



# **Entwicklung einer Leichtbau-Tragstruktur zur Anbindung einer SOFC APU an ein Fahrzeug**

**Masterarbeit**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

am

**Institut für Leichtbau**

von

**Siegfried Hartwig, Bsc.**

Graz, im Oktober 2014

## Eidesstattliche Erklärung

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

## Statutory Declaration

I hereby declare that I have written this thesis independently without any external unauthorized help. Any parts of this thesis which are quoted from or based on other sources have been acknowledged as such without exception.

Graz, am .....

.....

(Unterschrift)

## In Kooperation mit

Institut für Leichtbau



Leitung: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir  
Begutachter: Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Christian Moser  
Betreuer: Dipl.-Ing. Christian Buzzi

AVL List GmbH



Abteilung: PTE / DR Fuel Cell  
Leitung: Dr. techn. Dipl.-Ing. Jürgen Rechberger  
Betreuer: Dipl.-Ing. Michael Reissig

## Vorwort

Vielen Dank an das Personal und die Leitung der beteiligten Institutionen und Abteilungen für die hervorragende Betreuung und zur Verfügung gestellten Ressourcen, welche diese vorliegende Arbeit ermöglicht haben.

In diesem Sinne möchte ich meine höchste Wertschätzung für die Technische Universität Graz und ihren Instituten für die großartige Ausbildung kundtun.

Mein Dank gebührt auch der AVL List GmbH für die Anstellung als Werksstudent, die mir in den letzten zwei Jahren viel praktische Erfahrung und die nötige finanzielle Freiheit für meine tertiäre Lehre eingebracht hat.

Besonderer Dank gebührt meiner Familie und Freunden für die langjährige Unterstützung während meines Studiums.

Graz, im Oktober 2014

## Zusammenfassung

Im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen dominiert nach wie vor die Verbrennungskraftmaschine. Allerdings ergeben sich durch das wachsende Umweltbewusstsein Anwendungsgebiete für neue Technologien, bei denen die VKM nicht effektiv genug ist. Hochtemperaturbrennstoffzellen können energiereiche Kohlenwasserstoffe wie Benzin und Diesel direkt in elektrische Leistung umwandeln und können damit parallel zu den VKM im Fahrzeug effizient eingesetzt werden.

Die vorliegende Arbeit umfasst die Auslegung und Designstudie einer Tragstruktur für eine SOFC APU zur Anbindung an einen Lastkraftwagen. Die SOFC APU wird mit „Solid Oxide Fuels Cells – Auxiliary Power Unit“ beschrieben und es handelt sich um eine Stromaggregat auf Basis der Festoxidbrennstoffzellentechnologie.

Vorangestellt ist eine kurze Studie zu Leichtbau, Werkstoffen und der Finiten Elemente Methode. Aufbauend auf einem kurzen Einblick in die Anbindungen an ein Nutzfahrzeug und Reengineering der bestehenden APU wurde ein mechanisches Systemkonzept entwickelt. Zur detaillierten Konstruktion und Simulation wurde eine kontinuierlich integrierte Software, welche die beiden Bereiche CAD und CAE verbindet, herangezogen.

In der Designstudie wurden verschiedene computerunterstützte Analysemethoden angewandt um mit Hilfe von thermischen, thermomechanischen Simulationen statische Belastungen und mittels Modalsimulationen dynamische Belastung an dem virtuellen Prototyp zu erproben. Die Ergebnisse und Zwischenergebnisse der Belastungsprobe wurden in einem abschließenden Beispiel zum Nachweis der Ermüdungsfestigkeit herangezogen.

## Abstract

**Title: “Development of a lightweight container for a SOFC APU mounted on a truck”**

The power train of today’s vehicles is dominated by the combustion engine. As the environmental consciousness is growing new technologies gain ground where the traditional engine is too ineffective. High-temperature fuels cells are capable of transforming hydrocarbons such as gasoline and diesel into electric power and therefore may be deployed efficiently parallel to combustion engines.

This thesis contains a design-study of a container for a SOFC APU to be mounted on a truck. SOFC is the short term for solid oxide fuels cells and APU is the abbreviation for auxiliary power unit.

It is preceded by a short study of lightweight construction, materials and the finite element method. After a short introduction in common bearing structures of trucks and the reengineering of the existing container for the SOFC APU the mechanical concept was developed.

The detailed design and simulation were done with the use of continuous integrated software, which combines CAD and CAE. Several methods were applied to analyze the static and dynamic load and stress of the unit involving thermic, thermo-mechanic and modal simulation. The results of the load tests were further used for an example of a fatigue calculation.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung und Aufgabenstellung</b>	<b>9</b>
<hr/>		
1.1	Motivation für Brennstoffzellensysteme [2] .....	9
1.1.1	Vorteile direkter Umsetzung des Brennstoffes [3] .....	10
1.1.2	Technologie Hochtemperaturbrennstoffzellen .....	10
1.2	Applikation als mobiles Hilfsaggregat .....	11
1.2.1	Aufbau und Funktionsweise des Gesamtaggregates .....	12
1.2.2	Implikation in LKW-Betrieb [6].....	13
1.3	Einteilung und Projektplanung der Arbeit.....	14
1.3.1	Vorgehensweise und zeitliche Einteilung .....	14
1.3.2	Anforderung an die Tragstruktur .....	16
1.3.3	Verwendete Software und Werkzeuge.....	19
<b>2</b>	<b>Einführung Leichtbaukonstruktion</b>	<b>20</b>
<hr/>		
2.1	Prinzipien und Vorbild Natur .....	20
2.2	Methoden und Konzepte des Leichtbaus .....	21
2.2.1	Möglichst direkte Krafteinleitung und Spannungsausgleich .....	21
2.2.2	Große Flächenträgheits- und Widerstandsmomente .....	22
2.2.3	Feingliederung von Strukturen und gezielte Versteifungen .....	23
2.2.4	Nutzung der Stützwirkung durch Krümmung .....	24
2.2.5	Integratives Prinzip zur Vermeidung von Verbindungen .....	25
2.2.6	Erreichung einer vorgegebenen Nutzungs- und Lebensdauer .....	25
2.3	Problemstruktur aus Optimierung und Kosten .....	26
2.4	Werkstoffe und deren Auswahlkriterien.....	27
2.4.1	Übliche Werkstoffe in der Fahrzeugtechnik [12] .....	27
2.4.2	Stahl [17] [8] [12] .....	27
2.4.3	Leichtmetalle [17] [8].....	28
2.4.4	Kunststoffe [18] [12] .....	29
2.5	Verwendete Leichtbauprinzipien und Werkstoffe .....	29
2.5.1	Kriterien für die Werkstoffauswahl .....	29
2.5.2	Auswahl an Werkstoffen und deren Eigenschaften .....	30
<b>3</b>	<b>Einleitung Finite-Elemente Methode mit Bezug auf Siemens NX 8.5</b>	<b>33</b>
<hr/>		
3.1	Grundzüge der mathematischen Formulierung [19].....	33
3.1.1	Lineare Statik mit FE-Ansatz .....	34
3.1.2	Einschränkungen der linearen FEM .....	35
3.1.3	Eigenfrequenzanalyse (Modalanalyse) .....	37
3.1.4	Grundgleichungen für die Wärmetransportanalyse .....	38
3.2	Gleichungslöser der NX NASTRAN Software .....	38
3.2.1	Linear Structural Solver 101: Linear Statics [19] [21].....	39
3.2.2	Linear Structural Solver 103: Real Eigenvalues [22] [23] .....	40
3.2.3	Thermal Solver 153: Steady State Nonlinear Heat Transfer .....	41
3.3	Diskretisierung und Auswahl an finiten Elementen .....	42
3.3.1	Skalare Elemente (0D) [25] .....	42
3.3.2	Eindimensionale Elemente (1D) [25] .....	42

3.3.3	Flächenelemente (2D) [25] .....	43
3.3.4	Volumenselemente (3D) [25].....	44
3.3.5	Beispielkombinationen verschiedener Elementtypen.....	44
3.4	FEM Modellaufbau und Anwendungshilfen.....	47
3.4.1	Idealisierung der Geometrie .....	47
3.4.2	Vernetzen und Elementauswahl.....	48
3.4.3	Elementqualität [29] .....	51
3.5	Lasten und Randbedingungen.....	51
3.5.1	Dirichlet-Randbedingungen [30].....	52
3.5.2	Neumann-Randbedingungen [28] .....	52
3.6	Weiterführende Analysen und Post-Processing.....	53
3.6.1	Thermomechanische Analyse .....	53
3.6.2	Analyse bei dynamischer Belastung.....	54
3.6.3	Vergleichsspannung der Gestaltänderungsenergie-Hypothese .....	55
<b>4</b>	<b>Technische Lösung</b>	<b>57</b>
4.1	Beispiele aus dem LKW-Bau .....	57
4.1.1	Konsolen mit Gurt .....	57
4.1.2	Schalensysteme.....	58
4.2	Reengineering vorhergehender Lösungen .....	59
4.3	Systementwurf .....	59
4.3.1	Rahmen und Konsole .....	60
4.3.2	Hülle und Modularisierung .....	62
4.4	Designstudie Prototyp .....	63
4.4.1	Aufbau Konstruktion (CAD).....	63
4.4.2	Aufbau Gesamtsimulation (CAE).....	64
4.4.3	Thermische Simulation der Gesamteinheit .....	66
4.4.4	Lokalisierung .....	68
4.4.5	Modalanalyse.....	70
4.4.6	Strukturelle Dämpfung [33] .....	71
4.4.7	Anbringen und Auswerten von virtuellen Sensorpunkten .....	73
4.4.8	Auswerten einer transienten Belastung .....	73
4.5	Rechnerischer Nachweis der Ermüdungsfestigkeit.....	74
4.5.1	Erstellen der Belastungsklassen und Kollektivkennwerte .....	74
4.5.2	Werkstoffkennwerte.....	75
4.5.3	Konstruktionskennwerte und Bauteilwechselfestigkeit .....	75
4.5.4	Bauteildauer- und Betriebsfestigkeit .....	75
4.5.5	Sicherheitsfaktor und Nachweis .....	75
4.6	Zusammenfassung.....	76
4.7	Ausblick und Möglichkeiten zur Optimierung .....	77
<b>5</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>78</b>
<b>A.</b>	<b>Elicitation Analysis</b>	<b>80</b>
<b>B.</b>	<b>CAE – Vernetzungen</b>	<b>83</b>
<b>C.</b>	<b>Auswertung Simulationen</b>	<b>85</b>
<b>D.</b>	<b>Analyse-Code aus MathWorks MATLAB®</b>	<b>87</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Vergleich der gespeicherten Massen und Volumina für unterschiedliche .....	9
Abbildung 2: Verfahrensschemata SOFC [3] .....	10
Abbildung 3: SOFC Stack in ebener Anordnung .....	11
Abbildung 4: I.A. an Alternative Antriebssysteme von der Energieform zu den Antriebsmodulen – Beispiele [2].....	12
Abbildung 5: SOFC-APU Prozessflussbild [1] .....	13
Abbildung 6: Koordinatensystem LKW (links), Einbauraum im LKW (rechts) [6].....	13
Abbildung 7: Vorgehensweise bei der Leichtbaukonstruktion angelehnt an [8].....	15
Abbildung 8: Zeitliche Projekteinteilung .....	15
Abbildung 9: YZ - Ansicht des Bauraumes .....	17
Abbildung 10: Direkte Krafteinleitung und Spannungsausgleich. Angelehnt an [8] [10].....	21
Abbildung 11: Realisierung von großen Flächenträgheitsmomenten und Widerstandsmomenten. [8] [11] .....	22
Abbildung 12: Feingliederung und Optimierung von Strukturen [8] [10] [13].....	23
Abbildung 13: Strukturelle Integration [8] [11] [14] .....	25
Abbildung 14: Zusammenhang zwischen Kosten und Gewicht [8] .....	26
Abbildung 15: Hookesches Gesetz als Annäherung .....	36
Abbildung 16: Extrem große Verformungen bei linearer (links) und nichtlinearer (rechts) Berechnung.....	37
Abbildung 17: Teillastvektor vor Kontakt (links) und Rückstellkräfte nach Eindringen (rechts).....	39
Abbildung 18: Programmablauf des Gleichungslösers mit nichtlinearem Kontakt [21], [19].....	40
Abbildung 19: Ablauf SOL103 mit Lanczos-Methode .....	41
Abbildung 20: (a) „Solid bolt“, (b) „spider bolt“, (c) „coupled bolt“ und (d) „no-bolt“ Modell .....	45
Abbildung 21: Kugelgelenk: (links) Geometrie, (rechts) Vernetzung .....	46
Abbildung 22: (Oben) Arbeitsschritt, (Mitte) Datei , (Unten) Arbeitsumgebung [19] .....	47
Abbildung 23: Assoziierbarkeit und Assemblierbarkeit von FEM-Netzen.....	47
Abbildung 24: Thermomechanische Analyse .....	54
Abbildung 25: Analyse bei dynamischer Belastung.....	54
Abbildung 26: Betriebsfestigkeitsrechnung angelehnt an [9].....	55
Abbildung 27: L-Konsole (Voll-Kunststoff-Hybrid) aus einem langfaserverstärktem Thermoplast [31].....	57
Abbildung 28: (alle vier) Komponenten der Harnstoff-Abgasnachbehandlung (oben) Katalysatorgruppe in Schalenbauweise (u., l.) Harnstofftank aus Kunststoff und Katalysatorgruppe in Schalenblechbauweise (u., r.) Einzelne Katalysatoreinheit mit sichtbaren Spanten.....	58
Abbildung 29: SOFC-APU (links) 1.Generation (rechts) 2.Generation.....	59
Abbildung 30: Verfahrenstechnische Baugruppe.....	60
Abbildung 31: Konsole und Rahmen .....	60
Abbildung 32: Außenskelet der Tragstruktur .....	61
Abbildung 33: Stahlfeder aus gebogenem Blech mit Schweißteil verschraubt .....	62

---

Abbildung 34: Hülle und Modularisierung .....	62
Abbildung 35: Struktur CAD.....	63
Abbildung 36: Struktur CAE-FEM.....	64
Abbildung 37: Vernetzung der Flexpunkte.....	65
Abbildung 38: Struktur CAE-Simulation.....	66
Abbildung 39: Temperaturverteilung in der gesamten Baugruppe .....	66
Abbildung 40: Temperatur der Hülle bei Betrieb der APU und schwacher Konvektion .....	67
Abbildung 41: Thermomechanische Belastung der Stahlfeder .....	68
Abbildung 42: Lokalisierung der belasteten Zonen.....	68
Abbildung 43: Von-Mises-Spannungen entlang des Pfades.....	69
Abbildung 44: Hauptnormalspannung entlang des Pfades .....	69
Abbildung 45: Verlauf der Rayleigh-Dämpfung.....	72
Abbildung 46: Eingangsknoten (links), Zone und Ausgangsknoten (rechts) .....	73
Abbildung 47: Einfluss des dynamischen Modells.....	74
Abbildung 48: Vernetzung Gesamteinheit .....	83
Abbildung 49: Vernetzung Frontmodul mit Isolation.....	83
Abbildung 50: Vernetzung Basismodul mit Isolation .....	83
Abbildung 51: Vernetzung Rahmen, Konsole und Montageplatte.....	84
Abbildung 52: Vernetzung der verfahrenstechnischen Einheit.....	84
Abbildung 53: Eingangssprung und Sprungantwort.....	85
Abbildung 54: Übertragungsfunktion.....	85
Abbildung 55: Resonanzverhalten.....	86
Abbildung 56: Rainflow-Analyse.....	86



# 1 Einleitung und Aufgabenstellung

Im Rahmen der für Lastkraftfahrzeugen erforschten Hilfsstromaggregate, soll mit dieser Masterarbeit ergänzend ein neues Tragwerk in Leichtbauweise entwickelt werden. Das Hilfsstromaggregat oder englisch „Auxiliary Power Unit“, kurz APU, basiert auf der Technologie Festoxidbrennstoffzellen oder englisch „Solid Oxide Fuels Cells“, kurz SOFC, welche in der Lage sind gasförmigen Dieselmotorkraftstoff direkt in elektrische Energie umzuwandeln. Bisher wurden im Zuge eines von der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG) geförderten Projektes, genannt ASysI, bereits ein Prototyp entwickelt, gebaut und getestet [1]. Die Leistungsfähigkeit der Tragfähigkeit des Aufbaus erwies sich im Vibrationstest als mangelhaft, worauf dieses Projekt zur Verbesserung dieser Eigenschaften ausgeschrieben wurde [1]. Die neue Konstruktion soll mit Hilfe von Prinzipien moderner Ingenieursmethodik und Leichtbau umgesetzt werden, wobei besonders die Finite Elemente Methode, kurz FEM, Anwendung finden soll. Diverse auf FEM-Software basierende Simulationen und darauf fußende Analysen werden den Entwicklungszyklus ergänzen. Die abschließenden strukturellen Tests am Prüfstand konnten auf Grund der zeitintensiven Fertigung und Vorbereitung des Prototyps nicht mehr im Rahmen dieser Arbeit umgesetzt werden.

## 1.1 Motivation für Brennstoffzellensysteme [2]

Brennstoffzellensysteme im Allgemeinen sind seit Jahrzehnten Thema intensiver Forschungs- und Entwicklungsprojekte. Die Festoxidbrennstoffzellen hingegen stehen erst seit ungefähr 30 Jahren im Fokus. Ein sehr vordergründiger Vorteil ist definitiv die Möglichkeit mit dieser Art von kontinuierlichem Kraftwerk direkt einen fossilen Brennstoff wie Dieselmotorkraftstoff in elektrische Energie umwandeln zu können. Die Umwandlung erfolgt über elektrochemische Reaktionen und verzichtet auf den für Dieselmotoren üblichen Verbrennungsprozess und den damit zwingendem und limitierenden Carnot Wirkungsgrad. Damit kann im Vergleich zu herkömmlichen kontinuierlichen (Turbinen) und nicht kontinuierlichen Kraftwerken (Motorgeneratoren) ein besserer Wirkungsgrad erzielt werden. Ausschlaggebend dafür ist jedoch die von Brennstoffzellensystemen geforderte komplexe verfahrenstechnische Prozessführung und deren thermischer Isolation und mechanische Stabilität, da die Zellen empfindlich auf hohe Temperaturgradienten und Vibrationen reagieren.

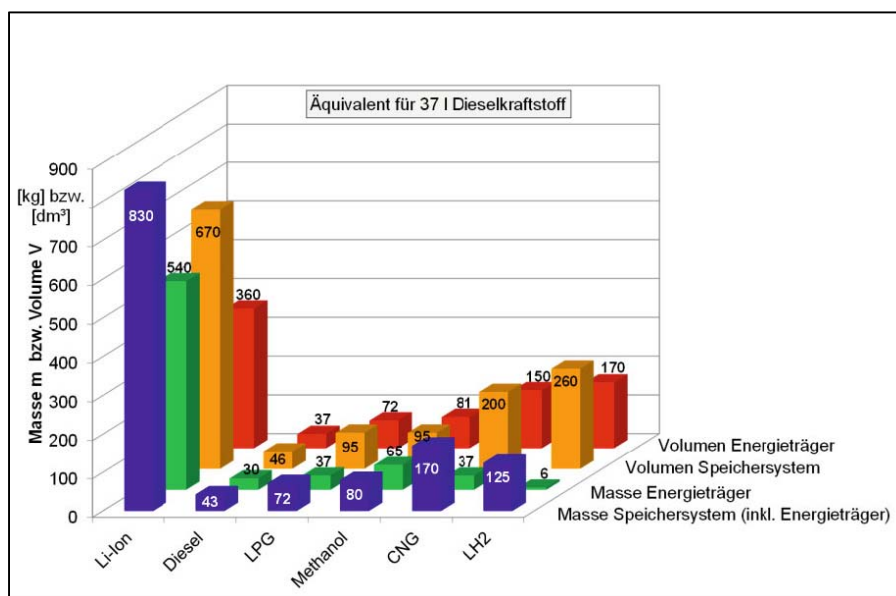


Abbildung 1: Vergleich der gespeicherten Massen und Volumina für unterschiedliche Energieträger an Bord bei gleichem Energieäquivalent [2].

Ein weiterer Aspekt liefert das Volumen und die Masse großer galvanischer Energiespeicher, wie zum Beispiel einer Lithium-Ionen-Batterie. Im Vergleich zu fossilen, flüssigen Kraftstoffen überwiegen bei gleichem Energieäquivalent die erforderliche Masse und das Volumen im Verhältnis zu einem Tank um ein vielfaches, siehe Abbildung 1.

Eine direkte Umsetzung von fossilen Kraftstoffen und damit ihre hohe Energiedichte unter einem hohen Wirkungsgrad in elektrische Energie umzuwandeln bergen wesentliche Vorteile gegenüber der Speicherung in galvanischen Zellen. Besonders gilt dies für die mobilen Anwendungen der Fahrzeugtechnik, welche eine optimale Kombination aus hoher Leistungs- und Energiedichte benötigt.

### 1.1.1 Vorteile direkter Umsetzung des Brennstoffes [3]

Der primäre Vorteil der direkten Umsetzung mittels elektrochemischer Reaktionen liegt definitiv im erreichbaren Wirkungsgrad. Dabei beträgt der theoretische Wirkungsgrad, anders als bei Verbrennungsprozessen mit limitierendem Carnot-Wirkungsgrad, bei SOFC-Brennstoffzellmodulen bis zu 75%, welcher sich aus der verlustfreien Umsetzung der zur Verfügung stehenden Enthalpie des Brennstoffes errechnet. Dieser Wirkungsgrad ist für die reale Anwendung, wegen thermischen und elektrischen Verlusten, nicht erreichbar, soll aber das Potential von Festoxidbrennstoffzellen aufzeigen. Applikationen, wie die SOFC-APU, erreichen in der Praxis bis zu 55% elektrischen Wirkungsgrad. Durch die Nutzung der Abwärme und Restenthalpie der Stack-Abgase kann der Gesamtwirkungsgrad vor allem bei größeren stationären Kraftwerken auf bis zu 70% angehoben werden [4].

Desweiteren kann hier aufgeführt werden, dass der kontinuierliche Prozess der SOFC im Fall der APU nur kleinere Gebläse benötigt und diese vibrationsarm in der Einheit gelagert werden können. Eine Geräusch- und Vibrationsentwicklung, wie bei Kolbenmaschinen oder Turbinen, ist bei der Brennstoffzellenapplikation von untergeordneter Bedeutung.

### 1.1.2 Technologie Hochtemperaturbrennstoffzellen

Im Rahmen dieser Arbeit soll nur die prinzipielle Aufbau und Funktionsweise von SOFC erläutert werden um den Bezug zur temperaturmechanischen Belastungen herzustellen. Ebenso soll durch ein übergreifendes Verständnis der verfahrenstechnischen Grundlagen das interdisziplinäre Zusammenarbeiten an komplexen Problemstellungen wie einem Hochtemperaturbrennstoffzellensystem ermöglicht und gefördert werden.

Zufolge dem Brennstoffzellenexperten Subhash C. Singhal, welcher schon mit einigen Publikationen und Anwendungen auf diesem Gebiet auf sich aufmerksam machen konnte, ermöglichen SOFC die effizienteste, direkte Umwandlung von chemischen Brennstoffen in elektrische Energie [5].

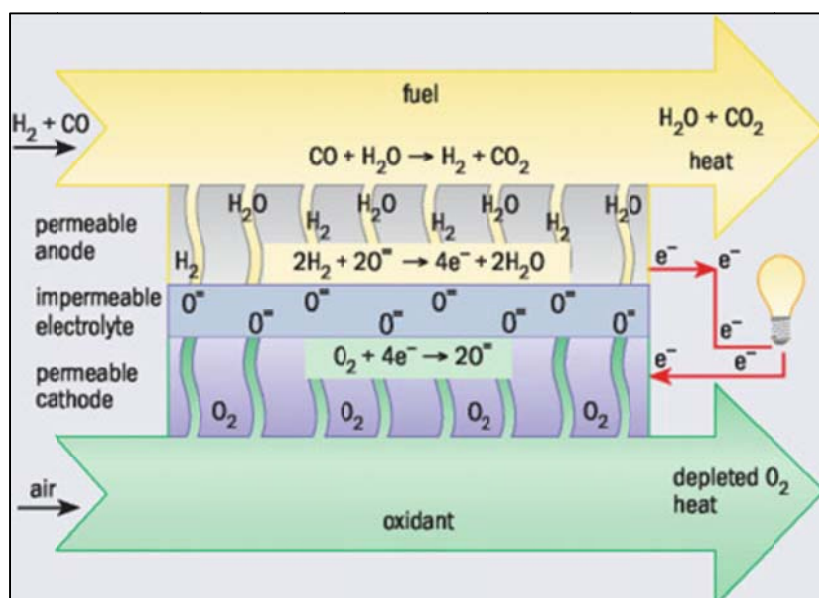


Abbildung 2: Verfahrensschemata SOFC [3]

Wie schon angedeutet, liegt der Brennstoffzelle ein elektrochemischer Vorgang zu Grunde welcher sich in einem Blockschaltbild folgender Weise (Abbildung 2) darstellen lässt.

Gasförmiger Brennstoff in Form von Wasserstoff wird der Brennstoffzelle anodenseitig zugeführt und katalytisch unter Elektronenabgabe zerlegt. Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffe, wie zum Beispiel Methan, werden mit der gleichzeitigen Zuführung von Wasserdampf mittels der sogenannten internen Reformierung zu Wasserstoff und Kohlendioxid verfügbar gemacht. An die Kathode der SOFC muss genügend Sauerstoff, zum Beispiel aus der Luft, gelangen, welcher dort in seine Ionen unter Elektronenaufnahme zerlegt wird. Diese zweifach negativen Sauerstoffionen können ab 600° durch den Elektrolyten diffundieren und anodenseitig mit dem Wasserstoff zu Wasser reagieren. Die entstandenen Abgase, unverbrauchtes Brenngas und ein Teil der Reaktionswärme werden anodenseitig abgeführt, wohingegen sauerstoffärmere Luft und der restliche Teil der Reaktionswärme an der Kathode anfallen [3].

Dieser Vorgang kann für eine bessere technische Nutzung parallel oder seriell zu sogenannten Stacks angeordnet werden wie in Abbildung 3 verbildlicht [3].

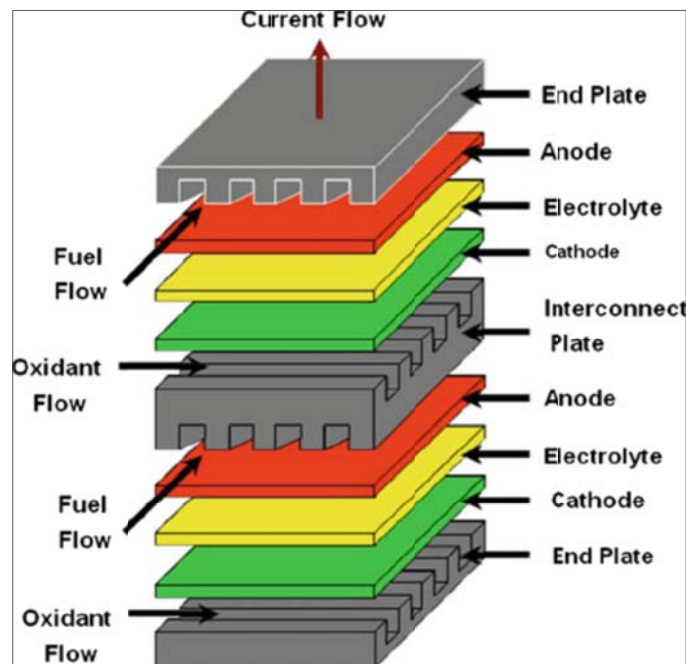


Abbildung 3: SOFC Stack in ebener Anordnung

Beim Schichtenaufbau wird der nicht gasdurchlässige Elektrolyt typischerweise aus keramischen Yttrium-stabilisiertem Zirkonoxid (YSZ) hergestellt. Dieses Material verhält sich wie ein elektrischer Isolator bei Raumtemperatur, wie ein Ionenleiter zwischen 600° und 1000°C (rot glühend) und wie elektrischer und Ionen-Leiter ab ungefähr 1500°C (weiß glühend). Der Vorteil des Materials liegt in seiner Verfügbarkeit, chemischen Stabilität, toxischen Unbedenklichkeit und wirtschaftlichen Aspekten. Als größter Nachteil und bis heute nur schwierig in Griff zu bekommen erwiesen sich der große thermische Ausdehnungskoeffizient und die damit verbundenen Dichtungsprobleme beim Aufheizen des Stacks [5]. Die Stack-internen Probleme, wie der thermomechanisch induzierte Bruch einer Zelle [1], werden im Zuge der Arbeit nicht behandelt, da der Stack als Teil des verfahrenstechnischen Systemaufbaus und nicht als Teil der äußeren Tragekonstruktion gesehen wird. Allerdings wird die Komponente als fragil angesehen und spielt mit seinen mechanischen, thermischen und kinematischen Randbedingungen bei dem Wechselspiel der Kräfte, Temperaturübergänge und Beschleunigungen zwischen der APU und dem Nutzfahrzeug eine wesentliche Rolle. Diese werden später in Kapitel 1.3.2 vorgestellt.

## 1.2 Applikation als mobiles Hilfsaggregat

Die SOFC-APU ist nicht für die Leistungsversorgung des Antriebsstranges zuständig, sondern soll während des Stillstandes des Kraftfahrzeuges in Kombination mit einer Batterie die Versorgung der an Bord befindlichen elektrischen Verbraucher sichern [1]. Die vorliegende Applikation lässt sich dabei in einer Reihe der alternativen Antriebssysteme nach folgendem Schema, schwarz eingrahmt, eingliedern [2]:

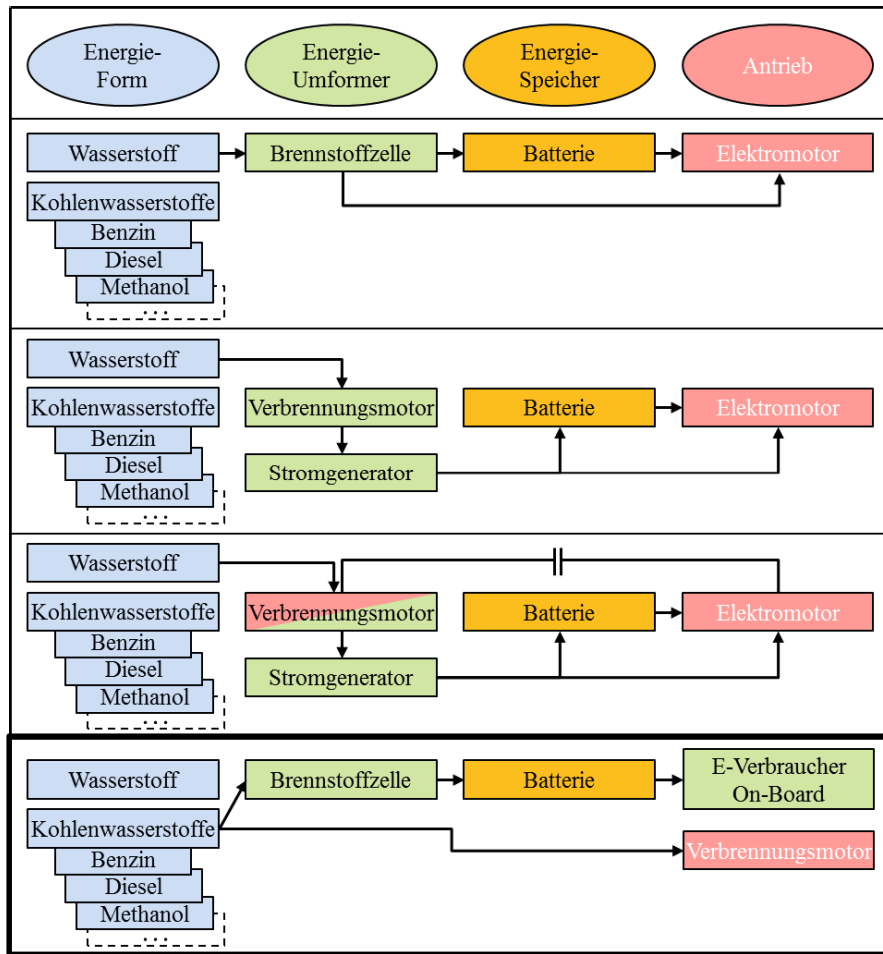


Abbildung 4: I.A. an Alternative Antriebssysteme von der Energieform zu den Antriebsmodulen – Beispiele [2]

Dieses Konzept der alternativen Versorgung der elektrischen Verbraucher an Bord eines Kraftfahrzeuges löst damit die Problematik einer relativ ineffizienten Kombination von Verbrennungsmotor, Stromgenerator, Batterie und elektrischem Verbraucher auf, welche vor allem in Teillastbereich des Verbrennungsmotors (z.B. Fahrzeugstillstand) zu tragen kommt.

### 1.2.1 Aufbau und Funktionsweise des Gesamtaggregate

Für ein besseres Verständnis der Maßnahmen und Konzepte, welche bei dieser Arbeit entwickelt wurden, ist es notwendig einen tieferen Blick in den Aufbau und die Funktionsweise der SOFC-APU zu werfen. Die im vorhergehenden Kapitel erläuterte Technologie Hochtemperaturzelle bildet den Kern des Aggregats. Wie in Abbildung 5 dargestellt, müssen einige weitere Komponenten genauer betrachtet werden. Beginnend links oben in der Abbildung befindet sich die Dieselmotorkraftstoffzufuhr welcher am darauffolgenden Knotenpunkt mittels Wärmezufuhr durch Mischung mit bereits erhitztem Brenngas verdampft wird. Danach wird das angereicherte Gas zusammen mit komprimierter Luft dem Anodengebläse zugeführt. Dieses führt das Gas über einen Reformer, welcher die Gaszusammensetzung umbaut einem Wärmetauscher zu. Nach dem Wärmetausch besitzt das Gas die für den SOFC-Stack notwendigen thermischen und chemischen Eigenschaften. Die Nachverbrennung im „Burner“ in der Mitte der Abbildung verbrennt aus dem Anodenabgas unverbrauchten Kraftstoff und wärmt damit den Kathodenluftstrom über einen Wärmetauscher vor. Diese vorgewärmte Luft wird über den erwähnten zweiten Wärmetauscher auf die für den SOFC-Stack benötigten thermischen Eigenschaften gebracht. Aus beiden Massenströmen wird nach dem im vorigen Kapitel grob beschriebenen Brennstoffzellenprozess die elektrische Leistung und Abwärme, welche im Prozess selbst wieder genutzt wird, generiert.

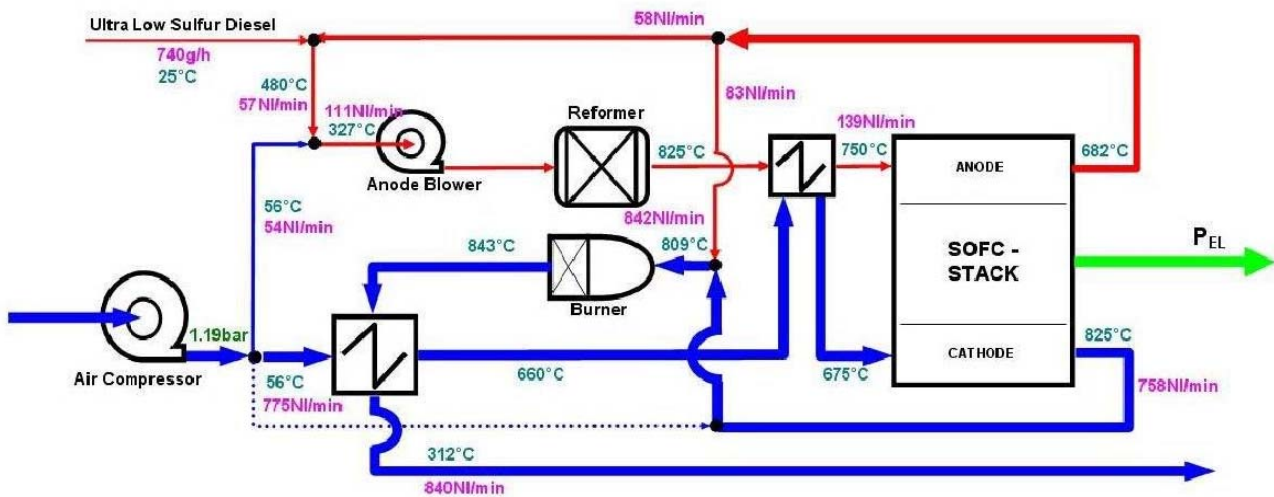


Abbildung 5: SOFC-APU Prozessflussbild [1]

Überschüssige Wärme wird über das Kathodenabgas nach dem Wärmetauscher an die Umgebung bei ungefähr 300°C abgeführt. Dieser Wert richtet sich auch nach der Güte der thermischen Isolierung des Gesamtprozesses, welche später bei der Konstruktion der Tragstruktur eine wesentliche Rolle spielt.

### 1.2.2 Implikation in LKW-Betrieb [6]

Ziel ist die Entwicklung des ersten vorführbaren Prototyps einer SOFC-APU für den Nutzkraftfahrzeugbereich. Der Stromgenerator soll nach Abbildung 6 in das Nutzfahrzeug eingebaut werden.

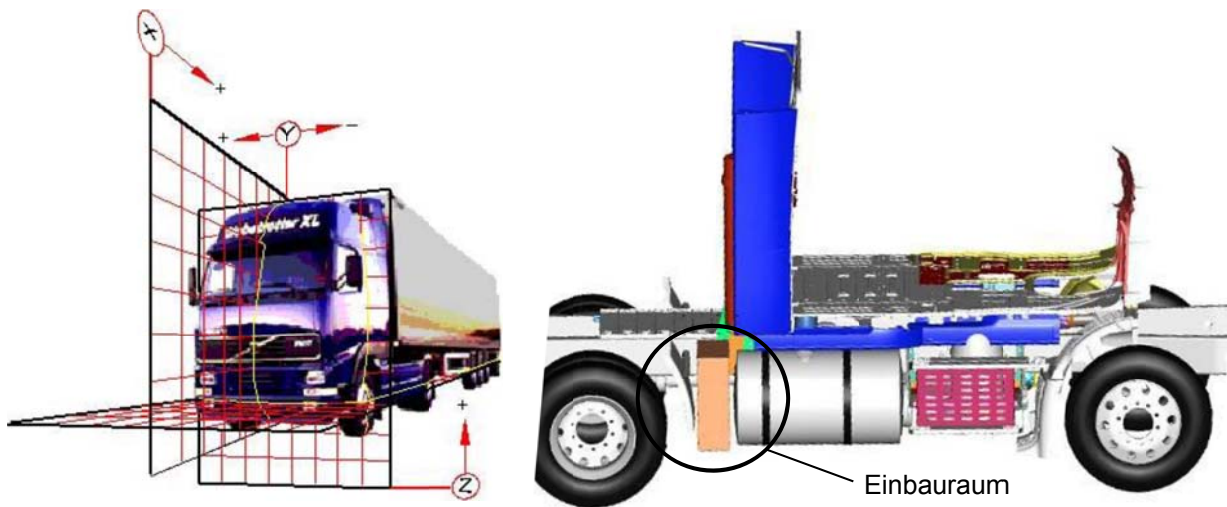


Abbildung 6: Koordinatensystem LKW (links), Einbauraum im LKW (rechts) [6]

Wie bereits angeführt, soll die primäre Aufgabe der SOFC-APU die elektrische Leistungsversorgung der Verbraucher an Bord eines parkenden Lastkraftwagens sein. Damit verbunden ist der Stillstand des Antriebsmotors und damit auch dem konventionellen Stromgenerator im Antriebsstrang. Diese Verbraucher sind unter anderem die Klimaanlage, englisch auch HVAC („Heating, Ventilation and Air Conditioning“) genannt und andere Komfortinstallationen. Die Unterstützung von LKW-Komponenten (z.B.: Batteriekonditionierung oder Motortemperaturregelung) zählt als weitere Anforderung. Das Hilfsaggregat soll den Eigenverbrauch an Kraftstoff aus dem bereits vorhandene Dieseltanks entziehen.

Eine weitere sinnvolle Anwendung der SOFC-APU wäre die im vorhergehenden Kapitel erwähnte Abwärme für die Konditionierung der Fahrerkabine und des Antriebstranges zu verwenden. Diese Eigenschaft wird bei der vorliegenden Projektphase noch nicht eingebaut.

Die wichtigsten Rahmenbedingungen für das Gesamtprojekt DESTA sollen in der folgenden Tabelle 2 verdeutlicht werden.

Tabelle 1: Zusammenfassung der wichtigsten Merkmale i.A. an [6]

	<b>Anforderung</b>
<b>Maximal elektrische Ausgangsnennleistung</b>	3.0 kW
<b>Ausgangsnennspannung</b>	12 V
<b>Abmessungen (B x H x T)</b>	400mm x 660mm x 710mm
<b>Montagebereich</b>	Außerhalb des Fahrzeugrahmens, nach den Kraftstofftanks
<b>Masse</b>	≤ 100kg
<b>Kraftstoffversorgung</b>	Kommerziell erhältlicher Dieseldieselkraftstoff des Antriebsmotors
<b>Nutzbare Abwärme</b>	5.0 kW
<b>Lebenserwartung</b>	≥ 20.000h
<b>Betriebszeit</b>	≥ 5.000h
<b>Max. Geräuschpegel</b>	60 dB(a) @ 3m

Diese Bedingungen für das Gesamtprojekt DESTA werden im nächsten Kapitel 1.3 speziell für die Tragstruktur erforderlichen Anforderungen gefiltert und verfeinert.

### 1.3 Einteilung und Projektplanung der Arbeit

Als Grundlage der Projektplanung soll das Referenzmodell CMMI mit dem Interessenschwerpunkt DEV („Capability Maturity Model Integration for Development“) dienen. Das Model unterstützt prinzipiell Organisationen welche selbstständig komplexe Software, Hardware und Systeme, wie es das Projekt DESTA darstellt, entwickeln und stellt dazu eine Reihe von erprobten und qualifizierten Vorgangsweisen und Strukturen zur Verfügung [7]. Dessen Verwendung wurde nicht im Zuge der Aufgabenstellung vorgegeben. Da das Projekt aber unterschiedliche Partner mit einbezieht, soll es an diesem Punkt Anwendung finden, damit eine Integration des gelieferten Werkes und dessen Produktlebenszyklusmanagement leichter und effektiver vollzogen werden kann. Bestätigt wird dieses Vorgehen durch die Prämisse der CMMI-Entwickler, dem Software Engineering Institute an der Carnegie Mellon University: „The quality of a system or product is highly influenced by the quality of the process used to develop and maintain it.“ [7].

Auf das Model wird im Detail hier nicht eingegangen, dazu sei auf die elektronische Ressource [7] im Literaturverzeichnis verwiesen.

Von den 22 Prozessfeldern des Modelles wurden für die Arbeit laut Tabelle in folgendem Zusammenhang übernommen.

Tabelle 2: Verwendete Prozessgebiete des CMMI-DEV

Prozessfeld	Configuration Management CM	Requirements Management REQM	Technical Solution TS	Verification VER	Validation VAL
Zweck/ Begründung	Konfiguration der Software: Verwendete FEM-Gleichungslöser, Einstellungen des Postprocessings	Verwalten der bereitgestellten Anforderung an die Tragstruktur	Erbrachte technische Lösung, Konstruktion	Simulationsergebnisse und deren qualitative Bewertung	Berechnungsergebnisse und deren quantitative Bewertung

#### 1.3.1 Vorgehensweise und zeitliche Einteilung

Im folgenden Bild soll die strukturelle Vorgangsweise erklärt werden, wobei auf Grund zeitlicher Einschränkungen nur der eingerahmte Teil in Abbildung 7 im Zuge der Arbeit erfüllt werden konnte.

Wie die Erfahrung zeigt, reift eine gute Leichtbaukonstruktion meist über mehrere Iterationsschleifen durch den hochentwickelten und effizienten Einsatz von CAD- und CAE-Software. Trotz der erweiterten Möglichkeiten zur Simulation sollte am Ende einer Entwicklung immer ein Bestätigungsexperiment mit einem realitätsnahen Prototypen stehen. [8]

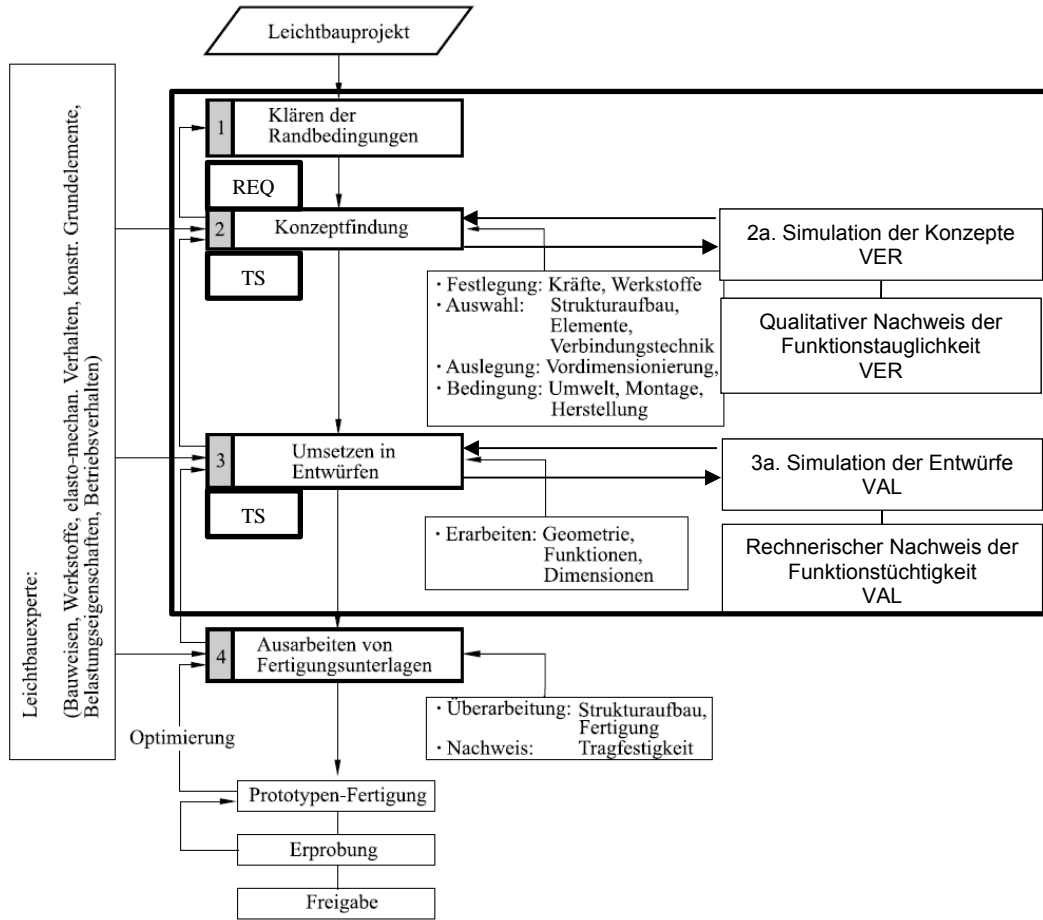


Abbildung 7: Vorgehensweise bei der Leichtbaukonstruktion angelehnt an [8]

Einen zeitlichen Überblick über die Projektplanung ermöglicht folgendes Gantt-Chart, Abbildung 8.

