

Diplomarbeit

**„Leichtbau Frontmodul
mit integrierter Einzelradaufhängung
im Nutzfahrzeug“**

von Martin Sinn

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Fischer

und bei
MAGNA Powertrain - Engineering Center Steyr GmbH & Co KG
Entwicklung Fahrzeug
St. Valentin

Betreuer:
Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz (FTG)
Dipl.-Ing. Gregor Schwarz (ECS)

FTG

St. Valentin, 08.04.2014

Diese Arbeit unterliegt der Veröffentlichungssperre bis 14.03.2016

Danksagung

Großer Dank gilt all denen, die mir die Durchführung der Diplomarbeit ermöglicht haben. An erster Stelle bedanke ich mich herzlich bei meinen Eltern Christine und Walter Sinn, die mir die Ausbildung in Graz ermöglicht haben.

Seitens der Technischen Universität Graz bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Mario Hirz am Institut für Fahrzeugtechnik für die Ratschläge und Hinweise.

Für die Unterstützung bei der Realisierung meiner Diplomarbeit im ECS danke ich den Herren Dipl.-Ing. Walter Weiler, Ing. Rudolf Bramberger, und Ing. Alois Hirsch. Bei Herrn Dipl.-Ing. Gregor Schwarz bedanke ich mich besonders für die vielseitige Unterstützung in technischen Fragen und die Betreuung meiner Diplomarbeit - durch seine Anregungen war mir auf dem Weg der Diplomarbeit sehr geholfen. Bei Herrn Dipl.-Ing. Paul Kleindl möchte ich mich für seine Hilfestellung beim Aufbau des FEM-Modells bedanken. Auch allen weiteren Mitarbeitern im ECS, die mir bei meinem Projekt zur Seite standen, bin ich sehr dankbar.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

(Unterschrift)

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

.....

(Date)

(Signature)

Abstract

This thesis deals with the front module of a lightweight frame that requires a new framework concept caused by the adaptation of an independent suspension in a heavy duty truck. By a fundamental research of available space, a suitable support structure is found taking the kinematics of the front axle into account. Care is taken that the front area defining vehicle components such as the cooler, engine and drive train have enough space and are able to meet future requirements and restrictions which result in extension.

The principal reason for the modification of the standard framework is the reduction of vehicle weight, which has significant advantages in terms of load capacity and economy for the customer. Furthermore, the truck is able to get lighter due to independent front suspension from the previous project and associate with an increasing driving comfort.

Drastic space complications required a radical transformation of the independent suspension with meeting established technical requirements that have been adapted and verified. The resulting independent suspension still leaves open variability in their arrangement and enables the development of a framework model with reasonable load transmission points. In this way, the wishbone forces result in cast iron bearing brackets and are introduced into the surface of the front sheet steel composite modules. In contrast to a conventional ladder frame with solid axle, the overall height in this case can be availed in front of the vehicle to achieve high vehicle rigidity and to enable an advantageous structure for the front underrun protection. In order to keep the costs low, bent steel plates are used, which are connected in spot welding technology.

The findings of the previous project showed that the comparison of the components of the independent suspension for rigid axle has limited significance and the appropriate surrounding frame must be taken into account. In particular, the design of the front part of the frame has a major influence on the rigidity and the resulting stresses in the housing of the front axle. The composite structure of the front module allows an individual adjustment of the components to the prevailing tensions. All in all, a moderate weight reduction is expected in relation to a corresponding front module with a rigid axle. A detailed stability calculation with an appropriate FEM software will show how the components of the front module behave in the individual load cases. A uniform stress distribution by adjusting the plate thickness offers further potential for an optimal exploitation of the lightweight potential.

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit dem Frontmodul eines Leichtbaurahmens, das durch die Adaptierung einer Einzelradaufhängung in eine Standard-Sattelzugmaschine eine Neukonzeptionierung des Rahmens erfordert. Durch eine grundlegende Bauraumuntersuchung sollte unter Berücksichtigung der Kinematik der Vorderachse eine geeignete Tragstruktur gefunden werden. Dabei sollte darauf geachtet werden, dass im Frontbereich prägende Fahrzeugkomponenten wie Kühler, Motor und Antriebstrang ausreichend Bauraum benötigen und zusätzlich durch zukünftige Anforderungen und Restriktionen Größenänderungen eintreten könnten.

Hauptmotivation der Modifikation des Standardrahmens stellte die Reduzierung des Fahrzeuggewichts dar, die für den Kunden wesentliche Vorteile hinsichtlich Zuladung und Ökonomie bringt. Des Weiteren soll durch die im Vorgängerprojekt konzipierte Einzelradaufhängung die Sattelzugmaschine leichter werden und eine Steigerung des Fahrkomforts mit einhergehen.

Einschneidende Bauraumkomplikationen erforderten eine radikale Umgestaltung der Einzelradaufhängung unter Erfüllung der festgelegten technischen Anforderungen, die entsprechend angepasst und überprüft wurden. Die resultierende Einzelradaufhängung lies noch Variabilität in ihrer Anordnung offen und ermöglichte den Aufbau eines Rahmenmodelles mit günstigen Krafteinleitungspunkten. Die Querlenkerkräfte münden in Lagerböcke aus Grauguss und werden auf diese Weise flächig in den Stahlblechverbund des Frontmoduls eingeleitet. Im Unterschied zum konventionellen Leiterrahmen mit Starrachse kann in diesem Fall die gesamte Bauhöhe im vorderen Fahrzeugbereich genützt werden, um eine hohe Fahrzeugsteifigkeit zu erzielen und eine vorteilhafte Struktur für den Unterfahrschutz zu bieten. Um die entstehenden Kosten niedrig zu halten werden vorrangig gebogene Stahlbleche verwendet, die in Punktschweißtechnik verbunden werden.

Die Erkenntnis aus dem Vorgängerprojekt zeigt, dass die bloße Gegenüberstellung der Komponenten der Einzelradaufhängung zur Starrachse eingeschränkt Aussagekraft hat und der zugehörige umliegende Rahmen miteinkalkuliert werden muss. Vor allem die Gestaltung der Frontpartie des Rahmens hat großen Einfluss auf die Steifigkeit und die resultierenden Spannungen in der Aufnahme der Vorderachse. Durch die Verbundbauweise des Frontmoduls wird eine individuelle Anpassung der einzelnen Komponenten an die vorherrschenden Spannungen erleichtert. Unter dem Strich wird in dieser Ausführung ein moderater Gewichtsvorteil in Relation zu einem entsprechenden Frontmodul mit Starrachse erwartet. Eine genaue Festigkeitsrechnung mit einer geeigneten FEM-Software wird zeigen, wie sich die Bauteile des Frontmoduls in den einzelnen Lastfällen verhalten und gegebenenfalls durch Anpassung der Blechstärke eine gleichmäßige Spannungsverteilung für eine optimale Ausschöpfung des Leichtbaupotentials erreicht werden kann.

Inhalt

Abkürzungen	viii
Symbole	ix
1 Einleitung.....	1
2 Ausgangssituation	2
2.1 Vorgängerprojekte	2
2.2 Anforderungen und Spezialisierungen	3
3 Recherche.....	5
3.1 Fahrzeugtechnische Grundlagen.....	5
3.1.1 Achsgeometrie.....	5
3.1.2 Fahrzeugrahmen.....	9
3.1.3 Frontunterfahrschutz	11
3.2 Ausgeführte Konstruktionen im Nutzfahrzeug	13
3.2.1 VOLVO-Einzelradaufhängung	13
3.2.2 ZF-Einzelradaufhängung	14
3.3 Leichtbautechnik im Nutzfahrzeug.....	14
3.4 Innovative Komponenten.....	17
3.4.1 Luftfederung TrelleborgVibracoustic <i>aircruisebionics</i>	17
3.4.2 Zahnstangenlenkung	18
4 Adaptierungen am Ausgangsprojekt.....	20
4.1 Problemdarstellung und Änderungen	20
4.2 Modifikation der bestehenden Einzelradaufhängung.....	21
4.2.1 Systematische Änderungen am Bauraum	21
4.2.2 Auslegung Luftfeder und Dämpfer	25
4.2.3 Berechnung der Kräfte	27
4.2.4 Vorauslegung der Lagerstellen	33
4.2.5 Überprüfung der Kinematik.....	37
5 Frontmodul des Leichtbaurahmens	40
5.1 Konzeptfindung	40
5.1.1 Bauraumuntersuchung.....	40
5.1.2 Kräftesituation.....	42

5.1.3	Entwicklungsschritte	45
5.2	Ausgeführte Konstruktion	50
5.3	Komponenten des Frontmoduls.....	50
5.3.1	Vorderer Lagerträger (1)	52
5.3.2	Hinterer Lagerträger (2)	52
5.3.3	Vorderer Querträger (3)	52
5.3.4	Hinterer Querträger (4)	52
5.3.5	Lasche Längsträger unten (5)	52
5.3.6	Längsträger unten (6)	52
5.3.7	Längsstütze hinter Unterfahrschutz (7).....	53
5.3.8	Längsträger oben (8)	53
5.3.9	Vertikalstrebe Fahrerhauslager (9).....	54
5.3.10	Querträger Fahrerhauslager (10)	54
5.3.11	Querträgerversteifung Fahrerhauslager (11)	54
5.3.12	Unterfahrschutz (12)	54
5.3.13	Oberes Übergangsblech (13).....	54
5.3.14	Unteres Übergangsblech (14).....	54
5.3.15	Frontmodul-Stehblech (15)	55
5.3.16	Luftfederstütze innen (16).....	55
5.3.17	Luftfederstütze außen (17).....	55
5.3.18	Motorlagerstützblech (18).....	56
5.3.19	Verstärkungsblech unterer Längsträger (19).....	56
5.3.20	Catwalk (20).....	56
5.3.21	Kühlerquerträger (21).....	56
5.3.22	Konsole für Abschleppvorrichtung (22).....	56
5.4	Gesamtmodell Frontmodul	57
5.4.1	Werkstoffwahl	61
5.4.2	Bauteilliste	63
5.4.3	Montage des Frontmoduls	64
6	FE-Berechnung	67
6.1	Modellbildung	67
6.2	Lastfälle	71
6.2.1	Schlaglochdurchfahrt.....	71
6.2.2	Torsion.....	71
6.2.3	Kurvenfahrt.....	72

6.3	Ergebnisse der FE-Berechnung.....	72
6.3.1	Schlaglochdurchfahrt.....	73
6.3.2	Torsion.....	74
6.3.3	Kurvenfahrt.....	75
7	Diskussion und Bewertung.....	76
7.1	Nutzen	76
7.2	Gewichtsvergleich	76
7.2.1	Achsgewicht.....	76
7.2.2	Rahmengewicht.....	78
8	Zusammenfassung.....	81
9	Ausblick.....	83
	Abbildungsverzeichnis.....	I
	Tabellenverzeichnis	IV
	Literaturverzeichnis.....	V

Abkürzungen

ANSA	Automatic Net generation for Structural Analysis
AST	Achsschenkelträger
CAD	Computer Aided Design
CATIA	Computer Aided Three-Dimensional Interactive Application
ECE.....	Economic Commission for Europe
ECS.....	Engineering Center Steyr, Engineering Center Steyr
ERA.....	Einzelradaufhängung, Einzelradaufhängung
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
FUPS	Front Underride Protection System
GVW	Gross Vehicle Weight
iHSA®	intelligent Hydraulic Steering Assist®
Lkw.....	Lastkraftwagen
LWTF	Light Weight Truck Frame
NASTRAN	Nasa Structural Analysis System
Nfz.....	Nutzfahrzeug
OEM.....	Original Equipment Manufacturer
Pkw	Personenkraftwagen
RBE2.....	Rigid Body Element, Form 2
RBE3.....	Interpolation Constraint Element

Symbole

s	Spurweite	[m]
γ	Sturzwinkel	[°]
δ	Spreizungswinkel	[°]
R_0	Lenkrollradius	[m]
α	Lenkeinschlag	[°]
β	Lenkeinschlag (Schwenkwinkel) des inneren Rades	[°]
δ	Spurdifferenzwinkel	[°]
i	Übersetzungsverhältnis Luftfeder zum Radhub	
m_{VA}	anteilige Aufbaumasse an der Vorderachse	[kg]
m_U	ungefederte Massen	[kg]
F_R	Radaufstandskraft	[N]
F_F	Kraft auf die Luftfeder	[N]
f_A	Vorderachsfrequenz	[Hz]
i_D	Übersetzung Dämpfer	
v	Geschwindigkeit	[m/s]
m_A	halbe Achslast	[kg]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
a b c d e f	Abstände an der Einzelradaufhängung laut Skizze 4.14	[mm]
A B C D E F R	Kräfte laut Skizze 4.14	[N]
$\sum F_y$	Summe der Kräfte in y-Richtung	[N]
$\sum F_z$	Summe der Kräfte in z-Richtung	[N]
$\sum M_W$	Summe der Momente um Punkt W	[Nm]

R_x	Kräfte laut Skizze 4.15	[N]
R_y		
R_z		
A_{1x}		
A_{1y}		
A_{2x}		
A_{2y}		
B_{1x}		
B_{1y}		
B_{2x}		
B_{2y}		
C_x		
C_y		
D_x		
D_y		
F		
S	Spannungsmatrix	
σ_{xx}	Normalspannung in x-Richtung	[N/mm ²]
σ_{yy}	Normalspannung in y-Richtung	[N/mm ²]
σ_{zz}	Normalspannung in z-Richtung	[N/mm ²]
τ_{xy}	Schubspannung in der xy-Ebene	[N/mm ²]
τ_{xz}	Schubspannung in der xz-Ebene	[N/mm ²]
τ_{yz}	Schubspannung in der yz-Ebene	[N/mm ²]
σ_V	Vergleichsspannung	[N/mm ²]

1 Einleitung

Der Güterverkehr auf der Straße wächst stets und eine Zunahme in den nächsten 20 Jahren um mehr als 30% wird prognostiziert. Dahingehend bemühen sich Nutzfahrzeughersteller den Transport effizienter zu gestalten und die Belastung für die Umwelt einzuschränken. Wird von 100% Kraftstoffenergie ausgegangen, so wird der Wirkungsgrad des Fahrzeuges vom Motor und dessen Verlusten dominiert, aber auch die Fahrwiderstände stellen einen wesentlichen Anteil in der Energiebilanz dar. Da für die Fahrwiderstände die Fahrzeugmasse eine bestimmende Größe ist, kann diese durch Verringerung einen großen Einfluss auf den Fahrzeugwirkungsgrad ausüben. Das Thema Leichtbau bestimmt somit zukünftige Überlegungen der Fahrzeuggestaltung immer mehr, um das Eigengewicht zugunsten der Nutzlast zu senken.

Bislang unterliegt der Rahmenaufbau eines konventionellen Lastkraftwagens nur wenigen Änderungen im Laufe der letzten Jahrzehnte. Der typische Leiterraum in C-Profilbauweise hat sich weitgehend durchgesetzt, lässt aber nur bedingt grundlegende Veränderungen im Aufbau und der Bauweise zu. Mit der Idee und Umsetzung des Leichtbaurahmens in Flächenbauweise können grundsätzlich einfacher strukturelle Änderungen am Rahmen vorgenommen und auch der Bauraum besser ausgenutzt werden. Darüber hinaus kann mit dem Leichtbaukonzept eine Gewichtsreduktion um 30 Prozent im Vergleich mit einem vergleichbaren Leiterraum erreicht werden.

Durch den modularen Aufbau des Leichtbaurahmens kann am vorderen Modul das System der Starrachse einfach durch eine Einzelradaufhängung an der Vorderachse ersetzt werden, ohne Heckmodul und Mittelmodul zu verändern. Die Umsetzung einer Einzelradaufhängung hat das Potential den Rahmen nochmals leichter zu gestalten, was im Vorgängerprojekt begonnen wurde zu überprüfen [1]. Die Einzelradaufhängung erfordert ein neues Tragwerk zur Lagerung am Rahmen, da die Krafteinleitungspunkte sich grundlegend von jenen einer Starrachs-Aufhängung unterscheiden. Die tiefe Bauweise erweist sich aber für die Anbindung am benachbarten Mittelmodul und dem vorderen Unterfahrschutz als sehr vorteilig. Die Auswahl des geeigneten Systems der Einzelradaufhängung sowie deren Auslegung und Bewertung wurden bereits im vorangegangenen Projekt durchgeführt. Erst durch die vollständige Konzeptionierung und Ausführung eines kompatiblen Frontmodulrahmens wird eine Gegenüberstellung zu einem Standardmodell mit Starrachse ermöglicht. Wie erwiesen wurde lässt sich zwar die Masse der Radaufhängung selbst durch das Einzelradaufhängungssystem enorm verringern, aber das entsprechende Rahmen-Modul ist im Vergleich zum Starrachs-System um einiges schwerer. Da das Rahmenmodul in diesem Entwicklungsstadium noch nicht komplett war und nach vorne hin keine Querverbindung und kein Frontend aufwies, konnte noch kein aussagekräftiges und vergleichbares Ergebnis des Frontmodulgewichts vorliegen.

Im Zuge der vorliegenden Arbeit sollte der vollständige Entwurf des vorderen Rahmenmoduls für die Einzelradaufhängung durchgeführt werden, um deren Realisierbarkeit zu überprüfen. Die positiven Fahreigenschaften der Einzelradaufhängung sollten genutzt werden können, ohne das Eigengewicht des Fahrzeuges zu erhöhen, sondern sogar einen weiteren Gewichtsvorteil zu erzielen.

2 Ausgangssituation

2.1 Vorgängerprojekte

Bereits in vorangegangenen Projekten und Diplomarbeiten wurde auf die Änderung des konventionellen Leiterraumens einer Sattelzugmaschine eingegangen [1] [2]. Begonnen wurde mit der Grundidee, den Rahmen eines Nutzfahrzeuges durch Gewichtsreduzierung zu revolutionieren, ohne die wesentlichen Komponenten wie Fahrwerk, Fahrerhaus, Motor und Antriebsstrang abzuändern.

Im Anfangsstadium des Projektes Leichtbaurahmen stand der Ersatz des herkömmlichen C-Profil-Rahmens durch eine flächenbetonte Tragstruktur, die leichter ist und trotzdem den gleichen Belastungen des Fahrzeuges standhält. Nach einigen Entwicklungsstufen profilierte sich die Lösung des Monocoques, welches durch die enorme Bauhöhe und den großen Hohlraum in der Mitte geprägt ist. Die Ausnützung des zur Verfügung stehenden Bauraumes liefert durch die vertikale Ausdehnung des Rahmens ein relativ biegesteifes Fahrzeugmodell, das positive Fahreigenschaften hervorruft. Die größten Veränderungen sind in der Fahrzeugmitte erkennbar, da an dieser Stelle die Rahmenstruktur bis zum Fahrzeugunterboden gezogen werden kann, wie in Abbildung 2.1 zu sehen ist. Der resultierende Freiraum dazwischen kann als Tankvolumen herangezogen werden, wobei die Kardanwelle berücksichtigt werden muss. Im Bereich der beiden Achsen bleibt nur wenig Änderungspotential, da durch die Starrachsausführung der Bauraum relativ stark begrenzt ist. Das Monocoque ist in vier Hauptmodule unterteilt und bietet damit den Vorteil des Baukastensystems für verschiedene Fahrzeugkombinationen.



Abbildung 2.1: Nutzfahrzeug Leichtbaurahmen [3]

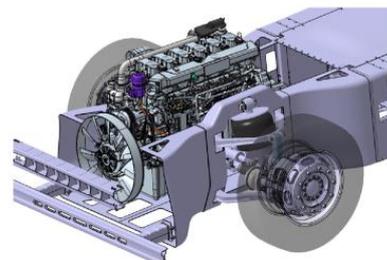


Abbildung 2.2: Einzelradaufhängung im Nutzfahrzeug [1]

In weiterer Folge wurde auch eine Variante des Fahrzeuges mit Einzelradaufhängung an der Vorderachse, erkennbar in Abbildung 2.2, in Betracht gezogen und überprüft. Aufgrund der Modularität wird nur das Starrachs-Frontmodul entfernt und durch ein Modul mit Einzelradaufhängung ersetzt. Aus dem Vorgängerprojekt resultiert eine Einzelradaufhängung in Doppelquerlenkerbauweise mit Achsschenkelträger, die unter mehreren Varianten die größten Vorteile aufweist. Die Auswahl der Variante erfolgte mittels Bewertungsmatrix, wobei das Hauptaugenmerk auf das Gewicht, den Fahrkomfort und die Lebensdauer gelegt wurde. Die Komponenten des Fahrwerks wurden entsprechend den vorliegenden Lastfällen ausgelegt und mittels FE-Tool nachgerechnet. Das dazugehörige Frontmodul wurde ebenfalls konzipiert, wobei aber nur die unmittelbare belastete Umgebung des Fahrwerks berücksichtigt wurde und auf Details wie Motorlager, Querträger und Frontend verzichtet wurde. Ein weiterer Konfliktpunkt ist der

vorgeschriebene Mindestabstand zum Motor. Aufgrund des geringen Bauraumes zwischen den beiden Federbein-Domen musste die Rahmenstruktur noch geändert werden.

2.2 Anforderungen und Spezialisierungen

Die Basis bildet eine Sattelzugmaschine des Typs 4x2 mit nicht angetriebener Vorderachse, wobei im Fahrzeug der Lightweight Truck Frame verbaut ist.

Nach wie vor gelten dieselben Anforderungen an das Fahrzeug und die Auslegungskriterien der Einzelradaufhängung, wie sie im Vorgängerprojekt [1] festgelegt wurden.

Tabelle 2-1: Kinematikeigenschaften der ERA

Spezifikation	Wert	Einheit
Maximaler Radlenkeinschlag innen	48	°
Spreizung	8	°
Nachlauf	3	°
Sturz in neutraler Lage	0	°
Lenkrollhalbmesser	50	mm
Aus-/Einfederweg aus GVW-Lage	-120/+85mm	mm

Als Lenksystem ist eine Zahnstangenlenkung vorgesehen. Dabei wurde im Vorgängerprojekt das Modell Servoline-Linearlenkung von ZF präferiert, das eine mechanische Zahnstange mit einem separaten hydraulischen Kolben besitzt.

Da die vorhandenen Projekte und Teilsysteme im 3-D Konstruktionsprogramm CATIA V5 R19 von Dassault Systems [4] vorliegen, sollte auch weiterhin dieses Programm für die Realisierung des Frontmoduls genützt werden.

Die Grundlage für den Aufbau des Frontmoduls bildet die erstellte Kinematik der Vorderachse, die bei nur geringfügigen Änderungen zum größten Teil erhalten werden kann.

Da der Leichtbaurahmen für alle OEMs ohne größere Adaption ausgelegt werden soll, ist darauf geachtet worden, dass bei der Konzeptionierung keine Einschränkungen selbst auferlegt wurden und somit Lösungswege ausgeschlossen werden mussten. Im Laufe der Auslegungsphase wurde beispielsweise versucht, verschiedene Motorvarianten einzubauen, die einen entsprechenden Freiraum inklusive dem Mindestabstand erfordern, und durch diverse Rahmenbauteile nicht behindert werden dürfen.

Das bestehende Modell des Leichtbaurahmens und die ausgearbeitete Einzelradaufhängung sind Grundlage für diese Arbeit. Durch Maßnahmen der Anpassung sollten die beiden Teilsysteme miteinander vereint werden.

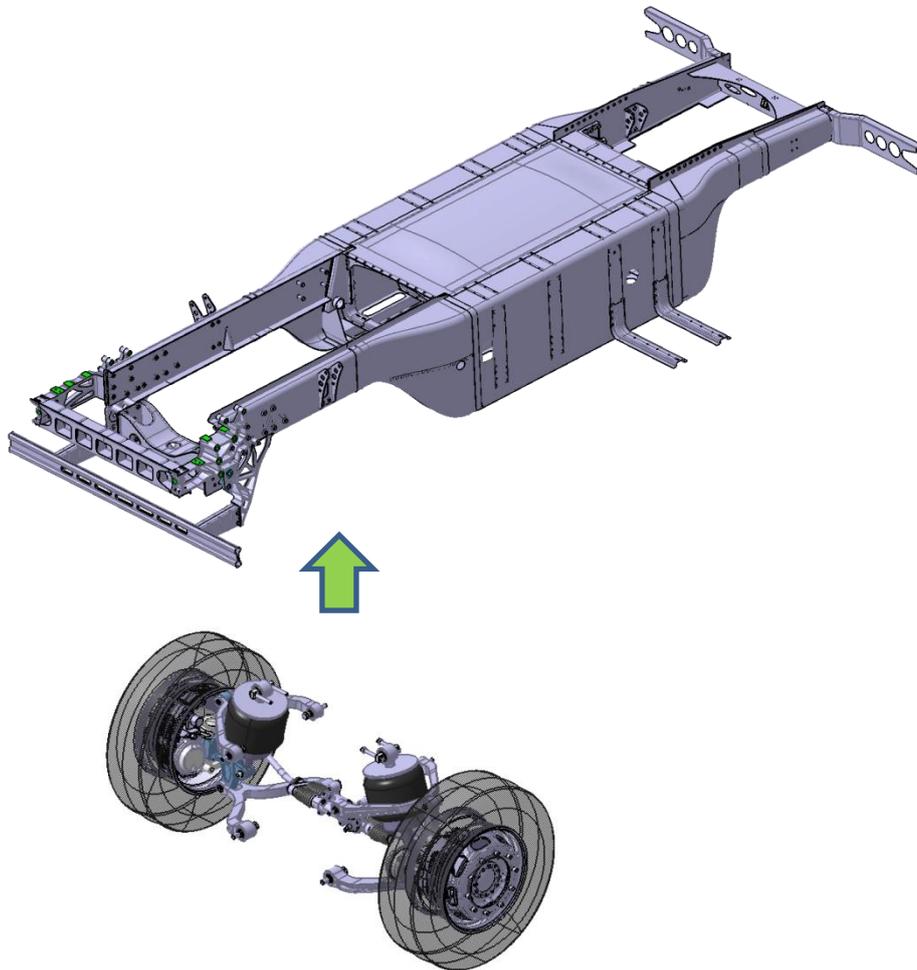


Abbildung 2.3: Integration der ERA in den Leichtbaurahmen

Die Aufgabe bestand nun darin, eine Konstruktion für das Einzelrad-Frontmodul zu finden, die alle erfassten technischen Anforderungen bezüglich Kinematik nach wie vor zu erfüllen im Stande ist, alle umliegenden Bauteile und deren Kräfte aufnimmt, und dem Leichtbaukonzept des übrigen Rahmens gerecht wird.

Im Übrigen sollte eine Alternative zum Starrachs-Frontmodul geschaffen werden, die durch den modularen Aufbau relativ einfach ersetzt werden kann. Zu überprüfen war, ob neben dem Komfortgewinn auch etwaige Material- und Gewichtseinsparungen ein gesteigertes Kundeninteresse erwecken können.

3 Recherche

3.1 Fahrzeugtechnische Grundlagen

3.1.1 Achsgeometrie

Durch Einstellung der Parameter an der Vorderachsgeometrie werden die Fahreigenschaften und das Fahrverhalten maßgeblich beeinflusst.

Um auf die Eigenschaften der Vorderachsgeometrie einzugehen, werden die wichtigsten davon in diesem Kapitel erläutert.

3.1.1.1 Spurweite

Für jede Achse lässt sich eine eigene Spurweite s bestimmen. Sie wird zwischen den Mittelebenen der beiden Räder einer Achse gemessen. [5]

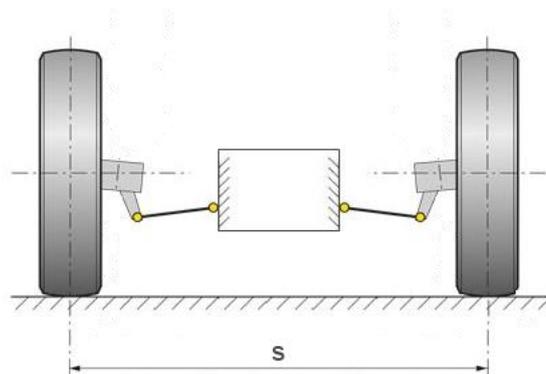


Abbildung 3.1: Spurweite [5]

3.1.1.2 Sturz

Die Neigung zwischen Radmittelebene und der Senkrechten zur Fahrbahnoberfläche wird als Sturz bezeichnet. In Abbildung 3.2 sind die beiden Extremfälle des Sturzwinkels dargestellt, wobei im Fall 1 ein positiver Sturz und in Fall 2 ein negativer Sturz vorliegt.

1. Positiver Sturz: Ein positiver Sturz ($\gamma > 0^\circ$) an der Vorderachse bewirkt einen verbesserten Geradeauslauf und verkleinert den Lenkrollradius. Nachteilig sind jedoch eine Verringerung der Seitenführungskräfte und ein erhöhter Reifenverschleiß der äußeren Lauffläche.
2. Negativer Sturz: Ein negativer Sturz ($\gamma < 0^\circ$) vergrößert den Lenkrollradius und verbessert die Seitenführung bei Kurvenfahrt. Der Nachteil ist allerdings ein erhöhter Reifenverschleiß der inneren Lauffläche.

