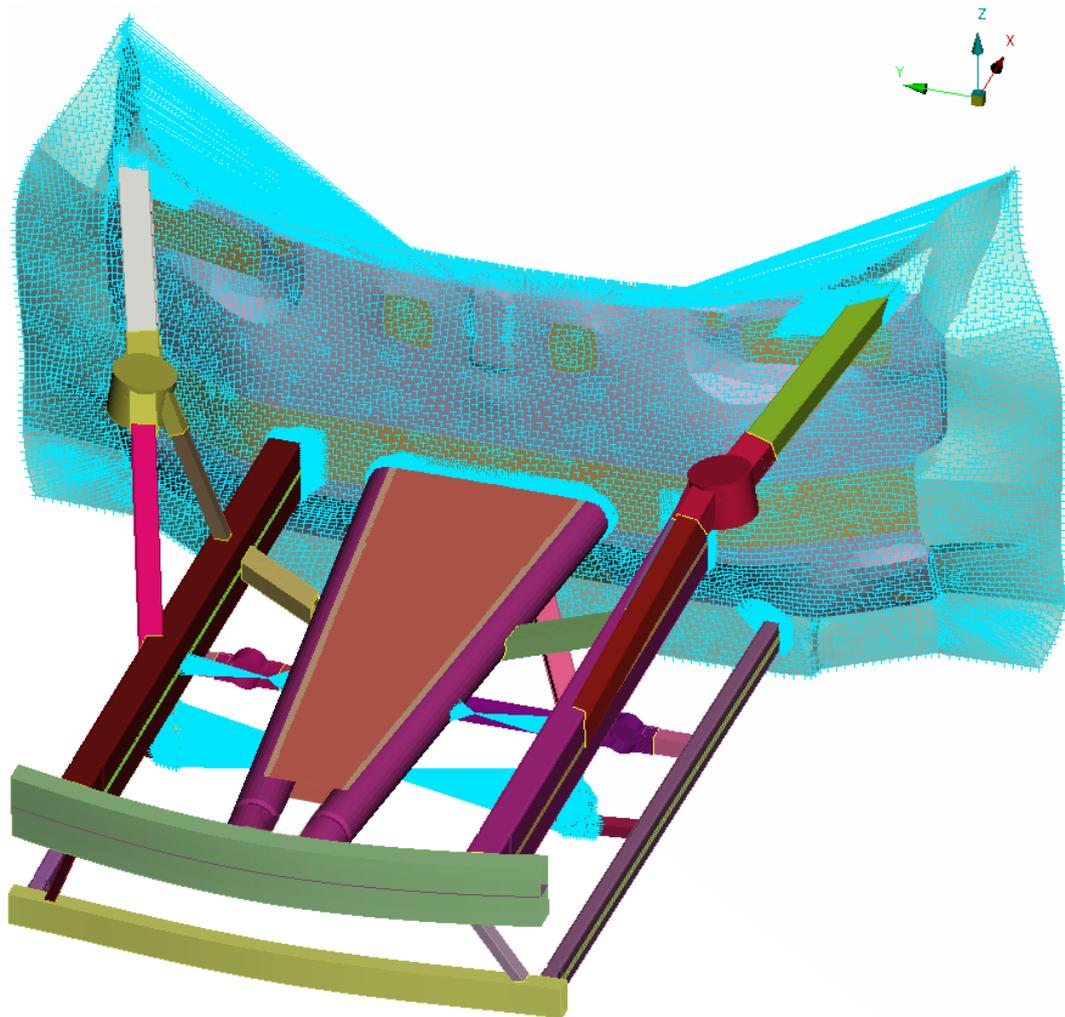


Abbildung 7.10: CAE Modell von Konzept 2 mit Kreisprofilen

7.3 Auswahl des besseren Konzepts

Für die anschließende Crash-Optimierung soll das vielversprechendere Konzept ausgewählt werden. Hierzu wird zuerst die Crash-Performance bei den Lastfällen Rigidwall und Pfahl und schließlich das Gewicht sowie das beanspruchte Volumen verglichen. Die Auswertung der Crash-Simulationen erfolgt analog zu Unterabschnitt 4.2.5. Neben der optischen Auswertung des Verhaltens wurde die Maximalbeschleunigung im

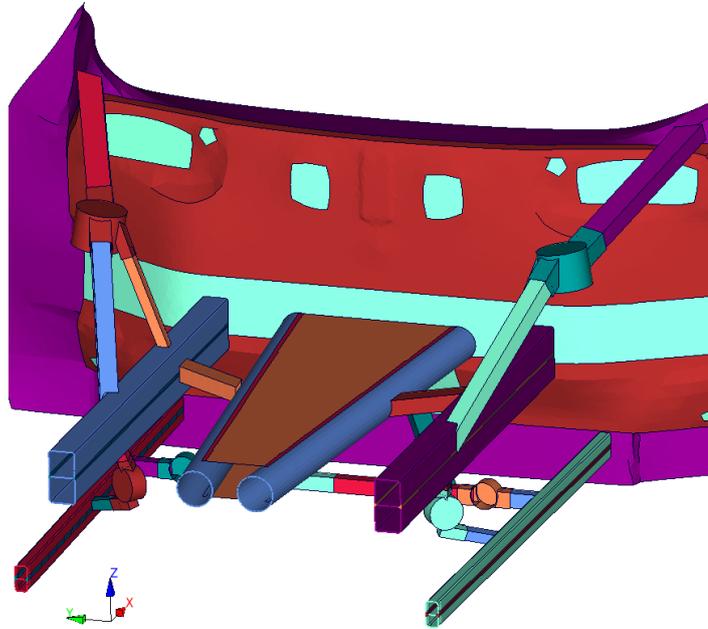


Abbildung 7.11: CAE Modell von Konzept 2 mit Kreisprofilen im X-Schnitt

Rigidwall-Crash sowie die Maximaldeformation beim Pfahlaufprall betrachtet. Beide Kennwerte wurden über die den COG-Knoten des Rigidbodies der Spritzwand, welcher im Schwerpunkt des Basismodells liegt, ausgewertet. Dessen Lage ist in Abbildung 7.12 eingezeichnet. Die Beschleunigungskurven wurden laut SAE J1211 [43] mittels CFC 60 Filter gefiltert.

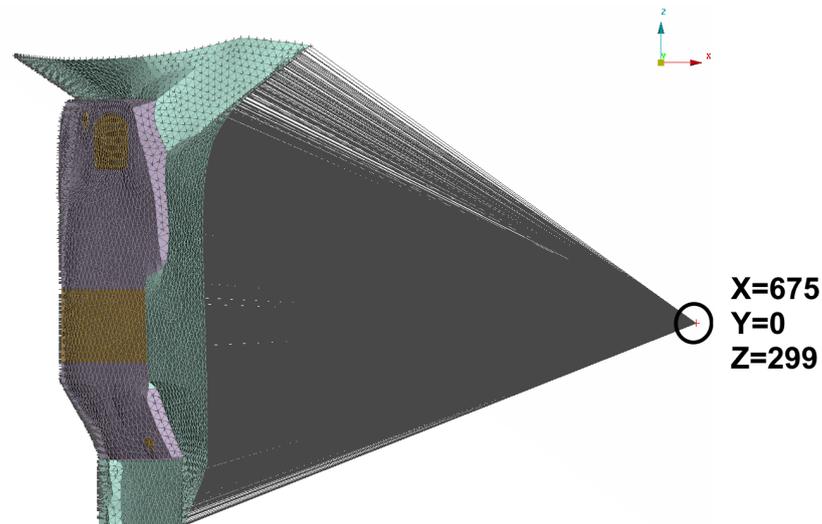


Abbildung 7.12: Lage des CoG-Knoten des Rigid Bodies zur Auswertung von Deformation und Beschleunigung

Durch die bereits erwähnten Rigidbodies, welche den Vorderwagen zusätzlich versteiften und so das Crashverhalten stabilisierten, ohne das Prinzipverhalten zu beeinflussen, konnten die Konzepte gut miteinander verglichen werden. Ihr Crashverhalten unter-

schied sich kaum, weswegen die gewonnenen Beschleunigungskurven direkt miteinander verglichen werden konnten. Diese sind in Abbildung 7.13 dargestellt.

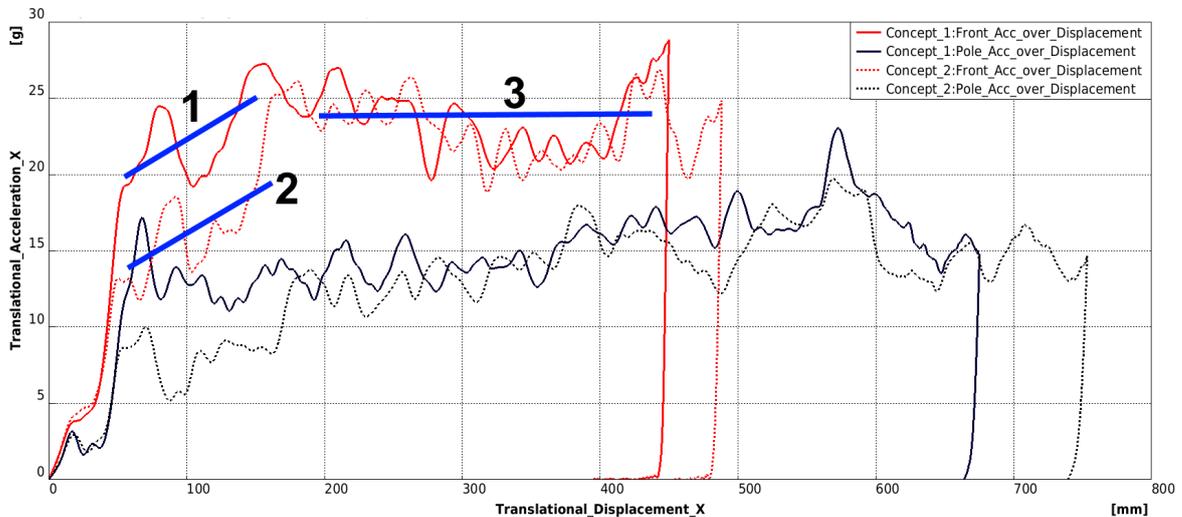


Abbildung 7.13: Beschleunigungskurven der Konzepte für Rigidwall- und Pfahl-Crash

In Abbildung 7.13 ist zu erkennen, dass der Beschleunigungsverlauf ab einer Verschiebung von ca. 180 mm im Rigidwall-Aufprall bei beiden Konzepten ziemlich ähnlich war. Auch überschritt die Beschleunigung nie den festgelegten Grenzwert von 30 g. Der OLC beträgt bei Konzept 1 mit Rechteckprofil 40,18 g und bei Konzept 2 mit Kreisprofilen 42,76 g. Nur Konzept 1 unterschritt den gesetzten Grenzwert. Eine frühe Verzögerung während der Phase ohne Ankopplung an das Fahrzeug senkt den OLC-Wert.

Auffallend ist, dass Konzept 1 trotz ähnlicher Beschleunigungswerte einen um ca. 30 mm kürzeren Deformationsweg erzielen konnte (Das Fahrzeug wurde an dem Zeitpunkt vollkommen abgebremst, an dem die Beschleunigung auf 0 abfällt). Grund hierfür ist das höhere Niveau der Verzögerung im Deformationsbereich zwischen 50 mm und 150 mm. Während der rechteckige Längsträger von Konzept 1 schon sehr früh eine hohes Kraft-Niveau aufbringen konnte (1 in Abbildung 7.13), ist bei Konzept 2 das frühe Kraft-Niveau niedriger (2) und ein längerer Anlaufweg zum Erreichen des Maximalniveaus (3) notwendig. Im Rigidwall-Lastfall ist daher Konzept 1 als besser zu bewerten.

Anhand der Kurve von Konzept 1 sollen nun einige markante Bereiche im Beschleunigungsverlauf aufgezeigt werden. Konzept 2 besitzt einen ähnlichen Verlauf, jedoch sind die Punkte im Diagramm etwas nach rechts geschoben, da das Beschleunigungsplateau (3) durch die verschiedene Geometrien des mittleren Längsträgers später erreicht wird. Das prinzipielle Verhalten ist jedoch sehr ähnlich.

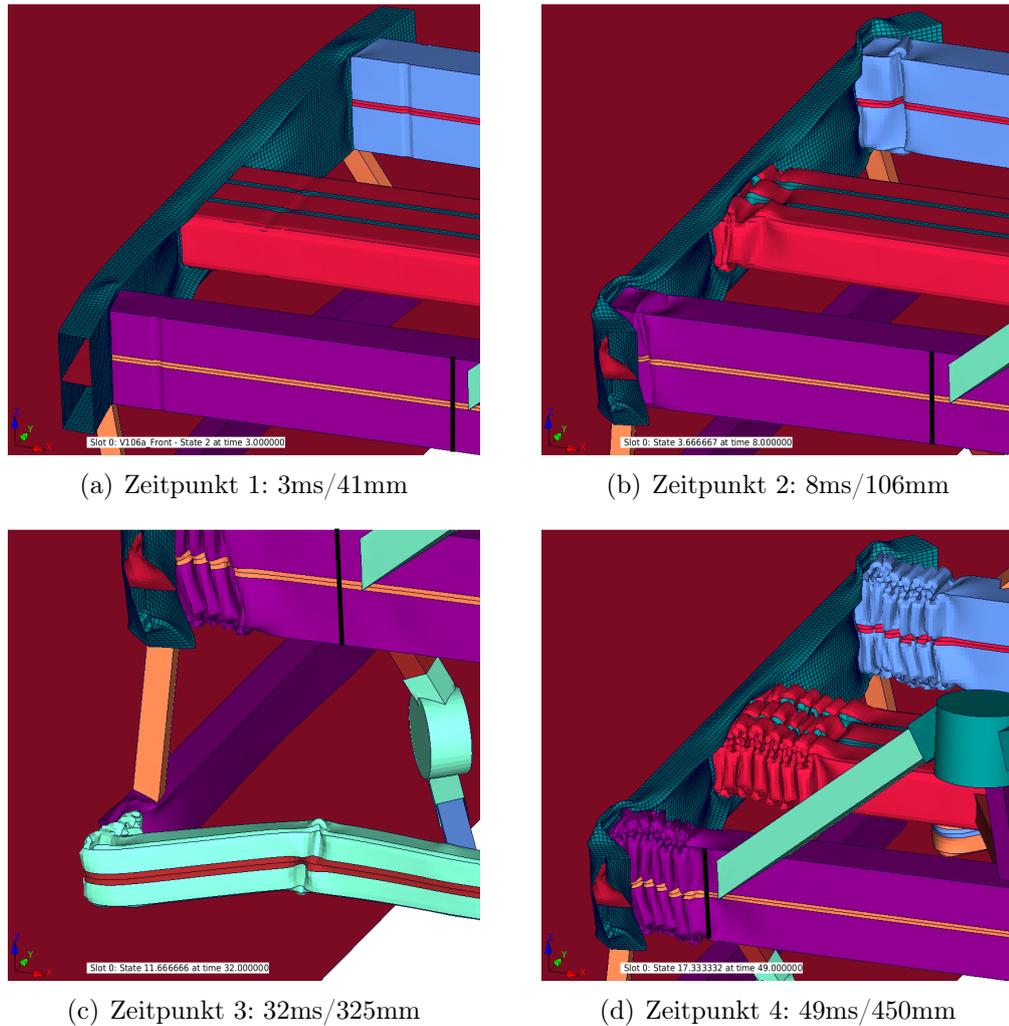


Abbildung 7.14: Markante Punkte der Beschleunigungskurve Konzept 1 im Rigidwall-Crash

Die schwarzen Markierungen in Abbildung 7.14 am oberen, äußeren Längsträger markiert die Maximaldeformation. Auffallend ist beispielsweise das Plateau im frühen Bereich zwischen 15 mm und 45 mm Verschiebung. Hier deformierte sich der vordere obere Querträger, die Längsträger blieben jedoch noch unverformt (Siehe (a) in Abbildung 7.14).

Danach stieg die Beschleunigung auf ca. 25 g, brach aber anschließend bei ca. 100 mm Deformationsweg ein. Hier begann das Falten der Längsträger im Bereich der Triggers. Aufgrund der gezielten Schwächung war das erreichbare Kraft-Niveau geringer (Siehe (b) in Abbildung 7.14).

Der nächste markante Punkt ist bei 270 mm Deformationsweg erkennbar: Das Kraft-Niveau sank und war bis zu einer Deformation von ungefähr 400 mm geringer als zuvor. Begründbar ist das durch das Wegknicken der unteren Längsträger im Bereich des vorderen Querträgers (Siehe (c) in Abbildung 7.14). Grund hierfür war einerseits der außermittig angebrachte Steher, welcher den Querträger lokal versteifte. Außerdem neigten die unteren Längsträger leichter zum Knicken, da sie während der Grundaulegung für ein geringes Kraftniveau relativ klein ausgefallen sind. Danach knickten sie an

weiter hinten liegender Stelle erneut (Siehe (c) in Abbildung 7.14).

Schließlich kam es bei ca. 430 mm noch einmal zu einem Peak. Hier war die Barriere so weit vorgedrungen, dass die zum Dämpfer laufende Diagonalstrebe am oberen äußeren Längsträger erreicht wurde (Siehe (d) in Abbildung 7.14). Durch diese Versteifung stieg die Verzögerung noch einmal an, ehe das Fahrzeug bei ca 450 mm zum Stillstand kam. Wie in Abbildung 7.15 ersichtlich, lassen sich diese Punkte auch beim Konzept mit Rundprofilen als mittlerer Längsträger erkennen.

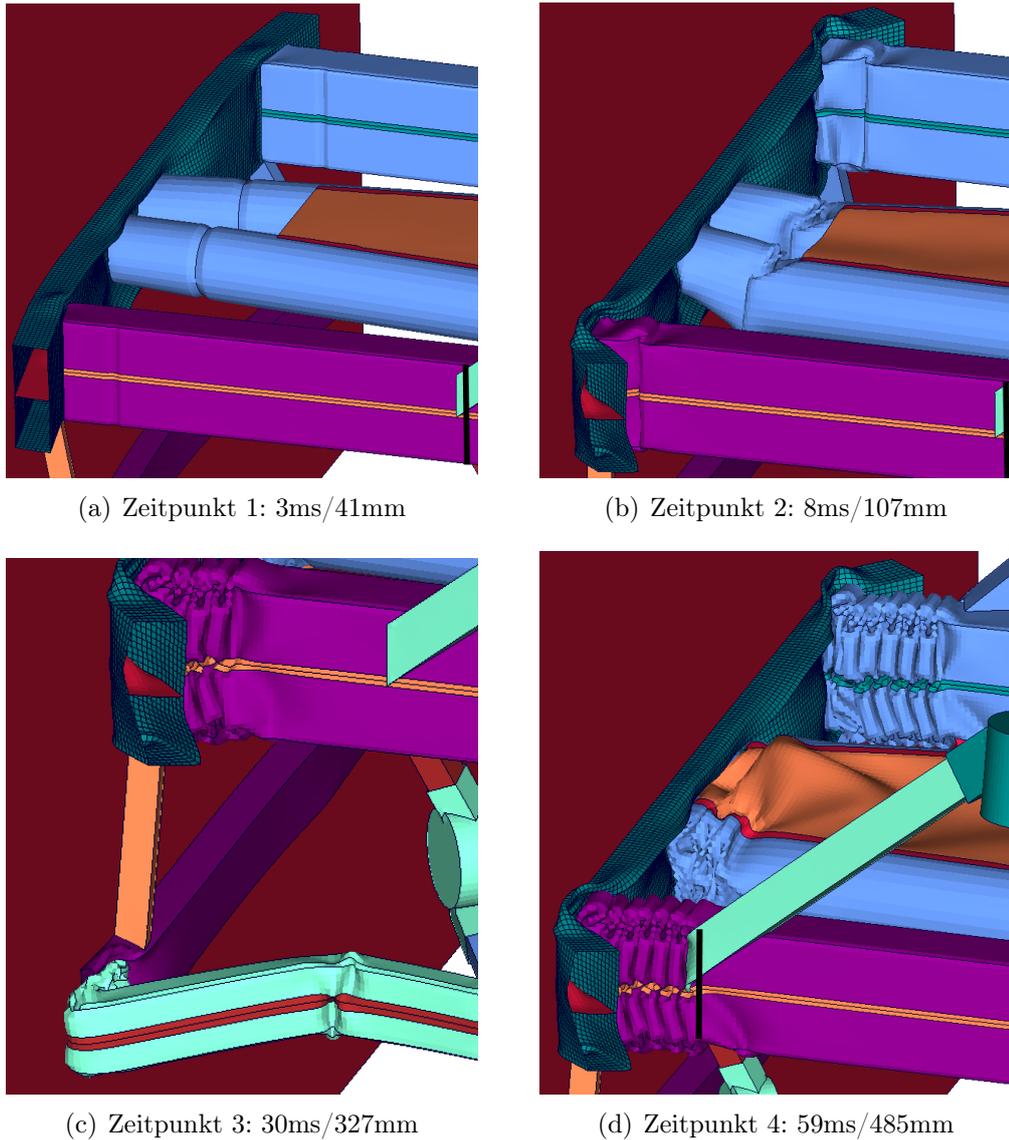


Abbildung 7.15: Markante Punkte der Beschleunigungskurve Konzept 2 im Rigidwall-Crash

Dass das erreichte Kraft-Niveau bei der Verformung des oberen, vorderen Querträgers im Flachbarrieren-Crash im Zeitraum zwischen 20 ms und 40 ms höher ist als beim Pfahlaufprall, lässt sich mit der Anzahl der Deformationsstellen erklären. Während die Verzögerung bei einem Angriffspunkt beim Pfahlaufprall bei ca. 2 g lag, wurde bei der Flachbarriere die doppelte Beschleunigung erreicht.

Auch beim Pfahlaufprall zeichnete sich ein ähnliches Bild ab, wie in Abbildung 7.13 ersichtlich. Zwischen 50 mm und 180 mm war die Verzögerung von Konzept 1 erneut höher. Dadurch war der Deformationsweg von Konzept 1 um ca. 80 mm kürzer.

Auch hier gibt es markante Bereiche, welche anhand von Konzept 1 erläutert werden, jedoch für Konzept 2 wiederum sehr ähnlich sind.

Auffallend war neben dem Einknicken des mittleren Längsträgers bei ca. 80 mm der stets leicht zunehmende Verlauf der Verzögerung. Dieser Verlauf kam durch den Anstieg des Kraft-Niveaus in den oberen, äußeren Längsträger zustande. Während zu Beginn kaum Energie absorbiert wurde, kam es nach dem Knick nach außen und der Versteifung durch die zum Dämpfer laufenden Streben im mittleren Bereich des Längsträgers zum Anstieg des erreichbaren Kraft-Niveaus.

Schließlich ist ein Peak bei 580 mm feststellbar. Die kurzfristig höhere Verzögerung wurde durch die Querstreben zwischen mittlerem und oberen Längsträgern verursacht. Da dann jedoch der äußere Längsträger die zusätzlichen Kräfte in Y-Richtung nicht aufnehmen konnte und wegnickte, sank das Niveau erneut. Die Gesamtdeformation betrug 675 mm.

Konzept 1 mit Rechteckprofil hätte schon zu diesem Zeitpunkt alle Anforderungen erfüllt - jedoch waren noch die Rigidbodies im Modell enthalten, welche das Beschleunigungsniveau durch den höheren Einbezug der äußeren Längsträger erhöhte. Für den Vergleich der beiden Konzepte war dies sinnvoll, da der Vergleich der Ergebnisse ansonsten durch mögliche Unterschiede im kinematischen Verhalten nicht mehr durchgeführt werden hätte können. Für die anschließende Optimierung ist diese Vereinfachung verworfen worden.

Neben der Crash-Performance sollen natürlich auch Gewicht und notwendiger Bauraum beurteilt werden.

Vergleicht man das Gewicht zeigt sich kein großer Unterschied: Konzept 1 ist leichter, jedoch lediglich um 3%.

Ein großer Unterschied bestand bei der Bauraumbetrachtung: Der mittlere Längsträger von Konzept 2 benötigt ein um 33 % höheres Volumen. Ob dieser Raum vom Package benötigt werden würde, kann nicht beurteilt werden. Trotzdem war ein höheres Volumen sowie eine schlechtere Crash-Performance festzustellen, weswegen Konzept 2 an dieser Stelle verworfen und lediglich Konzept 1 weiter optimiert wurde. Tabelle 7.3 fasst die Ergebnisse noch einmal zusammen. Der mittlere Längsträger von Konzept 1 ist mit einem Unterschied von 33,5% deutlich kleiner. Auch bei Gewicht und der Deformation im Pfahl-Lastfall ist es Konzept 2 überlegen. Lediglich die Maximalbeschleunigung ist bei Konzept 2 niedriger. Beide lagen jedoch innerhalb des gesetzten Grenzwertes. Aus diesen Gründen wird Konzept 1 gewählt und anschließend optimiert.

Tabelle 7.3: Auslegungsgrößen Längsträger

Kriterien	Konzept 1	Konzept 2	Delta	Delta [%]	Vorteil
Volumen LT_M [m^3]	0,0132	0,0198	-0,0066	-33,47	1
Gewicht [kg]	23,75	24,51	-0,76	-3,10	1
Verschiebung Pfahl [mm]	675	753	-78	-10,36	1
Max. Beschl. Rigidwall [g]	28,8	26,9	1,9	6,60	2

Kapitel 8

Optimierung des gewählten Konzepts für Crash-Lastfälle

Der nächste Schritt bestand aus der iterativen Verbesserung der Vorderwagen-Karosserie. Hierbei wird als Priorität ein stabiles Verhalten der Lastpfade für Flachbarrieren- und Pfahl-Crashtest gewählt. Dabei ist einerseits eine Faltung ohne unkontrolliertes Abknicken sowie die Benutzung aller Lastpfade für den Energieabbau gemeint. Sobald dieser Zustand erreicht wird, kann im letzten Schritt mittels automatisierter Variablenoptimierung das Gewicht bei gleichbleibender Crash-Performance gesenkt werden. Neben der Auswertung analog zum vorhergegangenen Konzeptvergleich werden nun auch die Kräfte innerhalb der Längsträger für ein besseres Verständnis der Simulationsvarianten ausgewertet. Daher wurden Section-Force-Ebenen in allen Längsträgern definiert und die in X-Richtung wirkende Kräfte ausgewertet. Die Lage der Schnittebenen ist im Anhang in Abbildung A.3 ersichtlich. Da viele Iterationen bis zum Optimum notwendig waren, werden lediglich jene Versionen erwähnt, welche eine große Verbesserung der Performance erzielen konnten.

8.1 Iterative Verbesserung des Crashverhaltens

Im nächsten Schritt wurde das gewählte Konzept schrittweise verbessert und abgeändert, um das Verhalten im Flachbarrieren- und Pfahlaufprall zu verbessern. Im Vordergrund standen dabei Adaptionen der Geometrie, da diese Anpassungen in der automatisierten Variablenoptimierung bei komplexem, nichtlinearem Verhalten wie beim Crash nicht sinnvoll durchzuführen sind. Aus diesem Grund sollen ausgehend von der Basisvariante jetzt wirkungsvolle Optimierungsschritte der Crash-Verhaltens vorgestellt werden.