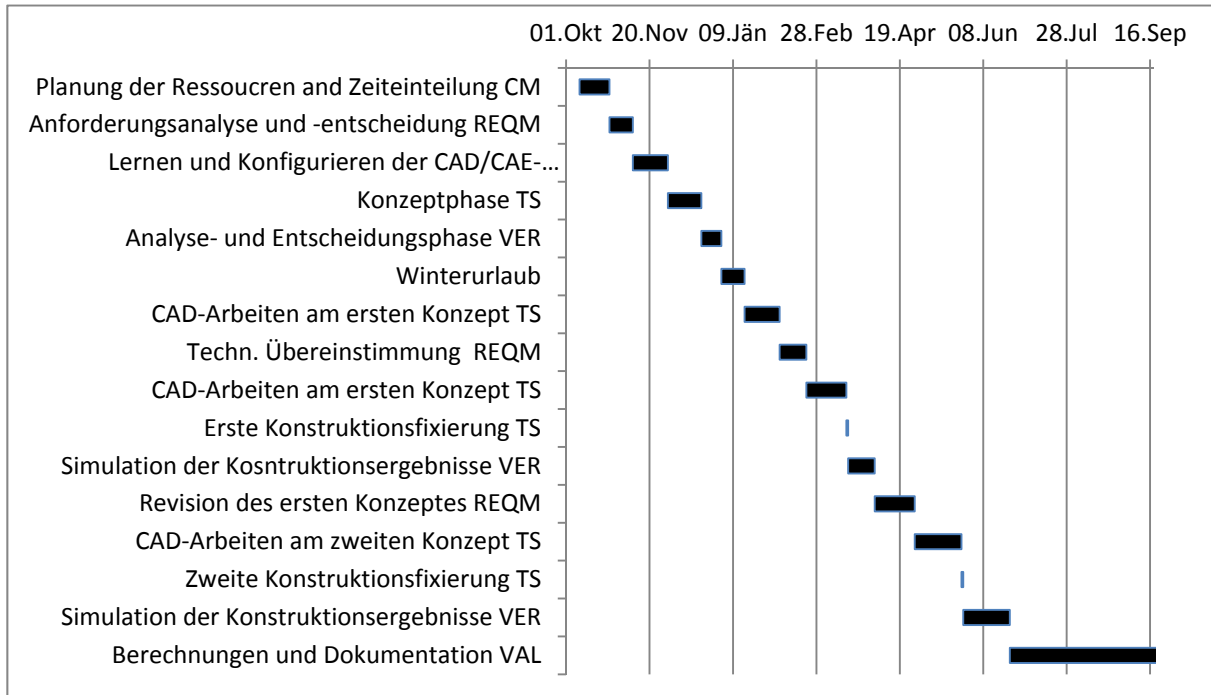


Abbildung 8: Zeitliche Projekteinteilung

Das erste Konzept zeigte nach der FE-Simulation Probleme bei der thermomechanischen Belastung. Daraufhin wurde ein zweites verbessertes Konzept konstruiert und simuliert. Eine detaillierte Beschreibung befindet sich in dem späteren Kapitel 4 zur technischen Lösung.

Die Verifizierung der technischen Konzepte orientiert sich nach der modernen Vorgehensweise mittels CAD-Konstruktion und FE-Simulation. Bei einer groben CAD-Konstruktion wurden Maschinenelemente und Verbindungen, welche nicht direkt zur Simulation benötigt werden im CAD ausgelassen. Verfeinert wurde die Simulation exemplarisch für eine mechanisch hochbelastete Stelle und verifiziert mittels einer Berechnung zur Ermüdungsfestigkeit.

### 1.3.2 Anforderung an die Tragstruktur

Die Anforderungen an die Konstruktion und Isolation ergeben sich hauptsächlich aus dem DESTA-Bericht [6] und aus Besprechungen mit dem Auftraggeber. Die Korrespondenz mit dem Auftraggeber erfolgte in Englisch, weswegen die Tabellarisierung der Anforderungen in englischer Sprache beibehalten wurde.

Für eine bessere Zuordnung wurden folgende technische Bereiche festgelegt.

Tabelle 3: Zuordnung der Anforderungen

	Engineering Area	Technischer Bereich
<b>CAD</b>	Design related	Konstruktion
<b>StE</b>	Structural Endurance	Strukturelle Integrität
<b>Usa</b>	Usability	Benutzerfreundlichkeit
<b>OpE</b>	Operational Endurance	Betriebsfestigkeit
<b>ThM</b>	Thermal-Mechanical Integrity	Thermisch-mechanische Integrität
<b>Mod</b>	Modality	Modularität
<b>FuS</b>	Fuel Supply Related	Brennstoffversorgung
<b>AiS</b>	Air Supply Related	Luftversorgung
<b>CoS</b>	Coolant Supply Related	Kühlflüssigkeitsversorgung
<b>Exh</b>	Exhaust Piping	Abgasanlage
<b>Ele</b>	Electrical Interfaces	Elektrische Versorgung
<b>Tel</b>	Telematics	Telemetrie
<b>NVH</b>	Noise, Vibration and Harshness	Lärm, Vibrationen und Verschmutzung
<b>Env</b>	Environment Conditions	Umweltbedingungen
<b>Mat</b>	Material Requirements	Materialanforderungen
<b>Eco</b>	Economic Requirements	Wirtschaftliche Aspekte
<b>VV</b>	Verification and Validation	Verifikation und Validierung

Nicht alle Bereiche müssen bei dieser Arbeit beachtet werden, deshalb sind in den folgenden Kapiteln nur relevante Anforderungen aufgelistet. Zwecks eines besseren integrativen Verständnisses des Aggregats kann die vollständige Ausarbeitung der Anforderungen im Anhang A nachvollzogen werden.

#### 1.3.2.1 Bereich CAD (Konstruktion)

Es muss ein gewisser Freiraum zum C-Träger des Fahrzeuges beachtet werden und es wird ein erweiterter Bereich unterhalb des C-Trägers zur Verfügung gestellt (Abbildung 9). Die Tragstruktur soll seitlich am LKW zwischen Tank und Vorderachse angebracht werden. Dabei ist diese in ihren Dimensionen nach Tabelle 4 beschränkt.

Tabelle 4: Anforderungen an die Konstruktion

No	Customer Requirements (UR)	Requirements to quantify
3	Attachment to C-profile-rail between tank and axle	
17	Physical dimension X	400mm



18	Physical dimension Y (APU itself)	660mm
19	Physical dimension Z	660mm
20	APU Box YZ-corner radius	150mm
21	Minimum distance to C-profile-rail	50mm
22	Minimum clearance to chassis-mounted components	25mm
24	Available extension space under C-profile rail Y	140mm
25	Available extension space under C-profile rail Z	250mm

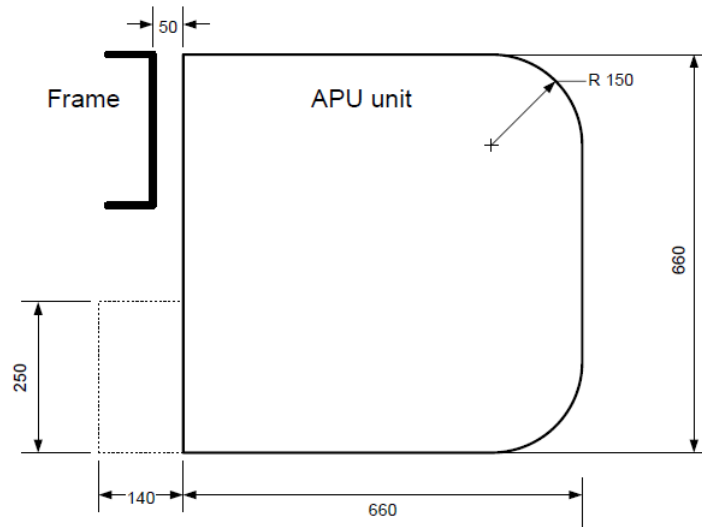


Abbildung 9: YZ - Ansicht des Bauraumes

### 1.3.2.2 Bereich StE (Strukturelle Integrität)

Bei der strukturellen Integrität ist einerseits auf eine möglichst leichte Konstruktion im Sinne des modernen Leichtbaus zu achten. Andererseits soll eine stabile Hülle das Eindringen von Fremdoobjekten, wie Steine, Staub oder Wasser verhindern. Bei einer Schädigung durch einen Unfall soll die innere Einheit soweit intakt bleiben, dass keine giftigen Gase oder Flüssigkeiten austreten.

Tabelle 5: Anforderungen an die strukturelle Integrität

No	Customer Requirements (UR)	Requirements to quantify
2	Lightweight Construction	
5	Water- and dirt proof	
6	Resistance to stone chipping	
14	Protection to crash-damage	
23	Ancillary vehicle devices may be mounted on APU Box	
30	Preferred total mass	100kg
31	Maximum total mass	150kg
54	Impact shock of coupling and decoupling of trailers	
55	Mechanical vibrations during movement up to 30Hz	10g
56	Mechanical vibrations during movement 50 to 200Hz	18g
57	Max. Acceleration induced by truck frame	3g

### 1.3.2.3 Bereich OpE (Betriebsfestigkeit)

Bei der Berechnung der Betriebsfestigkeit der Maschinenelemente werden folgende vorgegebene Zeiten berücksichtigt.

Tabelle 6. Anforderungen an die Betriebsfestigkeit

No	Customer Requirements (UR)	Requirements to quantify
15	Lifetime total	20.000h
16	Operation time total	5.000h

### 1.3.2.4 Bereich Usa (Benutzerfreundlichkeit)

Nachdem der Kunde auch der Hersteller der Applikation ist, befinden sich in diesem Bereich auch Anforderungen, welche die Herstellbarkeit des Produkts betreffen. Bei der Arbeit wurde besonders auf die Aspekte der einfachen Montierbarkeit, Wartbarkeit und Portierbarkeit gesetzt.

Tabelle 7: Anforderungen an den Kundennutzen

No	Customer Requirements (UR)	Requirements to quantify
1	Optimizing Cable- and Media Supply	
9	Accessibility to service	
10	Adaptability for different mountings	
11	Ease of manufacturing	
12	Ease of assembly on the vehicle	
13	Preassembled interface points on vehicle	
50	Storage, transportation and handling of an unmounted unit	
62	Proof to high pressure and high temperature cleaning	> IP x6
63	Proof to washing equipment and detergents	> IP x6
64	Surface free of potential harmful (e.g. sharp) objects	
65	Sealing does not allow the insertion of tools, foreign obj.	> IP 4x
68	Application of "Design for Assembly" DFA	
82	All ext. Interfaces must be easy accessible	
84	Weights greater 23kg must contain lifting eye	

### 1.3.2.5 Bereich ThM (Thermomechanische Integrität)

Die thermischen Ausprägungen im inneren der SOFC-APU mit Temperaturen bis 700°C müssen entsprechend isoliert werden, um den Anforderungen an Material und eine niedrige Außentemperatur entsprechend gerecht zu werden. Die relativ schmale erlaubte seitliche Ausdehnung steht dem gegenüber und muss bei der Konstruktion und Systementwicklung beachtet werden.

Tabelle 8: Anforderungen an die thermomechanische Integrität

No	Customer Requirements (UR)	Requirements to quantify
26	Low surface temperature of case	
71	Max. Surface Temperature excl. Exhaust system	45°C
73	Thermal ramp up time	30 to 60min

### 1.3.2.6 Bereich VV (Verifikation und Validierung)

Im Zuge der Arbeit werden Finite-Elemente Simulationen durchgeführt. Bezüglich der Vibrationstests wird auf vergangene oder zukünftige Tests verwiesen.

Tabelle 9: Anforderungen an die System Tests

No	Cat	Customer Requirements (UR)	Requirements to quantify
7	VV	FEM simulation of characteristic frequencies	
8	VV	FEM simulation of structural endurance	
57	VV	Vibration tests all axes, performed at 30% of PSD <500Hz	50h

### 1.3.3 Verwendete Software und Werkzeuge

Im Sinne eines durchgängigen „Configuration Managements“ werden die verwendeten Programme und Versionen kurz erläutert. Die zur Arbeit verwendete Software und Lizenzen wurden ausschließlich vom Institut für Leichtbau auf der TU Graz zur Verfügung gestellt. Das Konstruktions- und Simulationsprogramm Siemens NX® wurde gewählt, weil es eine integrierte CAD-CAE-Lösung bietet, welche ein Erstellen und Simulieren verschiedener Designtests stark vereinfacht und kürzere Zeitintervalle ermöglicht. MathWorks MATLAB® eignet sich im Zusammenspiel mit der Erweiterung WAFO hervorragend zur Datenaufbereitung der zur Verfügung gestellten Vibrationsmessungen am LKW. Mit Hilfe von Microsoft Excel® kann schnell und effektiv eine automatisierte Berechnung und Dokumentation zusammengestellt werden.

Tabelle 10: Softwarepakete

Hersteller	Name	Version	Aufgabenbereich
Siemens	NX	8.5	Konstruktion, Vernetzung, FE-Simulation, Datenauswertung
Microsoft	Word	2010	Dokumentation
Microsoft	Excel	2010	Dokumentation und Berechnung zur Ermüdungsfestigkeit
MathWorks	MATLAB	2012a	Datenaufbereitung und Datenauswertung
L.U.w.L.I.o. Technology	WAFO [9]	2.5	Datenaufbereitung und Datenauswertung

## 2 Einführung Leichtbaukonstruktion

Ein wichtiger Bestandteil heutiger Konstruktionen und Designs ist das Konzept des Leichtbaus. Leichtbau steht für eine effektive Nutzung der Materialeigenschaften und auf den Verzicht von überdimensionierten Bauteilen. Ermöglicht wird dies unter anderem durch die bessere Kenntnis der Materialeigenschaften, Einfluss von konstruktiven Details (Kerben, Verbindungen, etc.) und durch fortschrittliche Simulationsumgebungen. In den folgenden Kapiteln soll kurz auf grundlegende Prinzipien des Leichtbaus und den notwendigen elastizitätstheoretischen Grundlagen eingegangen werden.

### 2.1 Prinzipien und Vorbild Natur

Oberstes Prinzip ist es, das zur Verfügung stehendes Material belastungsoptimiert einzusetzen oder optimierte Strukturen zur Belastungsaufnahme durch den Einsatz anderer Materialien und Materialverbunde zu schaffen. Dabei steht die Gewichtsminimierung im Vordergrund wobei mechanische Eigenschaften wie Steifigkeit und statische sowie dynamische Sicherheit erhalten bleiben müssen. Wichtig ist dabei die integrale Betrachtung der Problemstellung, wobei schon bei geometrischen Restriktionen, der Krafteinleitung und Infragestellung der Lasten begonnen werden kann, denn durch eine günstigere Verteilung der Lasten kann einiges an Versteifungen und damit Material eingespart werden. [10]

Vorgegebene Lasten und Längen definieren den so genannten Strukturkennwert  $K$ .

$$K = \frac{\text{Last (Kraft, Moment, ...)}}{\text{Geometrisches Attribut (Länge, Trägheitsmoment, ...)}}$$
 2-1

Ein zu kleiner Kennwert begünstigt ein Beulen oder Knicken von dünnwandigen oder schlanken Bauteilen. Ein zu großer Kennwert deutet auf Probleme durch Spannungskonzentration im Bereich der Krafteinleitung oder Ausschnitten hin. Im ersten Fall kann mittels Versteifungen abgeholfen werden. Im zweiten Fall sind auf besondere Einleitungselemente und kerbarme Gestaltung zu achten. [10]

Es muss beachtet werden, ob die Konstruktion fehlerfrei für die gesamte Lebensdauer (Safe-Life-Quality) ausgelegt wird, oder ob im Versagensfall Redundanzen vorgesehen werden (Fail-Safe-Quality) sollen. Bei beiden muss unbedingt auf die Möglichkeiten zur Inspektion, Reparatur und partiellen Austauschbarkeit Sorge getragen werden. [10]

Ein bestechendes Vorbild, bei dem fehlender Überfluss durch Innovationskraft ersetzt wird, ist die Natur, welche funktionsorientiert feingliedrigste Strukturen und mehrteiligen langlebigen Materialverbund einsetzt, um schwere und energieaufwendige Gesamtwerke zu vermeiden.

Ein Grundsatz der Natur scheint das Konstruieren mit Hohlräumen zu sein. Dabei wird die Stabilität, gleichmäßige Spannungsverteilung und Steifigkeit der Struktur durch intelligenten Einsatz von Aussparungen erhöht. Beispiele sind der Knochen, Röhrenbauweise bei Holz oder hexagonale Sandwichwaben bei Algen. Teilweise werden diese geschaffenen Räume zum Stofftransport herangezogen, wie zum Beispiel den Metabolismus. Beim Knochen wird weiter noch auf funktionellen Leichtbau gesetzt und eine kompakte Schale mit schwammartigen, weniger dichtem Kern genutzt. Der Kern ist nicht homogen und passt sich lokal den äußeren Belastungen an. Dabei variieren hauptsächlich struktureller Aufbau und Dichte. Auch andere organische Strukturen nutzen Eigenschaften der Verbundbauweise, wie zum Beispiel Fasern und Faserverbunde. Sie bestehen außen aus longitudinalen steifen Fasern und innen aus einer weichen Matrix. Damit können Biegebelastungen nachgegeben werden und die Faser Zugbelastungen standhalten. [11]

Eine wesentliche Methodik der Natur ist das Anbringen von Material, wo es am nötigsten den Belastungen entgegenwirkt, aber auch dem Abbau von Material, wo es die Struktur unnötig beschwert. Im gemeinsamen Wirken entsteht so ein Materialumbau von weniger belasteten Zonen hin zu stärker

belasteten Zonen. Dieses Konzept wird auch im Zusammenhang mit der Finite-Elemente Methode eingesetzt, der so genannten Topologieoptimierung. [11]

## 2.2 Methoden und Konzepte des Leichtbaus

Der Leichtbau wird häufig in verschiedene Arten der Anwendung eingeteilt bei denen auf die Optimierung einer Konstruktion geachtet werden kann: [8] [11]

- Funktionsleichtbau (Integration und/oder Reduzierung von Funktionen),
- Gestaltleichtbau (Form- und Konstruktion, Krafteinleitung),
- Stofflichem Leichtbau (Werkstoffe, Verbundtechniken, Werkstoffgüte)
- Technologischem Leichtbau (Fertigung, Verarbeitungsgüte, Bauweisen).

Eine zweite Möglichkeit besteht darin den Leichtbau in drei Ebenen der Planungsphasen einzuteilen: [12]

- Strategischer Leichtbau (Gesamtsystem, Probleme und Potentiale)
- Taktischer Leichtbau (Stoff-, Gestalt-, und Fertigungsleichtbau)
- Operativer Leichtbau (Konstruktion, Preisfunktion)

Darüber hinaus wird nach Leichtbauweisen kategorisiert wie der differenziellen, integralen, Verbund- oder Schalenbauweise [8]. Andere Literatur verweist auf die ökonomischen Aspekte des Leichtbaus und unterteilt diesen in Sparleichtbau (Kosteneinsparung durch Materialeinsparung), ökonomischem Leichtbau (Erhöhung Nutzlast zu Gesamtgewicht) und Zweck-Leichtbau (Notwendigkeit der Massenreduzierung wegen Belastungen) [10].

Es existieren somit viele Einteilungsarten, bei gewissen konstruktiven Regeln ist sich die Literatur allerdings einig.

### 2.2.1 Möglichst direkte Krafteinleitung und Spannungsausgleich

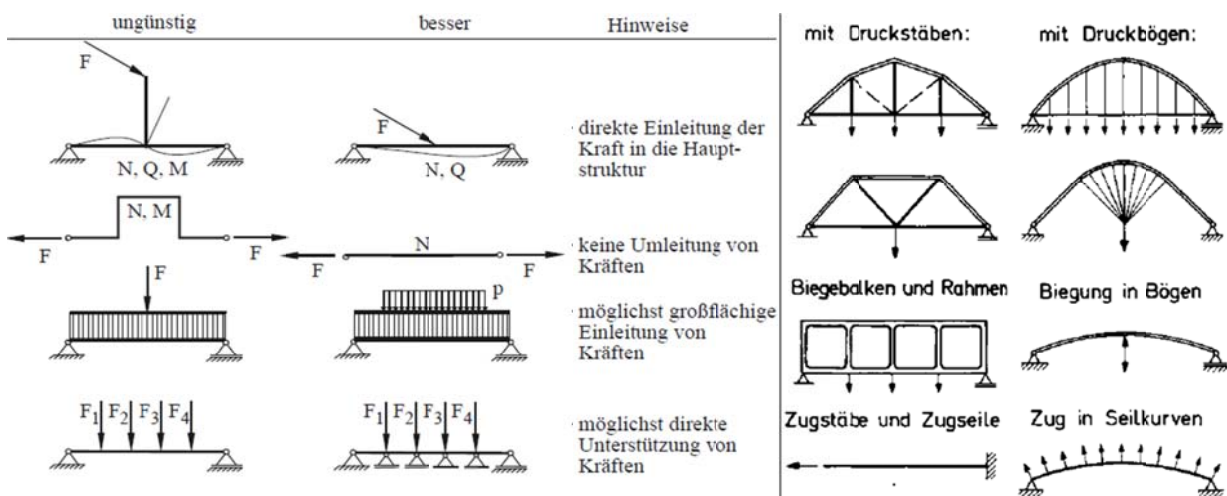
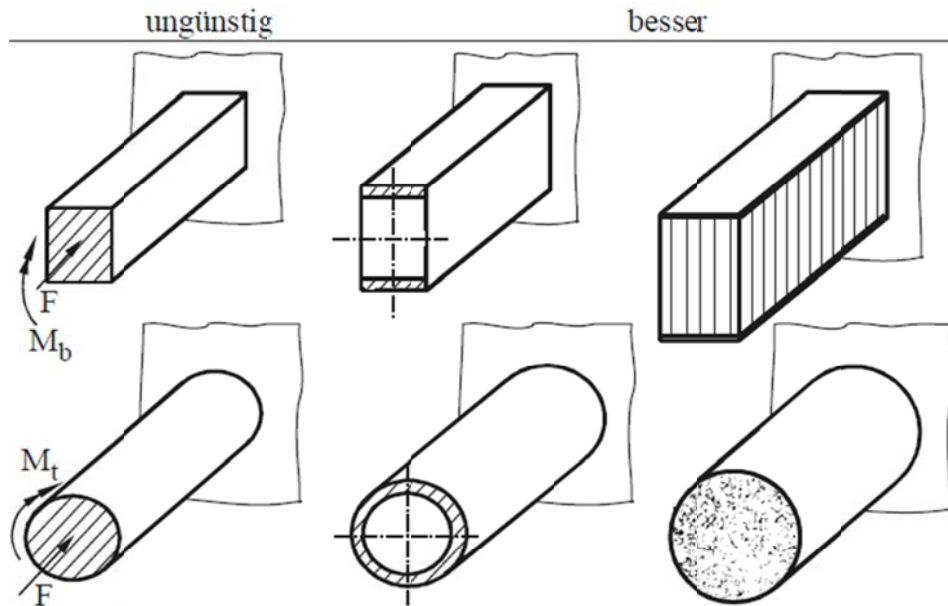


Abbildung 10: Direkte Krafteinleitung und Spannungsausgleich. Angelehnt an [8] [10]

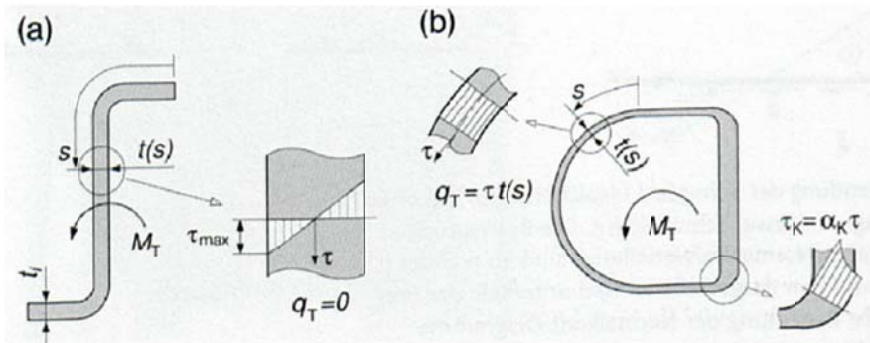
Als erstes Prinzip gilt die Kraft möglichst direkt in die Struktur einzuleiten und auf unnötige Krafthebel oder Kraftumleitungen zu verzichten. Um Spannungsspitzen zu vermeiden ist auf eine großflächige Einleitung der Kräfte zu achten und gegebenenfalls direkte Unterstützung an den Krafteinleitpunkten oder besser – Flächen zu achten. [8]

Andere literatarische Werke verweisen darauf, möglichst Zug- und Druckstrukturen zu verwenden. Ein Netz aus Stäben (Fachwerk) oder Bögen (Michell-Strukturen) kann mittels passender Software optimiert werden. Auch massive Bauteile können durch die Topologieoptimierung mit Aussparungen und Verstärkungen versehen werden, damit der Kraftfluss der Druck- und Zugspannungen optimal geleitet wird und nicht vereinzelt Spannungsspitzen bildet. [10]

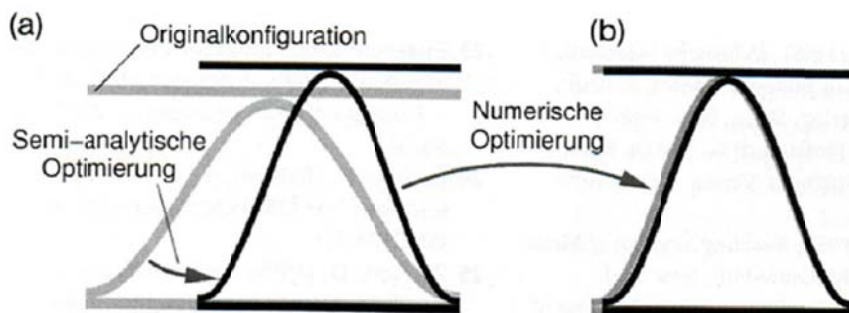
### 2.2.2 Große Flächenträgheits- und Widerstandsmomente



Stufenweise Verlagerung von massiver Ausführung zu Schale mit Stützkern.



Ausprägung des Schubspannungsflusses in a) offenem und b) geschlossenem Profil



Art der Formoptimierung durch Änderung der geometrischen Parameter

Abbildung 11: Realisierung von großen Flächenträgheitsmomenten und Widerstandsmomenten. [8] [11]

Um möglichst hohe Trägheitsmomente bzw. Widerstände bei kleiner Querschnittsfläche herzustellen, sind hohle geschlossene Profile zu bevorzugen. Belastete offene Strukturen sind nach Möglichkeit zu schließen, da geschlossene Profile um das bis zu 300fache geringer deformieren. Grundlegend wird dabei Material von der Mitte des Profils nach außen verlagert. Dabei kann einerseits ein Steg wie bei dem I-Träger als Verbindung zwischen den Gurten dienen oder ein Stützkern, wie bei Sandwichelementen, diese Funktion erfüllen. Bei Torsionsstäben kann alternativ zur massiven Welle eine Hohlwelle oder eine Zylinderschale mit leichtem Stützkern dienen. [8]

Eine Möglichkeit zum Beispiel Balken, Platten und Rohre variablen Querschnitts über die Länge zu optimieren, bietet die Methode der Formoptimierung, welche die Zielsetzung der „Minimierung der

Masse“ mit der „Maximierung der Tragfähigkeit“ verbindet. Ein einfaches Beispiel setzte bereits Galilei anhand eines am freien belasteten Kragträgers. Wenn der Querschnitt der Biegebelastung angepasst wird entsteht ein parabelförmiger Balken mit konstanter Biegebeanspruchung. Des Weiteren können beispielsweise die Spannungsspitzen einer spitzen Kerbe in einem Kragträger, mittels Materialabtrag zu einer abgerundeten Kerbe, abgebaut werden. [13]

### 2.2.3 Feingliederung von Strukturen und gezielte Versteifungen

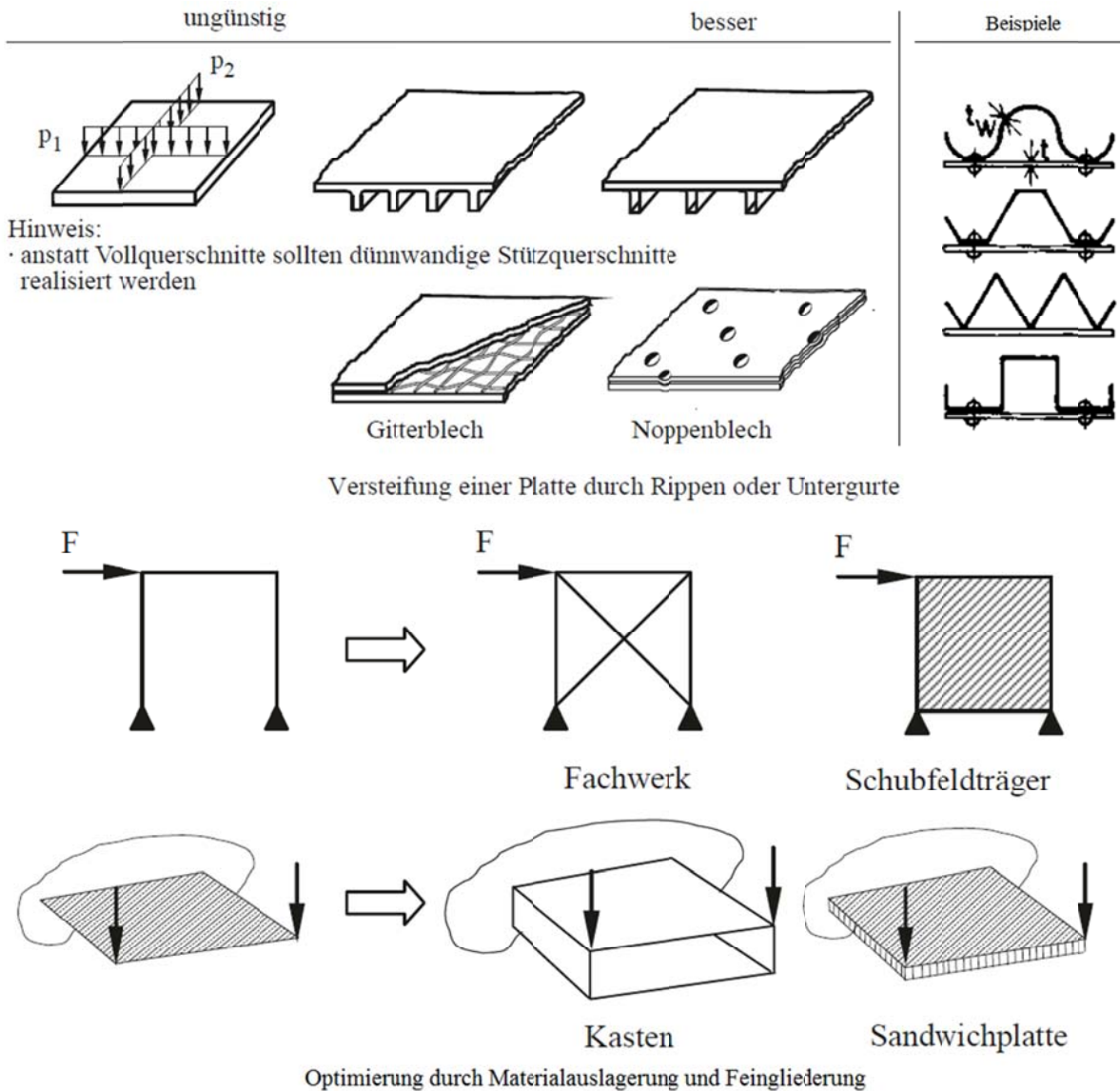
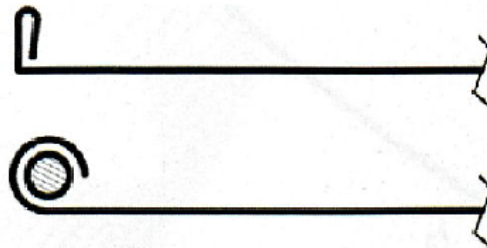
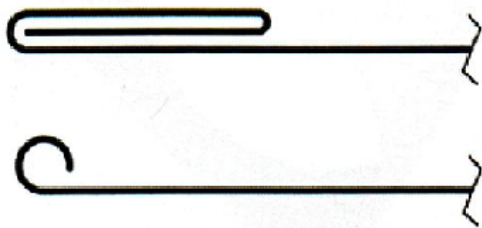
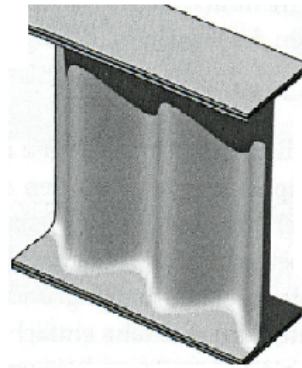
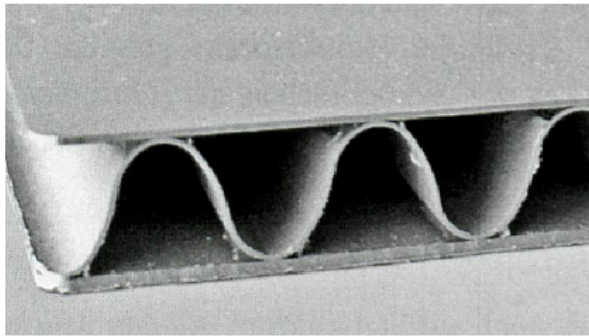
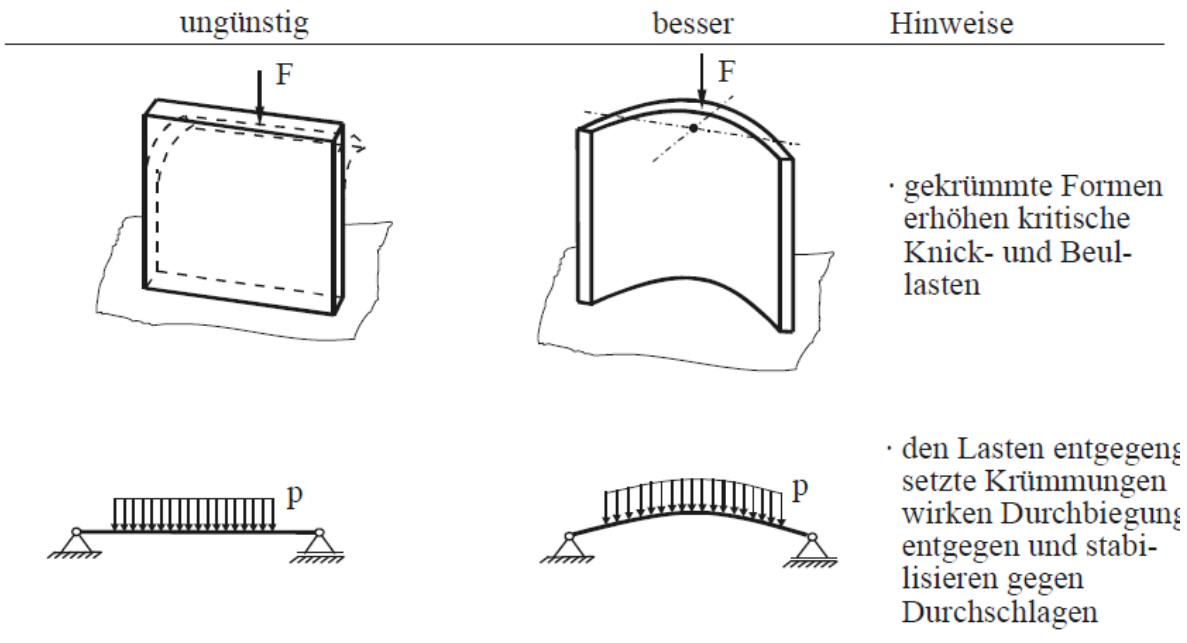


Abbildung 12: Feingliederung und Optimierung von Strukturen [8] [10] [13]

Flächentragwerke können alternativ zur massiven Bauweise durch Verlagerung des Materials und Ausbildung von Rippen, Untergurten, Sicken und Noppen bei gleichbleibendem Gewicht merklich versteift werden. Dadurch reduziert sich ebenso die Knickgefahr. Eine moderne Art der Versteifung ist die Dickenvariation, wo bereits beim Walzprozess dickere Stellen in das Halbzeug eingearbeitet werden, welche später höher belastet werden können. Das im Englischen so genannte „Tailored Rolling“ findet vor allem in der Autoindustrie Einsatz bei Blechen, Profilen und Rohren. [8]

Auch die oben bereits genannte Topologieoptimierung und Fachwerke stellen eine Form der Feingliederung dar. Moderne Optimierungs-Software kann auf Mindeststärken bei Ausprägungen (Radien, Rippen,...) oder Maximalanzahl an Elementen begrenzt werden. So können nicht fertigbare Bauteile vermieden werden oder der Fertigungsaufwand in Grenzen gehalten werden. [13]

### 2.2.4 Nutzung der Stützwirkung durch Krümmung



Krümmungen in radialer Ausprägung zu den Kraftvektoren erhöhen die kritischen Knick- und Beullasten. Wird die Krümmung entgegen der Last angesetzt wirkt diese stabilisierend gegenüber Durchschlagen zum Beispiel eines Balkens oder einer Platte. [8]

Weisen Stäbe oder Platten allerdings Krümmungen normal zur Kraftrichtung auf, muss der Querschnitt auf Grund der auftretenden Biegebelastungen entsprechend erhöht werden. Freie Ränder können durch Bördeln oder Einzug eines Gurtes wesentlich versteift werden. [11]



### 2.2.5 Integratives Prinzip zur Vermeidung von Verbindungen

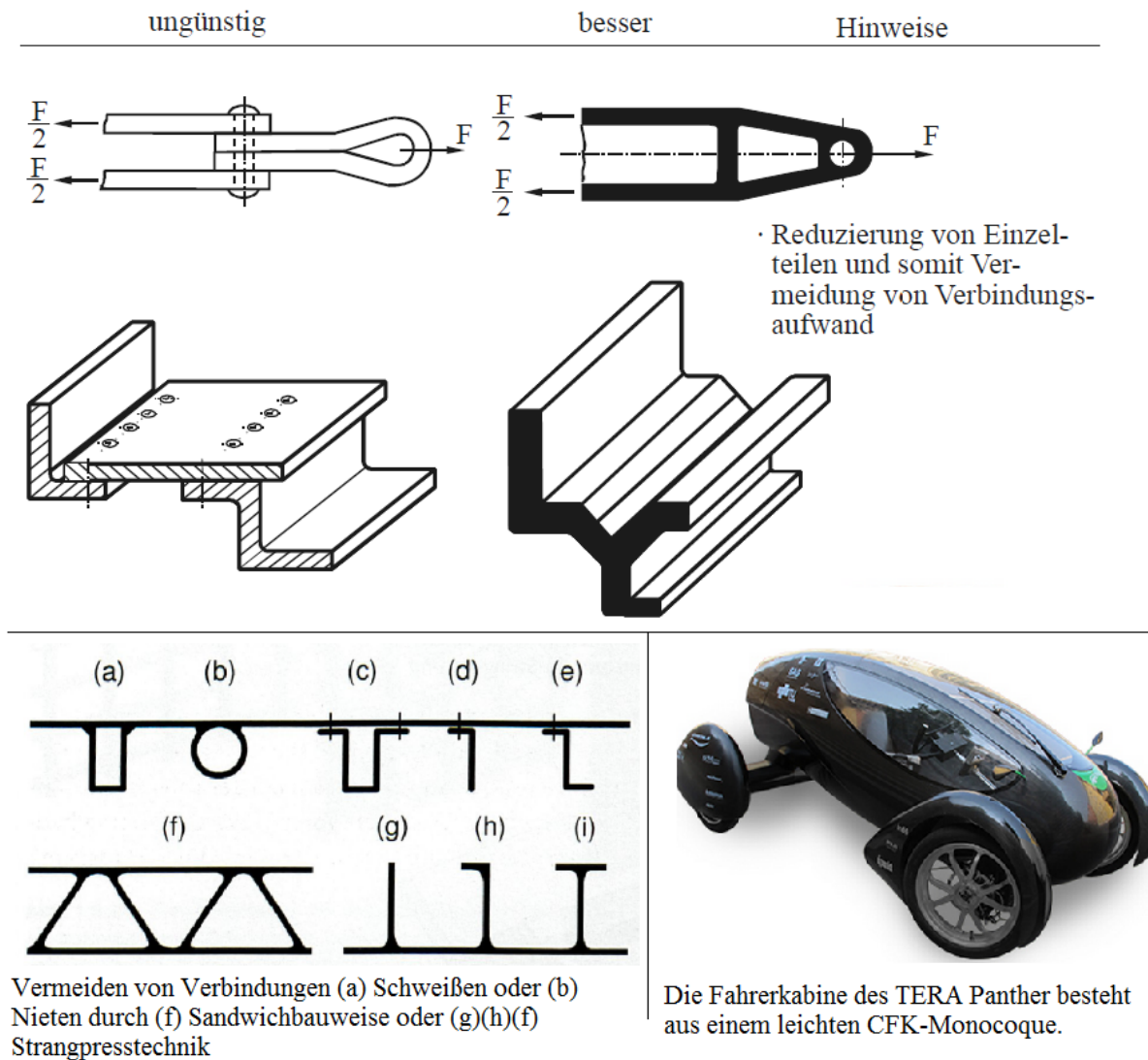


Abbildung 13: Strukturelle Integration [8] [11] [14]

Verbindungen stellen in vielen Konstruktionen Schwachstellen dar, an denen unter anderem vermehrt Spannungsspitzen, Materialschwächung oder Korrosion auftreten. Das Zusammenfassen von Einzelteilen kann eine bessere Ausnutzung des Werkstoffes bewirken. Umsetzen lässt sich die integrale Bauweise zum Beispiel durch den Einsatz von Gussstücken, Composite-Werkstoffen, tiefgezogene Blechen oder gezogenen Profilen. [8]

Die im vorigen Kapitel angesprochene Feingliederung von Platten kann einerseits durch Annieten von Spanten gelingen, andererseits ist durch Strangpresstechnik eine direkte Integration der Spanten möglich. [11]

Die Fahrerkabine des TERA Panther stellt eine komplexe Struktur aus Carbon-Einzellagen, Acrylharz als Matrixwerkstoff, metallenen Inserts und Schaumstoffkernen zur Versteifung dar. Die Form des Panthers nutzt außerdem die im vorigen Kapitel beschriebene Stützwirkung durch Krümmung indem ebene Außenflächen vermieden wurden. [14]

### 2.2.6 Erreichung einer vorgegebenen Nutzungs- und Lebensdauer

Leichtbauteile sind durch die Methode der Materialumlagerung empfänglich für typische Schwachstellen wie Kerben oder Risse an denen Spannungskonzentrationen auftreten. Vor allem bei dynamischer

Beanspruchung begrenzen diese die Lebensdauer der Konstruktion durch Rissfortbildung. Die Angabe einer Nutzungs- und Lebensdauer und ein Lebensdauernachweis (Simulation und/oder experimentell) ist für den sicheren Betrieb daher unerlässlich. [8]

Die meisten der oben genannten Prinzipien erfordern zusätzliche, technologisch fortschrittliche Fertigungsmethoden. Diesem Aufwand muss die erzielbare Gewichtsreduktion gerecht werden. Das nächste Kapitel 2.3 widmet sich der Thematik Optimierung und Optimierungskosten.

Bei der strukturellen Optimierung darf nicht auf andere nichtmechanische Belastungen wie zum Beispiel Temperatur oder eindringende Partikel vergessen werden. Dadurch entsteht ein weitaus komplexeres Gesamtbild der Konstruktion, welches sich während des technischen Lösungsentwurfes in Kapitel 4 offenbart.

### 2.3 Problemstruktur aus Optimierung und Kosten

In der Serienfertigung wird vor allem auf geringe Material- und Fertigungskosten geachtet. Wird hier Leichtbau angewandt, müssen sich die zusätzlichen Kosten für aufwendigere Arbeitsschritte und teurere Materialien durch die Reduktion der Kosten im Betrieb und Materialeinsparungen zumindest aufheben.

Während schwere Konstruktionen mit schlechter Ausnutzung des Nutzlast zu Eigengewicht Verhältnisses meist mit geringen Systemkosten auskommen und hohe Betriebskosten verursachen, minimiert extremer Leichtbau die Betriebskosten auf der anderen Seite. Es werden aber weitaus höhere Systemkosten verursacht. Im Zusammenhang mit Abbildung 14 lässt sich ein optimaler Bereich beider Ansprüche erkennen.

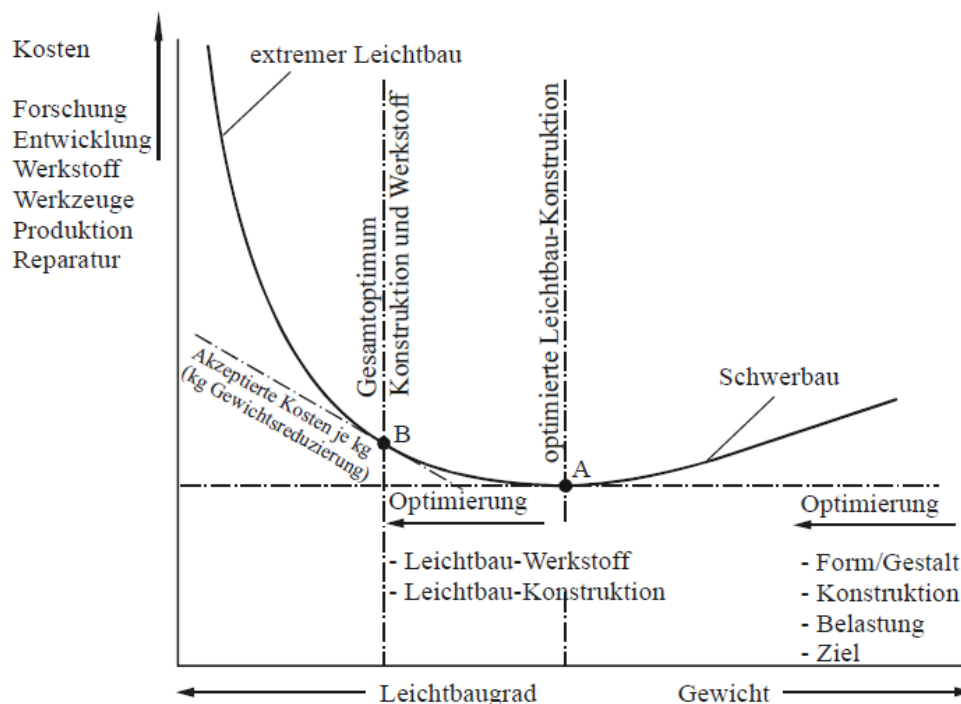


Abbildung 14: Zusammenhang zwischen Kosten und Gewicht [8]

Der Abbildung liegen Kostenmodelle zu Grunde welche sich einerseits aus den Systemkosten, die sich aus Entwicklungs-, Werkstoff-, Werkzeug- und Fertigungskosten ergeben, und den Betriebskosten, welche sich aus Treibstoffe, Wartungs- und Instandhaltungskosten zusammensetzen. Die Betriebskosten korrelieren meist direkt aus dem Gesamtgewicht und einem Betriebskostenfaktor. Entwicklungskosten aus Design, Berechnung und Erprobung können bei Leichtbaukonstruktionen um das 5 bis 10-fache höher liegen, als bei konventioneller Herangehensweise. Zusammen ergibt sich im Bereich des Leichtbaus eine exponentielle Funktion, die sich asymptotisch einer physikalischen Grenze annähert. Wo sich der tatsächliche Leichtbaugrad einer Konstruktion befindet hängt somit stark von den erlaubten Mehrkosten pro Gewichtseinheit zusammen. Siehe Tabelle 11.