Der Sturz bei Rädern an Nfz-Achsen ist gering positiv oder Null. Vorderachsen werden meist mit positiven Sturzwinkeln ausgelegt ($\gamma \approx 1^\circ$). Bei Belastung der Vorderachse wird dann der Sturz eher neutral ($\gamma = 0^\circ$). Der Reifenverschleiß bleibt gering. [5]

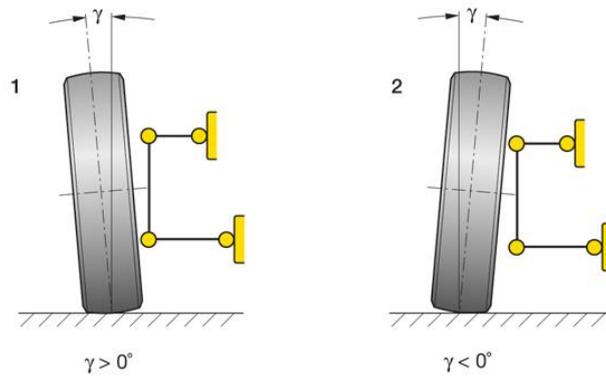


Abbildung 3.2: Sturzwinkel [5]

3.1.1.3 Spreizung

Als Spreizung wird die Neigung zwischen Lenkachse und der Senkrechten zur Fahrbahn bezeichnet. Der Spreizungswinkel δ wird in Grad angegeben.

Die Spreizung sorgt bei einem positiven Lenkrollradius für das gewünschte Rückstellmoment beim Einschlagen der Räder, da der vordere Teil des Fahrzeugs gegen die Gewichtskraft angehoben werden muss. Dieses Rückstellmoment gewährleistet den Geradeauslauf des Fahrzeugs und verhindert ebenfalls das Flattern der Räder. Der Spreizungswinkel δ liegt üblicherweise zwischen 5° und 10° . [5]

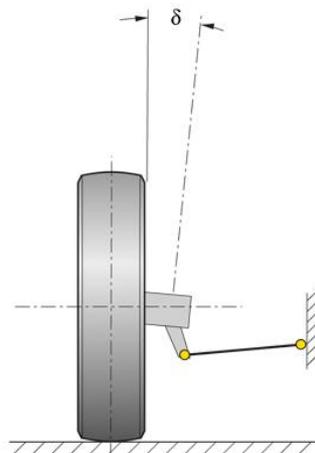


Abbildung 3.3: Spreizung [5]

3.1.1.4 Lenkrollradius

Unter dem Lenkrollradius R_0 versteht man den seitlichen Abstand zwischen dem Radaufstandspunkt und dem Durchstoßpunkt der Lenkachse auf der Fahrbahn. Er bildet einen Hebelarm zur Lenkachse, an dem die Umfangskräfte des Rades (Reibungs- und Bremskräfte) angreifen. Der Lenkrollradius beeinflusst das Rückstellmoment beim Auftreten von Längskräften der Lenkung.

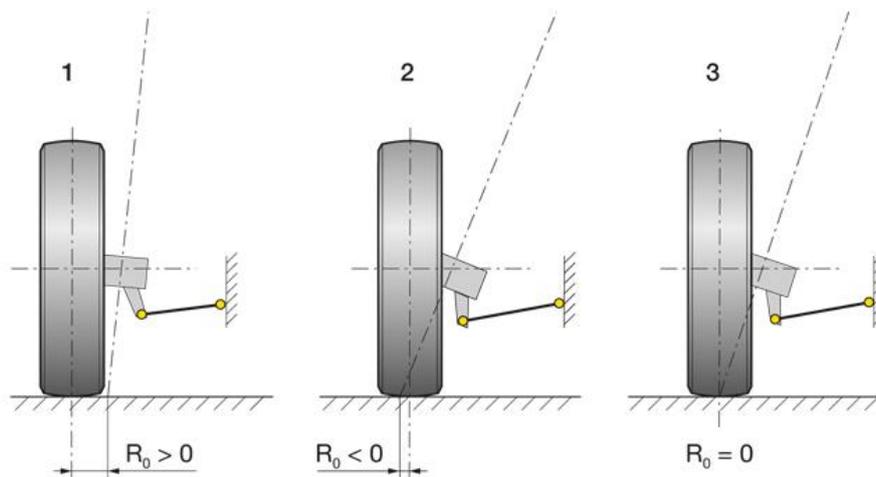


Abbildung 3.4: Lenkrollradius [5]

In Abbildung 3.4 sind drei signifikante Werte des Lenkrollradius dargestellt, die sich folgendermaßen äußern:

- **Positiver Lenkrollradius:** Beim positiven Lenkrollradius ($R_0 > 0$) liegt der Durchstoßpunkt der Lenkachse auf der Fahrbahn innerhalb der Spurweite. Auf unterschiedlich griffigen Fahrbahnoberflächen schwenkt das besser haftende Rad beim Bremsen nach außen, das Fahrzeug neigt zum Schiefziehen. Kleine positive Werte für den Lenkrollradius begrenzen die Lenkkräfte und die Flatterneigung des Rades. Das Rückstellmoment vergrößert sich beim rollenden (nicht angetriebenen) Rad mit positiven Werten; beim angetriebenen Rad verringert es die Rückstellung. Im Nutzfahrzeug sind positive Lenkrollradien üblich. Der untere Gelenkpunkt der Lenkachse liegt sehr weit innen.
- **Negativer Lenkrollradius:** Ein negativer Lenkrollradius ($R_0 < 0$) ist vorhanden, wenn der Durchstoßpunkt der Lenkachse auf der Fahrbahn außerhalb der Spurweite liegt. Das besser haftende Rad auf unterschiedlich griffigem Untergrund schwenkt beim Bremsen nach innen, das Fahrzeug wird gegen die Drehrichtung des möglichen Ausbrechens stabilisiert. Auch bei einem Reifenplatzer an der Vorderachse wird so das Fahrzeug sicher auf der Spur gehalten.
- **Lenkrollradius Null:** Ist der Lenkrollradius Null ($R_0 = 0$), dann liegt der Durchstoßpunkt der Lenkachse genau im Radaufstandspunkt, um den das gelenkte Rad schwenkt. Die Lenkkräfte sind durch die erhebliche Reibung sehr groß. Das gebremste Rad wird wie beim positiven Lenkrollradius nach außen geschwenkt, allerdings mit geringerem Drehmoment. [5]

3.1.1.5 Nachlauf

Der Nachlauf oder Nachlaufwinkel wird positiv in Grad angegeben, wenn sich die Schwenkachse der Lenkung in Fahrtrichtung nach hinten neigt. Der Durchstoßpunkt der Lenkachse liegt dann vor dem Radaufstandspunkt und man spricht von positivem Nachlauf. Liegt er dahinter, handelt es sich um einen negativen Nachlauf (Vorlauf). Als Nachlaufstrecke wird der Abstand zwischen dem Durchstoßpunkt der Lenkachse auf der Fahrbahn und dem Radaufstandspunkt gemessen. Die Nachlaufstrecke wird analog ebenfalls positiv oder negativ angegeben. Durch positiven Nachlauf wird das Rad gezogen. Es läuft nach und stabilisiert sich dadurch. Großer Nachlauf bewirkt guten Geradeauslauf und gute Lenkungsrückstellung. [5]

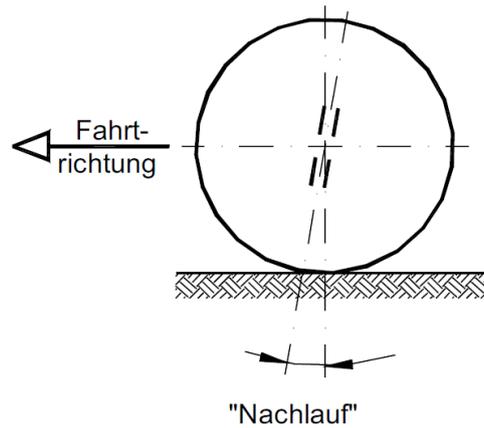


Abbildung 3.5: Nachlauf [6]

3.1.1.6 Spurdifferenzwinkel

Bei Kurvenfahrt rollt das innere Rad auf einem kleineren Radius ab als das kurvenäußere Rad. Die Schwenkwinkel müssen unterschiedlich groß sein, damit die Reifen nicht schräg über die Fahrbahn rollen und stärker als nötig verschleifen. Im Idealfall treffen alle Verlängerungen der Radachsen in einem Punkt zusammen. Dieser Zustand wird als Erfüllung der Ackermann-Bedingung bezeichnet. Der Spurdifferenzwinkel δ ist der Winkel, um den das kurveninnere Rad gegenüber dem kurvenäußeren stärker eingeschlagen ist. [5]

In Abbildung 3.6 ist die Ackermann-Bedingung erfüllt und es sind folgende Winkel eingezeichnet:

- α Lenkeinschlag (Schwenkwinkel) des äußeren Rades
- β Lenkeinschlag (Schwenkwinkel) des inneren Rades
- δ Spurdifferenzwinkel

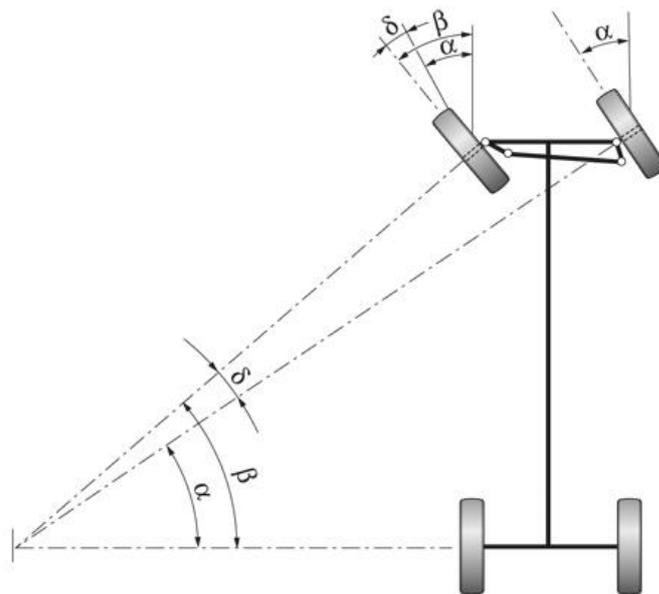


Abbildung 3.6: Spurdifferenzwinkel unter Ackermann-Bedingung [5]

3.1.2 Fahrzeugrahmen

Bei der Suche nach vergleichbaren Tragwerken für Einzelradaufhängungen im schweren Nutzfahrzeugbereich sind nur wenige Alternativen greifbar; diese zeigen jedoch einen Weg, wie ein Rahmenkonzept für die Aufnahme einer Einzelradaufhängung gestaltet werden kann.

3.1.2.1 Kasten-Gurtbauweise

Das System der Kasten-Gurtbauweise von Mercedes weist einen getrennten Ober- und Untergurt auf, die durch einzelne Stegbleche verbunden sind. Auffällig sind noch die Querträgerbleche der Federdome, in Abbildung 3.7 (30) erkennbar, unter dem Motor durch. Diese verbinden beide Fahrzeughälften miteinander und stützen das eingeleitete Moment durch die Federkräfte.

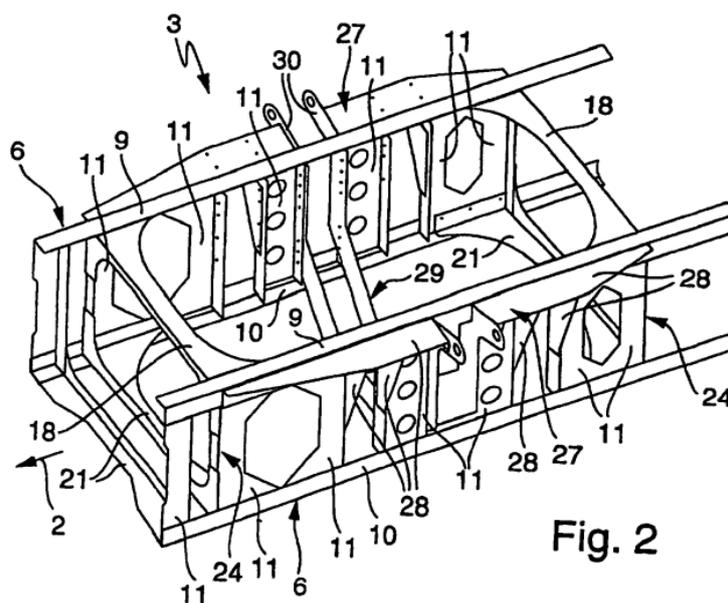


Abbildung 3.7: Rahmenmodul zur Aufnahme einer Einzelradaufhängung [7]

3.1.2.2 Tragstruktur für schwere Nutzfahrzeuge

Während bei Bussen und leichteren Nutzfahrzeugen die Einzelradaufhängung der gelenkten Räder seit einiger Zeit verfügbar ist, stellt die Übertragung auf die schwere Klasse der Nutzfahrzeuge eine besondere Herausforderung dar. Einerseits sind entsprechend hohe Achslasten zu bewältigen, andererseits schränkt das vorne liegende Antriebsaggregat den zur Verfügung stehenden Bauraum deutlich ein. Die Vorzüge einer Einzelradaufhängung rechtfertigen jedoch generell die Entwicklung neuer Tragrahmenkonzepte. Das herkömmliche Leiterrahmen-Prinzip lässt zwar hinreichend Spielraum für variable Aufbauten und beliebige Starrachsenanordnungen, aber in Hinblick auf die Einzelradaufhängung ist der Leiterrahmen nicht optimal für die Lastaufnahme und erfordert zusätzliche Strukturkomponenten. Die von Thyssen-Krupp Automotive Systems verwendete Lenkachse mit Einzelradaufhängung basiert auf dem Doppelquerlenker-Prinzip. Mithilfe einer Bauraumanalyse und einer Topologieoptimierung wurde in mehreren Rechenschritten die erforderliche Rahmenstruktur gefunden. Das so gewonnene Konzept weist einige Neuerungen auf, die die Tragstruktur von den bekannten Ausführungen des Lkw-Rahmens abheben. Die untere Teilstruktur übernimmt dabei einen wesentlichen Anteil. Bedingt durch die vorgegebene Höhe der

Krafteinleitung im Pkw-Crash-Fall ergibt sich ein Lastpfad, welcher in geeigneter Weise in die Hauptrahmenstruktur überzuleiten ist. Wenn in klassischer Manier, wie in Abbildung 3.8 dargestellt, die Crash-Box durch einen massiven Knotenpunkt unmittelbar an den Längsträger angeschlossen wird, ist zwangsläufig ein entsprechender Hebelarm vorhanden. Dieser ruft eine beachtliche Biegebeanspruchung hervor und erfordert einen massiven Bauteil. [8]

Beim Aufbau des Konzeptes von Thyssen-Krupp Automotive Systems in Abbildung 3.9 kann der konventionelle C-Profil-Rahmen mit der erweiterten Tragstruktur für die Vorderachse erahnt werden. Ohne die zusätzlichen Strukturkomponenten im unteren Bereich können Radaufhängungskomponenten, wie der untere Querlenker nicht angebunden werden. Durch die Trennung der Federungs- und Dämpfungselemente können eine optimierte Bauraumnutzung und eine verbesserte Lastverteilung erzielt werden. Die niedrige Bauweise bis an den Fahrzeugboden erlaubt eine direkte und kraftflussoptimale Fixierung des Unterfahrschutzes und der dahinterliegenden Deformationselemente. Die ausgeprägte Unterstruktur übernimmt einen wesentlichen Anteil der Crash-Energie und ist an mehreren Stellen mit der Hauptstruktur zur Kraftverteilung verbunden.



Abbildung 3.8: Ungünstiger Lastpfad im Crash-Fall über massiven Knotenpunkt

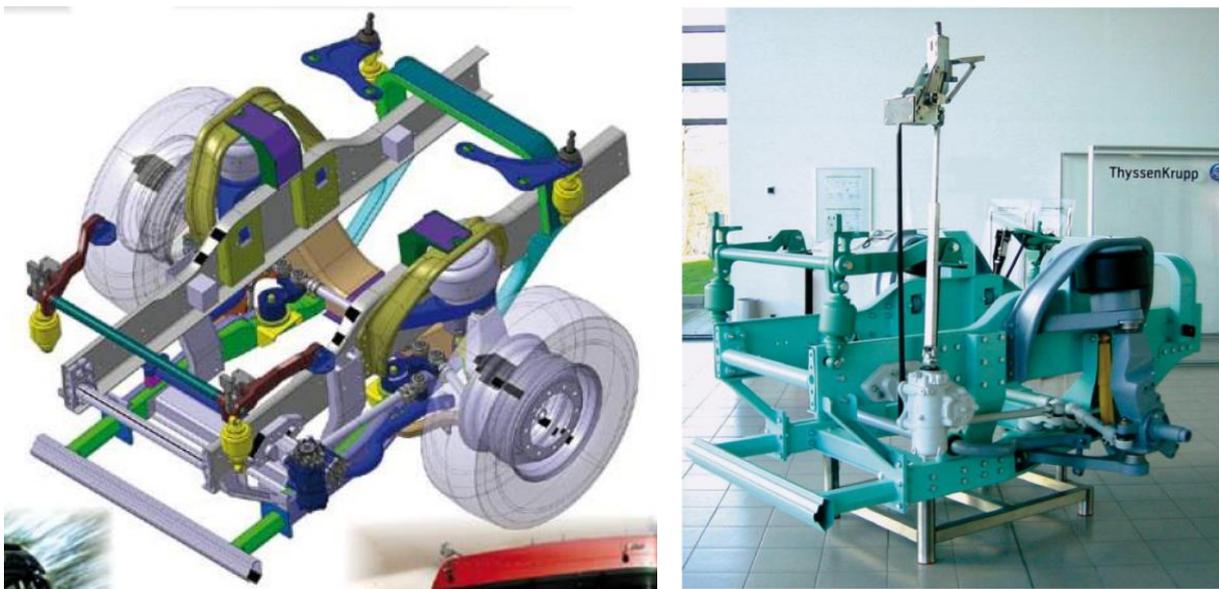


Abbildung 3.9: Konzept Einzelradaufhängung Thyssen-Krupp Automotive Systems [8]

3.1.3 Frontunterfahrschutz

3.1.3.1 Gesetzgebung

Seit 2003 ist im europäischen Raum durch die ECE-R93 ein Unterfahrschutz vorgeschrieben, der spezielle Vorgaben zu erfüllen hat. Die Forderungen beziehen sich hauptsächlich auf die Geometrie einer Prüfvorrichtung und eine definierte Prüfkraft.

Die Position der Prüfkraft, die mit 160kN für 0,2s auf den Frontunterfahrschutz wirken soll, ist in Abbildung 3.10 skizziert. Daneben ist die maximale Verformung nach einem Frontalcrash dargestellt, damit ein Pkw den Lkw nicht unterfahren kann. Der Unterfahrschutz darf dabei nicht weiter als 400mm in Fahrzeuginnenrichtung eingedrückt und auch nicht höher als 450mm über den Fahrzeugboden nach oben deformiert werden.

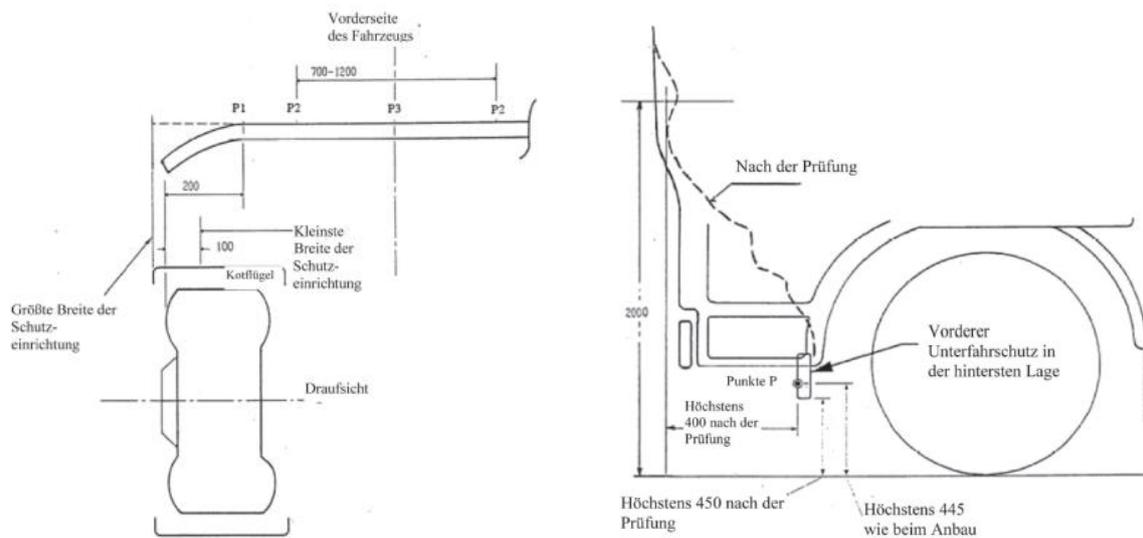


Abbildung 3.10: ECE-R93 Forderungen [9]

3.1.3.2 Kompatibilität

Um aber nicht nur diese gesetzlichen Forderungen der ECE-R93 zu erfüllen, soll auch für den Fall der Pkw-Lkw-Kollision ein Verbesserungsfortschritt zugunsten des Pkw angestrebt werden. Durch das ungleiche Massenverhältnis und dem Deformationswiderstand ist der Pkw dem Lkw stark unterlegen. Deshalb soll am Rahmen des Nutzfahrzeuges eine zusätzliche Deformationszone im Bereich des FUPs geschaffen werden, die das Energieabsorptionsverhalten des Pkws aufweist und somit kompatibel ist.

In dem Bereich des Frontunterfahrschutzes sind bereits Systeme vorhanden, die der Gesetzgebung und auch der energetischen Kompatibilität Rechnung tragen.

Front Collision Guard

Der Front Collision Guard FCG von Daimler dient der passiven Sicherheit von Bussen und lenkt die Aufprallenergie im Fall eines Frontalcrashes gezielt in energieabsorbierende Bauelemente. Die Gitterbauweise erweist sich optimal für die niedrige Rahmenstruktur im vorderen Bereich und lässt eine direkte Kraftübertragung in den Rahmen ohne Umlenkung zu.

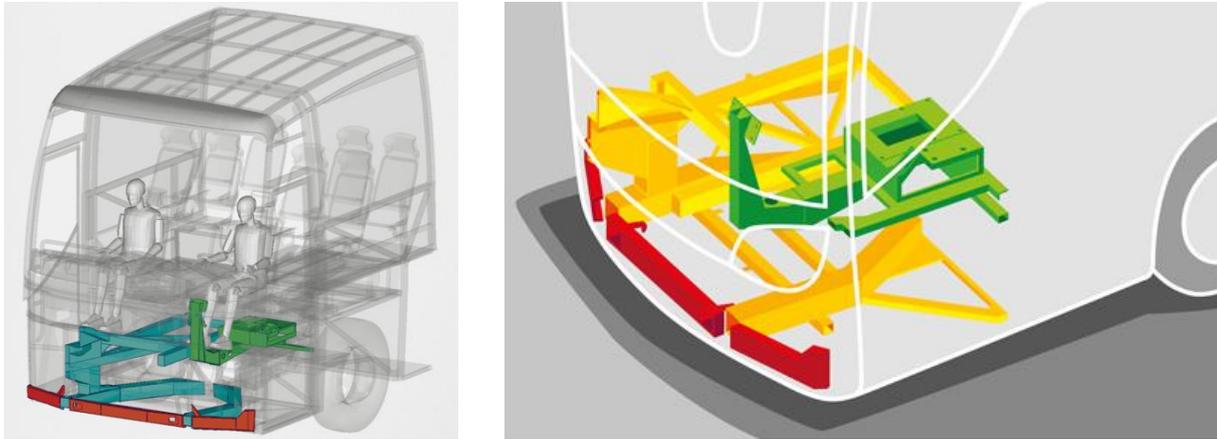


Abbildung 3.11: Front Collision Guard [10], [11]

Leichtbau-Unterfahrschutz ThyssenKrupp Steel

Der Leichtbau-Unterfahrschutz für Lkw von ThyssenKrupp Steel ist ein weiteres Beispiel für die Optimierung von Fahrzeugkomponenten hinsichtlich Funktionalität und Gewicht. Durch die Verwendung höher- und höchstfester Stähle wird eine Gewichtsersparnis von 40% erzielt, bei gleichzeitiger Erfüllung der ECE-R 93 Regelung und der car-to-truck Kompatibilität. Ein weiterer Vorteil dieses Systems ist die Austauschbarkeit im Reparaturfall, denn bei leichten Unfällen soll nicht die gesamte Fahrzeugstruktur beschädigt werden. Die Crashboxen sollen in erster Linie die Deformationen abfangen und die Crashenergie absorbieren. Durch den möglichst einfachen Austausch des Unterfahrschutzsystems soll das Fahrzeug wieder verkehrstauglich werden.

In Abbildung 3.12 ist der Leichtbau-Unterfahrschutz von ThyssenKrupp Steel zu sehen, wobei in Bild (a) der Aufbau des FUPS dargestellt ist. Die Stoßstange in gelb besteht aus höchstfestem, Vergütungsstahl, und die Crashboxen in grün sind aus Dualphasenstahl mit hoher Restbruchdehnung hergestellt. Durch die Leichtbauweise wiegt das Gesamtsystem gerade mal 28kg und ist im Vergleich zu herkömmlichen Systemen um etwa 30% leichter. Wie in Bild (b) zu sehen ist, sind die Crashboxen als Energieabsorber ideal, da sie sich im Deformationsfall falten und die Energie des schwächeren Unfallgegners aufnehmen. [12]

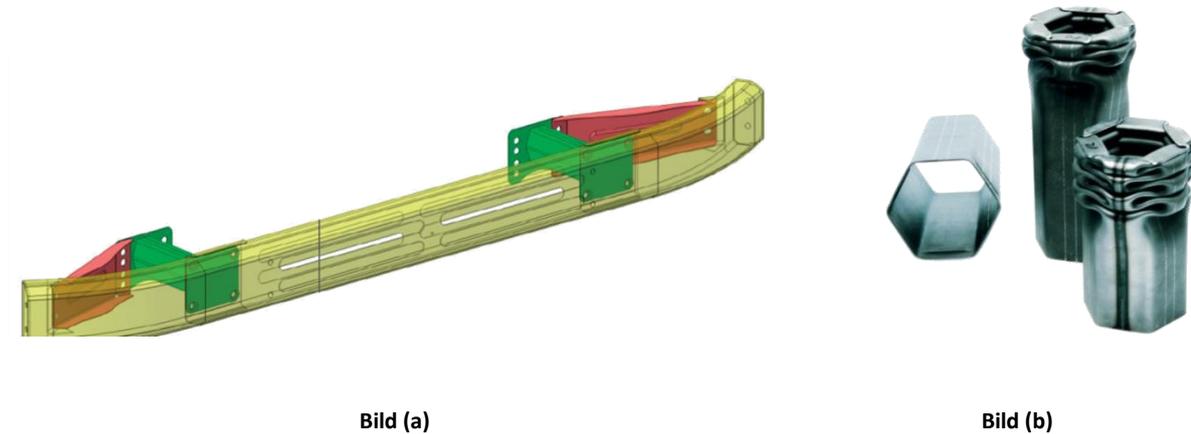


Abbildung 3.12: Leichtbau-Unterfahrschutz [12]

3.2 Ausgeführte Konstruktionen im Nutzfahrzeug

3.2.1 VOLVO-Einzelradaufhängung

VOLVO bietet mit der Individual Front Suspension IFS die Möglichkeit, einen bestehenden Leiterraum mit Einzelradaufhängung auszustatten, wobei ein Fahrschemel benötigt wird, der die Querlenker des Aufhängungssystems trägt. Dieses Konzept sieht vor, die Luftfeder unter den C-Profilen des Leiterraums zu positionieren und somit auskragende Lagerungen der Federung neben dem Rahmen zu vermeiden. Durch die Doppelquerlenker-Konstruktion können sich die Räder vertikal unabhängig voneinander bewegen. Die Querträger übernehmen die Stabilisierung, die sonst durch die Vorderachse erfolgt. Die Lenkung erfolgt durch eine Zahnstange, die eine sehr direkte, präzise Verbindung zum Lenkrad herstellt. Die Vorteile des Fahrkomforts stehen jedoch im Gegensatz zum Mehrgewicht durch die zusätzliche Unterkonstruktion. [13]

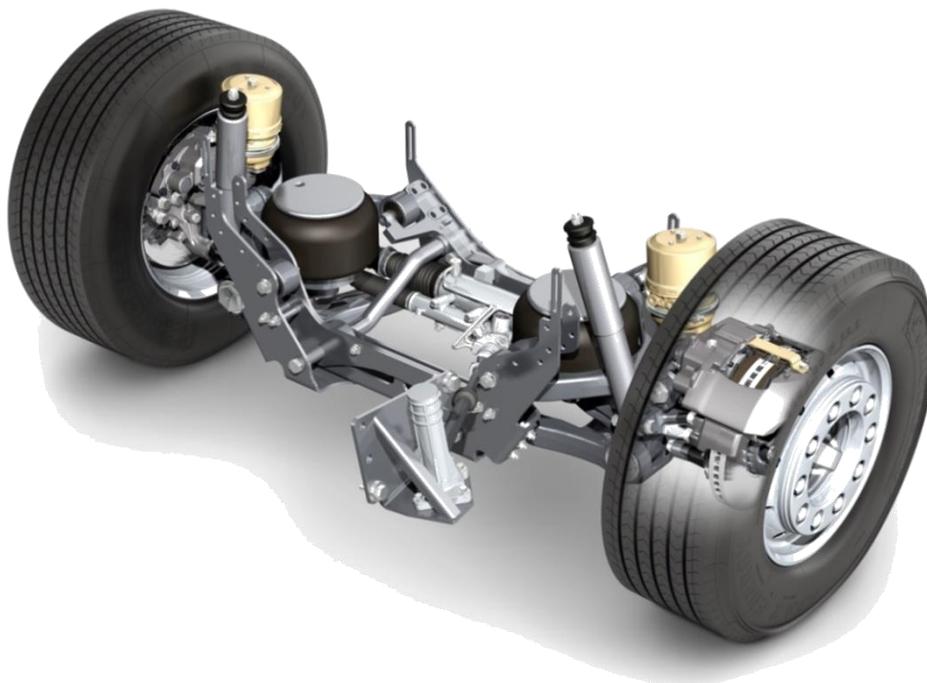


Abbildung 3.13: Einzelradaufhängung VOLVO [14]

3.2.2 ZF-Einzelradaufhängung

ZF stellt Einzelradaufhängungssysteme für Busse und auch für Anwendungen in schweren Nutzfahrzeugen zur Verfügung. Da, wie in Abbildung 3.14 ersichtlich, im Bus die Rahmenstruktur relativ hoch über den Boden reicht, kann auch die Luftfederung ohne Probleme über den Radaufhängungskomponenten positioniert werden. Beim schweren Nutzfahrzeug würde aber das obere Luftfederlager über die obere Rahmenkante eines Leiterraumens ragen und somit auch einen ungünstigen Lastpunkt für die Rahmenstruktur darstellen. Wie in Abbildung 3.15 dargestellt, sind die beiden oberen Federlager relativ hoch angeordnet und werden mit Federträgern an einen standardmäßigen Leiterraum montiert. [15]



Abbildung 3.14: ZF RL 85 E [16]



Abbildung 3.15: IS80TF ZF [16]

3.3 Leichtbautechnik im Nutzfahrzeug

Durch den unveränderten Aufbau von Nutzfahrzeugen mit Leiterraum und der Tatsache, dass Lkw einem wesentlich längeren Lebenszyklus als Pkw unterworfen ist, sind in den letzten Jahren nur wenige einschneidende Änderungen am Rahmen durchgeführt worden. Der zunehmende Treibstoffpreis sowie die steigenden Emissionsauflagen bewegen immer mehr Hersteller zu leichteren und effizienteren Maßnahmen im Lkw-Sektor.