Variante 1: Basisvariante

Für die Basisvariante der Craschoptimierung wurde das Modell aus dem Konzeptvergleich übernommen und die Rigidbodies zwischen den oberen bzw. unteren Lastpfaden entfernt. Es stellte sich heraus, dass die oberen Rigidbodies keinen Einfluss auf das Crashverhalten hatten. Die unteren Längsträger knicken durch das Fehlen der künstlich eingeführten Querversteifung jedoch stärker weg, wie in Abbildung 8.1 ersichtlich.

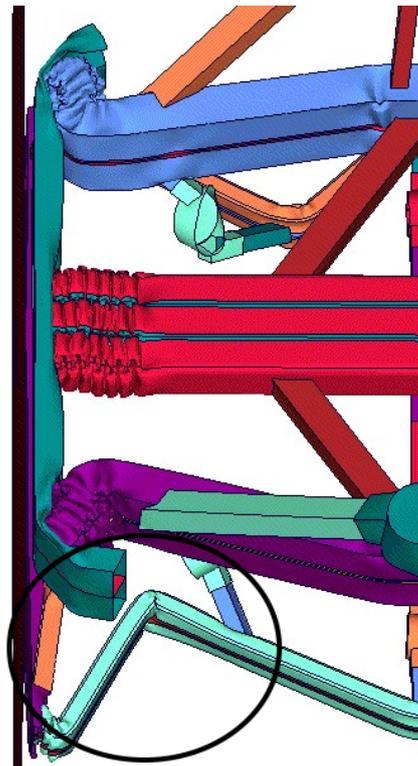


Abbildung 8.1: Deformationsbild von Variante 1

Für den Rigidwall-Lastfall ergab sich eine Maximalbeschleunigung von 29,7 g und ein OLC von 40,43 g. Gegenüber der vorhergegangenen Variante stellt das nur eine kleine Erhöhung dar. Es ist davon auszugehen, dass diese Schwankung durch die Veränderung im Knickverhalten hervorgerufen wurde. Obwohl das Beschleunigungsmaximum nun höher lag, war auch die Gesamtdeformation beim Pfahlaufprall größer als zuvor, was im ersten Moment unlogisch erscheint. Jedoch lässt sich auch diese Änderung auf das Knicken der unteren Längsträger zurückführen, welches im Laufe der Simulation auch ein Knicken der oberen Längsträger herbei führte und so das theoretisch erreichbare Kraftniveau gesenkt wurde.

Der Krafverlauf in den Längsträgern ist in Abbildung 8.2 ersichtlich. Das Knicken der unteren Längsträger ist durch den Kräfteabfall bei ca. 23 ms ersichtlich. Ab 35 ms beginnt auch das Kraft-Niveau der oberen Längsträger zu sinken, da diese ebenfalls einknicken.

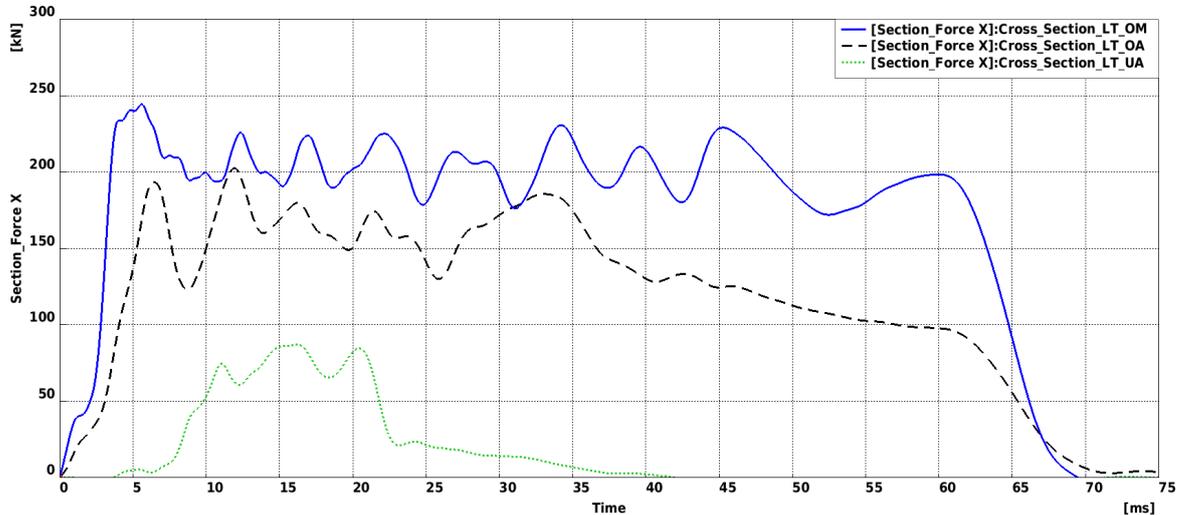


Abbildung 8.2: Kräfteverlauf beim Rigidwall-Aufprall von Variante 1

Beim Pfahlaufprall waren kaum Veränderungen festzustellen. Wie auch schon in den Vergleichsvarianten kam es zu großen Verformungen des Querträgers (siehe Abbildung 8.4), da das Bruchkriterium in der Materialdefinition mit einer Bruchdehnung von 40% sehr großzügig eingestellt wurde. In erster Linie wurde ein hoher Wert verwendet, um im vorhergegangenen Vergleich keine Falschaussagen durch lokale Bruchstellen zu treffen. Während für den Konzeptvergleich dieser Schritt sinnvoll war, sollte während der manuellen Optimierung das Verhalten realistischer gestaltet werden. Durch das Wegfallen des oberen Rigidbodies ist die Verformung des mittleren Längsträgers nicht optimal, da er etwas nach unten einknickt (siehe Abbildung 8.4). Auch diesem Phänomen sollte entgegengewirkt werden, da dadurch unnötig Deformationsweg verschenkt wird.

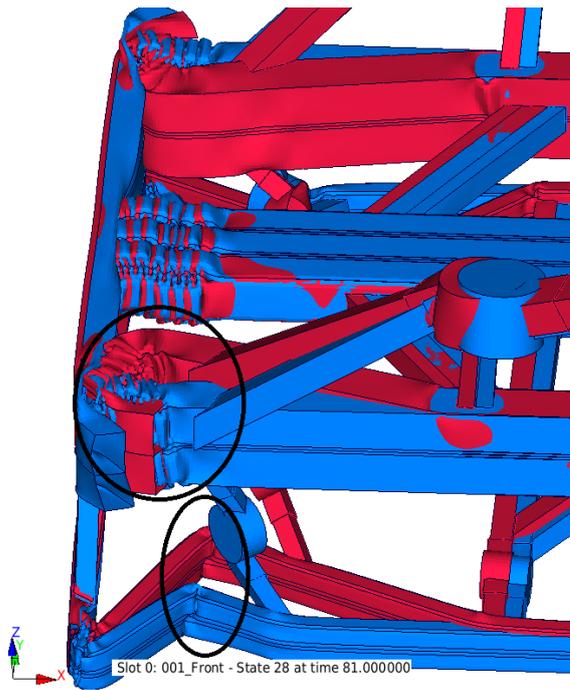


Abbildung 8.3: Vergleich Rigidwall von Vergleichsvariante (blau) zu Basisvariante (rot)

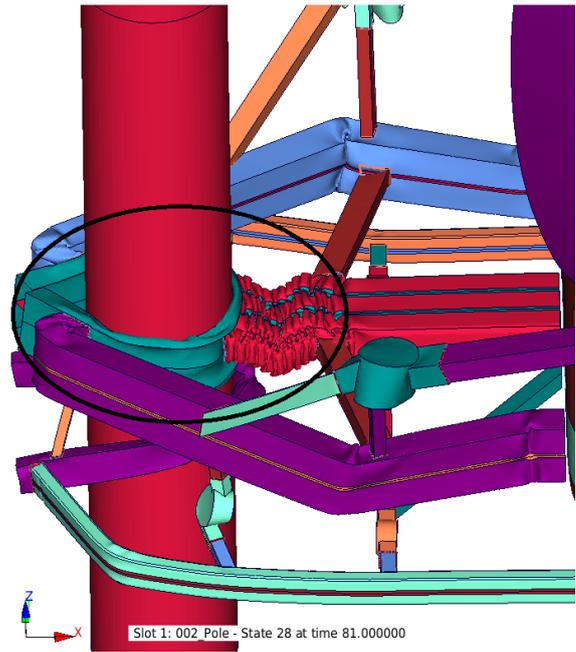


Abbildung 8.4: Endzustand beim Pfahlaufprall der Basisvariante

Eine Auswertung des Kräfteverlaufs in den einzelnen Längsträgern ist auch hier sinnvoll und soll mithilfe von Abbildung 8.5 erfolgen. Den Hauptanteil am Abbau der kinetischen Energie erledigt mit 74% der mittlere Längsträger. Im Bereich zwischen 60 ms und 95 ms sinkt das Kraft Niveau des mittleren Längsträgers durch das bereits erwähnte Abknicken (Siehe 1 in Abbildung 8.5). Da die äußeren Längsträger sowie der untere Längsträger mit lediglich 20% bzw. 6,5% beteiligt sind, sollen sie effektiver gestaltet werden.

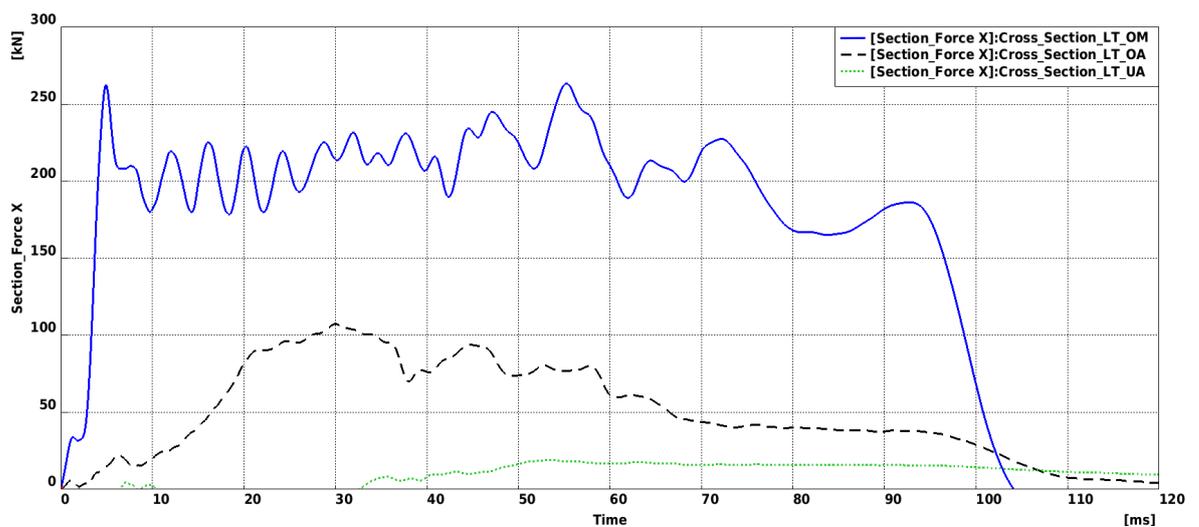


Abbildung 8.5: Kräfteverlauf beim Pfahl-Aufprall von Variante 1

Anpassungen für Variante 2

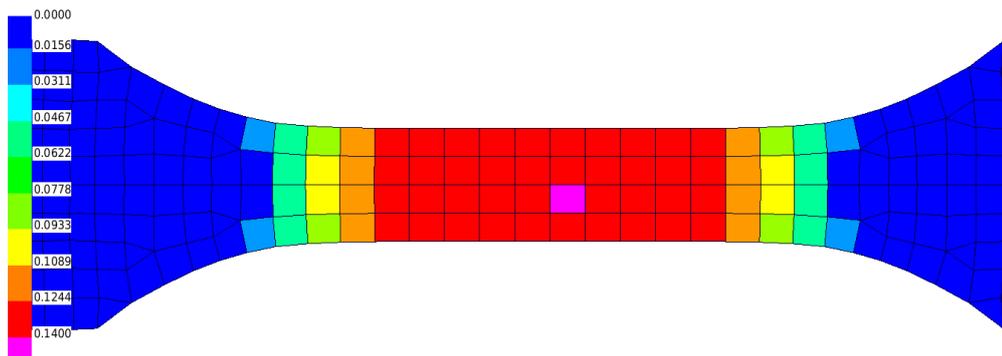
Um das Abknicken der unteren Längsträger zu vermeiden, wurde eine Querstrebe an der Knickposition eingebracht.

Des Weiteren sollte das leichte Abknicken des mittigen Längsträgers mittels Querverstrebungen zu den äußeren Längsträgern verhindert werden. Dadurch wird die freie Länge des mittleren Längsträgers verkürzt und die Gefahr von Knicken gesenkt. Simulationen mit verschiedenen Ausführungsvarianten haben ergeben, dass vertikal ausgerichtete Bleche das gewünschte Verhalten am Besten bewerkstelligen konnten. Durch die Ausrichtung parallel zur Y-Z-Ebene ist ein großes Widerstandsmoment in Z-Richtung gegeben. Des Weiteren stören sie - anders als Rechteckprofile - das kontrollierte Falten des mittleren Längsträgers nicht.

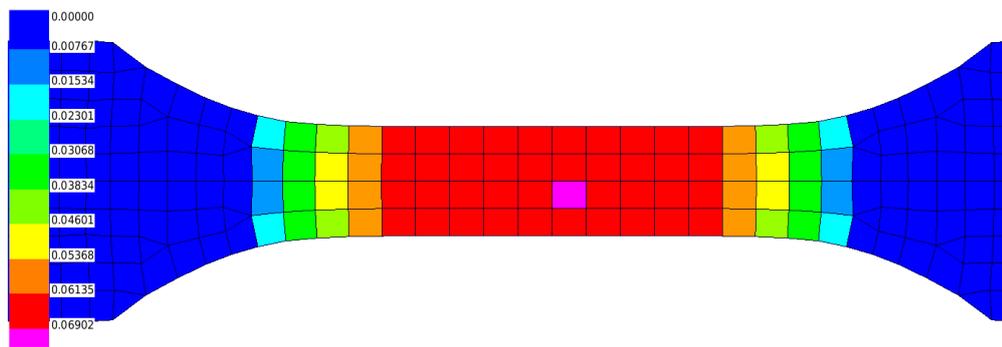
Weiters wurden die Bruchkriterien für alle verwendeten Materialien auf einen realistischen Wert gesenkt. Da dessen Formulierung bei PAM-CRASH über die Einschnürung, also die relative Verdünnung der Shell Elemente in Normalenrichtung, definiert ist, musste der richtige Wert mittels Simulation ermittelt werden. Hierfür wurden die entsprechende Materialien einer genormten Zugprobe zugeteilt und die Auswertung in Animator 4 durchgeführt. Im ersten Schritt wurde jener Zeitschritt im Post-Processor gewählt, bei dem zumindest ein Element die gewollte Dehnung in Zugrichtung besitzt (Pinkes Element in (a) in Abbildung 8.6). Danach wurde die prozentuelle Verdünnung ausgewertet, welche in (b) in Abbildung 8.6 mit ca. 7% ersichtlich ist. Als Wert für das Versagen muss in der Materialkarte also 0,93 eingetragen werden. Abbildung 8.6 zeigt diese Zwischenschritte für eine Bruchdehnung von 14%.

Moderne Aluminiumlegierungen können mittels Wärmebehandlung heutzutage sehr duktil gemacht werden. Da diese Spezialmaterialien in der Automobilindustrie gängig sind, wurden folgende Grenzwerte laut [22] definiert: Für die Längsträger, welche aus einem duktilen Aluminium gefertigt sind, kann eine Bruchdehnung von 14% gewählt werden. Die Grenzwerte aller anderen Profile kann mit 12,5% Bruchdehnung angenommen werden.

Das eingeführte Versagenskriterium führte zum Versagen des oberen, vorderen Querträgers beim Pfahlaufprall (Siehe Abbildung 8.7). Die Verbindung der oberen Längsträger zueinander wurde durch den Bruch unterbrochen und daher konnten die äußeren Längsträger keine Energie mehr absorbieren. Das führte zu einer großen Deformation von 750 mm. Als Gegenmaßnahme wurde die vordere Fläche (1 in Abbildung 8.8) des Querträgers dicker ausgeführt. Ab einer Dicke von 3 mm für den vorderen Bereich und 2 mm für den restlichen Querträger (2 in Abbildung 8.8) blieb die Verbindung der Längsträger über den Querträger intakt. Auch die Wandstärke des unteren Querträgers wurde, um den nun entstandenen Bruchstellen entgegenzuwirken, von 1,5 mm auf 1,7 mm Wandstärke erhöht.



(a) Dehnungen der Zugprobe



(b) Dicke der Shell-Elemente

Abbildung 8.6: Simulation einer Zugprobe für Versagenskriterium

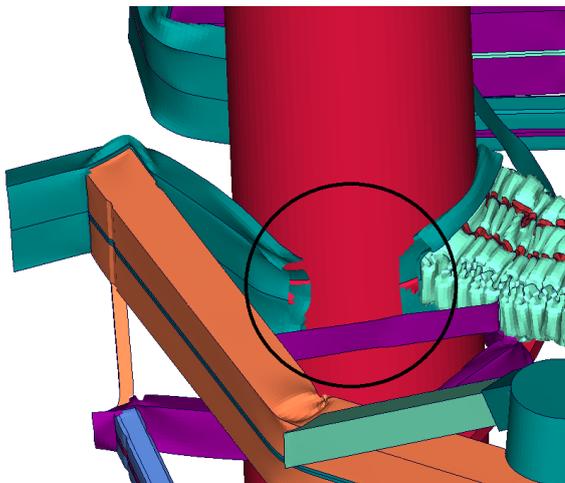


Abbildung 8.7: Riss des oberen Querträgers beim Pfahlaufprall

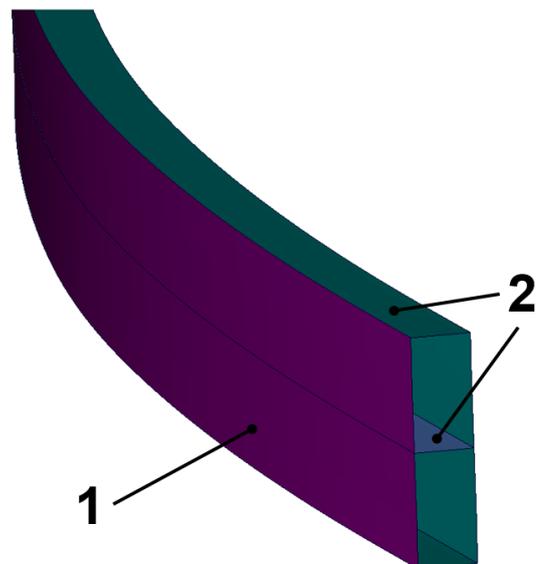


Abbildung 8.8: Übersicht der verschiedenen Dicken im oberen Querträger

Variante 2

Diese Änderungen führten zur ersten Optimierungsvariante. Durch die Schwächung des Vorderwagens aufgrund von neu entstandenen Bruchstellen verlängerte sich der Deformationsweg beim Pfahlaufprall auf 743 mm. Die maximale Verzögerung beim Flachbarrieren-Aufprall blieb dagegen mit 29,7 g gleich. Der OLC erhöhte sich leicht auf 40,63 g.

Beim Flachbarrieren-Crash ließ sich feststellen, dass sich die unteren Längsträger in Y-Richtung verformten (Siehe 1 in Abbildung 8.9). Der linke Längsträger wurde durch das Knicken des neu eingeführten Querträgers zusätzlich nach oben deformiert. Des Weiteren war das Querprofil so dünn ausgeführt, dass es für die Quersteifigkeit nur in geringem Ausmaß beitrug, was auch bei der Übertragung der, durch die fahrdynamischen Lasten auftretenden, Y-Kräfte am Angriffspunkt des vorderen Querlenkers problematisch sein könnte.

Der Pfahlaufprall funktionierte besser als zuvor: Das Verformungsbild ist symmetrisch und der obere, vordere Querträger riss nicht mehr komplett ab. Die verstärkte Frontfläche des Querträgers ermöglichte die Absorption von kinetischer Energie durch die seitlichen Längsträger. Auch die neu eingeführten Versteifungsbleche zwischen mittleren und äußeren Längsträgern half, die äußeren Längsträger beim Energieabbau zusätzlich einzubeziehen (Siehe 2 in Abbildung 8.10). Trotzdem verlängerte sich der Deformationsweg, da sich Bruchstellen in den äußeren Längsträgern bildeten. Auch konnte das in der unteren Lastebene neu eingeführte Querprofil kaum Energie aufnehmen, da es viel zu schwach ausgeführt war und schnell abknickte. Durch das veränderte Bruchkriterium kam es außerdem zum Bruch der unteren Längsträger (Siehe 3 in Abbildung 8.10). Im Kräfteverlauf in Abbildung 8.11 ist das geringe Kraftniveau der äußeren Längsträger ersichtlich.

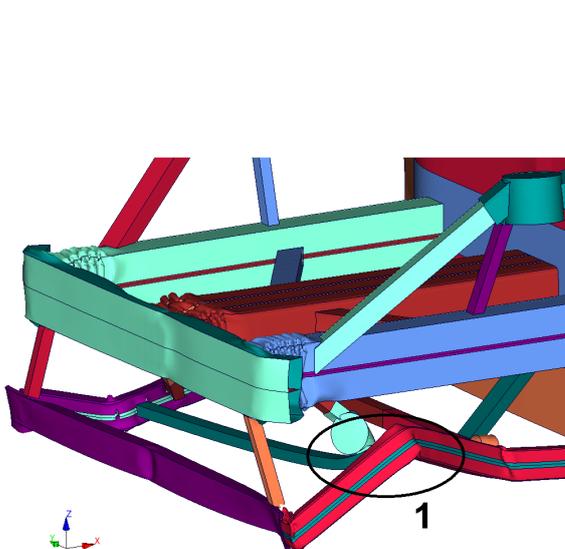


Abbildung 8.9: Endzustand beim Rigidwalaufprall bei Variante 2

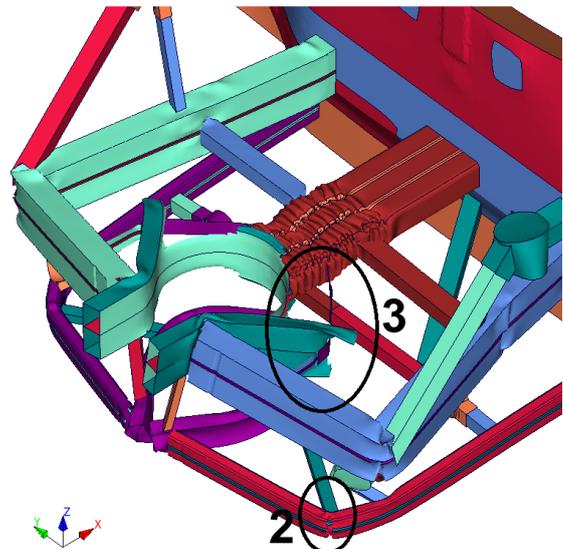


Abbildung 8.10: Endzustand beim Pfahlaufprall bei Variante 2

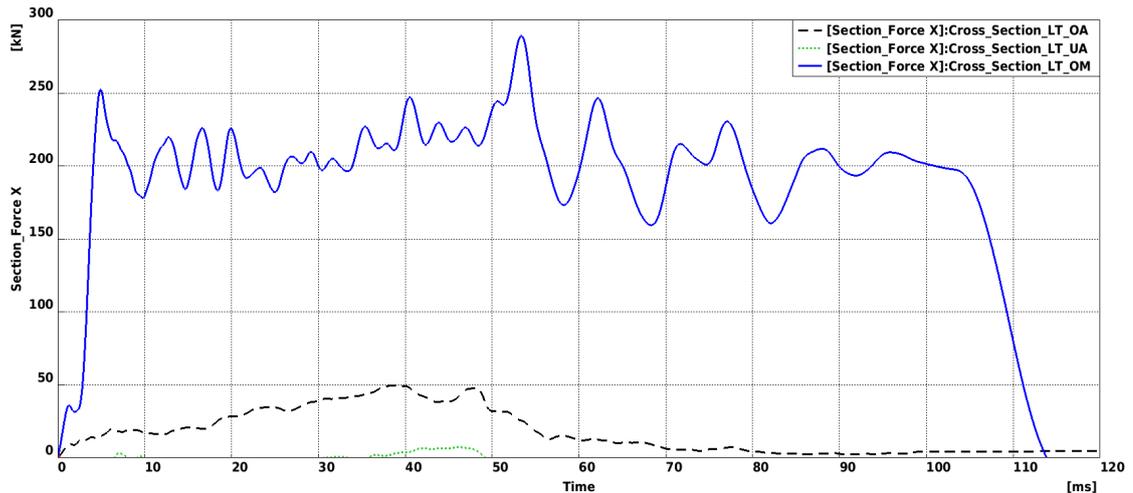


Abbildung 8.11: Kräfteverlauf beim Pfahl-Aufprall von Variante 2

Anpassungen für Variante 3

Für die dritte Variante war die Hauptmaßnahme die Einführung eines massiveren Profils aus EN AW-6061 im unteren Bereich, welches in Abbildung 8.12 dargestellt ist. Dieses sollte einerseits das im Froncrash vorkommende Abknicken minimieren und andererseits als zusätzliche Maßnahme gegen die Pfahlverschiebung dienen. Für ein großes Widerstandsmoment in X-Richtung wurde die längere Seite parallel zur X-Y-Ebene ausgerichtet. Die Abmessungen betragen 100x45x2,5 mm und das Gewicht mitsamt Anbindung 3,4 kg. Für eine Versteifung in Z-Richtung wurde außerdem eine Rippe parallel zur Y-Z-Ebene mit einer Wandstärke von 2 mm eingefügt. Das Profil wurde seitlich mittels Verbindungsstücken an die Längsträger angeschweißt.

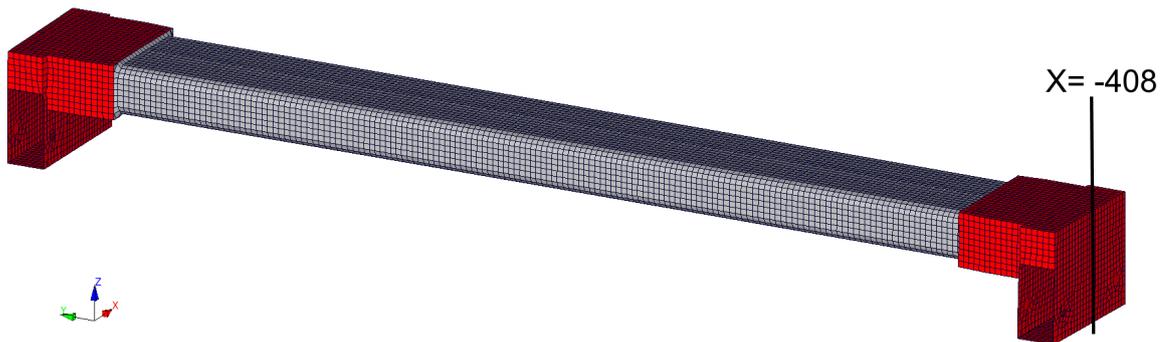


Abbildung 8.12: Geometrie von Querstrebe (grau) und Verbindungsstücke (rot)

In den ersten Iterationen wurde es vor den vorderen Querlenkern positioniert (X-Koordinate der zur Y-Z-Ebene parallelen Versteifungsrippe in der Mitte des Querträgers: -408 mm). Da jedoch an dieser Stelle beim Pfahlaufprall noch hohe Relativgeschwindigkeiten zwischen Fahrzeug und Barriere stattfanden, riss der Querträger ab und konnte nicht viel zur Verzögerung beitragen. Um diese Relativgeschwindigkeit weiter zu senken, wurde außerdem der untere vordere Querträger verstärkt, welcher nun 2,5 mm dick war. Diverse Versteifungen zwischen oberem Querträger und mittlerem Längsträger konn-

ten zwar den Deformationsweg beim Pfahlaufprall etwas verkleinern, erhöhten jedoch gleichzeitig die Maximalverzögerung in einem viel größeren Ausmaß.