Tabelle 11: Erlaubte Mehrkosten nach Bereichen [12]

Bereich	Mehrkosten [€/kg]
Raumfahrt	5000
High-Tech Sportartikel	1000
Luffahrt	500
Automobilindustrie	5
Schienegebunden	1-3

Des Weiteren kann man bei den Werkstoffkosten pro Gewichtseinheit folgende Gleichung feststellen. Diese Relation verhält sich dynamisch und verändert sich derzeit durch technologischen Fortschritt zugunsten der Komposite-Werkstoffe. So haben sich die Einsatzkosten für AFK und CFK innerhalb von vier Jahren im Vergleich zu Stahl etwa halbiert. [8]

#### Formel 2-2 (a)(b): Relation der Werkstoffkosten

(a) St: Al: Mg : GFK: AFK: CFK = 1 : 3 : 5 : 10 : 100 : 200 (Euro/kg) [15] 6.Auflage 2005

(b) St: Al: Mg: Ti: GFK: AFK: CFK = 1 : 3 : 4 : 10 : 20 : 50 : 100 (Euro/kg) [8] 8. Auflage 2009

Unberücksichtigt bleiben hier, wie so oft, der Anteil der Wiederverwertungs- bzw. Abfallkosten an den Gesamtkosten des Produktlebenszyklus. Metalle weisen hier mit einer 100%igen Wiederverwertbarkeit die besten Zahlen aus. Leichtmetalle verursachen dennoch hohe Energiekosten in der Primärherstellung. Faserverbundstoffe wie GFK und CFK sind im Wesentlichen nicht oder nur sehr eingeschränkt wiederverwertbar und müssen dem Produktkreislauf durch Verbrennen entzogen und durch Primärherstellung wieder hinzugefügt werden. Es wird an Projekten zum Kunststoffrecycling gearbeitet, die diesen Nachteil vermindern sollen und eine Wiedergewinnung ermöglichen. [11] [16]

## 2.4 Werkstoffe und deren Auswahlkriterien

Im Leichtbau wird das Prinzip vertreten, die große Bandbreite moderner Werkstoffe gezielt nach deren Eigenschaften optimiert einzusetzen. Kein Werkstoff alleine kann alle mechanischen, thermischen, fertigungstechnischen und umweltbedingten Anforderungen erfüllen. Je nach Anwendungsfall bietet sich ein anderer Werkstoff an. Der Stoffleichtbau beschäftigt sich mit dem Austausch der verwendeten Materialien und bezieht die Aspekte Kosten und Fertigungstechnologien mit ein. Dabei werden üblicherweise für Konstruktionen mehrere Alternativen gesucht und anhand von Simulationen und praktischen Tests miteinander verglichen. Mit Hilfe des so entstandenen Materialbenchmarks kann eine optimale Lösung bestimmt werden. Die folgenden Kapitel sollen eine Übersicht der Eigenschaften über die für den (Nutz-) Fahrzeugbau üblichen und verwendeten Materialien geben. Es wird nur auf Knetlegierungen bei Metallen eingegangen, da Metallguss und das Sinterverfahren für die vorliegende Arbeit technologisch-wirtschaftlich nicht in Betracht gezogen wurde. [12]

### 2.4.1 Übliche Werkstoffe in der Fahrzeugtechnik [12]

Der am häufigsten eingesetzte Werkstoff im Rohbau eines Fahrzeuges ist nach wie vor mit ca. 80% Massenanteil der Stahl. Dabei werden ungefähr zwei Drittel hochfeste Stähle, ein Sechstel ultrahochfeste und ein Sechstel weiche Stähle eingesetzt. Danach wird mit ungefähr 15% Massenprozent Aluminium und 5% Kunststoffe verwendet. Die Anteile der letzten beiden Komponenten sind vor allem im Bereich moderner Sportwagen weit höher. Als Beispiel kann das CFK-Monocoque beim McLaren MP4-12C oder das Aluminium Space-Frame beim Audi R8 angeführt werden. Dabei wird auch ersichtlich, dass die Verwendung alternativer Materialien und Bauweisen im Fahrzeugbau stark von den finanziellen Möglichkeiten abhängt.

### 2.4.2 Stahl [17] [8] [12]

Stahl ist das traditionell am häufigsten verbaute Material in der Fahrzeugtechnik. So verfügen Stähle trotz ihrer relativ hohen Dichte im Vergleich zu anderen Metallen über einen günstigen Preis und die höchste Varietät an Qualitäten und Halbzeugen, welche unterschiedlichste Streckgrenzen, Dehngrenzen und fertigungstechnischen Eigenschaften besitzen. Diese Eigenschaften lassen sich durch das Hinzufügen von

Legierungselementen verändern und anpassen. Der wichtigste Legierungspartner ist Kohlenstoff. Stahl ist per Definition eine Eisen-Kohlenstoff-Legierung mit bis zu 2,06% Massenanteil an Kohlenstoff. Durch die dichte Infrastruktur an Herstellern und verarbeitenden Werkstätten lässt sich dieses Metall sehr gut an den jeweiligen Lastfall kostengünstig anpassen.

Als besonders günstig sind bei wirtschaftlichen Baustählen der hohe Elastizitätsmodul und die hohe Bruchdehnung hervorzuheben. Bei hochfesten Feinkornstählen kommt bei einer etwas reduzierten Bruchdehnung ergänzend eine hohe Streckgrenze hinzu. Als technologische Gründe, welche für die meisten Werkstoffe dieser Kategorie gelten, können die gute bis sehr gute Trenn-, Füg-, Form-, Umformbarkeit und eine Vielzahl an möglichen Nachbehandlungen angeführt werden. Im folgenden Kapitel 2.5.2 sind zum Vergleich mit anderen Materialien im Fahrzeugbau übliche Stähle angeführt.

Bei Fahrzeugkarosserien werden häufig IF- und BH-Stähle eingesetzt. Während die erste Legierungsgruppe als interstitiell freie Legierungen gelten, wobei die Einlagerung von Zwischengitteratomen (C oder N) mittels der Legierungselemente wie Titan, Niob, Vanadium vermieden wird, nutzen letztere „Bake Hardening“-Legierungen genau diesen Effekt um hohe Streckgrenzen während der Wärmebehandlung nach vorhergehenden Kaltumformen auszubilden. Die IF-Stähle binden den Kohlenstoff oder Stickstoff als fein verteilte Karbide ab und sind sehr weich und dadurch gut für komplizierte Umformteile geeignet. BH-Stähle werden hingegen bevorzugt als Außenhautteile eingesetzt.

Der Effekt der erhöhten Festigkeiten durch feine Korngrenzen wird besonders bei so genannten mikrolegierten Stählen ausgenutzt. Stickstoff und Kohlenstoff wird hier vollständig durch die Legierungselemente abgebunden und liegen fein verteilt als Karbide vor. Die ferritische Matrix macht das Material kaltumformbar und die extrem harten Karbide verfestigen während der Umformung das Material und erhöhen durch ihre Versetzungsbehinderung signifikant die Festigkeit. Einsatzgebiete sind Verstärkungsteile der Karosserie und des Fahrwerks, auch wegen ihrer zusätzlichen Ermüdungsfestigkeit.

Bei Mehrphasenstählen wird dieser Effekt einer weichen Matrix und eines harten Mikrolegierungselementes ähnlich ausgenutzt. Allerdings wird die Festigkeit der weichen Ferritmatrix durch die Ausscheidung von härteren Martensit- oder Bainit-Gefügeanteile angehoben. Eine je nach Mehrphasentyp andere Abkühlstrategie stellt einen anderen Gefügetyp ein. Dadurch sinkt die Duktilität und die Festigkeit erhöht sich. Bei TRIP-Stählen versucht man beide Materialeigenschaften in einem hohen Niveau mittels einer dritten Phase zu halten und somit Festigkeit und Umformbarkeit zu kombinieren. Typische Anwendungsfälle sind Verstärkungsteile.

### 2.4.3 Leichtmetalle [17] [8]

Der derzeit am zweithäufigsten eingesetzte Werkstoff für mechanisch belastete Bauteile ist sind Halbzeuge aus Aluminiumlegierungen. Auch hier ist wegen der verschiedenen Legierungstypen ein breites Spektrum an Materialeigenschaften verfügbar. Von besonderem Vorteil erweist sich hier die relativ niedrige Dichte, stahl-ähnliche Festigkeitswerte und ein guter Elastizitätsmodul verbunden mit einer hohen Zähigkeit. Dazu kommen eine gute Formbarkeit und Möglichkeiten zur spanenden Bearbeitung. Aluminiumlegierungen können meist geschweißt werden und weisen auf Grund der eigenen oder erzwungenen Passivierung (Eloxieren) sehr gute Korrosionsbeständigkeit auf. Bei schwellender oder wechselnder Beanspruchung weisen Aluminiumlegierungen, anders als bei Stählen, keine ausgeprägte Dauerfestigkeit auf und im Bereich von Schweißnähten stellt sich eine von der Grundfestigkeit unabhängige Schwellfestigkeit von etwa 70N/mm<sup>2</sup> und Wechselfestigkeit von etwa 50N/mm<sup>2</sup> ein. Meistens muss auf Grund dieser Eigenschaften bei Aluminium auf andere Verbindungsarten, wie zum Beispiel Nieten oder Schrauben, ausgewichen werden.

Magnesium hat unter den im Leichtbau gebräuchlichsten Leichtmetallen die niedrigste Dichte und dazu relativ gute Festigkeitswerte. Darüber hinaus sind ihre Legierungen bedingt schweißbar und grundsätzlich sehr gut spanabhebend bearbeitbar. Technologisch gesehen erschwert jedoch die Oxidationsneigung das spanende Bearbeiten, Gießen und Schweißen und der hexagonalen Aufbau die Kaltumformung. Dem Druckguss (z.B. Getriebegehäuse) kommt derzeit wirtschaftlich die größte Bedeutung zu.

Titan und seine Legierungen weisen hohe Festigkeitswerte (teils besser als hochfeste Stähle) bei noch relativ niedriger Dichte auf. Eine geringe Wärmeausdehnung und ähnlich wie rostfreie Stähle hohe

Korrosionsbeständigkeit sind weitere für den Leichtbau interessante Eigenschaften. Allerdings sind Titanlegierungen nur bedingt schweißbar und aufgrund der hohen Festigkeit nur schwer spanend bearbeitbar. Das Verhältnis von Zugfestigkeit zu Dauerfestigkeit liegt bei Titanlegierungen bedeutend höher als bei anderen Werkstoffen, wodurch es sich als hoch belastetes dynamisches Bauelement, wie zum Beispiel Fahrwerksfedern im Motorsport, eignet. Sofern es als sehr kerbempfindliches Material die notwendige Oberflächenbehandlung erfahren hat.

#### **2.4.4 Kunststoffe [18] [12]**

Die allgemeine Tendenz im Fahrzeugbau ist eine Intensivierung der verbauten Kunststoffbauteile. Die hohe gestalterische Freiheit, Kostengründe und niedrige Dichte lassen den Werkstoff auch für den Leichtbau sinnvoll erscheinen. Die allerdings niedrige Festigkeit und thermische Empfindlichkeit schränkt den unverstärkten Einsatz als strukturelles Material sehr ein. So werden Thermoplaste hauptsächlich im Innenbereich der Fahrzeuge und Duroplaste als leicht beanspruchte Verkleidungsteile eingesetzt. Bei Faserverbundmaterialien, welche auch als hoch belastete Strukturbauteile verwendet werden, wirkt sich eine erhöhte Werkstofftemperatur vor allem auf das Matrixmaterial aus und führt bei Biege- und Scherbelastung zu einem markanten Abfall der Festigkeit.

Mehr Möglichkeiten bieten hier auf Kunststoff basierende Faserverbundwerkstoffe. Durch die Einarbeitung von Fasern in einen Grundwerkstoff (Matrix) können gezielt nicht-isotrope Materialeigenschaften erreicht werden. Die Fasern sollen hierbei die Hauptbelastung des Materials auf sich ziehen und kommen je nach Technologie als Kurz- oder Langfasern vor. Die Matrix dient lediglich als Stabilisator, welche eine höhere Bruchdehnung, niedrigere Bruchfestigkeit und Elastizitätsmodul als der Faserwerkstoff aufweisen muss. Derzeit am häufigsten vorkommende Faserverbundmaterialien sind Glas- (GFK), Aramid- (AFK) oder Kohlenstofffaserverstärkte Kunststoffe (CFK). Als Matrixmaterial werden hauptsächlich ungesättigte Polyesterharze (UP) oder Epoxidharze (EP) verwendet. Tabelle 15 bietet einen Vergleich und eine Übersicht ausgewählter Verbindungen oben genannter Werkstoffe.

Einen großen Vorteil gegenüber Metallen ist die gestalterische Freiheit bei Konstruktionen, welche erst durch relativ hohen technologischen Aufwand ermöglicht wird. Hohe Kosten und die Problematik, dass die meisten auf Kunststoff basierenden Materialien schlecht oder nicht wiederverwertbar sind, erschweren auch einen Einsatz aus wirtschaftlicher Sicht.

## **2.5 Verwendete Leichtbauprinzipien und Werkstoffe**

Der größte Spielraum und Optimierungsbedarf wird bei diesem Projekt im Bereich des Gestaltleichtbaus im Zusammenhang mit einer differenziellen Bauweise zugeordnet. Bedingt wird dies durch die Notwendigkeit, dass das Budget für den Prototyp keine aufwendigen Fertigungsmaßnahmen und Arbeitsmittel erlaubt.

### **2.5.1 Kriterien für die Werkstoffauswahl**

Eine Vorauswahl kann mittels normierter Gütekennzahl und/oder sogenannter Leichtbaukennzahl (LBK) getroffen werden. Die folgenden Gütekennzahlen werden auf das spezifische, gravitative Volumen bezogen. Siehe Formel 2-1.

Tabelle 12: Spezifische Vergleichsparameter

	Metalle	Kunststoffe	Formel
Formel 2-1: Spezifisches, gravitatives Volumen	$v^* = \frac{1}{g * \rho}$	$v^* = \frac{1}{g * \rho}$	2-3 (a)(b)
Formel 2-2: Spezifische Steifigkeit	$S^* = \frac{E}{g * \rho}$	$S^* = \frac{E_Z}{g * \rho}$	2-4 (a)(b)
Formel 2-3: Spezifische Schub- oder Torsionssteifigkeit	$S_\tau^* = \frac{G}{g * \rho}$	$S_\tau^* = \frac{G}{g * \rho}$	2-5 (a)(b)
Formel 2-4: Spezifische Biege- oder Beulsteifigkeit	$S_\sigma^* = \frac{\sqrt[3]{E}}{g * \rho}$	$S_\sigma^* = \frac{\sqrt[3]{E_B}}{g * \rho}$	2-6 (a)(b)
Formel 2-5: Spezifische Reißlänge	$R_{Zug}^* = \frac{R_m}{g * \rho}$	$R_{Zug}^* = \frac{R_{Zug}}{g * \rho}$	2-7 (a)(b)
Formel 2-6: Spezifische Abscherlänge	-	$R_{Scher}^* = \frac{R_{Scher}}{g * \rho}$	2-8
Formel 2-7: Spezifische Biege Reißlänge mit m=1kg	$R_{Biege}^* = \sqrt[5]{\frac{R_m^2 * m}{144 * g^2 * \rho^3}}$	$R_{Biege}^* = \sqrt[5]{\frac{R_{Biege}^2 * m}{144 * g^2 * \rho^3}}$	2-9 (a)(b)
Formel 2-8: Elastisches Arbeitsaufnahmevermögen	$R_{Elas}^* = \frac{R_{p0,2}^2}{E}$	$R_{Elas}^* = \frac{R_{Zug}^2}{E}$	2-10 (a)(b)
Formel 2-9: Normierte Angaben	$S_{xy}^{**} = \frac{S_{xy}^*}{S_{Rev}^*}$		2-11

Die Tabellen auf den Seiten 30 bis 32 stellen mittels der oben genannten Kennzahlen die Werkstoffe gegenüber.

### 2.5.2 Auswahl an Werkstoffen und deren Eigenschaften

Die Auflistung der Eigenschaften und Vergleichsparameter erfolgt nach Steifigkeitskenngrößen im ersten Schritt und den Festigkeitseigenschaften im zweiten Schritt. Es wurden im Fahrzeugbau übliche Werkstoffe gewählt, wobei bei den Metallen teilweise auf Normangaben und bei den Kunststoffen zwecks fehlender Normen immer auf Herstellerdaten zugegriffen wurde. Spezifische Kennwerte wurden mit \* gekennzeichnet. Normierte Angaben wurden mit \*\* gekennzeichnet und beziehen sich auf die Eigenschaften des Baustahles S185.

Tabelle 13: Steifigkeitskennwerte Metalle

Metalle Steifigkeit	$\rho$	E	G	$v^*$	$S^*$	$S^{**}$	$S_\tau^*$	$S_\tau^{**}$	$S_\sigma^*$	$S_\sigma^{**}$
Einheit	$\frac{kg}{dm^3}$	GPa	GPa	$\frac{cm^3}{N}$	km	-	km	-	km	-
Stahl	7,85	210	80	12,99	2688	1,00	1033,9	1,00	13,90	1,00
Aluminiumlegierungen	2,70	70	26	37,75	2643	0,98	986,12	0,95	13,83	0,99
Magnesiumlegierungen	1,74	45	17	58,58	2636	0,98	976,41	0,94	13,81	0,99
Titanlegierungen	4,50	110	41	22,65	2492	0,93	936,76	0,91	13,56	0,98

Um den Vergleich zu vereinfachen wurde allen Legierungen einer Metallsorte in Tabelle 13 der gleiche mittlere Elastizitätsmodul zugeordnet. In Bezug auf die spezifischen Steifigkeitswerte unterscheiden sich Metalle im ersten Vergleich kaum. Stahllegierungen liegen im Vorteil und benötigen auch den geringsten Bauraum im Vergleich zu anderen Legierungen. Daraus ergibt sich umgekehrt ein Vorteil der Leichtmetalle. Ein größerer Querschnitt führt bei gleichem Gewicht zu einem höheren Widerstandsmoment. Ein quadratischer Stab mit vollem Querschnitt kann einer Aluminiumlegierung mit 17mm und bei Stahl nur mit 10mm Kantenlänge bei gleichem Gewicht gefertigt werden. Dies führt im Falle der Aluminiumlegierung zu

dem fünffachen Widerstandsmoment. Ein ähnlicher Effekt ergibt sich bei Blechen und Hohlprofilen, wodurch sich bei Aufbauten von Nutzfahrzeugen Aluminiumbauteile mittlerweile durchgesetzt haben. [17]

Tabelle 14: Festigkeitskennwerte Metalle

Metalle Festigkeit	EN-Bezeichnung	EN-10027-2	Zu.	$R_m$	$R_{p02}$	$A_5$	$R_{Zug}^*$	$R_{Biege}^*$	$R_{Elas}^*$
-	-	-	-	MPa	MPa	%	km	km	-
Baustahl	S185	1.0035	W	310	185	18	4,03	1,07	0,17
Baustahl	S235JR	1.0038	W	360	235	26	4,67	1,14	0,27
Mikrolegierter Stahl	S380MC	1.0976	W	450	380	18	5,84	1,25	0,70
Mikrolegierter Stahl	S420MC	1.0980	W	480	420	16	6,23	1,28	0,85
Mikrolegierter Stahl	S460MC	1.0982	W	520	460	14	6,75	1,32	1,02
Mikrolegierter Stahl	S500MC	1.0984	W	550	500	12	7,14	1,35	1,21
Mikrolegierter Stahl	S700MC	1.8974	W	750	700	10	9,74	1,53	2,37
Dualphasenstahl (DP)	HCT780V	1.0943	W	780	560	14	10,13	1,55	1,51
Restaustenitphasenstahl (TRIP)	HCT780T	1.0948	W	780	600	21	10,13	1,55	1,74
Complexphasenstahl (CP)	HCT780C	1.0954	W	780	700	10	10,13	1,55	2,37
Federstahl	41SiNiCrMoV7-6	1.6928	V	1860	1515	7	24,15	2,20	11,09
Federstahl	61SiCr7	1.7108	V	1850	1400	5,5	24,02	2,20	9,47
Aluminiumlegierungen	EN AW-6060	3.3206	T4	120	60	8	4,53	1,39	0,05
Aluminiumlegierungen	EN AW-6060	3.3206	T6	190	160	8	7,17	1,68	0,37
Aluminiumlegierungen	EN AW-7075	3.4365	T6	540	480	7	20,39	2,55	3,29
Aluminiumlegierungen	EN AW-6082	3.2315	T6	295	250	8	11,14	2,00	0,89
Reinaluminium	EN AW-1050A	3.0255	H14	65	20	29	2,45	1,09	0,01
Reinaluminium	EN AW-1050A	3.0255	H111	105	85	4	3,96	1,32	0,10
Magnesiumlegierung	MA84	3.5812	T4	320	230	7	18,75	2,69	1,18
Magnesiumlegierung	WE54	-	T6	320	220	10	18,75	2,69	1,08
Titanlegierung	TiCP	3.7025	G1	345	220	37	7,82	1,57	0,44
Titanlegierung	TiAl6V4	3.7165	G5	1000	910	18	22,65	2,40	7,53

Der Zustand (Zu.) gibt an in welchem Fertigungsabschnitt die Festigkeit gemessen wurde. W steht für ein warmgewalztes Erzeugnis, V für vergütet, T4 für lösungsgeglüht und kaltausgelagert, T6 für lösungsgeglüht und warmausgelagert, H14 für halbhartes kaltverfestigen, H111 für geglüht und durch anschließende Arbeitsgänge geringfügig kaltverfestigt, G1 für „Grade 1“ und G5 für „Grade 5“. Anhand dieser Anmerkungen lässt sich feststellen, dass der Fertigungsgrad des Produktes eine wichtige Rolle bei dessen mechanischen Eigenschaften spielt.

Tabelle 15: Steifigkeitskennwerte Kunststoffe und biologische Materialien

Kunststoffe Steifigkeiten	Kat.	Zu.	$\rho$	$E_Z$	$E_B$	G	$\nu^*$	$S^*$	$S^{**}$	$S_{\tau}^*$	$S_{\tau}^{**}$	$S_{\sigma}^*$	$S_{\sigma}^{**}$
Einheit	-	-	$\frac{kg}{dm^3}$	GPa	GPa	GPa	$\frac{cm^3}{N}$	km	-	km	-	km	-
T300	CF	HT	1,78	230	0	0	57,2	13172	4,90	0	0,00	0,00	0,00
T1000	CF	HM	1,97	358	0	0	51,7	18525	6,89	0	0,00	0,00	0,00
T300 / EP	CFK	UD 60%	1,85	135	125	75	53,6	7243	2,69	4024	3,89	18,86	1,36
T1000 / EP	CFK	UD 60%	1,9	165	125	60	53,6	8852	3,29	3219	3,11	18,86	1,36
Style 92145	GF	E	2,6	75	0	0	39,2	2940	1,09	0	0,00	0,00	0,00
EP GC 203	GFK	UD 60%	1,9	30	18	5	53,6	1610	0,60	268	0,26	9,88	0,71
UP GM 203	GFK	UD 60%	1,9	28	10,5	5	53,6	1502	0,56	268	0,26	8,26	0,59
Kevlar 49	AF	HM	1,45	120	0	0	70,3	8436	3,14	0	0,00	0,00	0,00
Kevlar 29	AF	LM	1,44	60	0	0	70,7	4247	1,58	0	0,00	0,00	0,00
Nelcote® E-722	AFK	Bi 40%	1,35	30	26	15	75,5	2265	0,84	1133	1,10	12,52	0,90
C24 Vollholz	Holz	-	0,42	11	10	0,7	242	2670	0,99	170	0,16	13,44	0,97
C55 Vollholz	Holz	-	0,55	16	17	1	185	2965	1,10	185	0,18	14,66	1,05
Redux 326	Adh.	Soft	1,15	4,4	3	1,3	88,6	65	0,02	115	0,11	6,43	0,46

Hochwertige Stahl- und Aluminiumlegierungen bestehen hier durch vergleichsweise hohe Werte bei Zug- und Biegefestigkeit. Vergütungsstähle und Titan-Aluminiumlegierungen weisen außerdem ein sehr hohes Maß an elastischer Arbeitsaufnahme auf, was diese für Feder- und Crashelemente einsetzbar macht.

In Tabelle 15 und Tabelle 16 sind sowohl die reine Faser (CF, GF, AF) als auch der Kunststoffverbund (CFK, GFK, AFK) mit einem Matrixmaterial angeführt. Der Zustand (Zu.) gibt an ob es sich dabei um eine Low- (LM), High-Module (HM) oder High-Tensile (HAT) Faser handelt beziehungsweise ob ein Verbund aus unidirektionalem (UD) oder bidirektionalem (BI) Fasern gefertigt wurde. Zwecks der Vollständigkeit wird in der letzten Position das Harz und Matrixmaterial Redux326 angeführt.

**Tabelle 16: Festigkeitskennwerte Kunststoffe und biologische Materialien**

<b>Kunststoffe Festigkeit</b>	$T_{Grenz}$	$R_{Zug}$	$R_{Druck}$	$R_{Biege}$	$R_{Scher}$	$A_{Zug}$	$R_{Zug}^*$	$R_{Scher}^*$	$R_{Biege}^*$	$R_{Elas}^*$
Einheit	°C	MPa	MPa	MPa	MPa	%	km	km	km	-
T300	2000	3500	0	0	0	1,5	200,44	0,00	0,00	53,2
T1000	2000	5000	0	0	0	0,6	286,34	0,00	0,00	69,8
T300 / EP	180	1850	1500	1800	125	1,3	105,95	6,71	5,09	25,3
T1000 / EP	180	3000	1500	1500	125	1,7	171,80	6,71	4,73	54,5
Style 92145	730	2600	0	0	0	4,8	139,49	0,00	0,00	90,1
EP GC 203	180	220	150	350	30	1,7	11,80	1,61	2,64	1,61
UP GM 203	155	125	188	200	20	1,5	6,71	1,07	2,11	0,56
Kevlar 49	450	3000	0	0	0	2,4	171,80	0,00	0,00	75,0
Kevlar 29	450	2500	0	0	0	4,1	143,17	0,00	0,00	104,1
Nelcote® E-722	180	560	200	350	40	3	32,07	3,02	3,24	10,4
C24 Vollholz	80	14	21	24	4	0	0,80	0,97	2,24	0,02
C55 Vollholz	80	30	29	50	4	0	1,72	0,74	2,55	0,06
Redux 326	180	80	60	80	40	2	4,58	3,55	1,98	1,45

Die mit Abstand höchsten Steifigkeits- und Festigkeitswerte erzielen HM-Carbon-Faser. Allerdings handelt es sich dabei um lose Fasern, welche entweder gewickelt (z.B. Druckbehälter, Flugzeugbau) oder zusammen mit einem Matrixmaterial Verwendung finden. Bemerkenswert ist auch, dass Faserverbundkunststoff sehr gut auf Zug, aber nur weit geringfügiger auf Scherung und Biegung, auf Grund des schwächeren Matrixmaterials, belastet werden kann. Zusätzlich treten bei diesen Werkstoffen anderes Fehlverhalten bei unsachgemäßer Belastung, wie zum Beispiel Delamination, bei weitaus geringen Lasten auf. Die genannten Werte sind nur unter optimalen Bedingungen zu erreichen. In der Praxis reduzieren schlechte Krafteinleitung, Umgebungsbedingungen oder Fertigungsbedingungen die Steifigkeits- und Festigkeitswerte wesentlich.



## 3 Einleitung Finite-Elemente Methode mit Bezug auf Siemens NX 8.5

Mit Hilfe von Computersimulationen (CAE) können Ingenieure verschiedener Disziplinen mit der Berechnung naturwissenschaftlicher Problemstellungen zeitnah und annehmbar genaue Vorhersagen treffen, welche im Vergleich zu Versuchen wesentlich schneller und leichter konfigurierbar sind. Damit kann die Dauer von Innovationszyklen wirtschaftlich und wettbewerbskompetent reduziert werden und deren Anzahl und damit die Endqualität erhöht werden. Der Ingenieur hat auch die Möglichkeit Aussagen über komplexe physikalische Situationen zu treffen, welche direkt schwer oder nicht messbar sind (z.B. Aero- oder Thermodynamik).

Einen großen zeitlichen Aufwand stellt hierbei das Feststellen der tatsächlichen physikalischen Randbedingungen und Grenzen der Simulation dar. Oft können diese nur annäherungsweise oder mit Hilfe spezieller mathematischer Werkzeuge abgebildet werden. Die Portierung der Größen und Formen aus der rechnerunterstützten Konstruktion (CAD) stellt meist eine zeitaufwendige Herausforderung dar.

Es existieren bereits Programme, wie z.B. Siemens NX, welche eine direkte Verknüpfung aus CAD und CAE darstellen. Dabei können Änderungen im CAD-Modell meist einfacherweise direkt im CAE-Modell aktualisiert werden, ohne dass Randbedingungen verloren gehen.

Grundsätzlich geht man von einer physikalischen Modellbildung aus. Eine geometrische Detailbildung führt zum geometrischen Modell. Da bei komplexeren Geometrien eine vollständige analytische Beschreibung nicht oder nur sehr schwer möglich ist, muss mittels eines Diskretisierungsverfahrens (z.B. Finite Differenzen, Finite Volumen, Finite Elemente, etc.) eine numerische Beschreibung des Modells gebildet werden, welche von einem Rechner verarbeitet werden kann.

Die physikalische Modellbildung ist die Basis für die Wahl der passenden Software. Wichtig dafür sind die berücksichtigten physikalischen Effekte des gewünschten Abstraktionsgrades. In diesem Falle ist es die lineare Kontinuumsmechanik fester, isotroper und elastischer Körper. Die im Kapitel 3.2 vorgestellten Gleichungslöser eignen sich für diese Aufgaben.

Basis der Diskretisierung bildet in diesem Fall ein Netz aus Knotenpunkten, mit welchem die Geometrie in einfachere Elemente unterteilt werden kann. Diese werden auf Seite 42 vorgestellt und mit Hilfe der in Kapitel 3.4 angeführten Hinweise optimiert angewandt. Siemens NX bietet durchgängiges Modellieren und Simulieren an und wurde im Zuge der Arbeit verwendet, da es unter anderem die schnelle Aktualisierung der Simulation bei geänderter Konstruktion sehr gut unterstützt.

Abschließend wird im Kapitel 3.6 das Postprocessing vorgestellt, mit welchem sich die Ergebnisse der Simulation auf brauchbare und anschauliche Weise darstellen lassen. Ebenso die Methodik zur Aufbereitung der Ergebnisse für die Berechnung der Betriebsfestigkeit wird in diesem Kapitel festgehalten.

### 3.1 Grundzüge der mathematischen Formulierung [19]

Die lineare FEM bietet die Möglichkeit zu einer schnellen Simulation des Materialverhaltens in einem stark vereinfachten Kontext. Zu deren Möglichkeiten zählt das Berechnen von eingespannten Bauteilen und Baugruppen, welche mit Kräften, Drücken, Momenten, Verformungen oder Temperaturlasten beaufschlagt wurden.

Linear bedeutet, dass Ursache und Wirkung immer proportional zueinander stehen und das Superpositionsprinzip angewendet werden kann (z.B.: Die lineare Überlagerung von Lasten). Das heißt, dass eine verdoppelte Krafteinwirkung bei sonst gleichbleibenden Parametern, die doppelte Verformungen hervorruft und dass beispielsweise sowohl das Einwirken von einem Moment und einer Kraft zu der gleichen Verformung führt, als auch die Addition der Einzelverformungen. Das heißt aber auch, dass eine

Einwirkung völlig unabhängig von einer anderen Einwirkung berechnet wird, was nicht immer der Realität entsprechen muss.

### 3.1.1 Lineare Statik mit FE-Ansatz

Als Herangehensweise an Strukturprobleme dient das Prinzip der virtuellen Arbeit in ihrer schwachen Formulierung. Hier gilt, dass sich die Summe der negativen inneren Arbeit (Spannungen und Verformungen) und der äußeren Arbeit (Flächen- und Volumskräfte) aufhebt. Wird dieses Gleichungssystem mit Hilfe der Beschreibung der Kinematik durch den linearisierten Verzerrungstensor aufgelöst, so erhält man die Verschiebungen in Abhängigkeit der kumulierten Steifigkeitsmatrix und der äußeren Kräfte. Einen wesentlichen Teil der mathematischen Beschreibung bildet die Beziehungskette aus Verschiebungen  $\underline{u}$ , Verzerrungen  $\underline{\varepsilon}$  und Spannungen  $\underline{\sigma}$ , wobei die Verschiebungs-Verzerrungs-Beziehungen linearisiert werden und damit nur in einem begrenzten Bereich gültig sind. Die Verzerrungs-Spannungs-Beziehung wird durch die Elastizitätsmatrix  $\underline{\underline{C}}$  nach St.Venant-Kirchhoff-Modell beschrieben und findet sich nach Auflösen des oben genannten Gleichungssystems in der Steifigkeitsmatrix wieder. Nach der Diskretisierung, wo die kontinuierliche Geometrie durch Einfügen von Knoten und Elementen ( $m$ ) abgebildet wird, wird die Steifigkeitsmatrix für jedes Element gebildet und zur geometriebeschreibenden Gesamtsteifigkeitsmatrix assembliert.

$$\delta W_{int} + \delta W_{ext} = 0 \quad 3-1$$

$$\delta W_{int} = - \underbrace{\int_V \delta \underline{\varepsilon}^T \underline{\sigma} * dV}_{\text{Innere Arbeit}} \quad 3-2$$

$$\xrightarrow{\text{Diskretisierung}} \delta W_{int} = \sum_{(m)} \left\{ \underbrace{\int_{V^{(m)}} \underline{\varepsilon}^{(m)T} \underline{\sigma}^{(m)} * dV^{(m)}}_{\text{Innere Arbeit eines Elementes}} \right\} \quad 3-3$$

$$\delta W_{ext} = \underbrace{\int_V \delta \underline{u}^T \underline{f}^b * dV}_{\text{Volumskräfte}} + \underbrace{\int_S \delta \underline{u}^T \underline{f}^s * dS}_{\text{Oberflächenkräfte}} \quad 3-4$$

$$\xrightarrow{\text{Diskretisierung}} \delta W_{ext} = \sum_{(m)} \left\{ \int_{V^{(m)}} \underline{u}^{(m)T} \underline{f}^{(m)b} * dV^{(m)} + \int_{S^{(m)}} \underline{u}^{(m)T} \underline{f}^{(m)s} * dS^{(m)} \right\} \quad 3-5$$

Die Spannungen  $\underline{\sigma}^{(m)}$  können aus einer Multiplikation aus der Elastizitätsmatrix  $\underline{\underline{C}}$  und den diskreten Verzerrungen  $\underline{\varepsilon}^{(m)T}$  berechnet werden. Die diskreten Verzerrungen  $\underline{\varepsilon}^{(m)T}$  wiederum können durch eine Multiplikation aus Verschiebungen  $\delta \underline{u}^T$  und der linearisierten Differentialoperator-Matrix  $\underline{\underline{D}}$  dargestellt werden.

$$\underline{\sigma}^{(m)} = \underline{\underline{C}} \underline{\varepsilon}^{(m)} \quad 3-6$$

$$\delta \underline{\varepsilon}^{(m)} = \underline{\underline{D}} \delta \underline{u}^{(m)} \quad \text{oder} \quad \delta \underline{\varepsilon}^{(m)T} = \delta \underline{u}^{(m)T} \underline{\underline{D}}^T \quad 3-7$$

Den im Raum verteilten und verzerrten finiten Elementen mit ihren lokalen Verschiebungen können über die Diskretisierungsmatrix  $\underline{\underline{H}}$  auf ihre globalen Elementverschiebungen  $\underline{\hat{u}}^{(m)}$  zurückgeführt werden. Die Diskretisierungsmatrix  $\underline{\underline{H}}$  ist von dem Prototyp des Elements abhängig, welche im Kapitel 3.3 vorgestellt werden. Die Summe aller globalen Elementverschiebungen führt zu den globalen Verschiebungen  $\underline{\hat{u}}$ . Die Multiplikation aus Diskretisierungsmatrix und Differentialoperator-Matrix wird über die Verzerrungs-Verschiebungs-Transformationsmatrix  $\underline{\underline{B}}$  beschrieben.

$$\underline{\underline{u}}^{(m)} = \underline{\underline{H}} \underline{\underline{\hat{u}}}^{(m)} \quad 3-8$$

$$\underline{\underline{\hat{u}}} = \sum_{(m)} \underline{\underline{\hat{u}}}^{(m)} \quad 3-9$$

$$\underline{\underline{B}} = \underline{\underline{D}} \underline{\underline{H}} \quad 3-10$$

Werden die Gleichungen 3-10 in die virtuelle innere Arbeit eingesetzt, erhält man die Beschreibung der lokalen Elementsteifigkeitsmatrizen  $\underline{\underline{K}}^{(m)}$ , welche aufsummiert, die globale Steifigkeitsmatrix  $\underline{\underline{K}}$  ergeben. In die virtuelle äußere Arbeit können die lokalen Verschiebungen ebenso durch die globalen Verschiebungen ausgedrückt und herausgehoben werden. Im letzten Schritt wird der Klammerausdruck null gesetzt und nach den externen Kräften aufgelöst.

$$\delta W_{int} = \delta \underline{\underline{\hat{u}}}^T \sum_{(m)} \overbrace{\left\{ \int_{V^{(m)}} \underline{\underline{B}} \underline{\underline{C}} \underline{\underline{B}} * dV^{(m)} \right\}}^{\underline{\underline{K}}^{(m)}} \underline{\underline{\hat{u}}} \quad 3-11$$

$$\delta W_{ext} = \delta \underline{\underline{\hat{u}}}^T \sum_{(m)} \overbrace{\left\{ \int_{V^{(m)}} \underline{\underline{H}} \underline{\underline{f}}^{(m)b} * dV^{(m)} + \int_{S^{(m)}} \underline{\underline{H}} \underline{\underline{f}}^{(m)s} * dS^{(m)} \right\}}^{\underline{\underline{F}}^{ext}} \quad 3-12$$

$$\delta \underline{\underline{\hat{u}}}^T \left\{ -\underline{\underline{K}} \underline{\underline{\hat{u}}} + \underline{\underline{F}}^{ext} \right\} = 0 \xrightarrow{\text{auflösen}} \underline{\underline{K}} \underline{\underline{\hat{u}}} = \underline{\underline{F}}^{ext} \quad 3-13$$

Die Matrizenmultiplikation aus Gesamtsteifigkeitsmatrix und Verformungen ergibt die Kräfte. Anders kann durch Invertierung der Gesamtsteifigkeitsmatrix die Verformungen aus anliegenden Kräften errechnet werden. Die Kräfte, welche Volums- oder Flächenkräfte sein können, werden mittels Integration über die jeweiligen Knoten zugeordnet. Verschiebungen und Kräfte können nur an Knoten eingeleitet (Randbedingungen) oder zwischen Elementen weitergeleitet werden.

Die lineare FEM arbeitet immer auf Basis der unverformten Geometrie beziehungsweise Gesamtsteifigkeitsmatrix und führt immer zu einem Ergebnis, anders als die nichtlinearen Lösungsverfahren, wo Instabilitäten auftreten und zu divergierenden Resultaten führen können. Damit ist die lineare FEM vor allem für ein schnelles und einfaches Lösen einer Problemstellung und dabei zum ersten Einschätzen der strukturellen Situation geeignet.

### 3.1.2 Einschränkungen der linearen FEM

Die Einschränkung der linearen FEM sind hauptsächlich nichtlineare Effekte. Manche Nichtlinearitäten treten immer auf, sind wie anfangs beschrieben absichtlich aus der mathematischen Formulierung entfernt worden und bis zu einem gewissen Grad tolerierbar. Viel wichtiger ist, sich dieser Effekte bewusst zu sein um sie bewerten zu können.

#### 3.1.2.1 Kontakt

Tritt zum Beispiel während der Verformung ein Kontakt auf, so kann dieser nicht direkt mit einer linearen Berechnung berücksichtigt werden, da im linearen Fall immer die Ausgangsgeometrie herangezogen wird und die proportionale Verformung behindert werden würde.

Manche linearen Lösungsverfahren bieten dennoch eine Kontaktsimulation an. Hier wird etwas getrickst und das Problem, ähnlich der nicht-linearen Simulation, iterativ gelöst. Sobald ein Kontakt erkannt wird, wird die aktuell verformte Geometrie als Ausgangsbasis für eine weitere Berechnung herangezogen.

In Siemens NX bietet es sich an für Modalanalysen und einfache lineare Simulationen Kontakte durch eine Klebeverbindung mit schwach transversal und stark normal wirkenden Klebeverhalten zu approximieren. Dadurch kann ein geringer Scherwiderstand, ähnlich einem Gleiten, der Oberflächen aufeinander erlaubt werden. Ein Abheben oder Eindringen ist dadurch aber nicht möglich.

Schraubverbindungen stellen ein klassisches Problem dar, wo eine Kontakt-Simulation nötig ist. Diese kann realitätsnah nur durch nichtlineare Simulation gelöst werden. Eine Methode für eine Abschätzung und die Modalanalyse wird in Kapitel 3.3.5 angeführt.

### 3.1.2.2 Nichtlineare Verformungsbeziehung

Die oben genannte Beziehung von Verzerrungen zu Verschiebungen ist nichtlinear. In der linearen FEM werden die Terme höherer Ordnung vernachlässigt. Diese mathematische Vereinfachung ist nur gültig wenn die Längenverzerrungen kleiner als 0,02 und die Winkelverzerrung kleiner als 0,1 sind. Größere Verzerrungen führen zu einer künstlichen Versteifung des Materials, welche sich auf Grund der quadratischen Terme stärker verformen und damit weicher verhalten würde. Zusätzlich werden mit der Linearisierung Terme der Auswirkung von Verschiebungen und Verzerrungen aus anderen Raumrichtungen vernachlässigt.

### 3.1.2.3 Nichtlineares Materialverhalten

Im Grunde verhalten sich alle Materialien nichtlinear in ihrer Spannungs-Verzerrungsbeziehung. Da sich vor allem Metalle in ihrem technisch relevanten Anwendungsbereich näherungsweise linear verhalten, wird dieser Bereich mathematisch proportional mit dem Hookeschen Gesetz beschrieben.

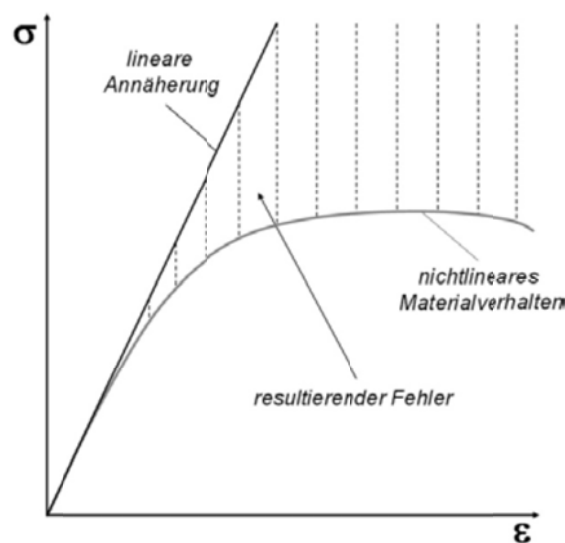
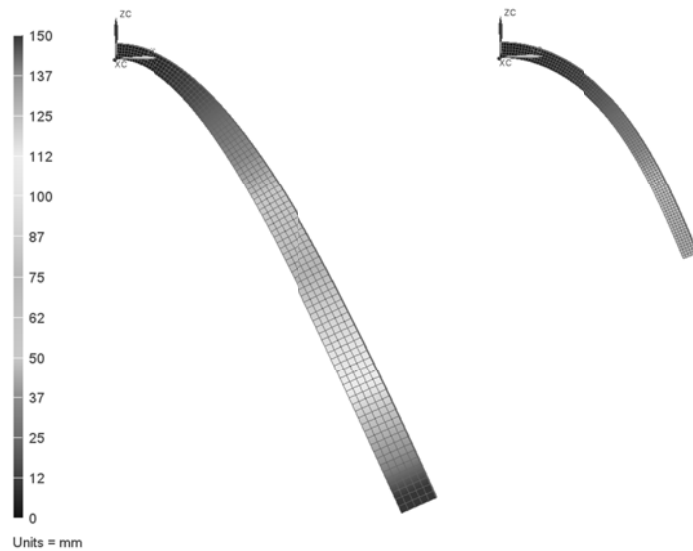


Abbildung 15: Hookesches Gesetz als Annäherung

Während eines Umformvorganges mit großen Verformungen (z.B. Tiefziehen) verhalten sich Metalle und Kunststoffe stark nichtlinear. Diese können nur mit grob verfälschten, meist viel steiferen Ergebnissen durch die lineare FEM simuliert werden oder man zieht eine nichtlineare Simulation heran, wobei Materialien mit anderen Elastizitätsmatrizen (z.B.: Neo-Hook, Mooney–Rivlin-Modell) beschrieben werden können.

### 3.1.2.4 Große Verformungen

In der linearen FEM werden Änderungen der Geometrie während des Lösungsprozesses nicht angepasst. Bei großen Belastungen ändern sich die Geometrie und damit das strukturelle Verhalten maßgeblich noch bevor das Gleichungssystem fertig aufgelöst wurde. Die nichtlineare Berechnung kann ihr Lösungsverhalten an die Problemstellung adaptieren und berechnet die Lösung in mehreren Einzelschritten.



**Abbildung 16: Extrem große Verformungen bei linearer (links) und nichtlinearer (rechts) Berechnung**

Ein verbogener Biegebalken wird stets als sein gerade Ausgangsbasis berechnet. Dies ist nur bei kleiner Auslenkung weitgehend richtig. Ein Bogen verhält sich elastizitätsmechanisch anders als eine Gerade. In der Abbildung 16 wurde ein 100mm langer Stab mit 5000N am freien Ende beaufschlagt. Die lineare Berechnung zeigt eine unechte Verzerrung des Querschnittes des Stabes in Lastrichtung. Die nichtlineare Kalkulation auf der rechten Seite zeigt ein realitätsnäheres Verhalten. Ein strukturelles Versagen auf Grund überschrittener Streckgrenzen wurde auch im nichtlinearen Fall nicht mitsimuliert.

Als Abhilfe unterstützen manche CAE-Programme auch hier ein iteratives Verfahren, wo eine größere Verformung durch mehrere kleine lineare Teilschritte angenähert wird. Die Ausgangsbasis des Folgeschritts ist die berechnete Geometrie des vorherigen Schrittes. Allerdings erhöht sich die Berechnungszeit durch jede Unterteilung signifikant.