Ein Beispiel für einen Ansatz zum Thema Leichtbau wurde von Daimler am 5. Grazer Nutzfahrzeugworkshop 2012 vorgestellt, welches am Modell Actros innovative Maßnahmen zur Gewichtsreduktion umsetzte. Die wichtigsten Punkte aus diesem Projekt [17] sollen in diesem Kapitel herausgegriffen werden und als Anregung für die Überlegungen zum Frontmodul dienen.

Die Motivation für weitere Leichtbauanstrengungen liegt in der Absenkung der Fahrwiderstände, die vorwiegend von der Fahrzeugmasse beeinflusst sind. Eine Absenkung der Fahrzeugmasse kann also den Gesamtwiderstand entscheidend verringern. Für weitere Effizienzsteigerungen und damit verbundene CO₂-Reduktionen führt kein Weg an eigengewichtsreduzierten Nutzfahrzeugen vorbei. Die Reduzierung der Eigengewichte kann dabei unterschiedliche Wirkweisen zeigen, die in Abbildung 3.16 dargestellt sind. Der linke Pfad führt auf Grund höherer möglicher Zuladungen bei gleichem Gesamtgewicht durch Effizienzerhöhung zu einer Ressourcenschonung und CO₂-Reduzierung. Im rechten Pfad wird diese durch geringere Fahrwiderstände auf Grund einer niedrigeren Gesamtmasse erreicht.

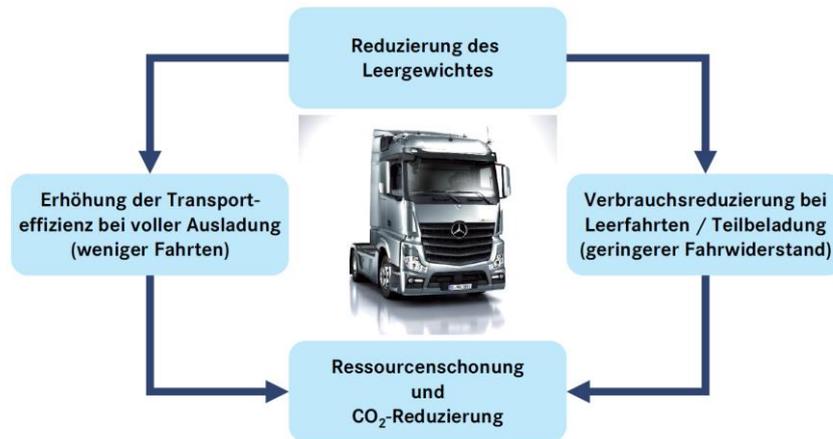


Abbildung 3.16: Wirkweisen der reduzierten Eigengewichte [17]

In Hinblick auf die verwendeten Werkstoffe im Lkw dominiert immer noch Stahl bei tragenden Bauteilen. Die Eisenwerkstoffe sollen aber nicht einfach nur durch Leichtbaumaterialien ersetzt werden. Um einen ganzheitlichen Leichtbauansatz zu erreichen, müssen die 4 Bereiche „Fertigungsleichtbau“, „Werkstoffleichtbau“, „Formleichtbau“ und „Konzeptleichtbau“ integrativ verfolgt werden. Zum Beispiel ist mit Formleichtbau die Ausnutzung des vorhandenen Bauraums und die Strukturoptimierung gemeint. Beim Konzeptleichtbau führt die Funktionsintegration zur Gewichtseinsparung.



Abbildung 3.17: Ganzheitlicher Leichtbau [17]

Um möglichst leichte Fahrzeug zu erhalten, gibt es unterschiedliche Ansatzpunkte. Zuerst werden die Ausstattungsumfänge gegenüber Standardfahrzeugen auf die spezifischen Anforderungen des jeweiligen Einsatzzweckes reduziert. Zusätzlich können auf der Komponentenebene Materialsubstitutionen vorgenommen werden. Noch größere Potenziale bieten ganz neue Leichtbau-Tragstrukturen, bei denen neben neuen Werkstoffen auch neue Fertigungsverfahren und mittels Topologieoptimierung an den maximal vorhandenen Bauraum angepasste Tragstrukturgeometrien angedacht werden.

Für künftige Tragstrukturkonzepte wird, vor allem bei Sattelzugmaschinen, über höhere Tragstrukturen nachgedacht, die durch ihre Form gleiche oder höhere Steifigkeiten bei kleinerem

Eigengewicht ermöglichen. Hierzu wird zwischen den Achsen die Tragstrukturhöhe auf das Maß der Rahmenanbauteile vergrößert. Denn wo ein Tank oder eine Abgasbox die Bodenfreiheit einschränken, kann der Rahmen die gleiche Kontur nutzen.

Der konventionelle Rahmen wurde im Beispiel Daimler Actros durch Formleichtbau gewichtsoptimiert und zeigt in Abbildung 3.18 das Einsparungspotential auf.

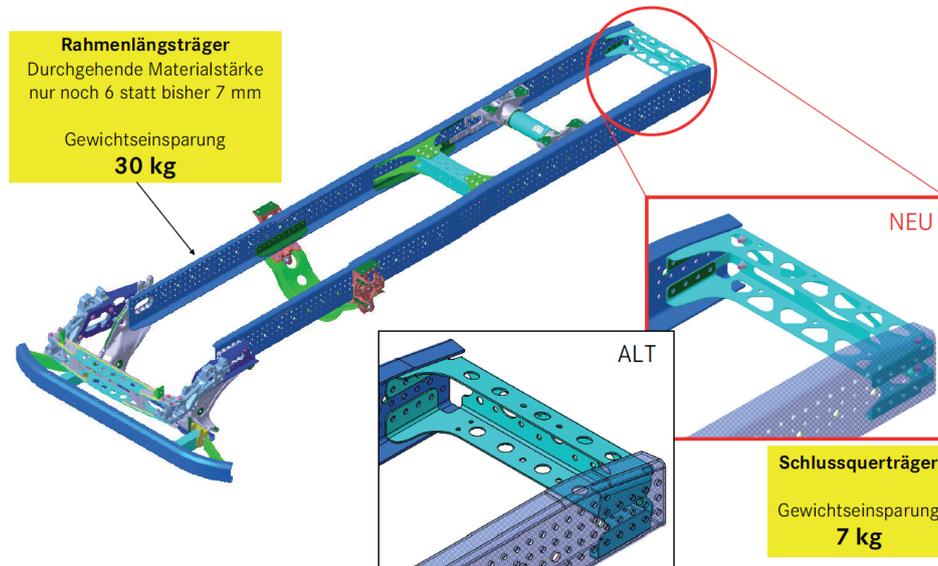


Abbildung 3.18: Formleichtbau am Rahmen des Daimler Actros [17]

Auch im Frontbereich konnte durch Werkstoffleichtbau eine Gewichtsreduktion erzielt werden. Der verwendete Front-Unterfahrerschutz spart durch den Umstieg auf Aluminium in Strangpressprofil-Bauweise 15kg ein.

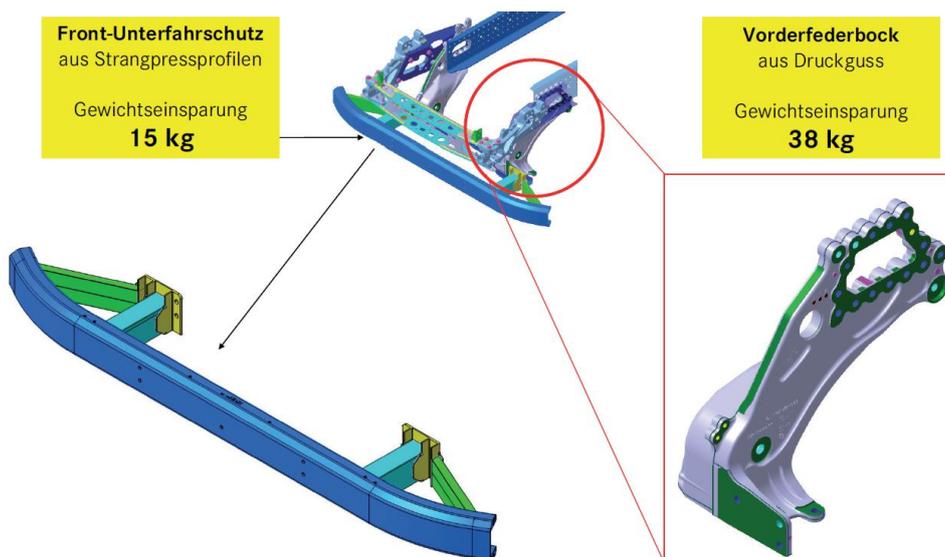


Abbildung 3.19: Formleichtbau am Rahmen des Daimler Actros [17]

3.4 Innovative Komponenten

3.4.1 Luftfederung TrelleborgVibracoustic *aircruisebionics*

TrelleborgVibracoustic hat für das Fahrwerk im Nutzfahrzeug eine Luftfeder mit verklemmtem Schlauchrollbalg, genannt *aircruisebionics*, entwickelt.



Abbildung 3.20: Luftfeder aircruisebionics [18]

Diese Luftfeder erfüllt die vielfältigsten Anforderungen bei den zukünftigen Nutzfahrzeugen: Die für Anwendungen im Fahrwerk entwickelte Luftfeder ist deutlich kleiner als vergleichbare Lösungen, ermöglicht dabei aber einen größeren Federweg. Fahrzeughersteller sparen somit aufwendige Karosseriebauteile mit einem Gewichtsvorteil von bis zu mehreren hundert Kilogramm. Der Schlauchrollbalg erfüllt höchste Ansprüche an Fahrkomfort und Lebensdauer. [19]

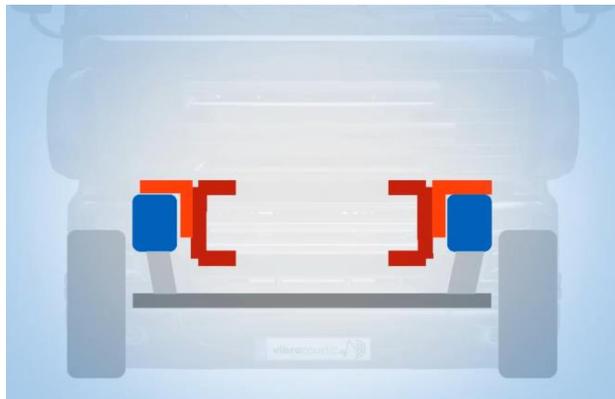


Abbildung 3.21: Vorderachsfederung konventionell [19]

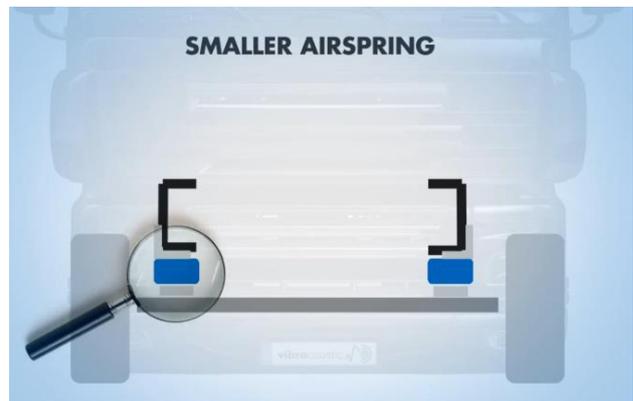


Abbildung 3.22: Vorderachsfederung mit aircruisebionics [19]

Bei herkömmlichen Achskonfigurationen sind die Federbälge entweder neben, wie in Abbildung 3.21 zu sehen ist, oder unter den Rahmenträgern installiert. Doch beide Anbringungsarten haben Nachteile. Seitlich angebracht sind aufwendige Anbauteile notwendig, um die Luftfedern mit dem Chassis und der Achse zu verbinden. Aufgrund des hohen baulichen Aufwands und des damit verbundenen Gewichts leidet jedoch die Zuladung und damit die Wirtschaftlichkeit des Lkws. Luftfedersysteme, die direkt unterhalb der Rahmenlängsträger verbaut und mit der Achse verbunden sind, ermöglichen indes nur einen vergleichsweise geringen Federweg, was den Arbeitsweg einer

Niveauregulierung einschränken und das Be- und Entladen erschweren kann. Zudem kann aufgrund des kurzen Federwegs der Fahrkomfort geringer ausfallen. Zu den Besonderheiten des neuartigen Luftfederntyps *aircruisebionics*, der deutlich kleiner ist als herkömmliche Standard-Luftfedern und dennoch um bis zu 60 Prozent mehr Federweg ermöglicht, zählt der verklemmte Schlauchrollbalg aus speziellem, besonders hitzebeständigem Material. Außerdem lassen sich, wie in Abbildung 3.22 dargestellt, die *aircruisebionics*-Luftfedern laut Vibracoustic platzsparend direkt unterhalb der Rahmenträger montieren, so dass keine zusätzlichen Anbauteile notwendig sind. Nach Unternehmensangaben lassen sich deshalb bis zu mehrere hundert Kilogramm Gewicht sparen, was der Nutzlast des Fahrzeugs zugute komme. Zudem fallen mit dem Einbau der *aircruisebionics*-Luftfedern die ungefederten Massen geringer aus, was sich wiederum positiv auf den Fahrkomfort auswirke. Eines der ersten Nutzfahrzeuge, in das die neuartigen *aircruisebionics*-Luftfedern eingebaut werden, ist der Actros von Mercedes-Benz, an dessen Vorderachse die Neuentwicklung verbaut ist. [20]

3.4.2 Zahnstangenlenkung

3.4.2.1 ZFLS Servoline

Die Einzelradaufhängung des vorangegangenen Projektes [1] wurde mit einer ZFLS Servoline Zahnstangenlenkung gelenkt.

Servoline ist eine Linearlenkung für Nutzfahrzeuge und wurde für Fahrwerke mit Einzelradaufhängung optimiert. Sie überzeugt durch hohe Lenkpräzision und Sicherheit sowie verringertes Gewicht. Die ZFLS-Servoline realisiert die Vorteile der Zahnstangen-Lenkung in Kombination mit einem parallel angeordneten Arbeitszylinder und einer hydraulischen Lenkungspumpe. Die Zahnstange ist über einen Hebel mit dem Hydraulikkolben verbunden, weshalb eine außermittige Positionierung nötig ist. [21]

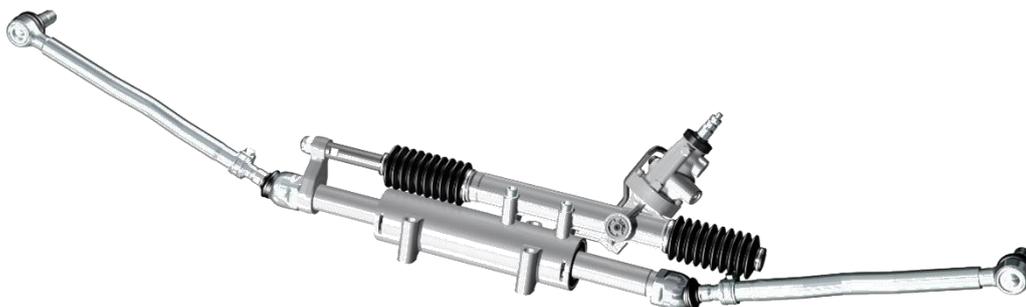


Abbildung 3.23: ZFLS Servoline [21]

Die Zahnstangenlenkung Servoline ist für den Einsatz im schweren Nutzfahrzeug angedacht und im zukünftigen ZF-Einzelrad-Fahrwerk-Konzept für schwere Nutzfahrzeuge ein fixer Bestandteil, der in Kapitel 3.2.2 beschrieben wurde.

Der Einbauraum ist beim System der ZFLS Servoline schon sehr kompakt, vor allem gegenüber der Blocklenkung.

Im Laufe der Recherche wurde eine Zahnstangenlenkung gefunden, die eine Alternative zur ZFLS Servoline darstellt und noch weniger Bauraum benötigt.

3.4.2.2 *Tedrive Zahnstangenlenkung*

Die robuste, modulare Stahlgehäusetechnologie erlaubt die Kombination von Zahnstange und hydraulischer Einheit in einem kompakten Bauteil.



Abbildung 3.24: LKW Zahnstangenlenkung Tedrive mit iHSA® Modul [22]

Die Zahnstange ist in den Arbeitszylinder der Servoeinheit integriert und spart somit Lenkungscomponenten, Gewicht und Kosten ein. Das System der Zahnstangen-Hydrolenkung, das aus dem Pkw-Bereich bekannt ist, kann in der Tedrive-Variante mit höheren Drücken betrieben werden, und somit auch im schweren Nutzfahrzeug die erforderlichen Lenkkräfte aufbringen. Eine sichere Ergänzung für Nutzfahrzeug-Lenkungen ist darüber hinaus die Integration der intelligenten Lenkunterstützung iHSA®. Mittels Momentenüberlagerung bietet iHSA® Sicherheit und Komfort. Eine Schnittstelle zu modernen Fahrerassistenzsystemen ermöglicht so beispielsweise die Integration von aktiven Spurhalteassistenzsystemen, Seitenwindkompensation und erweiterten Lenkhilfen. [22]

Für die Anwendung im Leichtbauprojekt Frontmodul passt diese Lenkungsbauweise aufgrund des minimalen Bauraumes und des minimierten Gewichts optimal. Allerdings müssen die Anforderungen an diese System und eine Kompatibilität mit der vorhandenen Radaufhängung überprüft werden.

4 Adaptierungen am Ausgangsprojekt

4.1 Problemdarstellung und Änderungen

Wie bereits am Ende des Vorgängerprojektes feststand, ist in Motorumgebung speziell im Bereich des Abgasturboladers noch kein ausreichender Mindestabstand erreicht worden. Des Weiteren wird der Bauraumkonflikt mit dem Einsatz von alternativen und immer größer werdenden Motoren noch gravierender. Für den Fall, dass konventionelle Verbrennungskraftmaschinen eingebaut werden sollen, wird der obere Anbindungspunkt des Federbeins immer einen Kollisionspunkt darstellen, da üblicherweise der Motor zwischen dem Leiterraum sitzt und über den C-Profilen keine Rahmenstruktur den Bauraum einengt.

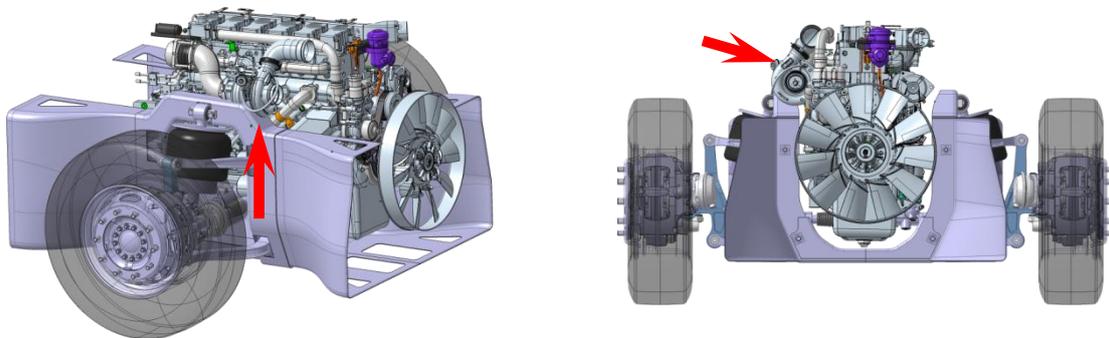


Abbildung 4.1: Kollision Motor am Rahmen

Auch die rahmenseitige Aufnahme des Federbeins scheint noch nicht kraftflusstechnisch optimal gelöst. Zwar konnte als erster Schritt das obere Federbeinlager von oben anstatt seitlich angebunden werden, jedoch ist der Bauraumgewinn minimal.

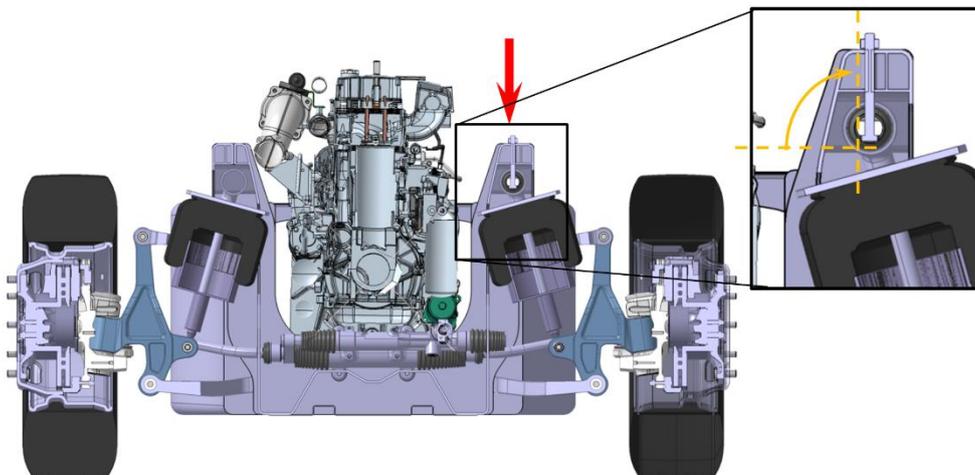


Abbildung 4.2: Rahmenstruktur über Federbein

Wie in Abbildung 4.3 dargestellt, sitzt das obere Lager des Luftfeder-Dämpfer-Moduls 70 mm über der Rahmenoberkante, damit ist eine Trägerkonstruktion zur Kraftaufnahme darüber nötig. Mit zunehmender Bauhöhe vergrößert sich auch das eingeleitete Moment. In einer ersten Änderungsstufe des Frontmodulrahmens wurde auf diese Problematik zwar eingegangen, jedoch konnte kein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden.

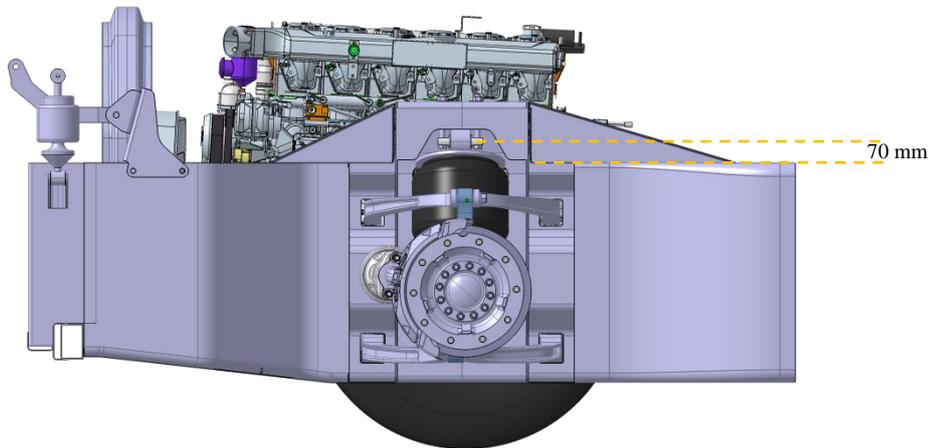


Abbildung 4.3: 1. Änderungsstufe des Rahmens

Durch die beengten Freiräume und den auskragenden Fixpunkten wurde überlegt, das zugrunde liegende Radaufhängungssystem neu zu überdenken.

4.2 Modifikation der bestehenden Einzelradaufhängung

Um die Gestaltung der Tragstruktur über der Federung zu begünstigen wurde versucht das Federbein tiefer zu setzen. Durch die Trennung von Luftfeder und Dämpfer reduziert sich die erforderliche Einbauhöhe der Luftfeder. Der zusätzliche Bauraum für den Dämpfer muss aber berücksichtigt werden.

4.2.1 Systematische Änderungen am Bauraum

Durch die Änderung der Luftfederposition wurde eine ideale Bauraumanordnung der Einzelradaufhängung angestrebt. Die Luftfederung dominiert dabei die Gestaltung und Konstellation der umgebenden Komponenten. Die Radaufstandskraft und die Federübersetzung resultieren in einer entsprechenden Federkraft. Der entsprechende Druck in der Luftfeder gibt einen erforderlichen Durchmesser des Luftfederbalges vor, der beim Einbau berücksichtigt werden muss.

Zur Optimierung wurde die Luftfeder in verschiedenen Positionen mit der Auswirkung auf Kollision mit den umliegenden Bauteilen untersucht. Bei senkrechter Luftfederposition wurde der Feder- und Lenkvorgang kinematisch durchgeführt um eine Aussage über einen Lösungsvorschlag treffen zu können.