Variante 3

Mithilfe des verstärkten Querträgers und dessen Positionsanpassung konnten weitere Verbesserungen erzielt werden. Während die maximale Verzögerung mit 30 g nun genau an der zulässigen Grenze lag, konnte gleichzeitig die Verschiebung beim Pfahlaufprall-Crash auf 726 mm gesenkt werden. Der OLC sank auf 40,19 g. Da, obwohl einige Maßnahmen zur Steigerung des Kraft-Niveaus bei den äußeren Längsträgern umgesetzt wurden, die Verschiebung noch deutlich über dem Grenzwert lag, mussten andere Maßnahmen ergriffen werden.

Wie in Abbildung 8.13 ersichtlich, ist das Kraft-Niveau des mittleren Längsträgers im Pfahlaufprall mit Abstand am größten. Die unteren Längsträger können bis ca. 35 ms kaum Kraft übertragen. Die unteren Querträger waren nach wie vor ziemlich schwach ausgelegt und knickten recht früh. Bei ca. 35 ms kommt der untere, vordere Querträger mit dem neuen Querprofil in Kontakt. Erst ab diesem Zeitpunkt wird durch den Längsträger Kraft in X übertragen. Bei 55 ms bricht der neue Querträger aus Abbildung 8.12 an der hinteren Stelle, wodurch das Kraft Niveau wieder etwas absinkt.

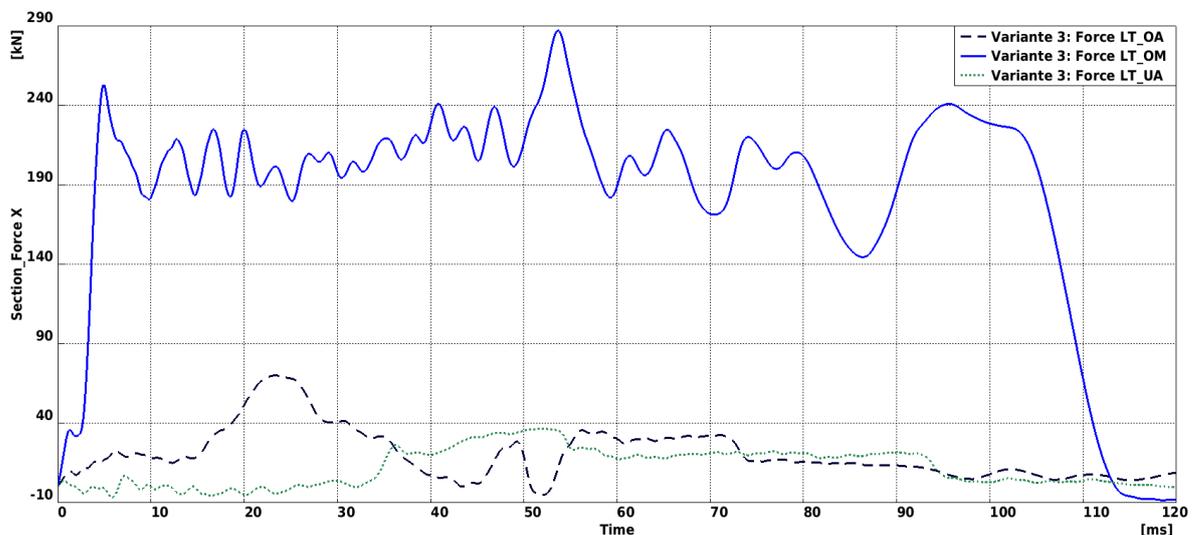


Abbildung 8.13: Kräfteverlauf der Längsträger beim Pfahlaufprall bei Variante 3

Aus diesen Gründen soll nun im nächsten Schritt die Umwandlung der kinetischen Energie durch den mittleren Längsträger noch weiter erhöht werden.

Anpassungen für Variante 4

Der erste Versuch zur Steigerung des Kraft-Niveaus bestand aus der Erhöhung der Steifigkeit des vorderen, oberen Querträgers. So sollte während dessen Deformation bereits mehr Energie abgebaut werden. Jedoch stellte sich heraus, dass diese Maßnahme

nur minimale Veränderungen mit sich brachte.

Aus diesem Grund wurde der obere Querträger stattdessen schmaler in Y-Richtung gestaltet. So kam es schneller zur Deformation des mittleren Längsträgers. Jedoch reichte diese Änderung nicht aus, die Deformation in einen akzeptablen Bereich abzusenken. Da auch andere Möglichkeiten ausgeschöpft waren, konnte lediglich noch die Wandstärke des mittleren Längsträgers erhöht werden. Diese wurde um 0,1 mm auf 2,9 mm angehoben.

Variante 4

Obwohl der mittlere Längsträger nun steifer ausgelegt war als in der vorherigen Variante, sank die Maximalbeschleunigung beim Rigidwall-Lastfall von 30 g auf 29,8 g. Auch der OLC sank auf 40,02 g. Grund hierfür ist die Verschiebung der Kraftkurven durch die neue Geometrie des oberen Querträgers. Mithilfe von Abbildung 8.14 lässt sich diese Begründung beweisen:

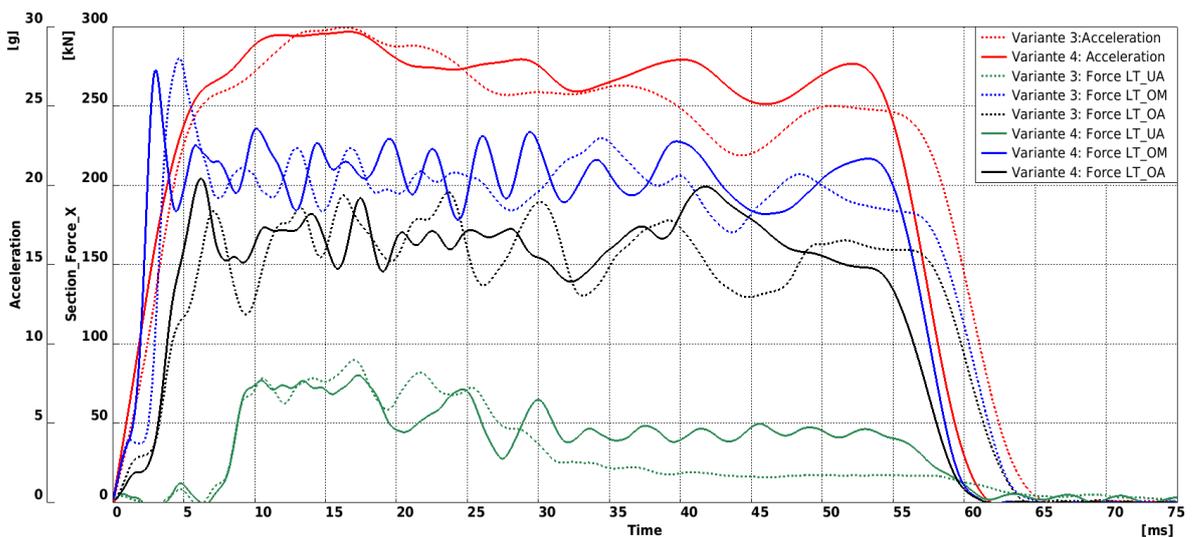


Abbildung 8.14: Vergleich Beschleunigungsverlauf und Kräftevergleich von Variante 3 und Variante 4

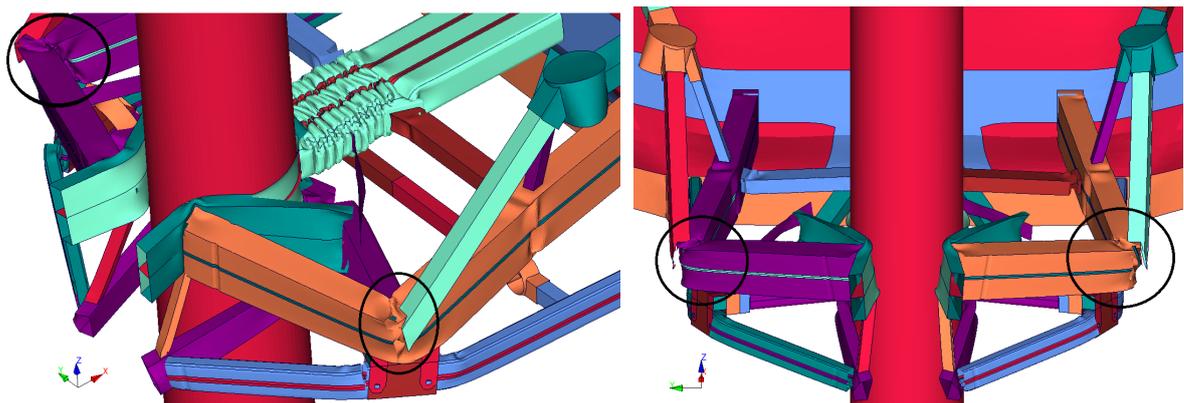
Die Maximalbeschleunigung trat bei beiden Varianten bei ca. 18 ms auf. Zu diesem Zeitpunkt waren alle Längsträger voll in Kontakt mit der Barriere, danach fiel das Kraftniveau der unteren Längsträger ab, da sie begannen, nach außen wegzucknicken. Auffällig war die unterschiedliche Länge des Beschleunigungsplateaus zwischen 10 ms und 18 ms. Während sich bei Variante 3 das Verzögerungsplateau nur zwischen 14 ms und 18 ms erstreckt, beginnt es bei Variante 4 schon bei 11 ms. Auch diese Feststellung lässt sich mit dem in X-Richtung schmälere Querschnitt des Querträgers erklären. Des Weiteren fand der Kraftaufbau in den oberen Längsträgern schneller statt: Während beim oberen, mittleren Längsträger bei 2 ms in Variante 3 noch ein kurzzeitiger Rückgang der Beschleunigung ersichtlich ist, ist dieser nun nicht mehr vorhanden. Auch das erste Kraftmaximum, bei dem die Faltung beginnt, ist nun bereits bei 3 ms zu

finden. Der Längsträger der Variante 3 beginnt erst bei ca. 5 ms mit der Faltung. Der schnellere Eingriff der Längsträger senkte auch den OLC-Wert noch weiter. In den ersten 65 mm nimmt die Geschwindigkeit des Fahrzeugs stärker ab als in der vorhergegangenen Variante. Aus diesem Grund nahm auch die auf den Dummy wirkende Beschleunigung im Bereich zwischen 65 mm und 300 mm ab.

Bei den oberen, äußeren Längsträgern konnte selbiges betrachtet werden. Durch die früh einsetzende Verzögerung ist die kinetische Energie zum Zeitpunkt des Eingriffs der unteren Längsträger bereits geringer.

Auffallend ist auch die Veränderung des hinteren Plateaus der unteren Längsträger. Durch die Anpassung der Geometrie des oberen Querträgers musste die Neigung der vorderen Steher etwas abgeändert werden. Das verbesserte das Falten der unteren Längsträger, welche daher ein höheres Kraftniveau aufbauen konnten.

Auch beim Pfahlaufprall konnten die Änderungen die Performance verbessern: Dank der Stärkung des mittleren Längsträgers ist das Verzögerungsniveau höher. Aus diesem Grund konnte die Verschiebung auf 687 mm gesenkt werden. Durch eine weitere Aufdickung dieses Längsträgers könnte dieser Wert wahrscheinlich nochmals gesenkt werden, jedoch ist anzunehmen, dass dann die Beschleunigung beim Rigidwall-Aufprall trotz dünnerem Querträger den Grenzwert überschreiten würde. Stattdessen wäre es sinnvoll, die äußeren Längsträger noch besser zu beanspruchen. Möglich wäre beispielsweise das, in Abbildung 8.15 ersichtliche, starke Knickverhalten der oberen, äußeren Längsträger zu verkleinern und somit das Kraftniveau zu erhöhen. Versteifungen sollen dem entgegenwirken.



(a) Variante 4: Seitenansicht beim Pfahlaufprall (b) Variante 4: Frontansicht beim Pfahlaufprall

Abbildung 8.15: Markante Punkte der Beschleunigungskurve Concept 1 im Rigidwall-Crash

Anpassungen für Variante 5

Eine effektive Möglichkeit zur Versteifung eines Profils ist das Anbringen eines steifen Bleches an dessen Außenseite. In der ersten Iteration wurden sie an der Innenseite an

der Stelle der Knickung in Variante 4 (Siehe auch Abbildung 8.15) der äußeren, oberen Längsträger angebracht. Obwohl ein verbessertes Verhalten für den Pfahlaufprall mit einer Deformation von nur 665 mm erzielt werden konnte, stieg das Beschleunigungsmaximum im Flachbarrieren-Crash auf 33,8 g. Grund dafür war die anfangs zu weit vorne festgelegte Position der Versteifungsbleche: Die Bleche kamen in Kontakt mit der Barriere und sorgten für eine große zusätzliche Versteifung in X-Richtung. Deshalb wurden im nächsten Schritt sowohl die Versteifungsbleche, als auch die Positionierung der Anschlagpunkte am Längsträger der Diagonalstrebe zwischen den oberen, äußeren Längsträgern und Dämpferaufnahmen nach hinten verschoben.

Zusätzlich wurden die Wandstärken des oberen Querträgers leicht variiert, um das Zusammenspiel der Längsträger beim Pfahlaufprall noch etwas zu verbessern.

Variante 5

Das Ergebnis dieser Anpassungen soll als Endergebnis der Crash-Optimierung betrachtet werden. Die Maximalbeschleunigung lag bei 29,8 g, der OLC bei 40,11 g und die Maximaldeformation bei 685 mm. Der Endzustand beider Lastfälle ist in Abbildung 8.16 ersichtlich.

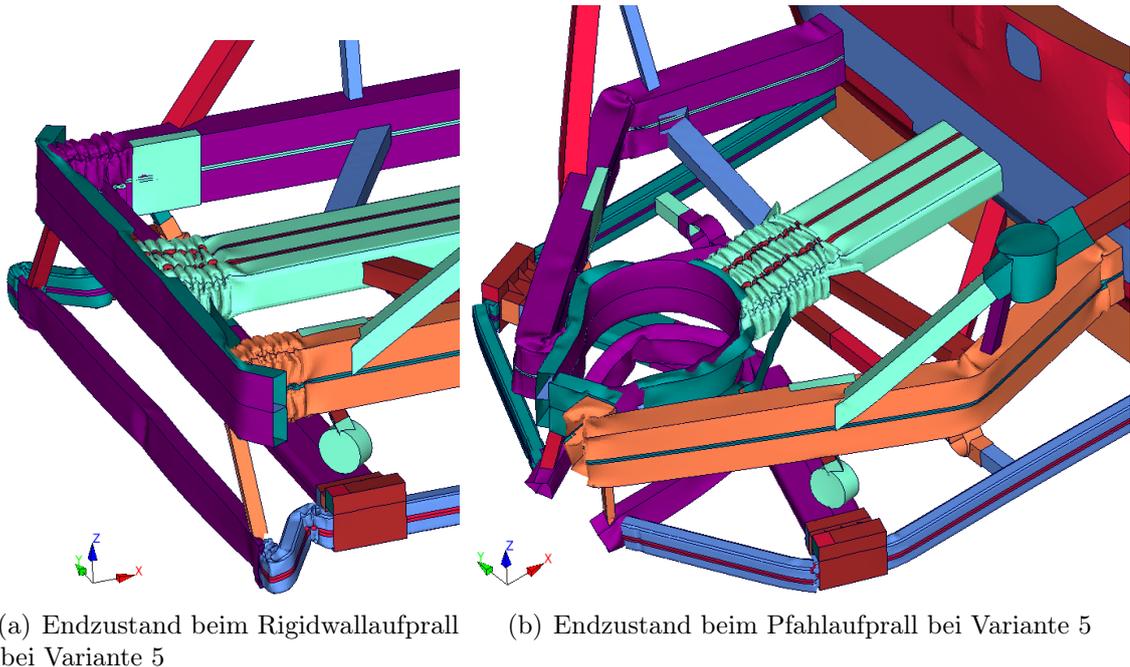


Abbildung 8.16: Deformation von Variante 5

Das Deformationsverhalten beider Lastfälle war nun als zufriedenstellend zu bewerten: Beim Frontcrash wurde ein hohes Verzögerungsniveau erreicht, welches jedoch gleichzeitig auch unter dem gesetzten Grenzwert von 30 g blieb. Alle Längsträger wurden über die gesamte Crashdauer hinweg gleichmäßig beansprucht, wie in Abbildung 8.18 ersichtlich. Nur das Niveau der unteren, äußeren Längsträger fiel durch die Knickung etwas ab.

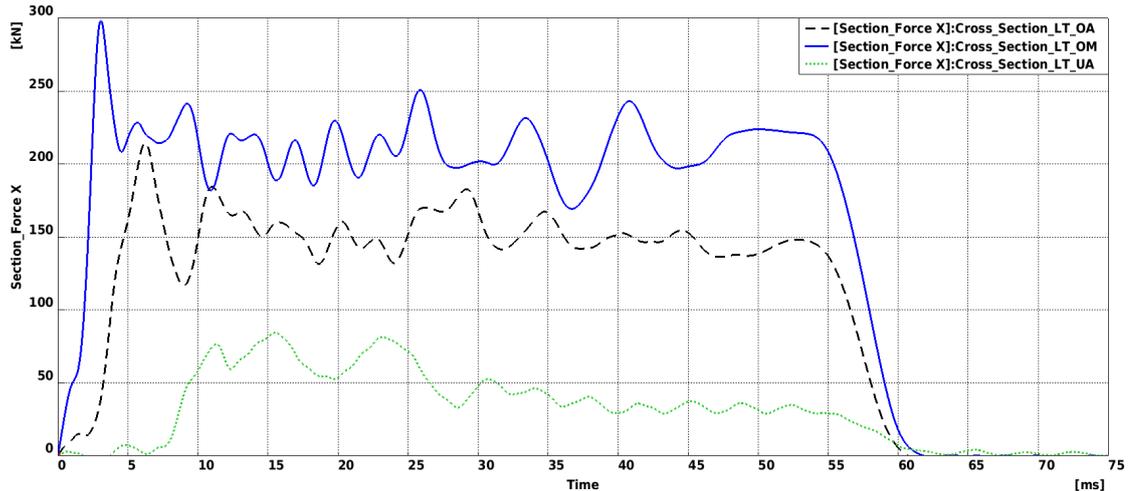


Abbildung 8.17: Kräfteverlauf beim Rigidwall-Aufprall von Variante 5

Die Kraftverläufe sind in Abbildung 8.18 ersichtlich. Beim Pfahlaufprall knickten die oberen, äußeren Längsträger jetzt weiter hinten und konnten bis zum Knickzeitpunkt bei ca. 50 ms mehr kinetische Energie absorbieren. Der Großteil der Energie wurde jedoch noch immer durch den mittleren Längsträger abgebaut. Dessen Sprung bei der X-Kraft zwischen 50 ms und 60 ms ist auch auf diese Knickung und die Kraftweiterleitung in Y-Richtung zurückzuführen.

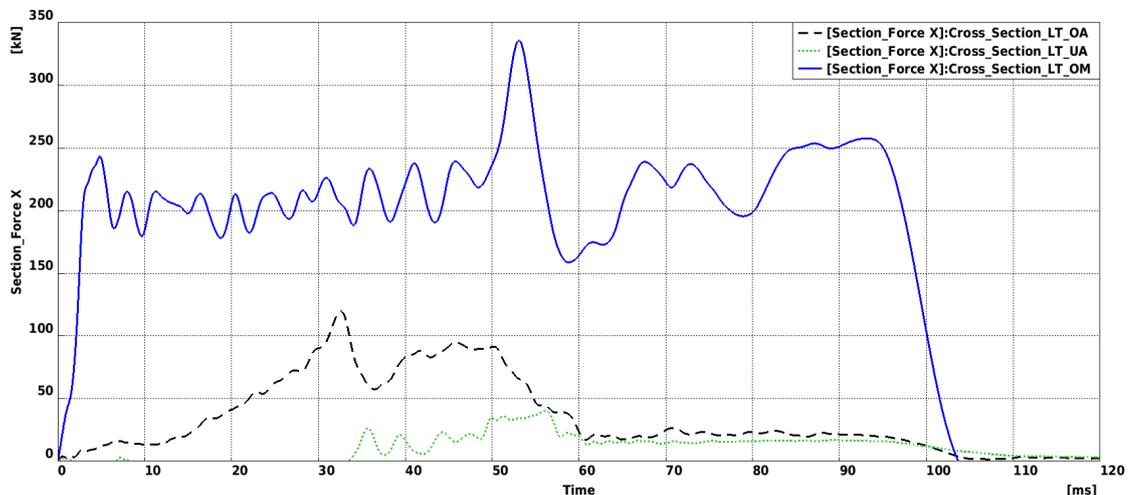


Abbildung 8.18: Kräfteverlauf beim Pfahl-Aufprall von Variante 5

Das gesamte Modell verhielt sich symmetrisch, was auf eine gute Modellierung und realistisches Verhalten hindeutet.

Da die Performance nun zufriedenstellend war, wurde der prinzipielle Aufbau des Vorderwagens, also die Positionen, Abmaße und Materialien aller Profile nicht mehr geändert. Im nächsten Schritt wurde eine automatisierte Variablenoptimierung durchgeführt, bei welcher die Wandstärken der relevanten Teile variiert und eine Gewichtsreduzierung bei gleichbleibender Crash-Performance erzielt werden sollte.

Kapitel 9

Wandstärkenoptimierung mittels automatischer Parameteroptimierung

Der nächste Schritt soll dazu dienen, durch Wanddickenanpassungen das Crashverhalten noch weiter zu verbessern und gleichzeitig das Gewicht zu senken. Aus den besten Varianten soll schließlich jene ausgewählt werden, welche das Optimum zwischen Maximalbeschleunigung beim Rigidwall-Crash, Maximaldeformation beim Pfahlaufprall und Gewicht darstellt. Für jeden dieser drei Werte wird der prozentuelle Unterschied zwischen den Varianten berechnet. Diese Prozentzahlen werden verglichen, addiert und so die beste Variante bestimmt. Zur Steigerung der Effizienz ist es sinnvoll, eine Software zu verwenden, die Parametervariation, Berechnung und Auswertung automatisiert durchführt. Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Programm ist HyperStudy von Altair [5]. Es bietet eine große Zahl an Optimierungsalgorithmen und Auswertungsmöglichkeiten, wie beispielsweise die Möglichkeit Metamodelle zu erstellen [6]. Ein wichtiges Auswahlkriterium war die direkte Kopplung mit PAM-CRASH über ein, bereits in vorherigen Projekten von der csi Entwicklungstechnik GmbH erstelltes, Skript.

Für die Grundauslegung einer Vorderwagen-Karosserie ist eine Beschränkung auf die Variation der Wandstärken sinnvoll. Andere Schritte, wie die Optimierung der Geometrie durch automatische Anpassungen der Abmaße, sind für die frühe Grundauslegung wenig sinnvoll und werden bei der vorgestellten Methodik nicht berücksichtigt.

9.1 Theoretische Grundlagen der Parameteroptimierung

Im folgenden sollen die beiden verwendeten Algorithmen aus HyperStudy kurz vorgestellt werden.

Bei mathematischen Optimierungen wird meist das Minimum bzw. das Maximum einer Funktion gesucht. Hierfür muss zuerst die Funktion selbst oder ausreichend Stützstellen

für eine Approximation bekannt sein. Extremstellen erhält man durch Nullsetzung der ersten Ableitung. Ob es sich um ein Minimum oder Maximum handelt, kann mit der zweiten Ableitung erkannt werden. Bei einem Minimum ist der Funktionswert der zweiten Ableitung positiv, bei einem Maximum negativ.

Des Weiteren muss zwischen lokalen und globalen Extremstellen unterschieden werden. Der Unterschied ist in Abbildung 9.1 ersichtlich.

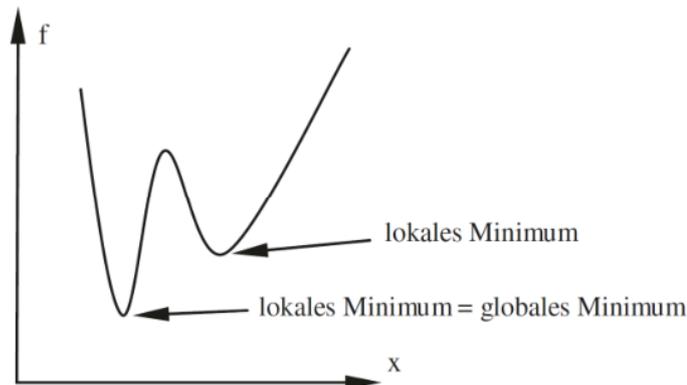


Abbildung 9.1: Lokale und globale Minimas [46, S. 48]

Meistens wird nach dem globalen Minimum einer Funktion gesucht. Es empfiehlt sich, die gewonnenen Ergebnisse zu hinterfragen, da es sich nur um ein lokales Extremum handeln könnte. Deshalb sollten mehrere verschiedene Algorithmen verwendet und deren Ergebnisse miteinander verglichen werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Varianten der Response Surface Method (RSM) zur Findung der optimalen Wanddickenkonfiguration verwendet: Die Adaptive Response Surface Method (ARSM) sowie die Global Response Surface Method (GSRM). Bei der RSM handelt es sich um eine heuristische Herangehensweise, welche anhand von bekannten Punkten eine unbekannte Funktion approximiert. Die Lage dieser Punkte wird zuerst strategisch geplant und dann das Ergebnis dieses Punktes berechnet. Mithilfe der nun bekannten Ergebnisse wird ein mathematisches Modell erstellt, der Response Surface. Dieser ermöglicht die Gewinnung von zusätzlichen Informationen und die Findung von Zusammenhängen zwischen den einzelnen Parametern [55]. Besonders bei einer großen Anzahl von Parametern ist die Findung des Optimums ohne Computerunterstützung sehr schwierig zu realisieren.

Der ARSM (Adaptive Response Surface Method) Algorithmus erstellt Response Surfaces und passt sie mithilfe neu berechneter Punkte stetig an. Dabei wird nach jeder Iteration das Ergebnis aus Response Surface und exakter Berechnung verglichen und aus diesen Informationen Anpassungen vorgenommen. Zudem wird der Untersuchungsraum schrittweise verkleinert [54]. Vorteilhaft ist die Schnelligkeit des Algorithmus, jedoch besteht die Gefahr, dass lediglich ein lokales Minimum gefunden wird. Grund hierfür

ist das Merkmal des Algorithmus, dass nur auf Basis der manuell gesetzten Startwerte optimiert und nicht der gesamte Design Space untersucht wird. [34]

Der GSRM (Global Response Surface Method) Algorithmus wurde in Hyperstudy 12 implementiert und soll höhere Effizienz für eine große Anzahl an Design Variablen bieten. Auch wird im ersten Schritt, anders als bei der ARSM, der komplette Design Space analysiert, um die Gefahr der Findung von lokalen Minimas zu minimieren. Hierzu werden entweder 20, oder $N+2$ (N =Anzahl der Design-Variablen) Punkte und mehrere Response Surfaces erstellt. In allen weiteren Iterationen wird einerseits eine Optimierung der erstellten Response Surfaces durchgeführt, andererseits werden weiterhin einige neue globale Punkte berechnet, um eventuell noch nicht gefundene Minimas zu entdecken.[41]

9.2 Definition der Optimierungsparameter

Der erste Schritt bestand in der Definition der Rechenmodelle und die Auswahl des zu verwendeten Solvers.