### 3.1.3 Eigenfrequenzanalyse (Modalanalyse)

Im folgenden Kapitel werden die den Gleichungslösern der Eigenfrequenzanalyse zugrunde liegenden Matrizen und Gleichungen kurz vorgestellt. Ausgangspunkt ist die ungedämpfte Schwingungsdifferentialgleichung. Beschrieben wird diese durch die Massenmatrix  $\underline{\underline{M}}$ , dem Beschleunigungsvektor  $\underline{\underline{\ddot{u}}}$ , der globale Steifigkeitsmatrix  $\underline{\underline{K}}$  und des Verschiebungsvektors  $\underline{\underline{u}}$ . Die globale Massenmatrix lässt sich durch aufsummieren der Elementmassenmatrizen  $\underline{\underline{M}}^{(m)}$ , ein Volumsintegral der Elementdichte  $\rho^{(m)}$ , bilden. [20]

$$\underline{\underline{M}} * \underline{\underline{\ddot{u}}} + \underline{\underline{K}} * \underline{\underline{u}} = 0 \tag{3-14}$$

$$\underline{\underline{M}} = \sum_{(m)} \left\{ \underbrace{\int_{V^{(m)}} \rho^{(m)} * dV^{(m)}}_{\underline{\underline{M}}^{(m)}} \right\} \tag{3-15}$$

Als Unterschied zur linearen FEM wird die Ansatzfunktion 3-16 gewählt. Diese Funktion wird zweimal abgeleitet und in die Schwingungsdifferentialgleichung eingesetzt. Durch Umformen und Herausheben entsteht ein Eigenwertproblem, dessen nichttriviale Lösungen mit der Gleichung 3-15 beschrieben werden.

$$\underline{\underline{u}} = A * \underline{\underline{\phi}}_i * \cos(\omega_i * t) \tag{3-16}$$

$$\det(\underline{\underline{K}} - \omega_i^2 * \underline{\underline{M}}) = 0 \tag{3-17}$$

Wird die Gleichung aufgelöst entstehen n Eigenvektoren (Schwingformen)  $\underline{\underline{\phi}}$  und die dazugehörigen Eigenkreisfrequenzen  $\omega_i$ , die bis auf einen unbekanntem konstanten Faktor A bestimmt sind. Die Variable n entspricht dabei der Anzahl der Freiheitsgrade und Anzahl der freien, ungedämpften Schwingungen, ohne

das äußere Anregung berücksichtigt wurde. Dadurch kann nur die Form der Schwingung dargestellt werden. Der absolute Wert der Amplitude besitzt keine Aussagekraft. Eine derartige Simulation ist mittels einer kombinierten Mehrkörper- und FEM-Simulation dennoch möglich. Diese in Siemens NX „Motion Flexible Body Simulation“ genannte Berechnungsmethode wird in der Arbeit nicht verwendet und es wird auf weiterführende Literatur verwiesen [19]. Ein häufiges Anwendungsgebiet wäre die Simulation der Fahrwerksdynamik kombiniert mit einer Steifigkeits- und Festigkeitsanalyse.

$$f_i = \frac{\omega_i}{2 * \pi} \quad 3-18$$

Mit Hilfe der errechneten Frequenzen 3-18 der Modalanalyse lässt sich bestimmen, wie die Masse verteilt wurde. Eine hohe Eigenfrequenz zeugt davon, dass die Masse steif verteilt und befestigt wurde (Randbedingungen) und ob Modifikationen der Konstruktion Verbesserungen bringen würden. Weiche Schwinger können auf Schwachstellen in der Konstruktion deuten. Mit Hilfe der Eigenfrequenzanalyse kann auch auf die Gefahr einer Resonanzkatastrophe durch äußere periodische Anregung geschlossen werden.

Siemens NX bietet verschiedene Möglichkeiten zur weiteren Analyse mittels einer Frequenzganganalyse oder der Analyse des transienten Einschwingverhaltens, welche im Kapitel 3.6 vorgestellt werden.

### 3.1.4 Grundgleichungen für die Wärmetransportanalyse

Im folgenden Kapitel werden kurz die den Gleichungslösern der Wärmetransportanalyse zugrunde liegenden Matrizen und Gleichungen vorgestellt. Ausgangspunkt ist die von der Energieerhaltungssatz abgeleitete Wärmeleitgleichung mit eingesetzter Fourier'scher Gleichung 3-20 für Wärmestromdichte  $\underline{q}$  in der Form 3-19. Weder die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , Dichte  $\rho$  noch die Wärmekapazität  $c_v$  müssen dabei über die gesamte Geometrie konstant sein, sondern können sich elementweise ändern.

$$\frac{\delta T}{\delta t} = -\frac{q_j}{\delta x_j} + \frac{\dot{Q}}{\rho * c_v} \quad 3-19$$

$$q_j = -\frac{\lambda}{\rho * c_v} * \frac{\delta T}{\delta x_j} \quad 3-20$$

Im Projekt verwendeten stationären Gleichungslöser wird der zeitabhängige Term null gesetzt und die über das Element konstante Wärmeleitfähigkeit vorgezogen. Somit entsteht eine Form der Poisson'schen Differentialgleichung 3-21, rechts mit dem volumensspezifischen thermischen Quellterm  $\dot{q}$ .

$$-\frac{1}{\delta x_j} \left( \lambda * \frac{\delta T}{\delta x_j} \right) = -\lambda * \Delta T = \dot{q} \quad 3-21$$

Auf die Herleitung der Matrizen zur rechnerunterstützten Berechnung der Wärmeleitgleichung wird in dieser Arbeit verzichtet und auf weiterführende Literatur verwiesen.

Siemens NX bietet die Möglichkeit Ergebnisse auf Basis der Wärmetransportanalyse für die thermische Analyse zu gebrauchen, wovon in der Arbeit von der „steady state“-Variante gebrauch gemacht wurde und in Kapitel 4.4.3 vorgestellt wird.

## 3.2 Gleichungslöser der NX NASTRAN Software

Die im vorhergehenden Kapitel vorgestellten mathematischen Modellierungen finden in den folgenden Gleichungslösern ihre Anwendung. Die Implementierung der in der Software verwendeten NASTRAN-Gleichungslöser kann auf Grund derer 2002 offengelegter Quellcodes und Architektur teilweise nachgeforscht werden. Allerdings enthält zumindest der ursprünglich auf FORTRAN basierende Quellcode über eine Million Zeilen.

Die wichtigsten Eingabe- und Ausgabedateien der Software sind in folgender Tabelle 17 aufgelistet. Die Eingabetextdateien könnten mittels eines Texteditors bearbeitet werden und dann zur NX Nastran Analyse verwendet werden. Allerdings ist es bei größeren Projekten schwierig bis unmöglich daraus resultierende

Konsequenzen abzuschätzen und sind besser zur Fehlersuche brauchbar. Die Binärdateien können zu weiteren Analysen herangezogen werden oder bei einem erneuten Start wieder genutzt werden.

Tabelle 17: Wichtige Ein- und Ausgabedateien

Name	Typ	Inhalt
*.dat	Text	Die Eingabedatei des Präprozessors an NX Nastran mit der strukturierten Beschreibung der Netzes (GRID), Elementen (CQUADi, CHEXA,...), Zwangsbedingungen (SPC), Lastvektoren (FORCE), Materials, Parametern und vielen mehr.
*.diag	Text	Chronologische Auflistung der von Nastran ausgeführten Kommandos
*.f04	Text	Auflistung der von Nastran erzeugten Dateien, Verwendung des Festplattenspeichers und der verwendeten Module während der Analyse
*.f06	Text	Die wichtigste Ausgabedatei zur Untersuchung der Analysequalität. Sie beinhaltet Warn- und Fehlermeldungen an den Benutzer.
*.log	Text	Die Sammlung der Monitormeldungen der Nastran-Konsole an den Anwender.
*.op2	Binär	Datenbank mit den graphischen Ergebnissen für den Postprozess.
*.DBALL	Binär	Datenbank mit den Eingabedateien, assemblierten Matrizen und der Lösung. Wird intern von Nastran für zusätzliche Analysen verwendet.
*.Master	Binär	Die Datei beinhaltet das primäre Ordnerverzeichnis der Dateien, welche beim Start verwendet werden, und den physischen Ort der Dateien am Rechner.

### 3.2.1 Linear Structural Solver 101: Linear Statics [19] [21]

Dieser Gleichungslöser behandelt die in Kapitel 3.1.1 angeführte lineare Statik. Trotz der linearen Grundlage wird bei dieser Methode die Berechnung von nichtlinearen Kontakten ermöglicht. Das Programm nutzt dabei einen iterativen nichtlinearen Algorithmus, welcher dem Lösungsvorgehen einer nichtlinearen Analyse ähnlich ist.

Bei nichtlinearem Kontakt wird der Lastvektor in Teillasten zerlegt und schrittweise aufgebracht. Bei jeder Iteration werden die dafür vorgesehenen Flächen auf Eindringung untersucht (Status-Loop, Abbildung 17 links).

Wurde kein Eindringen festgestellt, wird der nächste Teillastvektor aufgebracht und die bisher errechneten Eigenspannungen der Elemente werden als Randbedingungen mit in der Berechnung der Verschiebungen einbezogen.

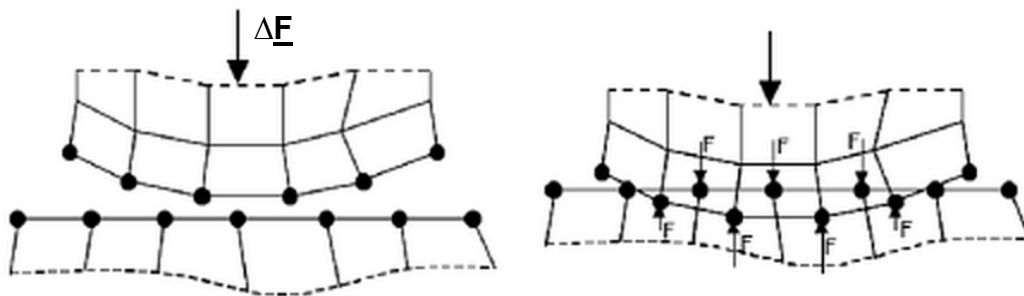


Abbildung 17: Teillastvektor vor Kontakt (links) und Rückstellkräfte nach Eindringen (rechts)

Wurde hingegen ein Eindringen festgestellt, wird nach vorher eingestellten Parametern eine zur Eindringung relative Rückstellkraft auf Basis des elastischen Verhaltens des Materials erzeugt (Force-Loop, Abbildung 17 rechtes Bild). In der nächsten Iteration werden bei den Randbedingungen die bisherigen Eigenspannungen und bei der Berechnung des Lastvektors die Rückstellkräfte miteinbezogen. Nachdem ein vorgegebenes Konvergenzkriterium erreicht wurde und somit Kontaktkonvergenz stattgefunden hat, wird die ursprüngliche Berechnung mit dem nächsten Teillastvektor fortgeführt (Status-Loop).

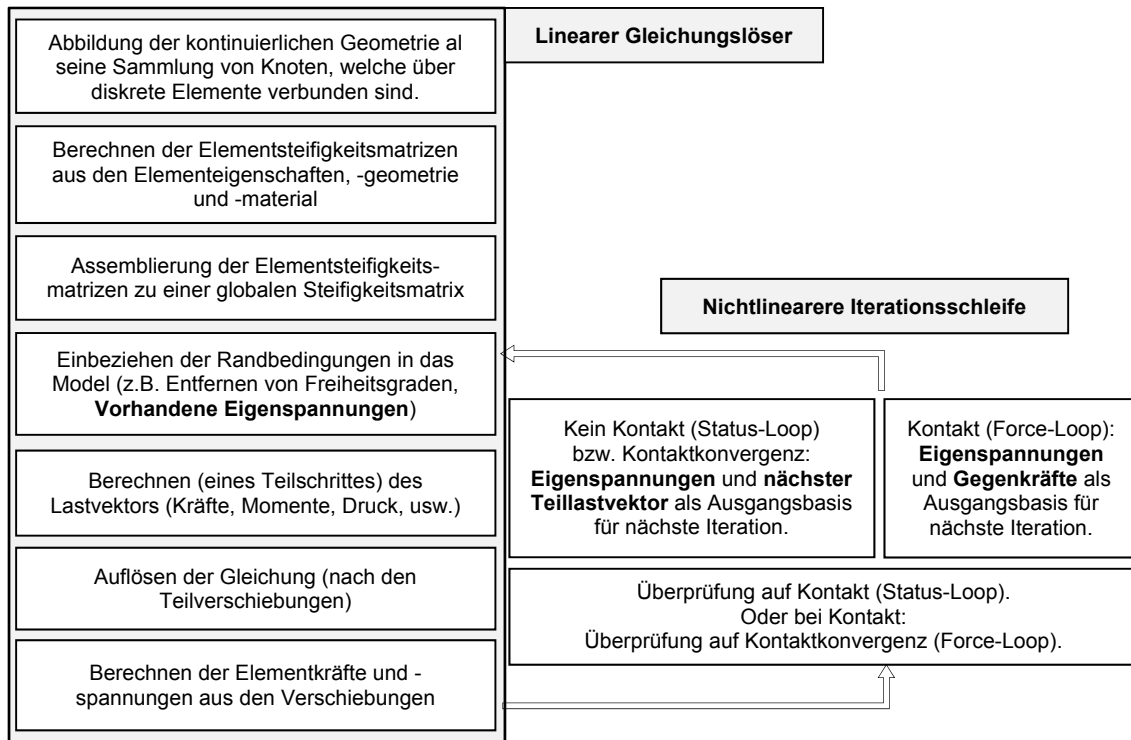


Abbildung 18: Programmablauf des Gleichungslösers mit nichtlinearem Kontakt [21], [19]

Es sei noch darauf hingewiesen, dass ein solches iteratives Vorgehen mit Konvergenzkriterium divergieren kann. Die FEM muss nicht zu einem Ergebnis führen, wenn die eingestellten Parameter falsch gewählt wurden. Zu hohe Iterationsschritte und ein zu steifes Verhalten können enorm große Rückstellkräfte verursachen, welche wiederum den Kontakt auflösen, danach würden die Flächen auf Grund eines Status-Loops wieder eindringen und so weiter. Das Konvergenzkriterium würde nie erfüllt werden und die Berechnung müsste erfolglos abgebrochen werden.

Gut ersichtlich ist auch, dass jede Iteration Rechenzeit benötigt und somit gerade große Baugruppen deutlich längere Berechnungszeiten aufweisen. Es sei daher abzuschätzen, welche Kontakte mit derartigem Aufwand zu simulieren sind und welche durch andere Möglichkeiten, wie zum Beispiel einer losen Klebeverbindung, simuliert werden können.

### 3.2.2 Linear Structural Solver 103: Real Eigenvalues [22] [23]

Die Kalkulation unterstützt die in Kapitel 3.1.3 vorgestellten Berechnungen von Eigenfrequenzen auf Basis der ungedämpften Schwingungsdifferentialgleichung. Der Gleichungslöser verfügt über sieben verschiedene Lösungsverfahren. Grund dafür ist, dass keine der Methoden für alle Problemstellungen die beste ist.

Alle Methoden basieren auf zwei prinzipiellen Herangehensweisen:

- **Transformative Methode:** Mathematische Umwandlung bis die Eigenwerte direkt berechnet werden können.
- **Suchalgorithmen:** Es wird bei einer bestimmten Frequenz oder Eigenvektor gestartet und nach passenden Frequenzen oder Eigenvektoren iterativ gesucht

Die Lanczos-Methode wird vom Benutzerhandbuch für mittelgroße und große Problemstellungen empfohlen, da diese die besten Eigenschaften beider oben genannten Herangehensweisen vereint. Für die detaillierte mathematische Darstellung aller Methoden ist auf den „NX Nastran Numerical Methods User’s Guide“ verwiesen. Dort befindet sich auch eine Vergleichstabelle der Methoden als Auswahlhilfe. Die strukturierte Vorgehensweise bei der in der Arbeit verwendeten Lanczos-Methode ist wie folgt in Abbildung 19 angegeben. Sie löst die Formel 3-22 gegebene Gleichung, welche für Vibrationsprobleme geeignet ist. Allerdings führt die Lösung dieser Gleichung zu Lösungen der Festkörperschwingungen um den Nullpunkt, deswegen wird eine Gleichung 3-23 mit dem um  $\sigma$  verschobenen Frequenzbereich und invertierten Eigenwertproblem herangezogen.



$$\underline{\underline{M}}x = \lambda * \underline{\underline{K}}x \tag{3-22}$$

$$\underline{\underline{M}}(\underline{\underline{K}} - \sigma * \underline{\underline{M}}^{-1})\underline{\underline{M}}x = \frac{1}{\lambda - \sigma} * \underline{\underline{M}}x \tag{3-23}$$

Die Methode benötigt eine positiv semidefinite Massenmatrix und eine symmetrische Steifigkeitsmatrix, was praktisch auf die meisten gewöhnlichen FE-Modelle zutrifft. Der Vorteil liegt darin, dass die transformative Seite keine Ansätze auslöst, exakte Eigenvektoren und Frequenzen berechnet und der Suchalgorithmus effektiv nur nach den vom Anwender angefragten Frequenzen suchen kann. Der Anwender kann bei den Parametern des Gleichungslösers exakt angeben in welchem Bereich und wie viele Frequenzen gesucht werden sollen. Die Lanczos-Methode eignet sich vor allem, wenn nicht alle Frequenzen gesucht werden, da die Berechnungszeit proportional zu der Anzahl der angefragten Frequenzen steht.

Abbildung der kontinuierlichen Geometrie als eine Sammlung von Knoten, welche über diskrete Elemente verbunden sind.
Berechnen der Elementsteifigkeitsmatrizen aus den Elementeigenschaften, -geometrie und -material
Assemblierung der Elementsteifigkeits-matrizen zu einer globalen Steifigkeitsmatrix
Einbeziehen der Randbedingungen in das Model (z.B. Entfernen von Freiheitsgraden)
Initialisierung eines Startvektors $x_0$
Iteratives Suchen nach Lanczos-Vektoren und Erstellen einer Triagonalmatrix.
Mit den Eigenwerten der Triagonalmatrix und der Verschiebungskonstante werden die Eigenwerte der ursprünglichen Problemstellung berechnet.
Normalisieren der errechneten Moden und graphische Ausgabe der Schwingformen als Verschiebungen.

Abbildung 19: Ablauf SOL103 mit Lanczos-Methode

Die berechneten Schwingformen sind skaliert und deren absolute Verformung birgt keine Aussage über deren Verhalten bei äußerer Erregung. Standardmäßig ist bei NX Nastran die sogenannte Massennormalisierung der Eigenvektoren eingestellt, siehe Formel 3-24. Andere Möglichkeiten sind die MAX-Normalisierung, mit Normierung auf die größte Mode im Analyseergebnis, und die POINT-Normalisierung, mit Normierung auf einen anwender-definierten Knotenpunkt einer bestimmten Mode.

$$\underbrace{\phi_i^T * \underline{\underline{M}} * \phi_i}_{\text{Generalisierte Masse}} = 1.0 \tag{3-24}$$

### 3.2.3 Thermal Solver 153: Steady State Nonlinear Heat Transfer

Im Falle einer "Steady State" Lösung können nur zeitlich fixierte Randbedingungen angegeben werden. Der Gleichungslöser errechnet eine Lösung, bei welcher sich das System stabil verhält und ohne weitere äußere Anregung seinen Zustand nicht mehr verändern würde. Im linearen Fall existiert genau eine solche nicht-triviale Lösung. Im nichtlinearen Fall muss die Lösung mittels eines iterativen Verfahrens gelöst werden und es würden eigentlich mehrere Lösungen existieren, welche bei fortschrittlichen Lösern auf Grund von Plausibilitätsgründen (Ausschluss negativer Temperaturen) und Stabilitätsuntersuchungen auf eine Gültige reduziert werden können. Basierend auf dem mathematischen Model aus Kapitel 3.2.3 wird grundsätzlich folgende Gleichung 3-25 berechnet.

$$\underline{\underline{K}} * \underline{\underline{u}} + \underline{\underline{R}} * (\underline{\underline{u}} + T_\infty)^4 = \underline{\underline{P}} + \underline{\underline{N}} \tag{3-25}$$

Der gesuchte Temperaturvektor  $\underline{u}$  kommt dabei in linearer Kombination mit der Wärmeleitungsmatrix  $\underline{K}$  und nichtlinearen Kombination vierter Ordnung mit der Abstrahlungsmatrix  $\underline{R}$  vor. Als Randbedingungen können entweder konstante Wärmeflüsse  $\underline{P}$  oder temperaturfeldabhängige Wärmeflüsse (Konvektion)  $\underline{N}$  angegeben werden.

Man erkennt bereits am Strahlungsterm, dass die Gleichung nichtlinearer Natur ist. Weitere Nichtlinearitäten können durch Randbedingungen oder temperaturabhängigen Materialparametern entstehen. [24]

### 3.3 Diskretisierung und Auswahl an finiten Elementen

Damit eine Geometrie mittels der Finiten Elemente Methode berechnet werden kann, muss diese durch eine Matrix repräsentiert werden. Dazu muss die Geometrie diskretisiert werden. Bei der Diskretisierung wird ein Netz, verwendet welches sich aus Knoten, Elementen und der Inzidenzmatrix aufbaut. Durch die Definition von Knoten entsteht ein Gitternetz aus Punkten an welchen abhängige Größen (Verschiebungen, Temperaturen, etc.) vorgegeben werden können. Die Knoten verfügen im strukturellen Fall vorerst über sechs Freiheitsgrade (UX, UY, UZ, RX, RY, RZ) und in der thermischen Simulation über einen Freiheitsgrad, die Temperatur. Jeder Knoten wird eindeutig gekennzeichnet (ID) und verweist einerseits auf ein Referenz- und ein Analysis-Koordinatensystem. Die analytische Seite (CP, X1, X2, X3) deutet auf die zu untersuchende Geometrie hin während die Referenzseite (CD) bei Elementknoten die Elementprototypen vermerkt. Diese und die zugrundeliegende Physik werden in den folgenden Kapiteln 3.3.1 bis 3.3.4 vorgestellt. Der Zusammenhang wird über einen Dateneintrag (GRID) in der Eingabedatei \*.dat (siehe Kapitel 3.2) für den NX Nastran Gleichungslöser hergestellt. Elemente werden durch die eben genannten Knoten aufgespannt und können in ein-, zwei- oder dreidimensionaler Form auftreten. Diese finden ebenso ihren Eintrag in der Eingabedatei (CHEXA, CTETRA, CQUAD4, etc.) mit einer eindeutigen Kennzeichnung (ID) und verweisen auf die ID ihrer Knoten.

Bei der Wahl der Elemente kann einerseits zwischen der Dimension, dem Typ und dem Polygongrad des Elementes unterschieden werden, da eine strukturelle Aufgabe meist durch mehrere Typen repräsentiert werden kann. Die Selektionskriterien umfassen dabei die Fähigkeiten (z.B.: Möglichkeit zur Modellierung von anisotropem Material), den Rechenaufwand und die Genauigkeit der Elementtypen. Generell gilt es, je mehr Knoten und Freiheitsgrade ein Element hat, desto rechenintensiver ist es.

#### 3.3.1 Skalare Elemente (0D) [25]

Mit Hilfe von skalaren Elementen können Massen oder fixierte Feder-, Dämpfer- und Lagerelemente am Modell angebracht werden. Die Punktmassen können nach folgender Tabelle angegeben werden.

Tabelle 18: Auswahl skalarer finite Elemente

Name	Typ	Eigenschaften
CMASS1	„Grounded“	1x Massenpunkt und Freiheitsgrade
CONM1	„Coupled“	6x6 symmetrische Massenmatrix und Referenzkoordinatensystem
CONM2	„Lumped“	3x3 Trägheitsmatrix und Referenzkoordinatensystem

Das Referenzkoordinatensystem des Typs CONM2 kann auch als nicht-kartesisches angegeben werden. Die Trägheitsmatrix wird dann mit Hilfe des Referenzkoordinatensystems in eine Massenmatrix mit lokalem kartesischem Koordinatensystem umgerechnet.

Die weiteren nulldimensionalen Typen werden hier nicht angeführt. Dafür wird auf die Literatur der Software verwiesen.

#### 3.3.2 Eindimensionale Elemente (1D) [25]

Mittels eindimensionaler Elemente, welche im Allgemeinen im dreidimensionalen Raum angeordnet sind, lassen sich bereits einige Konstruktionen gestalten (z.B.: Tragwerk). Es lassen sich auch Bauteile allgemeiner, dreidimensionaler Konstruktionen durch Einsatz von eindimensionalen Elementen vereinfachen und können dadurch effektiver berechnet werden (z.B.: Schraubverbindung). In der folgenden Tabelle werden einige zur Verfügung stehende Basistypen angeführt. Generell werden bei diesen Typen

zwei Knoten unter Angabe eines Materials im Falle eines C-Typs und unter Angabe von Verschränkungen (z.B.: Freiheitsgrade) im Falle eines R-Typs verbunden. C für „Continuum“ steht dabei für ein elastisches Element und R „Rigid“ als Abkürzung für ein steifes Element.

In Siemens NX finden sich diese Elemente im Preprocessing unter „1D-Connections“. Eine weitere Möglichkeit um mehrere Knoten entlang einer Kurve zu erstellen und zu verbinden findet sich unter „1D Mesh“.

**Tabelle 19: Auswahl eindimensionaler Elemente**

Name	Typ	Eigenschaften
CBAR	Biegebalken	Einfacher Biegebalken, welchem entweder direkt die Steifigkeitsparameter oder ein Querschnitt mit Orientierung und Material zugeordnet werden kann. Angabe von Freiheitsgraden und Offsets bei den Knoten möglich.
CBEAM	Biegebalken	Biegebalken, welcher optional die Modellierung mittels höherer adaptiver Polynome und passenden adaptiven Vernetzer und Gleichungslösern unterstützt. Sonst wie CBAR. Mittels „Tapered Beam“ ist auch ein Balken mit variablem Querschnitt möglich.
CROD	Stange	Erzeugt eine vereinfachte Stange, welche Zug, Druck und Torsion aufnehmen kann.
CTUBE	Stange	Wie CROD und kann auch dünnwandig ausgeführt werden.
CELAS1	Feder	Skalare Feder zwischen zwei Knoten mit optionalem Dämpfungsterm.
CDAMP1	Dämpfer	Skalarer Dämpfer zwischen zwei Knoten
CBUSH	Lagerung	Es kann eine skalare Lagerung im Raum definiert werden, deren Eigenschaften von anderen Faktoren abhängig gemacht werden können.
CVISC	Dämpfer	Skalarer viskoser Dämpfer zwischen zwei Knoten mit Angabe einer rotatorischen und/oder translatorischen Dämpfung.
CGAP	Gap	Angabe eines Abstands- oder Reibungselementes unter Angabe eines optionalen Anfangsabstandes, offenen/geschlossenen Steifigkeit und Coulombeschen Reibungsterms.
CWELD	Verbindung	Der Elementtyp kann automatisch bei der Anbringung und Definition von Schweißpunkten im CAD oder CAE-Preprocessing erstellt werden.
CFAST	Verbindung	Der Elementtyp kann automatisch bei der Anbringung und Definition von Verbindungen wie Ketten, Nieten oder Bolzen im CAD oder CAE-„Preprocessing“ erstellt werden.
RBAR	starr	Erzeugt ein steifes Element welches je Elementende (Knoten A und B) einmal „dependend“ und einmal „independend“ Freiheitsgrade einstellen lässt. Die Einstellungen können beliebig erfolgen, solange die Freiheitsgrade der unabhängigen Knoten mindestens sechs in Summe sind.
RROD	starr	Erzeugt ein dehn- und stauchungssteifes Element, bei welchem ein abhängiger „dependend“ Knoten mit einem abhängigen translatorischen Freiheitsgrad definiert werden kann.
RBE2	starr	Starre Verbindung. Referenzknoten („independ“) gibt jegliche Verschiebung an andere Knoten („dependet“) vor, so dass keine relative Verschiebung und Rotationen möglich sind. Dies führt zu einer künstlichen Versteifung des Systems.
RBE3	starr	Starre Verbindung. Angebundene Knoten („independends“) geben die Verschiebung des Referenzknotens („depended“) mittels einer gewichteten Interpolationsfunktion vor. Nimmt keine künstliche Versteifung am System vor und kann damit optimal zur gleichmäßigen Verteilung von Massen und Kräften hergenommen werden. Es können aber auch keine Randbedingungen oder „multiple constraints“ am Knoten angebracht werden.

Weiteren eindimensionalen Typen und Details zu den komplexeren Elementen wird hier nicht dargestellt sondern wird auf weiterführende Literatur der Software verwiesen.

### 3.3.3 Flächenelemente (2D) [25]

Mit Hilfe von zweidimensionalen Elementen können im Raum Membrane, Platten und Schalen modelliert werden. Grundsätzlich gilt deren Einsatz auf Geometrien beschränkt, wenn deren Flächenausdehnung groß gegenüber der Dicke des Materials ist.

Membrane sind Elemente welche keine Momente und Kräfte in Normalrichtung aufnehmen können, sondern nur Normal- und Schubspannungen in der xy-Ebene. Sie können somit nur für sehr dünne Materialien wie zum Beispiel Stoffe eingesetzt werden. Membrane haben je Knoten zwei translatorische Freiheitsgrade (UX, UY)

Eine weitere Möglichkeit sind Platten bei denen Momente übertragen und Kräfte normal zur Platte aufgenommen werden können und sich in einer Durchbiegung der Platte manifestieren, wie dies bei Böden oder Deckflächen auftritt. Platten haben einen transversalen und zwei rotatorische Freiheitsgrade je Knoten (UZ, RX, RY).

Eine Kombination beider Eigenschaften bieten Schalenelemente. Sie können Membranspannungen als auch Biegespannungen aufnehmen. Sie haben drei transversale und zwei (oder drei) rotatorische Freiheitsgrade je Knoten.

**Tabelle 20: Auswahl zweidimensionaler Elemente**

Name	Typ	Eigenschaften
PSHELL	Linear	Einfaches Flächenelement mit 4, 3, 8 oder 6 Knoten. Angabe eines Materials und einer Elementstärke („Thickness“) erforderlich. Optional kann für nicht-isotrope Materialien eine Faserrichtung angegeben werden.
PLPLANE	Nichtlinear	Mit dieser Option können nichtlineare Flächenelemente, welche auch hyperelastische Materialeigenschaften haben können erzeugt werden.
PCOMP	Laminat	Flächenelemente bei welchem Laminatoptionen im bei der Materialdefinition angegeben werden können.
Laminate	Laminat	Flächenelemente bei welchem Laminatoptionen bei der Materialdefinition angegeben werden können oder diese werden bereits im CAD mittels einer Laminattoolbox angegeben und automatisch an den Gleichungslöser weitergegeben.

Alternativ können andere mathematische Formulierung, wie der „Revised Formulation“ oder „p-Formulation“ gewählt werden. Außerdem wird eine Erweiterung der Elemente mittels zusätzlicher nichtstruktureller Masse oder angepasstem Querschnitt ermöglicht.

Alle oben genannten Elementtypen lassen sich mit den Topologietypen CQUAD4, CQUAD8, CTRIA3 und CTRIA6 kombinieren.

### 3.3.4 Volumenselemente (3D) [25]

Volumenselemente sind im Prinzip sehr einfache Elemente, welche in homogener Form (Standard oder „p-Formulation“), als Laminat oder in nichtlinearer Form (Hyperelastisches Material) vorkommen können. Die Elemente dieser Klasse verfügen über drei translatorische Freiheitsgrade je Knoten und können keine rotatorischen Randbedingungen (RX, RY, RZ) aufnehmen. Die wichtigsten Topologieelementtypen sind CTETRA4, CTETRA10, CHEXA8 und CHEXA20. Es können mehrere Polygonegrade eines Topologietyps mittels CTETRAi und CHEXAi zusammengefasst werden.

**Tabelle 21: Auswahl dreidimensionaler Elemente**

Name	Typ	Eigenschaften
PSOLID	Linear	Einfaches Solid-Element in Standardformulierung.
PLSOLID	Nichtlinear	Mit dieser Option können nichtlineare Elemente vom Typ erzeugt werden. Diese können auch hyperelastische Materialeigenschaften haben.
Laminate	Laminat	Volumenselemente bei welchen Laminatoptionen in bei der Materialdefinition angegeben werden können oder diese werden bereits im CAD mittels einer Laminattoolbox angegeben und automatisch an den Gleichungslöser weitergegeben.

Allerdings muss hier bei Erstellung eines Laminates im Gegensatz zu den 2D-Elementen, bei welchen die Oberflächennormale Teil der topologischen Beschreibung ist, eine Oberflächen-normale definiert werden.

### 3.3.5 Beispielkombinationen verschiedener Elementtypen

Es existieren viele Elementkombinationen, um strukturelle oder thermische Modellierung vorzunehmen. Findige Berechnungsingenieure erarbeiten sich auf Basis der analytischen und numerischen Grundlagen

und Elementtypen selbst passende Kombinationen um Simulationen zu ermöglichen beziehungsweise zu vereinfachen.

Als Beispiel sind in den folgenden zwei Unterkapitel Kombinationen angeführt, die in der Arbeit Einsatz gefunden haben. Dabei wird die Schraubverbindung vom Siemens NX „Preprocessor“ selbst unterstützt und die Gelenkverbindung im Zuge der Arbeit erarbeitet.

### 3.3.5.1 Schraubverbindungen [26]

Schraubverbindungen stellen auf Grund ihrer relativ komplexen Schraubengeometrie, Vorspannkraft und nichtlinearen Kontaktverbindung eine Herausforderung bei der Simulation dar.

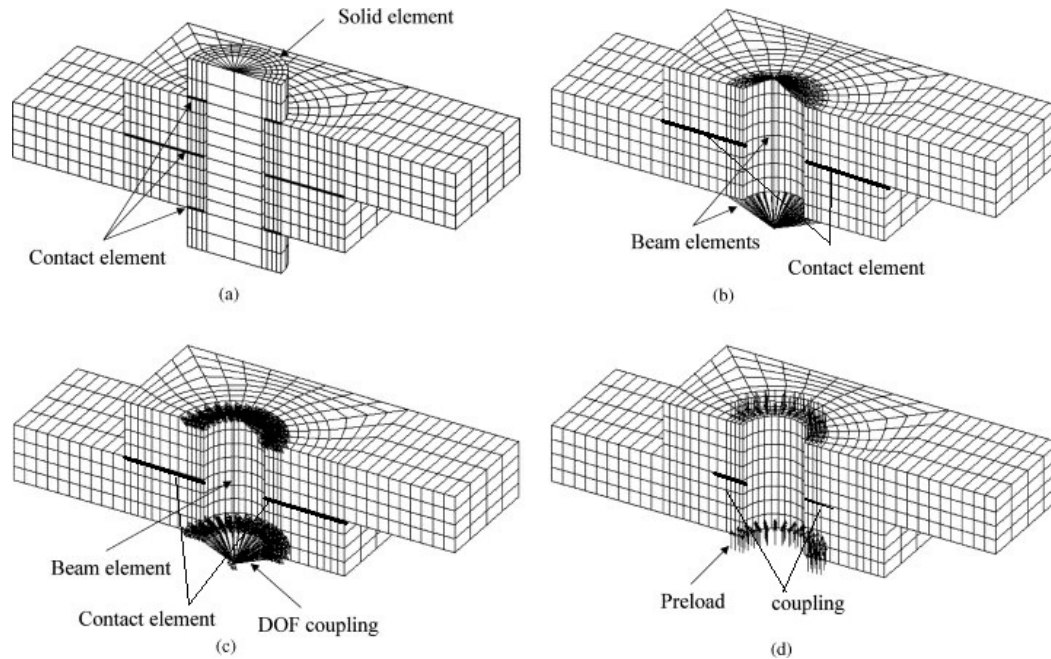


Abbildung 20: (a) „Solid bolt“, (b) „spider bolt“, (c) „coupled bolt“ und (d) „no-bolt“ Modell

Die erste Modellstufe, beim sogenannten „solid bolt“ umgeht nur die komplexe Schraubengeometrie indem diese mittels vereinfachter CHEXAi-Volumenelemente und nichtlinearen Fläche zu Fläche Kontaktelementen dargestellt wird. Für die Vorspannkraft  $P_0$  wird mittels einer virtuellen Temperaturdifferenz  $\Delta T$  simuliert, die eine Verkürzung der Schraube und damit zu einer Reaktionskraft in der Kontaktfläche führt.

In der zweiten Stufe „spider bolt“ werden die Volumenelemente des Schraubenschafts durch ein CBEAM Elemente ersetzt und die des Schraubenkopfes und der Mutter durch „Spider“-Netzze, die sich aus CBEAM Elementen mit einem Mittelknoten „Core“ zusammensetzen. Der Balken kann dabei als eindimensionales elastisches Objekt Spannungen, Dehnungen, Biegungen und Torsion aufnehmen. Die Vorspannung kann direkt als anfängliche Verschiebung im Bolzenelement angegeben werden.

Die dritte Stufe, beim sogenannten „coupled bolt“, wird der Schraubenschaft ebenfalls als ein Balkenelement (CBEAM) modelliert und Schraubenkopf und Mutter durch RBE3 oder RBE2 „Spider“ ersetzt. Die Auflagefläche der RBE Elemente folgen dabei als abhängige Knoten den Verschiebungen und Rotationen des Mittelknotens und wirken versteifend auf die Schraubenkonstruktion. Die Vorspannung kann direkt als initiale Verschiebung im Bolzenelement angegeben werden.

Die höchste Abstraktionsstufe „no-bolt“ ist eine verbundene mittlere Kontaktfläche „coupling“ mit aufgebracht Vorspannkraft. Durch dieses Modell lässt sich die versteifende Wirkung durch die Schraubenverbindung nur sehr grob simulieren. Allerdings ermöglicht das Vernachlässigen der nichtlinearen Kontaktbedingung eine rein lineare Simulation und damit eine starke Verkürzung der Rechenzeit. Vor allem größere Modelle mit vielen Schraubenverbindungen und Frequenzanalysen lassen sich damit gut abschätzen.

Siemens NX bietet ein Werkzeug „bolt connection“ zur Erzeugung von „coupled bolt“-Modellen unter Hinzunahme einer Vorspannkraft. Dabei kann die Ausdehnung der RBE – „spider“ und damit die Ausdehnung der Auflageflächen prozentuell oder absolut angegeben werden. Es kann weiter zwischen einer Verbindung aus Schraube mit Mutter oder einer Schraube in einem Gewindeloch gewählt werden. Das eindimensionale Element, welches den Schraubenschaft simuliert, kann aus dem gesamten Siemens NX Nastran Katalog gewählt werden. Die Auswahl der Schraubenkopf und Mutterelemente bleibt auf RBE2 und RBE3 Elemente beschränkt.

### 3.3.5.2 Gelenkartige Verbindungen

Gelenkartige Verbindungen oder Gleitflächen würden ein aufwendiges und rechenintensives Problem darstellen, sollten sie in all ihren strukturellen und geometrischen Eigenschaften simuliert werden. Als Beispiel wird das in der Arbeit ursprünglich verwendete Kugelgelenk vorgestellt und durch eindimensionale Verbindungselemente modelliert. Transversale Bewegungen sollen dabei von einem Volumenelement an ein weiteres weitergegeben werden, ohne dass Momente übertragen werden.

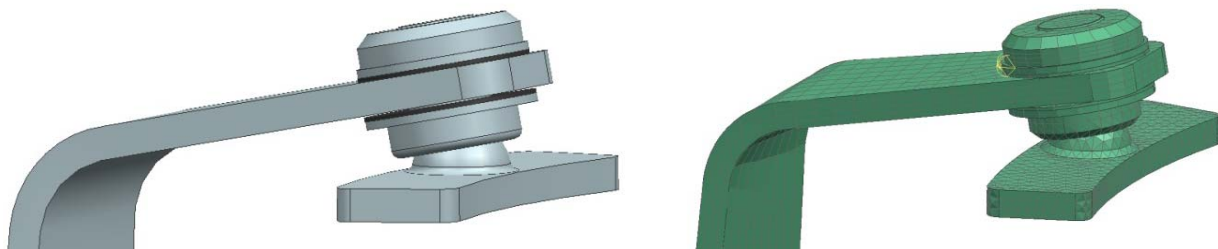


Abbildung 21: Kugelgelenk: (links) Geometrie, (rechts) Vernetzung

Dieses Kugelgelenk könnte mittels Kontaktbedingungen zwischen Gelenkspfanne und Halbkugel und der Mutter, Beilagscheibe und Auflagefläche der Gelenkspfanne modelliert werden. Dies würde für eine Detailanalyse Sinn ergeben. Für die Abschätzung und Frequenzanalyse der Gesamtkonstruktion ist das allerdings sehr rechenaufwendig beziehungsweise nicht möglich.

Als Ausweichmöglichkeit bietet sich eine Ersatzlösung aus RBE2 Elementen in einem sogenannten „multi-point constraint“ an. Dabei wird die Entkoppelung der Momente durch folgende Konstruktion, Tabelle 22, bewerkstelligt.

Tabelle 22: Schematischer Aufbau des Drehgelenks

Abstraktion			
Geometrie	Schale	Drehbare Verbindung	Kugel
Elementtyp	Mehrere RBE2	RBE2 mit Länge null	Mehrere RBE2
Freiheitsgrade	RX, RY, RZ	RX, RY, RZ	RX, RY, RZ
Ausführung im CAE		Visuell nicht sichtbar.	

Die Knoten N1 und N2 liegen geometrisch auf gleicher Position und stellen die unabhängigen Knoten „independents“ in ihren „Spider“-Netzen ( $N1 \rightarrow Ni$  und  $N2 \rightarrow Nj$ ) dar. Beide Netze werden mittels einer RBE2-Verbindung, welche Verschiebungen weiterleitet aber keine Verdrehungen weitergibt, verbunden. Bei den „Spider“-Netzen sind ebenfalls drehbar freigegeben, da Volumenelemente keine rotatorische Zwangsbedingungen erlauben und der Gleichungslöser diese sowieso ignorieren würde.

Damit wurde eine ideale reibungsfreie Kugelgelenkinematik geschaffen. Dadurch, dass die Kontaktsimulation wegfällt, kann diese natürlich auch nicht mehr analysiert werden und Ergebnisse, wie die Flächenpressung, Eindringen oder Abheben und Reibung können nicht mehr beachtet werden.

Sehr effizient kann damit jedoch die Gesamtkonstruktion simuliert werden und dessen Ergebnisse auf eine detailliertere lokale Gelenksimulation zurückgeführt werden (Lastfall). Als Erweiterungsmöglichkeit könnte eine Reibung durch Einsetzen eines eindimensionalen CBUSH-Elementes zwischen N1 und N2, bei welchen transversale und radiale Steifigkeit und Dämpfung aus zum Beispiel einer Detailsimulation oder einem Versuch eingestellt werden können.

### 3.4 FEM Modellaufbau und Anwendungshilfen

Das vorhergehende Kapitel zeigte eine große Auswahl an Elementen mit den unterschiedlichsten Eigenschaften auf. Für weniger erfahrene CAE-Anwender stellt sich die Frage, welcher Netzaufbau und welche Elemente sich am besten eignen und wie Randbedingungen für die vorliegende Aufgabenstellung eingebracht werden können.

Die prozessorientierte Darstellung, Abbildung 22, soll verdeutlichen, welche Teilbereiche die physikalische Simulation betreffen und in den folgenden Kapiteln detaillierter behandelt werden.

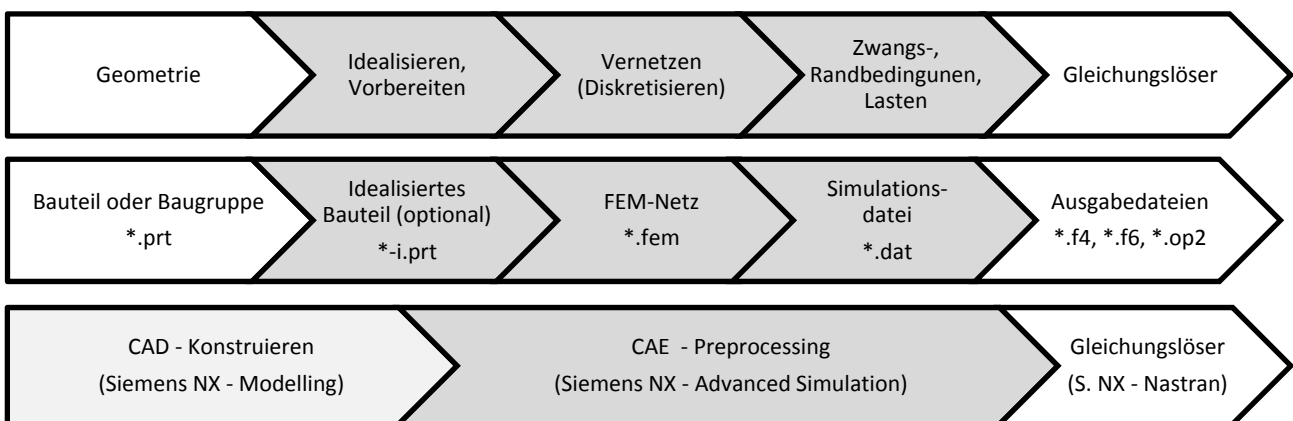


Abbildung 22: (Oben) Arbeitsschritt, (Mitte) Datei, (Unten) Arbeitsumgebung [19]

In Siemens NX können FEM-Netze mit Bauteilen und Baugruppen assoziiert werden. Des Weiteren können einzelne FEM-Netze zu einer FEM-Gruppe assembliert werden. Dies kann mittels Zwangsbedingungen oder entsprechend einer passenden Baugruppe geschehen.

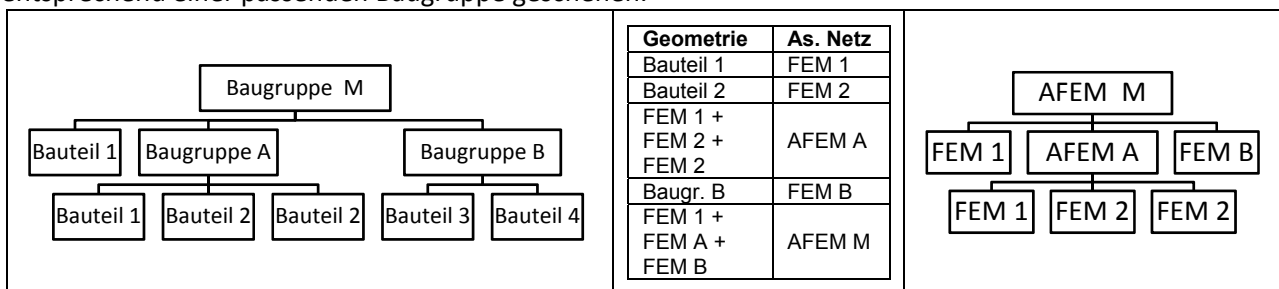


Abbildung 23: Assoziierbarkeit und Assemblierbarkeit von FEM-Netzen

In Abbildung 23 ist ein Beispiel angeführt, wie eine Komposition aus Bauteilen, Baugruppen und assoziierten FEM-Netzen und FEM-Gruppen (AFEM) aussehen kann. Hervorzuheben ist dadurch die Wiederverwertbarkeit, ähnlich der CAD-Anwendung bei Bauteilen und Baugruppen, von bereits erstellten Netzen. In den jeweiligen FEM-Gruppen können Verbindungsnetze, Zwangsbedingungen und Werkzeuge, wie Schrauben, eingesetzt werden.