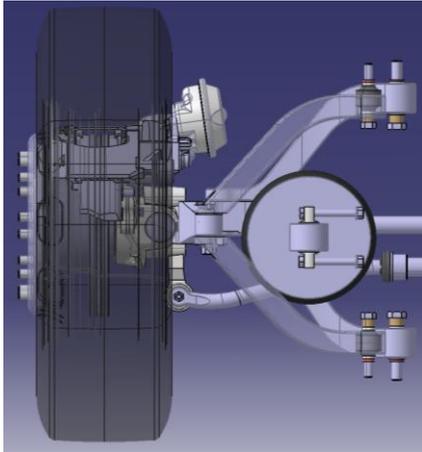


Bild (a)

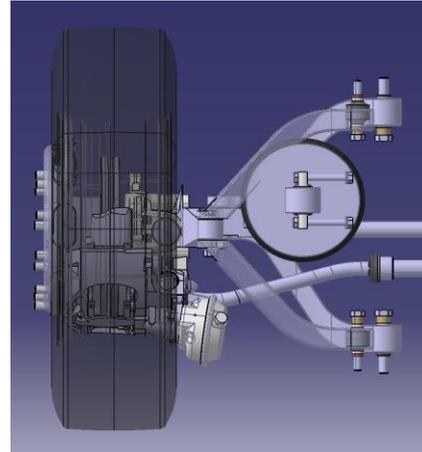


Bild (b)

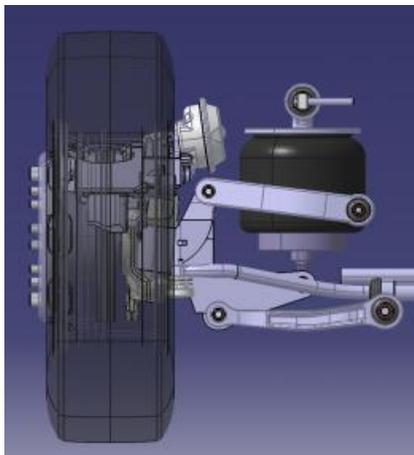


Bild (c)

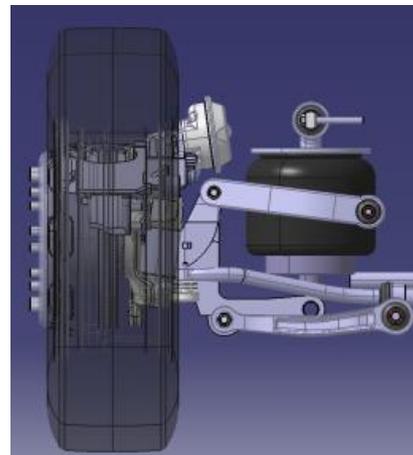


Bild (d)

Abbildung 4.4: Linkes Vorderrad mit unterschiedlichen Versuchsanordnungen

In Abbildung 2.1 (a) wurde die Luftfeder in Fahrzeuginnenrichtung nach hinten versetzt. Der Bremszylinder befindet sich in diesem Fall vorne. Der Bauraum für den oberen Querlenker ist hinten zwischen Reifen und Luftfeder sehr gering und der Bremszylinder kollidiert beim Einlenken vorne mit der Luftfeder. Die Ausweichmöglichkeit der Luftfeder würde nach oben oder nach innen Richtung Motor führen, was jedoch wieder zu einer enormen Bauhöhe oder in eine Bauraumkollision mit dem Motor führen würde. Bei der Versetzung der Luftfederposition in Abbildung 2.1 (b) nach vorne in Fahrzeuginnenrichtung ist ein ähnlicher Konflikt gegeben. Der nach hinten gedrehte Bremszylinder dringt beim Einlenken in die Luftfeder ein und auch der obere Querlenker kann zwischen Luftfeder und Reifen nicht realisiert werden. Somit scheiden diese Varianten mit Verschiebung der Luftfeder in rein horizontaler Ebene aus, vorwiegend aufgrund des Aktionsraumes des Bremszylinders beim Einlenken.

Abbildung 2.1 (c) zeigt die Lösungsvariante, in welcher der Bremszylinder nach oben gedreht wird. Der Achsschenkelträger sowie der Querlenker müssen dazu unter den Bremszylinder gezogen und angeordnet werden, um eine Bauteilkollision zu vermeiden. Dadurch ergibt sich auch ein Vorteil beim Einlenkvorgang mit dem wesentlich erhöhten Bauraum des oben liegenden Bremszylinders, der nicht mehr mit der Luftfeder kollidieren kann.

Die Luftfeder kann durchaus noch tiefer positioniert werden, wie in Abbildung 2.1 (d) dargestellt ist. Durch die getrennte Bauweise und Positionierung von Luftfeder und Dämpfer können diese beiden Bauteile so niedrig positioniert werden, dass darüber ausreichend Platzangebot für eine Rahmenstruktur geschaffen werden kann. Zu beachten bleibt der erforderliche Abstand der Luftfeder zur Spurstange beim gleichzeitigen Feder- und Lenkvorgang.

Wie in Abbildung 4.5 zu sehen ist, sitzt die Luftfeder durch die Auflösung des Luftfeder-Dämpfermoduls 270mm tiefer bezogen auf die Ausgangsbasis. Die vorgesehene Rahmenoberkante befindet sich 200mm über der Luftfeder in der aktuellen Version und bietet somit ausreichend Platz für eine Tragstruktur.

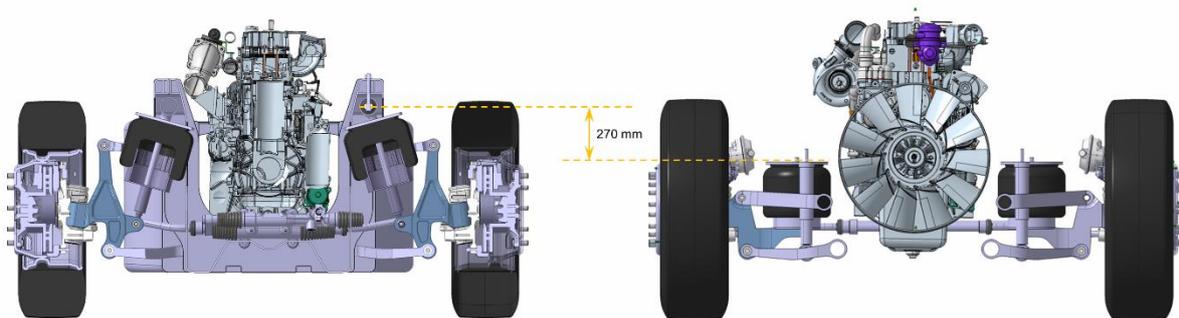


Abbildung 4.5: Vergleich der Einbauhöhen

Durch den Einsatz des neuen Luftfederungssystem aircruisebionics, das in Kapitel 3.4.1 beschrieben wurde, kann der erforderliche Bauraum für die Luftfeder noch einmal minimiert werden. Bei gleichen Anforderungen an die Luftfeder mit Ein-/Ausfederweg von +85/-120mm ergibt sich mit aircruisebionics ein Einbauraum, der um etwa 1/3 kleiner ist. Im konkreten Fall ist ein Bauraum in GVW-Lage von nur 203mm statt 307mm erforderlich, wodurch zusätzlicher Spielraum für die Position der Luftfeder unter der Tragstruktur genützt werden kann. Die niedrigere Luftfeder wird so positioniert, dass für den erforderlichen Rahmen mehr Bauhöhe resultiert und gleichzeitig die untere Lagerposition der Luftfeder am Achsschenkelträger höher montiert werden kann. Dadurch ergibt sich auch eine günstigere Form des Achsschenkelträgers hinsichtlich des Kraftflussverlaufs.

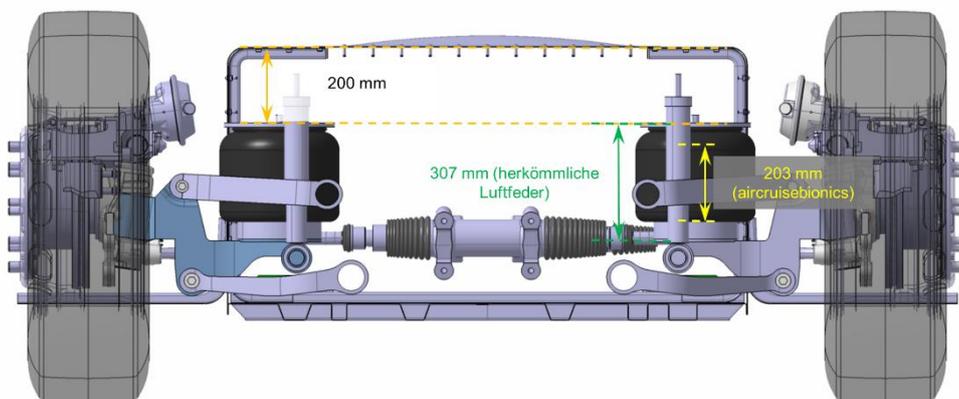


Abbildung 4.6: Einbauhöhen einer herkömmlichen Luftfeder und der neuen aircruisebionics

Zur besseren Abstützung der Luftfeder wurde die obere Tragestruktur auf 250mm vergrößert und für die Gestaltung des Achsschenkelträgers bleibt noch die verbleibende gewonnene Bauraumhöhe.

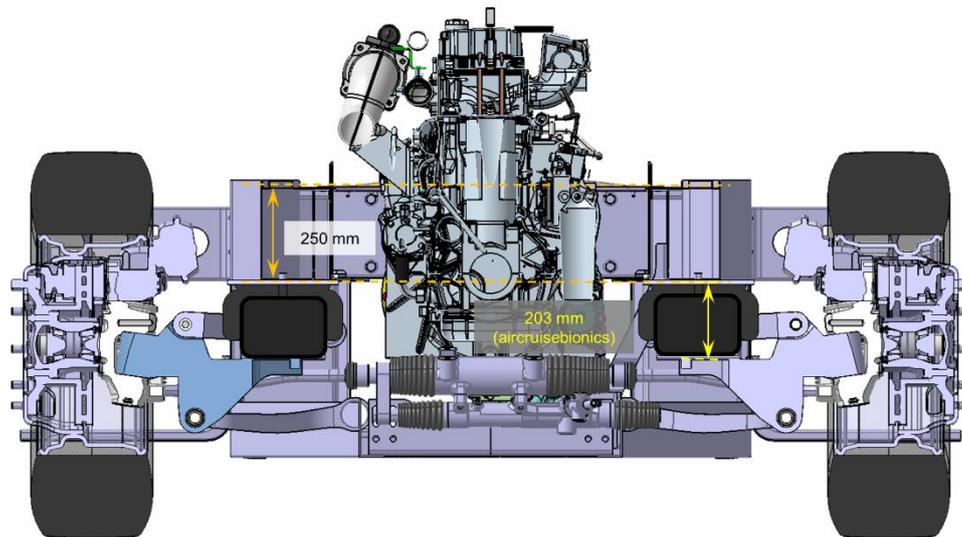


Abbildung 4.7: ERA-System mit eingebauter aircruisebionics von Vibracoustic

Der verbleibende Dämpfer muss ebenfalls wieder verbaut werden können. Die Variante in Abbildung 4.8 mit dem unteren Dämpferlager auf dem unteren Querlenker positioniert, erscheint zwar funktionell, jedoch wird nur eine Dämpferübersetzung von 0,55 bezogen auf den Radhub beim Einfedern erzielt und dies wird sich für die Dämpfung als ungünstig erweisen.

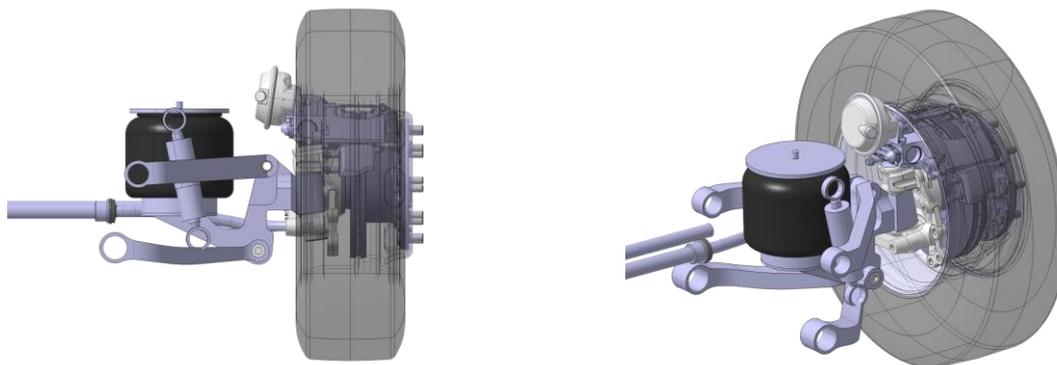


Abbildung 4.8: Dämpfer am unteren Querlenker gelagert

Die senkrechte Dämpferposition mit der Fixierung des unteren Lagers am Achsschenkelträger in Abbildung 4.9 hingegen lässt eine Dämpferübersetzung von 0,83 bezogen auf den Radfederweg zu. Bei der Gestaltung des Achsschenkelträgers muss jedoch die auskragende Dämpferlagerung berücksichtigt werden.

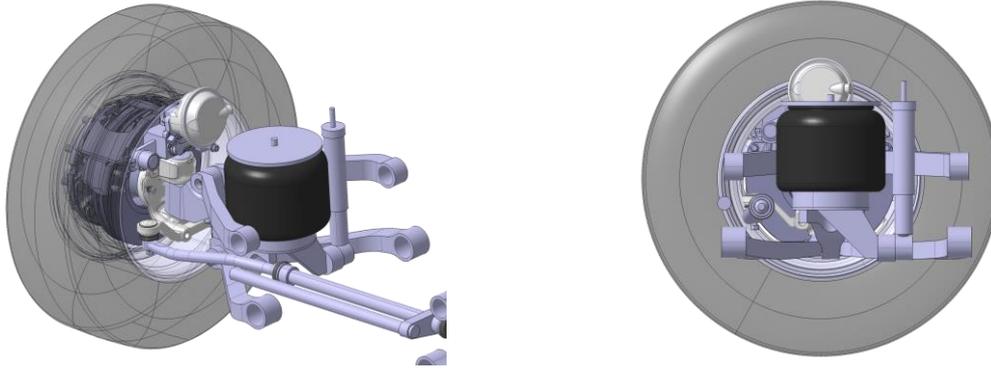


Abbildung 4.9: Dämpfer am Achsschenkelträger gelagert

Für die weitere Vorgehensweise und die Überprüfung der Komponentendimensionierung müssen Luftfeder und Dämpfer einer Auslegungsberechnung unterzogen werden.

4.2.2 Auslegung Luftfeder und Dämpfer

Die nachfolgenden Berechnungen zur Überprüfung der konzipierten Radaufhängung sind an die Vorgehensweise des Vorgängerprojektes angelehnt, um auch einen direkten Vergleich des alten und neuen Systems zu gewährleisten. Des Weiteren wurde im vorangegangenen Projekt [1] sehr genau auf die Auslegung und Berechnung des Radaufhängungssystems eingegangen, deshalb werden im folgenden Abschnitt nur die wichtigsten Schritte und Änderungen aufgezeigt, um eine Wiederholung zu vermeiden.

4.2.2.1 Luftfederberechnung

Für die Überprüfung des zur Verfügung stehenden Bauraumes muss die Größe der Luftfeder eruiert werden. Dabei ist die Ermittlung der zur federnden Masse und die Übersetzung Radfederweg zu Luftfederweg notwendig. Im vorangegangenen System der Radaufhängung wurde mit dem schräg gestellten Luftfeder-Dämpfermodul eine maximale Übersetzung von 0,89 erreicht. [1]

Vereinfacht dargestellt könnte durch die rein vertikal verbaute Luftfeder angenommen werden, dass der Radfederweg gleich groß wie der Luftfederweg ist. Bei genauerer Betrachtung fällt aber auf, dass durch den Bewegungsablauf des Kinematikmodells die senkrechte Luftfeder auch einem Übersetzungsverhältnis kleiner 1 unterworfen ist. Einerseits wird durch den vorgegebenen Sturzwinkel die Übersetzung von 1 reduziert und andererseits federt das Querlenkersystem nicht parallel ein, sondern das Rad und der Achsschenkelträger bewegen sich beim Federvorgang auf einem Kreisbogen. Je weiter weg die Feder vom Rad Richtung Fahrzeugmitte am Achsschenkelträger positioniert wird, desto geringer und schlechter ist das Übersetzungsverhältnis der Feder bezogen auf den Radhub.

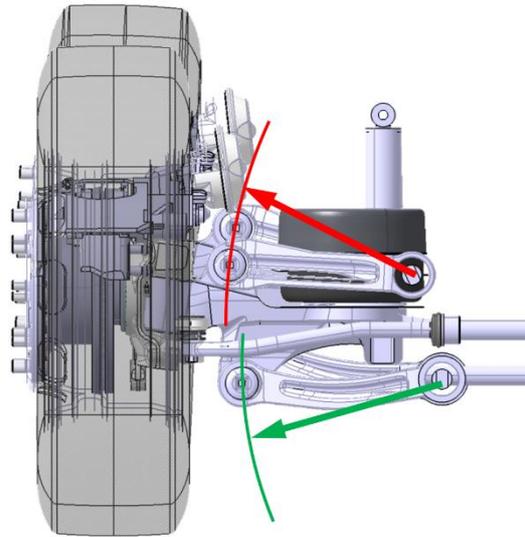


Abbildung 4.10: Bewegungskurve Kreisbogen beim Einfedern

Der vorhandene Einfederweg wird mithilfe des Kinematiktools von CATIA ermittelt und beträgt 71,1mm bei einem Radhub von 85mm aus der GVW-Lage. Daraus kann das Übersetzungsverhältnis Luftfeder zu Radhub ermittelt werden.

$$i = \frac{\text{Federweg}}{\text{Radhub}} = \frac{71,1}{85} = 0,863 \quad (4.1)$$

Für die Auslegung der Luftfeder folgt:

Gegeben:

anteilige Aufbaumasse an der Vorderachse: $m_{VA} = 7500\text{kg}$
 ungefederte Massen: $m_U \approx 450\text{kg}$ (geschätzt)

Radaufstandskraft F_R :

$$F_R = \frac{m_{VA} - m_U}{2} * g = \frac{7500 - 450}{2} * 9,81 = 34,58 \text{ kN} \quad (4.2)$$

Kraft auf die Luftfeder F_F :

$$F_F = \frac{F_R}{i} = \frac{34,4}{0,863} = 40 \text{ kN} \quad (4.3)$$

Bei einer maximalen Traglast von 40 kN und einem Systemdruck von 9 bar wurden Luftfedern vorgefunden, die eine Bauraumfreiheit von mindestens 330mm Durchmesser benötigen. Somit kann der zur Verfügung stehende Bauraum für die Luftfeder eingeplant werden.

4.2.2.2 Dämpferberechnung

Die Dämpferauslegung wurde mit einer Excel-Berechnung von ECS durchgeführt, der folgende Randbedingungen zugrunde liegen:

Gegeben:

Vorderachsfrequenz:	$f_A = 1,2 \text{ Hz}$
anteilige Aufbaumasse an der Vorderachse:	$m_{VA} = 7500 \text{ kg}$
ungefederte Massen:	$m_U \approx 450 \text{ kg}$ (geschätzt)
Übersetzung Dämpfer:	$i_D = 0,819$ (aus Kinematikmodell)

Bei einer Geschwindigkeit von $v = 0,52 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ des Dämpfers ergibt sich dabei eine Dämpfungskraft von 14673 N auf Zug und eine Dämpfungskraft von 2096 N auf Druck.

Die Wahl des Dämpfers fällt dabei auf das Modell N45 von Mannesmann Sachs mit den geeigneten maximal zulässigen Nenndämpferkräften.

Dämpfergröße	Nenndämpferkraft max. zul. bei $v=0,52 \text{ m/s}$	
	Zug [N]	Druck [N]
S27 / P27	5.000	1.200
N30	6.000	1.200
N30/15	6.000	1.700
N30/36	6.000	1.700
N36	9.000	2.200
N36/45	9.000	2.200
N45	16.000	6.000
N50	20.000	6.000
T70	30.000	20.000

Abbildung 4.11: Mannesmann Sachs Dämpfergrößen [23]

Somit ist auch der Dämpferdurchmesser, der mit 75mm bemessen ist, für die Berücksichtigung des Bauraumes bekannt und kann eingeplant werden.

4.2.3 Berechnung der Kräfte

Im Vorgängerprojekt wurden die einzelnen Kräfte einer Sattelzugmaschine verschiedener Lastfälle berechnet und diese Ergebnisse dienen als Grundlage für die weitere Auslegung von Bauteilen und Maschinenelementen.

Durch Modifikation der Abstände der Einzelradaufhängung gehen auch entsprechende Änderungen der Kraftverhältnisse einher, was eine erneute Dimensionierung der Lagerstellen erfordert.

Einen Überblick der Veränderungen zeigt der folgende Vergleich. Die Radaufhängung des vorangegangenen Projektes in Abbildung 4.12 steht dem aktuellen System in Abbildung 4.13 gegenüber. Zur Veranschaulichung sind die statische Radaufstandskraft und deren Reaktionskräfte in den rahmenseitigen Lagern eingezeichnet.

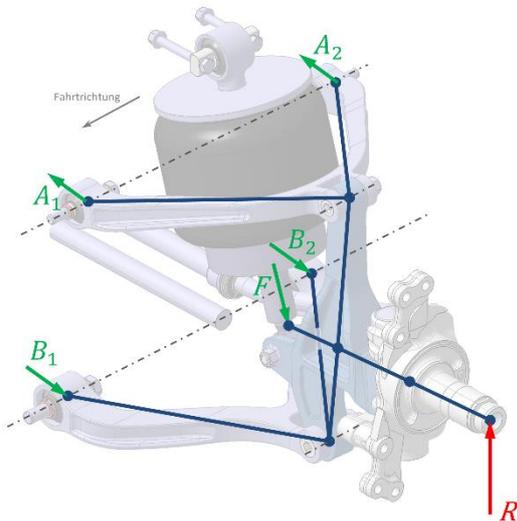


Abbildung 4.12: Radaufhängung des Vorgängerprojektes

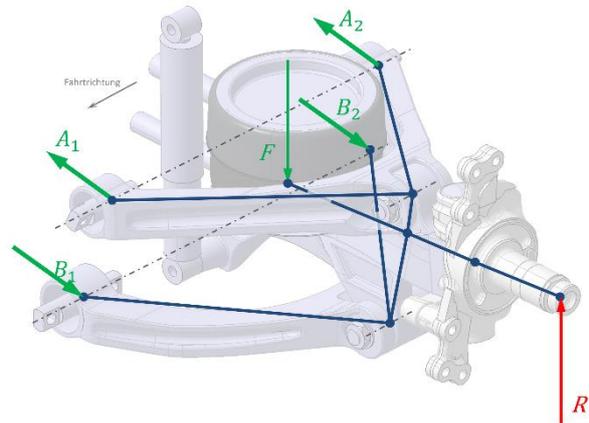


Abbildung 4.13: Radaufhängung des aktuellen Systems

Hierbei fällt auf, dass in Abbildung 4.12 die Luftfeder schräg steht und die aktuelle Luftfeder in Abbildung 4.13 senkrecht steht. Auch der obere und der untere Querlenker liegen in der modifizierten Variante Abbildung 4.13 näher aneinander als zuvor. Diese Umgestaltungen lassen Auswirkungen auf die Kräftesituation erahnen, die überprüft werden müssen.

4.2.3.1 Lastfälle

Zur Berechnung des Kinematikmodells wurden im Vorgängerprojekt [1] Vereinfachungen getroffen, die auch für die Berechnung der Auslegung der veränderten Radaufhängung dienen sollen. Ein Auszug der wichtigsten Vereinfachungen:

- Oberer und unterer Querlenker liegen horizontal in y-Richtung
- Achsschenkelträger liegt senkrecht in z-Richtung
- Steifigkeiten sind unendlich groß, somit keine Deformation
- Die Gelenkpunkte C & D liegen exakt übereinander
- Lenkachse liegt senkrecht in z-Richtung
- Reifenlatsch idealisiert durch Radaufstandspunkt
- Ein- und Ausfedern der Radaufhängung wird nicht berücksichtigt d.h. alle Kräfte greifen immer bei GVW-Lage an

Auch die zu berechnenden Lastfälle wurden im Vorgängerprojekt [1] definiert und werden auf die aktuelle Radaufhängung angewandt. Die einzelnen Lastfälle sind mit einer Kurzbeschreibung in Tabelle 4-1 erfasst.

Tabelle 4-1: Lastfälle

Nr.	Lastfall	Definition der Belastung
1	statisch	1g vertikal: 7,5 t auf Vorderachse
2	Stoß von unten (Schlagloch)	3g vertikal: 7,5 t auf Vorderachse
3	Stoß von vorne	2g in Fahrzeuglängsrichtung auf linkes Vorderrad in Achshöhe + 1g: 7,5 t auf Vorderachse überlagert
4	Stoß gegen Felgenhorn	1g in Achsrichtung auf linkes Vorderrad am unteren Felgenrand + 1g: 7,5 t auf Vorderachse überlagert
5	Bremsen	0,8g Verzögerung mit dynamischer Radaufstandskraft + 1g: 7,5 t auf Vorderachse überlagert
6	Kurvenfahrt	kurvenäußeres Rad nimmt gesamtes Gewicht der Vorderachse auf = dynamische Radaufstandskraft + 1g: 7,5 t auf Vorderachse überlagert

Berechnungsbeispiel statischer Lastfall

Die Berechnung der Lagerkräfte erfolgt nach dem Schema des Vorgängers in seiner Arbeit [1] und soll anhand der folgenden Erläuterung für den statischen Lastfall noch einmal beispielhaft verdeutlicht werden:

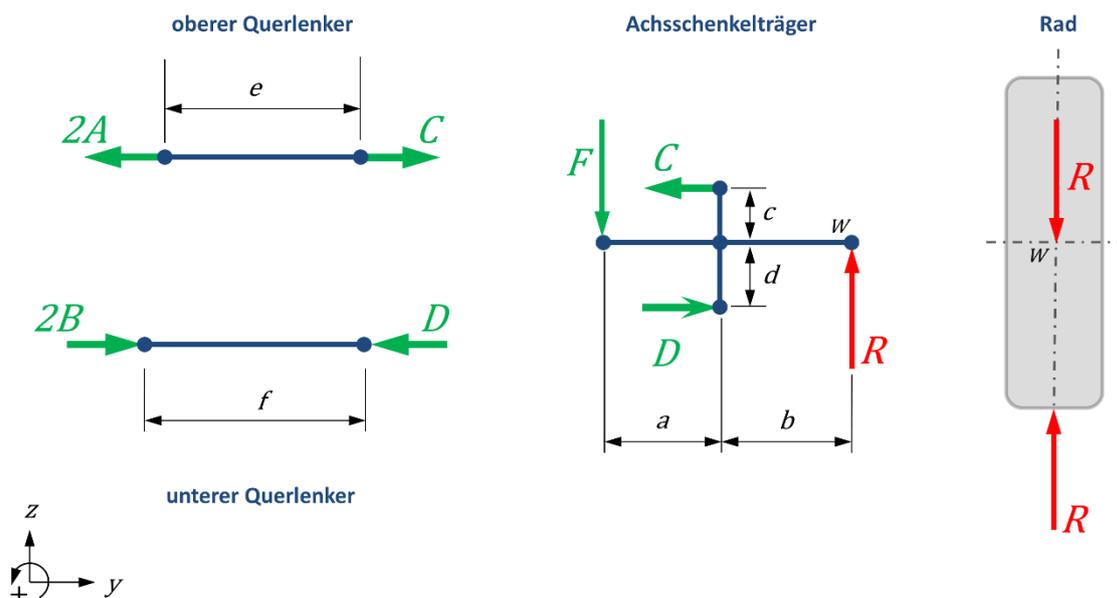


Abbildung 4.14: Skizze mit freigeschnittenen Kräfte

gegeben:

halbe Achslast	$m_A = \frac{7500}{2} = 3750 \text{ kg}$
Erdbeschleunigung	$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Radaufstandskraft	$R = m_A * g = 3750 * 9,81 = 36787,5 \text{ N}$
Abmessungen	$a = 242 \text{ mm}$
	$b = 258 \text{ mm}$
	$c = 94 \text{ mm}$
	$d = 155 \text{ mm}$
	$e = 380 \text{ mm}$
	$f = 418 \text{ mm}$

Da das Kräftegleichgewicht im oberen und unteren Querlenker sowie im Rad in der Abbildung 4.14 sofort klar gestellt sind, muss noch auf den Achsschenkelträger näher eingegangen werden:

Achsschenkelträger:

$$\text{I} \quad \sum F_y = 0: \quad C - D = 0 \quad (4.4)$$

$$\text{II} \quad \sum F_z = 0: \quad R - F = 0 \quad (4.5)$$

$$\text{III} \quad \sum M_W = 0: \quad F * (a + b) - C * c - D * d = 0 \quad (4.6)$$

somit ergibt sich:

$$\text{aus I} \quad C = D \quad (4.7)$$

$$\text{aus II} \quad F = R \quad (4.8)$$

$$\text{aus III} \quad C = D = R * (a + b) * \frac{1}{c + d} \quad (4.9)$$

Aus dem **oberen** und **unteren Querlenker** folgt noch:

$$\text{IV} \quad \sum F_y = 0: \quad C - 2 * A = 0 \quad (4.10)$$

$$\text{V} \quad \sum F_y = 0: \quad -D + 2 * B = 0 \quad (4.11)$$

$$\text{aus IV} \quad A = \frac{C}{2} = R * (a + b) * \frac{1}{2 * (c + d)} \quad (4.12)$$

$$\text{aus V} \quad B = \frac{D}{2} = R * (a + b) * \frac{1}{2 * (c + d)} \quad (4.13)$$

Durch Einsetzen der Variablen werden für diesen Fall die Kräfte der Lagerstellen errechnet, welche mit den Ergebnissen des Vorgängerprojektes verglichen werden können.