Die im ASCII-Format vorliegenden PAM-CRASH Input-Dateien werden in HyperStudy eingelesen und können in einem internen Text Editor bearbeitet werden. In diesem Editor müssen die zu optimierenden Parameter festgelegt und optional Zusammenhänge zwischen ihnen als Randbedingung angegeben werden. Insgesamt wurden 44 Parameter definiert, also 22 pro Lastfall. Weiters waren 8 davon um die X-Z-Ebene symmetrisch, welche mit `_sym` gekennzeichnet wurden. Die 14 verbleibenden Parameter sind in Abbildung 9.2 dargestellt, deren Parameterbereich kann in Tabelle 9.1 abgelesen werden. Des Weiteren wurde festgelegt, dass jene Bereiche der Längsträger, an denen sich Querrippen befinden, 0,1 mm (bei `LT_UA`) bzw. 0,2 mm (bei `LT_OA`) dicker ausfallen, um örtliche, durch die Fertigung entstandene, Radien abzubilden. Diese wurden mit `_rib` bezeichnet. Die in Abbildung 9.2 dunkelgrau dargestellten Bauteile fanden keine Berücksichtigung in der Variablenoptimierung, da sie auf das Crash-Verhalten keinen direkten Einfluss hatten. Ausnahme davon stellt der mittlere Längsträger dar, dieser wurde aber ignoriert, da eine geringere Wandstärke für die Erfüllung des Grenzwertes im Pfahlaufprall nicht ausgereicht hätte, wie bereits in Kapitel 8 festgestellt wurde. Auch eine Erhöhung war nicht notwendig, da die einzuhaltenden Grenzwerte eingehalten werden konnten und eine Erhöhung das Gewicht unnötig erhöhen würde.

Für die Berücksichtigung der Fertigbarkeit wurde weiters festgelegt, dass die Abstufung der Wanddicken 0,1 mm nicht unterschreiten durfte.

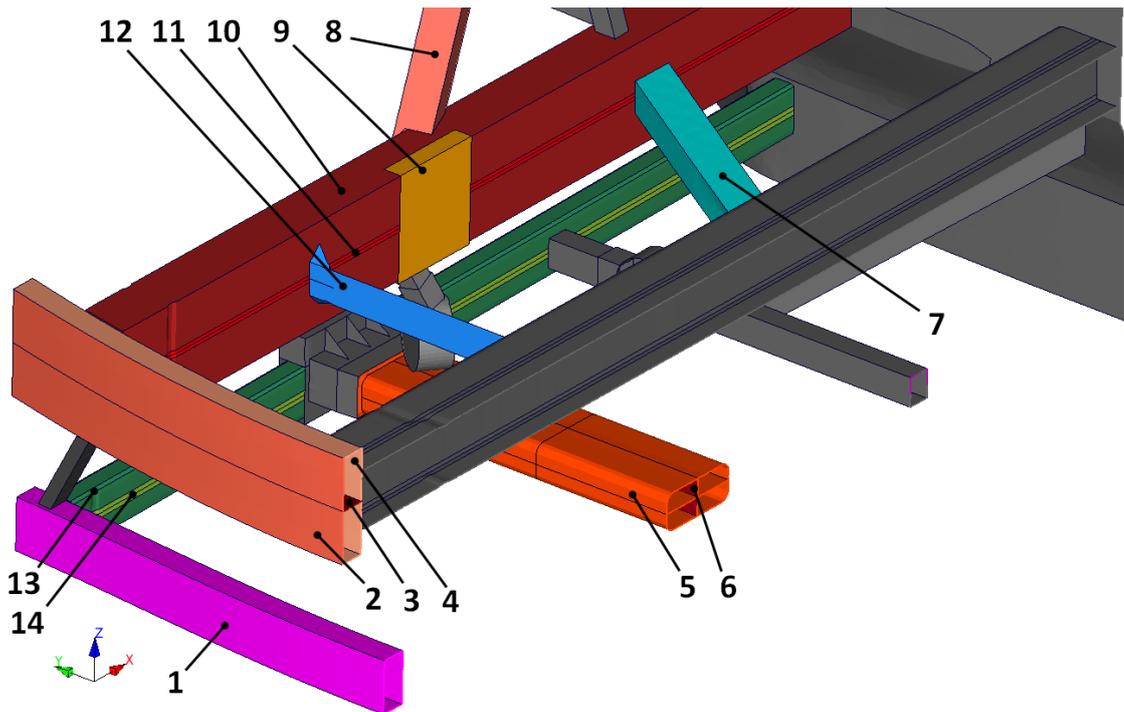


Abbildung 9.2: Parameter für die Variablenoptimierung

Tabelle 9.1: Parameter für die Variablenoptimierung

Nr.	Bezeichnung	Min	Start	Max	Beziehung
01	Bumper_subframe	1,6	1,8	2,2	
02	Bumper_thic	2,5	3	3,5	
03	Bumper_rib	1,7	2	2,5	
04	Bumper_rest	1,6	1,8	2,5	
05	Profile_hor_bot	1,8	2,5	3,2	
06	Profile_hor_bot_rib	1,6	2	2,7	
07	Profile_hor_top	2,2	2,5	2,8	
08	Profile_diag_damp	1,5	2	2,5	
08a	Profile_diag_damp	1,5	2	2,5	Profile_diag_damp
09	Sheet_strength	2	3	3,5	
09a	Sheet_strength	2	3	3,5	Sheet_strength
10	LT_OA	1,7	2	2,5	
10a	LT_OA_sym	1,7	2	2,5	LT_OA
11	LT_OA_rib	1,9	2,2	2,7	LT_OA + 0,2
11a	LT_OA_rib_sym	1,9	2,2	2,7	LT_OA_rib
12	Sheet	2,5	3	3,5	
12a	Sheet_sym	2,5	3	3,5	Sheet
13	LT_UA	1,4	1,6	2	
13a	LT_UA_sym	1,4	1,6	2	LT_UA
14	LT_UA_rib	1,5	1,7	2,1	LT_UA + 0,1
14a	LT_UA_rib_sym	1,5	1,7	2,1	LT_UA_rib

Das Ziel der Optimierung ist die Minimierung der Masse unter Einhaltung der Maximalwerte für Beschleunigung und Deformation. Anzumerken ist an dieser Stelle, dass in der extrahierten Masse auch der Pfahl-Impaktor enthalten war, das aber für das Ziel der Massenminimierung keinen Unterschied macht. Für die Endauswertung der besten Varianten wurde das Gewicht des Impaktors abgezogen.

Für die Auswertung von Beschleunigung und Deformation wurde der Maximalwert von Beschleunigung bzw. Verschiebung des CoG-Knoten extrahiert. Für die Auswertung der Beschleunigung mussten noch zusätzliche Rechenoperationen durchgeführt werden. Das Beschleunigungssignal wurde mit einem SAE 60 Filter nachbearbeitet.

9.3 Ergebnisse des ARSM Algorithmus

Der ARSM-Algorithmus benötigte insgesamt 41 Iterationen um zu konvergieren. Diese sind im Anhang in Tabelle A.8 ersichtlich. Bei den ersten 13 Iterationen wurde jeweils nur ein Parameter von der Software verändert, sodass der Algorithmus erste Zusammenhänge für den Response Surface ermitteln konnte. Da immer nur ein Parameter variiert wurde, blieb die Masse in diesen ersten Iterationen relativ konstant. Bei Maximalbeschleunigung und Maximaldeformation waren ein paar Veränderungen erkennbar. Auch fiel auf, dass der Algorithmus die Randbedingung, dass die Werte der Blechdicken nur Vielfache von 0,1 mm sein dürfen, ignorierte. Ein Grund hierfür konnte nicht gefunden werden.

Weil die Software zu Beginn jeweils nur einen Parameter variierte, ist eine Sensitivitätsanalyse möglich. Daher sollen die ersten 13 Iterationen analysiert und so ein besseres Verständnis über die Auswirkungen der einzelnen Wandstärken gewonnen werden. Deren Parameter sind in Tabelle 9.3 dargestellt.

Tabelle 9.3: Zusammenfassung Ergebnisse des ARSM Algorithmus: Werte der Parameter **P** der Varianten **V**

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V1	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,16	29,84	685,51
V2	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,33	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,25	29,08	685,47
V3	1,80	3,00	2,00	2,10	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,30	28,58	671,54
V4	2,10	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,30	29,51	679,55
V5	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,80	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,24	29,28	682,17
V6	1,80	3,00	2,33	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,18	28,96	689,76
V7	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,50	1,60	1,70	29,19	29,29	687,35
V8	1,80	3,50	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,31	29,36	685,07
V9	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,50	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,21	29,95	682,38
V10	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,86	1,96	29,52	30,69	685,40
V11	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,33	2,53	3,00	1,60	1,70	29,93	32,70	689,49
V12	1,80	3,00	2,00	1,80	2,91	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,49	29,47	680,30
V13	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,33	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,18	29,84	682,44
V34	1,80	2,80	1,83	2,10	2,24	1,99	2,50	1,98	3,00	1,83	2,03	2,93	1,45	1,55	28,33	28,80	680,17
V34a	1,80	2,80	1,80	2,10	2,20	2,00	2,50	2,00	3,00	1,90	2,10	3,00	1,50	1,60	28,33	28,34	677,72
V41	1,74	2,70	1,79	2,19	2,10	1,88	2,44	1,88	2,85	1,91	2,11	3,03	1,40	1,50	28,29	28,78	686,64
V41a	1,70	2,80	1,80	2,20	2,10	1,90	2,40	1,90	3,00	1,90	2,10	3,00	1,40	1,50	28,29	28,59	683,69

Variante 1 ist die Basisvariante, bei der die zuvor festgelegten Startwerte benutzt wurden. Sie bildet die Grundlage der Optimierung.

Bei Variante 2 wurde die Dicke der zur Dämpferaufnahme diagonal verlaufenden Streben (8 in Abbildung 9.2) 0,33 mm erhöht. Es konnte lediglich eine kleine Senkung der Maximalbeschleunigung festgestellt werden. Aus diesem Grund spielt dieser Parameter eine untergeordnete Rolle.

Bei Iteration 3 wurde der obere Querträger 0,3 mm dicker ausgeführt. Diese Änderung senkte die Maximalbeschleunigung um mehr als 1 g und die Deformation um 14 mm. Dieser Parameter scheint also einen guten Einfluss auf die Grenzwerte bei den Crash-Simulationen zu haben und wird als wichtig eingestuft.

In der 4. Berechnung stieg die Dicke des Querträgers am Subframe. Auch dieser Parameter hatte einen positiven Einfluss, jedoch zu einem geringeren Ausmaß wie beim oberen Querträger. Trotzdem soll dieser Parameter weiterhin beachtet werden.

Bei der 5. Variante erhöhte der Algorithmus die Dicke der oberen Querstreben (Parameter 7). Auch hier verbesserte sich die Performance nur minimal.

In der 6. Iteration stieg die Stärke der Rippe im oberen Querträger. Die Performance beim Pfahlaufprall wurde durch diese Maßnahme sogar verschlechtert, jedoch sank die Maximalbeschleunigung um 1 g. Da jedoch der Pfahlaufprall kritischer zu bewerten ist als der Flachbarrieraufprall, wird diese Wandstärke nicht erhöht sondern möglicherweise sogar gesenkt.

Danach bekamen die Querbleche (12) in der oberen Lastebene zusätzliche Dicke zugewiesen. Das wirkte sich auch hier leicht positiv auf den Rigidwall-Crash aus, während beim Pole-Crash die Deformation anstieg. Da Rissverhalten und folgend die Crash-Performance in diesem Bereich auch stark von den Wandstärken der Längsträger abhing, konnte keine eindeutige Aussage über diesen Parameter extrahiert werden.

Bei Variante 8 wurde Parameter 2, also die Wandstärke der vorderen Fläche des oberen Querträgers, erhöht. Weder Beschleunigung noch Deformation änderten sich in großem Ausmaß, weswegen die Erhöhung dieses Parameters als unwichtig einzustufen ist. Eine Senkung würde hingegen wieder einen Riss mit sich bringen, was auch negative Folgen für den Pfahlaufprall hätte.

In der nächsten Berechnung wurden die Blechverstärkungen an den äußeren Längsträgern verstärkt. Dies resultierte in der Erhöhung der Beschleunigung und einer minimalen

Verkleinerung der Deformation. Eine weitere Erhöhung ist eigentlich nicht sinnvoll, da die Bleche lediglich das Knicken an der angebrachten Stelle vermeiden. Eine Senkung wiederum würde das Gewicht nur minimal beeinflussen (Eine Wandstärkenänderung von 0,5 mm verändert das Gesamtgewicht des Vorderwagens um 50 g, also ca. 0,17%. Deswegen ist eine weitere Variation wenig sinnvoll.

In der 10. Iteration wurden die unteren Längsträger auf 1,86 mm aufgedickt. Diese Maßnahme brachte den Beschleunigungspeak einerseits auf über 30 g und zeigte andererseits keine Veränderung beim Pfahlaufprall. Aus diesem Grund wurde die Wandstärke nicht mehr angepasst.

Auch bei den oberen Längsträgern konnte in Variante 11 das gleiche Resultat beobachtet werden: Sowohl Beschleunigung (32,7 g), als auch Displacement (689,5 mm) verschlechterten sich. Auch hier ist eine Aufdickung also wenig sinnvoll. Der Effekt einer Senkung konnte zu diesem Zeitpunkt noch nicht ausreichend bewertet werden.

Bei den letzten beiden Untersuchungsvarianten wurde die Wandstärke von unterem Längsträger und der darin angebrachten Rippe untersucht. Beide zeigten bei einer Wandstärkenerhöhung positive Effekte in beiden Lastfällen. Problematisch ist jedoch die Zunahme des Gewichts bei einer Erhöhung der Profildicke (Parameter 5). Es zeigte sich, dass bei einer Erhöhung um 0,4 mm das Gewicht um 0,33 kg stieg. Für das Ziel der Massenminimierung ist der Benefit der Erhöhung dieser Wandstärke nicht ausreichend, um das zusätzliche Gewicht zu rechtfertigen.

Da der Algorithmus die Minimierung der Masse unter Einhaltung der Maximalwerte für Beschleunigung und Deformation anstrebt, wurden in den nächsten Iterationen die Wandstärken fast überall sehr nahe am Minimalwert angesetzt (Siehe auch Tabelle A.8). Das hatte zur Folge, dass die Masse zwar um fast 2 kg gesenkt werden konnte, die Verschiebungen beim Pfahlaufprall jedoch durchwegs oberhalb des Grenzwerts lagen. Im späteren Verlauf der Optimierung wurden die Wandstärken stetig erhöht, um die Randbedingungen einhalten zu können.

Es scheint einen direkten Zusammenhang zwischen Masse und Verschiebung beim Pfahlaufprall zu geben, wie in Abbildung 9.3 zu sehen ist. Je weiter rechts und unten sich die Varianten befinden, desto besser ist ihr Ergebnis. Die besten beiden Varianten sind markiert.

Nur die beiden Iterationen 34 und 41 hielten die beiden gesetzten Grenzwerte ein. Die verwendeten Parameter und erzielten Grenzwerte sind im unteren Teil von Tabelle 9.3 ersichtlich. Beide Varianten konnten den Beschleunigungspeak im Rigidwall-Lastfall auf ungefähr 28,8 g senken. Variante 34 erzielte beim Pfahlaufprall ein um 6 mm besseres Ergebnis, benötigte dafür aber auch minimal mehr Gewicht.

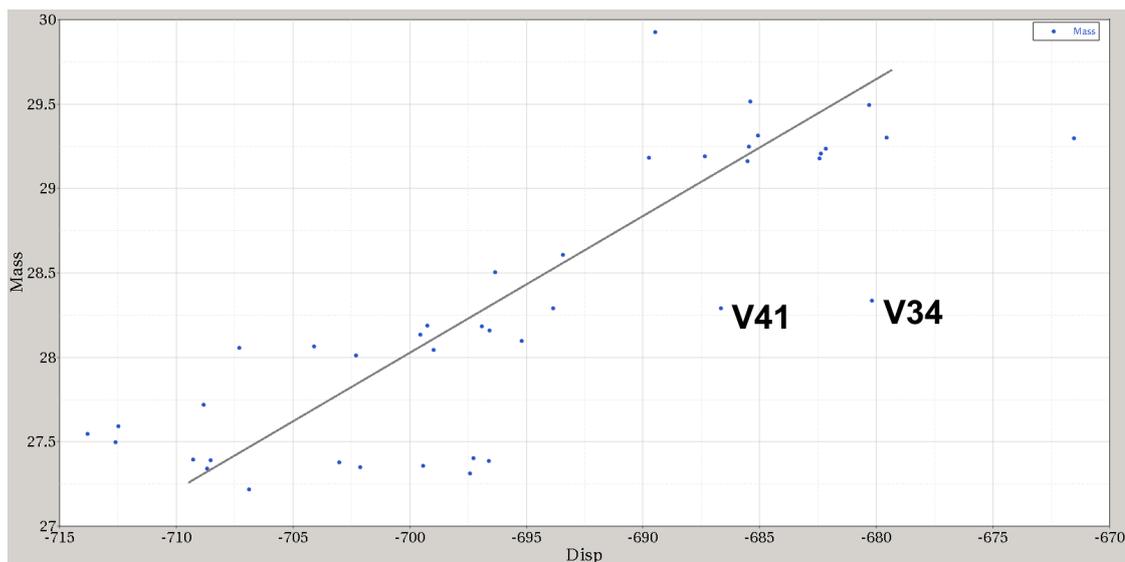


Abbildung 9.3: Zusammenhang Masse und Verschiebungen bei ARSM-Algorithmus

Obwohl der Algorithmus Variante 41 als Optimum definierte, ist Variante 34 als gleichwertig zu betrachten.

Da die Regel, nur Dicken im Abstand von 0,1 mm zu verwenden, von der Software nicht befolgt wurde, werden die Parameter der beiden Varianten im nächsten Schritt auf Vielfache von 0,1 mm gerundet, neu berechnet und miteinander verglichen. Die gerundeten Varianten wurden mit 34a bzw 41a bezeichnet. Da bei korrekter Rundung bei beiden Varianten nicht alle Randbedingung eingehalten wurden, wurde festgelegt, die Parameter um weitere 0,1 abändern zu dürfen.

Bei Variante 34a fällt auf, dass die Parameter 10, 11 (LT_OA und dessen aufgedickter Bereich) und 12 (Dicke des Versteifungsblechs) erhöht statt richtig gerundet wurden. Nachdem sie im ersten Schritt korrekt gerundet wurden, war festzustellen, dass das Beschleunigungsmaximum überschritten wurde. Durch die fehlende Dicke im Längsträger konnte weniger Energie abgebaut werden und die Verformungen breiteten sich bis zu den Versteifungsblechen am Längsträger aus. Wegen dieser Versteifung kam es zu einem großen Anstieg der Beschleunigung zu einem späten Zeitpunkt der Simulation. Die Erhöhung dieser drei Werte hatte einen positiven Effekt und erfüllte alle Randbedingungen.

Auch bei Variante 41 musste der gerundete Wert nochmals angepasst werden. Hier kam es beim Pfahlaufprall zum Riss des vorderen, oberen Querträgers. Nachdem die Wandstärke der vorderen Fläche (Parameter 2) um 0,1 mm erhöht wurde, fand dieser Riss nicht mehr statt und beide Lastfälle funktionierten gut.

9.4 Ergebnisse des GRSM Algorithmus

Im nächsten Schritt wurde die Optimierung mithilfe des GRSM Algorithmus erneut durchgeführt, um die Gefahr der Findung eines lokalen Minimums auszuschließen. Hierbei wurden erneut die Startwerte der Basisvariante verwendet. Insgesamt wurden 80 Iterationen durchgeführt.

Im Gegensatz zum ARSM Algorithmus änderten sich in jeder Iteration alle Variablen. Aus diesem Grund konnten keine weiteren Informationen zum Einfluss einzelner Parameter durch Begutachtung der Iterationen extrahiert werden, wie in der vorangegangenen Optimierung.

Interessant ist, dass im Gegensatz zur ARS-Methode der Zusammenhang zwischen Masse und Verschiebung beim Pfahlaufprall einen flacheren Verlauf hat. Die Relation ist in Abbildung 9.4 ersichtlich und kann folgendermaßen erklärt werden: Der ARSM-Algorithmus suchte in drei Zonen nach dem Ergebnis und kam bereits nach 40 Iterationen zu einer Konvergenz. Der GRSM Algorithmus untersuchte viel mehr Bereiche und konnte so schnell einen vom ARSM nicht gefundenen Bereich finden, in dem die Verschiebung des Pfahls nur mehr sehr gering von der Masse abhängig war. Zu sehen ist diese umfangreichere Suche auch an der größeren Anzahl von Ausreißern.

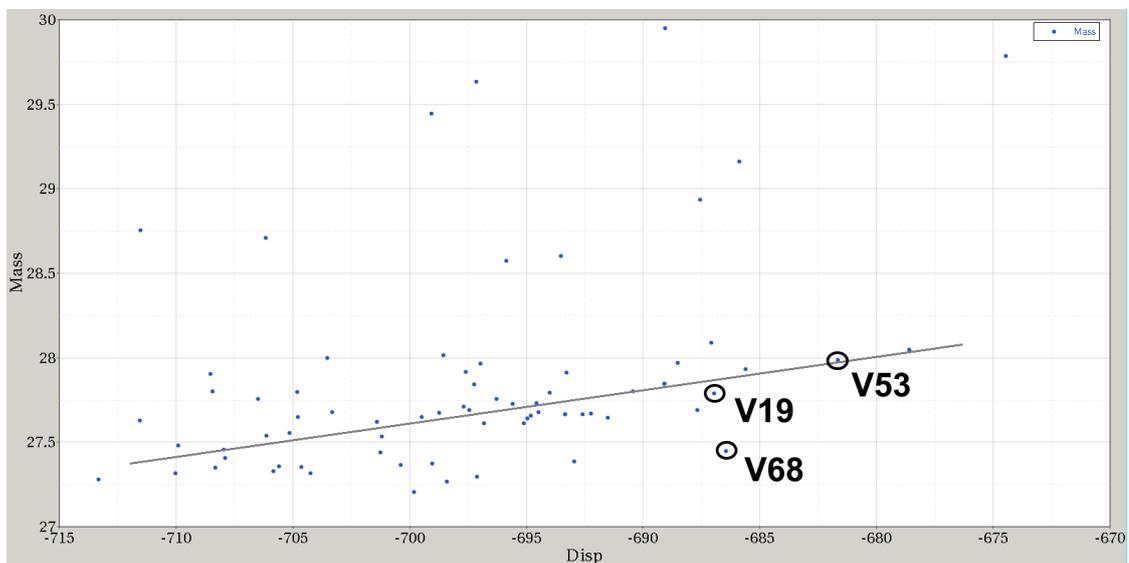


Abbildung 9.4: Zusammenhang Masse und Verschiebungen bei GRSM-Algorithmus

Zuerst wurden alle Iterationen ignoriert, bei denen die gesetzten Grenzwerte nicht eingehalten wurden. Auch wurde ein direkter Vergleich zu den vorangegangenen Ergebnissen aus der ARSM-Berechnung durchgeführt. So dienten das Gewicht der Varianten 34a bzw. 41a als Referenz. Alle Varianten mit höherem Gewicht als bei den beiden Ergebnissen der ARS-Methode wurden nicht weiter berücksichtigt.

Tabelle 9.5: Zusammenfassung Ergebnisse des GRSM Algorithmus: Werte der Parameter **B** der Varianten **V**

Var	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V34a	1,80	2,80	1,80	2,10	2,20	2,00	2,50	2,00	3,00	1,90	2,10	3,00	1,50	1,60	28,33	28,34	677,72
V41a	1,70	2,80	1,80	2,20	2,10	1,90	2,40	1,90	3,00	1,90	2,10	3,00	1,40	1,50	28,29	28,59	683,69
V19	2,10	3,39	1,97	1,92	1,80	2,43	2,44	1,50	3,35	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,79	27,75	686,97
V19d	2,10	3,40	1,90	1,90	1,80	2,50	2,50	1,50	3,40	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,82	28,00	690,13
V53	1,93	3,36	2,08	1,99	1,80	2,21	2,26	1,50	3,50	1,78	1,98	3,50	1,40	1,50	27,99	28,15	681,66
V53a	1,90	3,40	2,10	2,00	1,80	2,20	2,30	1,50	3,50	1,80	2,00	3,50	1,40	1,50	27,99	28,43	681,88
V68	1,75	2,97	1,91	2,07	1,80	1,81	2,20	1,51	2,98	1,70	1,90	3,49	1,40	1,50	27,45	29,01	686,46

Als beste Varianten wurden 19 (viel leichter mit gleicher Performance), 53 (etwas leichter mit besserer Performance) und 68 (viel leichter mit etwas schlechterer Performance) ausgewählt. Sie sind in Tabelle 9.5 angeführt. Wie in Abschnitt 9.3 wurden die ausgegebenen Wandstärken zuerst gerundet. Auch hier war es zuerst nicht möglich, mit gerundeten Werten die gesetzten Grenzwerte einzuhalten.

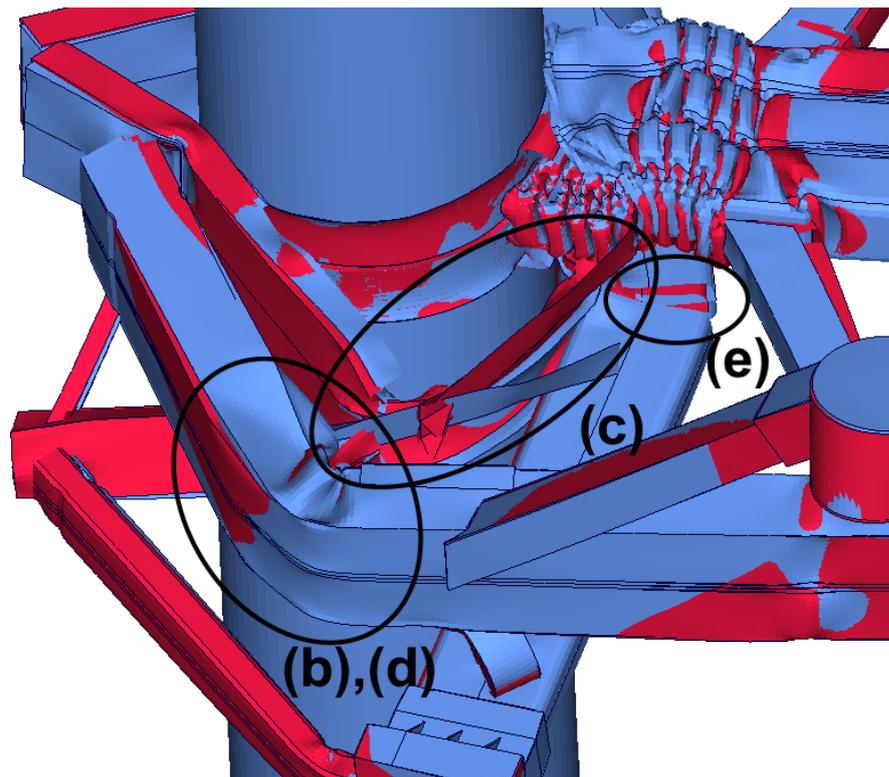
Bei Variante 19 waren insgesamt 4 weitere Varianten notwendig. Einerseits war es nötig, die Rippe des oberen Querträgers dünner zu gestalten. Auch schon in der ARS-Methode wurde festgestellt, dass die Senkung dieses Parameters einen positiven Einfluss auf den Pfahlaufprall hat. Dies konnte nun bestätigt werden.