#### 3.4.1 Idealisierung der Geometrie

Als wesentliche Einstiegshilfe versteht sich die Idealisierung der Geometrie, welche bereits im Stadium der Konstruktion stattfinden kann. Dabei werden bewusst Elemente und Funktionalitäten vernachlässigt, welche in der ersten Iteration einer Konstruktion und der darauffolgenden Analyse mittels CAE-Werkzeugen keine oder nur unwesentliche Bedeutung haben. Eine weitere Vergrößerung und Vorbehandlung der Geometrie kann mit einem Werkzeug des CAE-Preprocessing und der damit

verbundenen Erzeugung eines idealisierten Bauteils erfolgen. Die Idealisierungen sollten dabei immer in Bezug auf die untersuchte Physik vorgenommen werden, da Konstruktion und Berechnung meist unterschiedliche Bedingungen an die Geometrie stellen. Eine Auswahl an Methoden findet sich in folgender Liste in Anlehnung an [19]:

- **Verfeinerung:** Einerseits kann es sein, dass während der Konstruktion Rundungen vernachlässigt wurden, die bei einer Berechnung, wegen ihrer kerbspannungsreduzierenden Wirkung jedoch eine wesentliche Rolle spielen und deswegen hinzugefügt werden müssen.
- **Vergrößerung:** Oft haben Geometrieelemente keinen oder vernachlässigbar kleinen Einfluss auf das gewünschte Simulationsergebnis, sondern erschweren die Vernetzung und sollten entfernt werden. Dazu gehören Phasen, Verrundungen oder Bohrungen in ungefährdeten Regionen, wo Kerbspannungseffekte keine Rolle spielen oder die Wärmeleitung nicht merklich beeinflusst wird.
- **Unterteilung von Volumen und Flächen:** Das koordinierte Vernetzen mit Hexaedern hat oft Vorteile gegenüber dem freien Vernetzen mit Tetraedern. Diese Thematik wird im folgenden Kapitel erläutert. Viele Geometrien eignen sich vorerst nicht um koordiniert vernetzt zu werden und müssen zu diesem Zweck erst unterteilt und in einfacher Geometrien aufgeteilt werden. Dabei kann bei Siemens NX automatisch die passende Übergangsbedingung zum Vereinen der Netzknoten an den künstlich getrennten Flächen und Kanten mitgegeben werden. Die sogenannten „mesh mating conditions“ ermöglichen, dass die Einzelnetze wieder eine verbundene Geometrie repräsentieren.
- **Unterteilung von Flächen und Kanten:** Durch das Ausblenden von benachbarten Bauteilen und Geometrien bei der Modellierung (und sei es der Boden auf dem ein Fahrzeug steht) müssen Flächen und Ränder vorbereitet werden um entsprechende Randbedingungen zu ermöglichen. Dazu gehört zum Beispiel das Aufteilen einer großen Fläche in einen Bereich der Krafteinleitung oder um das Anbringen von Feder- und Dämpferelementen (z.B.: Bettungsmodulverfahren) zu ermöglichen.
- **Zusammenführen von Flächen und Kanten:** Die meisten Vernetzungsalgorithmen beginnen die Außenflächen eines Volumens beziehungsweise die Kanten einer Fläche zu diskretisieren und propagieren dann durch das Volumen beziehungsweise die Fläche. Besteht eine Fläche aus vielen kleinen oder spitzen Einzelflächen, haben FEM-Vernetzer oft Probleme hochwertige Netze zu erstellen oder fordern unnötigerweise eine sehr kleine Elementgröße. Die Preprocessing-Programme verfügen meist über passende Werkzeuge zur Zusammenführung von Flächen.
- **Symmetrieeigenschaften:** Als weiteren wichtigen Punkt kann die Ausnutzung symmetrischer Eigenschaften einer Aufgabenstellung angeführt werden. Falls beides, Geometrie und Belastung, am zu untersuchenden Objekt symmetrisch anliegen, kann dies ausgenutzt werden. Als Ersatz müssen dafür eigen Symmetrierandbedingungen („symmetric/anti-symmetric constraint“) geschaffen werden, die bei den meisten Preprocessing-Werkzeugen zur Verfügung stehen. Eigene Symmetriebedingungen, vor allem für Flächenelemente, sind nicht vorgefertigt und können mittels der richtigen Auswahl der Freiheitsgrade, siehe Tabelle 23, für ein kartesisches Koordinatensystem selbst erzeugt werden.

Tabelle 23: Zwangsbedingungen für Symmetriefälle bei Flächenelementen

Freiheitsgrad Symmetrieebene	UX	UY	UZ	RX	RY	RZ
xy	Frei	Frei	Steif	Steif	Steif	Frei
yz	Steif	Frei	Frei	Frei	Steif	Steif
xz	Frei	Steif	Frei	Steif	Frei	Steif

Für nicht-kartesische Randbedingungen müssen die entsprechenden Koordinatensysteme (zylindrisch, sphärisch) angelegt und die dazugehörigen Freiheitsgrade festgelegt werden. Für eine detaillierte Ausführung wird auf die Fachliteratur und das Softwaremanual verwiesen.

### 3.4.2 Vernetzen und Elementauswahl

Die Diskretisierung einer Geometrie dient zur Simulation einer physikalischen Problemstellung, nicht der Geometrie selbst [27]. Diese Paradigma zur Modellierung und Simulation sollte sich in der Wahl der Netzkonfiguration widerspiegeln. Daraus kann man ableiten, dass ein gutes Rechenprogramm die Kompetenz des Berechnungsingenieurs bei der Modellbildung nicht ersetzen kann.

Für die Auswahl stellt [28] folgende Kriterien für verschiedene Aufgabestellungen gegenüber:



- **Vernetzungstechnik:** Bietet die Software einen automatischen Netzer an oder nicht.
- **Modellierungsaufwand:** Elemente mit reduzierten speziellen Eigenschaften benötigen normalerweise einen höheren Modellierungsaufwand, da mehr Randbedingungen zu beachten sind.
- **Rechenzeit:** Das beste Netz ist ohne Bedeutung, wenn die zur Verfügung gestellten Rechnerressourcen nicht ausreichen, den Gleichungslöser in absehbarer Zeit auszuführen.
- **Ergebnisqualität:** Jeder Elementtyp liefert der Aufgabe entsprechend, bessere oder schlechtere Ergebnisse.

### 3.4.2.1 Elementdimension und -typ [20]

Meistens erfordert die Simulation den dreidimensionalen Raum. Jede Simulation im ein- oder zweidimensionalen Raum erfordert, dass die Parameter sich in den nicht betrachteten Raumrichtungen konstant verhalten und keine Wechselwirkung mit der betrachteten Ebene haben. Das gilt ebenso für zeitlich veränderbare Parameter, welche zum Beispiel mit einer linearen FEM ohne zusätzliche Adaptionen nicht simuliert werden können.

Ähnlich verhält es sich, wenn Elemente mit speziellen reduzierten Eigenschaften in einem dreidimensionalen Modell eingesetzt werden. Sie können sich einerseits sogar besser und genauer für bestimmte Simulationen eignen, da sie eigens dafür entworfen wurden (Platten, Scheiben, Balken, Federn, etc.). Andererseits ignorieren diese Elemente physikalische Vorgänge, die mit einem dreidimensionalen Element aufgetreten wären.

Als Beispiel lässt sich anhand von Stäben und Balken ein Fachwerk eindimensional relativ gut modellieren und berechnen. Eine Vernetzung mit Volumenelementen würde sich sehr aufwendig gestalten und schlechte Rechenergebnisse liefern. Auch die Blechwand eines Behälters lässt sich durch zweidimensionale finite Elemente sehr gut strukturell simulieren. Allerdings bleibt bei einer thermischen Analyse der Wand zum Beispiel die Frage zu der thermischen Leitung normal zur Fläche offen.

Elemente mit speziellen reduzierten Eigenschaften haben zusätzlich den enormen Vorteil, dass sie meistens weniger Freiheitsgrade besitzen und damit weitaus schneller berechnet werden. Auch lassen sich dreidimensionale Elemente bei dünnen Wänden schlecht oder nur mit großem Aufwand einsetzen, da große Unterschiede in der Ausdehnung des Hexaeders oder Tetraeders zu schlechten Simulationsergebnissen führt. Man müsste also die Größe der dreidimensionalen Elemente an die Wandstärke anpassen und damit die Anzahl unnötig und mit quadratischer Potenz in die Höhe treiben.

Zusammenfassend lässt sich, wieder auf das eingangs genannte Paradigma zurückkommend, sagen, dass das physikalische Verständnis und die Modellbildung ausschlaggebend für die Wahl des Elementtyps sind. Das heißt für den strukturellen Fall, dass auf den Spannungszustand geachtet werden muss und im Zweifelsfall auf den allgemeinen dreidimensionalen Spannungszustand und damit den dreidimensionalen Elementen zurückgegriffen werden muss.

### 3.4.2.2 Elementtopologie (2D, 3D) [19]

Die Auswahl bei Flächenelementen besteht hauptsächlich zwischen Dreieck und Viereck. Bei Volumenelementen stehen Tetraeder, Hexaeder und im Übergangsbereich Pentaeder (Pyramiden) zur Verfügung. Eigentlich steht die Topologie nicht frei zur Auswahl, sondern richtet sich nach dem Verfahren der Vernetzung.

**Freie Vernetzung („free meshing“):** Fast alle Geometrien lassen sich mittels der freien Vernetzung durch Dreiecke beziehungsweise Tetraeder diskretisieren. Mittlerweile ist die durchschnittliche Rechenleistung eines Arbeitsplatzes relativ hoch und es existieren Programme, die diese Aufgabe sehr gut und sauber lösen. Einfache Designanalysen lassen sich dadurch ohne viel Aufwand beim Vorbereiten schnell und effizient lösen. Die Rechengenauigkeit und Rechengeschwindigkeit ist allerdings signifikant niedriger als bei der koordinierten Vernetzung mit Hexaeder-Elementen. Eine zu grobe Vernetzung führt zu deutlichen numerischen Fehlern.

**Koordinierte Vernetzung („mapped meshing“):** Die Anzahl der Elemente und Knoten ist bei koordinierter Vernetzung mit Quadraten oder Hexaedern weit niedriger als bei der freien Vernetzung. Durch die

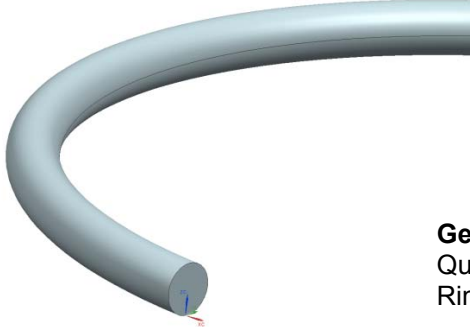
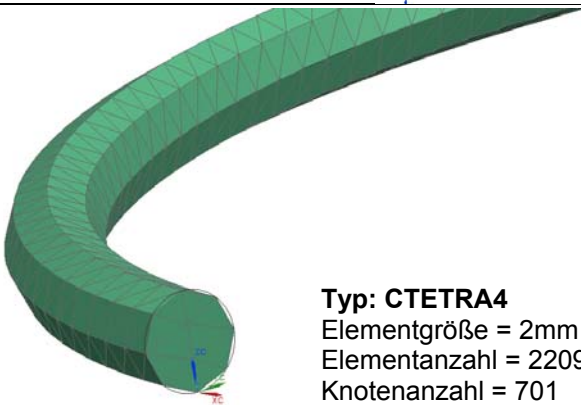
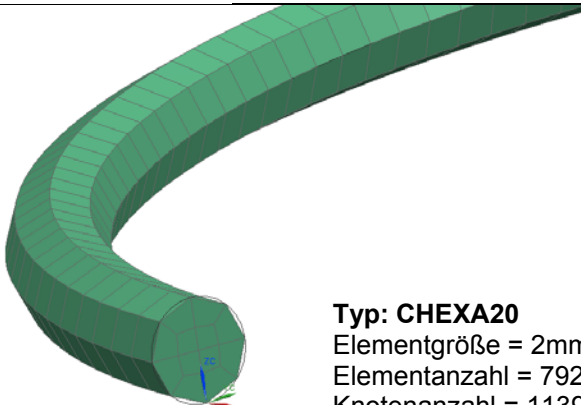
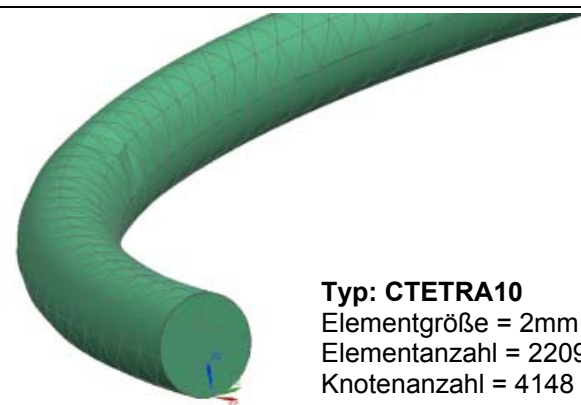
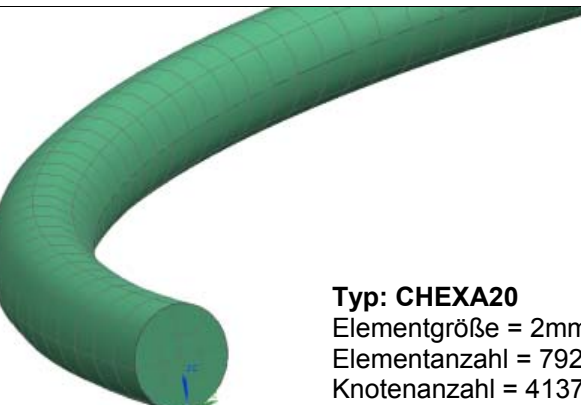
gesunkene Anzahl der Knoten und Elemente bei gleicher oder besserer Genauigkeit reduziert sich auch der Speicherbedarf und Rechenzeit signifikant. Nachteilig ist der gestiegene Vernetzungsaufwand, welcher für die genaueren und schneller berechneten Ergebnisse stehen muss. Vor allem die Gleichmäßigkeit und Genauigkeit der errechneten Spannungen ist bei dieser hochwertigeren Vernetzung höher und damit besser für eine Lebensdauerberechnung und Betriebsfestigkeitsrechnung geeignet.

**Übergangsvernetzung:** Es existieren mehrere Möglichkeiten Übergänge zwischen Elementen zu schaffen. Bei dem Übergang von koordinierter Vernetzung zu freier Vernetzung lassen sich bei Siemens NX optional Pentaederelemente in Form von Pyramiden einsetzen. Diese haben den Vorzug einer quadratischen Grundfläche als Übergang zu dem Hexaeder und Dreiecksflächen zu den angrenzenden Tetraedern. Eine andere Form des Übergangs mithilfe von Dreieckselementen muss stattfinden, wenn von einem feinen Vierecksnetz zu einem groben Vierecksnetz übergegangen wird.

### 3.4.2.3 Elementordnung [29]

Die Auswahl an Ansatzfunktion für Finite Elemente ist mathematisch gesehen unendlich groß. Die meisten kommerziellen Programme beschränken sich auf statische Polynom-Ansatzfunktionen und davon auf die ersten drei Ordnungen: linear, parabolisch und kubisch. Siemens NX bietet die Funktionen erster und zweiter Ordnung an.

Tabelle 24: Auswirkungen der Ansatzfunktion eines Elementes

		<p><b>Geometrie</b>                  Querschnittsdurchmesser = 5mm                  Ringdurchmesser = 100mm</p>	
	<p><b>Typ: CTETRA4</b>                  Elementgröße = 2mm                  Elementanzahl = 2209                  Knotenanzahl = 701</p>		<p><b>Typ: CHEXA20</b>                  Elementgröße = 2mm                  Elementanzahl = 792                  Knotenanzahl = 1139</p>
	<p><b>Typ: CTETRA10</b>                  Elementgröße = 2mm                  Elementanzahl = 2209                  Knotenanzahl = 4148</p>		<p><b>Typ: CHEXA20</b>                  Elementgröße = 2mm                  Elementanzahl = 792                  Knotenanzahl = 4137</p>

Polynome höherer Ordnung verlangen von den Elementen mehrere Knoten (Stützpunkte) entlang einer Kante oder die Platzierung von zusätzlichen Knoten im Inneren einer Fläche oder eines Volumens. Mittels der sogenannten p-Methode und einem adaptiven Vernetzer können die Funktionen von variablem Grad sein und der Geometrie sogar angepasst werden. In dieser Arbeit wird zur Verbesserung der Qualität die h-Methode angewandt, wo die Elementgröße angepasst (meistens verkleinert) wird.

In Tabelle 24 ist erkenntlich, dass höhere Polynomfunktionen bei finiten Elementen sich gekrümmten Oberflächen anpassen. Entspricht der Polynomgrad des Elementes, dem der Oberfläche, kann es diese sogar exakt abbilden. In der vorliegenden Arbeit werden die zwei zur Verfügung stehenden Polynomgrade entsprechend einer einfachen Regel angewandt: Weist die Geometrie nur gerade lineare Eigenschaften auf und ist außerhalb quantitativer Spannungsbetrachtungen, wird dieser Teil mit Elementen erster Ordnung vernetzt. Weist sie hingegen Krümmungen oder kritische Stellen der Spannungsbetrachtung auf, werden Elemente zweiter Ordnung verwendet.

Ein weiteres Phänomen der linearen Ansatzfunktion ist das „Shear Locking“, weil die Funktion keine reine Biegung abbilden kann und stattdessen hohe parasitäre Scherspannungen erzeugt. Dadurch entsteht eine künstliche Versteifung des Elements, welche mittels selektiver Integration abgemildert werden kann.

Grundsätzlich steigt mit der Ordnung der Funktion der Rechenaufwand. Lässt sich auf Grund der besseren Anpassungsfähigkeit die Anzahl der Elemente reduzieren, kann der Rechenaufwand insgesamt sinken und die Rechengenauigkeit gesteigert werden. Diese beiden Vorteile nutzen adaptive Vernetzer.

### 3.4.3 Elementqualität [29]

An diesem Punkt soll kurz auf die Elementqualität bezüglich seines Einsatzes im Netz, nicht seiner Ansatzfunktion, geklärt werden. Elemente werden mittels des Netzes der Geometrie angepasst und dabei gegenüber ihrem gleichmäßigen Prototyp (Quadrat, gleichseitiges Dreieck, etc.) verzerrt. Siemens NX bietet vier verschiedene geometrische Überprüfungen an.

- **Seitenverhältnis oder „Aspect Ratio“:** Das Verhältnis der Seitenkanten sollte ein gewisses Verhältnis nicht übersteigen. Bei den Prototypen beträgt es 1. Bei Siemens NX wird als globale Standardeinstellung 10 als Warnung und 100 als Fehler deklariert.
- **Schräglage oder „Skew Angle“:** Dieser Winkel gibt die rotatorische Verdrehung des Elementes gegenüber seiner Basiskante an. Bei Siemens NX wird als globale Standardeinstellung eine Abweichung von  $\pm 45^\circ$  als Warnung und  $\pm 60^\circ$  als Fehler deklariert.
- **Verzerrung oder „Warping“:** Bei Quadraten, welche durch Dreiecke unterteilt werden können, kann zwischen deren Dreiecksnormalen ein Winkel auftreten. Bei den planaren Prototypen beträgt er 0. Bei Siemens NX wird als Standardeinstellung ein Verhältnis zu einem  $15^\circ$ -Winkel von  $> 0.01$  als Warnung und  $> 0.05$  als Fehler deklariert.
- **Zuspitzen oder „Taper“:** Verjüngt sich ein Element, kann man die Zuspitzung als Verhältnis aus dem halben Seitenunterschied zu der Basiskante aufstellen. Bei Siemens NX wird als Standardeinstellung ein Verhältnis von  $> 0.1$  als Warnung und  $> 0.5$  als Fehler deklariert.

Für die exakten Qualitätsdefinitionen der verschiedenen Elementdimensionen und -typen sei auf das Software-Handbuch verwiesen.

## 3.5 Lasten und Randbedingungen

Bisher wurde auf die ersten beiden Schritte des „Preprocessing“ eingegangen: Idealisieren und Diskretisieren der Geometrie. Jetzt im letzten Schritt müssen die bei der Modellierung anfallenden Lasten und Randbedingungen angegeben werden. Bei der FEM können Anfangsbedingungen nur über die Knoten der Gleichung hinzugefügt werden.

Die in Kapitel 3.1.1 vorgestellte diskretisierte Differenzialgleichung der linearen Statik verfügt über zwei mögliche Vorgaben. Anfangswerte für die Verschiebungen  $\hat{u}$  (Dirichlet-Randbedingung) oder vorgegebene Kraftvektoren  $\underline{F}_{\text{Ext}}$  (Neumann-Randbedingungen).

In Kapitel 3.1.3 kann man erkennen, dass bei Modalanalysen Auflagerbedingungen oder Anfangsverschiebungen Auswirkungen haben, sogar für das Resonanzverhalten instrumentalisiert werden können, aber Neumann-Randbedingungen wie Kraftvektoren keinen Einfluss finden.

### 3.5.1 Dirichlet-Randbedingungen [30]

Eine Dirichlet-Randbedingung wie Lagerung und Anfangsverschiebung in den strukturellen Modellen können mittels einer schwachen oder starken Beziehung eingepflegt werden. Nur bei starker Implementierung handelt es sich um eine echte Dirichlet-Randbedingung:

- **Lagerung:**  $\hat{u}_i = 0$  für steife Lagerung
- **Verschiebung:**  $\hat{u}_i = x$  wobei  $x$  für Länge der Verschiebung steht

Dazu wird die entsprechende Knotenzeile in der Differenzialgleichung 3-13 aus Kapitel 3.1.1 gelöscht und durch den entsprechenden Ausdruck, siehe Beispielgleichung 3-26, ersetzt. Einträge der Steifigkeitsmatrix  $k_{i,j}$  und des Lastvektor  $F_i$  werden in dieser Zeile überschrieben!

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{2,1} & k_{2,2} & \dots & k_{2,n-1} & k_{2,n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{n-1,1} & k_{n-1,2} & \dots & k_{n-1,n-1} & k_{n-1,n} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \dots \\ u_{n-1} \\ u_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_2 \\ \dots \\ F_{n-1} \\ x \end{bmatrix} \quad 3-26$$

Die Lösung des Gleichungssystems diese Beispiels führt zu der Beschreibung eines Systems bei dem der erste Knoten festgehalten wurde und der letzte Knoten um  $x$  verschoben wurde, wobei in diesem Fall beliebige Kräfte an den anderen Knoten angebracht wurden.

Bei der Wärmetransportanalyse gilt es als starke Randbedingung, wenn Temperaturen  $\underline{T}$  vorgegeben werden.

### 3.5.2 Neumann-Randbedingungen [28]

Im strukturellen Fall finden wir folgende mögliche Bedingungen vor:

- **Punktkräfte:** Punktkräfte  $F_i$  können nur an Knoten vorgegeben werden und können dem entsprechenden Knoten direkt im Lastvektor zugeordnet werden.

$$\underline{F}_P = \begin{bmatrix} \dots \\ F_1 \\ \dots \\ F_2 \\ \dots \end{bmatrix} \quad 3-27$$

- **Oberflächenkräfte (Druck, Streckenlasten):** Die diskretisierte Oberfläche der Elemente ist aus Stützpunkten aufgebaut. Eine aufgebrachte Flächen- oder Streckenlast  $q_0$  wird mittels der Formfunktion auf die Knoten entsprechend aufgeteilt und somit findet sich für jeden beteiligten Knoten die entsprechende Teillastfaktor  $\alpha, \beta, \gamma < 0$ , welcher mit der Last multipliziert und dem Lastvektor addiert wird.

$$\underline{F}_O = \begin{bmatrix} \dots \\ \alpha * q_0 \\ \beta * q_0 \\ \gamma * q_0 \\ \dots \end{bmatrix} \quad 3-28$$

- **Massenkräfte (Beschleunigungen):** Diese Art der Kräfte wird mit Hilfe der Massenmatrix  $\underline{M}$  in das Modell eingerechnet. Dabei eine vorgegebener Anfangsbeschleunigungsvektor  $\underline{\ddot{u}}$  mit der Massenmatrix multipliziert und dem Lastvektor addiert.

$$\underline{F}_B = -\underline{M} * \underline{\ddot{u}} \quad 3-29$$

- **Anfangsspannungen oder -verzerrungen:** Um Anfangsspannungen  $\underline{\sigma}_0$  der Knoten (zum Beispiel aus einer thermischen Simulation) in die strukturelle Statik einfließen zu lassen, bedient man sich der Verzerrungs-Verschiebungs-Transformationsmatrix  $\underline{B}$  welche bereits in Kapitel 3.1.1 vorgestellt wurde.

Um Anfangsverzerrungen zu berücksichtigen muss lediglich mit der Elastizitätsmatrix  $\underline{\underline{C}}$  des Materials multipliziert werden.

$$\underline{\underline{F}}_{\sigma} = \underline{\underline{B}}^T * \underline{\underline{\sigma}}_0 = \underline{\underline{B}}^T * \underline{\underline{C}} * \underline{\underline{\varepsilon}}_0 \quad 3-30$$

Somit ergibt sich der gesamte Lastvektor aus folgenden Komponenten:

$$\underline{\underline{F}}_{\text{Ext}} = \begin{bmatrix} \dots \\ F_1 \\ \dots \\ F_2 \\ \dots \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dots \\ \alpha * q_0 \\ \beta * q_0 \\ \gamma * q_0 \\ \dots \end{bmatrix} - \underline{\underline{M}} * \ddot{\underline{\underline{u}}} + \underline{\underline{B}}^T * \underline{\underline{\sigma}}_0 \quad 3-31$$

Bei der Wärmetransportanalyse werden die Randbedingungen auf der rechten Seite der in Kapitel 3.2.3 vorgestellten Differentialgleichung 3-25 ähnlich angegeben. Als Neumann-Randbedingungen ist die Vorgabe eines Quellterms bzw. Senkterms  $\dot{q}$  möglich. Eine Wärmestromrandbedingung pro Flächeneinheit  $\dot{q}_s$  über Strahlung oder Konvektion kann vereinfacht mit den Gleichungen 3-32 und 3-33 beschrieben werden.  $\alpha$  beschreibt den Wärmeübergangskoeffizienten und  $\varepsilon$  den Emissionsgrad, welche beide geometrie- und temperaturabhängig sein können.

$$\dot{q}_{s,\text{konv}} = \alpha * (T_s - T_{\infty}) \quad 3-32$$

$$\dot{q}_{s,\text{strahl}} = \sigma * \varepsilon * (T_s^4 - T_{\infty}^4) \quad 3-33$$

$$\text{Stefan - Boltzman - Konstante: } \sigma = 5,67 \frac{W}{m^2 * K} \quad 3-34$$

## 3.6 Weiterführende Analysen und Post-Processing

Nachdem die bisher vorgestellte Modellbildung und Berechnung abgeschlossen ist, müssen die Ergebnisse (Verformungen, Verzerrungen und Spannungen) auf ihre Tauglichkeit überprüft und wenn nötig die Konstruktion und Modellbildung iteriert werden. Man sieht anhand der Abbildung 24 und Abbildung 25, dass ein Programm, welches mehrere Teilbereiche der kompletten Analyse bearbeiten kann, bei iterativer Vorgehensweise viel Ingenieursarbeit einsparen kann.

### 3.6.1 Thermomechanische Analyse

Bei der thermomechanische Analyse wird zuerst die Ergebnisse aus dem Gleichungslöser der Wärmetransportgleichung auf Plausibilität überprüft und verwendet, dann das Temperaturkennfeld in Form eines Lösungsvektor der Temperatur der Knoten als Eingangsparameter für der Gleichungslöser der linearen Statik. Dieser kann das Temperaturkennfeld mittels einer Referenztemperatur in initiale Verzerrungen, siehe Gleichung 3-35, umsetzen und mit Hilfe der Neumann-Randbedingung aus Kapitel 3.5.2 bei der Lösung der linearen Gleichung berücksichtigen.

$$\varepsilon_0 = \alpha * (T - T_{\text{Ref}}) \quad 3-35$$

$$\alpha \dots \text{Wärmeausdehnungskoeffizient in } \frac{\text{m}}{\text{K}}$$

Die entstandenen Dehnungen werden mit der Elastizitätsmatrix multipliziert. Dabei entstehen sehr hohe Spannungen für steif eingespannte Bauteile mit Materialien (z.B.: Stahl) die einen hohen Elastizitätsmodul aufweisen. Dies kann zum Versagen des Bauteils führen.

Bei der FEM-Modellierung muss aus diesem Grund auf Bereiche geachtet werden, bei denen ersatzweise steife RBE-Elemente eingesetzt wurden, da diese keinen Spielraum für thermische Dehnungen lassen und extrem hohe Spannungen erzeugen. Bei Siemens NX kann für diese Elemente ein thermischer Ausdehnungskoeffizient angegeben werden um die Effekte zu kompensieren.

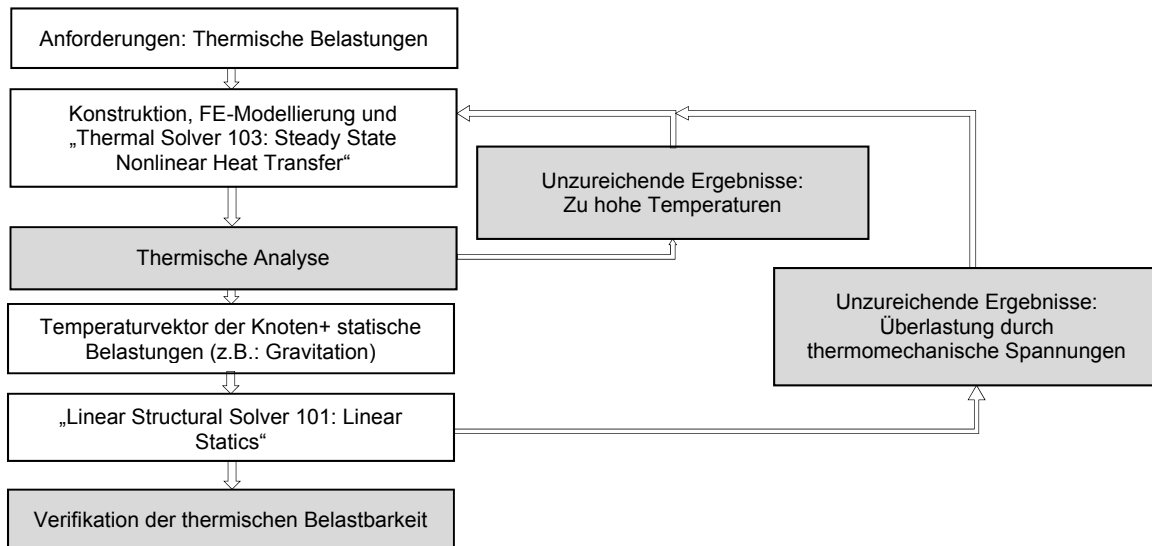


Abbildung 24: Thermomechanische Analyse

### 3.6.2 Analyse bei dynamischer Belastung

Im Fahrzeug- und Fahrzeugkomponentenbau sind die dynamischen Eigenschaften der Konstruktion von großer Bedeutung. Da Belastungen in Form von Verschiebungen und Beschleunigungen durch das Fahrwerk an die Komponenten weitergegeben werden, muss die Reaktion in Form von Auslenkungen und Spannungen, wie in Abbildung 25 dargestellt, analysiert werden. Es kann mit Hilfe der Modalanalyse erkannt werden ob niedrige Eigenfrequenzen vorkommen und mit den dazugehörigen Eigenformen können Schwachstellen im Aufbau festgestellt werden. Eine Frequenzganganalyse fordert das Hinzufügen eines Dämpfungsmodelles. Damit kann der frequenzabhängige Übergang bestimmt werden welchen Einfluss die Eigenfrequenzen auf die Resonanzantwort haben. Mittels transienter Eingangssignale können damit zu transiente Belastungen ausgewertet werden und durch Kollektivierung einer Betriebsfestigkeitsrechnung zugeführt werden.

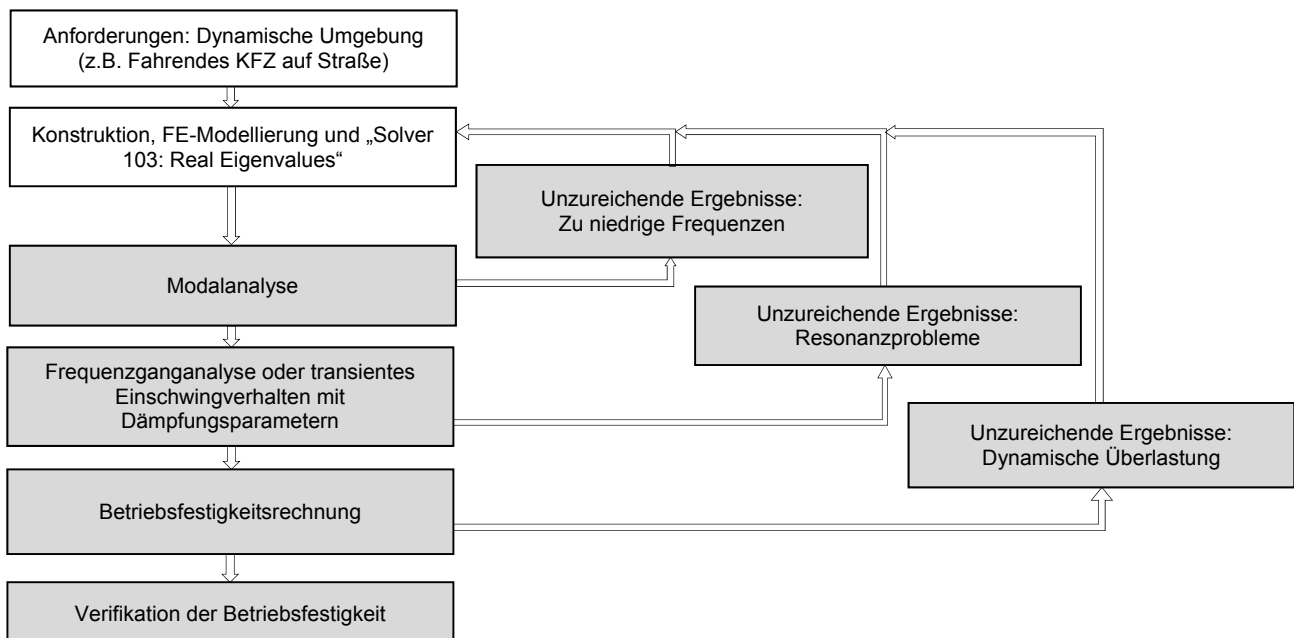


Abbildung 25: Analyse bei dynamischer Belastung

Die Betriebsfestigkeitsrechnung nach Abbildung 26 ermöglicht es zu bestimmen, ob ein Bauteil einer dynamischen Belastung standhält. Dazu ist eine Auswertung der Geometrie und des Last-Zeitverlaufs (transientes Eingangssignal) notwendig, welche zu einem Spannungszustand und einem Lastkollektiv führt. Auf der anderen Seite muss der Werkstoff und das Fertigungsverfahren ausgewertet werden und liefern

unter der Betrachtung konstruktiver Aspekte die Tragfähigkeit des Materials in Form einer lokalen Wöhlerlinie. Beide Seiten zusammengeführt liefern unter Annahme der linearen Schadensakkumulation (elementare Miner-Regel nach Palmgren) den Nachweis der Betriebsfestigkeit der betrachteten Stelle.

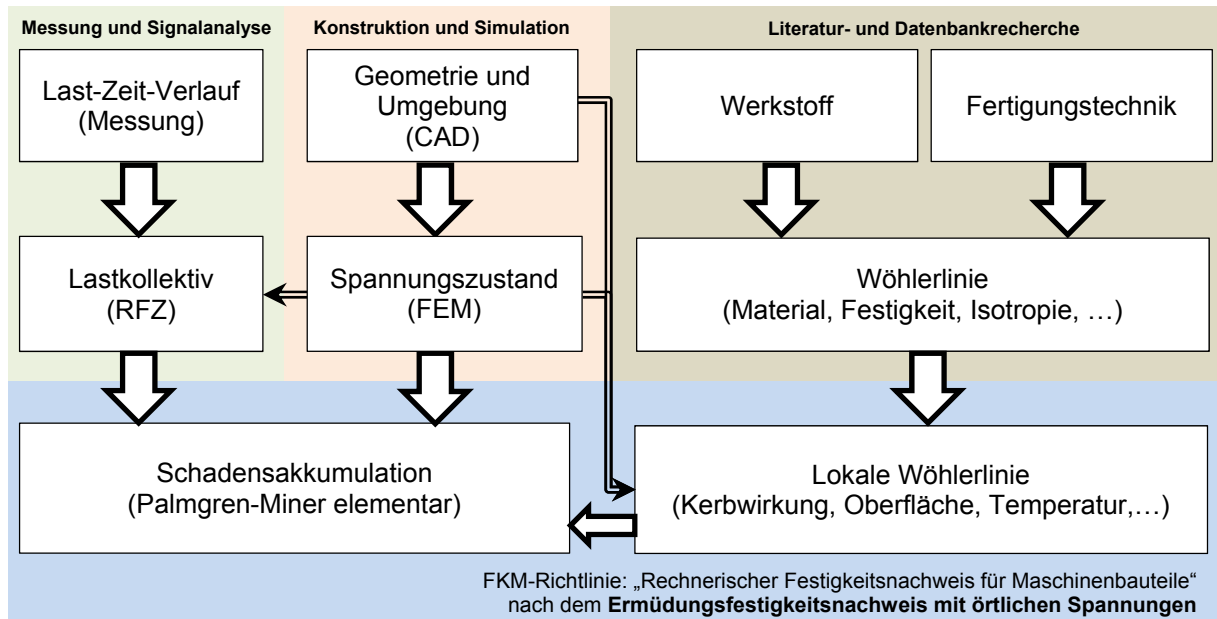


Abbildung 26: Betriebsfestigkeitsrechnung angelehnt an [9]

### 3.6.3 Vergleichsspannung der Gestaltänderungsenergie-Hypothese

Die Gestaltänderungsenergiehypothese, auch Von-Mises Vergleichsspannung oder kurz GEH genannt, wird hier kurz erläutert, da sie im Bereich der duktilen, isotropen Werkstoffe und dynamisch beanspruchte Bauteilen (außer Stoß) und damit im allgemeinen Maschinenbau häufig angewendet wird.

Es tritt dann Materialfließen auf, wenn die Gestaltänderungsenergie einen Grenzwert überschreitet. Diese wiederum ergibt sich, wenn die elastische Energie in die Raumänderungsenergie und die eben genannte Gestaltänderungsenergie aufgeteilt wird. Die elastische Energie bei elastisch-idealplastisch-isotropen Werkstoffen ist eine Potentialfunktion, die durch Spannungsarbeit erhöht oder verringert wird. Die Raumänderungsenergie ergibt sich aus einem Spannungszustand bei dem alle drei Hauptspannungen gleich groß sind und führt zu einer Volumendilatation, aber nicht zu einer Gestaltänderung. Sogar extreme hydrostatische Spannungszustände sind für ein Bauteilversagen unerheblich, da kein Materialfließen bei duktilen Metallen auftritt. Für diesen Spannungszustand ist die Vergleichsspannung null. Übrig bleiben die Spannungen welche die Gestaltänderungsenergie erhöhen, den Körper verzerren und eine seine Gestalt ändern. Zur Herleitung Vergleichsspannung  $\sigma_V$  nimmt man die Fließenergie des einachsigen Spannungszustandes und den kritischen Wert der Gestaltänderungsenergie bei allgemeinem dreiaxsigem Spannungszustand und erhält Gleichung 3-36 oder in Bezug auf dessen Hauptspannungszustand Gleichung 3-37. Auf die genaue Herleitung wird an dieser Stelle verzichtet und auf weiterführende Literatur verwiesen. [29] [30]

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} - \sigma_{yy}\sigma_{zz} - \sigma_{zz}\sigma_{xx} + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \tag{3-36}$$

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \tag{3-37}$$

Da die meisten isotropen Werkstoffe mittels Zugversuch vermessen werden, dient die GEH als sehr guter Vergleichsparameter zwischen einachsigen und allgemeinen dreiaxsigem Spannungszustand mit theoretisch streng hergeleitetem Fundament der Elastizitätslehre. Ähnlich wird die Oktaedervergleichsspannung  $\sigma_O$  definiert, welche sich proportional mit dem Faktor aus Gleichung 3-38 zu der GEH verhält.

$$\frac{\sigma_V}{\sigma_0} = 3 * \sqrt{\frac{1}{2}} \approx 2,12$$

3-38

Nicht geeignet ist die GEH für Materialien, die bei hydrostatischem Spannungszustand versagen. Zum Beispiel sein harte Schäume (Isolationsmaterial), Keramiken, gesinterte Materialien oder sehr spröde Materialien angeführt. Bei stoßartiger Belastung ist die GEH ebenfalls ungeeignet. Für diese Materialien und Lastfall geht man zu Hauptnormalspannungshypothese (NH) über.



## 4 Technische Lösung

In diesem Kapitel wird auf die Auslegung, Konstruktion und Berechnung der Leichtbaukonstruktion eingegangen. Es wird auf die in den vorhergehenden Kapiteln beschriebenen Grundlagen des Leichtbaus und Hilfsmittel der FEM-Modellierung zurückgegriffen um die in Kapitel 1.3.2 dargestellten Anforderungen zu erfüllen.

### 4.1 Beispiele aus dem LKW-Bau

Im Sinne der Erfolgsmethode oder „best practice“ wurde vor Konstruktionsbeginn bereits bestehende Lösungen für Anbauteile bei Nutzkraftfahrzeugen analysiert. Die wichtigsten Vertreter darunter sind Tanks, Tankkonsolen und die für EU V und EU VI notwendige Abgasnachbehandlungskomponenten mittels selektiver katalytischer Reduktion „SCR“.

#### 4.1.1 Konsolen mit Gurt

Tankkonsolen sind ein seit Anbeginn der Lastkraftfahrzeuge im Einsatz befindliches Hilfsmittel dem Fahrzeug Treibstoff oder andere Flüssigkeiten zur Verfügung zu stellen. Dabei wird der Tank auf einer Konsole abgestützt und mit meist zwei Gurten fixiert. Häufig sind die Konsolen tiefgezogene Blechkonstruktionen, welche mit einem verschraubbaren Blech vernietet sind. Der Gurt aus Stahlblech wird mittels eines Bolzens oder einer Schraube einseitig in der Konsole drehbar gelagert und mittels einer Schraube in Gurtrichtung oder Hebelkonstruktion über den Tank gespannt. Zur besseren Verteilung der Flächenpressung und erhöhten Dämpfung wird ein Gummiprofil zwischen Gurt und Tank aufgelegt.

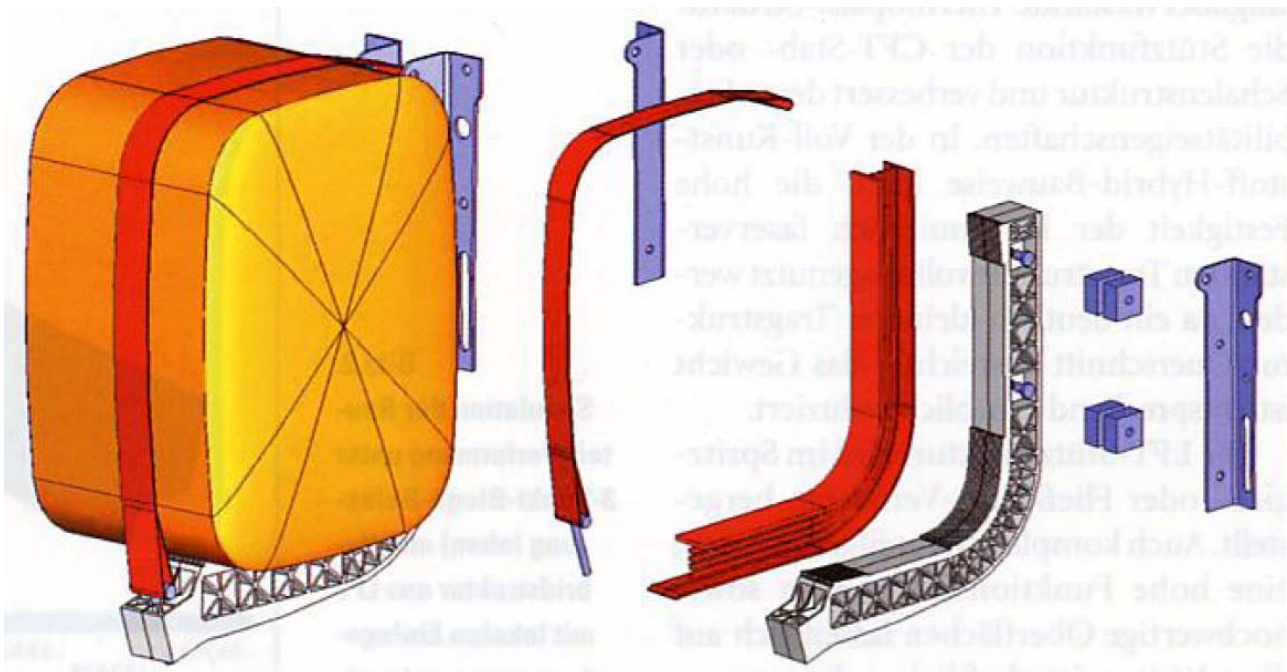


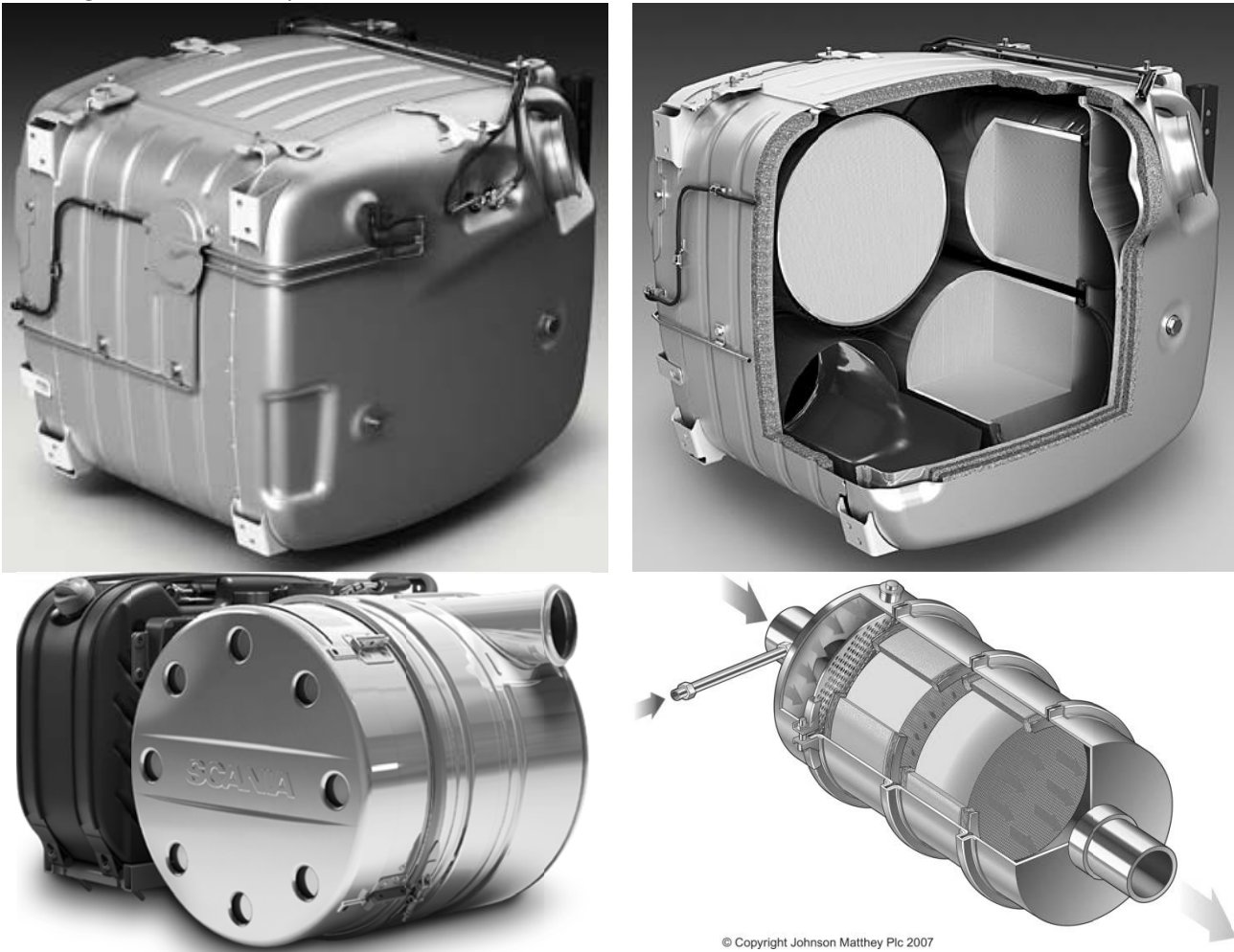
Abbildung 27: L-Konsole (Voll-Kunststoff-Hybrid) aus einem langfaserverstärktem Thermoplast [31]

Die in Abbildung 27 dargestellte Konsole ist ein fortschrittliches Forschungsprojekt, bei dem die üblicherweise aus Metall bestehenden Komponenten durch langfaserverstärktem Thermoplast ersetzt wurden. Dabei wurde in eine Stützstruktur (weiß) mit diskontinuierlichen Fasern ein mit kontinuierlichen Fasern verstärktes Profil (Rot, Mitte) eingearbeitet. Der Tank selbst wird mittels eines Gurtes aus kontinuierlichen Kunststoffasern befestigt. [31]

Für die vorliegende Arbeit eignet sich eine Konsole für eine einfache Montage und Demontage des Aggregates. Darüber hinaus besteht im Hinblick auf den Leichtbau die Möglichkeit den Kraftfluss effizient in den Schwerpunkt der Tragstruktur zu leiten. Ein Nachteil resultiert aus der gewünschten hohen Steifigkeit bei thermischen Ausdehnungen. Die induzierten hohen Spannungen in der Konsole könnten sich kritisch auswirken. Dehnbereiche müssen somit an anderen Positionen gegeben sein.