Tabelle 4-2: Ergebnisse der aktuellen Lagerkräfte des statischen Lastfalles

Lagerstelle	Kraft	Dimension
$A = (A_1 = A_1)$	36935,24	N
$B = (B_1 = B_1)$	36935,24	N
C	73870,48	N
D	73870,48	N
F	36787,5	N

Dem gegenüber stehen die Ergebnisse aus dem Vorgängerprojekt, die sich wie folgt zusammensetzen:

Tabelle 4-3: Ergebnisse der Lagerkräfte des statischen Lastfalles aus dem Vorgängerprojekt

Lagerstelle	Kraft	Dimension
$A = (A_1 = A_1)$	15789,62	N
$B = (B_1 = B_1)$	17465,34	N
C	31579,24	N
D	34930,69	N
F	38085,22	N

Bei einem Vergleich der Kraftgrößen aus Tabelle 4-2 mit den Kraftgrößen aus Tabelle 4-3 lässt sich erkennen, dass die Radaufstandskraft R gleich der Federkraft F ist, aber die Lagerkräfte des Achsschenkelträgers und der rahmenfesten Lager sich vergrößert haben. Die aktuelle und niedrigere Bauweise hat zwar den Vorteil des senkrechten und günstigeren Kraftangriffpunktes der Luftfeder, aber die Lagerkräfte des Rahmens und des Achsschenkelträgers erhöhen sich.

Die Berechnungen für die restlichen Lastfälle wurden ebenfalls durchgeführt und mit denen des Vorgängerprojektes verglichen. Die folgende Tabelle 4-4 beinhaltet die erzielten Werte für die Lagerkräfte mit der relativen Veränderung zum Vorgängerprojekt (V_{rel}) in Prozent zu den Ergebnissen des Vorgängers mit dem hohen Radaufhängungssystem.

Da für die weitere Vorauslegung der Lagerstellen nur die Lastfälle mit den Maximalwerten der jeweiligen Lagerkraft benötigt werden, sind in der Tabelle 4-4 nur die Lastfälle 2, 3 und 5 angeführt. Die Beträge der Kräfte wurden auf ganze Newton gerundet und zur Vergleichbarkeit mit dem Vorgängerprojekt eine entsprechende Skizze in Abbildung 4.15 beigefügt, wobei die Darstellungen nur schematisch die Komponenten der Kraftvektoren wiedergeben und deren Örtlichkeit zuordnen sollen; wobei Vorzeichen und Richtung keine Rolle spielen.

So kann aus der Tabelle 4-4 herausgelesen werden, dass die Kräfte am Radkopf R_z im Stoßfall Lastfall 2 für beide Systeme gleich bleiben und so auch der Prozentsatz der Abweichung $V_{rel} = 0\%$ beträgt. Die Kräfte im rahmenfesten Lager A_{1y} sind im Lastfall 2 im neuen System um $V_{rel} = 134\%$ im

Vergleich zur vorangegangenen Radaufhängung auf 110363N gestiegen. Zur Tabelle 4-4 ist noch zu erwähnen, dass jeweils die größte Kraft lastfallübergreifend rot hervorgehoben wurde, und für die weitere Berechnung herangezogen wird.

Tabelle 4-4: Lagerkräfte des aktuellen Systems im Vergleich zum Vorgängerprojekt

Lager- stelle	Lastfall								
	2. Schlagloch			3. Stoß von vorne			5. Bremsen		
	aktuelle Kraft	Kraft VP	V_{rel}	aktuelle Kraft	Kraft VP	V_{rel}	aktuelle Kraft	Kraft VP	V_{rel}
	[N]		[%]	[N]		[%]	[N]		[%]
R_x	110363	110363	0	73575	73575	0	46000	46000	0
R_y				49334	53551	-8	30844	33481	-8
R_z				36788	36788	0	66875	66875	0
A_{1x}				28809	14347	101	28173	14030	101
A_{1y}	110806	47369	134	12387	15530	-20	88307	39712	122
A_{2x}				28809	14347	101	28173	14030	101
A_{2y}	110806	47369	134	47623	20338	134	-21825	-4637	371
B_{1x}				7978	22440	-64	51173	37030	38
B_{1y}	110806	52396	111	51492	61898	-17	133445	93186	43
B_{2x}				7978	22440	-64	51173	37030	38
B_{2y}	110806	52396	111	-33077	187	-17789	-7531	9263	-181
C_x				57619	28694	101	56345	28060	101
C_y	221611	94738	134	-35236	-4808	633	-110132	-44349	148
D_x				15956	44881	-64	102345	74060	38
D_y	221611	104792	111	84569	61711	37	140976	83923	68
F	110363	114256	-3						

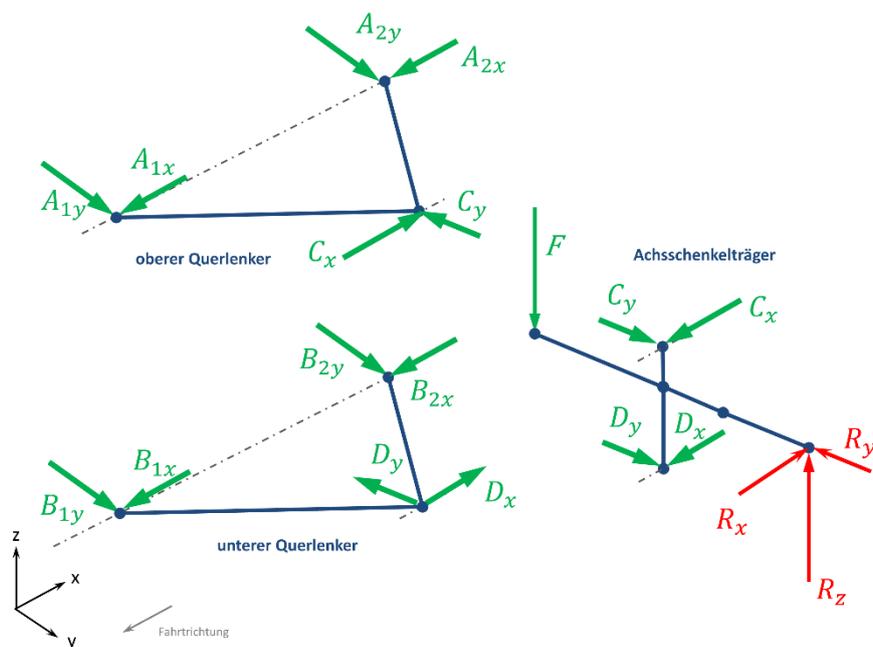


Abbildung 4.15: Komponenten der Kräftevektoren der aktuellen Radaufhängung

4.2.3.2 Interpretation der Berechnungsergebnisse

Aus Tabelle 4-4 geht hervor, dass durch die Reduzierung der Abstände der beiden Querlenker zueinander eine erhöhte Reaktionskraft in den rahmenseitigen Lagern, sowie auch in den Lagerstellen des Achsschenkelträgers verursacht wird.

Die Anhebung dieser Lagerkräfte auf das Doppelte steht dem Vorteil der niedrigen Bauweise des aktuellen Radaufhängungssystems gegenüber. Eine Lagerkraft sollte immer so klein wie möglich gehalten werden, um auch das benötigte Lager selbst so klein wie möglich zu gestalten und Lagerverluste zu minimieren. Falls aber die Systemgestaltung keine andere Alternative zulässt oder die Vorteile schlussendlich überwiegen, so muss auch ein größeres Lager in Kauf genommen werden.

4.2.4 Vorauslegung der Lagerstellen

In Tabelle 4-4 sind die größten Werte der jeweiligen Kraftkomponenten rot hervorgehoben. Sie werden für die Vorauslegung der Lager an diesen Stellen herangezogen. Eine Vorauslegung der Lagerstellen wurde ebenfalls bereits im Vorgängerprojekt [1] durchgeführt. Aufgrund der Vergrößerung der Kräfte müssen hier auch die Lager neu dimensioniert werden.

4.2.4.1 Rahmenlager

Die Lager der Querlenker, die im Fahrzeugrahmen positioniert sind, werden durch ZF Molekularlager realisiert. Diese Lenkerlager gewährleisten die Übertragung hoher radialer und axialer Belastungen zwischen Achse und Rahmen bei großer Winkelbewegung, Kardanik und Verdrehung. Durch molekulare Bewegung in einem Elastomer erweist sich das Lager als sehr verschleißfest und wartungsfrei [24].

Die Tabelle 4-5 enthält die größten Belastungen für die rahmenseitigen Lager aus allen Lastfällen zusammengefasst.

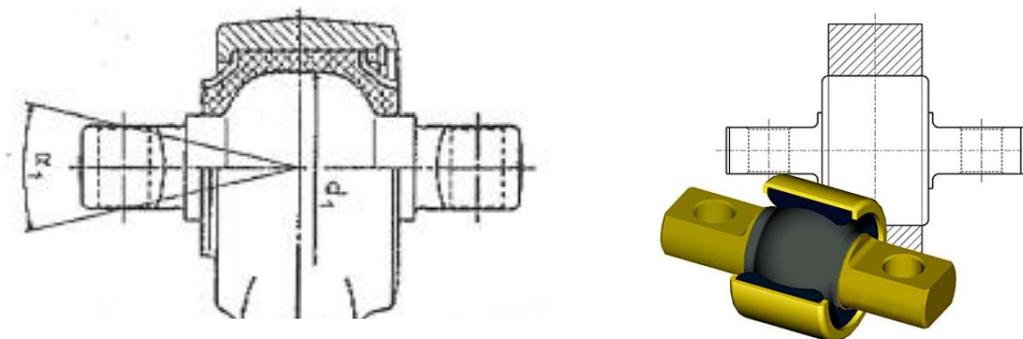


Abbildung 4.16: ZF-Molekularlager [25], [24]

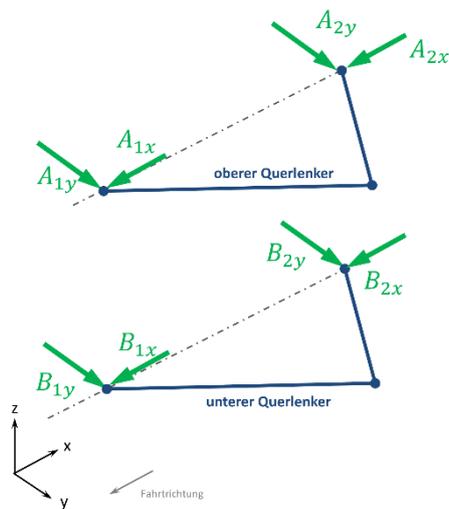


Abbildung 4.17: Skizze Vorausslegung Molekularlager

Tabelle 4-5: maximale Axial- und Radialkraft der Rahmenlager

Lagerstelle	maximale Radialkraft	maximale Axialkraft
	[kN]	[kN]
A_1	110,8	28,8
A_2	110,8	28,8
B_1	133,4	51,2
B_2	110,8	51,2

Tabelle 4-6: zulässige Lagerkräfte und Auswahl [25]

Nenngröße	d_1	Zulässige Radialkraft	Zulässige Axialkraft	Auswahl für Lagerstelle
	[mm]	[kN]	[kN]	
62	62	110	70	A_1, A_2, B_2
65	70	135	80	B_1

Drei der Molekularlager (A_1 , A_2 , und B_2) sind gleich groß ausgeführt, nur das Lager B_1 ist aufgrund der Belastung im Bremsfall größer bemessen.

Zur Vorauswahl der Lager sei noch erwähnt, dass die zulässigen Kräfte die vorhandenen Lagerkräfte geringfügig überschreiten. Da aber der 2. Lastfall Schlagloch in der Häufigkeit und der Intensionszeit nur selten und sehr kurz auftritt, soll dies für die Vorauslegung ausreichend sein.

4.2.4.2 Achsschenkelträger

Am Achsschenkelträger treten radiale sowie axiale Belastungen auf. Um die hohen Kräfte mit einem relativ kleinen Lager aufzunehmen, wird ein Schräg-Gelenklagerpaar in O-Anordnung verwendet.

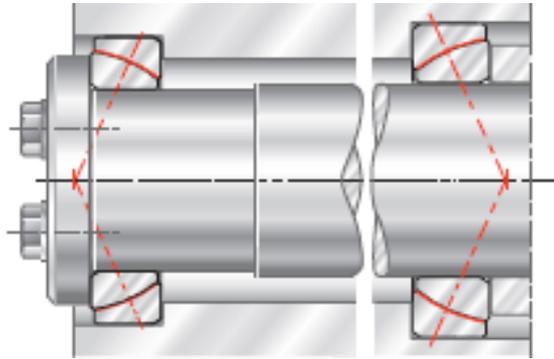


Abbildung 4.18: INA Schräglagerpaar in O-Anordnung [26]

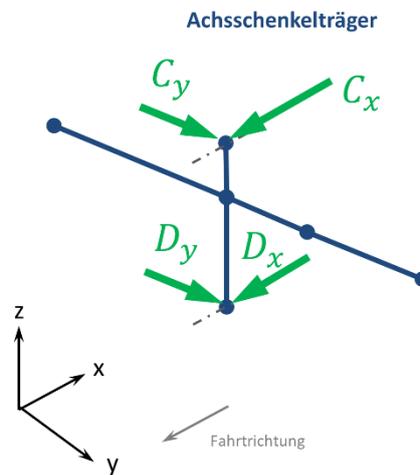


Abbildung 4.19: Skizze Vorauslegung Achsschenkelträgerlager

Tabelle 4-7: maximale Axial- und Radialkraft der AST-Lager

Lagerstelle	maximale Radialkraft	maximale Axialkraft
	[kN]	[kN]
<i>C</i>	222	58
<i>D</i>	222	103

Auslegung der Lagerstelle C: [26]

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{58}{222} = 0,26 \quad (4.14)$$

$$X = 1,009 * 1,4714^{0,26} = 1,116 \quad (4.15)$$

$$P = X * F_R = 1,116 * 222 = 248 \text{ kN} \quad (4.16)$$

$$P_{\text{res}} = 0,60 * P = 0,6 * 248 = 149 \text{ kN} \quad (4.17)$$

Auslegung der Lagerstelle D: [26]

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{103}{222} = 0,464 \quad (4.18)$$

$$X = 1,009 * 1,4714^{0,464} = 1,2071 \quad (4.19)$$

$$P = X * F_R = 1,2071 * 222 = 268 \text{ kN} \quad (4.20)$$

$$P_{\text{res}} = 0,60 * P = 0,6 * 268 = 161 \text{ kN} \quad (4.21)$$

Somit fällt die Auswahl auf 2 wartungsfreie Schräg-Gelenklager GE45SW mit folgenden Daten [26]:

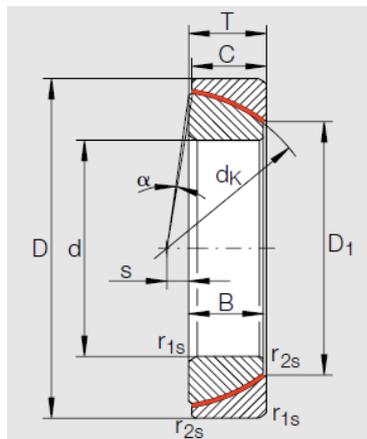


Abbildung 4.20: INA Schräg-Gelenklager GE.SW [26]

Tabelle 4-8: zulässige Lagerkräfte und Auswahl [26]

Lagerstelle	Lagerdimension	d	D	T	d_k	C_r
		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kN]
C, D	GE45SW	45	75	20	66	319

4.2.5 Überprüfung der Kinematik

Die kinematische Auslegung wurde im Vorgängerprojekt [1] vorgenommen und anhand verschiedener Kinematikdiagramme ausgewertet. Durch die Änderung der systemrelevanten Fixpunkte der Einzelradaufhängung in dieser Arbeit muss die Kinematik überprüft und gegebenenfalls auch wieder richtig eingestellt werden.

Wie im Kapitel 4.2.1 erwähnt, wurde der obere Querlenker tiefer gesetzt und auch die Position der Zahnstangenlenkung wurde verschoben, um den geforderten Radeinschlag für den Wendekreis zu erfüllen. Mit dem Kinematiktool von CATIA wurden die Radbewegungen des linken Vorderrades simuliert und relevante Parameter aufgezeichnet. Einerseits wurde das Rad vom eingefederten Zustand bis zum maximalen Ausfederweg bewegt und auch der maximale Radeinschlag zwischen Links- und Rechtskurve nachgestellt. Dabei wurden der Lenkwinkel, der Sturzwinkel und die Spurweitenänderung zusammen mit den Eingangsparametern Zahnstangenhub und Radhub relativ zur GVW-Lage aufgezeichnet und in einer Exceltabelle, die vom ECS bereitgestellt wurde, eingetragen. Die Tabelle ermöglicht ein rasches Auswerten in Diagrammen und Wiederholen der Simulation. Durch die kinematischen Zusammenhänge der Einzelradaufhängung sind der Lenkwinkel, der Sturzwinkel und die Spurweitenänderung miteinander gekoppelt, was beim Anstreben des Optimums des einen Parameters gleichzeitig eine mögliche negative Auswirkung auf eine andere kinematische Eigenschaft bewirkt, weshalb der beste Kompromiss gesucht wurde.

4.2.5.1 Sturzverlauf

Der geforderte Sturzwinkel in GVW-Lage von 0° ermöglicht ein möglichst verschleißfreies Abrollen der Vorderreifen. Durch die Bewegung des Achsschenkelträgers auf einem Kreisbogen beim Federvorgang, wie in Abbildung 4.10 dargestellt und beschrieben, ändert sich der Sturzwinkel. Bei Kurvenfahrt kann dieser Effekt genutzt werden. Das kurvenäußere Rad ist unter dynamischer Last stärker belastet, federt mehr ein und kann mehr Seitenkraft durch einen negativen Sturzwinkel übertragen, der im vorliegenden Projekt mit einem Wert von $1,5^\circ$ angestrebt wurde.

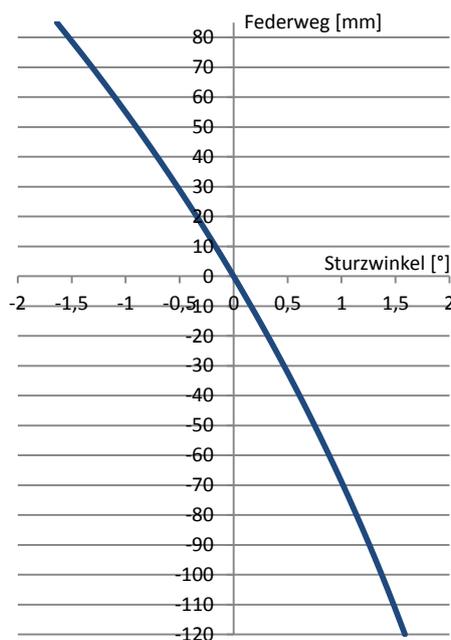


Abbildung 4.21: Sturzverlauf

4.2.5.2 Spurweitenänderung

Während des Federvorgangs bewegt sich das Rad durch die Querlenkerkinematik auch in lateraler Fahrzeugrichtung. Dadurch ändert sich die Spurweite der Vorderachse. Das Modell beschreibt die Radbewegung nur an der linken Fahrzeugseite, somit ist im Diagramm die Spurweitenänderung pro Rad aufgezeichnet. Der Fahrzustand um die GVW-Lage und Richtung Einfedern tritt am häufigsten auf und somit soll die Spurweitenänderung und der damit verbundene Reifenverschleiß während der Fahrt minimal sein. Der ausgefederte Zustand weist zwar eine sehr hohe Spurweitenänderung von mehr als 25mm auf, spielt aber eine untergeordnete Rolle im Fahrbetrieb.

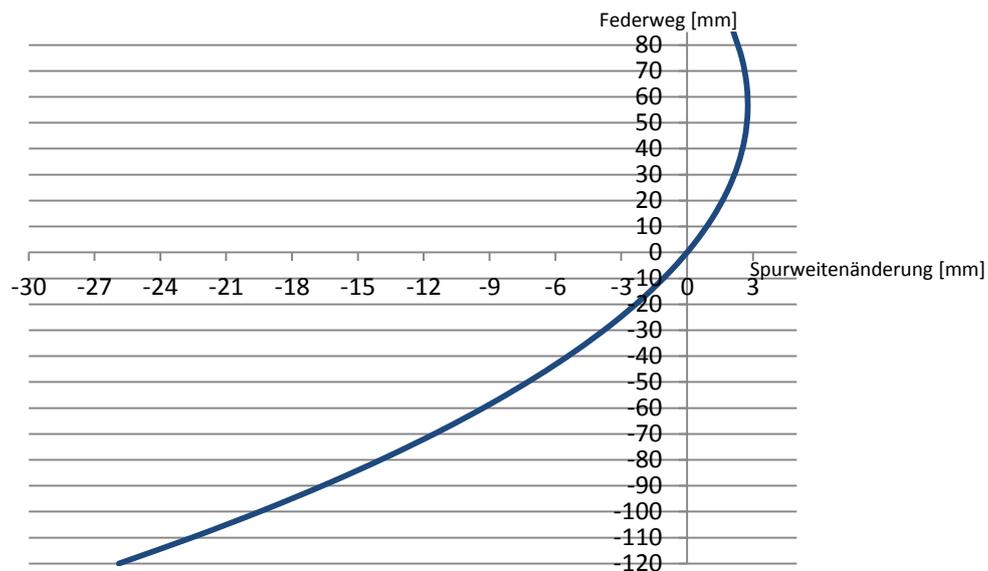


Abbildung 4.22: Spurweitenänderung

4.2.5.3 Lenkfehler

Durch die Aufhängung des Rades an den Querlenkern und der Spurstange ergibt sich beim Durchfedern ein gleichzeitiger, nicht beabsichtigter Lenkvorgang, der als Lenkfehler bezeichnet wird und möglichst klein gehalten werden soll. Eine Grenzkurve, die rot-strichliert dargestellt ist, soll nicht überschritten werden.

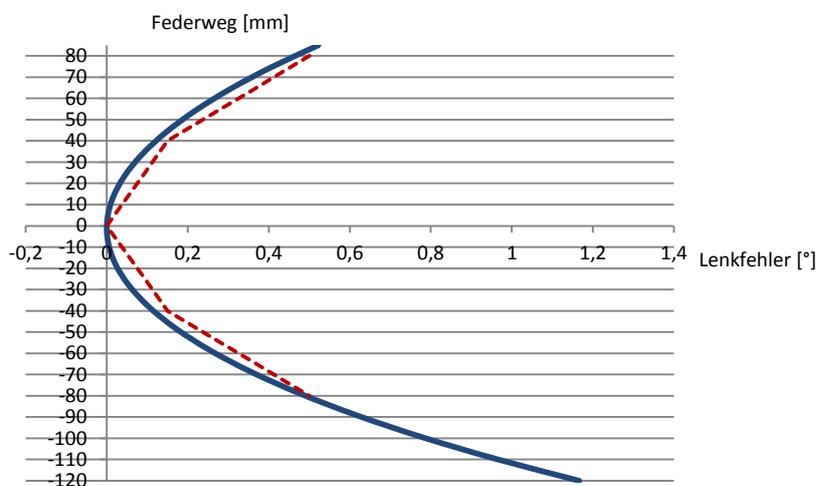


Abbildung 4.23: Lenkfehler

Der Verlauf des Lenkfehlers liegt sehr nah an der Grenzkurve und ist noch optimierbar.

4.2.5.4 Ackermannabweichung

Die Abweichung von der Ackermannbedingung soll möglichst gering gehalten werden, besonders im Bereich, der im Fahrbetrieb häufig und bei hohen Geschwindigkeiten auftritt. Die negative Auswirkung der Abweichung äußert sich im Abrollen der Räder schräg zur Fahrbahn mit Reibverlust und hohem Verschleiß des Reifens. In einem Lenkwinkelbereich zwischen 0° und 30° des kurveninneren Rades soll die Ackermannabweichung innerhalb von maximal $\pm 1^\circ$ liegen, da hier auch die höheren Fahrgeschwindigkeiten zu erwarten sind. Größere Lenkwinkel zwischen 30° bis 48° wie etwa beim Rangiermanöver sind nur bei geringeren Fahrgeschwindigkeiten zu erwarten, und deshalb für die Ackermannabweichung nicht so bedeutend wie kleine Lenkwinkel.

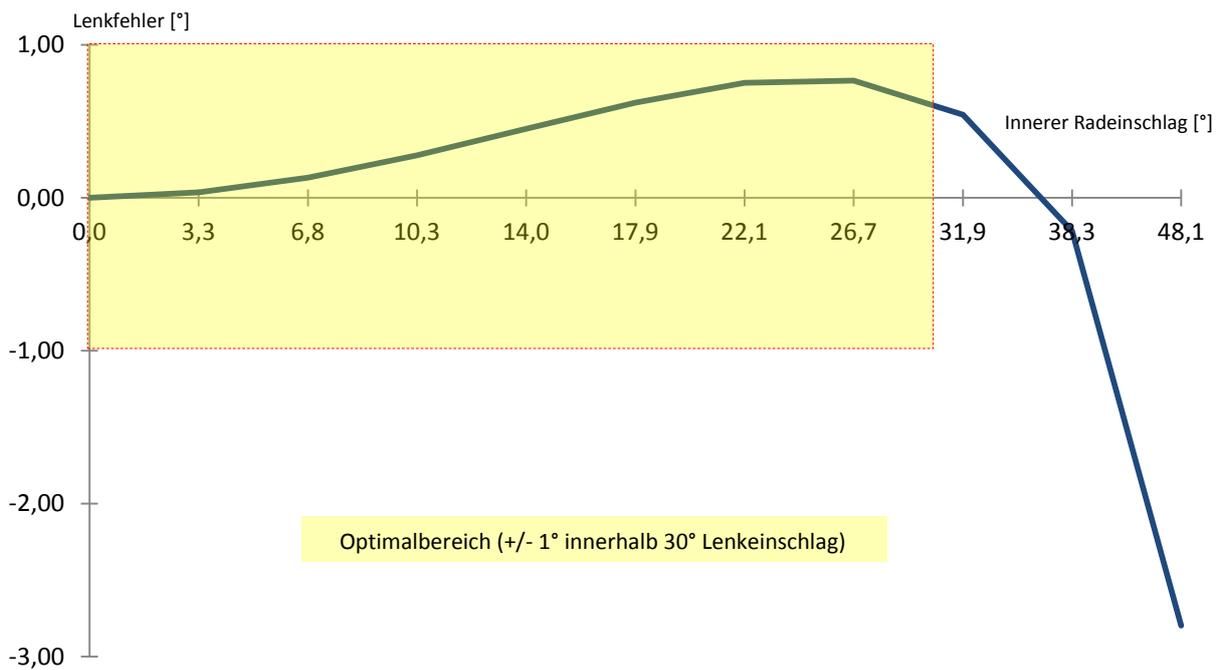


Abbildung 4.24: Ackermannabweichung

5 Frontmodul des Leichtbaurahmens

5.1 Konzeptfindung

5.1.1 Bauraumuntersuchung

Mit dem gegebenen Package war der vorgegebene Bauraum für das gesuchte Frontmodul definiert worden. Folgende Bauteile sind in den gesuchten Rahmen zu integrieren und die vorgeschriebenen Mindestabstände sind einzuhalten:

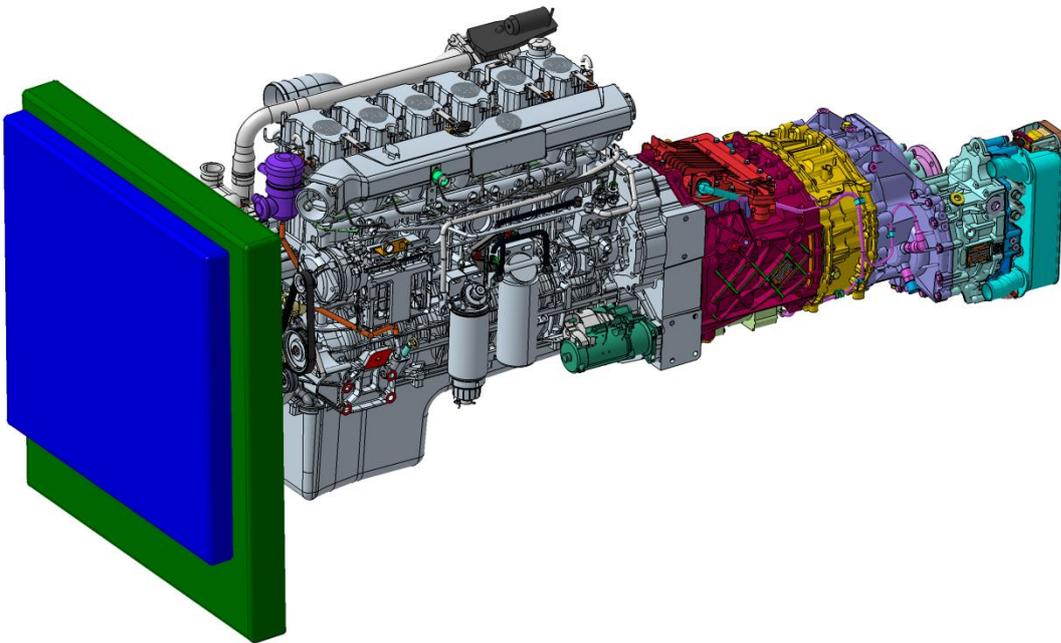


Abbildung 5.1: Package (Kühler, Motor, Getriebe)

- **Kühler:** Aufgrund der zukünftigen Euro6-Vorschriften hinsichtlich der Abgasnachbehandlung erhöht sich auch zwangsweise die Temperatur im Motor, was durch leistungsfähigere und größere Kühler kompensiert werden muss. Schon im vorangegangenen Leichtbaurahmenprojekt [2] wurde auf diesen Entwicklung eingegangen und die aktuelle Kühlerfläche mit $1,2\text{m}^2$ bemessen. Die nutzbare Fläche an der Fahrzeugfront ist aber nach unten durch den Rampenwinkel vorgegeben und an der Oberseite durch das Fahrerhaus begrenzt. Somit soll im Frontbereich ein möglichst breiter Bereich für die Luftanströmung von vorne geschaffen werden.
- **Motor:** Für diesen Fahrzeugtyp wird von der üblichen Standard-Motorisierung ausgegangen und ein 6-Zylinder Dieselmotormotor mit 12 Liter Hubraum eingesetzt. Im Laufe des Projektes wurde auch versucht, typenähnliche Motoren anderer Hersteller einzusetzen und die Kompatibilität für dieses Fahrzeug zu überprüfen. Der Rahmen für dieses Fahrzeug soll keine Einschränkung hinsichtlich des Kunden und seines gewünschten Antriebsaggregates darstellen. Für den Abstand zum Rahmen gilt es aufgrund der Motorbewegung im Betrieb mindestens 30mm einzuhalten. Da die bisherigen Motoren und deren Lagerung immer für

den üblichen Standard-Leiterrahmen mit zwei Längsprofilen ausgelegt wurden, sind in diesem Bereich keine Hindernisse für den Rahmen zu erwarten. Außerhalb dieses vorgesehenen Bauraumes sind bei unterschiedlichen Motorvarianten aber unterschiedliche Aggregate, wie Abgasturbolader und Leitungen angeordnet, die beim Planen der Frontmodul-Tragstruktur berücksichtigt werden müssen. Auch die Ausdehnung nach unten mit der abschließenden Ölwanne und deren enthaltenen Bauteile, wie Ölpumpe dürfen nicht außer Acht gelassen werden, wobei zu erwähnen ist, dass die Gestaltung der Ölwanneform unter Vorbehalt modifizierbar ist.