Außerdem wurde die Rippe im unteren, hinteren Querträger (6 in Abbildung 9.2) und das obere Versteifungsprofil (7) verstärkt, da diese zum Bruch neigten und die Performance verschlechtert wurde.

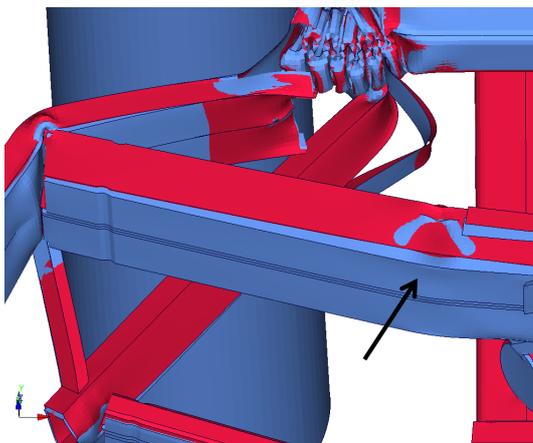
Trotz einer minimalen Überschreitung des gesetzten Grenzwertes wurde die Variante gültig gesetzt.

Bei Variante 53 erfüllte schon die gerundete Variante (53a) alle Anforderungen.

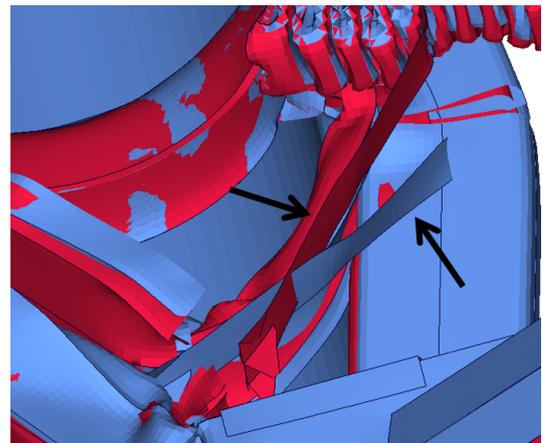
Die Rundung und darauffolgende Optimierung von Variante 68 schlug fehl, da trotz der Durchführung von fünf Berechnungen die vorgeschriebene Verschiebung beim Pfahlaufprall nicht erreicht werden konnte. Hauptgrund hierfür war das Abreißen des Verbindungsblechs (12). Minimale Unterschiede in der Kinematik ermöglichten eine gute Performance bei der automatisch erstellten Variante, welche mit den vorgeschriebenen Wandstärkenabstufungen trotz Variation mehrerer Parameter nicht mehr erzeugt werden konnten. Zur Verdeutlichung soll ein Vergleich zwischen Variante 68 (686,46 mm Verschiebung) und der am besten funktionierenden Variante 68a, bei der die Rundung durchgeführt wurde, (696,52 mm Verschiebung) erfolgen. Die kinematischen Unterschiede sind deutlich erkennbar und sollen mithilfe von Abbildung 9.5 kurz beschrieben werden.



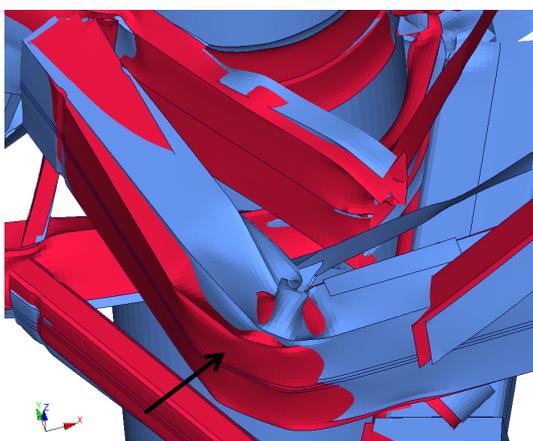
(a) Übersicht Vergleich Variante 68 und 68a



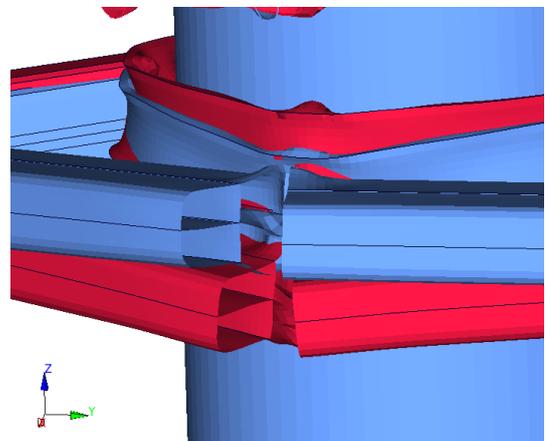
(b) Zeitpunkt 1: 33 ms



(c) Zeitpunkt 2: 60 ms



(d) Zeitpunkt 3: 99 ms



(e) Zeitpunkt 4: 102 ms

Abbildung 9.5: Vergleich von Variante 68 (rot) und gerundete Variante 68a (blau)

Bis zu einer Zeit von ca. 30 ms ist die Bewegung der beiden Konzepte identisch. Danach bildet sich in der Rundungsvariante (blau) ein stärkerer Knick als bei dem durch die Variablenoptimierung berechneten, ungerundeten Pendant (Siehe Bild (b)). Dieser Unterschied beruht wahrscheinlich auf den minimalen numerischen Unterschieden durch die Anpassungen der Blechstärken.

Diese Änderung des Verhaltens der oberen, äußeren Längsträger ändert anschließend den gesamten Deformationsverlauf: Das Abreißen der Versteifungsbleche ist unterschiedlich. Während bei Variante 68 das Blech bei den äußeren Längsträgern abreißt, reißt es bei Variante 68a am mittleren Längsträger (Siehe Bild (c)). Auch der Zeitpunkt ist unterschiedlich: Die Versteifung der gerundeten Version riss bei 48 ms, also 11 ms früher ab.

Wie in Bild (d) ersichtlich, unterscheidet sich das Verhalten der Längsträger bei 99 ms schon deutlich. Auch die unteren Längsträger sind im Verhalten unterschiedlich, weswegen der Querträger sich in Variante 68 weiter oben befindet. Als Resultat drückt er den dahinter liegenden Querträger nach unten (Siehe Bild (e)). Diese Änderung des Verhaltens verursachte jedoch keine große Veränderung der Crash-Performance.

9.5 Ergebnisse der Parameteroptimierung

Nun muss eine der optimierten Varianten ausgewählt werden, um im nächsten Abschnitt einen Vergleich mit dem Basisfahrzeug zu ermöglichen und den Benefit beurteilen zu können. Da mithilfe der Variablenoptimierung das Gewicht unter Einhaltung der gesetzten Grenzwerte minimiert werden sollte, wurden die möglichen Konzepte im ersten Schritt nach Gewicht geordnet. Ab diesem Zeitpunkt wird nur mehr das Gewicht des Vorderwagens angegeben, da zuvor die Pfahl-Barriere in der Berechnung enthalten war. Deren Modellierung mit Shell Elementen erhöhte das Gewicht um 5,53 kg. Die besten Varianten und der Unterschied zur Endvariante der Crash-Optimierung sind in Tabelle 9.7 zusammengefasst.

Tabelle 9.7: Vergleich der finalen Varianten

Variante	Masse [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
Basis	23,63	29,84	685,51
ARSM:34a	22,80	28,34	677,72
Unterschied zur Basis	-3,5 %	-5,0 %	-1,1 %
ARSM:41a	22,76	28,29	683,69
Unterschied zur Basis	-3,7 %	-5,2 %	-0,3 %
GRSM:53a	22,46	28,43	681,88
Unterschied zur Basis	-5,0 %	-4,7 %	-0,5 %
GRSM:19d	22,29	28,00	690,13
Unterschied zur Basis	-5,7 %	-6,2 %	+0,7 %

Auffällig ist wieder der klare Zusammenhang zwischen Gewicht und Verschiebung beim Pfahl- Aufprall: Bei steigendem Gewicht verringert sich die Deformation.

Zur Lösung dieses Zielkonflikts muss die Priorität der beiden Werte bewertet werden. Einerseits hat eine größere Sicherheit zum Grenzwert den Vorteil, bei den folgenden Entwicklungsschritten mehr Sicherheit zum Grenzwert zu besitzen. Es ist nämlich davon auszugehen, dass der Einbau von Package und anderen Komponenten das Crash-Verhalten stark beeinflusst und möglicherweise verschlechtert.

Auf der anderen Seite bringt ein höheres Gewicht unter anderem zusätzliche Kosten und einen höheren Energieverbrauch mit sich. Vergleicht man das schwerste und das leichteste Konzept lässt sich folgendes feststellen: 19d ist im Vergleich zu 34a 2,25% leichter und hat eine um 1,2% geringere Beschleunigungsspitze. Jedoch ist die Distanz beim Pfahlaufprall 1,8% länger. Setzt man diese Prozentwerte gleich, ist 19d um 1,65% besser und wird deshalb weiterverwendet. Diese Aussage ist zwar mit Vorsicht zu genie-

ßen, jedoch ist es in frühen Schritten einer Vorderwagenauslegung manchmal notwendig, rasch eine Aussage zu treffen. Für die Entwicklung einer Methodik zur Vorauslegung ist diese Vereinfachung zulässig. Für eine definitive Aussage müsste mehr vom Vorderwagen bekannt sein.

Durch die automatisierte Parameteroptimierung können folgende Ergebnisse zusammengefasst werden: Bei Variante 19d konnte das Gewicht gegenüber der Basisvariante um 5,7% und die Maximalbeschleunigung bei Rigidwall-Aufprall um 6,2% gesenkt werden. Lediglich die Maximaldeformation beim Pfahlaufprall hat sich verschlechtert, liegt aber immer noch innerhalb der gesetzten Grenzwerte. Gewonnen werden konnte diese Variante mittels GRSM. Dieser Algorithmus hat gegenüber der Adaptive Response Surface Method den Vorteil, den verfügbaren Raum genauer abzutasten. Dadurch kann das Optimum mit größerer Sicherheit gefunden werden. Nachteilig ist die Notwendigkeit einer höheren Anzahl an Iterationen.

Kapitel 10

Vergleich des gewonnenen Vorderwagenkonzepts mit dem Basisfahrzeug

In diesem Kapitel wird ein Vergleich zwischen dem gefundenem Konzept und dem Basisfahrzeug durchgeführt, um die Crash-Performance des Pfahl- und Flachbarrierenaufprall bewerten zu können. Der Vergleich eines Gesamtfahrzeugs mit einer Vorderwagenstruktur, bei der das restliche Fahrzeug mittels Punktmasse abgebildet ist, kann für Flachbarrieren- und Pfahlaufprall durchgeführt werden. Wichtig ist an dieser Stelle anzumerken, dass das Basisfahrzeug auf andere Lastfälle optimiert wurde als das erstellte Konzept. Konkret wurde es für die Lastfälle Rigidwall mit 50 km/h und ODB mit 64 km/h ausgelegt. Es wurde zwar nicht für den Pfahlaufprall ausgelegt, jedoch können so Schlüsse über das Ergebnis bei einem nicht für diesen Lastfall ausgelegten Fahrzeug gezogen werden.

Für ein besseres Verständnis über das Verhalten des Basismodells soll dieses noch kurz in Abbildung 10.1 dargestellt und wichtige Bauelemente anhand Abbildung 10.2 erklärt werden.

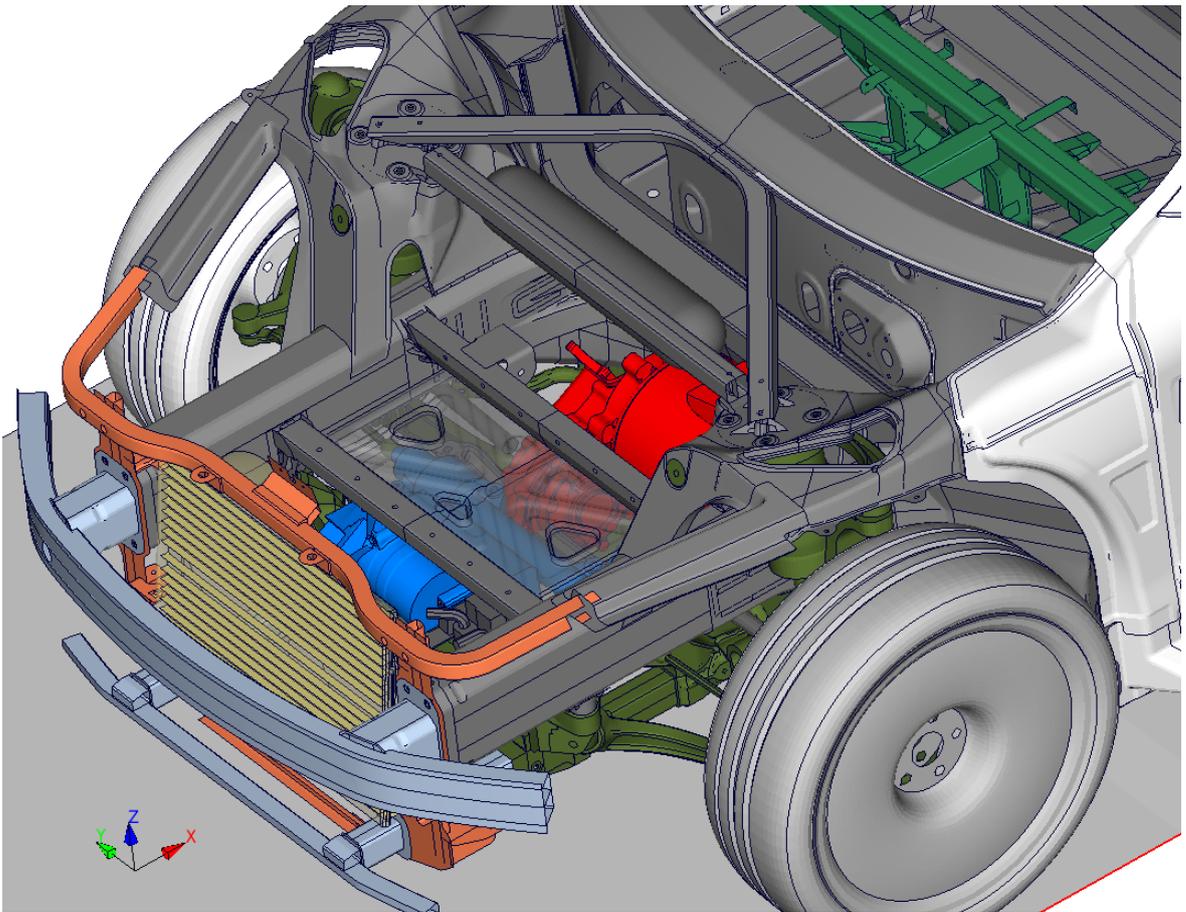


Abbildung 10.1: Vorderwagen der Basisvariante

Auch die Basisvariante verwendet zwei Lastebenen für die Absorption der kinetischen Energie. Der vordere, untere Querträger (1) ist an kleinen Längsträgern angebracht (2). Dahinter befindet sich ein großes Gussteil, welches eine Querverbindung der Längsträger an drei Stellen herstellt: Eine im vorderen Bereich (3) und zwei im hinteren Bereich (6). Auch Lenkgetriebe (4) und der im Rahmen dieser Arbeit als Radnabenmotor angenommene Motor (5) sind in diesem Modell im Vorderwagen untergebracht. Vor der Spritzwand ist ein massiver Querträger (7) angebracht, welcher die Kräfte der Längsträger nach hinten verteilt. Das Batteriepaket (8) ist unter der Fahrgastzelle angebracht.

Die obere Lastebene besteht aus Längsträgern (9). Diese sind mittels zwei Querprofilen und einem Shear Panel (10) versteift. Wie auch in der unteren Ebene ist vor den Längsträgern ein CMS angebracht (12). Die Verbindung mit den Längsträgern erfolgt über einen Flansch (11) und vier Verschraubungen in X-Richtung.

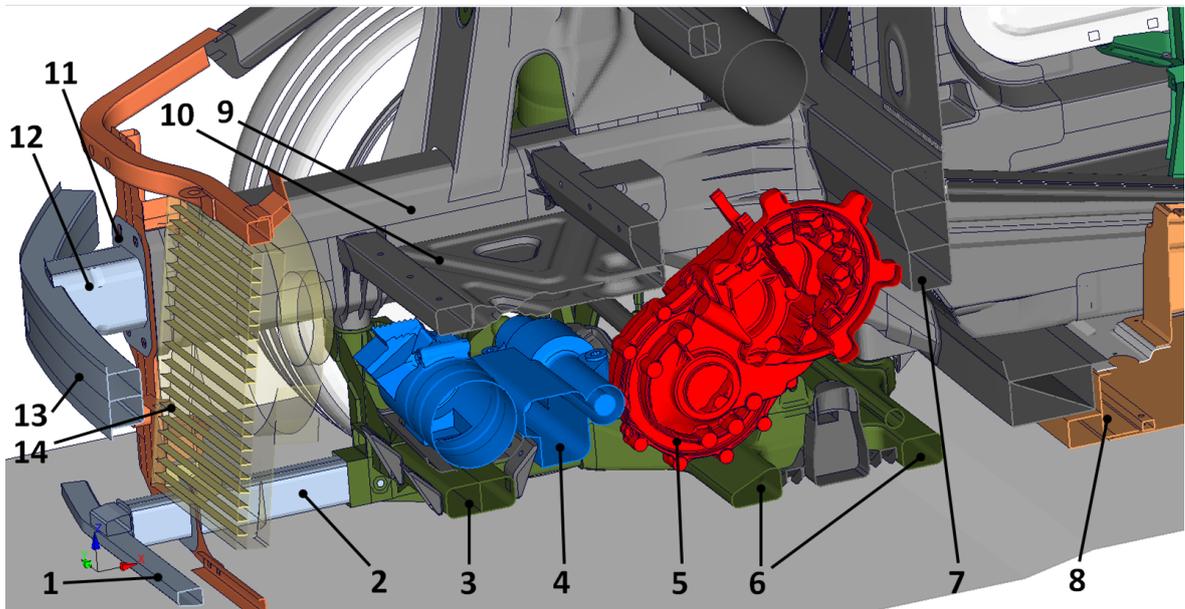


Abbildung 10.2: Vorderwagen der Basisvariante im Y-Schnitt

10.0.1 Vergleich beim Rigidwall-Lastfall

Der Verlauf der Beschleunigungen (Siehe Abbildung 10.3) bietet eine gute Möglichkeit zum Vergleich der beiden Modelle.

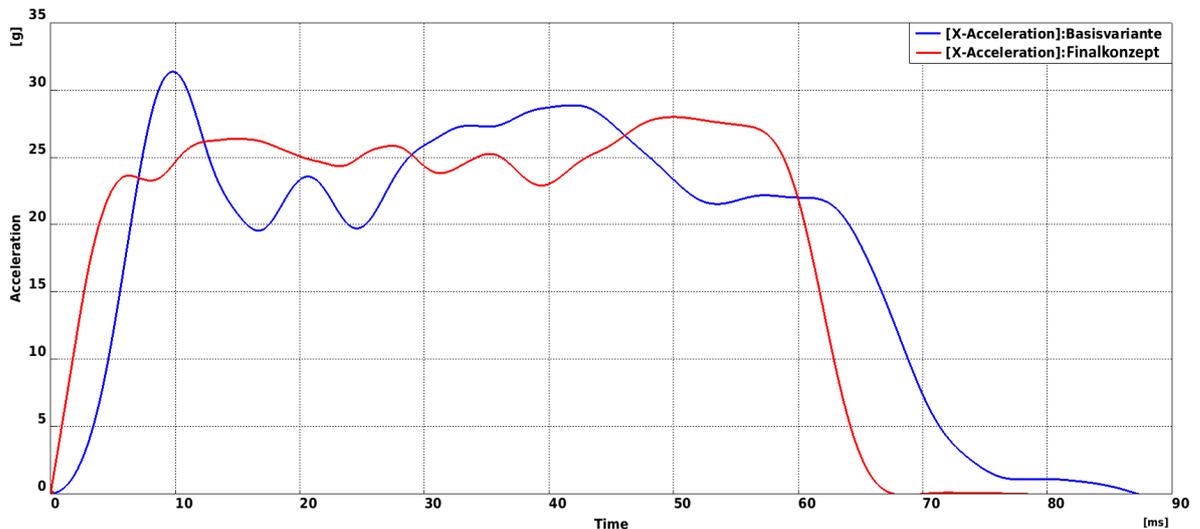


Abbildung 10.3: Vergleich Beschleunigungskurve

Der erste große Unterschied lässt sich gleich zu Beginn feststellen: Das Kraftniveau des Finalkonzepts steigt sofort an, während das Basismodell auf einem geringeren Niveau startet. Grund hierfür ist die Auslegung des Basismodells für Fußgängerschutz bzw. RCAR-Lastfall. Daher ist der vorderste Teil, das CMS, des Vorderwagens weniger steif ausgelegt und kann weniger Energie aufnehmen. In diesem Bereich kann das selbst erstellte Finalkonzept bereits viel Energie abbauen, was unter anderem an dem kürzeren Deformationsweg ersichtlich ist.

Bei ungefähr 10 ms steigt die Verzögerung jedoch über 30 g an. Ausschlaggebend hierfür sind zwei Dinge: Einerseits kommt die untere Lastebene in Kontakt mit der Flachbarriere. Außerdem ist zu diesem Zeitpunkt das Kraftniveau im Längsträger so hoch, dass er beginnt, sich im Bereich der Crash-Initiators zu deformieren. Zusätzliche Steifigkeit wird durch die sehr steif ausgelegte Flanschplatte zwischen CMS und Längsträger (11 in Abbildung 10.2 eingebracht).

Danach sinkt das Niveau ab, da die Flanschplatte versagt und eine geregelte Verformung der Längsträger erfolgt. Auch der Kühler kommt in diesem Bereich in Kontakt mit der Barriere, verblockt aber noch nicht. Dies geschieht beim nächsten Anstieg bei ca. 30 ms. Hier verblockt der Kühler mit dem dahinter liegenden Shear Panel, welches unterhalb des Kofferraums angebracht wurde (Siehe Abbildung 10.4). Dieses dient als Schubsteifes Blech zur Erhöhung der Steifigkeit zwischen den Längsträgern.

Schließlich sinkt die Beschleunigung bei 42ms wieder ab, da das Shear-Panel einzuknicken beginnt (Siehe Abbildung 10.5).

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Performance beider Konzepte ähnlich

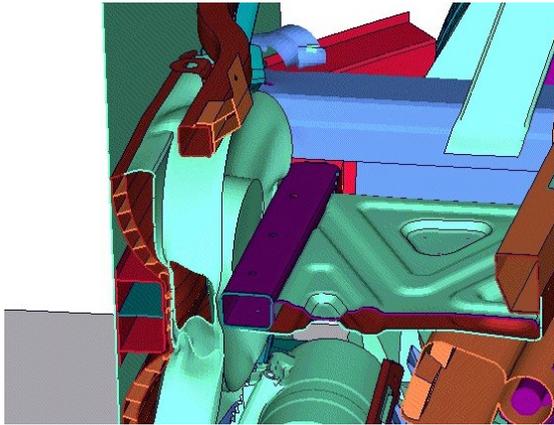


Abbildung 10.4: Verblockung Kühler und Shear-Panel im Basismodell

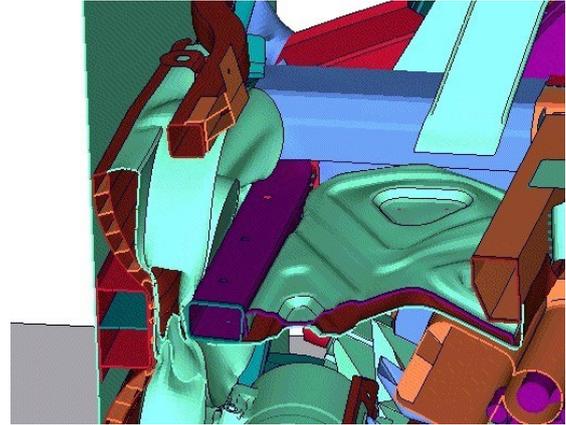


Abbildung 10.5: Beginn Knickung des Shear Panel im Basismodell

ist. Würde beim Finalkonzept auch ein weicher Bereich in der Front eingebracht werden, würde ein ähnlicher Deformationsweg festzustellen sein.

Die Vorgabe, 30g nicht zu überschreiten, wurde von der Basisvariante verletzt. Das Basisfahrzeug wurde jedoch nicht darauf ausgelegt, diesen Wert zu unterschreiten. Durch Anpassung der Flanschplatte zwischen CMS und kleineren Umkonstruktionen könnte diese Beschleunigungsspitze aber schnell gesenkt werden. Ein steiferes CMS würde auch den OLC von 42,55 g senken.

10.0.2 Vergleich beim Pfahl-Lastfall

Vor allem im Pfahl-Lastfall wurde mit großen Problemen der Basisvariante gerechnet. Die Maximalbeschleunigung betrug 24,6 g. Die Verschiebung fiel mit 936 mm deutlich größer beim Finalkonzept aus. Da keine Auslegung beim Basismodell für diesen Lastfall vorgenommen wurde, war mit einem schlechteren Ergebnis zu rechnen. Wichtig ist jedoch anzumerken, dass Lenkgetriebe und Motor in der Berechnung der Basisvariante im Modell belassen wurden und diese nach hinten gedrückt wurden. Die Auswirkungen hieraus sollen optisch mithilfe von Abbildung 10.6 erfolgen.

Darin ist ersichtlich, dass der Pfahl (1) zuerst den Kühler deformiert (2) und danach das Lenkgetriebe (3) gegen den Motor (4) drückt. Der Elektromotor, wie auch die Querverbindungen zwischen den Längsträgern (5), wird gegen die Spritzwand gedrückt. Diese verformt sich bis zu 160 mm nach hinten, also in die Fahrgastzelle hinein. Bei diesem Vorgang wird außerdem der Mitteltunnel eingedrückt. Durch die Verformungen (Siehe Abbildung 10.7) der Fahrgastzelle kann es zu Fußverletzungen kommen.

Das größte Problem der großen Deformationen ist die Verformung des Batterie-Paketes (6). Vor allem die Querverbindungen (5) wurden sehr weit nach hinten geschoben und drückten die Batterie zuerst nach hinten und danach nach unten. Beim Finalkonzept würde trotz Einbau der Package-Komponenten der Pfahl rechtzeitig gestoppt werden und die Gefahr der Batteriedeformation nicht gegeben sein. Eine Deformation der Batterie muss unbedingt vermieden werden, da ansonsten Brandgefahr herrscht.