#### 4.1.2 Schalensysteme

Eine weitere verbreitete Konstruktionstechnik sind mit Spanten und Stringer unterstützte Schalensysteme. Dabei nimmt die Verkleidung sowohl Normal- als auch Schubkräfte auf. Bei den vorwiegend aus gebogenen oder tiefgezogenen Blech bestehenden Schalen werden über flächig gestanzte oder angenietete Anschlussstücke die Belastungen übertragen. Krümmungen und eingebrachte Sicken versteifen die Oberfläche. Vorteil dieser Konstruktion ist eine feste Schale, welche sich auch robust gegenüber eindringenden Fremdkörpern (bei Unfällen) verhält.



**Abbildung 28:** (alle vier) Komponenten der Harnstoff-Abgasnachbehandlung (oben) Katalysatorgruppe in Schalenbauweise (u., l.) Harnstofftank aus Kunststoff und Katalysatorgruppe in Schalen-Blechbauweise (u., r.) Einzelne Katalysatoreinheit mit sichtbaren Spanten

In Abbildung 28 erkennt man rechts oben die in die Schalenbauweise eingebrachte Isolierung und damit eine effektive Ausnutzung der in Kapitel 2.2 vorgestellten Prinzipien des Leichtbaus. Durch Sicken und Tiefziehen der Oberfläche können funktionelle Elemente (Anschlüsse, Rohre, Sensoren, etc.) geschützt in der Hülle untergebracht werden. Sehr gut erkennbar sind auch die eingezogenen Spanten und Stringer (oben rechts und unten rechts). Die Dichtheit eines Doppelschalensystems und die damit verbundene Sicherheit bei Unfällen stellen einen weiteren Vorteil dar. Eine Beschädigung der inneren Bauteile oder ein Austreten von Fluiden kann damit verhindert werden.

## 4.2 Reengineering vorhergehender Lösungen

Die erste Generation der SOFC-APU, Abbildung 29 links, bestand aus einem Fachwerk als Rahmen und versteifenden Stahlplatten. Solche wurden ebenso als Zwischenebenen eingezogen, worauf die verfahrenstechnischen Einheiten befestigt wurden. Eine relativ schwere Stahlkonstruktion mit Befestigungspunkten am unteren Ende wurde nachträglich darauf befestigt um die notwendige Stabilität am Prüfstand zu gewährleisten. Die Versuche am Schwingprüfstand führten zu einem Aufschwingen um die eingezeichnete Achse.

In der zweiten Generation, Abbildung 29 rechts, wurde der einfache SOFC-Stack um einen doppelten SOFC-Stack ersetzt, welcher eine höhere mechanische Beanspruchung an die Konstruktion forderte. Die erlaubten Befestigungspunkte wurden mit Gummipuffer zur Schwingungsunterdrückung ausgestattet. Es konnte damit aber nicht die zu weiche Anbindung gegenüber Momenten an den Rahmen des Nutzfahrzeuges behoben werden.

Beide Generationen hatten Probleme mit der Verrohrung, welche die hochfrequenten Vibrationen der Gebläse nicht abbauen konnte. Dadurch lockerte sich und brach die Befestigung der Gebläse in der obersten Ebene.

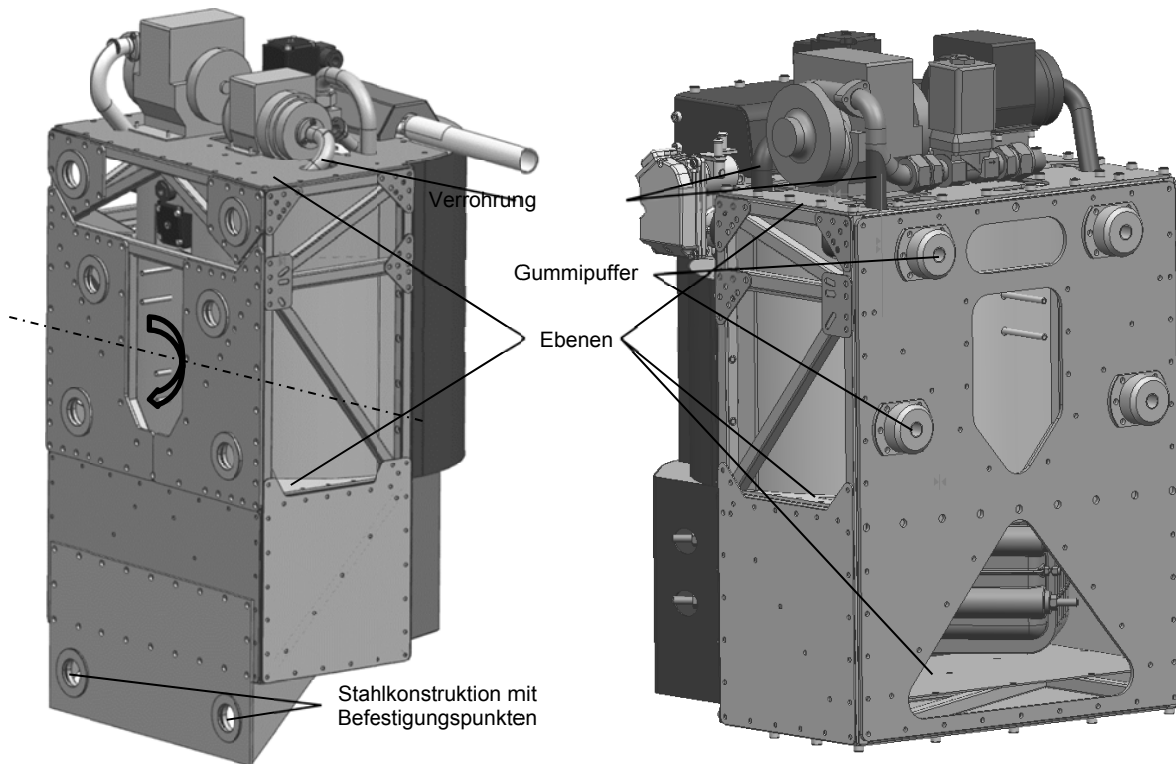


Abbildung 29: SOFC-APU (links) 1. Generation (rechts) 2. Generation

Die Isolation der SOFC-APU wurde mit einer Schüttisolierung ausgeführt. Diese lässt sich einfach in die Blechkonstruktion einbringen. Wartungsarbeiten werden dadurch allerdings aufwendiger und sind mit Staubemissionen und Reinigungsaufwand der ausgebauten Komponenten verbunden. Es ist weiter unsicher, ob die Schüttisolierung den Vibrationen während des Fahrbetriebes auf Dauer stand hält oder sich auf Grund der porösen Zusammensetzung zerreibt.

## 4.3 Systementwurf

Auf Basis der bisherigen Erkenntnissen und eingangs angeführten Anforderungen wurde ein Konzept erstellt, welches auf folgende Punkte aufsetzt:

- Einfache (De-)Montage durch Konsole
- Außen hart (Hohe Eigenfrequenzen) - Innen weich (Aufnahme der thermischen Dehnungen)

- Modularer Aufbau gewährt Zugang wo er benötigt wird
- Mechanische Entkoppelung der Gebläse
- Thermische Isolierung durch Vollmaterial
- Konstruktion für Prototypenlösung konzipiert (einfache Blechschweißbaugruppen, Profile, etc.)

Es wurden alle bisherigen strukturellen Konstruktionen verworfen und nur die verfahrenstechnische Baugruppe aus Abbildung 30 als Ausgangspunkt verwendet.

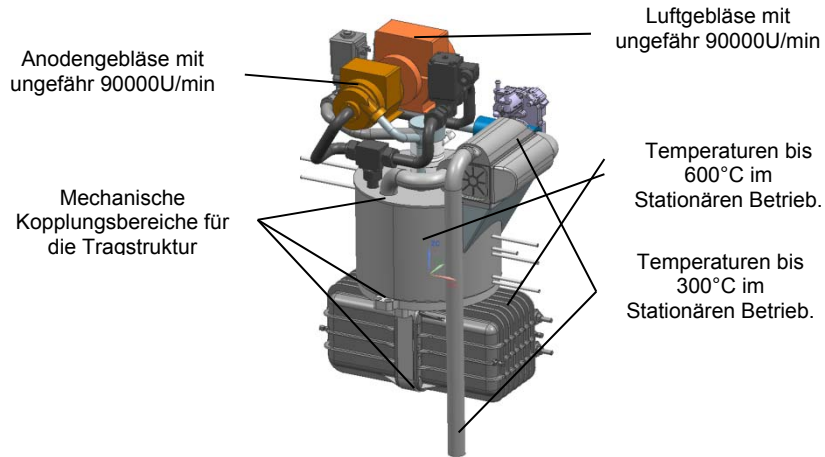


Abbildung 30: Verfahrenstechnische Baugruppe

Der Kopplungspunkt direkt unten an dem SOFC-Stack wird als ungeeignet betrachtet, da eine Wärmebrücke in diesem Bereich als besonders kritisch gesehen wird und ein unnötig langer Kraftfluss notwendig sein würde.

### 4.3.1 Rahmen und Konsole

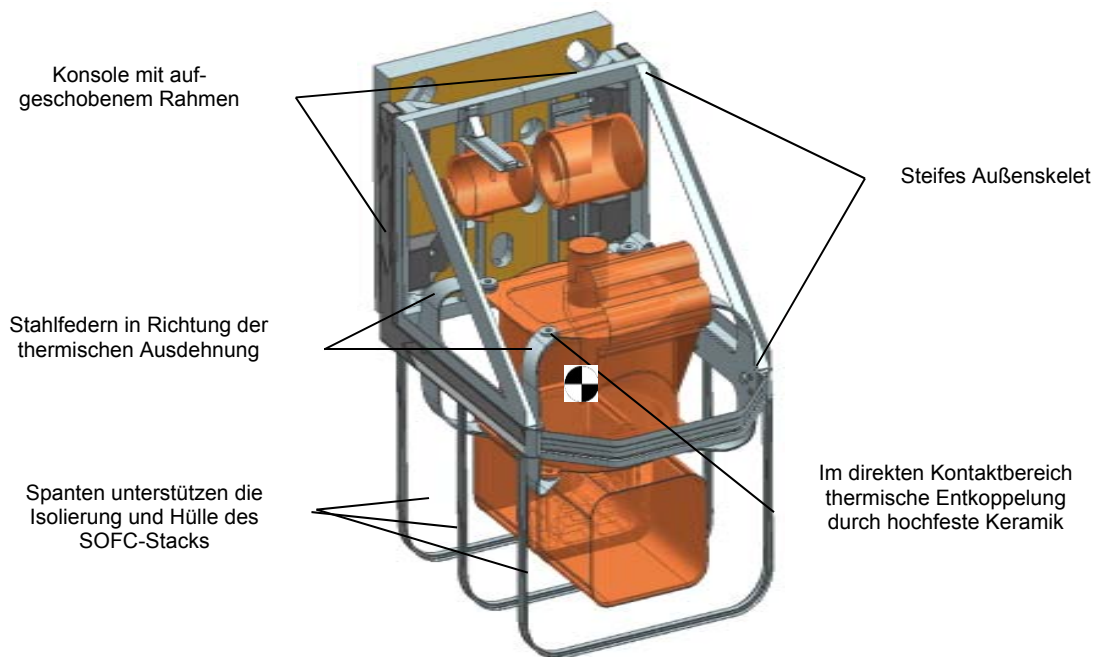


Abbildung 31: Konsole und Rahmen

Der Gesamtaufbau besteht aus einer Konsole, auf welcher der Rahmen aufgesetzt werden kann. Die Konsolen können somit für eine Gerätewartung am Fahrzeug verbleiben. Ein stabiles Rahmendreieck im oberen Bereich soll die Konsole unterstützen und die Hülle stabilisieren. Die steife Verrohrung der Gebläse wurde teilweise aufgetrennt und durch eine flexiblere Schlauchverbindung ersetzt. Damit ist es möglich die Gebläse als mechanisch entkoppelte Einheiten auf einer eigenen gedämpften Aufhängung nahe der Rückwand unterzubringen. Diese wurden in Abbildung 32 beispielhaft angeführt. Beide Teilarbeiten, die

neue flexible Verrohrung und die modifizierte Befestigung der Gebläse, würden den Rahmen die Arbeit sprengen und es wird auf folgende Projekte verwiesen.

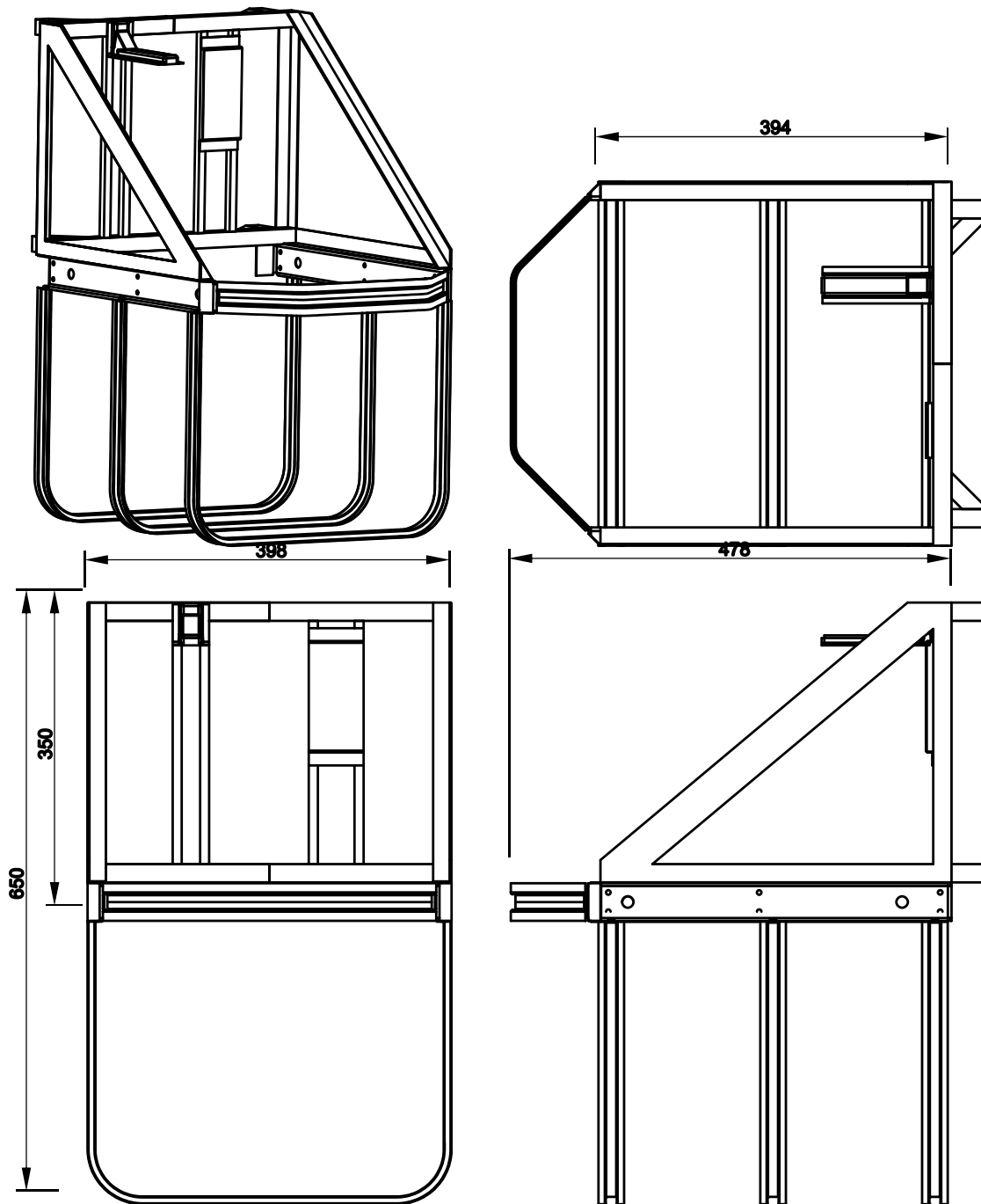


Abbildung 32: Außenskelet der Tragstruktur

Spanten im unteren Bereich halten die Isolierung und die Hülle des SOFC-Stacks. Ein Stringer im vorderen Bereich der Hülle überträgt Schubkräfte bei seitlicher Belastung. Beide werden über Schraubverbindungen gegenüber dem mittleren Rahmen angezogen. Dazwischen könnte man eine Isolierung einbringen und über die Schrauben den nötigen Flächendruck aufbringen.

Mittels hintereinander liegenden Stahlfedern, wie in Abbildung 33 dargestellt, ähnlich Blattfedern bei Fahrwerken in der Mitte der Konstruktion wird einerseits die verfahrenstechnische Einheit dynamisch gelagert, andererseits können thermischen Dehnungen stattgegeben werden indem sich der über Schrauben an sechs Punkten (Flexpunkte) eingespannte Teil der Plattenfeder durchbiegt. Die Federn selbst sind in ihrem Winkel nach der radialen Dehnung der Prozesseinheit ausgerichtet. Die gesamte Baugruppe wird mittels Blindnietmutter mit der Konsole verbunden. Die Simulationen in der folgenden Designstudie,

Kapitel 4.4, zeigen, dass die flexiblen Stahlfedern einen Großteil der Spannungen und Belastungen ertragen müssen.

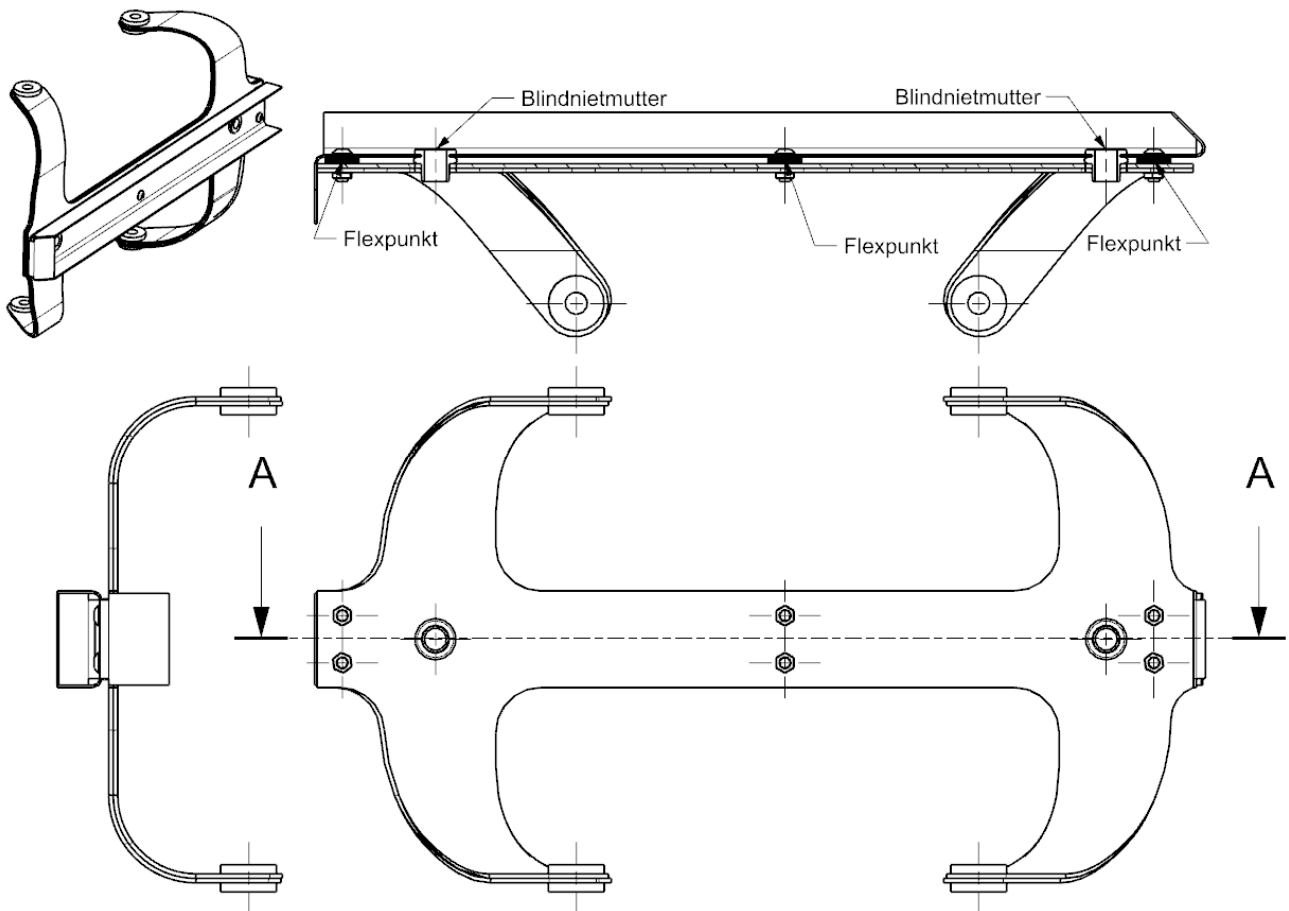


Abbildung 33: Stahlfeder aus gebogenem Blech mit Schweißteil verschraubt

### 4.3.2 Hülle und Modularisierung

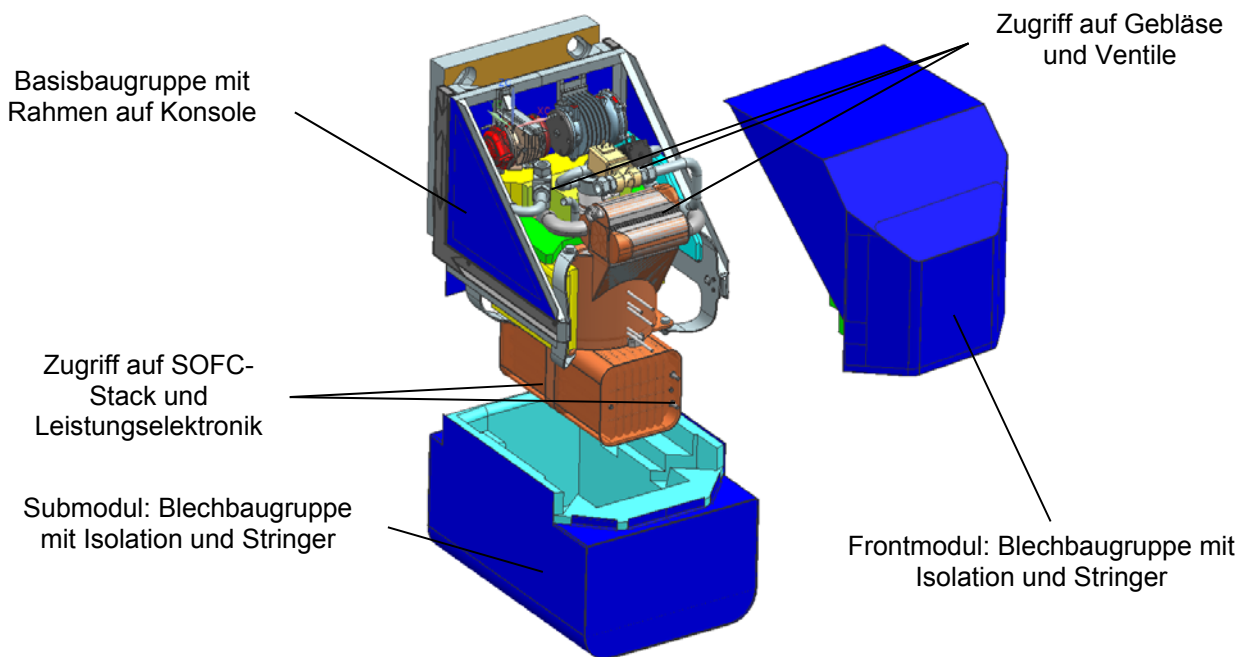


Abbildung 34: Hülle und Modularisierung

Im zweiten Schritt wurde die Rahmenstruktur verkleidet und die Isolierung eingebracht. Dabei wurde besonders auf den Aspekt der Wartbarkeit geachtet. Ein modularer Aufbau erwies sich dafür am geeignetsten. Beide Module können aufgeschoben werden. Ein Betrieb des Stromaggregates oder das Bewegen des Fahrzeuges soll nur mit verbauten Modulen möglich sein.

Ein Frontmodul mit integrierter Isolierung und Stringer gewährt, unabhängig von anderen Montagearbeiten, Zugriff auf die Gebläse und Ventile der SOFC-APU. Die vordere Isolation der verfahrenstechnischen Einheit verbleibt bei einer Abnahme im Frontmodul und ist mit dieser verklebt.

Das Submodul kann losgeschraubt nach unten abgezogen werden und gibt somit den Zugang auf den Brennstoffzellen-Stack und die damit verbundene Verkabelung zur Leistungselektronik frei.

## 4.4 Designstudie Prototyp

Aufbauend auf den im vorigen Kapitel vorgestellten Systementwurf, wurde die Arbeit im CAD/CAE Programm Siemens NX 8.5 konstruiert und berechnet. Dazu wurden die in den Kapiteln 3.3 und 3.4 vorgestellten CAE-Methoden angewandt. Die Designstudie umfasst, ausgehend von einer zerlegten Vorgängerversion die Konstruktion, das Idealisieren der Geometrie, die Simulation und einen Teil des Postprocessings der Tragstruktur.

### 4.4.1 Aufbau Konstruktion (CAD)

Für die Konstruktion wurde wie erwähnt nur der von der Vorgängerversion innere verfahrenstechnische Teil des DESTA-Projektes beibehalten. Die Tragstruktur wurde in die Hülle, die das Submodul, das Frontmodul und ein Isolationspaket umfasst, und den Rahmen aufgeteilt. Zur Vereinfachung der CAE-Arbeiten und der Simulation wurden der SOFC-Stack und die Gebläse im CAD durch geometrisch vereinfachte Modelle ersetzt.

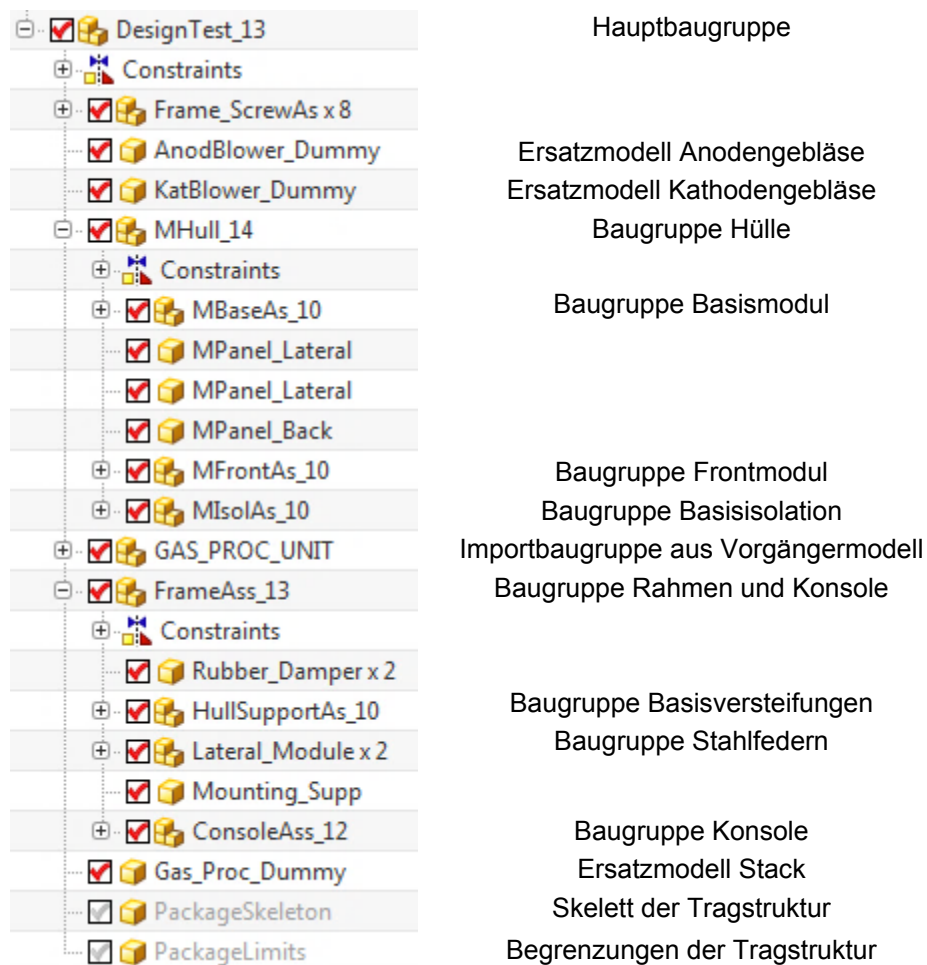


Abbildung 35: Struktur CAD

Zur besseren Parametrisierung der computerunterstützten Konstruktion wurden ein Skelett des Gesamtaufbaus („Packageskeleton“) und ein Modell der Begrenzungen („Packagelimits“) hinzugefügt.

### 4.4.2 Aufbau Gesamtsimulation (CAE)

Die auf dem CAD aufbauende Gesamtvernetzung wurde in mehrere FEM-Teile, wie in Kapitel 3.4 beispielhaft vorgestellt, aufgeteilt. Dazu wurden öfters verwendete Bauteile einmalig vernetzt und in FEM-Baugruppen wieder zusammengeführt. Außerdem wurde zur besseren Fehlerlokalisierung die Hauptbaugruppe in mehrere selbstständige FEM-Gruppen aufgeteilt und zu einem Gesamtvernetzung assembliert.

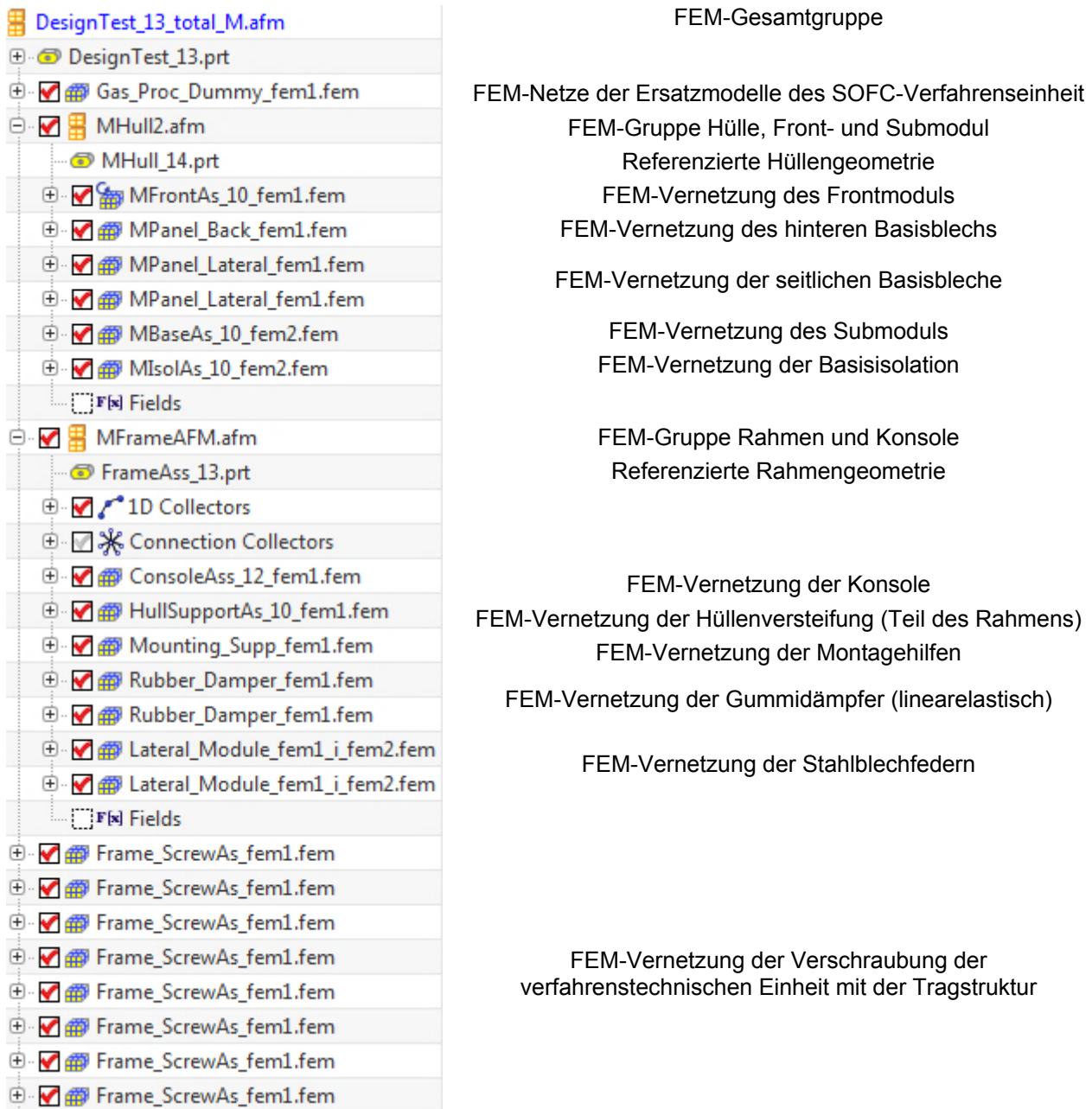


Abbildung 36: Struktur CAE-FEM

Es wurde bei der Vernetzung darauf geachtet durch die Methodik des Aufspaltens eines komplexen Volumens in kleinere und einfachere Teilgeometrien möglichst viele Hexaedervernetzungen einzusetzen. Dabei wird die Gesamtvernetzung über Kontaktbedingungen und dem Verschmelzen der Randknoten zusammengehalten. Eine derartige Modifikation des ursprünglichen Tetraedernetzes führte zu einer Reduktion der Elemente von ungefähr 2 Millionen auf ungefähr 460.000, die Knoten von 3 Millionen auf 1,5 Millionen und die Rechenzeit sank auf ein Drittel.



Die FEM-Gesamtgruppe wird in den folgenden Simulationen verwendet und mit Lasten beziehungsweise Randbedingungen versehen. Die Gesamtbaugruppe verfügt bereits über die meisten Kontaktbedingungen, Verknüpfungen und Objekteigenschaften (z.B.: Materialien). Es werden bei der Simulation je nach Bedarfsfall noch zusätzliche Objekteigenschaften („Simulation Object Container“) definiert. Darunter befinden sich zum Beispiel Wärmeübergänge und Initialtemperaturen für die thermische Analyse sowie Schweißnähte oder angenäherte Reibkontakte für die mechanische Simulation.

Die sechs Flexpunkte der Stahlblechfedern wurden mit der Simulationstechnik aus Kapitel 3.3.5.2 vernetzt und können sich rotatorisch frei bewegen. Dadurch wird bewusst ein Fehler eingebracht, da die dort verwendeten Nieten einer Biegung Widerstand leisten und durch Kontaktreibung Dämpfung einbringen. Nichtlineare Kontakte sollen vermieden werden und es können diese Eigenschaften durch eindimensionale Feder- und Dämpfungsglieder im Rotationspunkt ersetzt werden.

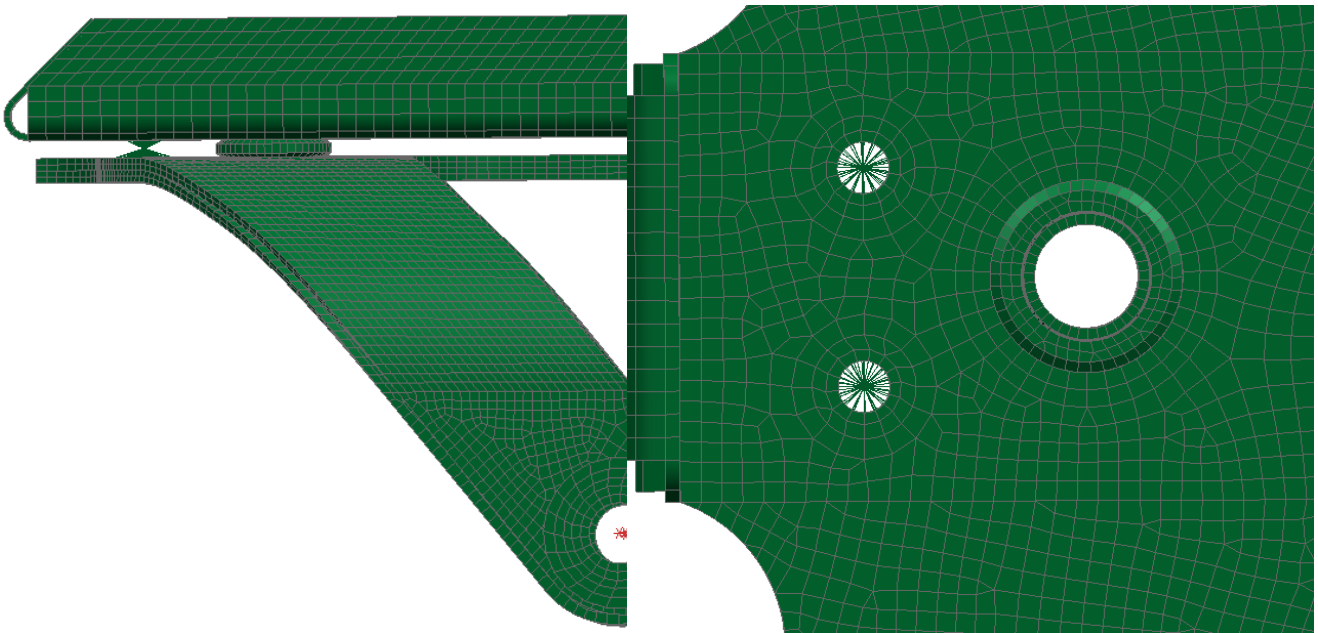


Abbildung 37: Vernetzung der Flexpunkte

Im Anhang B befinden sich Abbildungen der oben gezeigten Vernetzungen, welche in Abbildung 36 aufgelistet werden. Die Simulationen in Abbildung 38 wurden nach dem Schema in Kapitel 3.6 aufgebaut.

Simulation Navigator	
Name	
DesignTest_13_total_sim1_M.sim	
DesignTest_13_total_M.afm	
CSYS	
Groups	
DOFSets	
Regions	
Fields	
Simulation Object Container	
Load Container	
Constraint Container	
Static Acceleration	
Response Frequencies	
Steady State Heat Transfer	
Thermo-Mechanic Stresses	

Simulationsdatei  
 Verwendete FEM-Gesamtgruppe

Zusätzliche Kontaktbedingungen (z.B.: Schweißnaht)  
 Gesammelte Lasten  
 Gesammelte Randbedingungen  
 Simulation einer konstanten Beschleunigung  
 Berechnung der Eigenfrequenzen  
 Thermische Analyse  
 Berechnung der thermisch induzierten Spannungen

## Auf den Eigenfrequenzen aufbauende Resonanzantwort

Abbildung 38: Struktur CAE-Simulation

Bei statischen Simulation „Static Acceleration“ wird mittels des Gleichungslösers „SOL 101 Linear Statics“ die verfahrenstechnische Einheit relativ zum Rahmen und der Konsole beschleunigt und daraus resultierende Verzerrungen und Spannungen ermittelt, um Schwachstellen und hoch belastete Zonen zu detektieren.

Die Berechnung der Eigenfrequenzen „Response Frequences“ wird zum Auswerten des dynamischen Modelles mit dem Gleichungslöser „SOL 103 Response Simulation“ herangezogen und später für die Responsesimulation, mit welcher Verzerrungen und Spannungen simuliert werden können, benötigt.

Die thermische Analyse „Steady State Heat Transfer“ benutzt den Gleichungslöser „SOL 153 Steady State Nonlinear Heat Transfer“ und simuliert die Wärmeausbreitung. Es wurde die verfahrenstechnische Einheit mit einer konstanten Temperatur belegt.

Der mechanischen Simulation „Thermo-Mechanic Stresses“ werden die Ergebnisse der thermischen Analyse übergeben und berechnen mit Hilfe des „SOL 101 Linear Statics“ die resultierenden thermomechanischen Spannungen.

#### 4.4.3 Thermische Simulation der Gesamteinheit

Die thermische Simulation wurde stark vereinfacht und ohne Massenströmungen durchgeführt. Die stationäre Temperaturverteilung dient grundsätzlich als Basis für eine mechanische Analyse der daraus resultierenden Eigenspannungen. Es soll grundsätzlich nur die Auswirkungen durch eine expandierende verfahrenstechnische Einheit auf die Stahlfedern untersucht werden und es können die mechanischen Spannungswerte als qualitativer Faktor für die weitere Berechnung und Auslegung der Tragstruktur hergenommen werden. Extreme Spannungswerte können auf Schwachstellen in der Konstruktion hinweisen und müssen genauer untersucht werden.

Zusätzlich kann der Wärmestrom durch die Wand, darunter fallen Hülle und Isolation, quantitativ betrachtet werden und damit die Isolationswirkung berechnet werden. Diese weiterführenden Betrachtungen sind nicht Bestandteil der Arbeit, welche sich auf die mechanischen Auswirkungen beschränkt.

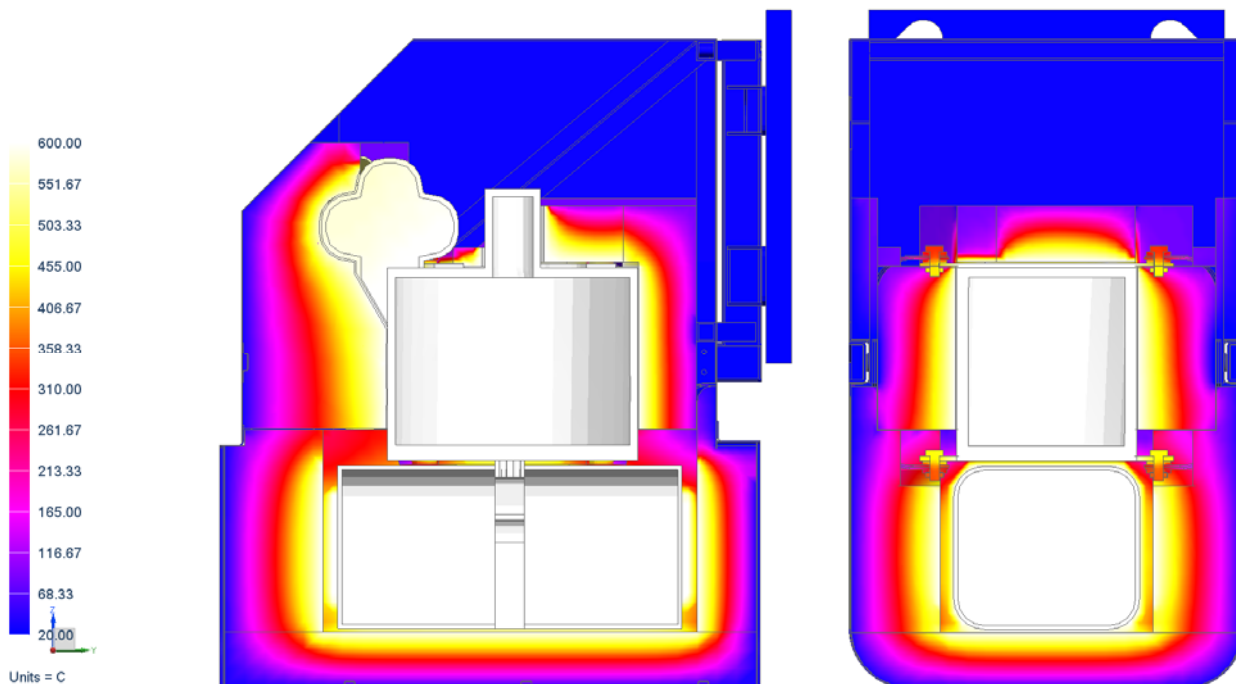
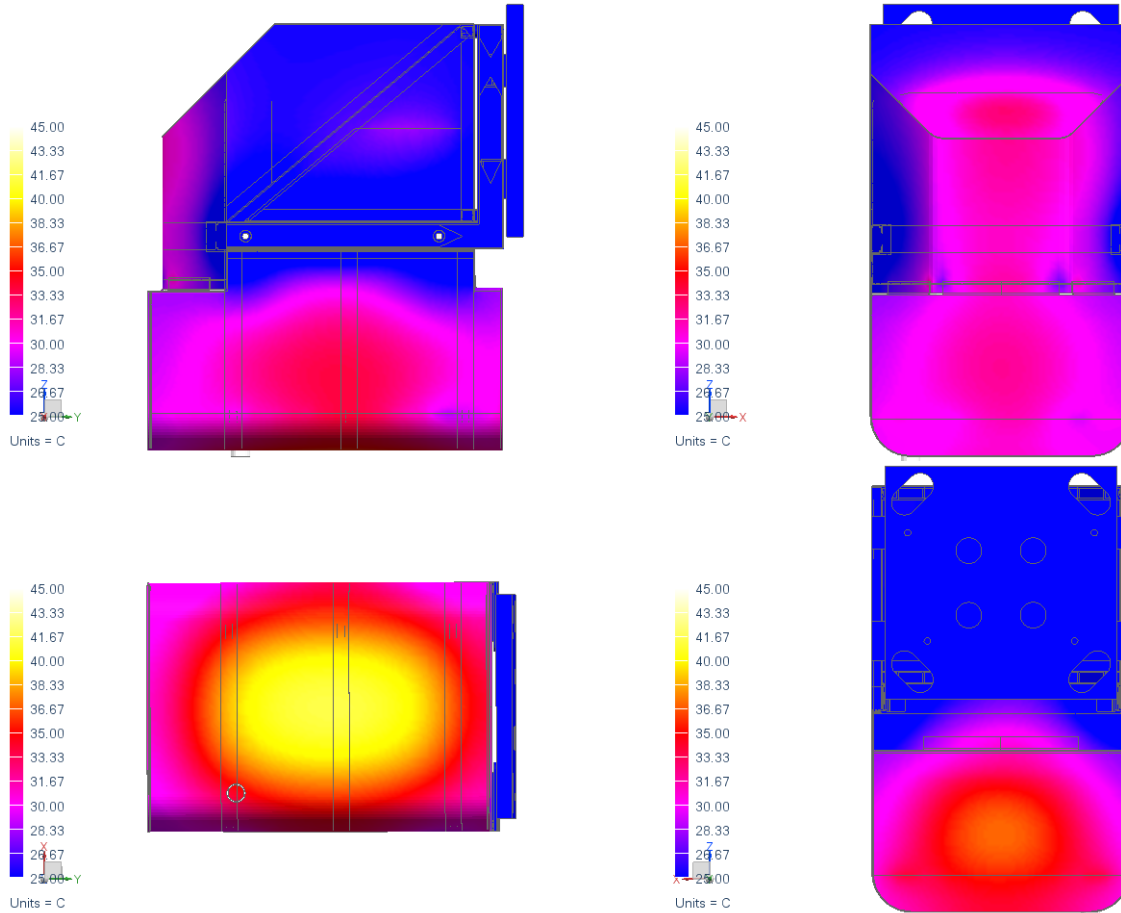


Abbildung 39: Temperaturverteilung in der gesamten Baugruppe

Der Konvektionskoeffizient wurde für den Betrieb der APU im Stillstand des Fahrzeuges (nur freie Konvektion) auf einen mittleren Wert von  $10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$  [32] gesetzt und die Außentemperatur mit  $25^\circ C$  angenommen. Zur weiteren Vereinfachung wurde der verfahrenstechnische Teil der Baugruppe auf eine statische Wandtemperatur im Betrieb von  $600^\circ C$  gesetzt (weißer Bereich in Abbildung 39), welche sich aus Messungen an der Vorgängerversion ergaben. Gegenüber dem freien Raum über der Einheit wurde eine Konvektion mit ebenso  $10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$  [32] und einer Temperatur von  $80^\circ C$  gesetzt.