- **Getriebe:** Bei der Auswahl des Getriebes bleibt offen, ob ein automatisiertes Getriebe oder ein Schaltgetriebe verwendet wird. Bezüglich Getriebe ist zu erwähnen, dass für das Frontmodul hauptsächlich nur die Getriebelagerung, sprich das 2. Motorlager, eine Rolle spielt. Der Bauraum bereitet am wenigsten Probleme, da das Getriebe in niedriger Bauweise in das Mittelmodul mündet und die Ausdehnung in Längsrichtung nach hinten nur mehr das Mittelmodul und die Tankraumgestaltung betrifft. Auch etwaige an das Getriebe angeflanschte Aggregate wie Intarder oder Retarder befinden sich hinter dem Getriebe und liegen bereits zur Gänze außerhalb des Frontmodulbereichs. In Abbildung 5.2 ist die Tendenz angedeutet, dass das 2. Motorlager bei neueren Antriebsträngen immer weiter nach hinten ins Fahrzeug in Längsachse ragt. Wird am Beginn noch von einem 2. Motorlager im vorgesehenen Frontmodulbereich (a) ausgegangen, so befindet sich die Lagerposition eines neueren Aggregates nun schon zur Gänze im Bereich des Mittelmoduls (b). Dadurch muss ein Übergang vom Frontmodul ins Mittelmodul geschaffen werden, um das 2. Motorlager noch mit der Tragstruktur des vorderen Motorlagers im Frontmodul zu vereinen, um ein stabiles und torsionssteifes System zu erreichen.

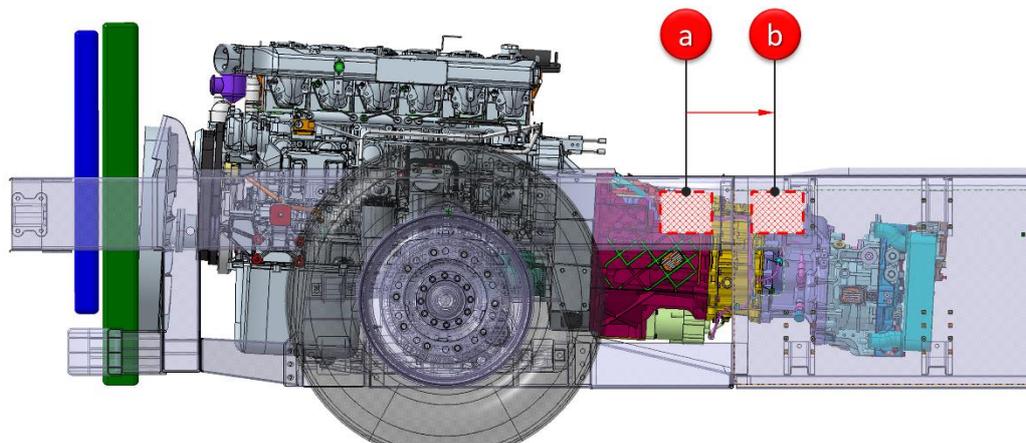


Abbildung 5.2: Trend der Motorlagerpositionen

- **Vorderachse:** Die Einzelradaufhängung wurde im Vorgängerprojekt [1] konzipiert und der nötige Abstand zum Rahmen soll auch hier eingehalten werden. Zu Projektbeginn wurde noch versucht die ERA des Vorgängerprojektes [1] in unverändertem Zustand in das Leichtbau-Frontmodul zu integrieren, aber aufgrund der Platzprobleme wurde eine Abänderung des Aufhängungssystems in Betracht gezogen. Durch die firmeninterne Entwicklung besteht die Möglichkeit, dass Modifikationen der Komponenten und der Lagerpunkte zugunsten des optimalen Frontmodulrahmens durchgeführt werden können

und somit eine gewisse Variabilität besteht. Um die Vorderachsbereifung zu definieren, wurde in den Vorgängerprojekten ein Reifen der Dimension 315/80 R22,5 verwendet. Aktuell vergleichbare Fahrzeuge sind mit Reifen der Dimension 385/65 R22,5 ausgestattet und sollen auch für das neue Frontmodulkonzept eingeplant werden.

- **Mittelmodul:** Das Mittelmodul des Leichtbaurahmens [2] stellt die Schnittstelle zum unveränderten Rahmenrumpf dar und soll mit dem neuen Frontmodul kompatibel sein. Durch die Modularität des Leichtbaurahmens werden die Module austauschbar vorgesehen, um eben das Starrachs-Frontmodul durch das ERA-Frontmodul einfach nach Kundenwunsch ersetzen und anbieten zu können. Wie zuvor erwähnt, wird zwar im Fall der Verschiebung des hinteren Motorlagers in den Mittelmodulbereich eine Veränderung unabwendbar sein. Die Eingriffe sollen in diesen bestehenden Abschnitt jedoch minimal invasiv sein, da die Auswirkungen im Mittelmodul bis zum Tanksystem reichen und dessen Volumen nicht reduziert werden soll.

5.1.2 Kräftesituation

Ausgehend von der Einzelradaufhängung und der Kräfteanalyse, welche in Kapitel 4.2.3 speziell in Abbildung 4.13 vorgenommen wurde, wird für die Einzelradaufhängung ein geeignetes Tragwerk gesucht. In der folgenden Abbildung 5.3 ist die Einzelradaufhängung des linken Vorderrades von vorne sichtbar, wobei die Kräfte auf den gesuchten Rahmen eingezeichnet sind. Die Kräfte der Luftfeder F und der Querlenker in den Molekularlagern A und B leiten ein Ersatzmoment M_{ERA} in den Rahmen ein, welches die vorgesehene Rahmenstruktur gegen den Uhrzeigersinn versucht einzudrehen. Aufgrund des Freiraumes des Motors kann keine direkte Abstützung von der linken zur rechten Fahrzeugseite erfolgen, sondern ein U-Trägerverbund unter dem Motor durch muss diese Aufgabe bewerkstelligen.

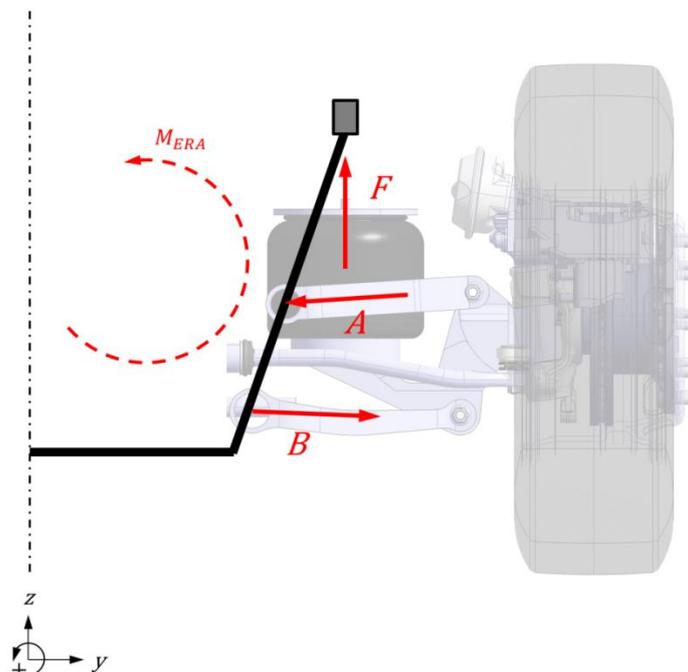


Abbildung 5.3: Kräfte der ERA auf den Rahmen

Um die statische Beanspruchung des Frontmoduls zu veranschaulichen, wurden in Abbildung 5.4 dem Frontmodul, welches in Längsrichtung in der Mittelebene geschnitten hinterlegt ist, schematisch die äußeren Kräfte appliziert. Das Mittelmodul ist durch die orange-strichpunktierte Linie angedeutet. Die schwarzen Linien symbolisieren die nötige Struktur für den Frontmodulrahmen, um die vorliegenden äußeren Kräfte aufzunehmen. In der Tabelle 5-1 sind zur Übersicht die einzelnen Kräfte und ihre Herkunft nochmal aufgelistet.

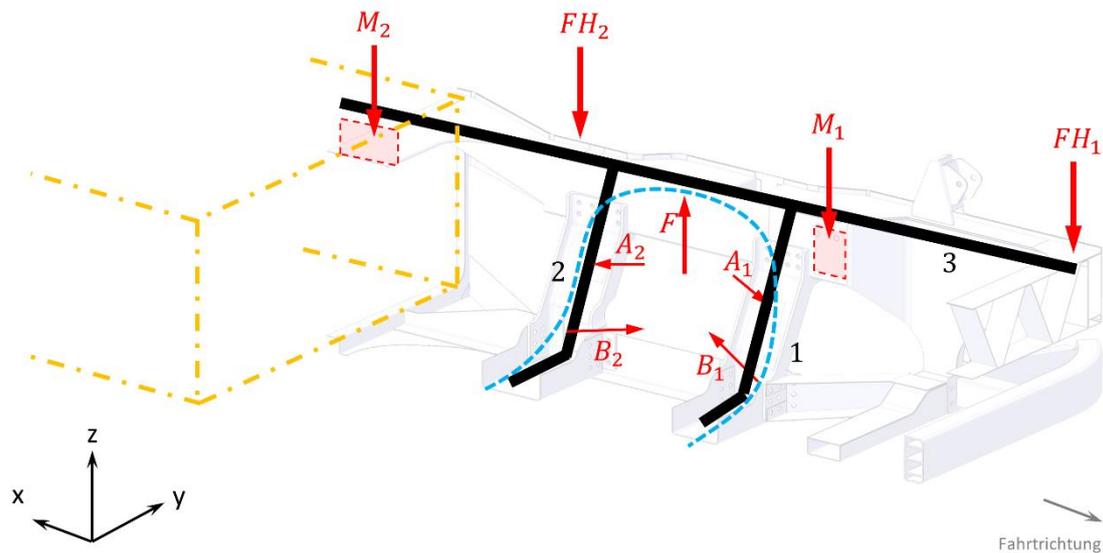


Abbildung 5.4: Frontmodul schematisch mit äußeren Kräften

Tabelle 5-1: äußere Kräfte am Frontmodul

Kraft	Herkunft
A_1	Molekularlager oberer Querlenker vorne, ERA
A_2	Molekularlager oberer Querlenker hinten, ERA
B_1	Molekularlager unterer Querlenker vorne, ERA
B_2	Molekularlager unterer Querlenker hinten, ERA
F	Luftfeder, ERA
M_1	vorderes Motorlager
M_2	hinteres Motorlager
FH_1	Fahrerhauslager vorne
FH_2	Fahrerhauslager hinten

Die Gewichtskraft der Motor-Getriebe-Kombination wirkt in den vorderen und hinteren Motorlagern M_1 und M_2 . Auch die Fahrerhauslagerkräfte vorne und hinten FH_1 und FH_2 sind vorgegeben und variieren minimal in ihrer Position bei verschiedenen Größen der Fahrerhaustypen oder Herstellerfabrikate. Die obere schwarze Linie (3) in Abbildung 5.4 symbolisiert vereinfacht die nötige Rahmenstruktur um diese vier zuvor erwähnten Kräfte aufnehmen zu können. Eine der größten Belastungen für das Frontmodul stellt die Einzelradaufhängung dar. Die Lagerpositionen und die resultierenden Lagerkräfte der ERA sind durch die kinematische Auslegung definiert. Die beiden Querträger (1) und (2) tragen jeweils die Molekularlager (A_1, B_1) und (A_2, B_2) und sind mit der oberen Längsträgerstruktur verbunden. So kann sich auch die Luftfeder an der oberen

Längsverbindungen abstützen und die Lagerung der Einzerradaufhängung ist in den Frontmodulrahmen integriert. Die blau-strichlierte Linie in Abbildung 5.4 visualisiert den Verlauf des ERA-Tragsystems und dessen Kraftfluss unter dem Motor durch auf die rechte Fahrzeugseite, die symmetrisch zu gestalten ist.

Der erarbeitete Rahmen ist noch nicht komplett und benötigt im unteren Frontbereich noch den Unterfahrschutz. Dieser kann, wie in Abbildung 5.5 zu sehen ist, durch eine Längsverbindung (4) günstig an die niedrige Tragstruktur der Einzerradaufhängung angebunden werden. Um den Unterfahrschutz am Ausweichen nach oben zu hindern und ihn zu stabilisieren, wird die vertikale Strebe (7) eingebaut, die auch den Längslenker des Fahrerhauses stützen kann. Der Rahmen wird noch um den Träger (5) ergänzt, der die äußeren Kräfte der oberen Längsträgerstruktur mit aufnimmt und gegen das Mittelmodul abstützt. Der Querträger (6) am vorderen Ende stellt eine Verbindung und Abstützung der linken und rechten Rahmenhälfte dar.

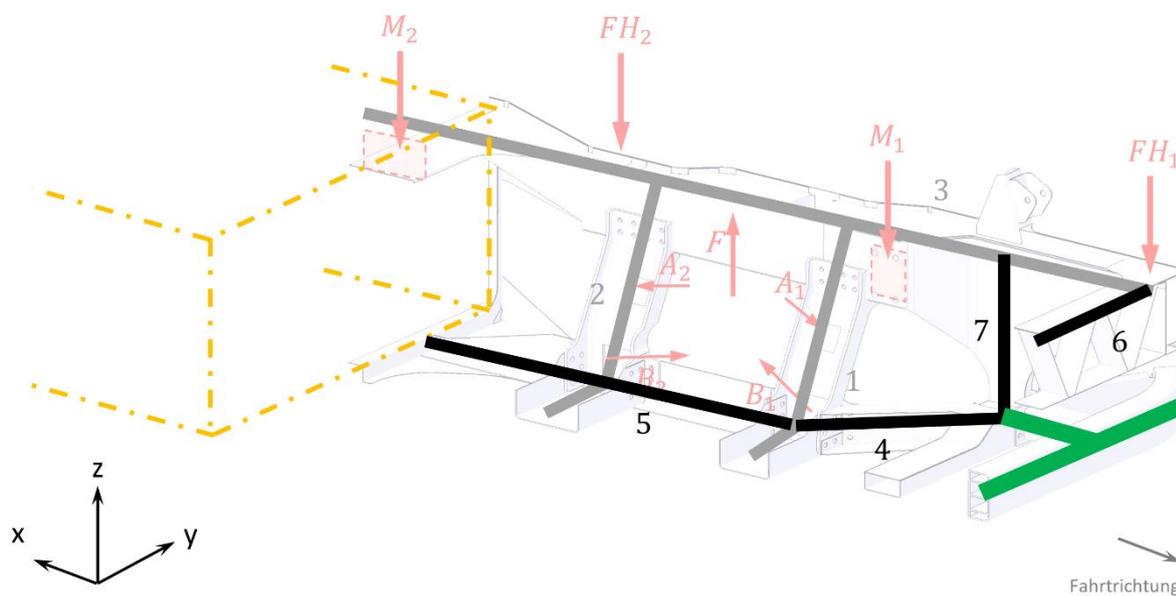


Abbildung 5.5: Komplettierung des schematischen Frontmoduls

Der beschriebene Weg zur Konzeptfindung eines Frontmodulrahmens beinhaltet die Aufnahme der wichtigsten Packagekomponenten. Eine Vervollständigung des Rahmens mit zusätzlichen Trägern und Strukturen wird bei der detaillierten Konstruktion nicht vermeidbar sein.

5.1.3 Entwicklungsschritte

5.1.3.1 Umsetzung der Konstruktion

Als Entwurf mit den vorhergehenden Überlegungen der Kräftesituation resultierte die erste Konstruktionsvariante, welche in Abbildung 5.6 zu sehen ist. Bei der Konstruktion wurde darauf geachtet, dass Bauteile verwendet werden, die flächenbetont ausgeführt sind. Dadurch sollen möglichst Blechteile verwendet werden, die idealerweise durch Biegen hergestellt werden können. Vorteile von Biegeteilen sind der einfache Fertigungsprozess sowie die kostengünstige Herstellung. Tiefziehteile lassen sich wesentlich schwieriger fertigen und sind dementsprechend teurer in der Anschaffung. Lediglich das Übergangsblech oben vom Mittelteil zum Frontmodul wurde als Tiefziehteil vorgesehen. Um die abgerundete obere Kante am Mittelmodul fließend in das Frontmodul überzuleiten, muss der Radius stetig nach vorne verkleinert werden und zugleich der Kontur des oberen Längsträgerverbundes des Frontmoduls angenähert werden. Durch diese Anforderungen ergibt sich ein Tiefziehteil (a), das dem Vorgängermodell des Außenblechs mit Starrachse [2] ähnlich ist, aber einen geringeren Umformungsgrad aufweist. Die Lagerträger (b) der Einzelradaufhängung wurden als Gussteile vorgesehen. Die Aufnahme der Molekularlager der Querlenker benötigt eine verstärkte Struktur, welche ursprünglich nur lokal um das Lager vorgesehen wurde, die dann auf einem Trägerblech montiert ist. Durch die nahe Position jeweils von unterem und oberem Molekularlager wurde die verstärkte Struktur erweitert und auch bis zu den oberen (c) und unteren Längsträgerstrukturen (d) gezogen. Da eine Verbindungsstelle ohnehin auch bei einem Blechträger nötig wäre, ist die verstärkte Struktur als Gussteil mit Schraubenverbindungen realisiert.

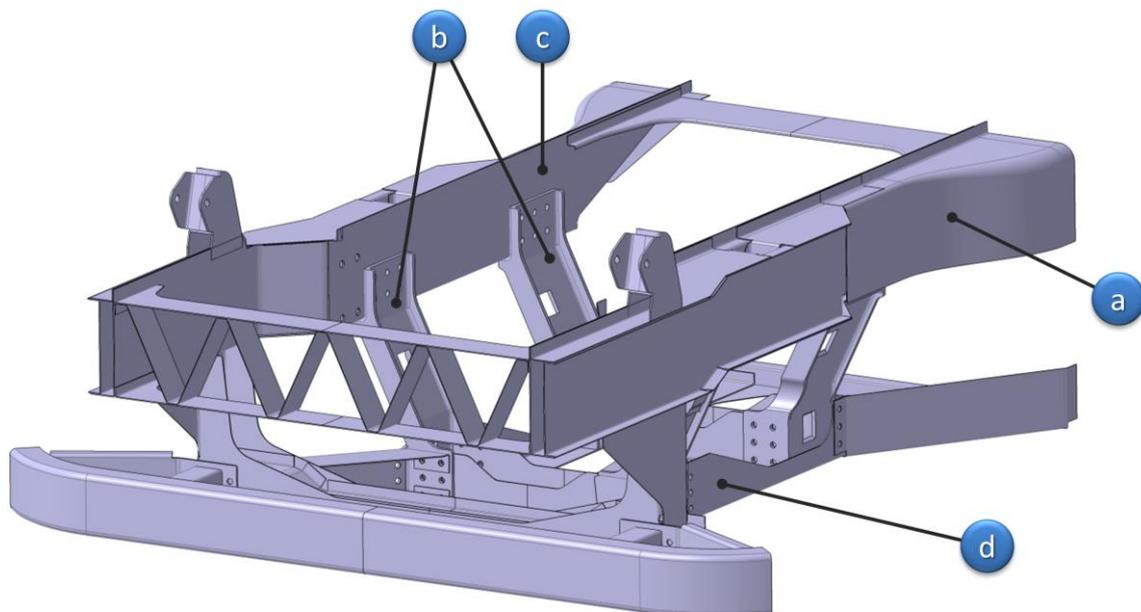


Abbildung 5.6: 1. Konstruktionsstufe des Frontmoduls

Die Funktionen der Lagerung der Komponenten mit Rücksicht auf die nötigen Freiräume konnte umgesetzt werden. Die Formgebung der Tragstruktur unter dem oberen Längsträgerverbund erscheint relativ schmal, muss aber durch die unteren Querlenkerlager und den Radeinschlag so weit nach innen gezogen werden.

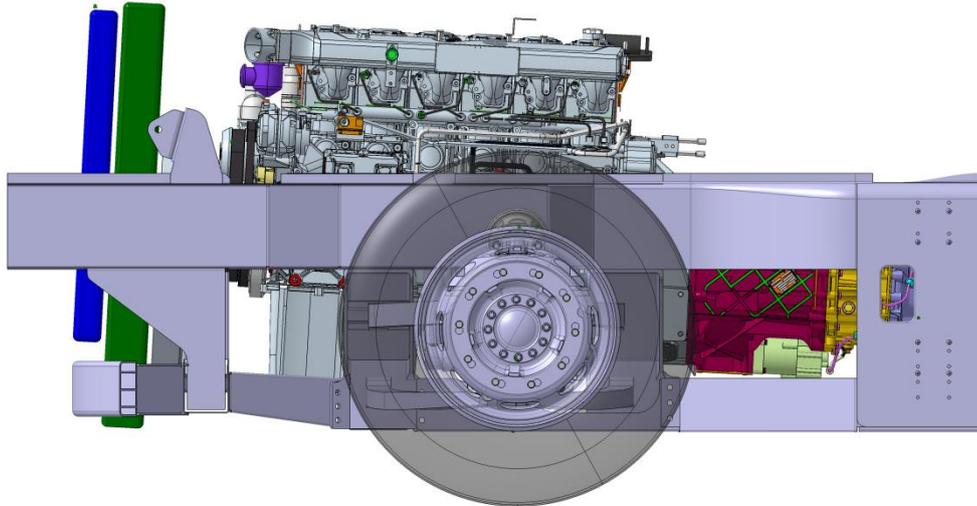


Abbildung 5.7: 1. Konstruktionsstufe des Frontmoduls mit ERA und Mittelmodul

In der Abbildung 5.7 ist das Frontmodul von der linken Fahrzeugseite aus dargestellt. Der Antriebsstrang findet in der Mitte Platz und ist an der oberen Längsstruktur fixiert. Die untere Rahmenstruktur führt begonnen am vorderen Ende beim Unterfahrschutz mit einer fahrzeugbodennahen Fortführung der Trägerstruktur bis zum Mittelmodul. Das Frontmodul mündet an Fahrzeugober- und unterkante in das Mittelmodul und wird an dieser Stelle überlappend verschweißt.

In der Abbildung 5.8 ist der Frontmodulrahmen in der Fahrzeuglängsachse mittig geschnitten, um auf die innere Tragstruktur der Radaufhängung einsehen zu können.

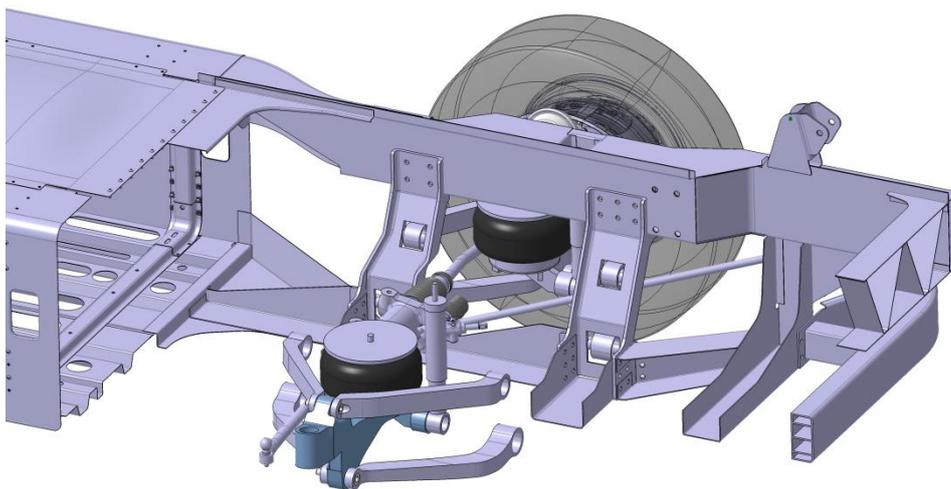


Abbildung 5.8: Innerer Aufbau der 1. Konstruktionsvariante des Frontmoduls

Die Luftfeder ist unter dem oberen Längsträger positioniert und überträgt so die Kraft von unten in die Rahmenstruktur. Die Querlenker sind in den Lagerböcken vor und hinter der Luftfeder gelagert und stellen gleichzeitig eine Verbindung zwischen oberen und unteren Längsträger durch

Verschraubung her. Am hinteren Ende des Frontmoduls befinden sich an der Ober- sowie Unterkante Außenbleche, die einen stetigen Übergang zum breiten Mittelmodul herstellen. Aufgrund des Radeinschlages in den Kurven sowie der vorgegebenen Lagerposition vor allem des unteren Querlenkers, ist eine relativ schmale Struktur im Bereich der Einzelradaufhängung vorgegeben. Die breite Außenkontur des Mittelmoduls kann bei weitem nicht bis zur Fahrzeugfront durchgezogen werden und erfordert eine Rahmenführung, die sich auf den Kraftfluss suboptimal auswirkt, aber nicht vermeidbar ist. Der obere Längsträgerverbund besteht aus mehreren Einzelteilen, die als Biegeteile ausgeführt sind und miteinander punktverschweißt sind.

Die Draufsicht auf das Frontmodul in Abbildung 5.9 verdeutlicht die Rahmenführung und dessen Kontur im oberen Bereich. An der Außenseite ist die Grenze durch die Radhüllkurve gegeben, die das Rad beim Einfedern und Einlenken darstellt, wobei hinter der Achse das Rad am weitesten zur Fahrzeugmitte ragt und die maximale Rahmenbreite vorgibt. An der Innenseite des Längsträgerverbundes wurde die Rahmengrenze auf die Ebene der Motorlager gelegt. Der Motor ist in diesem Fall relativ schmal ausgeführt, aber bei alternativen Modellen wird der Platz bis zur Motorlagerebene weitaus dichter ausgefüllt. Der vorgesehene Kühler im vorderen Bereich findet ebenfalls Platz zwischen dem linken und rechten vorderen Träger.