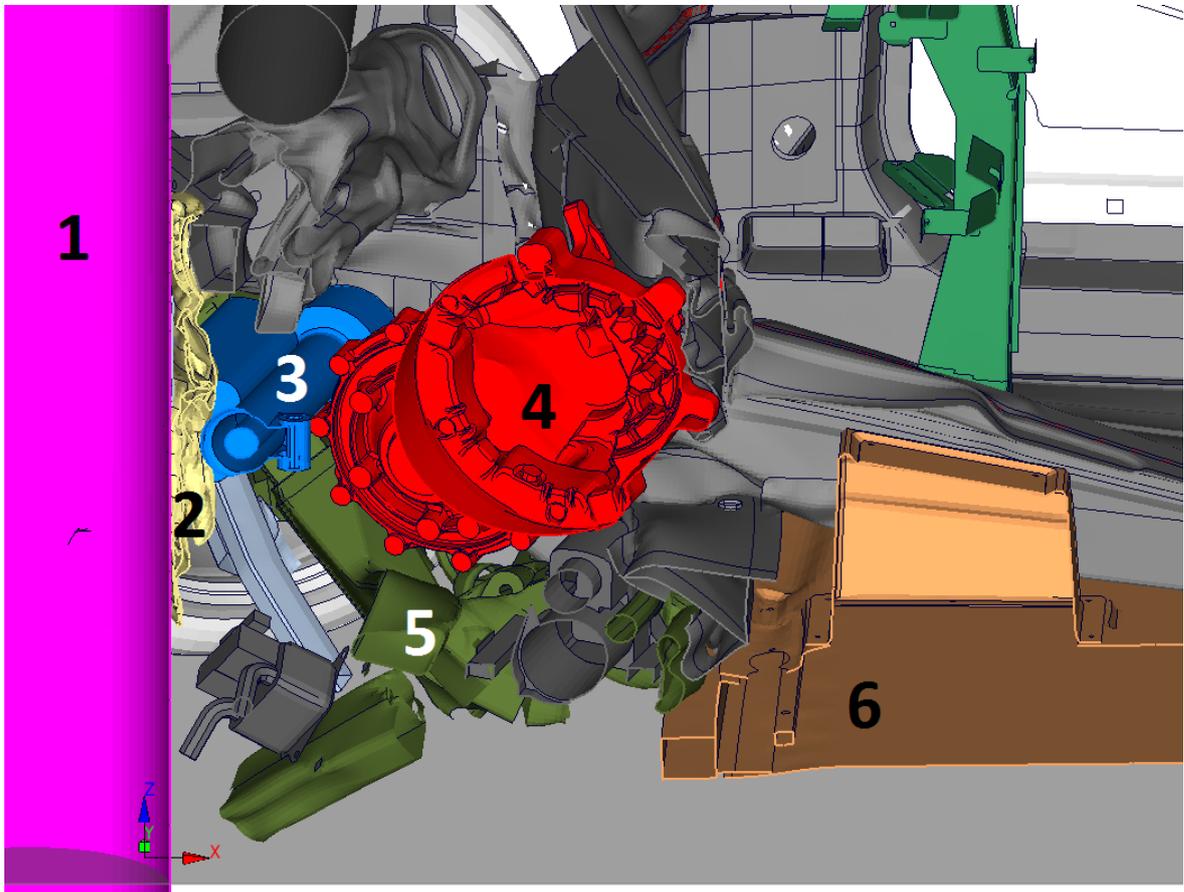


Abbildung 10.6: Endzustand der Basisvariante beim Pfahlaufprall

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Crash-Performance der Basisvariante beim Pfahlaufprall relativ gut ausgefallen ist. Es wurden größere Deformationen erwartet, welche jedoch durch die Abstützung des Motors auf den Mitteltunnel vergleichsweise gering gehalten werden konnten. Trotz der starken Verblockung des Motors blieb auch das Beschleunigungsniveau stets deutlich unter 30 g.

Kritisch ist jedoch die Verformung der Batterie zu bewerten. Das Fahrzeug würde deshalb in diesem Zustand einen Pfahlaufprall-Crash nicht bestehen.

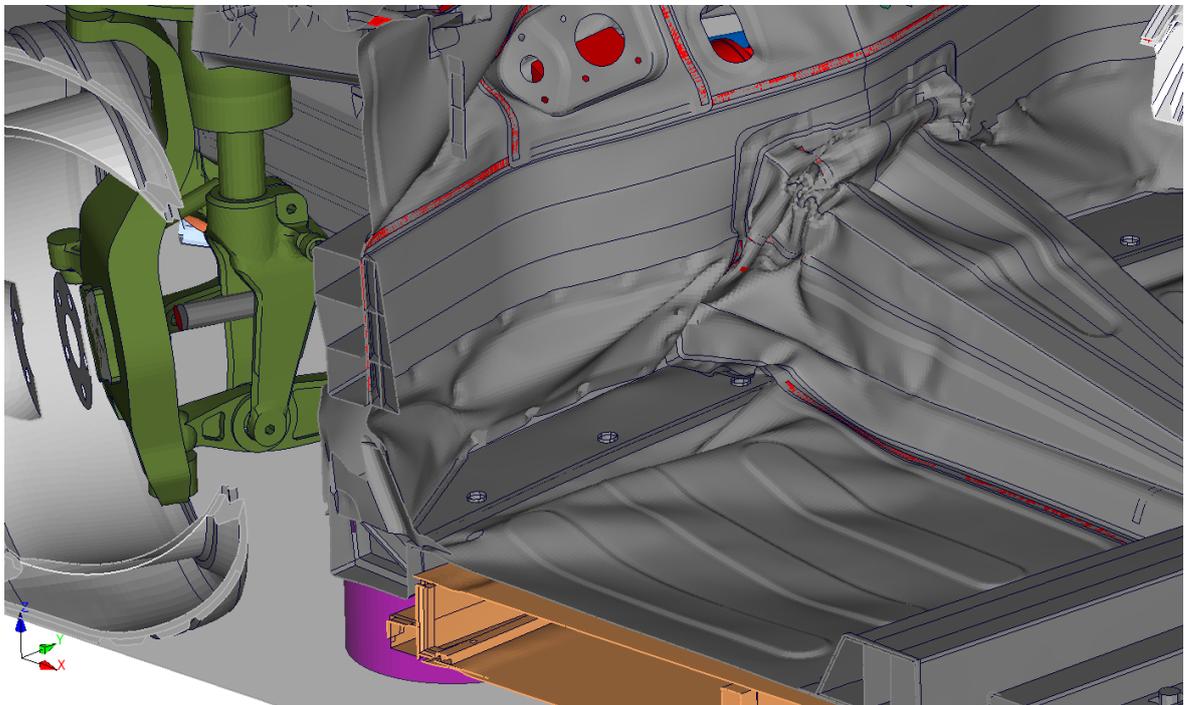


Abbildung 10.7: Deformation der Fahrgastzelle des Basismodells

Kapitel 11

Diskussion

Im letzten Schritt erfolgt nun eine Diskussion rund um die durchgeführte Methodik. Dazu soll einerseits eine Bewertung erfolgen und andererseits Erkenntnisse und mögliche Verbesserungsvorschläge angeführt werden.

Nach der Definition der Randbedingungen wurde die Extraktion und Anpassung der benötigten CAD-Daten zur Durchführung einer Topologieoptimierung ausgeführt. Die Grenzflächen des Exterieurs des Fahrzeuges sind im Normalfall eines der ersten Dinge, die fertiggestellt werden. Obwohl im Projektverlauf kleine Änderungen möglich sind, ist die Grundform und daher der verfügbare Bauraum im Vorderwagen fixiert. Daher kann entsprechend dieser Arbeit eine Vorbereitung und Vernetzung des Bauraums meist schon sehr früh erfolgen. Falls zu diesem Zeitpunkt schon Package bekannt ist, sollten nur die großen, wichtigen Teile berücksichtigt werden. Ansonsten würde die aus der Topologieoptimierung gewonnene Geometrie wahrscheinlich unnötig komplex werden. Die Definition von fahrdynamischen Lastfällen und die genaue Umverteilung dieser auf die Anbindungspunkte erfordert Kenntnis über die Fahrwerksgeometrie. Oft ist zumindest eine grobe Definition der Fahrwerksgeometrie und der notwendigen Lastfälle gegeben. In diesem Schritt kann es schnell zu Fehlern kommen, falls die Lasten an falschen Positionen eingebracht werden oder die Geometrie falsch abgebildet wird.

Der erste große Zwischenschritt bestand in der Durchführung einer Topologieoptimierung. Die Ergebnisse der Topologieoptimierung der Crash-Lastfälle als wenig innovativ heraus. Schwierig stellte sich auch die Suche nach Einstellungsparametern, mit welchen stabile Berechnungen möglich waren, heraus. Durch die Anwendung eines heuristischen Algorithmus schwankten die Ergebnisse auch bei Gleichbelassung der Einstellungsparameter. Deshalb mussten Rechnungen teilweise mehrmals ausgeführt werden, was viel Zeit beanspruchte. Die Berücksichtigung von Randbedingungen wie die Begrenzung der Maximalbeschleunigung in der Software ist möglich, jedoch wurden diese vom Optimierungsalgorithmus nicht berücksichtigt. Auch ohne die Topologieoptimierung der Crash-Lastfälle wäre man wahrscheinlich durch die Anwendung von technischen

Kenntnissen und der Bewertung von vorhergegangenen Strukturen auf ein ähnliches Ergebnis gekommen.

Im Gegensatz dazu könnte schon jetzt der vermehrte Einsatz von Topologieoptimierung zur Steifigkeitsauslegung genutzt werden. So ist es sinnvoll, neben fahrdynamischen Belastungen auch Gesamtsteifigkeiten des Fahrzeugs vorauszulegen. Beispielsweise die Torsionssteifigkeit um die X-Achse des Gesamtfahrzeugs bzw. des Vorderwagens kann so effizient vorausgelegt werden. Die gewonnenen Lastpfade müssen dann mit den Längsträgern kombiniert werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Topologieoptimierung der gewählten Crash-Lastfälle schlechter als gedacht funktionierte, der Einbezug von Steifigkeitslastfällen sich jedoch als sehr hilfreich herausstellte.

Die Ableitung der Lastpfade aus der Topologieoptimierung stellte sich als geradlinig heraus. Wichtig ist dabei, zuerst die massiv ausgefallenen Lastpfade zu extrahieren. Danach muss in Abhängigkeit der verwendeten Steifigkeitslastfälle zusätzliche Verstrebungen eingefügt werden. Dieser Schritt ist essentiell für die Überleitung von Topologieoptimierungs-Ergebnissen zu funktionierenden Strukturen des Vorderwagens.

Danach können die gewonnenen Lastpfade umgesetzt werden. Wichtig ist in diesem Schritt die korrekte Auslegung der Längsträger. Diese funktioniert sehr gut über die Gleichsetzung von kinetischer Energie und Deformationsenergie. Die Vorauslegung für den ODB Fall ist in diesem Schritt durch die Verdrehung des Fahrzeugs noch nicht sinnvoll. Die Untersuchung der möglichen Kraftniveaus über Simulationen ist effizient und mit guten Materialkarten auch genau. Es ist sinnvoll, viele Profile zu testen und in einer Datenbank abzulegen. Falls möglich, würde die Validierung mehrerer Profile die Vorhersagegenauigkeit weiter verbessern.

Danach beginnt die klassische Crash-Optimierung. Der große Vorteil der FE-Methode ist die Möglichkeit, kostengünstig und schnell die abgeleiteten Konzepte beurteilen und verbessern zu können. Es muss jedoch immer bewusst bleiben, dass Modellfehler Falschaussagen herbeiführen können.

Die Auswertung von Section Forces an mehreren Stellen lässt gut auf den Kraftverlauf durch den Vorderwagen schließen. So können beispielsweise kaum genutzte Lastpfade sehr schnell identifiziert, geschwächt und so Gewicht und Kosten eingespart werden. Ist schließlich ein zufriedenstellendes Crash-Verhalten erreicht, kann zur automatisierten Variablenoptimierung übergegangen werden.

Der letzte Schritt der Methodik kann bereichsübergreifend unterstützen: Optimierungsprogramme wie HyperStudy von Altair ermöglichen die Optimierung diverser Parameter. Während in der vorliegenden Arbeit lediglich Wanddicken variiert werden,

bieten diese Software-Pakete eine breite Vielfalt an Optimierungsmöglichkeiten. Diese Möglichkeiten sollten in Zukunft stärker genutzt werden. So können beispielsweise Wandstärkenanpassungen oder Geometrie-Adaptionen automatisiert und dadurch effizienter durchgeführt werden. Besonders bei der Berücksichtigung vieler Variablen mit komplexen Zusammenhängen ist eine Optimierung ohne Computerunterstützung schwierig. Da CPU-Ressourcen und Speicherplatz zunehmend verfügbar werden, kann somit eine große Anzahl an Optimierungsiterationen mit vielen Parametern mit weniger Aufwand für den Berechnungsingenieur durchgeführt werden.

Auch im Rahmen dieser Arbeit konnte mit nur geringem Aufwand für die Definition der Optimierungsstudie eine Gewichtsreduktion von über 5,5% erzielt werden. Für die Ergebnisingewinnung im Rahmen dieser Arbeit wurde für die Parameteroptimierung lediglich eine Workstation benötigt, welche insgesamt 12 Tage selbstständig optimierte. Deshalb ist dieser Schritt als sehr effektiv einzustufen und es wird dessen Verwendung empfohlen.

Mit der vorgestellten Methodik konnte eine für die ausgewählten Crash-Lastfälle funktionierende Vorderwagen Struktur gefunden werden. Die Betrachtung von Fußgängerschutz fand keine Anwendung und auch die gewählten fahrdynamischen Lastfälle wurden nach der Topologieoptimierung nicht weiter berücksichtigt. Das Vorgehen ist als sinnvoll zu bewerten, könnte aber effizienter gestaltet werden. Vor allem der Zwischenschritt der Topologieoptimierung der Crash-Lastfälle konnte die erforderliche Zeit nicht rechtfertigen. Aus diesem Grund sollen Vorschläge für eine verbesserte Methodik erwähnt werden.

Es würde sich empfehlen, nach der Definition von Randbedingungen und dem Modellaufbau in der Topologieoptimierung vor allem Steifigkeitslastfälle zu berücksichtigen. Für die Topologieoptimierung ist es jedoch nun nicht mehr notwendig, LS-TaSC zu verwenden. Stattdessen könnte hierfür zum Beispiel auch Optistruct herangezogen werden, da es sich nun nur mehr um implizit zu berechnende Lastfälle handeln würde. Des Weiteren bietet die Software im impliziten Bereich höhere Stabilität und einen besseren Einbezug von Randbedingungen, da es sich bei Optistruct um ein gradientenbasiertes Vorgehen handelt.

Nachdem Lastpfade für die Steifigkeitslastfälle ermittelt wurden, sollte die Auslegung der Längsträger über energetische Betrachtungen erfolgen. Nachdem ein Konzept in CAD und CAE erstellt wurde, sollte für die Crashberechnung das Package und alle bereits verfügbaren Komponenten berücksichtigt werden. Grund hierfür ist die Tatsache, dass große Komponenten durch zusätzlich eingebrachtes Gewicht und zusätzliche Steifigkeiten das Crashverhalten beeinflussen.

Kapitel 12

Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Methodik zur Erstellung einer Vorderwagen-Karosserie für ein Elektrofahrzeug mithilfe diverser Simulationen definiert und durchgeführt.

Nach der theoretischen Betrachtung der Themen Fahrzeugsicherheit und Finite Elemente Methode begann die praktische Umsetzung der vorgestellten Methodik. Hierfür wurden im ersten Schritt Kriterien definiert, die vom Vorderwagen erfüllt werden müssen. Neben der Maximalbeschleunigung von 30 g wurde auch die Maximaldeformation des Fahrzeugs mittels Bauraumanalyse eines als Basis dienenden Elektrofahrzeugs auf maximal 690 mm beschränkt. Danach wurden die für die Vorauslegung gewählten Crash-Lastfälle und durch fahrdynamische Manöver auftretende Belastungen definiert. Neben den bereits im EURO-NCAP vorgeschriebenen Crash-Lastfällen mit Flachbarriere und ODB wurde eine mögliche Konfiguration für einen möglicherweise künftig vorgeschriebenen Pfahlaufprall in der Fahrzeugfront definiert. Um die notwendige Steifigkeit der Vorderwagen-Karosserie zu berücksichtigen, wurden Ersatzlasten für einen vertikalen Stoß von 4 g, wie er bei der Durchfahrt eines Schlaglochs während einer Kurvenfahrt auftreten kann, sowie einen horizontalen Stoß von 3 g, welcher eine seitliche Anfahrt an einen Bordstein repräsentieren soll, mithilfe eines Mehrkörpermodells des Fahrwerks gebildet.

Schließlich wurde die für das weitere Vorgehen benötigte Geometrie eines bereits simulativ vorausgelegten Fahrzeugs extrahiert, vernetzt und Vereinfachungen für den Modellaufbau getroffen. Hierbei wurde einerseits auf die Berücksichtigung der Struktur hinter der Spritzwand verzichtet, sowie das in der Basis verbaute Package nur für eine Bauraumuntersuchung berücksichtigt.

Danach wurde das erste Simulationstool, eine Topologieoptimierung, angewandt. Hierbei wurden die zuvor definierten Crash- und Steifigkeitslastfälle berücksichtigt. Da eine Kombination aller Lastfälle mit der gewählten Software LS-TaSC nicht realisiert werden konnte, mussten die Einzellastfälle separat berechnet und die als plausibel bewerteten

Einzelergebnisse miteinander kombiniert werden.

Danach erfolgte die Interpretation der aus der Topologieoptimierung gewonnenen Informationen und die Erstellung von zwei unterschiedlichen Konzepten, bei denen sich die Form eines Längsträgers stark unterschied. Die abgeleiteten Lastpfade wurden mittels CAD erfasst und die Längsträger mithilfe einer energetische Betrachtung vorausgelegt. Folgend wurde ein neues Modell für die anschließende Optimierung mittels Crash-Simulationen aufgebaut.

Hierbei wurden Simulationen für Rigidwall- und Pfahl-Lastfall durchgeführt. Zuerst erfolgte der Vergleich der beiden erstellten Konzepte. Jenes, welches im Vergleich in den Kategorien Crash-Performance, Gewicht und benötigter Bauraum besser abschneiden konnte, wurde im Anschluss weiter optimiert. Durch Geometrieadaptation sowie Materialanpassungen konnte ein zufriedenstellendes Crash-Verhalten erreicht werden. Bei den beiden gewählten Lastfällen Rigidwall und Pfahl konnten die gesetzten Randbedingungen vom optimierten Konzept erfüllt werden.

Zur Verringerung des Gewichts bei mindestens gleichbleibender Crash-Performance wurde eine automatische Variablenoptimierung mit HyperStudy durchgeführt. Verwendet wurde hierfür die Adaptive-Response-Surface Methode sowie die Global-Response-Surface-Method. Deren Ergebnisse wurden verglichen und das Optimum der erstellten Varianten ausgewählt. Das Finalkonzept, welches mittels Global-Response-Surface-Method erstellt wurde, konnte ein um 5,7% geringeres Gewicht und eine um 6,2% geringere Maximalbeschleunigung erzielen. Bei der Maximaldeformation beim Pfahlaufprall wurde der maximal zulässige Wert von 690 mm erreicht.

Zuletzt sollte in die gewonnene Vorderwagen-Struktur mit dem Basisfahrzeug verglichen werden. Die Performance beim Rigidwall-Aufprall war bei beiden Vorderwägen gleichwertig. Beim Pfahlaufprall kam es beim Basismodell zu einer als kritisch zu bewertenden Deformation der Batterie, da die kinetische Energie nicht ausreichend von der Struktur abgebaut werden konnte. Da das Basismodell nicht auf den Pfahlaufprall ausgelegt war, konnte die Notwendigkeit nach neuen Strukturen zum Bestehen eines frontalen Pfahl-Aufpralls in der Fahrzeugmitte verdeutlicht werden.

Die vorgestellte Methodik stellt ein sehr gutes Fundament zur Auslegung von Vorderwagen-Karosserien dar. Mit ihr können automatische Ergebnisse generiert werden, die bei der Auslegung sehr hilfreich sind. Der Einsatz der gewählten Optimierungsschritte ist sinnvoll und sollte in der Praxis verfolgt werden.

Mittels Topologieoptimierung konnten plausible Ergebnisse erzielt werden. Bei der Berücksichtigung von Crash-Lastfällen konnten jedoch keine signifikanten Effizienzgewinne ausgemacht werden. Die Berücksichtigung von Steifigkeitslastfällen unterstützt aber bei der Vorderwagenauslegung und steigert die Effizienz.

Kapitel 13

Ausblick

Im Bereich der Topologieoptimierung sind momentan Steifigkeitslastfälle vorherrschend. Zukünftig muss weiter an den verfügbaren Algorithmen gearbeitet werden, um eine effiziente Auslegung der Crash-Performance zu ermöglichen.

Interessant wäre in diesem Bereich auch die Berücksichtigung der restlichen Fahrzeugstruktur sowie weiterer Lastfälle, beispielsweise aus dem Fußgängerschutz, die in dieser Arbeit bewusst außer Acht gelassen wurde. Bei der Herausforderung, die Crash-Kräfte gut nach hinten weiterzuleiten, könnte die aktuelle Version von LS-TaSC schon jetzt behilflich sein.

Ein weiterer interessanter Ansatzpunkt wäre, einen Zusammenhang zwischen der Dicke des in der Topologieoptimierung generierten Lastpfades und des erforderlichen Kraftniveaus herzustellen. Speziell bei stärkerer Verwendung von Topologieoptimierung für Steifigkeitslastfälle könnte dieser Zusammenhang unnötige Simulationsschleifen vermeiden.

Entscheidend werden wohl vor allem die Ergebnisse der Forschungsprojekte der großen Automobilhersteller sein. Bei ausreichend kleiner Netzkantenlänge und den entsprechenden CPU-Ressourcen könnten möglicherweise Faltvorgänge der Längsträger mitberücksichtigt werden. Auch die automatische Generierung von CAD-Strukturen über vordefinierte Profileigenschaften, wie im zu Beginn erwähnten Projekt Crash Topo versucht wurde, bietet enormes Potential zur Ressourceneinsparung.

Eine vollautomatisierte Strukturauslegung ist momentan noch in weiter Ferne. Jedoch rückt dieses Ziel durch den Zuwachs an verfügbaren CPU-Ressourcen und Softwarepaketen stets näher. Die automatische Parametrisierung von Strangpressprofilen und der Modellaufbau dieser stellt dabei die größte Hürde dar.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Frontalzusammenstoß mit einem Baum	2
1.2	Ablauf der Arbeit	4
2.1	Zeitliche Entwicklung von Verkehrsunfällen	6
2.2	Zeitlicher Verlauf von Verkehrstoten	6
2.3	Unfallphasen	7
2.4	Übersicht der gesetzlichen Anforderungen	8
2.5	Verteilung der Beschädigungen am Fahrzeug bei Unfällen mit Fußgängern	9
2.6	CHARM 10	10
3.1	Verwendetes Fahrzeugkoordinatensystem	11
3.2	Beispiel für ein Crash Management System in der Fahrzeugfront	12
3.3	Vorderwagen beim Audi Spaceframe	12
3.4	Gesetzliche Tests	13
3.5	NCAP Tests	14
3.6	Rigidwall-Lastfall	15
3.7	ODB-Lastfall	15
3.8	Pfahl-Lastfall	15
3.9	Energiedissipation nach Bauteilen bei Frontalaufprall mit 50 km/h . . .	15
3.10	Aufprallkonfiguration Crash gegen Baum	17
3.11	Schaden am Fahrzeug nach Crash gegen Baum	17
4.1	Ablauf einer FE-Simulation	19
4.2	1D Elemente	21
4.3	2D Elemente	21
4.4	2D Elemente	22
4.5	Elementkriterien	23
4.6	Funktionsweise von Kontakten	24
4.7	Anwendungsgebiete bei impliziter bzw. expliziter Berechnung	24
4.8	Benötigte CPU-Ressourcen bei impliziter bzw. expliziter Berechnung .	24
4.9	Typischer Verlauf von Energien im Crash-Lastfall	27
5.1	Verfügbarer Bauraum im Vorderwagen	29

5.2	Definition des OLC	30
5.3	Zusammenhang des OLC mit Dummy-Kennwerten	31
5.4	Bauraumabmessungen	32
5.5	Ansa Kinetics Modell	34
6.1	Methodik einer Topologieoptimierung	36
6.2	Equivalent Static Load Method	37
6.3	Hybrid Cellular Automata Method	38
6.4	Frontansicht verwendetes FE-Modell	40
6.5	Heckansicht verwendetes FE-Modell	40
6.6	Das Part-Fenster in LS-TaSC	42
6.7	Ergebnis der Topologieoptimierung für Rigidwall und Pfahl	44
6.8	Ergebnis Topologieoptimierung für ODB	45
6.9	Ergebnis Topologieoptimierung für Lastfall Schlagloch	46
6.10	Ergebnis Topologieoptimierung für Lastfall Bordsteinanfahrt	46
6.11	Kombiniertes Ergebnis der Topologieoptimierung	47
7.1	Aus Topologieoptimierung abgeleitete Hauptlastpfade	49
7.2	Kritischer Aufprallwinkel in Abhängigkeit der freien Crashabsorberlänge	50
7.3	Messung von Winkel zwischen Längsträger und Horizontalachse	50
7.4	Energieaufteilung Rigidwall	52
7.5	Energieaufteilung Pfahlaufprall	52
7.6	Beispiel eines Viereckprofils für Konzept 1	53
7.7	Beispiel eines Kreisprofils mit Blechverstärkung für Konzept 2	53
7.8	CAE Modell von Konzept 1 mit Rechteckprofil	56
7.9	CAE Modell von Konzept 1 mit Rechteckprofil im X-Schnitt	56
7.10	CAE Modell von Konzept 2 mit Kreisprofilen	57
7.11	CAE Modell von Konzept 2 mit Kreisprofilen im X-Schnitt	58
7.12	Lage des CoG-Knoten des Rigid Bodies zur Auswertung von Deformation und Beschleunigung	58
7.13	Beschleunigungskurven der Konzepte für Rigidwall- und Pfahl-Crash .	59
7.14	Markante Punkte der Beschleunigungskurve Konzept 1 im Rigidwall-Crash	60
7.15	Markante Punkte der Beschleunigungskurve Konzept 2 im Rigidwall-Crash	61
8.1	Deformationsbild von Variante 1	65
8.2	Kräfteverlauf beim Rigidwall-Aufprall von Variante 1	66
8.3	Vergleich Rigidwall von Vergleichsvariante und Basisvariante	67
8.4	Endzustand beim Pfahlaufprall der Basisvariante	67
8.5	Kräfteverlauf beim Pfahl-Aufprall von Variante 1	67
8.6	Simulation einer Zugprobe für Versagenskriterium	69
8.7	Riss des oberen Querträgers beim Pfahlaufprall	69