**Abbildung 40: Temperatur der Hülle bei Betrieb der APU und schwacher Konvektion**

Eine sinnvolle Ergänzung bietet eine Betrachtung der Hüllentemperatur bei schwacher freier Konvektion von  $5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$  [32] an den Außenseiten. Wie in Abbildung 40 abgebildet, übersteigt die Außentemperatur kaum die  $40^\circ C$ -Marke. Das Maximum liegt bei  $42^\circ C$  an der unteren Seite der Einheit.

Die darauffolgende strukturelle Simulation übernimmt die Ergebnisse der thermischen Analyse. Dabei wird die Tragstruktur ebenso an der bereits vorgestellten Prüfplatte als Randbedingung eingespannt.

In Abbildung 41 ist das am stärksten durch thermische Ausdehnungen belastete Bauteil dargestellt. Die Stahlfeder kann sich durch die sechs Flexpunkte (siehe Kapitel 4.3.1) in Längsrichtung durchbiegen. Die vier Arme je Stahlfeder geben der verfahrenstechnischen Einheit die Möglichkeit sich in axialer Richtung auszudehnen. Die Verbindungsplatte der vier Arme kann sich entsprechend der Belastung in Längsrichtung durchbiegen und somit einem radialen Dehnen der Gasaufbereitungseinheit nachgeben.

In der Abbildung ist ein Verbesserungspotential ersichtlich, an deren Stelle die Arme ungleichmäßig und hoch belastet werden. Das Hoch- und Niederfahren des Stromaggregates wird selten vorgenommen und dauert je Vorgang ungefähr eine halbe Stunde. Damit kann die Belastung im Vergleich zu den fahrwerkinduzierten Belastungen als statisch angesehen werden.

Die Untersuchung der Hauptnormalspannung ergab einen einachsigen Spannungszustand, wobei hauptsächlich Biegezug- und Biegedruckspannungen vorkommen.

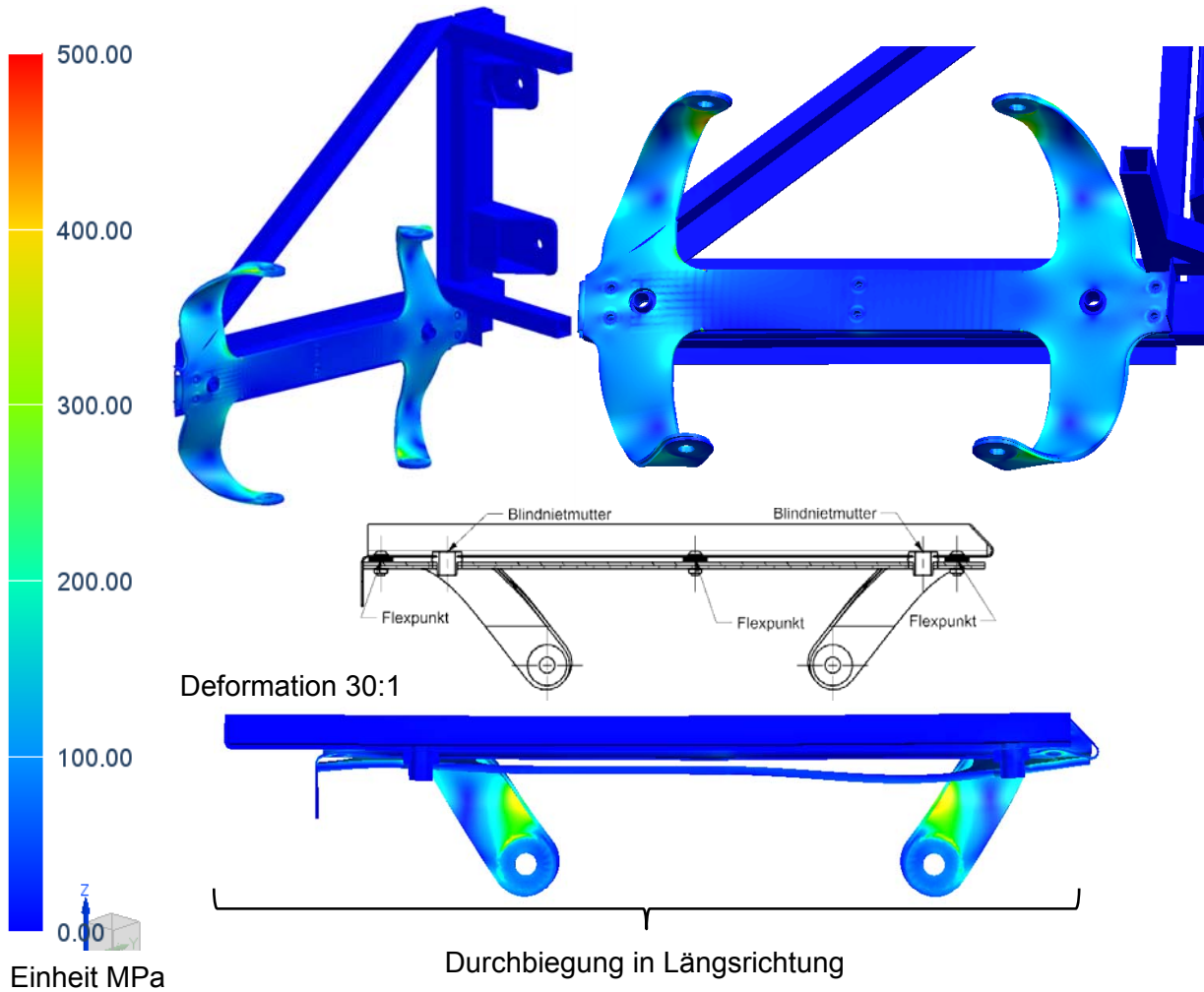


Abbildung 41: Thermomechanische Belastung der Stahlfeder

#### 4.4.4 Lokalisierung

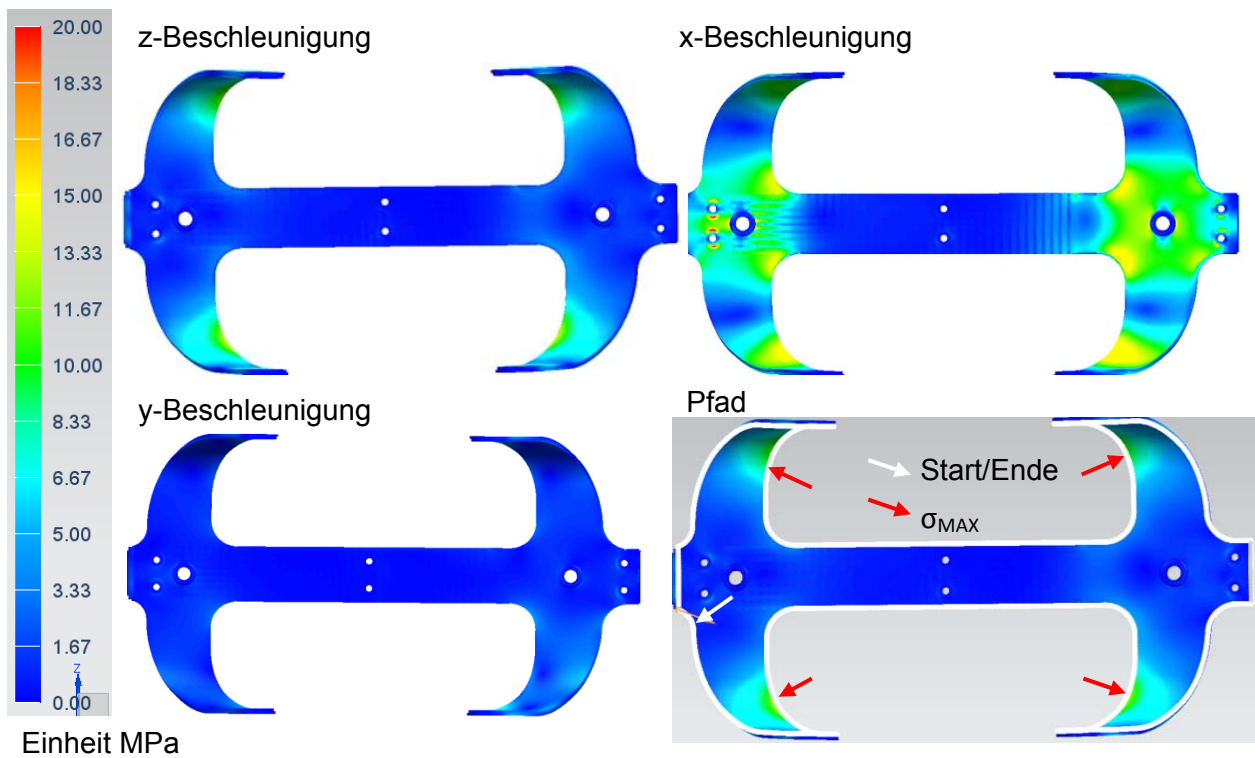


Abbildung 42: Lokalisierung der belasteten Zonen

Das Koordinatensystem welches zum Aufbringen der Belastungen verwendet wurde entspricht dem in der Einleitung vorgestelltem Koordinatensystem in Abbildung 6 auf Seite 17.

Bei der strukturellen Analyse wurden, wie in Abbildung 38 aufgelistet, eine Beschleunigung in drei Achsen (x, y, z) von 1g an der inneren Einheit aufgebracht. Diese Simulation soll eine durch äußere Beschleunigungen induzierte Relativbewegung zwischen Tragstruktur und Verfahrenseinheit berechnen. Das Ergebnis dient zur Suche hochbelasteter Bereiche. An den Außenkonturen der Stahlfeder, wo die höchsten Belastungen vermutet werden, wurden mittels einer Pfadanalyse im Siemens NX Postprocessing die Spannungen ermittelt. Der Pfad erstreckt sich entlang des Randes der Stahlfeder.

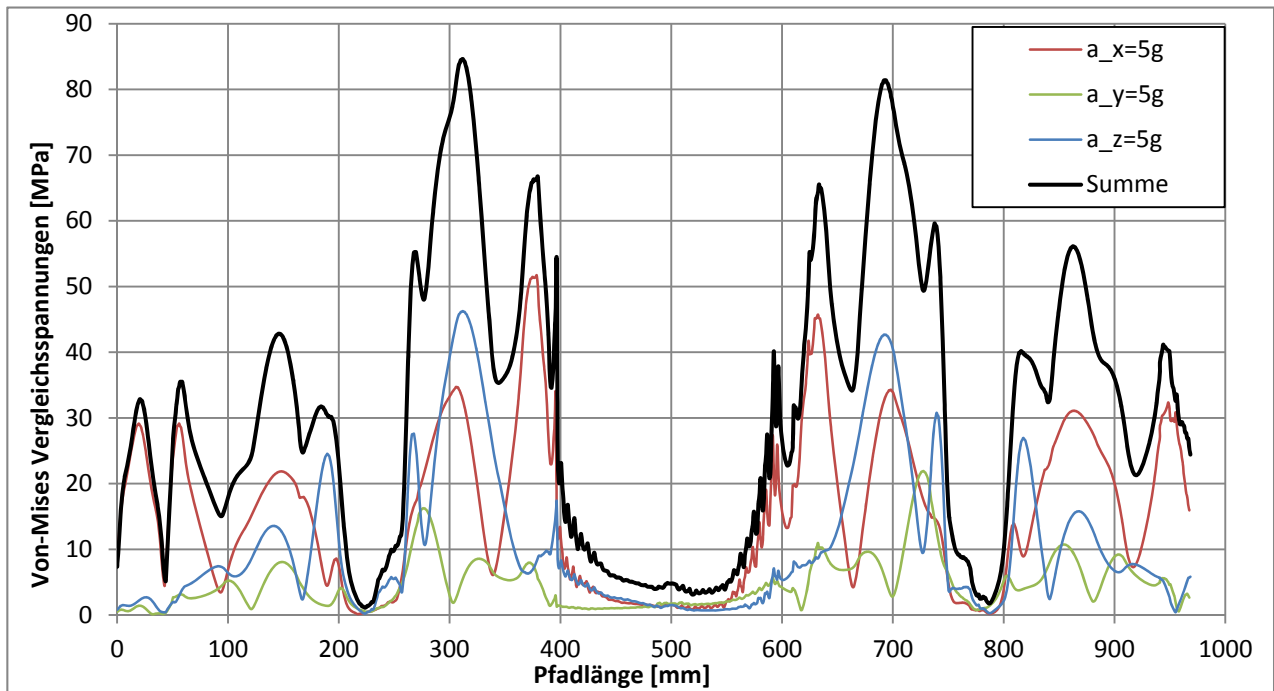


Abbildung 43: Von-Mises-Spannungen entlang des Pfades

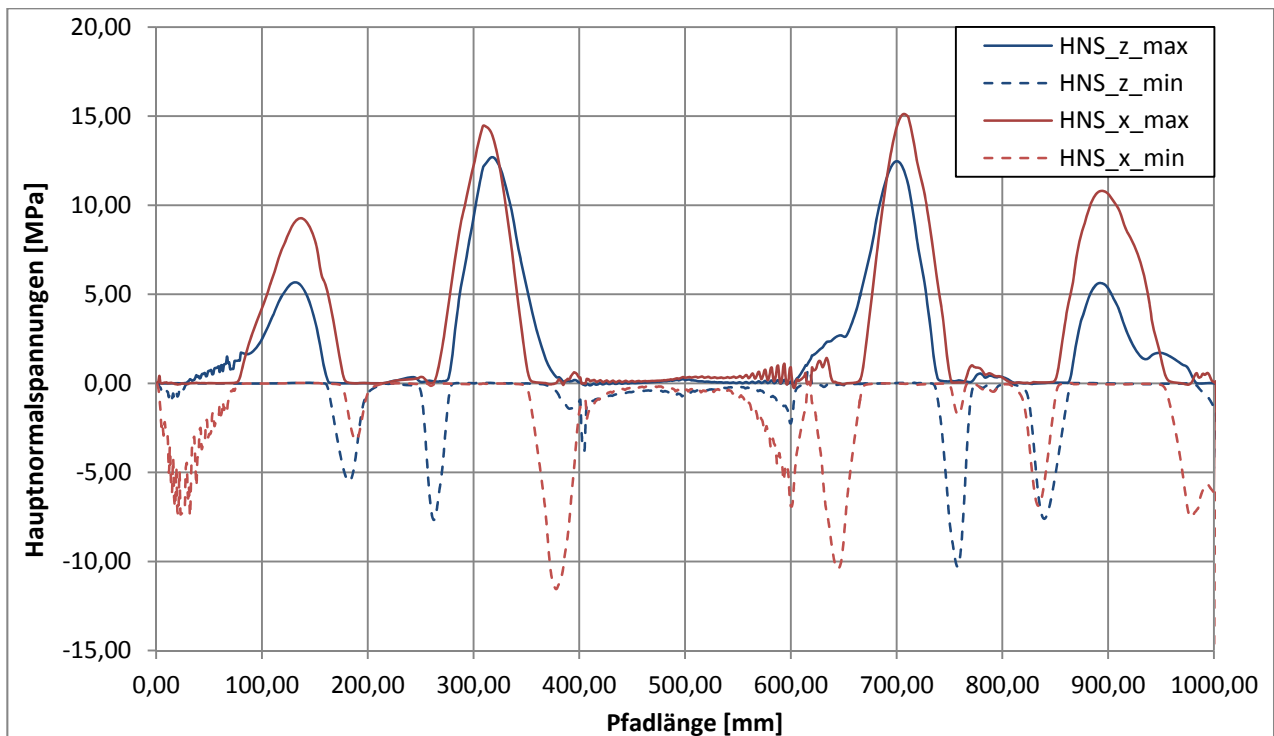


Abbildung 44: Hauptnormalspannung entlang des Pfades

Die Maxima der überlagerten Von-Mises-Vergleichsspannung treten auf den in Abbildung 43 und Abbildung 44 dargestellten Bereichen auf. Auf Grund der Linearität der Berechnung kann das Ergebnis auf andere

Beschleunigungen skaliert und summiert werden. Dabei muss allerdings ausgeschlossen werden, dass nichtlineare Effekte einen Einfluss auf die Berechnung haben. Darunter fallen zum Beispiel die Kollision von Bauteilen oder zu hohe Dehnungen, welche in Kapitel 3.1.2 angeführt wurden. Bei den Hauptnormalspannungen zeigt sich ein Verlauf aus abwechselnd biegezug- und bиеgedruckbelasteten Bereichen. Jeder dieser Bereiche weist hauptsächlich nur eine Hauptnormalspannung auf, während die anderen beiden im Verhältnis sehr gering sind. Damit können die zu untersuchenden Maxima und Minima als einachsiger Spannungszustand betrachtet werden.

Das Ergebnis der strukturellen Simulation kann rein zur Bestimmung kritischer Zonen herangezogen werden. Das dynamische Verhalten der Einheit muss zusätzlich modelliert werden. Die folgenden Kapitel 4.4.5 und 4.4.6 beschäftigen sich mit dem dynamischen Modell und der oben beschriebenen Zonen höchster Belastung durch eingeleitete Beschleunigungen.

Die Simulation kann auch zur Analyse des nötigen Bewegungsraumes zwischen Isolation und Gasaufbereitung hergenommen werden. Bei der maximalen konstanten Relativbeschleunigung von 20g in z-Richtung treten 1mm maximale Relativverschiebung auf. In x-Richtung um maximale 20g konstant beschleunigt verschieben sich die zwei Komponenten um 2mm zueinander.

### 4.4.5 Modalanalyse

Um die dynamischen Belastungen durch die Fahrt des Fahrzeuges bewerten zu können, wurde eine Modalanalyse durchgeführt. Mit Hilfe der Modalfrequenzen kann das Verhalten der Tragstruktur samt verfahrenstechnischer Baugruppen auf externe Anregung mittels einer Responseanalyse ermittelt werden. Dazu wurde ein Knoten außerhalb der Struktur angelegt, welcher die Anregungen an den Anschlussstellen der SOFC APU zuführt. Die davorliegende Platte muss am Prüfstand zu Montagezwecken eingebaut werden und eignet sich in der Simulation für eine Einleitung der Bewegungen. Die unten stehende Tabelle 25 spiegelt die gefundenen Frequenzen wider. Die Analyse startet bei einer Frequenz von 0.05 und sucht nach 20 Frequenzen.

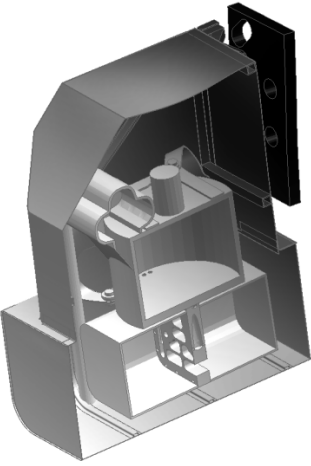
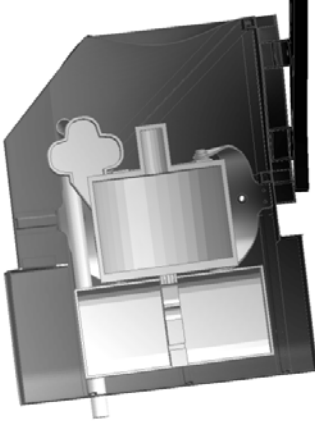

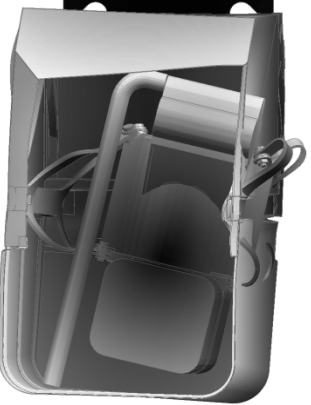
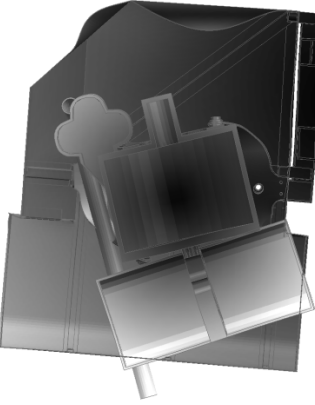

Tabelle 25: Ergebnis der Eigenfrequenzanalyse

Mode #	Freq. Hz	Gd.Freq. Hz	Dämpfung		Trägheitsanteil (Translatorisch/Rotatorisch)					
			%Vis.	%Hys.	%X m	%Y m	%Z m	%RX m	%RY m	%RZ m
* 1	39,25	39,19	3,02	0	<b>13,518</b>	<b>2,756</b>	<b>7,680</b>	<b>23,471</b>	<b>33,803</b>	<b>49,105</b>
* 2	40,09	40,03	3,00	0	<b>4,547</b>	<b>8,475</b>	<b>22,670</b>	<b>70,893</b>	<b>10,847</b>	<b>16,843</b>
3	78,40	78,29	2,92	0	0,003	0,070	0,003	0,040	0,007	0,032
* 4	82,70	82,58	2,97	0	0,410	<b>7,945</b>	<b>3,936</b>	<b>1,709</b>	<b>1,953</b>	<b>5,977</b>
* 5	84,95	84,83	3,00	0	0,438	<b>7,791</b>	<b>4,600</b>	<b>1,150</b>	<b>1,607</b>	<b>7,091</b>
* 6	95,63	95,50	3,15	0	<b>1,423</b>	0,008	0,006	0,002	<b>18,575</b>	<b>16,152</b>
* 7	101,90	101,80	3,25	0	0,000	0,621	0,000	0,001	0,001	0,000
8	128,30	128,10	3,71	0	0,000	0,000	0,001	0,000	0,167	0,000
* 9	131,10	130,90	3,77	0	0,007	0,241	<b>2,073</b>	<b>0,768</b>	0,000	0,012
* 10	145,80	145,60	4,06	0	0,002	<b>29,682</b>	<b>1,079</b>	0,037	0,000	0,002
* 11	165,20	165,00	4,46	0	0,469	0,015	0,014	0,000	<b>6,434</b>	<b>0,689</b>
* 12	167,80	167,50	4,51	0	0,354	0,019	0,016	0,000	<b>6,597</b>	<b>0,613</b>
13	185,70	185,50	4,90	0	0,000	0,000	0,052	0,000	0,000	0,000
14	204,00	203,70	5,30	0	0,000	0,001	0,024	0,000	0,001	0,000
* 15	218,30	218,00	5,61	0	0,091	0,021	0,005	0,000	<b>1,059</b>	0,127
16	224,10	223,80	5,74	0	0,002	0,000	0,054	0,000	0,013	0,003
17	224,50	224,20	5,75	0	0,001	0,000	0,007	0,000	0,008	0,001
18	226,50	226,20	5,80	0	0,000	0,015	0,034	0,000	0,010	0,000
19	226,70	226,40	5,80	0	0,001	0,001	0,002	0,000	0,001	0,000
20	227,30	227,00	5,81	0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
<b>Summe</b>					<b>21,258</b>	<b>56,953</b>	<b>42,077</b>	<b>98,030</b>	<b>80,875</b>	<b>96,609</b>

Nur Moden, welche zwei Trägheitsanteile mit 0,5% oder einen mit 1% überschreiten, werden als relevant (\*) für die weitere Berechnung bezeichnet. Die relevanten Moden wurden in Tabelle 26 zusätzlich auf ihre Eigenform untersucht. Die Moden 11, 12 und 15 sind hauptsächlich Wölbungen der Außenhülle und werden deshalb mit ihrer Eigenform nicht aufgeführt. Die dargestellten Verformungen der Moden sind in ihren absoluten Werten nicht aussagekräftig und dienen nur zur Visualisierung von möglichen Schwachstellen und Bewegungsräumen.

Die Belastungsanalyse wird weiter mittels der im vorhergehenden Kapitel 4.4.5 bestimmten Moden durchgeführt. Dabei wird aus einer Linearkombination der gedämpften Moden eine Antwort auf eine in diesem Fall transiente Anregung durch einen Knotenpunkt an der virtuellen Montageplatte durchgeführt. Bevor zu einer Resonanzanalyse übergegangen werden kann, müssen die Dämpfungsparameter der einzelnen Moden abgeschätzt werden.

Tabelle 26: Eigenformen der Tragstruktur

Mode #	1	2	4 und 5
Abbildung			
Beschreibung	Schlingern der gesamten Einheit um alle drei Achsen und Seitwärtsbewegung der inneren Einheit	Kippen der gesamten Einheit entlang der x-Achse und Absenken der inneren Baugruppe in z-Richtung	Torsion der inneren Baugruppe um z-Achse und Verzerrung in xy-Ebene
Mode #	6	9	10
Abbildung			
Beschreibung	Starke Torsion der inneren Baugruppe um y-Achse mit translatorischer Bewegung in x-Richtung	Absenken der inneren Einheit und leichtes Kippen um die x-Achse, leichtes Wölben der Hülle	Verschiebungen der inneren Einheit in Y-Richtungen und Wölben der Hülle

#### 4.4.6 Strukturelle Dämpfung [33]

Anders als die Materialparameter der Steifigkeit, Dichte und Festigkeit, können Dämpfungsparameter im Allgemeinen nur experimentell ermittelt werden. In der vorliegenden Arbeit kann auf Grund des Umfanges

nicht näher auf die komplexe strukturelle Dämpfung eingegangen werden und es wurde auf Grund der Einfachheit und praktischen Relevanz auf eine Rayleigh-Dämpfung zurückgegriffen. Mit der Rayleigh-Dämpfung wird das reale Verhalten nur grob angenähert. Allerdings verletzt diese Form der Dämpfung nicht die Orthogonalitätsbedingungen und damit ist die Linearkombination der Moden weiterhin möglich.

Die Rayleigh-Dämpfung  $\underline{C}_R$  beruht auf der Annahme, dass sich die strukturelle Dämpfung auf der Massenverteilung  $\underline{M}$  und Steifigkeitseigenschaften  $\underline{K}$  der zu untersuchenden Baugruppe beruht.

$$\underline{C}_R = \alpha * \underline{M} + \beta * \underline{K} \tag{4-1}$$

Der massebezogene skalare Parameter  $\alpha$  bestimmt den Einfluss der äußeren Dämpfung, wie zum Beispiel die viskose Umströmung der Starrkörperbewegung und verhält sich bezogen auf die Frequenz nichtlinear-hyperbolisch. Der steifigkeitsbezogene skalare Parameter  $\beta$  bestimmt den Einfluss der inneren Dämpfung, wie zum Beispiel Coulombsche Reibung und verhält sich bezogen auf die Frequenz linear. Mit Hilfe der zwei Parameter können die viskosen Dämpfungsverhältnisse  $\zeta_i$  bestimmt werden.

$$2 * \zeta_i = \frac{\alpha}{\omega_i} + \beta * \omega_i \tag{4-2}$$

Umgekehrt sind alle Dämpfungsverhältnisse mittels zwei Stützpunkten (Indizes 1 und 2) bestimmt und die Rayleigh-Parameter können daraus berechnet werden.

$$\alpha = 2 * \omega_1 * \omega_2 \frac{\zeta_1 * \omega_2 - \zeta_2 * \omega_1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \tag{4-3}$$

$$\beta = 2 * \frac{\zeta_1 * \omega_1 - \zeta_2 * \omega_2}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \tag{4-4}$$

Für das vorliegende Beispiel existieren noch keine Messwerte und damit können die Stützpunkte nur abgeschätzt werden. Für eine Stahlkonstruktion mit Schraubverbindungen gibt die Literatur eine Dämpfung von  $\zeta_i = 0.01 \div 0.05$  im Bereich der zwischen 5% und 95% des Trägheitsanteiles der Moden vor. Für die vorliegende Arbeit wurden Stützstellen nach Tabelle 27 gewählt.

Tabelle 27: Rayleigh-Stützstellen

Stützstelle	Frequenz	Dämpfung
1	30	0,04
2	150	0,04

Mit Hilfe der Stützstellen kann die Rayleigh-Dämpfung bestimmt werden, siehe Abbildung 45. Die Parameter wurden in einer Siemens NX Simulation eingesetzt und finden sich in Tabelle 25 wieder. Alle Parameter beruhen auf Annahmen und Erfahrungswerten aus der Literatur [32] und [33]. Für eine bessere Modellierung der Dämpfung müssen im Versuch die entsprechenden Messungen (Stützstellen) durchgeführt werden oder es kann auf ein aussagekräftigeres Dämpfungsmodell umgestiegen werden.

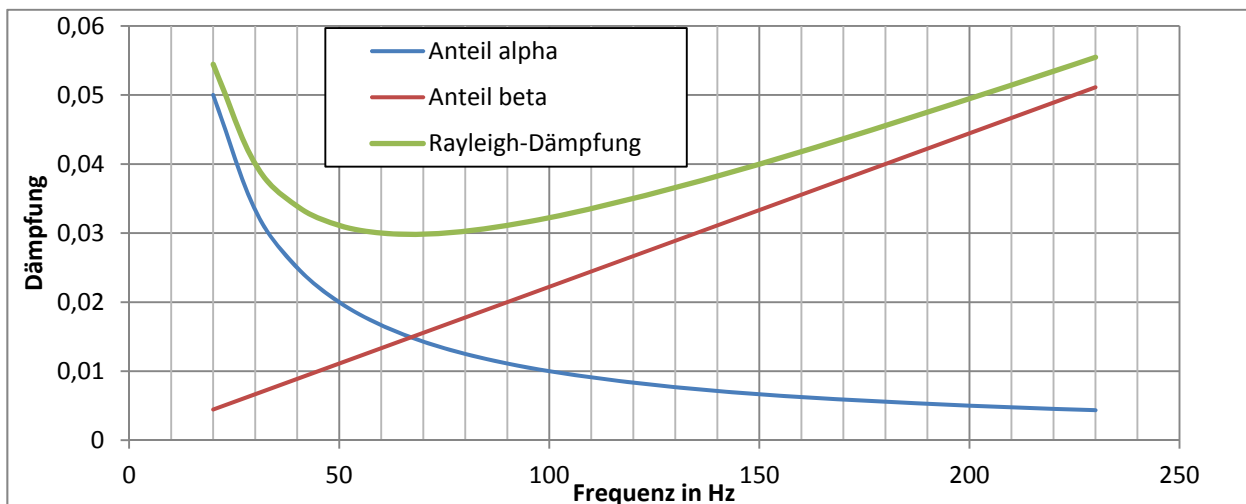


Abbildung 45: Verlauf der Rayleigh-Dämpfung



#### 4.4.7 Anbringen und Auswerten von virtuellen Sensorpunkten

Um den Bereich weiter einzugrenzen und schlussendlich den höchstbelasteten Knoten der Stahlfeder zu finden, werden virtuell Dehnmesssensoren, siehe Abbildung 46, angebracht und ein Einheitssprung am Eingangsknoten simuliert. Dazu wurde exemplarisch ein Bereich mit hoher Belastung aus der Lokalisierung, Kapitel 4.4.4, herangezogen.

Ein am Eingangsknoten angebrachter Einheitssprung mit  $\pm 1g$  verursacht entsprechende Spannungen am Ausgangsknoten. Diese ergeben, umgeformt in Hauptnormalspannungen, eine maximale Belastung von  $\pm 14.35 MPa$  und werden zur Skalierung der transienten Ausgangsbelastung verwendet. Die anderen Hauptnormalspannungen betragen ungefähr  $\pm 1 kPa$  und spielen in der weiteren Berechnung keine Rolle.

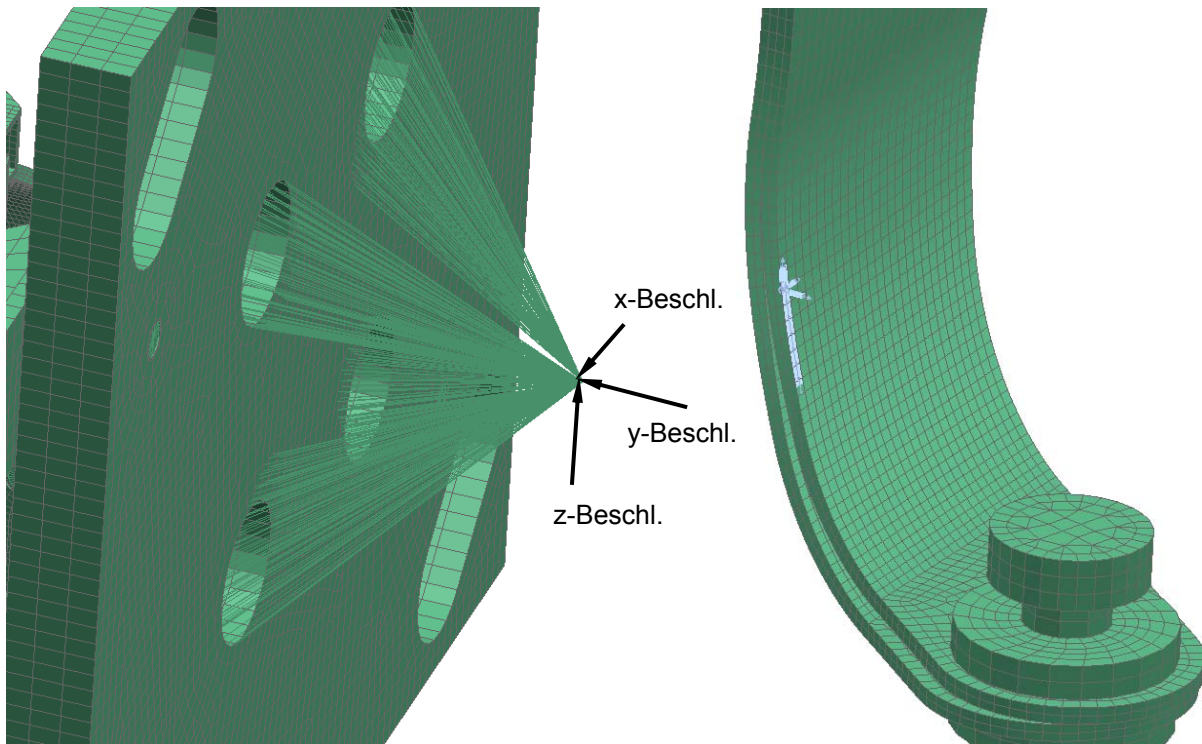


Abbildung 46: Eingangsknoten (links), Zone und Ausgangsknoten (rechts)

Zwischen dem so ermittelten Ausgangsknoten mit der höchsten Belastung und dem Eingangsknoten wird anhand der vorgestellten Modalanalyse die Übertragungsfunktion bestimmt. In Abbildung 54 kann man deutlich zwei nah aneinander liegende Eigenfrequenzen erkennen welche die Belastung am Eingang maßgeblich beeinflussen und zwischen 39Hz und 40Hz stark intensivieren. Diese stimmen auch mit den ermittelten Eigenfrequenzen aus Kapitel 4.4.5 überein. Höhere Frequenzen hingegen werden schwach gedämpft.

Die Auswertungen der Sensorpunkte können im Anhang B näher betrachtet werden.

#### 4.4.8 Auswerten einer transienten Belastung

Durch die im vorhergehenden Kapitel eruierte Verstärkungsfunktion kann nach folgendem Schema, Abbildung 47, auf die tatsächliche Belastung am Ausgang schließen. Mittels einer diskreten Fast-Fourier-Transformation wird das Eingangssignal in den Frequenzraum übertragen. Das Signal kann mit der ebenso im Frequenzraum vorhandenen Übertragungsfunktion überlagert werden und es entsteht das Ausgangssignal im Frequenzraum. Durch eine inverse Fast-Fourier-Transformation zurück in den Zeitbereich transformiert, kann das Ausgangssignal einer Rainflow – Analyse zugeführt werden.

Die Überlagerung wurde mittels MathWorks MATLAB® durchgeführt und in das Code-Beispiel kann im Anhang B Einsicht genommen werden. Da die Übertragungsfunktion in weit weniger Punkten im Frequenzspektrum vorhanden ist, wurde zur Überlagerung die Übertragungsfunktion komplex interpoliert.

Der Phasengang wurde als Nebenprodukt zur besseren Systemidentifikation dargestellt. Es lassen sich wiederum die Eigenschaften einer Verzögerungsfunktion höherer Ordnung nachvollziehen.

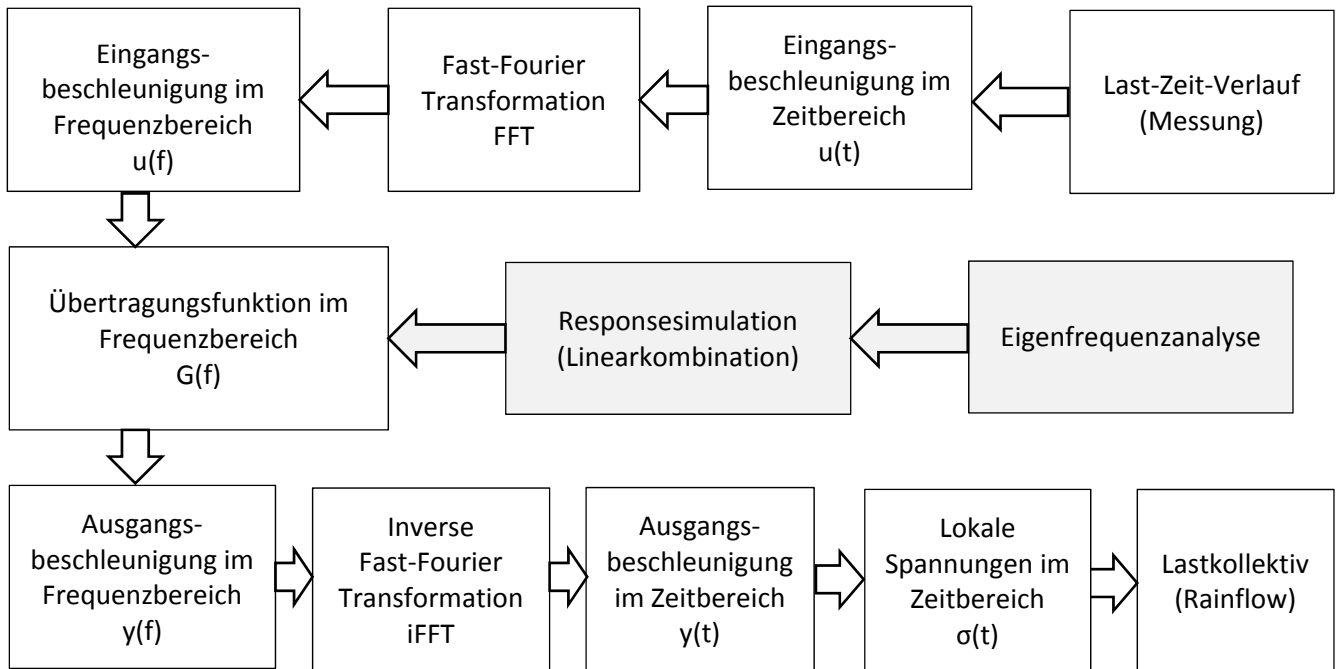


Abbildung 47: Einfluss des dynamischen Modells

Das Ausgangssignal wird mit Hilfe der WAFO – Toolbox [34] für MathWorks MATLAB® in eine Rainflow - Matrix übergeführt. Die gezählten Zyklen werden sowohl in Darstellung mit minimaler und maximaler Amplitude als auch in Darstellung mit Mittelwert und absoluter Amplitude im Anhang B angeführt.

## 4.5 Rechnerischer Nachweis der Ermüdungsfestigkeit

Im letzten Schritt der technischen Lösung wurde die FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ herangezogen. Die verwendeten Formeln werden deswegen nicht angeführt sondern auf die entsprechende Literatur [35] verwiesen. Die Berechnung wurde exemplarisch in Kombination aus MathWorks MATLAB® und MS Excel® für das in Kapitel 4.4.8 vorgestellte Belastungs- und Spannungsmaximum ausgeführt.

### 4.5.1 Erstellen der Belastungsklassen und Kollektivkennwerte

Auf Basis der Rainflow – Analyse konnten die Belastungen in 20 Klassen unterteilt werden, siehe Tabelle 28. Die Zyklen der Messung wurden auf die Lebenszeit hochgerechnet. Dabei wurde angenommen, dass die Schlechtwegstrecken maximal ein Zehntel der gesamten Lebensdauer von 20.000h ausmacht.

Aus dem Kollektiv ergeben sich nach [35] ein Völligkeitsmaß von  $v_\sigma = 0,136$ . Das Völligkeitsmaß entspricht bei einem Einheitskollektiv dem Wert 1. In diesem Fall sind wenige hohe Ausschläge und hauptsächlich niedrige Amplituden ausschlaggebend für das geringe Maß. Der Wöhlerlinienexponent wurde mit  $k_\sigma = 5$  angenommen.

Beinhaltet ein Kollektiv sowohl veränderliche Mittelspannungen, Amplituden und Spannungsverhältnisse, muss zuerst das Spannungskollektiv an die Bauteil-Wöhlerlinie angepasst werden. Dazu werden alle Amplituden der dem Spannungsverhältnis  $R_\sigma = -1$  abweichenden Klassen nach dem jeweiligen Bereich (Druckschwell-, Wechsel oder Zugschwellbereich) umgerechnet. Die Spannungen erfahren im Zugbereich eine Verstärkung und fallen im Druckbereich eher niedriger aus.

Tabelle 28: Schlechtwegzyklen

Klasse	Zyklen Messung	Zyklen Lebenszeit	Klasse	Klasse	Klasse Angepasst	Klasse
ID	Anzahl	Anzahl	Mittelwert	Amplitude	Amplitude	$R_\sigma$
-	-	-	MPa	MPa	MPa	-
1	3423	1,37E+07	0	120	120,00	-1,00
2	284	1,14E+06	0	175	175,00	-1,00
3	536	2,14E+06	0	230	230,00	-1,00
4	30	1,20E+05	0	285	285,00	-1,00
5	39	1,56E+05	0	340	340,00	-1,00
6	2	8,00E+03	0	395	395,00	-1,00
7	4	1,60E+04	0	450	450,00	-1,00
8	2	8,00E+03	0	505	505,00	-1,00
9	1	4,00E+03	0	560	560,00	-1,00
10	5	2,00E+04	55	120	143,38	-0,37
11	1	4,00E+03	55	230	253,38	-0,61
12	1	4,00E+03	55	340	363,38	-0,72
13	9	3,60E+04	-55	120	96,63	-2,69
14	281	1,12E+06	-55	175	151,63	-1,92
15	2	8,00E+03	-55	230	206,63	-1,63
16	29	1,16E+05	-55	285	261,63	-1,48
17	5	2,00E+04	-55	395	371,63	-1,32
18	1	4,00E+03	-55	450	426,63	-1,28
19	3	1,20E+04	-55	505	481,63	-1,24
20	1	4,00E+03	-110	175	128,25	-4,38
<b>Summe Zyklen Schlechtweg</b>		1,86E+07				

#### 4.5.2 Werkstoffkennwerte

Die Werkstoffkennwerte für Stahl wurden der Literatur [36] und [35] entnommen und betragen für den Zugdruckfestigkeitsfaktor  $f_W = 0,4$ . Die Zugfestigkeit des Werkstoffes wurde der anfangs angeführten Werkstofftabelle entnommen und wurde vorerst mit  $R_m = 1000 \text{ MPa}$  bewertet. Daraus ergibt sich eine Werkstoffwechselfestigkeit von  $\sigma_{W,zd} = 400 \text{ MPa}$ .

Aus der thermischen Simulation ergeben sich an den gefragten Punkt eine Temperatur von ungefähr  $70^\circ\text{C}$  und hat damit noch keinen wesentlichen Einfluss auf die Lebensdauer, zuweilen die fahrwerksinduzierten Belastungen außerhalb des Betriebes der SOCF APU auftreten.

#### 4.5.3 Konstruktionskennwerte und Bauteilwechselfestigkeit

Die Kerbwirkung an der belasteten Stelle wurde konstruktiv vermieden und kann höchsten durch Verarbeitungsfehler und hoher Oberflächenrauigkeit verursacht werden. Der Spannungsgradient mit  $\bar{G}_\sigma = 0,02 \text{ 1/mm}$  ist entsprechend niedrig und der Konstruktionsfaktor ergibt sich zu  $K_{WK} = 1,122$  hauptsächlich verursacht durch eine relativ hoch bewerteten Rauheitsfaktor von  $K_R = 0,8$ .

Die Bauteilwechselfestigkeit ergibt sich als Quotient der Werkstoffwechselfestigkeit und dem Konstruktionsfaktor zu  $\sigma_{WK} = 356 \text{ MPa}$ .

#### 4.5.4 Bauteildauer- und Betriebsfestigkeit

Die Bauteildauerfestigkeit  $\sigma_{AK} = 356 \text{ MPa}$  des Bauteiles bleibt unverändert, da das Kollektiv an eine Mittelspannung von  $\sigma_m = 0$  angepasst wurde und keine Eigenspannungen (durch Schweißnähte, etc.) vorliegen.

Der Betriebsfestigkeitsfaktor repräsentiert die lineare Schadensakkumulation nach dem elementaren Miner-Verfahren und beträgt  $K_{BK} = 3,21$ . Dafür wurde der Literatur eine ertragbare Minersumme  $D_M = 0,3$  und eine Wöhler-Knickpunktzyklenzahl von  $N_D = 10e6$  entnommen. Damit ergibt sich eine Bauteilbetriebsfestigkeit von  $\sigma_{BK} = 1145 \text{ MPa}$ .

#### 4.5.5 Sicherheitsfaktor und Nachweis

Für den vorliegenden Lastfall werden üblicherweise Sicherheitsfaktoren zwischen 1,3 und 1,5 vorgeschrieben. Aufgrund der Lastüberlagerung mit den Anregungen in x- und y-Komponente wird der

Sicherheitsfaktor mit  $j_{erf} = 2$  angenommen. Dies entspricht in etwa der Überhöhung durch Addition der Vergleichsspannungen der drei Lastfälle.

Der Nachweis und damit die Ausnützung im Betrieb beträgt bei einer Zugfestigkeit von  $R_m = 1000 \text{ MPa}$  bei Auswertung der höchsten Lastkomponente  $\alpha_{BK} = 0,977$  und ist damit unter der Grenze von 1.

## 4.6 Zusammenfassung

Mit dieser Arbeit ist ein erster Schritt und Grundlage für eine hoch entwickelte Leichtbaukonstruktion bewerkstelligt.

Den maßgeblichen Herausforderungen der hohen Temperaturen und dynamischen Beanspruchung kann mit einem dualen Aufbau aus weicher gedämpfter Aufnahme und rigidem Rahmenaufbau entgegen gekommen werden. Zusätzlich wird durch Federelemente und Verbindungspunkte eine Dehnung des Materials bei steigender Temperatur gewährleistet und damit kritische Eigenspannungen vermieden werden.

Es entstehen bei Fahrbetrieb Relativbewegungen der Hülle und der verfahrenstechnischen Einheit und damit kann eine Schüttisolation, welche dadurch zerrieben werden würde, nicht eingesetzt werden. Stattdessen wurde auf eine Festisolierung zurückgegriffen. Diese kann mit der Hülle stabil verbunden (z.B.: verklebt) werden und ist keinen relativen Reiben ausgesetzt, sofern die notwendigen Bewegungsräume bei dynamischer Anregung durch den Fahrbetrieb bei der weiteren Auslegung eingeplant werden.