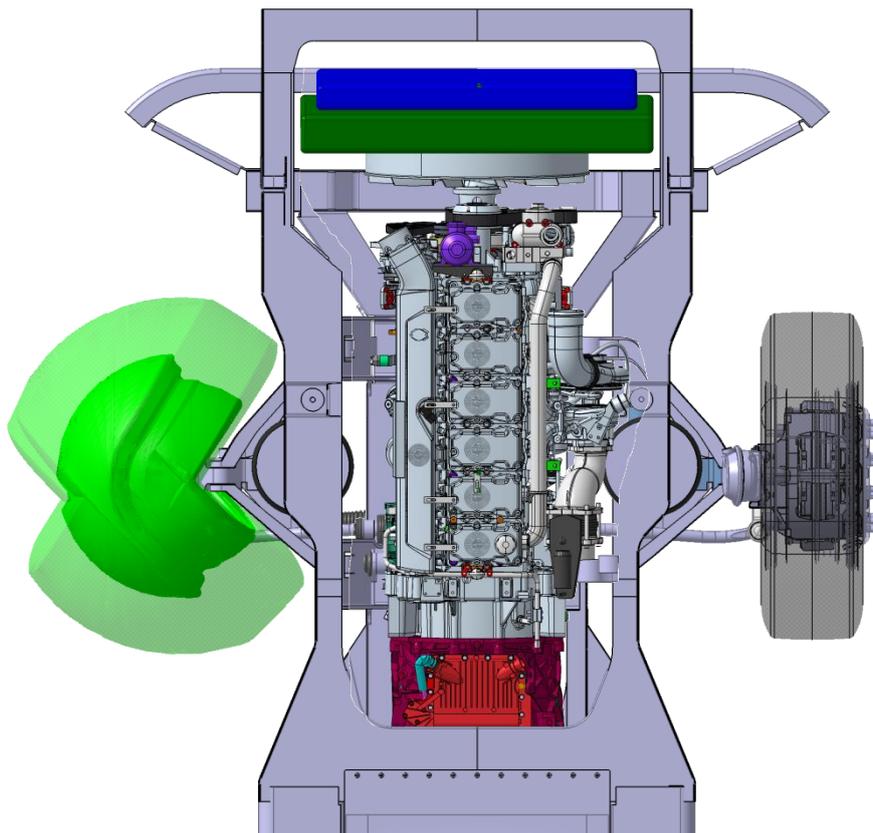


Abbildung 5.9: Frontmodul von oben mit Antriebsstrang und Radhüllkurve

5.1.3.2 Problematik und Fortschritt

Bei der Betrachtung der oberen Längsträgerstruktur fällt die ungünstig verschachtelte Blechkonstruktion auf. Diese hat den Nachteil der begrenzten Zugänglichkeit durch die geschlossene Ausführung und auch die Festigkeit steht durch den geteilten und mehrfach gekröpften Aufbau in Frage. Die Bauteilanbindung der Luftfeder und des Schwingungsdämpfer sind auch noch verbesserungswürdig. Die Luftfeder befindet sich sehr weit an der Außenkante unter dem darüber liegenden Rahmen. Der Schwingungsdämpfer steht in senkrechter Anordnung und ist oben innerhalb des Tragsystems gelagert, wobei die Montage und die Zugänglichkeit erschwert möglich sind. Aus diesem Grund wurde versucht, eine geradlinige und biegesteife Alternative zu finden.

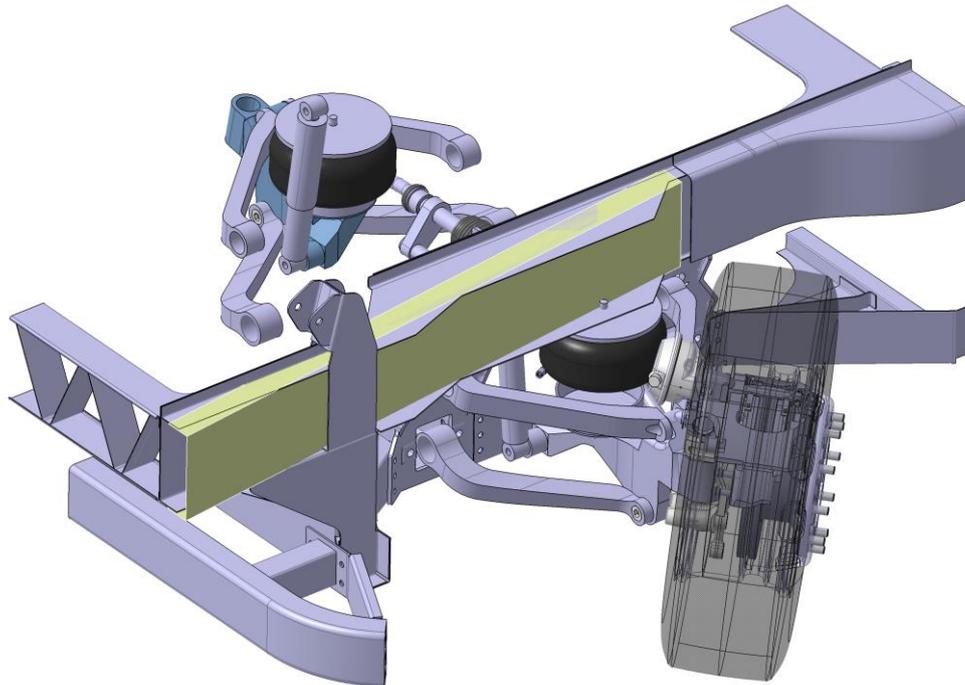


Abbildung 5.10: Frontmodul-Halbschnitt mit eingezeichnetem Profil

Das C-Profil, das in Abbildung 5.10 gelb eingezeichnet ist, soll den Blechverbund des oberen Längsträgers ablösen und das Frontmodul optimal komplettieren. Der geschlossene Längsträgerquerschnitt ist im Aufbau, der Montage und Verbindungstechnik kompliziert und aufwändig. Auch die spätere Verlegung von Leitungen gestaltet sich bei begrenzter Zugänglichkeit sehr schwierig, weshalb eine einfachere Lösung gesucht wurde. Das C-Profil kann mit wenigen Ergänzungen und zusätzlichen Stützen, wie etwa an der Luftfeder dieselben Anforderungen der Belastungsaufnahme erfüllen, reduziert gleichzeitig die Bauteilanzahl und bringt auch eine Gewichtsersparnis mit sich.

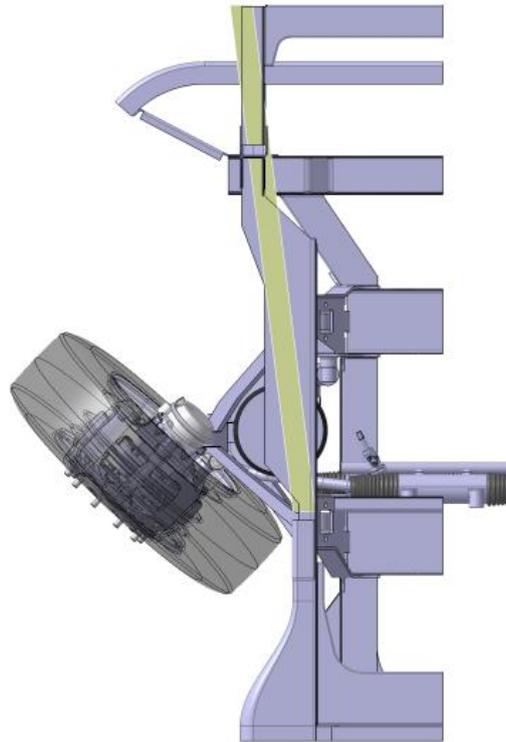


Abbildung 5.11: Frontmodul-Halbschnitt mit neuem Längsträger von oben

In Abbildung 5.11 ist das Frontmodul von oben dargestellt. Die Abbildung lässt erkennen, dass das eingesetzte, gelb skizzierte Längsprofil die vorhergehende Lösung bestmöglich ersetzt. Das Rad wird bei Kurvenfahrt nicht am Einlenken gehindert und ragt nicht über die vorgesehenen Grenzen der alten Konstruktion. Nicht nur Kräfte durch die Luftfeder, auch die anderen Belastungen entlang des Profils können durch den einteiligen Längsträger biegesteif abgestützt werden. Im Fall der Luftfeder bieten die geometrischen Verhältnisse an, die Luftfederachse im Bereich des Schubmittelpunktes des C-Profils zu führen um zusätzliche Torsionsbeanspruchung zu unterbinden. Die Montage des Schwingungsdämpfers kann an dem vorderen Lagerbock erfolgen, der wesentlich mehr Widerstand als der Blechverbund bietet und auch weit mehr Freiraum und erleichterte Zugänglichkeit erhält. In der Draufsicht der Abbildung 5.11 des Frontmoduls ist auch zu erkennen, dass die beiden integrierten Längsprofile nicht parallel zur Längsachse liegen, sondern einen Öffnungswinkel nach vorne aufweisen der einen breiten Kühlereinbau zulässt.

5.2 Ausgeführte Konstruktion

Die Änderungen und Ideen der vorhergegangenen Entwicklungsschritte wurden konstruktiv umgesetzt. Der Rahmen in Abbildung 5.12 soll in dieser Form den Fahrzeugbelastungen standhalten und alle vorgesehenen umliegenden Bauteile aufnehmen. Um die genaue Zusammensetzung des Frontmoduls beschreiben zu können, wird dieses im folgenden Kapitel teilweise zerlegt dargestellt und beschrieben.

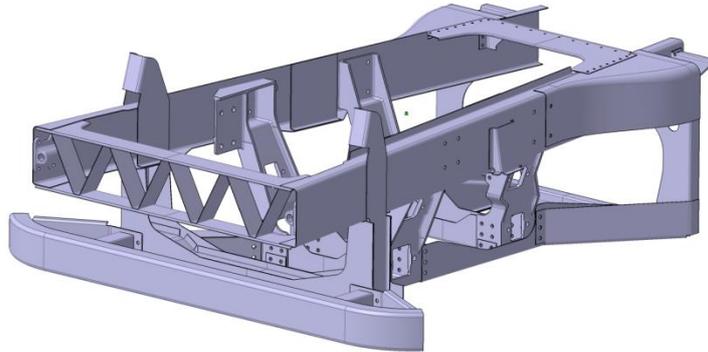


Abbildung 5.12: Frontmodul-Konstruktion

5.3 Komponenten des Frontmoduls

Das Frontmodul, in Abbildung 5.13 zu sehen, ist im Wesentlichen ein verschweißter Fachwerkverbund, der nur die demontierbaren Komponenten Kühlerquerträger (a), Catwalk (b) und Unterfahrschutz (c) enthält. Die Lagerträger sind auch verschraubt ausgeführt aber als fixer Bestandteil des Frontmodul-Grundgerüsts (d) eingeplant. Die übrigen Verbindungen sind als Punktschweißverbindungen vorgesehen, da diese in der Vorbereitung und Durchführung relativ einfach sind.

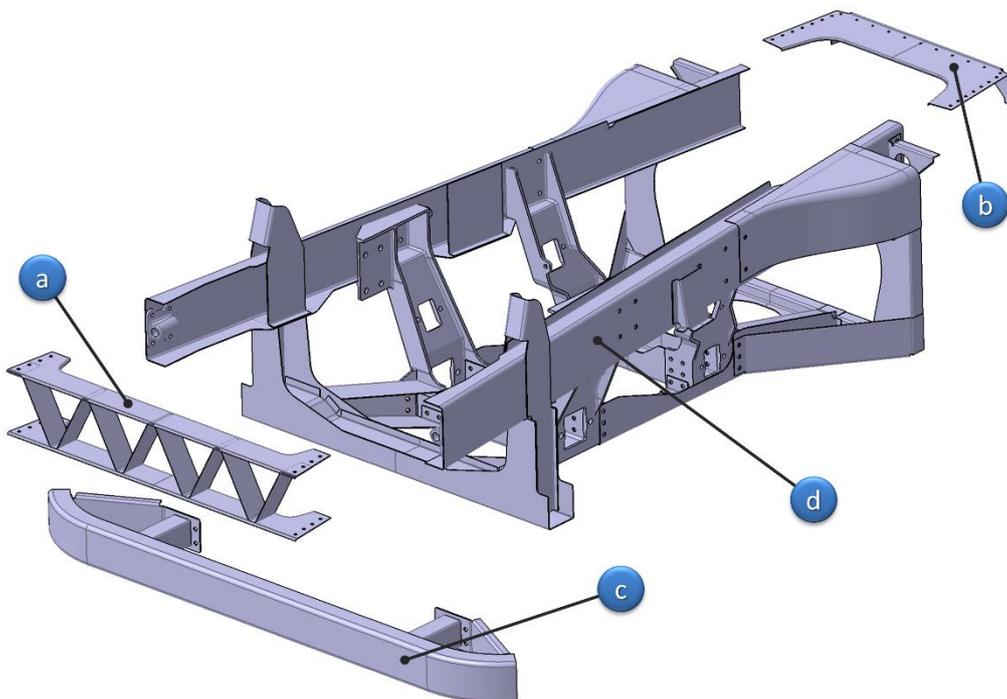


Abbildung 5.13: Demontierbare Komponenten des Frontmoduls

Die einzelnen Komponenten des Frontmoduls sind in Abbildung 5.14 dargestellt. Zur einfacheren Zuordnung ist die linke Fahrzeughälfte in Explosionsdarstellung zu sehen und die Nummerierung der Einzelteile ist in der Tabelle 5-2 und in diesem Kapitel mit der Bauteilbeschreibung ident.

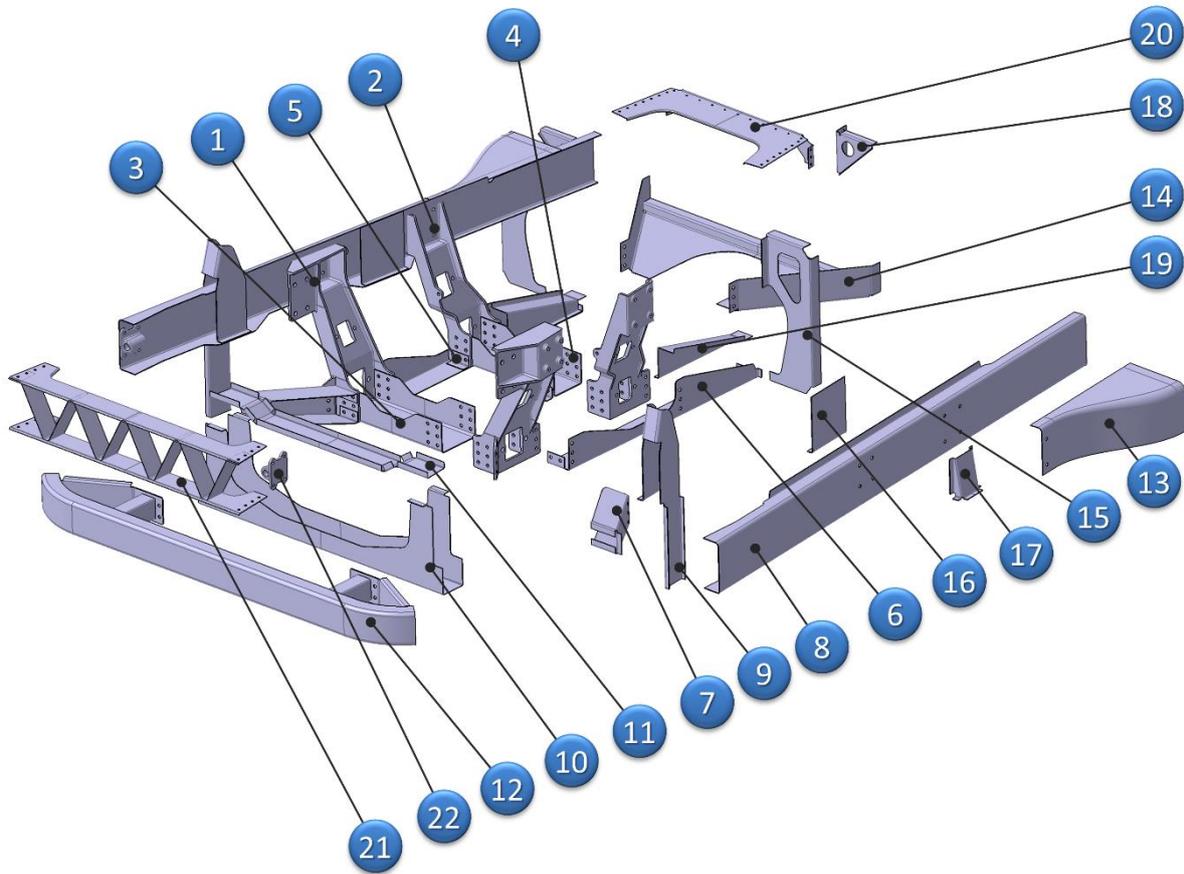


Abbildung 5.14: Aufbau des Frontmoduls mit Komponenten

Tabelle 5-2: Komponenten des Frontmoduls

Nummer	Komponente
1	Vorderer Lagerträger
2	Hinterer Lagerträger
3	Vorderer Querträger
4	Hinterer Querträger
5	Lasche Längsträger unten
6	Längsträger unten
7	Längsstütze hinter Unterfahrerschutz
8	Längsträger oben
9	Vertikalstrebe Fahrerhauslager
10	Querträger Fahrerhauslager
11	Querträgerversteifung Fahrerhauslager
12	Unterfahrerschutz
13	Oberes Übergangsblech
14	Unteres Übergangsblech
15	Frontmodul-Stehblech
16	Luftfederstütze innen
17	Luftfederstütze außen
18	Motorlagerstützblech
19	Verstärkungsblech unterer Längsträger
20	Catwalk
21	Kühlerquerträger
22	Konsole für Abschleppvorrichtung

Das Frontmodul ist wie folgt aufgebaut:

5.3.1 Vorderer Lagerträger (1)

Der vordere Lagerträger verbindet nicht nur den oberen und unteren Längsträger, sondern auch die linke und rechte Seite mithilfe des vorderen Querträgers. Des Weiteren werden auch die Längsstützen hinter dem Unterfahrschutz an den vorderen Lagerträgern verschraubt und bilden somit eine solide Unterstruktur. Der vordere Lagerbock nimmt die beiden vorderen Querlenkerlager auf, die mit Befestigungspratzen verschraubt sind. Am oberen Ende befindet sich auch eine Montageplatte mit dem Lochbild des vorderen Motorlagers. Durch den Öffnungswinkel der oberen Längsträger kann das vordere Motorlager nicht ohne zusätzliche Einrichtung an diesem montiert werden. Der vordere Lagerträger ist aber durch die Position des oberen Querlenkerlagers weiter innen situiert und eignet sich daher für die Motorlagerung. Der Schwingungsdämpfer kann ebenfalls am Lagerträger angebracht werden. Die Position und die gute Anschlussmöglichkeit am Gussbock lassen eine Montage mit Verschraubung an einem vorgesehenem Butzen zu.

5.3.2 Hinterer Lagerträger (2)

Die hinteren Lagerträger sind den vorderen ähnlich in der Funktion. Zusammen mit dem hinteren Querträger verbinden diese die linke und rechte Fahrzeughälfte und wirken dem eingeleiteten Moment der Radaufhängung entgegen. Auch der obere und untere Längsträger sind am hinteren Lagerbock verschraubt und bilden einen weiteren Knoten in der Fachwerkstruktur des Frontmoduls.

5.3.3 Vorderer Querträger (3)

Der vordere Querträger nimmt die Biegespannungen auf, die beidseitig von den Lagerträgern eingeleitet werden. Aus diesem Grund soll die sechsfache Verschraubung pro Befestigungslasche eine ausreichende Kraftübertragung bieten. Die Verengung in der Mitte des Querträgers soll der Bauteilfreiheit der Motorölwanne dienen. Im konkreten Fall bleibt nicht erspart, dass auch teilweise die Ölwanne an die Rahmenstruktur des Frontmoduls angepasst werden muss, da im herkömmlichen Fall die Ausnehmung für die Starrachse genau in Achsmitte vorgesehen ist. Durch die vordefinierten Positionen der Querlenkerlager liegen die idealen Übergänge unter dem Motor weitaus breiter als bei der bisherigen Starrachse. Sofern aber die Eindringung in die Ölwanne nicht zu tief erfolgt, sollte eine Anpassung nicht unmöglich erscheinen.

5.3.4 Hinterer Querträger (4)

Der hintere Querträger ist in Gestalt und Funktion dem vorderen gleich. Durch die kleinere Lagerdimension des unteren Querlenkers hinten kann aber der Lagerträger sowie der Querträger hinten schmaler ausgeführt werden.

5.3.5 Lasche Längsträger unten (5)

Durch die Position der Zahnstangenlenkung kann der hintere Lagerträger nicht direkt mit dem unteren Längsträger verbunden werden und benötigt diese zusätzliche Lasche. Sie ist am unteren Längsträger aufgeschweißt und mit dem Lagerbock verschraubt.

5.3.6 Längsträger unten (6)

Der untere Längsträger verbindet den vorderen und hinteren Lagerträger und stützt die Längskräfte am Mittelmodul ab. Auch die Längskräfte, die von der Längsstütze hinter dem Unterfahrschutz einhergehen, werden indirekt über den vorderen Lagerträger eingeleitet. Die Ausnehmung am

unteren Längsträger im Bereich vor dem hinteren Lagerträger resultiert aus der erforderlichen Lage der Zahnstangenlenkung.

5.3.7 Längsstütze hinter Unterfahrschutz (7)

Im Fall eines Frontalcrashs ist der vordere Unterfahrschutz vorgesehen, um die Energie zu absorbieren. Die Rahmenstruktur dahinter soll widerstandsfähig genug sein, um die energieabsorbierenden Bauteile abzustützen und ein weiteres Eindringen und Unterfahren eines Pkws zu verhindern. Aus diesem Grund stützt dieser Längsträger den Querträger hinter dem Unterfahrschutz gegen den vorderen Lagerträger und die gesamte Unterstruktur ab.

5.3.8 Längsträger oben (8)

Der obere Längsträger ist unter einem Öffnungswinkel von $6,5^\circ$ nach vorne geöffnet und deckt in dieser Linienführung alle Montagepunkte und Bauteilfreiheiten ab. Beide Lagerträger können mit dem Längsträger oben verschraubt werden und bieten in Ihrer Mitte einen geeigneten Platz für die Luftfederlagerung. Die vertikale Strebe für die Fahrerhauslagerung kann mit dem oberen Längsträger verschweißt werden und somit die Längskräfte beispielsweise beim Bremsen mit aufnehmen. Die vorderen Fahrerhausdämpfer werden an der Profilaußenseite am vorderen Ende des Längsträgers montiert und an der Innenseite mit den Konsolen für die Abschleppereinrichtung verschraubt. Die hintere Fahrerhauslagerung wird im Bereich des hinteren Lagerträgers an der Profilaußenseite des Längsträgers erfolgen und auch so die nötige Abstützung durch den Lagerbock erfahren. Im hinteren Bereich stützt sich das Längsprofil seitlich gegen das Stehblech und somit gegen die Seitenwände des Mittelmoduls ab, wodurch die Torsionssteifigkeit für die gesamte Frontmodul-Mittelmodul-Kombination erhöht wird. Die Längsträger erstrecken sich vom Kühler vorne bis in den Bereich des Mittelmoduls, da die hintere Motorlagerung hinter der Schnittstelle des Mittelmoduls positioniert ist. Das 2. Motorlager wird direkt am Längsträgerende montiert und stützt sich am Profilende über ein Motorlagerstützblech gegen das Hutprofil des Mittelmoduls ab. Um die Längsträger gegen die eingeleiteten Momente der Radaufhängung abzustützen, sind am vorderen Ende der Kühlerquerträger und an der Schnittstelle zum Mittelmodul der Catwalk verschraubt; diese wirken in ihrem Verbund den lateralen Kräften und Torsionsverformungen entgegen.

Zur Orientierung sind in Abbildung 5.15 die bereits beschriebenen Bauteile hervorgehoben.

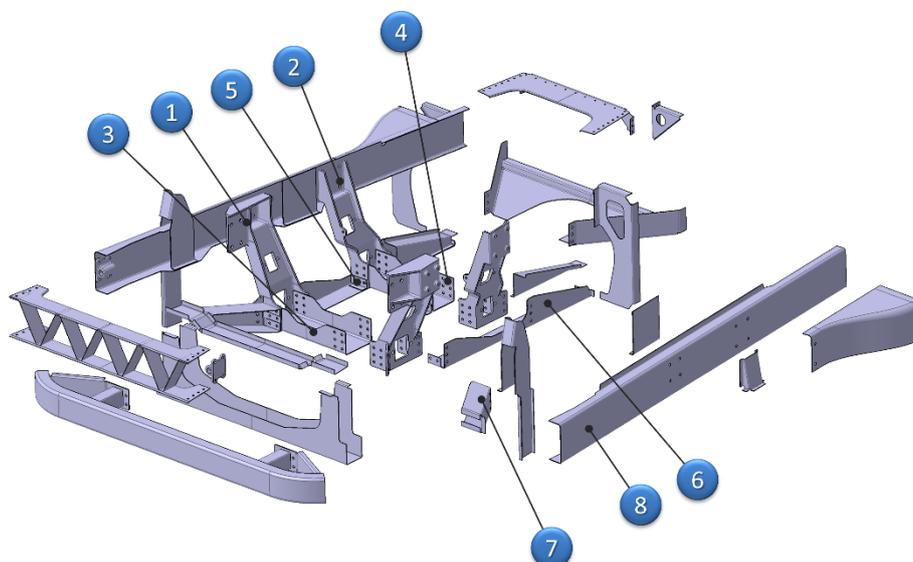


Abbildung 5.15: Aufbau des Frontmoduls mit bereit beschriebenen Komponenten (1) bis (8)

5.3.9 Vertikalstrebe Fahrerhauslager (9)

Die vertikale Strebe der Fahrerhauslängslagerung ist am oberen Längsträger verschweißt und stützt sich in vertikaler Richtung nach unten am Querträger ab. Am oberen Ende wird die Längskraft des Fahrerhauses im Beschleunigungs- und Bremsfall aufgenommen, hier können auch laterale Krafteinwirkungen aufgenommen werden. Die vertikale Strebe dient nicht nur der Versteifung nach oben sondern stabilisiert auch im Fall des Frontalcrashes die Unterstruktur hinter dem Unterfahrschutz gegen ein Unterfahren eines Pkws.

5.3.10 Querträger Fahrerhauslager (10)

Dieser Querträger hinter dem Unterfahrschutz stellt eine zusätzliche Querverbindung zwischen linker und rechter Fahrzeughälfte unter dem Motor durch dar. An ihm wird der Unterfahrschutz mit den Crashboxen montiert und dieser leitet deren Kraft im Fall eines Crashes in das Frontmodul-Fachwerk.

5.3.11 Querträgerversteifung Fahrerhauslager (11)

Diese Versteifung wird in den Querträger Fahrerhauslager eingeschweißt und verhindert ein Kollabieren des losen Querträgers. Die Fertigung erfolgt durch Biegen und lässt durch die Laschen eine Punktschweißverbindung zu.

5.3.12 Unterfahrschutz (12)

Der Unterfahrschutz besteht aus der Stoßstange, den Crashboxen und einer Montageplatte. Aufgrund der ungleichen Massen und Stoßpunkte im Crashfall mit einem Pkw müssen für die Kompatibilität Lkw-Pkw Vorkehrungen getroffen werden. Einerseits soll der gleiche Energieabbau wie beim PKW erzielt werden und andererseits soll ein Unterfahren des Lkws verhindert und nur eine gewisse Eindringtiefe zugelassen werden. Diese Forderungen sind in der Norm ECE-R93 enthalten und verlangen die ausreichende Widerstandsfähigkeit gegenüber einer definierten Prüfkraft und der maximalen Deformation im unteren frontalen Fahrzeugbereich. Die Ausführung fiel auf eine Aluminiumkonstruktion, wobei die Stoßstange und auch die Crashboxen als Strangpressprofil gefertigt werden. Das geringe Gewicht und die ausgezeichneten energieabsorbierenden Eigenschaften sind ein klarer Vorteil des Aluminiumwerkstoffes. Am Übergang zum stahldominierten Rahmen ist allerdings Vorsicht geboten, um Kontaktkorrosion zu vermeiden. Der Unterfahrschutz soll im Fall von leichteren Beschädigungen einfach ausgetauscht werden können. Durch die Schnittstelle am Rahmen sind alternative Unterfahrschutzsysteme auch montierbar. Beispielsweise ist auch ein Leichtbau-System aus hochfestem Stahl erhältlich, der in diesem Projekt eingesetzt werden könnte.

5.3.13 Oberes Übergangsblech (13)

Die oberen Längsträger können durch den Lenkeinschlag der Räder die Breite des Mittelmoduls nicht erreichen und benötigen ein Übergangsblech hin zu den Seitenwänden des Mittelmoduls. Die Ausführung erfolgt als Tiefziehteil, da der abgerundete Mittelteil und die Längsträger keine einfachen Alternativen erlauben. Das Übergangsblech ist am Mittelmodul verschweißt und wird am Frontmodul mit dem oberen Längsträger, dem hinteren Lagerträger und dem Catwalk verschraubt. An der oberen Kante erfolgt auch eine Punktverschweißung mit dem Längsträger, um eine stetige Kraftübertragung zu erreichen.