8.8	Übersicht der verschiedenen Dicken im oberen Querträger	69
8.9	Endzustand beim Rigidwallaufprall bei Variante 2	70
8.10	Endzustand beim Pfahlaufprall bei Variante 2	70
8.11	Kräfteverlauf beim Pfahl-Aufprall von Variante 2	71
8.12	Geometrie der neuen Querstrebe	71
8.13	Kräfteverlauf der Längsträger beim Pfahlaufprall bei Variante 3	72
8.14	Vergleich Beschleunigungsverlauf und Kräftevergleich von Variante 3 und Variante 4	73
8.15	Markante Punkte der Beschleunigungskurve Concept 1 im Rigidwall-Crash	74
8.16	Deformation von Variante 5	75
8.17	Kräfteverlauf beim Rigidwall-Aufprall von Variante 5	76
8.18	Kräfteverlauf beim Pfahl-Aufprall von Variante 5	76
9.1	Lokale und globale Minimas	78
9.2	Parameter für die Variablenoptimierung	80
9.3	Zusammenhang Masse und Verschiebungen bei ARSM-Algorithmus . .	85
9.4	Zusammenhang Masse und Verschiebungen bei GRSM-Algorithmus . .	86
9.5	Vergleich von Variante 68 (rot) und gerundete Variante 68a (blau) . . .	89
10.1	Vorderwagen der Basisvariante	94
10.2	Vorderwagen der Basisvariante im Y-Schnitt	95
10.3	Vergleich Beschleunigungskurve	96
10.4	Verblockung Kühler und Shear-Panel im Basismodell	97
10.5	Beginn Knickung des Shear Panel im Basismodell	97
10.6	Endzustand der Basisvariante beim Pfahlaufprall	98
10.7	Deformation der Fahrgastzelle des Basismodells	99
A.1	Verlauf der Zusatzmasse durch Mass Scaling	xvi
A.2	Verwendete Qualitätskriterien	xvii
A.3	Lage der Section Forces für die Craschauswertung	xxiii
A.4	Parameter für die Variablenoptimierung	xxiii

Tabellenverzeichnis

2.1	Beispiele für aktive und passive Sicherheit	7
6.1	Gegenüberstellung von ESL und HCA	39
6.2	Parameter des Modells für die Topologieoptimierung	40
7.1	Auslegungsgrößen Längsträger	51
7.2	Gewählte Längsträgerprofile für Konzept 1 bzw. Konzept 2	54
7.3	Auslegungsgrößen Längsträger	63
9.1	Parameter für die Variablenoptimierung	80
9.3	Zusammenfassung Ergebnisse des ARSM Algorithmus	82
9.5	Zusammenfassung Ergebnisse des GRSM Algorithmus	87
9.7	Vergleich der finalen Varianten	91
A.1	Resultierende Fahrwerkskräfte für Lastfall 1	xviii
A.2	Resultierende Fahrwerkskräfte für Lastfall 2	xviii
A.3	Spannungs-Dehnungs-Kurve EN AW-5654	xix
A.4	Spannungs-Dehnungs-Kurve EN AW-6061	xix
A.5	Spannungs-Dehnungs-Kurve SAPA C20	xix
A.6	Spannungs-Dehnungs-Kurve SAPA C28	xx
A.7	Getestete Längsträgerprofile	xxii
A.8	Ergebnisse des ARSM Algorithmus	xxiv
A.10	Ergebnisse des GRSM Algorithmus	xxvii

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Erklärung
AIS	Abbreviated Injury Scale
ARSM	Adaptive Response Surface Method
ASCS	Automotive Simulation Center Stuttgart
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CATIA	CAD-Software der Firma Dassault Systemes
CFC Filter	Channel Frequency Class Filter
CIREN	Crash Injury Research & Engineering Network
CMS	Crash Management System
COG	Center of Gravity
CPU	Computerprozessor / Central Processing Unit
D	Dimension
Design Space	Benutzbares Volumen für Topologieoptimierung
EDEL	Minimum variable Fraction for deleting Element
ESL	Equivalent Static Load
ESLM	Equivalent Static Load Method

Abkürzung	Erklärung
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
FVMSS	Federal Motor Vehicle Safety Standards
GRSM	Global Response Surfae Method
HCA	Hybrid Cellular Automata
HIC	Head Injury Criterion
IIHS	Insurance Institute for Highway Safety
LIDAR	Light Detection and Ranging
LSTC	Livermore Software Technology Corporation
LT	Längsträger
LT_OA	Obere(r), äußere(r) Längsträger
LT_OM	Oberer, mittiger Längsträger
LT_UA	Untere(r), äußere(r) Längsträger
MF	Mass Fraction
NCAP	Euro New Car Assesment Programme
ODB	Offset Deformable Barrier
OMDB	Offset Movable Deformable Barrier
OLC	Occupant Load Criterion
PID	Part Identifier
QT	Querträger
RADAR	Radio Detection and Ranging

Abkürzung	Erklärung
RB	Starrer Körper im FE-Modell
Rigidbody	Starrer Körper im FE-Modell
Rigidwall	Flache, undeformierbare Ebene (=Flachbarriere in Simulation)
RSM	Response Surface Method
RW	Flache, undeformierbare Ebene (=Flachbarriere in Simulation)
THUMS	Total Human Model for Safety
TIED	Fest zusammengebunden (Beispielsweise bei Kontakten)
UN R	UN Regulation

Formelzeichenverzeichnis

Bezeichnung	Einheit	Bedeutung
a	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung
A	m^2	Fläche
c	$\frac{N}{mm}$	Federsteifigkeit
E	$\frac{N}{m^2}$	Elastizitätsmodul des Werkstoffs
E_{kin}	J	Kinetische Energie
F	N	Kraft
\mathbf{F}	N	Kräftematrix
F_{max}	N	Maximalkraft
g	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung
l	m	Länge
l_c	m	Kritische Länge
\mathbf{K}	$\frac{N}{mm}$	Steifigkeitsmatrix
m	kg	Masse
m_F		Mass Fraction
\mathbf{U}	m	Verschiebungsmatrix

Bezeichnung	Einheit	Bedeutung
s	m	Weg
t	s	Zeit
t_{crit}	s	Kritischer Zeitschritt
v	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
W_{def}	J	Deformationsarbeit
x_{def}	m	Deformationsweg
Δ		Delta (Differenz zwischen 2 Werten)
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte des Werkstoffs
ρ_{rel}		Relative Dichte
σ	$\frac{N}{m^2}$	Spannung

Literatur

- [1] AUDI. *Multimaterial Space Frame*.
URL: <https://www.audi-technology-portal.de/de/karosserie/stahlkarosserien/multimaterial-space-frame> (besucht am 04.07.2017).
- [2] Altair China. *Presenting Optistruct*.
URL: <http://slidesplayer.com/slide/11335172/> (besucht am 14.07.2017).
- [3] Altair University. *Crash Analysis with RADIOSS*. 2015.
URL: <http://www.altairuniversity.com/free-ebooks/free-ebook-crash-analysis-with-radioss-a-study-guide/> (besucht am 16.05.2017).
- [4] Altair University. *Practical Aspects of Structural Optimization*. 2015.
URL: <http://www.altairuniversity.com/free-ebooks-2/free-ebook-practical-aspects-of-structural-optimization-a-study-guide/> (besucht am 16.05.2017).
- [5] Altair. *HyperStudy*.
URL: <http://www.altairhyperworks.com/product/hyperstudy> (besucht am 07.11.2017).
- [6] Altair. *Hyperstudy*. Broschüre. 2017.
URL: www.altairhyperworks.com/ResourceLibrary.aspx?keywords=2017&altair_products=HyperStudy&partner_products=&category=Brochures.
- [7] Hermann Appel et al. *Unfallforschung, Unfallmechanik und Unfallrekonstruktion*. 2. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2002. ISBN: 978-3-528-04123-6.
- [8] Steven Ashley. *Digital dummies in virtual collisions augment traditional crash tests*. Techn. Ber. SAE International, 2016.
- [9] Automotive Simulation Center Stuttgart e.V. *Schlussbericht: KMU-innovativ - Verbundprojekt Crash-Topo: Methodische und softwaretechnische Umsetzung der Topologieoptimierung crash-beanspruchter Fahrzeugstrukturen*. Techn. Ber. 01IS10053A. Bundesministerium für Bildung und Forschung, 2013.

-
- [10] BETA CAE Systems. *ANSA-The advanced CAE pre-processing software for complete model build up*.
URL: <https://www.beta-cae.com/ansa.htm> (besucht am 30.10.2017).
- [11] A. Berg. "Tree impacts - still one of the most important focal points of road deaths". In: *Berichte der Bundesanstalt für Strassenwesen* 12 (2010).
- [12] Hans-Hermann Braess. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Hrsg. von Ulrich Seiffert. 7. Aufl. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. ISBN: 978-3-658-01690-6. DOI: 10.1007/978-3-658-01691-3.
- [13] CT Sim GmbH. *Offset Deformable barrier (EEVC WG11 - ECE R94) - Frontal*.
URL: <http://www.ct-sim.eu/barriers/index.html> (besucht am 08.08.2017).
- [14] Anoop Chawla. *Suspension systems and components*.
URL: http://web.iitd.ac.in/~achawla/public_html/736/15-Suspension_systems_and_components_v2.pdf (besucht am 13.06.2017).
- [15] C. H. Chuang et al. "Benchmark of Topology Optimization Methods for Crashworthiness Design". In: *12th International LS-DYNA Users Conference*. 2012.
- [16] EURO-NCAP. *Assessment Protocol - Overall Rating*. 2016.
URL: <http://euroncap.blob.core.windows.net/media/22107/euro-ncap-assessment-protocol-overall-rating-v701.pdf>.
- [17] Arturo Dávila and Emilia Romero. *What to consider when designing an electric vehicle*. 2012.
URL: http://www.elva-project.eu/tool/PicturesInfo/ELVA-Design_Guidelines.pdf (besucht am 13.10.2017).
- [18] Ulrich Franz et al. *Integrale Sicherheit von Kraftfahrzeugen*. Hrsg. von Florian Kramer. 4. Aufl. Springer Verlag Fachmedien Wiesbaden, 2013. ISBN: 978-3-8348-2607-7. DOI: 10.1007/978-3-8348-2608-4.
- [19] Gesellschaft für numerische Simulation mbH. *Animator 4*.
URL: <http://gns-mbh.com/products/animator/> (besucht am 30.10.2017).
- [20] Insurance Institute for Highway Safety. *Small overlap frontal test*.
URL: <http://www.iihs.org/iihs/ratings/ratings-info/frontal-crash-tests> (besucht am 06.07.2017).

-
- [21] H.H. Jang et al. “Dynamic Response Topology Optimization in the Time Domain using Equivalent Static Loads”. In: *52nd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*. 2011.
- [22] Joachim Becker and Matthias Hilpert and Gregor Terlinde. *Sonderdruck Aluminium-Strangpressprofile für den Automobilbau*. o. J.
URL: https://www.otto-fuchs.com/fileadmin/user_upload/Infocenter/Prospekte__Broschueren/Aluminiumprofile.pdf (besucht am 04.09.2017).
- [23] Lars Kübler et al. “Bewertungskriterien zur Auslegung von Insassenschutzsystemen”. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* (Juni 2009).
- [24] Matthias Kühn et al. *Fußgängerschutz - Unfallgeschehen, Fahrzeuggestaltung, Testverfahren*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2007. ISBN: 978-3-540-34302-8. DOI: 10.1007/978-3-540-34303-5.
- [25] Bernd Klein. *FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. 10. Aufl. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN: 978-3-658-06053-4. DOI: 10.1007/978-3-658-06054-1.
- [26] Florian Kramer. *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen*. 3. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2009. ISBN: 978-3-8348-0536-2. DOI: 10.1007/978-3-8348-9254-6.
- [27] Matthias Kröger. “Methodische Auslegung und Erprobung von Fahrzeug - Crashstrukturen”. Diss. Universität Hannover, 2002.
- [28] LS-DYNA Support. *What are the differences between implicit and explicit?*
URL: <http://www.dynasupport.com/faq/general/what-are-the-differences-between-implicit-and-explicit> (besucht am 02.11.2017).
- [29] Livermore Software Technology Corporation. *Contact Modeling in LS-DYNA*.
URL: <http://www.dynasupport.com/tutorial/contact-modeling-in-ls-dyna> (besucht am 26.07.2017).
- [30] Livermore Software Technology Corporation. *Internal Energy*.
URL: <http://www.dynasupport.com/howtos/general/internal-energy> (besucht am 06.11.2017).
- [31] Livermore Software Technology Corporation. *LS-DYNA*.
URL: <http://www.lstc.com/products/ls-dyna> (besucht am 30.10.2017).
-

-
- [32] Livermore Software Technology Corporation. *LS-DYNA Keyword User's Manual*. 2016.
URL: <http://ftp.lstc.com/user/manuals/>.
- [33] Daryl L. Logan. *A First Course in the Finite Element Method*. Hrsg. von Kamillah Reid Burrell / Hilda Gowans. Nelson Education Ltd, 2007. ISBN: 0-534-55298-6.
- [34] Zhifan Luo. *Benchmark of HyperStudy Optimization Algorithms*. n.a.
URL: <http://www.altairhyperworks.com/ResourceLibraryDetail.aspx?title=Benchmark+of+HyperStudy+Optimization+Algorithms> (besucht am 12.09.2017).
- [35] Martin Meywerk. *CAE -Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. ISBN: 978-3-540-49866-7.
- [36] Richard M. Morgan et al. "Frontal Pole Impacts". In: *IRCOBI Conference 2012*. 2012.
- [37] Lutz Nasdala. *FEM - Formelsammlung Statik und Dynamik*. 2. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. ISBN: 978-3-8348-1841-6. DOI: 10.1007/978-3-8348-2260-4.
- [38] National Highway Traffic Safety Administration. *CIREN Case 438870088*.
URL: <https://www-nass.nhtsa.dot.gov/nass/ciren/CaseForm.aspx?xsl=main.xsl&CaseID=438870088> (besucht am 10.07.2017).
- [39] Catherine O'Hara. *Updated: Woman airlifted to hospital following single-vehicle crash on Upper Middle Road in Oakville*.
URL: <https://www.insidehalton.com/news-story/5709344-updated-woman-airlifted-to-hospital-following-single-vehicle-crash-on-upper-middle-road-in-oakville/> (besucht am 31.07.2017).
- [40] Pacific ESI. *PAM-CRASH*.
URL: <http://www.esi.com.au/Software/PAM-CRASH.html> (besucht am 30.10.2017).
- [41] Joseph Pajot. *Optimal Design Exploration Using Global Response Surface Method: Rail Crush*. 2013.
URL: https://altairuniversity.com/wp-content/uploads/2014/01/HyperStudy_GRSM_white_paper_121613.pdf (besucht am 12.09.2017).

-
- [42] Stefan Pischinger et al. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 8. Aufl. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. ISBN: 978-3-658-09527-7. DOI: 10.1007/978-3-658-09528-4.
- [43] *SAE J211-1 (1995): Instrumentation for Impact Test, Part 1, Electronic Instrumentation*. Gesetzestext. 2007.
- [44] SAPA. *Aluminium*.
URL: <https://www.hydroextrusions.com/> (besucht am 08.11.2017).
- [45] SUSPA GmbH. *Vehicle protection systems*.
URL: <http://www.suspa.com/uk/products/crash-management/vehicle-protection> (besucht am 04.07.2017).
- [46] Axel Schumacher. *Optimierung mechanischer Strukturen*. 2. Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. ISBN: 978-3-642-34699-6. DOI: 10.1007/978-3-642-34700-9.
- [47] Masayoshi Shimoseki et al. *FEM for Springs*. 1. Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003. ISBN: 978-3-540-00046-4. DOI: 10.1007/978-3-662-05044-6.
- [48] Statista. *Largest automobile markets - new car registrations 2016*. 2016.
URL: <https://www.statista.com/statistics/269872/largest-automobile-markets-worldwide-based-on-new-car-registrations/> (besucht am 24.10.2017).
- [49] Statistisches Bundesamt. *Pressemitteilung Nr. 065 vom 24.02.2017*.
URL: https://www.destatis.de/DE/PresseService/Presse/Pressemitteilungen/2017/02/PD17_065_46241.html (besucht am 21.06.2017).
- [50] Hermann Steffan. *Skript VEHICLE SAFETY I*. Techn. Ber. Technische Universität Graz: Vehicle Safety Institute, 2011.
- [51] Hermann Steffan. *Skript VEHICLE SAFETY II*. Techn. Ber. Technische Universität Graz: Vehicle Safety Institute, 2011.
- [52] Markus Stommel et al. *FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen*. Carl Hanser Verlag, 2011. ISBN: 978-3446421240.

-
- [53] A.F. Walser. *Informationsworkshop nichtlineare Topologieoptimierung*.
URL: <https://www.dynamore.de/en/downloads/infodays/dokumente/2013-topo-ppt/1-ascs-topo-walser.pdf> (besucht am 20.07.2017).
- [54] G. Gary Wang et al. “Adaptive Response Surface Method – A Global Optimization Scheme for Approximation-based Design Problems”. In: *Engineering Optimization* 33. 2001.
- [55] Gary Wang et al. “Adaptive Response Surface Method - A Global Optimization Scheme for Approximation-based Design Problems”. In: *Engineering Optimization* 33 (2001).
- [56] Christopher Wiacek et al. *Evaluation of Frontal Crash Stiffness Measures from the U.S. New Car Assessment Program*. Techn. Ber. 15-0257. National Highway Traffic Safety Administration, 2015.
- [57] Katharina Witowski et al. “Topology Optimization for Crash”. In: *12th International LS-DYNA Users Conference*. 2012.
- [58] carhs. *Safety Companion 2016*.
- [59] carhs. *Safety Companion 2017*.

Kapitel A

Anhang

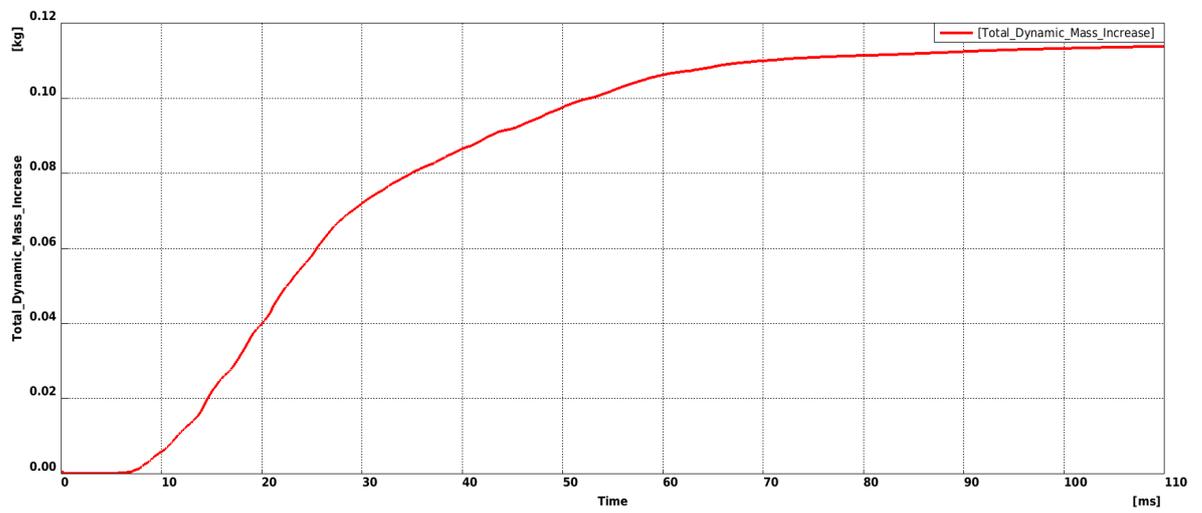


Abbildung A.1: Verlauf der Zusatzmasse im Front-Crash durch Mass Scaling bei Variante 2 der Craschoptimierung

Criteria	Calculation	Color	Failed
<input checked="" type="checkbox"/> aspect ratio	IDEAS	Yellow	3.
<input checked="" type="checkbox"/> skewness	IDEAS	Green	120.
<input checked="" type="checkbox"/> warping	IDEAS	Cyan	25.
<input checked="" type="checkbox"/> taper	IDEAS	Blue	0.4
<input checked="" type="checkbox"/> crash time step	PAM-CRASH	Purple	0.0005
<input type="checkbox"/> min height	QUADS &	Teal	0.
<input type="checkbox"/> squish		Light Green	0.3
<input type="checkbox"/> jacobian	ANSA	Dark Blue	0.7
<input checked="" type="checkbox"/> min length		Red	4.
<input type="checkbox"/> max length		Dark Red	6.
<input checked="" type="checkbox"/> min angle quads	IDEAS	Orange	40.
<input checked="" type="checkbox"/> max angle quads	IDEAS	Dark Orange	150.
<input checked="" type="checkbox"/> min angle trias	IDEAS	Light Orange	30.
<input checked="" type="checkbox"/> max angle trias	IDEAS	Dark Orange	150.
<input type="checkbox"/> stretch		Grey	0.5
<input type="checkbox"/> mid point deviation %		Dark Grey	33.3
<input type="checkbox"/> mid point alignment %		Light Orange	33.3
<input checked="" type="checkbox"/> triangles %		Green	5.
<input type="checkbox"/> triangles per node		Dark Green	3.
<input type="checkbox"/> mesh distortion		Purple	4.
<input type="checkbox"/> distance from geometry		Light Purple	2.
<input type="checkbox"/> distance from origin		Light Green	2.
<input type="checkbox"/> multi violation		Light Green	2.
<input type="checkbox"/> growth ratio		Light Purple	1.2
<input type="checkbox"/> incomplete element		Teal	

Abbildung A.2: Verwendete Qualitätskriterien [10]

Tabelle A.1: Resultierende Fahrwerkskräfte für Lastfall 1 (Schlaglochdurchfahrt bei Kurvenfahrt)

Lastfall 1 3.5g in Positiver Z-Richtung			
	X	Y	Z
Radmittelpunkt_Links	0	0	17500
Radmittelpunkt_Rechts	0	0	17500
Dämpfer_Links	474	4028	25357
Dämpfer_Querlenker_Oben_Kombiniert_Links	420,0	7423,5	24744,0
QL_Oben_Vorne_Links	0	1383	-256
QL_Unten_Vorne_Links	-2096	2711,5	128
QL_Oben_Hinten_Links	-54	2012,5	-357
QL_Unten_Hinten_Links	1676	-10135	-7372
Dämpfer_Rechts	-474	-4028	-25357
Dämpfer_Querlenker_Oben_Kombiniert_Rechts	-420	-7423,5	-24744
QL_Oben_Vorne_Rechts	0	-1383	256
QL_Unten_Vorne_Rechts	2096	-2711,5	-128
QL_Oben_Hinten_Rechts	54	-2012,5	357
QL_Unten_Hinten_Rechts	-1676	10135	7372

Tabelle A.2: Resultierende Fahrwerkskräfte für Lastfall 2 (Bordsteinanfahrt)

Lastfall 2 4g in Y von außen nach innen und 1g in positiver Z-Richtung			
	X	Y	Z
Radmittelpunkt_Links	0	20000	5000
Radmittelpunkt_Rechts	0	-20000	5000
Dämpfer_Links	166,0	1215,5	7660,0
Dämpfer_Querlenker_Oben_Kombiniert_Links	157,0	7007,5	6591,0
QL_Oben_Vorne_Links	0,0	2270,0	-420,0
QL_Unten_Vorne_Links	-1241,0	1606,0	76,0
QL_Oben_Hinten_Links	-9,0	3522,0	-649,0
QL_Unten_Hinten_Links	1084,0	11386,0	-1667,0
Dämpfer_Rechts	166,0	-1215,5	7660,0
Dämpfer_Querlenker_Oben_Kombiniert_Rechts	157,0	-7007,5	6591,0
QL_Oben_Vorne_Rechts	0,0	-2270,0	-420,0
QL_Unten_Vorne_Rechts	-1241,0	-1606,0	76,0
QL_Oben_Hinten_Rechts	-9,0	-3522,0	-649,0
QL_Unten_Hinten_Rechts	1084,0	-11386,0	-1667,0

Tabelle A.3: Spannungs-Dehnungs-Kurve EN AW-5654

0.	0.129059	0.1917	0.3703	0.6065	0.4323
0.01246	0.1581	0.2321	0.3884	0.6712	0.4332
0.03719	0.2082	0.2774	0.4027	0.7498	0.4338
0.06347	0.2517	0.3292	0.4137	0.8501	0.4341
0.09167	0.2892	0.3894	0.4218	1.	0.4343
0.1221	0.3212	0.4616	0.4274		
0.1553	0.3481	0.5516	0.4311		

Tabelle A.4: Spannungs-Dehnungs-Kurve EN AW-6061

0	241.32	0.05	287.31	0.5	394.31
0.001	242.47	0.06	294.24	0.61	395.57
0.003	244.74	0.07	300.60	0.64	396.69
0.005	246.97	0.1	316.85	0.67	397.69
0.007	249.15	0.13	329.77	0.7	398.57
0.01	252.35	0.16	340.24	0.73	399.35
0.013	255.45	0.19	348.88	0.76	400.04
0.016	258.47	0.22	356.1	0.79	400.66
0.019	261.39	0.25	362.23	0.82	401.2
0.022	264.24	0.28	367.48	0.85	401.68
0.025	267.01	0.31	372.01	0.88	402.11
0.029	269.7	0.34	375.94	0.91	402.49
0.031	272.31	0.37	379.38	0.94	402.83
0.034	274.85	0.4	382.4	0.97	403.13
0.037	277.33	0.43	385.05	1	403.4
0.04	279.74	0.46	387.38		
0.043	282.08	0.49	389.44		
0.046	284.36	0.52	391.27		
0.049	286.58	0.55	392.88		

Tabelle A.5: Spannungs-Dehnungs-Kurve SAPA C20

0	211	0.07851	284	1	301
0.00963	222	0.09064	290		
0.02145	235	0.10263	295		
0.03312	247	0.12	299		
0.04467	258	0.14	300.3		
0.05608	268	0.18	300.4		

Tabelle A.6: Spannungs-Dehnungs-Kurve SAPA C28

0.008	264.52	0.07	295.33	0.53	393.18
0.011	266.18	0.08	299.67	0.56	395.48
0.014	267.82	0.11	311.77	0.59	397.53
0.017	269.44	0.14	322.61	0.62	399.37
0.02	271.04	0.17	332.3	0.65	401.02
0.023	272.63	0.2	340.99	0.68	402.5
0.026	274.2	0.23	348.76	0.71	403.82
0.029	275.75	0.26	355.71	0.74	405
0.032	277.29	0.29	361.94	0.77	406.06
0.035	278.81	0.32	367.51	0.8	407.01
0.038	280.31	0.35	372.5	0.83	407.85
0.041	281.79	0.38	376.97	0.86	408.61
0.044	283.26	0.41	380.96	0.89	409.29
0.047	284.71	0.44	384.54	0.92	409.9
0.05	286.15	0.47	387.75	0.95	410.44
0.06	290.82	0.5	390.61	1	411.23

ANSA
DECK REPORT
INFORMATION

USERNAME	ptr@csi-entw.de
HOSTNAME	csim32-lx-251.csi-entw.de
DATE	Thu Jul 13 10:09:41 2017
DECK	LS-DYNA
FILENAME	/s/ingofs/nsr4/FEM/Team/Studienarbeiten/2017_MA_Duswald/020_Model/02_Topologieoptimierung/02_Dokumentation/Ausgangsmodell.ansa
APPLIED ON	Model