Die Massenverteilung, Tabelle 29, fällt zu Gunsten des neuen Prototyps aus. Hier sei angemerkt, dass auch der mechanischen Aufbau der verfahrenstechnischen Einheit Verbesserungspotential aufweist und damit eine weitere Gewichtsreduktion der Tragstruktur möglich ist.

Tabelle 29: Massenverteilung Gesamttaggregat

Baugruppe	Ausgangs-	Ergebnis	Veränderung	
	basis		g	g
	g	g	g	%
Anodengebläse	2460	2460		
Kathodengebläse	3080	3080		
Stack	9600	9600		
Wärmetauscher	4311	4311		
Hotbox	18700	18700		
Ventile	1500	1500		
Drosselklappe	830	830		
Rahmen	12020	8840	3180	-26
Verkleidung	10500	5700	4800	-45
Isolierung	16874	13950	2924	-17
<b>Gesamt</b>	<b>79875</b>	<b>68971</b>	<b>10904</b>	<b>-14</b>
<b>Tragstruktur/Isolation</b>	<b>39394</b>	<b>28490</b>	<b>10904</b>	<b>-28</b>

Das Leichtbaukonzept verhindert überdimensionierte Bauteile und damit für den Fahrbetrieb schädliche Massen. Da bei Leichtbau das Material bis zu seinen Grenzen ausgenutzt wird, war eine detaillierte Betrachtungen der Betriebsfestigkeit erforderlich. Die Berechnung ergab, dass der Rahmenaufbau teilweise hochfeste Federstähle erforderlich macht.

Der modulare Aufbau ermöglicht außerdem einen raschen Zugang zu den verschiedenen Einheiten, indem durch ein Frontmodul ein Zugang zu den Gebläsen und Ventilen gewährt wird und durch ein Basismodul der SOFC Stack inspiziert und gewartet werden kann. Die Konsole mit aufliegender Gesamteinheit hilft bei einer schnellen (De-)Montage.

Im Sinne einer mechanischen Entkoppelung und mit Hilfe von weiteren Dämpferelementen können Schwingungen der einzelnen Einheiten besser abgebaut werden. Deswegen wird in diesem Entwurf vorgeschlagen, die Gebläse an der Rückwand aufzuhängen und mittels flexibler Rohre von der verfahrenstechnischen Einheit mechanisch zu entkoppeln.

Die FEM-Simulationen ergaben, dass viele der oben genannten Punkte das gewünschte Verhalten zeigen. Die Temperaturverteilung verspricht eine mäßig erwärmte Oberfläche bei Betrieb des Stromaggregates und thermisch induzierte Dehnungen können gut absorbiert werden.

Die dynamischen Eigenschaften müssen noch verbessert werden, da Frequenzen, welche im Fahrbetrieb einen hohen Anteil aufweisen, verstärkt werden. Entsprechende gezielte Dämpfung des genannten Bereiches wäre eine Möglichkeit. Die Parameter der Simulationen basieren noch auf einer sehr allgemeinen Literatur und müssten an diesen Spezialfall durch Messungen angepasst werden.

## 4.7 Ausblick und Möglichkeiten zur Optimierung

Die Systemansätze, Konstruktion und Simulationen müssten detaillierter auf die in den Anforderungen gestellten Ansprüche untersucht werden und in einer weiteren Iteration verbessert werden. Allen Anforderungen in hoher Qualität zu entsprechen hätte den Rahmen dieser Masterarbeit bei weitem überfordert.

Es wäre der Erstellung von Fertigungsplänen notwendig und die Fertigung und Montage eines Prototyps erforderlich, welcher für Validationszwecke eingesetzt werden könnte. Durch den modularen Aufbau könnten Tests für einzelne Module geschaffen werden und diese in kürzeren Entwicklungszyklen verbessert werden.

Mit Hilfe eines Prüfstandtests könnten Parameter für eine realitätsnähere Simulation gemessen und berechnet werden. Dabei würden sich besonders ein paralleles Arbeiten als sinnvoll erweisen und Erkenntnisse aus thermischen und dynamischen Versuchen in die Simulation eingeführt werden.

Als praktisch könnte sich ein Vergleich aus realen und virtuell angebrachten Beschleunigungssensoren und Dehnmessstreifen erweisen. Bei gleichen Eingangsdaten in den Prüfstand und die Simulation und damit vergleichsfähigen Ausgangsdaten, könnte das dynamische Modell verbessert und damit eine hohe Aussagekraft der Ermüdungsrechnung erreicht werden.

Die Werkzeuge und Code-Skripten des Postprocessings könnten weiter automatisiert und Schnittstellen zur kontinuierlichen Auswertung von Simulations- und Messdaten entwickelt werden. Berechnungen auf Basis von Microsoft Excel® könnten in das vielseitigere MathWorks MATLAB® migriert werden und zu einer leistungsfähigen und teilautomatisierten Festigkeitsberechnungsumgebung ausgebaut werden.

Mit den oben genannten Punkten wäre ein schneller Reifeprozess zu der Qualität einer Serienproduktes möglich.

## 5 Literaturverzeichnis

- [1] J. Rechberger, „Endbericht SOFC APU System Entwicklung I,“ AVL List GmbH, Graz, 2012.
- [2] S. Cornel, Alternative Antriebe für Automobile, Sprigener Vieweg, 2012.
- [3] J. T. Irvine und P. Connor, „Solid Oxide Fuels Cells: Facts and Figures,“ Springer-Verlag London, London, 2013.
- [4] P. Biedermann, K. Birnbaum, G. Th., H. B., M. R., W. M., S. D. und H. J.F., Systemvergleich: Einsatz von Brennstoffzellen in Straßenfahrzeugen, Jülich: Forschungszentrum Jülich GmbH, 2001.
- [5] S. C. Singhal und K. Kendal, High Temperature and Solid Oxide Fuel Cells, New York: Elsevier Advanced Technology, 2003.
- [6] J. Hagerskans, „DESTA: System Requirements Report,“ AB Volvo, 2011.
- [7] C. M. U. Software Engineering Institute, „CMMI® for Development, Version 1.3,“ November 2010. [Online]. Available: <http://resources.sei.cmu.edu/library/>. [Zugriff am 02 04 2014].
- [8] B. Klein, Leichtbau-Konstruktion, Kassel: Vieweg+Teubner, 2009.
- [9] L. U. w. L. I. o. Technology, „Statistical analysis and simulation of random waves and random loads using MATLAB,“ Lund University with Lund Institute of Technology, <https://code.google.com/p/wafo/>, 2014.
- [10] J. Wiedemann, Elemente und Konstruktion, Berlin: Springer-Verlag, 2007.
- [11] P. Degischer und S. Lüftl, Leichtbau: Prinzipien, Werkstoffauswahl und Fertigungsvarianten, Wien: Wiley-VCH Verlag, 2009.
- [12] H. E. Friedrich, Leichtbau in der Fahrzeugtechnik, Stuttgart: Springer Vieweg, 2013.
- [13] A. Schumacher, Optimierung mechanischer Strukturen: Grundlagen und industrielle Anwendungen, Wuppertal: Springer Vieweg, 2013.
- [14] TERA TU Graz, „<http://tera.tugraz.at/>,“ TERA TU Graz, 1 01 2008. [Online]. Available: <http://tera.tugraz.at/>. [Zugriff am 01 07 2014].
- [15] B. Klein, Leichtbau-Konstruktion, Kassel: Vieweg+Teubner, 2005.
- [16] J. Brandrup, M. Bittner und W. Michaeli, Die Wiederverwertung von Kunststoffen, München Wien: Carl Hanser Verlag, 1995.
- [17] E. Höpke und S. Breuer, Nutzfahrzeugtechnik 5. Auflage, Köln und Weinheim: Vieweg+Teubner, 2008.
- [18] F. Henning und E. Moeller, Handbuch Leichtbau, Karlsruhe: Carl Hanser Verlag, 2011.
- [19] R. Anderl und P. Binde, Simulation mit NX, Darmstadt, Wiesbaden: Carl Hanser Verlag, 2014.
- [20] F. Rieg, H. Reinhard und B. Albert-Laukant, Finite Elemente Analyse für Ingenieure, Beyreuth: Hanser, 2012.
- [21] Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., „Siemens NX 8.5 Linear Statics User's Guide,“ Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2009.
- [22] Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., „Siemens NX 8.5 Basic Dynamic Analysis User's Guide,“ Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2008.
- [23] Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., „NX Nastran Numerical Methods User's Guide,“ Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2009.

- [24] D. O. B. Buckley, „Solution of Nonlinear Transient Heat Transfer,“ Florida International University, Miami, Florida, 2010.
- [25] MSC Software Cooperation, „MSC Software - Trainingcenter,“ [Online]. Available: [http://www.mscsoftware.com/training\\_videos/patran/Reverb\\_help/index.html#page](http://www.mscsoftware.com/training_videos/patran/Reverb_help/index.html#page). [Zugriff am 28 07 2014].
- [26] J. Kim, J.-C. Yoon und B.-S. Kang, „Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints,“ Elsevier, <http://www.sciencedirect.com/>, 2007.
- [27] Dr. Ma Shengwei , „CAE Watch,“ 01 01 2014. [Online]. Available: <http://caewatch.com/top-5-misunderstandings-on-good-mesh/>. [Zugriff am 30 07 2014].
- [28] R. H. B. A.-L. Frank Rieg, Finite Elemente Analyse für Ingenieure, München Wien: Carl Hanser Verlag, 2012.
- [29] M. Meywerk, CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik, Hamburg: Springer Verlag, 2007.
- [30] A. Bertram, Festkörpermechanik, Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2013.
- [31] R. Funck und M. Steffens, „Hybridstrukturen aus Thermoplasten,“ *Kunststoffe*, pp. 266-267, 1 09 2004.
- [32] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 24. Auflage, Springer-Verlag, 2014.
- [33] U. Stelzmann und C. Groth, FEM für Praktiker: Strukturdynamik : Basiswissen und Arbeitsbeispiele zu FEM-Anwendungen der Strukturdynamik, expert verlag, 2008.
- [34] Brodtkorb, Johannesson, Lindgren and Rychlik, "WAFO - a MATLAB toolbox for analysis of random waves and loads," WAFO-group, Seattle, 2007.
- [35] B. Hänel, E. Haibach, T. Seeger, G. Wirthgen und H. Zenner, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, Frankfurt: VDMA Verlag, 2003.
- [36] M. Sander, Sicherheit und Betriebsfestigkeit von Maschinen und Anlagen, Paderborn: Springer Verlag, 2007.
- [37] W. Siebenpfeiffer, Leichtbau-Technologien im Automobilbau^, Stuttgart: Springer Vieweg, 2013.
- [38] H. Scholze, H. Salmang und R. Telle, Keramik, Aachen: Springer Verlag, 2006.
- [39] D. Braess, Finite Elemente, Bochum: Springer Spektrum, 2012.
- [40] U. Krieg, J. Deubner, M. Hanel und M. Wiegand, Konstruieren mit NX 8.5, Trier: Carl Hanser Verlag, 2013.
- [41] L. Karl-Dieter, Technische Keramik, Verlag Moderne Industrie, 2010.
- [42] C. A. Felippa, Introduction to Finite Element Methods, Colorado: University of Colorado, 2004.
- [43] A. Lokurlu, „Simulation der Oxidkeramischen Brennstoffzellen "SOFC" mit nachgeschalteten Gas- und Dampfturbinen-Kombi-Anlagen für verschiedene Brenngase,“ VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [44] MSC Software Cooperation, „Linear Static Analysis User’s Guide,“ MSC Software Cooperation, Santa Ana, CA, 2012.

# A.Elicitation Analysis

Requ. Spec.	No	Cat	Customer Requirements (UR)	Requirements to quantify	Additional Requirements Information	Product Component Requirements (SR)	
						Frame	Case
AVL	1	Usa	Optimizing Cable- and Mediums-supply			No static or dynamic interferences (Clearance)	Designed interfaces (Clearance, StE, .... )
AVL	2	StE	Lightweight Construction			Strain-driven design	Composites, hull and strut-design, profiled case..
AVL	3	CAD	Attachment to C-profile-rail between tank and axle			Static and dynamic coupling	No static or dynamic interference
AVL	4	NVH	Vibration Decoupling			Static and dynamic coupling	Low vibration amplitude -> Eigen-frequencies
AVL	5	StE	Water- and dirt proof			Stainless materials	Stainless and impact endure materials
AVL	6	StE	Resistance to stone chipping				Impact endure material
AVL	7	VV	FEM simulation of characteristic frequencies				
AVL	8	VV	FEM simulation of structural endurance				
DESTA	9	Usa	Accessibility to service			Demountable, Detachable from case	Demountable, Detachable from frame
DESTA	10	Usa	Adaptability for different mountings				
DESTA	11	Usa	Ease of manufacturing			Modular structure -> manufacturing CAD/CAE	One-piece manufacturing -> manufacturing CAD/CAE
DESTA	12	Usa	Ease of assembly on the vehicle		Slide-out preferred		
DESTA	13	Usa	Preassembled interface points on vehicle		Hole patterns, ...		
DESTA	14	StE	Protection to crash-damage		Safe crash zones	No crash induced spikes which penetrate inner or outer objects	No crash induced spikes which penetrate inner or outer objects
DESTA	15	OpE	Lifetime total	20.000h	Based on 10h/d * 300 d/y	Minimum material decomposition (rust, ... )	Minimum material decomposition (rust, UV-resistance )
DESTA	16	OpE	Operation time total	5000h	Based on 10h/d * 300 d/y	Strength of dynamic coupling -> calculations	Sufficient heat-resistance of material
DESTA	17	CAD	Physical dimension X	400mm	See CM_Preconfig docu		Small clearance for insulation
DESTA	18	CAD	Physical dimension Y	660mm	See CM_Preconfig docu	Heavy duty for the frame due momentum	
DESTA	19	CAD	Physical dimension Z	660mm	See CM_Preconfig docu	Heavy duty for the frame due momentum	
DESTA	20	CAD	APU Box YZ-corner radius	150mm	See CM_Preconfig		
DESTA	21	CAD	Minimum distance to C-profile-rail	50mm	See CM_Preconfig		
DESTA	22	CAD	Minimum clearance to chassis-mounted components	25mm	fairings, steps, handles ...	Additional structural endurance and fortification	Additional structural endurance and fortification
DESTA	23	StE	Ancillary vehicle devices may be mounted on APU Box		fairings, steps, handles ...	Additional structural endurance and fortification, step-on	Additional structural endurance and fortification, step-on
DESTA	24	CAD	Available extension space under C-profile rail Y	140mm	See CM_Preconfig, optional		
DESTA	25	CAD	Available extension space under C-profile rail Z	250mm	See CM_Preconfig, optional		
DESTA	26	ThM	Low surface temperature of case			Thermal conductance resistors between frame and case	Thermal resistance and low thermal conductance (composites)



DESTA	27	Mod	To be mounted on each side of the truck		optional	Symmetry	Symmetry
DESTA	28	Mod	One APU packaging config for all vehicle configs			Modular structure, detachable from case	Modular structure, detachable from frame
DESTA	29	Mod	Used in conventional U.S cabs			TBD	TBD
DESTA	30	StE	Preferred total mass	100kg		see Requ. 2	see Requ. 2
DESTA	31	StE	Maximum total mass	150kg		see Requ. 2	see Requ. 2
DESTA	32	Fue	Extensions and positioning of fuel line interfaces			No static or dynamic interferences (Clearance)	Designed inlets
DESTA	33	Fue	Fuel lines below electric interfaces				
DESTA	34	Air	Fully self-contained inlet air system			TBD	TBD
DESTA	35	Tel	CAN-based signal interface (Tyco)			TBD	TBD
DESTA	36	Coo	Connection to vehicle's engine cooling system			TBD	TBD
DESTA	37	Exh	Fully self-contained exhaust system		NVH - concerns	No static or dynamic interferences (Clearance)	Avoidance of thermal induces harm to surface
DESTA	38	Exh	Exhaust routed to prevent buildup of gases under cab			TBD	TBD
DESTA	39	Exh	Exhaust gases must not exceed thermal exposure limits		See Maximum Surface Temp	TBD	TBD
DESTA	40	Ele	Power Take Out (Power studs)	220V		No static or dynamic interferences (Clearance)	Designed interfaces (Clearance, StE, .... )
DESTA	41	Ele	DC/DC Interface	12V		No static or dynamic interferences (Clearance)	Designed interfaces (Clearance, StE, .... )
DESTA	42	NVH	Maximum sound level	max. 60 dba	at 3 meter distance	Damping elements between frame and case	Damping materials (composites, ... ), Eigenfrequencies
DESTA	43	Env	Minimum Storage (Operating) Temperature	-40°C (0°C)		Thermal limits and coefficient of materials	Thermal limits and coefficient of materials
DESTA	44	Env	Maximum Storage (Operating) Temperature	+85°C (60°C)		Thermal limits and coefficient of materials	Thermal limits and coefficient of materials
DESTA	45	Env	Thermal shocks (cold water) to case due driving			Low thermal expansion coefficient, equal to case-coefficient	Low thermal expansion coefficient, equal to frame-coefficient
DESTA	46	Env	Operational humidity	5% to 100%			Minimum material decomposition (rust, humidity-resistance )
DESTA	47	Env	Minimum operation altitude	-152m			
DESTA	48	Env	Maximum operation altitude	+3720m			
DESTA	49	Env	Maximum storage altitude	+12,200m		Airworthy (material, shock-resistance)	Airworthy (material, shock-resistance)
DESTA	50	Usa	Storage, transportation and handling of unmounted unit				
DESTA	51	Coo	Mechanical stress due "Snap-back" of coolant inlet				
DESTA	55	StE	Mechanical vibrations during movement up to 30Hz	10g	Affects bigger mass comp.		
DESTA	56	StE	Mechanical vibrations during movement 50 to 200Hz	18g	Affects electronics, interconnects		
DESTA	57	VV	Vibration tests all axes, performed at 30% of PSD <500Hz	50h			
DESTA	58	Air	Inlet is exposed to dust, dirt, moisture				

			and exhaust fumes				
DESTA	59	Air	Local air pressure altered due dynamic flows				
DESTA	60	Env	Exposure to dust, road debris, gravel, etc	> IP 6x			
DESTA	61	Env	Exposure to road salt (magnesium chlorides), roadwater	> IP 54			
DESTA	62	Usa	Proof to high pressure and high temperature cleaning	> IP x6	100% waterproof		
DESTA	63	Usa	Proof to washing equipment and detergents	> IP x6			
DESTA	64	Usa	Surface free of potential harmful (e.g. sharp) objects				
DESTA	65	Usa	Sealing does not allow the insertion of tools, foreign obj.	> IP 4x	Declare proper IP class		
DESTA	66	Mat	"Black list" of materials, which must not be used				
DESTA	67	Mat	"Grey list" of materials, which should not be used				
DESTA	68	Usa	Application of "Design for Assembly" DFA				
DESTA	69	NVH	Maximum interior noise level due APU	50dB			
DESTA	70	NVH	Maximum interior vibration level 20 to 450Hz	70mg's	mg's ... milli-gravitational-constant		
DESTA	71	ThM	Max. Surface Temperature excl. Exhaust system	45°C			
DESTA	72	ThM	Max. Exhaust system temperature	150°C			
DESTA	73	ThM	Thermal ramp up time	30 to 60min			
DESTA	74	Eco	Material costs		First Rule: min. Effort for max. Outcome		
DESTA	75	Eco	Manufacturing costs		First Rule: min. Effort for max. Outcome		
DESTA	76	Eco	Assembly costs		First Rule: min. Effort for max. Outcome		
DESTA	77	Eco	Installation costs		First Rule: min. Effort for max. Outcome		
DESTA	78	Tel	Interface mounted APU				
DESTA	79	Env	Absolute road gradient	20%			
DESTA	80	Env	Max. Absolute roll angle	+/-20°			
DESTA	81	Eco	Maintenance interval typically	2 per year			
DESTA	82	Usa	All ext. Interfaces must be easy accessible				
DESTA	83	Eco	Combine as many variants to one package as possible				
DESTA	84	Usa	Weights greater 23kg must contain lifting eye				

## B. CAE – Vernetzungen

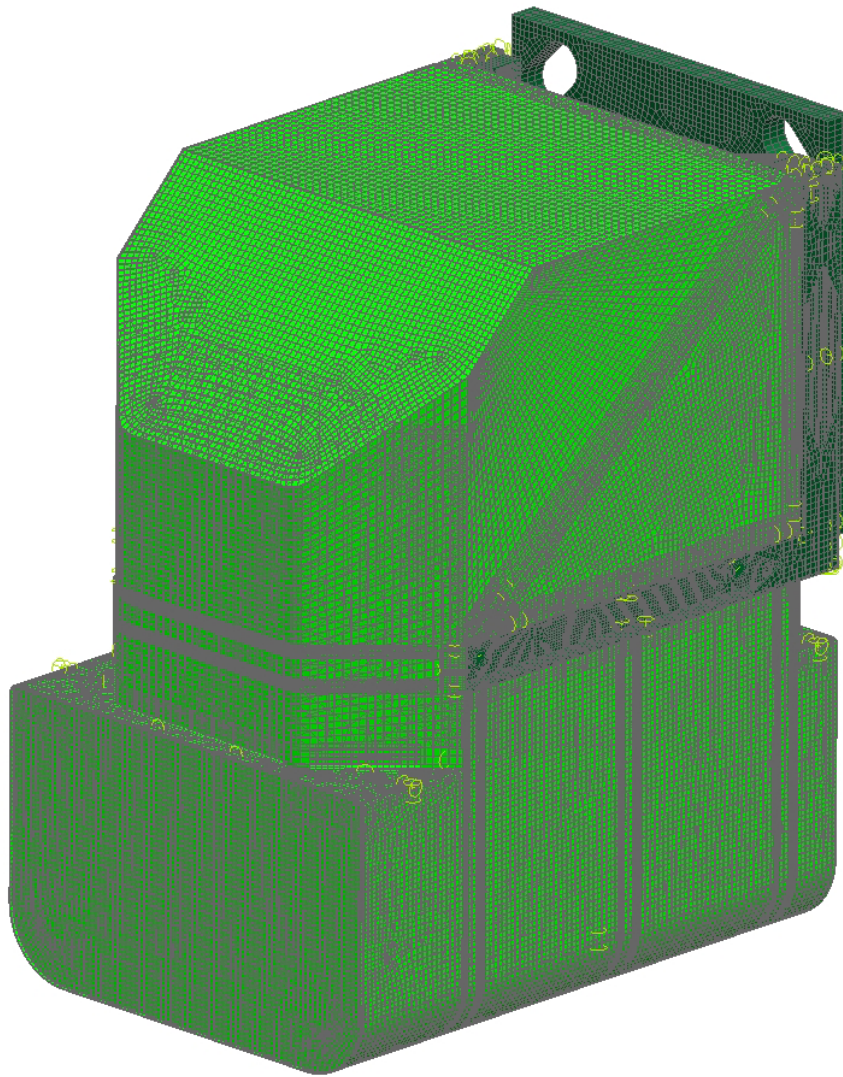


Abbildung 48: Vernetzung Gesamteinheit

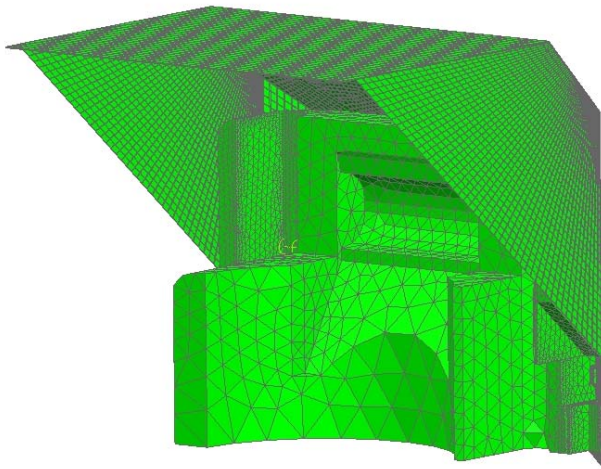


Abbildung 49: Vernetzung Frontmodul mit Isolation

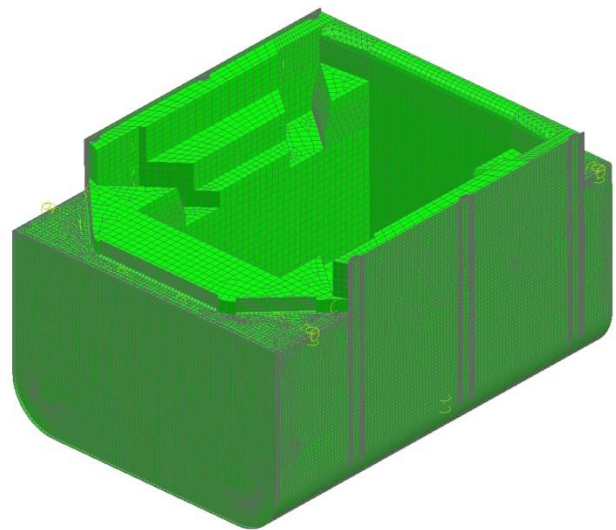


Abbildung 50: Vernetzung Basismodul mit Isolation

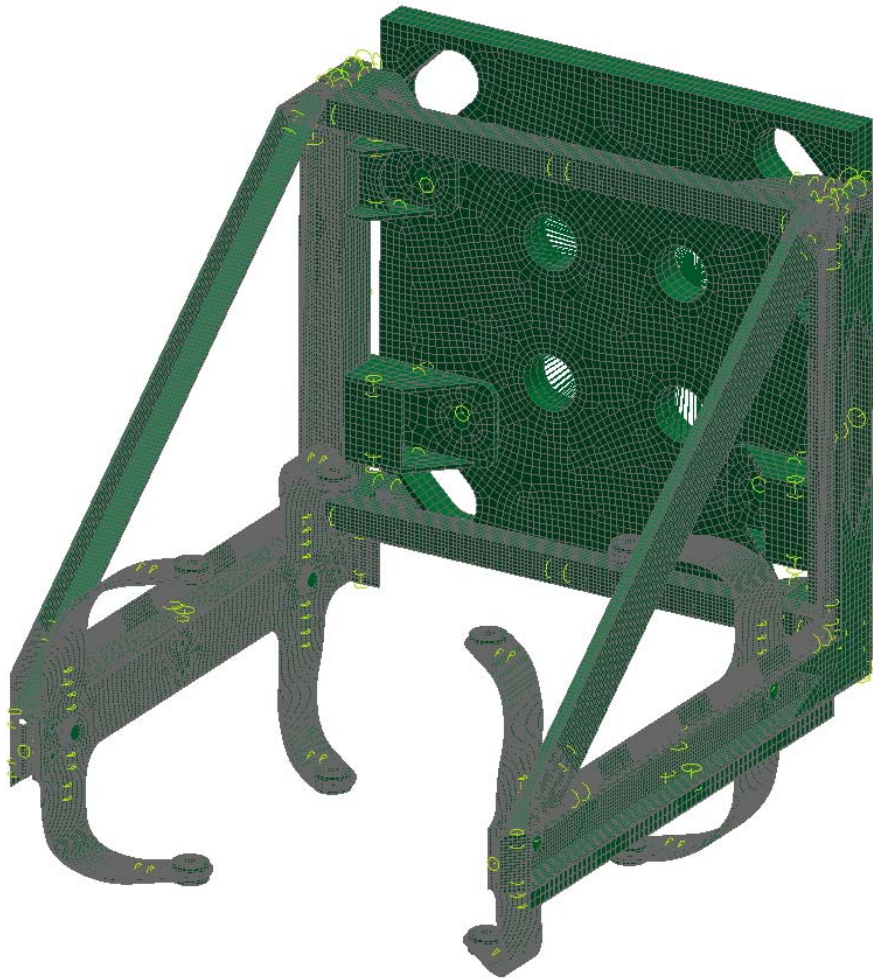


Abbildung 51: Vernetzung Rahmen, Konsole und Montageplatte

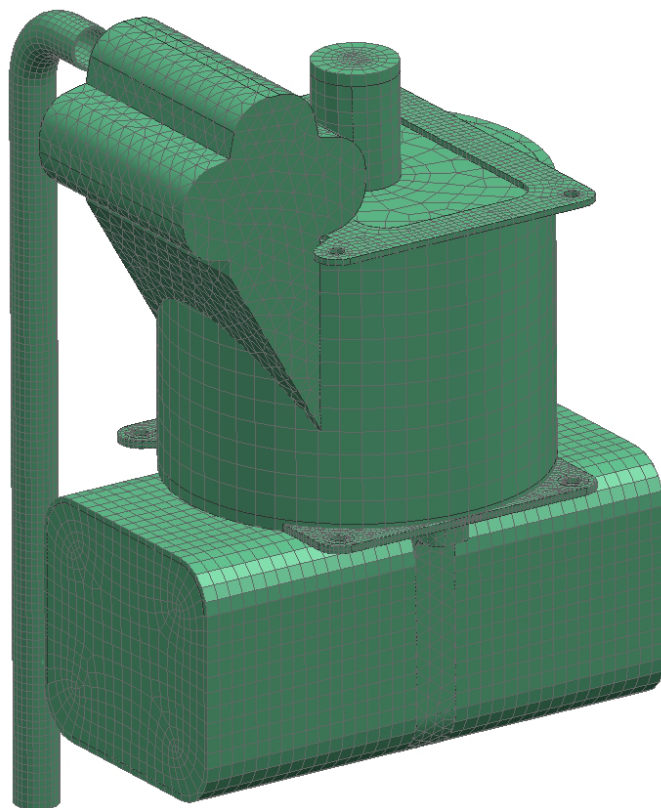


Abbildung 52: Vernetzung der verfahrenstechnischen Einheit

# C. Auswertung Simulationen

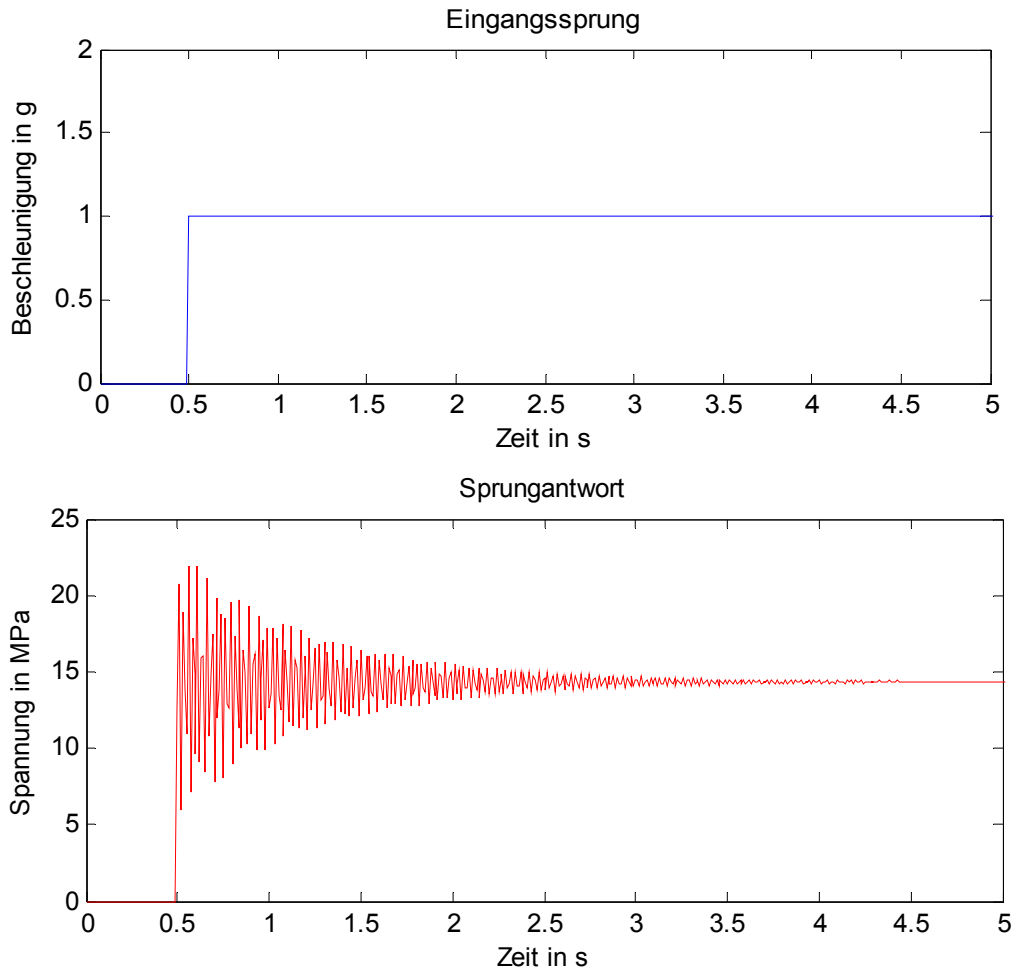


Abbildung 53: Eingangssprung und Sprungantwort

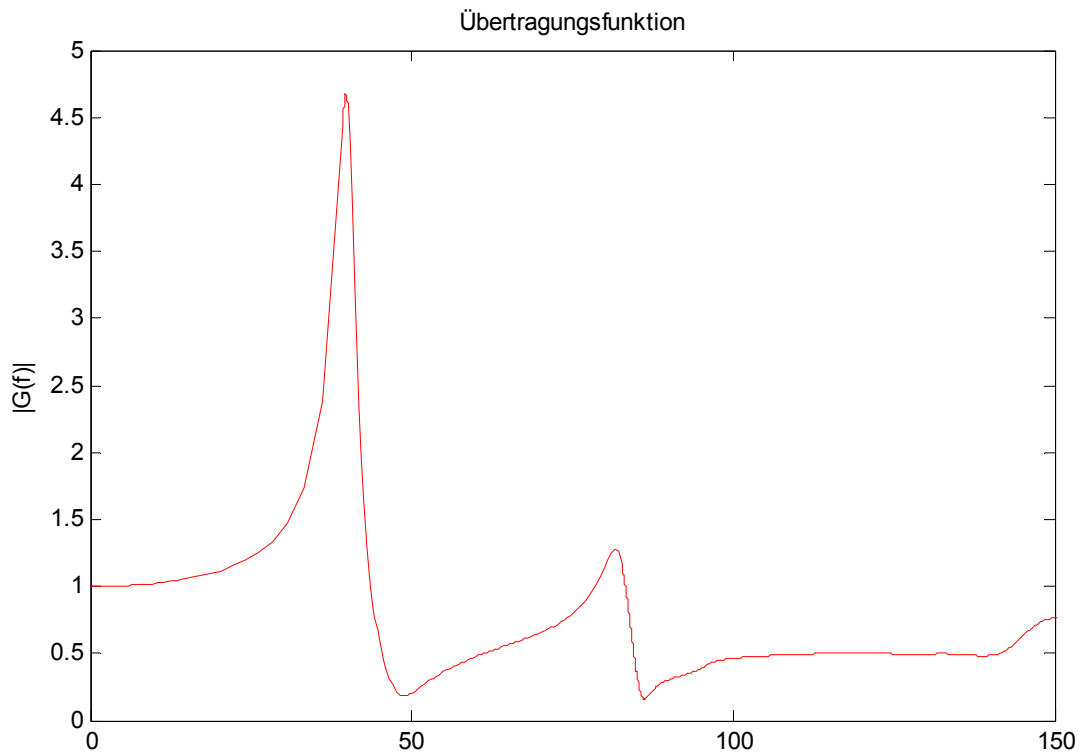


Abbildung 54: Übertragungsfunktion

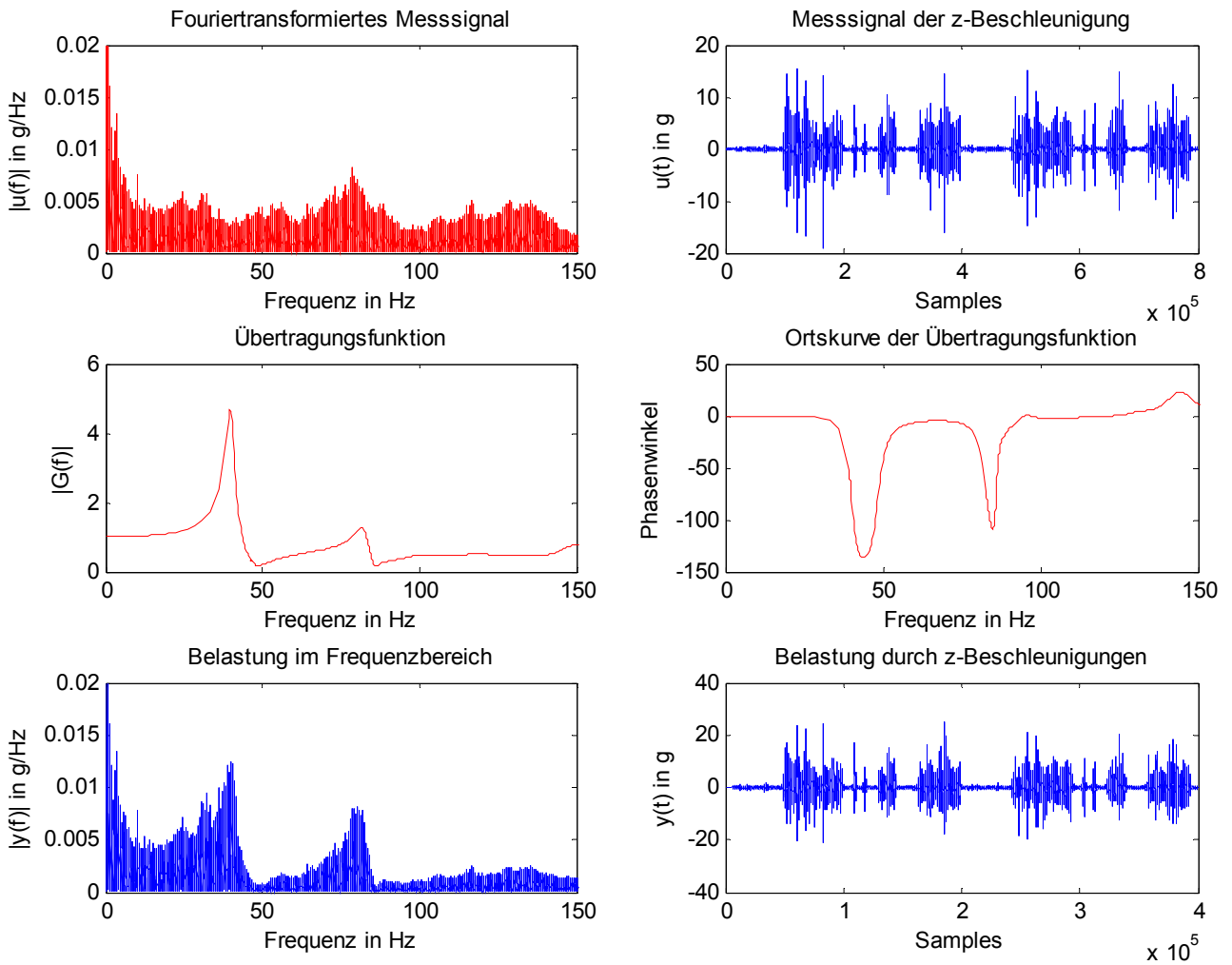


Abbildung 55: Resonanzverhalten

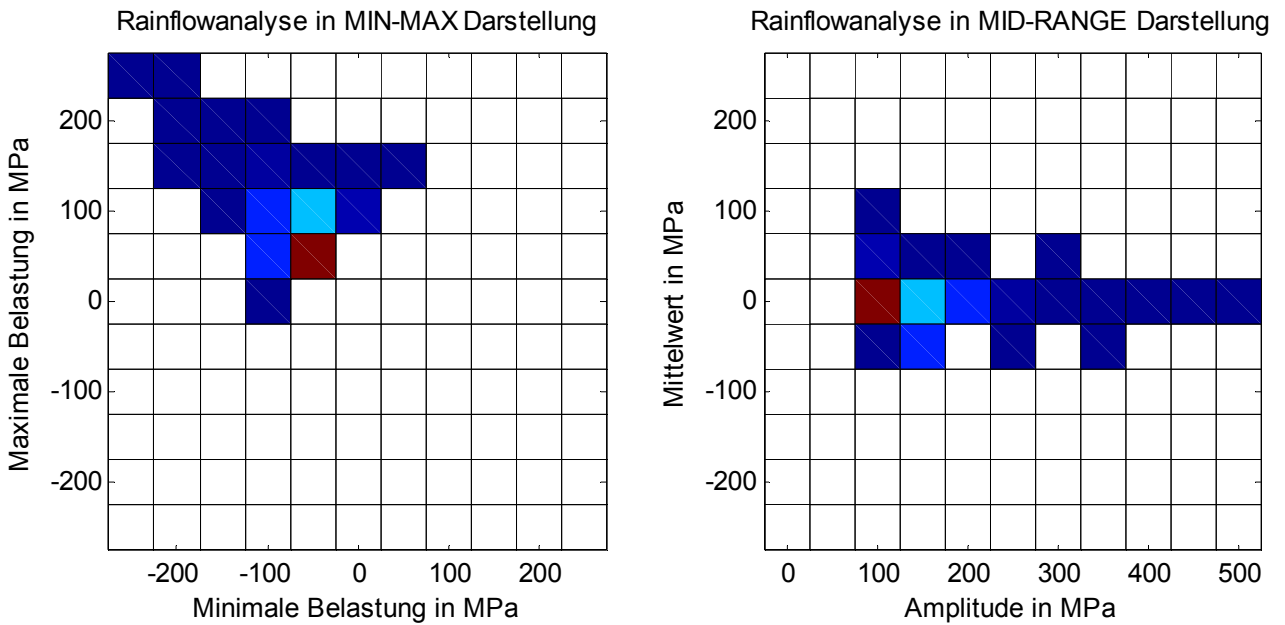


Abbildung 56: Rainflow-Analyse

## D.Analyse-Code aus MathWorks MATLAB®

```

%% Main Anfang
% Autor: Siegfried Hartiwg
% Sept - Okt 2014
% Changelog:
% 2014-09-08 Einlesen der Signale und Verarbeitung
% 2014-09-09 Filterdesign und FFT
% 2014-09-12 Grafiken der Überlagerung und Fehlerkorrekturen
% 2014-09-13 Bugfix: Ersten Frequenzeintrag der Transionsmatrix 0 gesetzt
% 2014-09-19 Implementieren der WAFO - Toolbox
% 2014-09-20 Grafische Korrektur der Rainflow - Matrizen
% 2014-09-21 Bugfixing und Parameterauslagerung

load('APU_100_kgs_BCWL.mat'); % Initiatives laden des Messsignales "Schlechtweg"
%load('APU_100_kgs_BHW2.mat'); % Alternatives Messsignal "Autobahn"
load('Trans_High_Z_Z.mat'); % Aus CAE abgeleitete Transitionsmatrix
THzz=transpose(ans);
THzz(1,1)=0;

recalc=0 % Parameter zur Durchführung der Transformation und Überlagerung
filter=0 % Parameter zur Durchführung eines Vorabfilters

if filter==1 % Butterworth-Filter zur Prüfstandsanpassung
    filterbp = fdesign.bandpass('N,F3dB1,F3dB2',20,5,150,500);
    Filter = design(filterbp,'butter');
    APUFRAZ_U = filter(Filter,APUFRAZ);
else
    APUFRAZ_U = APUFRAZ;
end

Fs = 500; % Sample-Zeit des Messsignals
u = APUFRAZ_U; % Eingangssignal
L = length(u);
NFFT = 2^(nextpow2(L)); % Nächstgelegene 2-Potenz als Fourier-Auflösung

if recalc==1
U = fft(u,NFFT)*2/L; % Fourier-Transformation
f = Fs/2*linspace(0,1,NFFT/2+1);
ft = transpose(f);
f_end=NFFT/2;
Uh = [ft(1:f_end) real(U(1:f_end)) imag(U(1:f_end))];
clear Ym;
clear Ymc;
clear Fm;
FM = zeros(f_end,1);
Ym = zeros(f_end,3);
    for n = 1:f_end
        Ti = interp1(THzz(:,1),[THzz(:,2) THzz(:,3)],Uh(n,1));
        % Komplexe Interpolation der Transitionsmatrix
        FM(n) = U(n)*(Ti(1)+Ti(2)*1i); % Komplexe Überlagerung
        Yh(n,1)=Uh(n,1);
        Yh(n,2)=real(FM(n));
        Yh(n,3)=imag(FM(n));
    end
APUFRAZ_Y=ifft(FM*L/2,NFFT/2,'symmetric'); % Rücktransformation Ausgangssignal
end

%% Grafiken

THzz_Phase = zeros(length(THzz),1); % Phase für grafische Ausgabe
for n = 1:length(THzz)
    THzz_Phase(n)=atan(THzz(n,3) ./THzz(n,2))/pi*180;
end

```

```

    if THzz(n,3)<0 && THzz(n,2)<0
        THzz_Phase(n)=THzz_Phase(n)-180;
    end
end

hold off
figure(1)
subplot(3,2,1)
plot(Uh(1:NFFT/2,1),sqrt(Uh(1:NFFT/2,2).^2+Uh(1:NFFT/2,3).^2),'r')
title('Fouriertransformiertes Messsignal')
ylabel('|u(f)| in g/Hz')
xlim([0 150])
ylim([0 0.02])
xlabel('Frequenz in Hz')
subplot(3,2,2)
plot(APUFRAZ_U(1:800000))
title('Messsignal der z-Beschleunigung')
ylabel('u(t) in g')
xlabel('Samples')
subplot(3,2,3)
plot(THzz(:,1),sqrt(THzz(:,2).^2+THzz(:,3).^2),'r')
title('Übertragungsfunktion')
ylabel('|G(f)|')
xlabel('Frequenz in Hz')
xlim([0 150])
subplot(3,2,4)
plot(THzz(:,1),THzz_Phase(:),'r')
title('Ortskurve der Übertragungsfunktion')
ylabel('Phasenwinkel')
xlabel('Frequenz in Hz')
xlim([0 150])
subplot(3,2,5)
plot(Ym(1:NFFT/2,1),sqrt(Ym(1:NFFT/2,2).^2+Ym(1:NFFT/2,3).^2))
title('Belastung im Frequenzbereich')
ylabel('|y(f)| in g/Hz')
xlim([0 150])
ylim([0 0.02])
xlabel('Frequenz in Hz')
subplot(3,2,6)
plot(APUFRAZ_Y(1:400000))
title('Belastung durch z-Beschleunigungen')
ylabel('y(t) in g')
xlabel('Samples')

%% Rainflow

Scale = 14.35; % Skalierung MPa/g
Size= 11; % Anzahl der Reihen und Spalten der Rainflow-Matrix
Absolute = 250; % Halbe Amplitudenweites

[dtp,u,tp]=dat2dtp([-Absolute Absolute Size],APUFRAZ_m.*Scale);
% Suchen der Turning - Points
RFM=dtp2rfm(dtp,Size); % Erzeugung der Rainflow - Matrix in MIN MAX Darstellung
RM=cmat2rmcmat(RFM); % Erzeugung der Rainflow - Matrix in MID Range Darstellung

% Graphischer Teil der Rainflow - Analyse
figure(2)
subplot(1,2,1)
cmatplot(u,u,RFM,3)
title('Rainflowanalyse in MIN-MAX Darstellung')
ylabel('Maximale Belastung in MPa')
xlabel('Minimale Belastung in MPa')
subplot(1,2,2)

```



```
cmatplot((u + Absolute),u,RM,3)
title('Rainflowanalyse in MID-RANGE Darstellung')
ylabel('Mittelwert in MPa')
xlabel('Amplitude in MPa')

% TODO: Automatische tabellarische Auflistung nach Klasse, Mittelwert und
Amplitude
```