No.	PID	PROPERTY NAME	TYPE	MID	MATERIAL NAME	THICK.	OPTI	LEN/AR/VOL	MAREA	MAREA MASS	NET MASS	TOTAL MASS	CG(X)	CG(Y)	CG(Z)	Ixx	Iyy	Izz	Ixy	Iyz	Ixz	Min.Id	Max.Id	Total
1	9980	Design_Part_Solid	SECTION SOLID	81002010	Aluminium_ABMg3.5Cr_H111_M24.24_00	-	-	1.29237e+09	0	0	3450.62	3450.62	-186.495	4.53151e-10	397.539	6.6462e+08	6.54816e+08	1.18193e+09	-0.00118628	-0.000474087	-5.71286e+07	4	1315188	1284716
2	9981	Verbindung_Haube_Bordwand	SECTION SHELL	81002010	Aluminium_ABMg3.5Cr_H111_M24.24_00	1.	-	766267	0	0	2.04593	2.04593	1.66428e-07	4.39681	1.05418e+06	224217	873650	2.44474e-05	-7.15961e-05	7320.1	43	756923	7920	
3	9987	Bordwand_Neu	SECTION SHELL	81002010	Aluminium_ABMg3.5Cr_H111_M24.24_00	1.	-	323232	0	0	0.86303	0.86303	372.129	1.87882e-13	390.52	1.56699	23654.2	1.36378	1.29234e-10	6.71662e-11	-1.535.09	45	756908	3398
4	9994	Bordwand_CAD	SECTION SHELL	81002010	Aluminium_ABMg3.5Cr_H111_M24.24_00	1.	-	726189	0	0	1.93892	1.93892	387.026	1.95448e-07	468.591	477581	83582.8	405112	-6.37263e-05	-0.000114486	3786.51	13	757005	7388
5	9995	Anbindung_Daempfer	SECTION SHELL	81002010	Aluminium_ABMg3.5Cr_H111_M24.24_00	1.	-	92793.2	0	0	0.250428	0.250428	13.4055	2.63228e-14	589.103	67896.7	566.423	67927.6	-1.2307e-11	7.32237e-12	0.0454816	1980	106489	940
6	9996	Anbindung_Querlenker_Vorne	SECTION SHELL	81002010	Aluminium_ABMg3.5Cr_H111_M24.24_00	1.	-	35184.1	0	0	0.0939415	0.0939415	534.976	1.98467e-12	135.536	11601.1	84.9168	11383.1	-6.29636e-12	-2.8546e-12	-0.0211533	1999	106524	400
7	9997	Anbindung_Querlenker_Hinten	SECTION SHELL	81002010	Aluminium_ABMg3.5Cr_H111_M24.24_00	1.	-	22357	0	0	0.0602273	0.0602273	11.4271	-2.63144e-13	62.7441	6806.59	31.8104	6798.22	1.93998e-12	-5.46193e-12	-0.0993081	2057	106534	260

TYPE	NET MASS	MAREA MASS	ADDED MASS	TOTAL MASS	MASS INCR. %
SHELLs	5.25248	0	0	5.25248	0.000
SOLIDs	3450.62	0	0	3450.62	0.000
MASSes	2200	0	0	2200	0.000
NODAL_RBODYs	0	0	0	0	-
TOTAL	5655.87	0	0	5655.87	0.000
TOTAL SOLID VOLUME	1.29237e+09	-	-	-	-

ANSAPART MASS INFORMATION

No.	ID	NAME	MASS	CG(X)	CG(Y)	CG(Z)	Ixx	Iyy	Izz	Ixy	Iyz	Ixz
1	2	Vorderwagen_Gesamt	5655.87	52.6525	8.45097e-07	415.525	1.6551e+09	1.32694e+09	2.35225e+09	-1.52077	-1.63035	-9.14116e+07
TOTAL			5655.87	52.6525	8.45097e-07	415.525	1.6551e+09	1.32694e+09	2.35225e+09	-1.52077	-1.63035	-9.14116e+07

Tabelle A.7: Getestete Längsträgerprofile; Fett: Ausgewählte Profile

Var	h [mm]	b [mm]	t [mm]	Mat	Rippen	Kraft [kN]
01	140	70	3	C20	1	120
02	140	70	2	C20	1	70
03	140	70	2	C20	0	/
04	160	80	3	C20	1	/
05	140	70	3	C28	1	145
06	140	70	4	C28	1	233
07	140	70	2,7	C20	2	145
08	160	75	2,7	C28	2	190
09	140	70	2,5	C28	2	159
10	140	70	2,6	C28	2	175
11	160	70	2,8	C28	2	179
12	120	60	2,1	C28	1	75
13	120	60	2	C28	1	70
15	60	30	1,6	C20	1	33
Var	d [mm]	t Rohr [mm]	t Blech [mm]	Material		Kraft [kN]
17	80	2	1,5	C20		110
18	80	3	2	C28		240
19	60	2	2	C28		/
20	80	2	1,5	C28		130
21	80	2,5	1,5	C28		180
22	80	2,5	1	C28		175

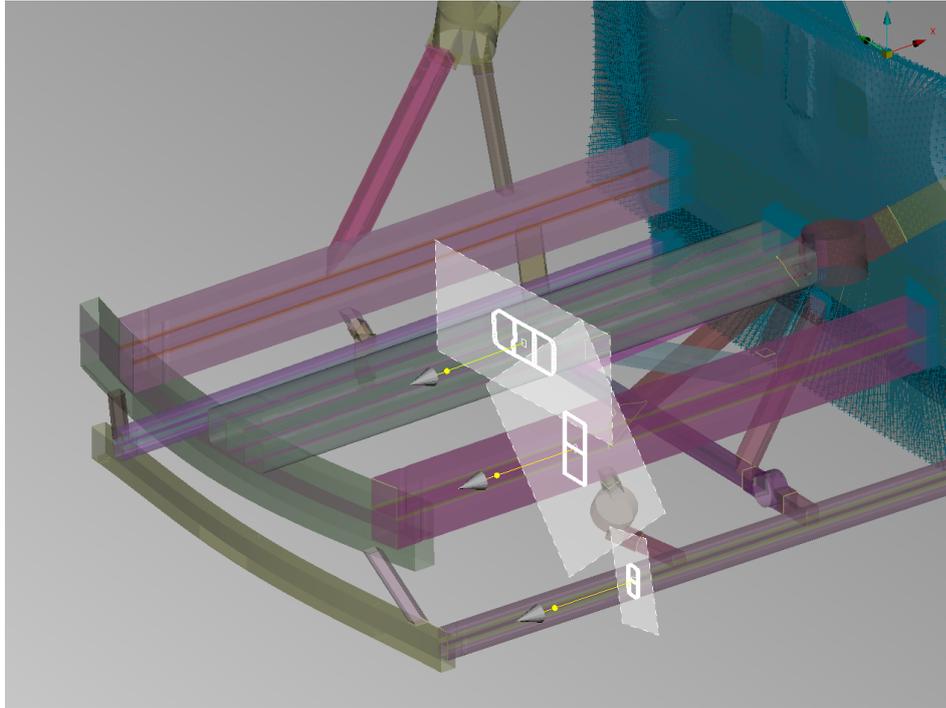


Abbildung A.3: Lage der Section Forces für die Craschauswertung

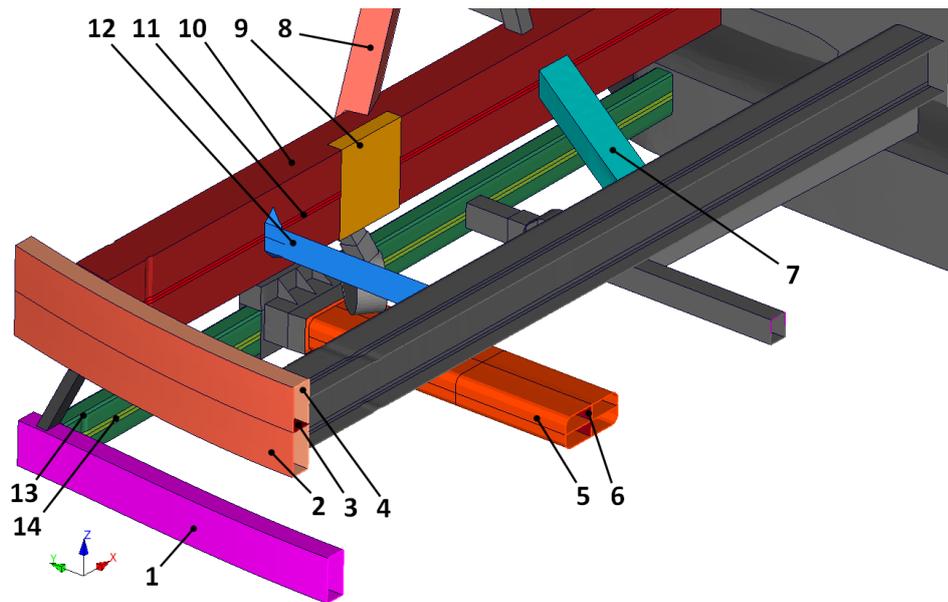


Abbildung A.4: Parameter für die Variablenoptimierung

Tabelle A.8: Ergebnisse des ARSM Algorithmus: Werte der Parameter **P** (Siehe Seite xxiii) der Varianten **V**

Iter	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V1	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,16	29,84	685,51
V2	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,33	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,25	29,08	685,47
V3	1,80	3,00	2,00	2,10	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,30	28,58	671,54
V4	2,10	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,30	29,51	679,55
V5	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,80	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,24	29,28	682,17
V6	1,80	3,00	2,33	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,18	28,96	689,76
V7	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,50	1,60	1,70	29,19	29,29	687,35
V8	1,80	3,50	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,31	29,36	685,07
V9	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,50	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,21	29,95	682,38
V10	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,86	1,96	29,52	30,69	685,40
V11	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,33	2,63	3,00	1,60	1,70	29,93	32,70	689,49
V12	1,80	3,00	2,00	1,80	2,91	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,49	29,47	680,30
V13	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,33	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,18	29,84	682,44
V14	1,60	2,55	1,70	1,81	2,13	2,15	2,20	1,70	2,55	1,70	1,90	2,55	1,40	1,50	27,31	26,68	697,42
V15	1,60	2,55	1,70	1,92	2,13	2,30	2,20	1,70	2,57	1,70	1,90	2,55	1,40	1,50	27,38	28,96	703,01
V16	1,60	2,55	1,70	1,60	2,13	1,79	2,20	2,08	2,69	1,70	1,90	2,55	1,40	1,50	27,34	27,37	708,69
V17	1,60	2,55	1,70	1,60	2,13	1,85	2,20	1,70	2,62	1,70	1,90	2,55	1,40	1,50	27,22	26,91	706,87

Iter	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V18	1,87	2,55	1,70	1,60	2,13	1,89	2,20	1,79	2,74	1,70	1,90	2,55	1,40	1,50	27,40	26,17	697,27
V19	1,60	2,55	1,70	1,60	2,13	2,12	2,40	1,85	2,82	1,70	1,90	2,55	1,40	1,50	27,36	27,18	699,42
V20	1,70	2,55	1,87	1,60	2,13	2,15	2,43	1,82	2,80	1,70	1,90	2,55	1,40	1,50	27,39	27,43	709,27
V21	1,67	2,55	1,70	1,60	2,13	1,82	2,20	1,88	2,85	1,70	1,90	2,73	1,40	1,50	27,35	25,55	702,11
V22	1,71	2,55	1,79	1,60	2,13	1,88	2,20	1,90	2,85	1,70	1,90	2,93	1,40	1,50	27,39	26,23	696,60
V23	1,74	2,99	1,85	1,60	2,13	1,89	2,25	1,90	2,85	1,70	1,90	2,90	1,40	1,50	27,55	28,71	713,80
V24	1,72	2,55	1,82	1,60	2,13	1,89	2,22	1,90	2,85	1,70	1,90	3,02	1,40	1,50	27,39	27,61	708,54
V25	1,74	2,69	1,88	1,60	2,13	1,89	2,28	1,90	2,85	1,70	1,90	2,75	1,51	1,61	27,59	29,29	712,47
V26	1,74	2,78	1,91	2,03	2,13	2,11	2,35	1,90	3,15	1,71	1,91	2,82	1,40	1,50	27,72	28,14	708,82
V27	1,74	2,74	2,01	1,60	2,13	2,11	2,32	1,90	2,91	1,70	1,90	2,87	1,43	1,53	27,50	30,31	712,59
V28	1,74	2,82	1,99	1,64	2,24	2,11	2,37	1,97	3,09	1,79	1,99	2,85	1,48	1,58	28,06	30,60	707,30
V29	1,74	2,87	1,91	1,69	2,13	2,11	2,48	1,90	2,85	1,85	2,05	3,11	1,46	1,56	28,29	27,99	693,84
V30	1,74	2,85	1,90	1,75	2,29	2,11	2,39	1,94	2,85	1,82	2,02	3,03	1,50	1,60	28,19	28,93	699,23
V31	1,74	2,89	2,05	1,76	2,32	2,11	2,42	1,96	2,85	1,88	2,08	2,90	1,53	1,63	28,50	28,50	696,32
V32	1,86	2,90	1,91	1,94	2,28	2,10	2,44	1,92	2,85	1,91	2,11	2,90	1,52	1,62	28,61	28,43	693,42
V33	1,80	2,80	1,99	1,70	2,26	2,10	2,38	1,82	2,70	1,82	2,02	2,80	1,46	1,56	28,14	28,88	699,54
V34	1,80	2,80	1,83	2,10	2,24	1,99	2,50	1,98	3,00	1,83	2,03	2,93	1,45	1,55	28,33	28,80	680,17
V35	1,74	2,70	1,81	2,23	2,04	1,88	2,44	2,08	2,85	1,75	1,95	3,03	1,40	1,50	28,01	30,91	702,29

Iter	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V36	1,86	2,70	1,75	1,94	2,06	2,10	2,56	1,91	2,85	1,75	1,95	2,83	1,40	1,50	28,04	28,44	698,97
V37	1,86	2,70	1,91	2,20	2,13	1,88	2,56	1,88	2,85	1,75	1,95	2,93	1,40	1,50	28,18	29,09	696,91
V38	1,86	2,70	1,75	2,01	2,13	2,10	2,44	2,08	2,85	1,75	1,95	2,83	1,40	1,50	28,10	28,77	695,20
V39	1,74	2,82	1,91	2,01	2,00	1,91	2,56	1,88	2,96	1,75	1,95	2,83	1,45	1,55	28,07	29,33	704,10
V40	1,86	2,70	1,75	2,19	2,07	2,10	2,44	1,88	3,15	1,75	1,95	3,03	1,40	1,50	28,16	30,98	696,56
V41	1,74	2,70	1,79	2,19	2,10	1,88	2,44	1,88	2,85	1,91	2,11	3,03	1,40	1,50	28,29	28,78	686,64

Tabelle A.10: Ergebnisse des GRSM Algorithmus: Werte der Parameter **P** (Siehe Seite xxiii) der Varianten **V**

Iter	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V1	1,80	3,00	2,00	1,80	2,50	2,00	2,50	2,00	3,00	2,00	2,20	3,00	1,60	1,70	29,16	29,48	685,88
V2	2,12	3,18	2,06	2,48	3,15	2,48	2,79	2,31	3,17	2,38	2,58	3,44	1,84	1,94	31,77	33,49	638,47
V3	1,72	3,02	2,37	2,49	1,82	2,57	2,75	1,60	2,49	2,23	2,43	2,56	1,97	2,07	29,78	32,97	674,45
V4	2,09	3,32	1,73	2,48	2,72	1,80	2,35	1,53	2,07	2,34	2,54	3,17	1,46	1,56	30,25	31,38	659,62
V5	2,17	3,33	2,35	2,01	2,19	2,68	2,30	1,54	3,49	2,01	2,21	3,49	1,42	1,52	28,99	29,40	668,07
V6	1,85	3,47	1,70	2,04	3,09	2,64	2,28	2,02	2,03	2,46	2,66	2,80	1,83	1,93	31,28	34,94	679,90
V7	1,81	2,56	2,43	1,99	3,17	2,57	2,21	1,73	2,30	2,50	2,70	3,45	1,60	1,70	30,85	34,98	675,74
V8	1,98	2,67	1,75	2,23	1,97	1,85	2,55	1,50	2,06	1,93	2,13	3,45	1,98	2,08	28,94	29,51	687,56
V9	1,88	3,48	2,43	2,38	1,81	1,88	2,78	2,07	2,01	1,81	2,01	3,29	1,72	1,82	28,71	28,35	706,17
V10	2,07	3,33	2,35	1,87	2,15	1,81	2,35	1,53	2,15	2,49	2,69	3,34	1,97	2,07	30,71	36,67	685,74
V11	1,86	2,59	1,70	2,50	1,99	2,45	2,79	2,32	3,22	1,73	1,93	2,81	1,85	1,95	28,75	28,17	711,53
V12	2,17	3,40	2,41	2,03	2,92	1,69	2,54	2,39	2,16	1,72	1,92	2,55	1,98	2,08	29,63	28,20	697,15
V13	2,13	2,62	2,38	2,41	2,85	2,36	2,31	1,78	3,01	1,92	2,12	2,96	1,98	2,08	29,95	30,00	689,05
V14	1,80	2,73	2,36	1,63	3,03	2,63	2,76	1,62	2,08	1,86	2,06	3,16	1,89	1,99	29,44	30,07	699,06
V15	2,02	2,58	1,70	2,14	1,83	1,95	2,49	1,59	2,00	1,85	2,05	3,35	1,92	2,02	28,57	28,99	695,85
V16	1,89	2,78	1,97	1,85	1,80	1,98	2,60	1,50	3,32	1,70	1,90	3,26	1,40	1,50	27,48	26,75	709,92
V17	1,93	2,59	1,82	2,31	1,83	1,95	2,51	1,51	2,00	1,85	2,05	3,50	1,92	2,02	28,60	29,98	693,50

Iter	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V18	2,14	3,30	2,05	2,01	1,80	2,33	2,50	1,51	3,50	1,70	1,90	3,47	1,40	1,50	27,84	26,39	689,08
V19	2,10	3,39	1,97	1,92	1,80	2,43	2,44	1,50	3,35	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,79	27,75	686,97
V20	2,15	3,28	1,97	1,96	1,80	2,31	2,51	1,50	3,49	1,70	1,90	3,46	1,40	1,50	27,84	26,39	689,08
V21	2,06	3,43	2,05	1,84	1,80	2,52	2,50	1,59	3,20	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,80	27,99	704,81
V22	1,93	3,38	1,98	1,90	1,80	2,51	2,39	1,50	3,22	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,69	28,45	687,69
V23	1,94	3,34	1,91	1,99	1,80	2,61	2,44	1,50	3,37	1,70	1,90	3,47	1,46	1,56	27,84	27,98	697,22
V24	1,73	2,79	1,89	1,90	1,80	1,99	2,34	1,50	3,29	1,70	1,90	3,32	1,40	1,50	27,35	26,85	708,31
V25	1,88	3,29	2,02	1,99	1,80	2,61	2,33	1,50	3,07	1,70	1,90	3,40	1,40	1,50	27,67	27,02	692,24
V26	1,60	3,49	1,74	1,60	1,80	1,60	2,20	1,50	3,33	1,70	1,90	2,50	1,40	1,50	27,27	27,46	698,40
V27	1,83	3,38	1,95	2,08	1,80	2,50	2,27	1,59	2,92	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,71	29,97	697,69
V28	1,63	3,34	1,71	1,60	1,80	1,60	2,20	1,50	2,76	1,70	1,90	3,34	1,40	1,50	27,21	26,30	699,80
V29	1,83	3,38	2,10	1,95	1,80	2,50	2,39	1,50	3,05	1,70	1,90	3,30	1,40	1,50	27,68	26,77	698,73
V30	1,95	2,96	1,77	1,61	1,80	1,61	2,20	1,50	3,46	1,70	1,90	3,07	1,40	1,50	27,37	26,36	700,38
V31	1,83	3,20	1,95	2,08	1,80	2,69	2,27	1,50	3,21	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,66	28,93	694,81
V32	1,85	3,20	1,78	1,60	1,80	1,77	2,20	1,50	3,11	1,70	1,90	3,49	1,40	1,50	27,33	27,02	705,83
V33	1,83	3,20	1,96	1,97	1,80	2,68	2,39	1,50	2,92	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,61	27,93	696,81
V34	2,11	2,50	1,70	2,07	1,80	1,60	2,29	1,50	2,33	1,70	1,90	2,50	1,40	1,50	27,36	26,97	705,58
V35	1,83	3,19	2,09	1,90	1,80	2,50	2,27	1,50	2,94	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,54	27,39	701,18

Iter	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V36	1,99	3,30	2,00	1,90	1,80	2,32	2,20	1,50	3,39	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,67	28,19	693,35
V37	1,93	3,20	2,08	1,97	1,80	2,21	2,26	1,50	3,24	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,64	28,37	694,96
V38	1,99	3,30	2,03	2,01	1,80	2,42	2,31	1,50	3,28	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,73	26,96	694,57
V39	1,94	3,40	1,93	1,81	1,87	2,22	2,21	1,53	3,49	1,70	1,90	3,40	1,40	1,50	27,68	27,32	694,48
V40	2,06	3,49	1,91	1,81	1,80	2,44	2,22	1,50	3,40	1,70	1,90	3,49	1,40	1,50	27,73	27,40	695,60
V41	2,05	3,20	2,08	1,81	1,80	2,43	2,21	1,59	3,50	1,78	1,98	3,50	1,46	1,56	28,01	29,18	698,54
V42	2,15	3,18	2,16	1,97	1,80	2,45	2,24	1,50	3,49	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,76	27,62	706,48
V43	2,05	3,20	2,08	1,99	1,80	2,21	2,20	1,59	3,50	1,78	1,98	3,45	1,40	1,50	27,97	29,78	688,52
V44	1,93	3,41	1,92	1,90	1,82	2,41	2,35	1,50	3,28	1,70	1,90	3,49	1,40	1,50	27,69	26,57	697,43
V45	1,93	3,20	1,93	1,81	1,94	2,21	2,20	1,59	3,50	1,70	1,90	3,50	1,44	1,54	27,65	26,68	704,78
V46	1,60	2,51	1,71	2,21	1,80	1,60	2,80	1,50	3,48	1,70	1,90	2,50	1,40	1,50	27,41	27,36	707,89
V47	1,93	3,40	1,94	1,81	1,94	2,21	2,20	1,50	3,42	1,72	1,92	3,50	1,46	1,56	27,79	29,19	693,99
V48	1,60	2,92	1,70	1,62	2,76	1,60	2,21	1,50	3,50	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	28,00	26,76	703,53
V49	1,93	3,20	1,93	1,81	1,94	2,43	2,20	1,57	3,24	1,70	1,90	3,40	1,40	1,50	27,63	27,31	711,56
V50	1,98	3,50	2,09	2,43	1,80	1,62	2,80	1,50	2,16	1,70	1,90	2,50	1,40	1,50	27,90	26,44	708,54
V51	2,05	3,40	2,08	1,81	1,94	2,21	2,20	1,51	3,24	1,78	1,98	3,40	1,43	1,53	27,97	29,59	696,97
V52	1,91	3,50	1,70	1,91	1,80	1,63	2,45	1,50	3,50	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,68	27,38	703,32
V53	1,93	3,36	2,08	1,99	1,80	2,21	2,26	1,50	3,50	1,78	1,98	3,50	1,40	1,50	27,99	28,15	681,66

Iter	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V54	1,74	3,50	1,70	2,21	1,84	2,66	2,28	1,50	3,49	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,76	27,13	823,09
V55	2,05	3,20	2,03	1,99	1,94	2,21	2,26	1,50	3,50	1,70	1,90	3,46	1,46	1,56	27,91	27,98	693,27
V56	1,92	3,30	2,03	1,94	1,80	2,20	2,25	1,50	3,42	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,61	27,81	695,10
V57	2,05	3,40	2,08	1,81	1,80	2,21	2,26	1,50	3,50	1,70	1,90	3,40	1,46	1,56	27,80	30,74	708,43
V58	1,94	3,32	2,07	1,95	1,80	2,21	2,23	1,50	3,45	1,72	1,92	3,50	1,40	1,50	27,62	28,28	701,40
V59	1,93	3,20	2,08	1,99	1,81	2,21	2,20	1,56	3,50	1,78	1,98	3,50	1,46	1,56	28,05	28,82	678,59
V60	2,01	3,30	1,97	1,90	1,80	2,34	2,20	1,50	3,37	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,67	28,19	693,35
V61	2,05	3,40	1,93	1,99	1,94	2,43	2,20	1,50	3,24	1,70	1,90	3,40	1,46	1,56	27,92	28,89	697,59
V62	1,92	3,19	2,09	1,99	1,80	2,14	2,20	1,56	3,47	1,71	1,91	3,50	1,43	1,53	27,67	28,86	692,59
V63	2,05	3,40	1,93	1,81	1,94	2,21	2,26	1,57	3,24	1,70	1,90	3,48	1,40	1,50	27,76	26,75	696,27
V64	1,93	3,20	2,06	1,98	1,80	2,20	2,22	1,54	3,49	1,72	1,92	3,49	1,42	1,52	27,64	27,99	691,51
V65	1,87	3,15	2,13	2,07	1,80	2,13	2,20	1,57	3,50	1,80	2,00	3,39	1,40	1,50	27,93	29,58	685,62
V66	1,64	2,61	2,08	2,06	1,80	2,64	2,20	1,50	3,41	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,37	26,35	699,03
V67	1,99	3,10	2,13	2,07	1,80	2,31	2,24	1,62	3,34	1,80	2,00	3,39	1,47	1,57	28,09	29,73	687,08
V68	1,75	2,97	1,91	2,07	1,80	1,81	2,20	1,51	2,98	1,70	1,90	3,49	1,40	1,50	27,45	29,01	686,46
V69	1,69	2,87	1,87	1,99	1,82	1,70	2,26	1,50	3,12	1,78	1,98	3,39	1,41	1,51	27,65	30,14	699,49
V70	1,69	2,95	1,88	2,09	1,80	1,76	2,20	1,50	2,74	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,39	29,47	692,96
V71	1,64	3,05	1,81	2,00	1,94	1,65	2,26	1,50	2,89	1,70	1,90	3,40	1,46	1,56	27,55	27,59	705,14

Iter	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	Mass [kg]	Acc [g]	Disp [mm]
V72	1,66	3,05	1,95	2,05	1,81	1,83	2,20	1,50	2,92	1,70	1,90	3,50	1,40	1,50	27,44	27,88	701,25
V73	1,75	2,85	1,81	2,00	1,94	1,66	2,20	1,50	2,59	1,71	1,91	3,50	1,45	1,55	27,54	27,62	706,15
V74	1,85	2,58	1,79	2,02	1,80	1,61	2,20	1,50	2,41	1,70	1,90	3,47	1,40	1,50	27,30	26,66	697,11
V75	1,64	3,05	1,95	2,18	1,94	1,65	2,26	1,50	2,89	1,78	1,98	3,50	1,40	1,50	27,80	29,36	690,42
V76	1,60	2,50	1,70	1,85	1,81	1,60	2,80	2,34	2,00	1,70	1,90	2,50	1,40	1,50	27,32	26,96	710,04
V77	1,64	3,05	1,81	2,00	1,80	1,87	2,20	1,59	2,59	1,70	1,90	3,40	1,46	1,56	27,46	28,34	707,95
V78	1,63	2,50	1,79	2,41	1,80	1,60	2,20	1,50	2,10	1,70	1,90	3,48	1,40	1,50	27,28	27,03	713,31
V79	1,64	2,85	1,91	2,00	1,94	1,65	2,26	1,50	2,59	1,70	1,90	3,43	1,40	1,50	27,35	27,56	704,64
V80	1,86	2,50	1,71	2,11	1,80	1,60	2,20	1,50	2,49	1,70	1,90	3,46	1,40	1,50	27,31	27,73	704,25