5.3.14 Unteres Übergangsblech (14)

Das untere Übergangsblech leitet wie im Fall der oberen Längsstruktur die Kräfte teilweise in die Seitenwände des Mittelmoduls, da die bloße Längsabstützung in den Fahrzeugboden des Mittelmoduls nicht ausreicht. Der Platz für den Radeinschlag zwingt die unteren Längsträger sehr

weit in Richtung Fahrzeugmitte, sodass dieses Übergangsblech zur Kraftübertragung ins Mittelmodul nötig ist. An der Unterseite erfolgt eine Punktschweißung des Übergangsbleches mit dem unteren Längsträger. An der Rückseite wird mit dem Mittelmodul und dem Stehblech eine Punktschweißverbindung hergestellt. Am hinteren Lagerträger ist zusätzlich eine Verschraubung mit dem unteren Übergangsblech und dem unteren Längsträger vorgesehen.

5.3.15 Frontmodul-Stehblech (15)

Das Stehblech trennt Frontmodul und Mittelmodul räumlich voneinander und trägt vorwiegend zum Übertragen von Quer- und Torsionsbelastungen bei. Das Stehblech ist mit dem oberen Längsträger punktverschweißt und stabilisiert auch die hintere Motorlagerung in diesem Bereich. Rückwärts liegt dieses Blech innerhalb des oberen und unteren Übergangsblechs an und wird mit dem Mittelmodul mit punktverschweißt.

5.3.16 Luftfederstütze innen (16)

Die Luftfeder wird unter dem oberen Längsträger montiert und muss zusätzlich abgestützt werden. Durch dieses zusätzliche Stegblech wird das C-Profil oberhalb der Luftfeder geschlossen und hält dadurch der Federkraft von unten besser stand. Das L-Profil der Luftfederstütze liegt im C-Profil des oberen Längsträgers an den Laschen an, die sich zur Punktschweißverbindung eignen.

5.3.17 Luftfederstütze außen (17)

Diese Luftfederstütze liegt außen am oberen Längsträger an und schließt unten mit der Platte der Luftfeder ab. Die Stütze verbreitert die Auflagefläche der Luftfeder und stabilisiert ihre senkrechte Position vor allem beim Einfedern.

Zur Orientierung sind in Abbildung 5.16 die relevanten Bauteile für diesen Abschnitt hervorgehoben.

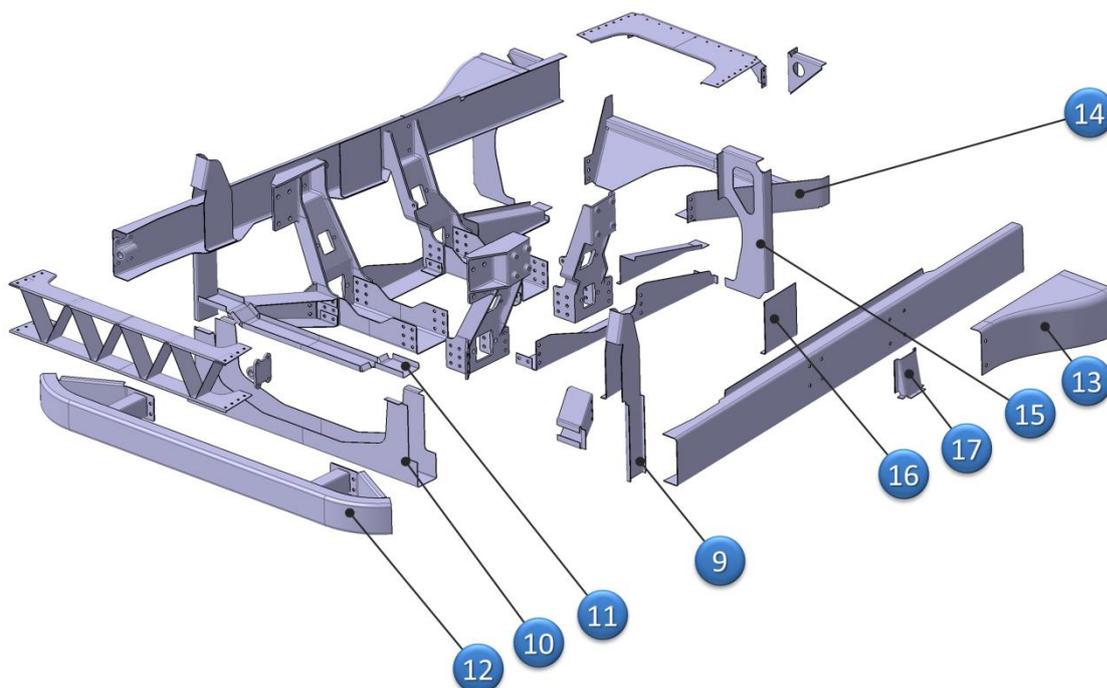


Abbildung 5.16: Aufbau des Frontmoduls mit bereit beschriebenen Komponenten (9) bis (17)

5.3.18 Motorlagerstützblech (18)

Dieses Blech dient der zusätzlichen Abstützung des hinteren Motorlagers. Das Frontmodul-Stehblech verhindert zwar an der Vorderseite des hinteren Motorlagers ein Verdrehen des Längsprofils, aber das hintere Ende des oberen Längsträgers würde frei und somit verdrehungsanfällig verbleiben. Das dreieckige Stützblech wird jeweils an Laschen am Ende des oberen Längsträgers sowie am Hutprofil des Mittelmoduls punktuell verschweißt.

5.3.19 Verstärkungsblech unterer Längsträger (19)

Erste Berechnungen haben gezeigt, dass der Bereich des unteren Längsträgers zwischen hinterem Lagerträger und Mittelmodul noch zu schwach ausgeführt scheint. Aus diesem Grund wird am unteren Längsträger ein angepasstes Verstärkungsblech durch Punktschweißen angebracht, das sich bis zum Bodenblech des Mittelmoduls erstreckt. Darüber hinaus erhält die Verbindung mit dem unteren Übergangsblech eine erhöhte Fläche der Kraftübertragung, was senkt somit die lokalen Spannungsspitzen senken kann.

5.3.20 Catwalk (20)

Der Catwalk stellt den Querträger zwischen den oberen Längsträgern dar. Beim Einbau und im Reparaturfall des Antriebstranges muss dieser demontierbar vorgesehen werden, weshalb er mit Schrauben fixiert wird. Zusammen mit den beiden oberen Längsträgern und dem Kühlerquerträger bildet er einen geschlossenen Rahmenverbund, der den lateralen Belastungen und den Torsionsbeanspruchungen Widerstand bietet. Auch in vertikaler Richtung wird der nach oben offene U-Profilverbund durch den Catwalk geschlossen und die Stabilität somit erhöht.

5.3.21 Kühlerquerträger (21)

Dieser Schlussquerträger an der Vorderseite ergänzt die beiden offenen Längsträger an der oberen Seite. Dadurch erhöht sich der Widerstand des Rahmensystems gegen Torsionsbelastung und es wird ein Zusammendrücken der beiden oberen Längsstrukturen durch die Radaufhängung und der Feder verhindert. Der Kühlerquerträger ist einfach aufgebaut und besteht aus identischem Blech oben und unten, das durch ein punktverschweißtes Stegblech auf Abstand gehalten wird. Auch der Kühlerquerträger muss demontierbar eingeplant werden, da der Antriebstrang am Ein- und Ausbau gehindert wird, und deshalb wird dieser mit den C-Profilen verschraubt.

5.3.22 Konsole für Abschleppvorrichtung (22)

Am herkömmlichen Rahmen eines Nutzfahrzeuges ist die Vorrichtung für die Abschleppöse im Frontend integriert. Durch die erforderlichen Gusskonsolen für die Blattfederlagerung und den Lenkungsbock kann die Abschleppöse im Gusskonzept vorgesehen werden. Am aktuellen Frontmodul befinden sich aber nur der obere Längsträger und der Kühlerquerträger in Blechbauweise. Darum wurde eine separate Konsole für die Abschleppvorrichtung im C-Profil montiert, die an der Außenseite des Längsträgers gleichzeitig die Halterung für die Fahrerhausdämpfung vorne stabilisieren soll.

5.4 Gesamtmodell Frontmodul

In Abbildung 5.17 ist der Aufbau des Frontmoduls von der linken Fahrzeugseite aus betrachtet mit einem Kastenträger vergleichbar. An der oberen und unteren Rahmenkante sind die größten Biegespannungen zu erwarten, weshalb hier die Längsträger als Ober- und Untergurt dienen. Die vier Verbindungen zwischen den oberen und unteren Längsträgern stellen deren Abstandhalter oder Stege dar, wobei die beiden inneren auch die Funktion der Lagerung der Querlenker übernehmen.

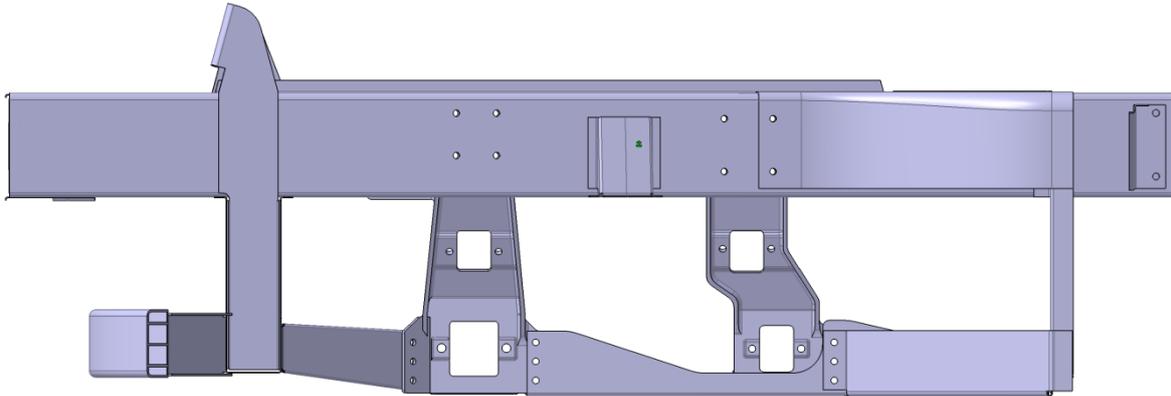


Abbildung 5.17: Seitenansicht Frontmodul

Die integrierte Einzelradaufhängung in Abbildung 5.18 zeigt die verbauten Querlenker an den Lagerträgern und innerhalb des oberen Querlenkers die Luftfeder, die sich am oberen Längsträger abstützt.

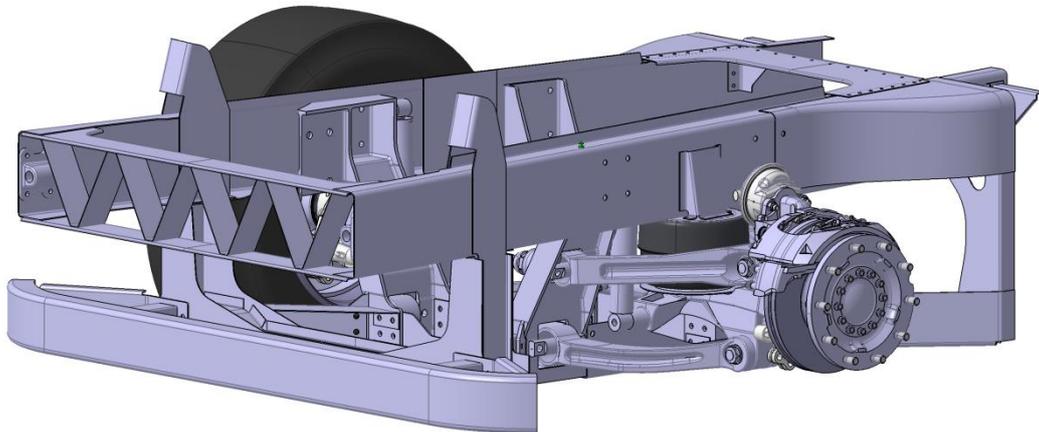


Abbildung 5.18: Frontmodul mit integrierter ERA

Das Frontmodul ist in Abbildung 5.19 in der Fahrzeuginnenachse der Mitte nach aufgeschnitten dargestellt und gibt die Sicht auf den inneren Aufbau der Konstruktion frei. Wie zuvor erwähnt, kann der obere Längsträger des Mittelmoduls aufgrund der Lager für kommerzielle Motoren, Fahrerhäuser und Kühler nur diese Formgebung erhalten, was wenig Spielraum für eine alternative Struktur zulässt. Da aber an den Positionen, an denen die Längsträger des Frontmoduls enden, sich im Mittelmodul nur der flache Fahrzeugboden befindet, müssen die Fahrzeuginnenkräfte an die Seitenwände des Mittelmoduls geleitet werden. Die Übergangsbleche oben und unten stellen die kraftschlüssige Verbindung zwischen den Frontmodul-Längsträgern und den Mittelmodul-Seitenwänden her. Die Querverbindung der Radaufhängungen der linken und rechten Seite wird durch die beiden Querträger am Fahrzeugboden bewerkstelligt. Die Motorposition lässt nur diesen Weg der Rahmenstruktur zu und kann nicht einfach umgangen werden. Eine Stützverbindung über den Motor, etwa durch eine Federdomstrebe, wird nicht erwünscht. Einen Teil der lateralen Querkraft der Radaufhängung wird durch das Verbundsystem der Längsträger in Kombination mit dem Kühlerquerträger und dem Catwalk aufgenommen, die dem Zusammendrücken der oberen Längsträger entgegenwirken sollen.

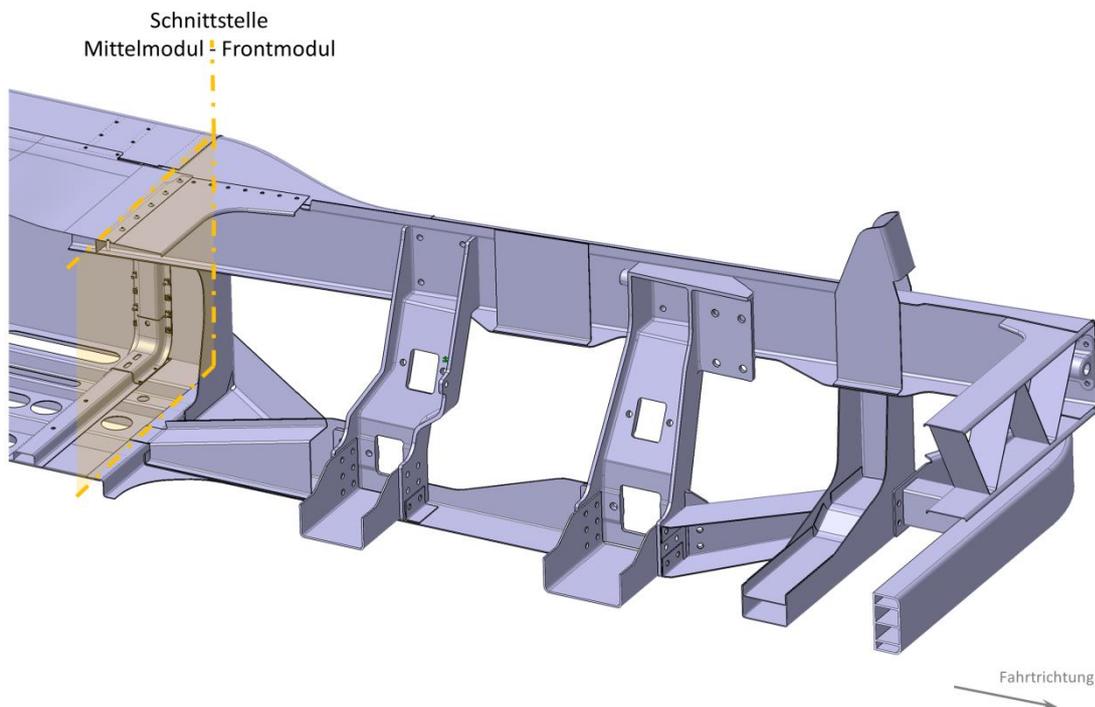


Abbildung 5.19: Längsschnitt in Fahrzeugmitte durch Frontmodul

Beanspruchungen werden an der Schnittstelle Frontmodul - Mittelmodul übertragen. Um den Kraftfluss möglichst ideal und verlustfrei zu leiten, empfiehlt sich die überlappende Modulüberschneidung. Auch im Fall des Projektes Leichtbaurahmen mit Starrachs-Frontmodul [2] überdecken sich das Mittelmodul und das angrenzende Modul vorne, um eine Punktschweißverbindung herstellen zu können.

Der gesamte Leichtbaurahmen mit dem neuen ERA-Frontmodul ist in den Abbildung 5.22 und Abbildung 5.21 zu sehen. Es wurde versucht, das Frontmodul bestmöglich in das Gesamtkonzept des LWTF zu integrieren. Es wurde versucht, den Übergang vom Mittel- in das Frontmodul fließend zu gestalten, was auch der Kraftübertragung zugute kommt.

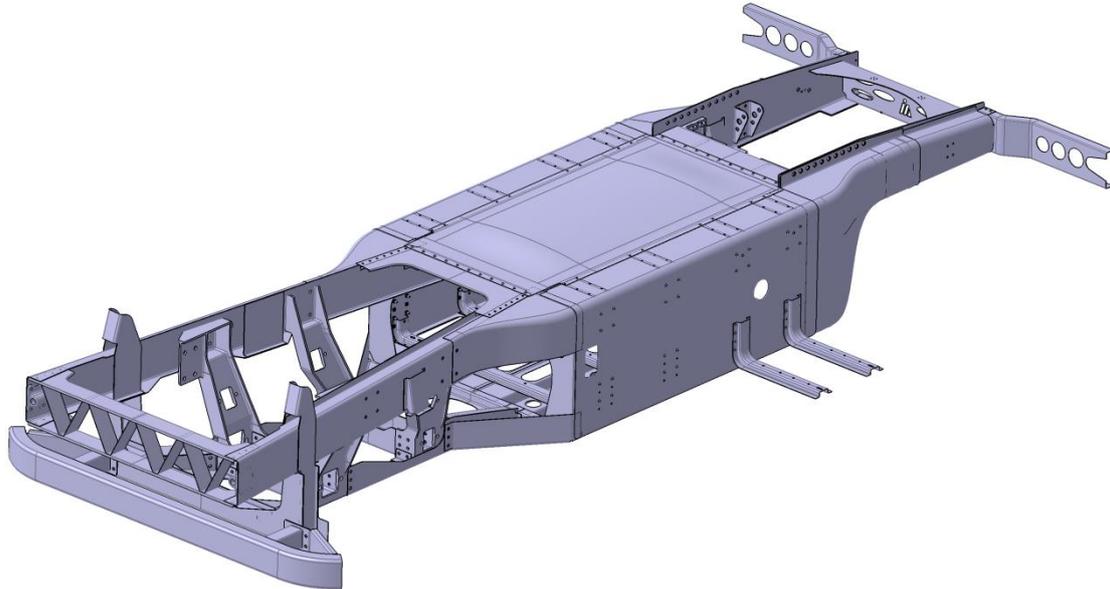


Abbildung 5.20: Gesamter Leichtbaurahmen mit ERA-Frontmodul

In der Abbildung 5.21 ist der Gesamtrahmen von vorne oben dargestellt. Die Abbildung zeigt die geöffnete Längsträger-Bauweise im oberen Frontbereich, durch den der Kühlerbaureaum begünstigt wird. Auch die schmale Längsträgerführung vorne unten wird verdeutlicht, die durch die Einzelradaufhängung nicht breiter gestaltet werden kann.

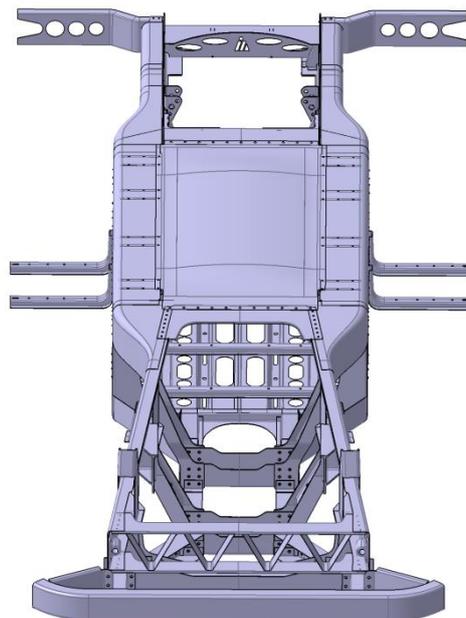


Abbildung 5.21: Gesamter Leichtbaurahmen mit ERA-Frontmodul von vorne oben

In Abbildung 5.22 ist der gesamte Leichtbaurahmen mit dem Package des Antriebstranges und den Achsen dargestellt.

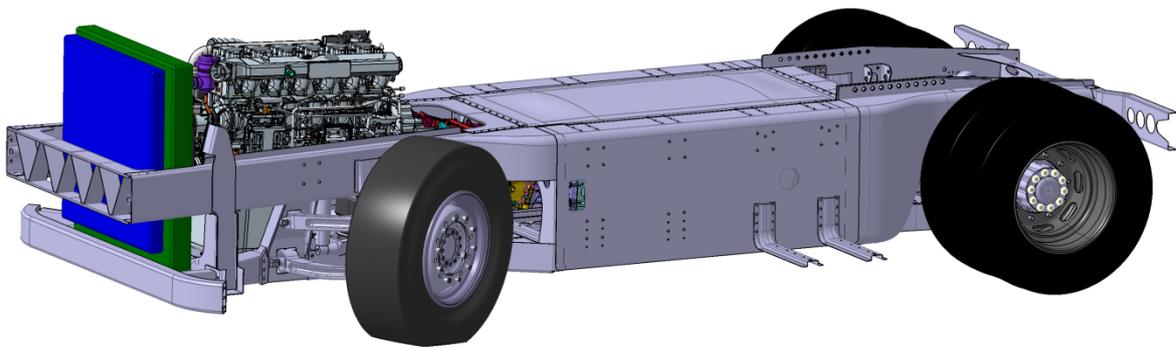


Abbildung 5.22: Gesamter Leichtbaurahmen mit Package

Die Abbildung 5.23 zeigt Das Frontmodul mit dem Package von oben, wobei das linke Rad in einer Linkskurve und einer Rechtskurve dargestellt ist. Der Motor und das Rad weisen in diesem Fall ausreichend Freiraum zum Rahmen auf

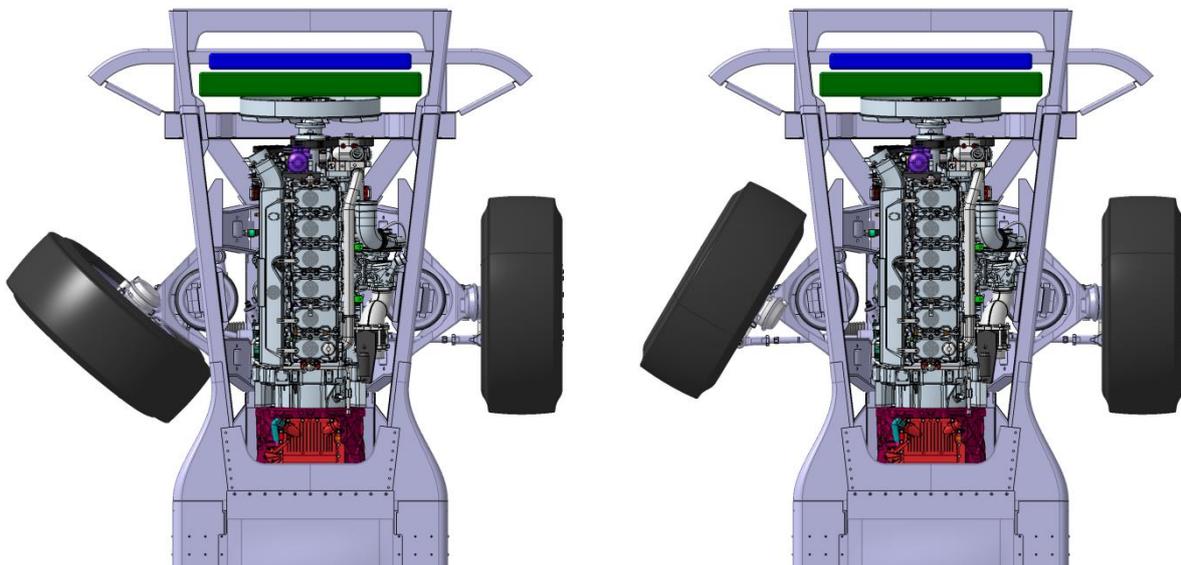


Abbildung 5.23: Frontmodul mit Package von oben mit Lenkeinschlag

5.4.1 Werkstoffwahl

Beim Thema Leichtbau wird in erster Linie an die typischen Leichtbaumaterialien wie Aluminium und faserverstärkte Kunststoffe gedacht, die auch ein enormes Potential hinsichtlich Dichte und Festigkeit besitzen. Durchaus sind Anwendungsfälle prädestiniert für den Einsatz von Leichtbauwerkstoffen, beispielsweise die flächenbetonte Bauweise eignet sich sehr gut für CFK aber auch für Aluminium, jedoch erweisen sich vor allem punktuelle Krafteinleitungen als nachteilig und können spezielle Inserts erfordern. Hochbelastete Träger, die, beispielsweise wie im Fall des Frontmoduls, unter dem Motor durch ein Moment abstützen müssen, wären für den Einsatz von CFK geeignet. Dabei würde sich eine definierte Faserrichtung in der Kunststoffmatrize entlang des Kraftflusses als ideal erweisen. Aber global müssen auch Kosten und Aufwand der Beschaffung, Fertigung und Instandsetzung betrachtet werden. In diesem Fall wird Stahl als Werkstoff noch länger vorherrschen, vor allem im Anwendungsfall des Nutzfahrzeuges, wo Kosten und ein weitaus längerer Produktlebenszyklus als beim Pkw eine übergeordnete Rolle spielen.

Um die Beschaffung und auch die Herstellung so günstig wie möglich zu gestalten, sollen keine speziellen Anforderungen an den Werkstoff gestellt werden. Damit soll sichergestellt werden, dass standardisierte Stahlbleche verwendet werden können. Die Fertigung soll ebenfalls mit einfachen Technologien beherrschbar sein, wie sie aus dem Automobilsektor bekannt sind. Soweit die Anforderungen es zulassen, wird die Verwendung der Materialien, die in den anderen Modulen im Heck und im Mittelmodul eingesetzt wurden, in punkto Beschaffung und Fertigung ebenfalls vorteilhaft sein. Die in der Diplomarbeit Leichtbaurahmen [2] ausgewählten Werkstoffe sind warm- und kaltgewalzte Stahlbleche die hinsichtlich Fertigungs- und Verbindungstechnik gute Eigenschaften vorweisen. Sofern die Anforderungen an die Festigkeit es zulassen, wird die Verwendung von E360-Stahlblechen angestrebt. Die gute Biege- und Schweißseignung dieses Werkstoffs scheint für die Bauteilfertigung und Verbindungstechnik im Frontmodul erfolgversprechend zu sein.

Für die Lagerträger wird der Gusswerkstoff EN-GJS-600 ausgewählt. Aufgrund der vielen Verbindungsstellen mit den umliegenden Stahlblechträgern und der großen Lagerkräfte der Querlenkerlager der ERA wird Grauguss verwendet. Im Vorfeld wurde eine Stahlblechkonstruktion anstatt der Gusslösung in Betracht gezogen. Durch Erfordernis einer verstärkten Aufnahme für die Molekularlager wurde eine Gusskonsole vorgesehen, die in weiterer Folge bis zu den umliegenden Längsträgern verlängert wurde, und dort direkt mit Schrauben verbunden wird.

Um die verwendeten Werkstoffe im Frontmodul darzustellen, wurden die einzelnen Bauteile in Abbildung 5.24 eingefärbt und für gleiche Materialdicken dieselben Farben verwendet. Die Längsträgerstrukturen oben und unten sind stärker ausgeführt als die Übergangsbleche, die mit dem Mittelteil direkt in Verbindung stehen. Dadurch ist auch gewährleistet, dass vom dünnen Mittelteilblech ein stetiger Übergang zu den stärker ausgeführten Längsträgern im Mittelmodul verläuft. Die Querträger unter dem Motor sind stark belastet und werden mit 4,5mm relativ dick ausgeführt. Die Gussteile sind grau dargestellt und der Unterfahrschutz wird gesondert betrachtet. Die Stoßstange und die Crashboxen des Unterfahrschutzes sind aus aluminiumlegierten Strangpressprofilen vorgesehen, die miteinander verschweißt sind. Durch eine Montageplatte aus Aluminium werden diese stabilisiert und an der Rahmenschnittstelle verschraubt.

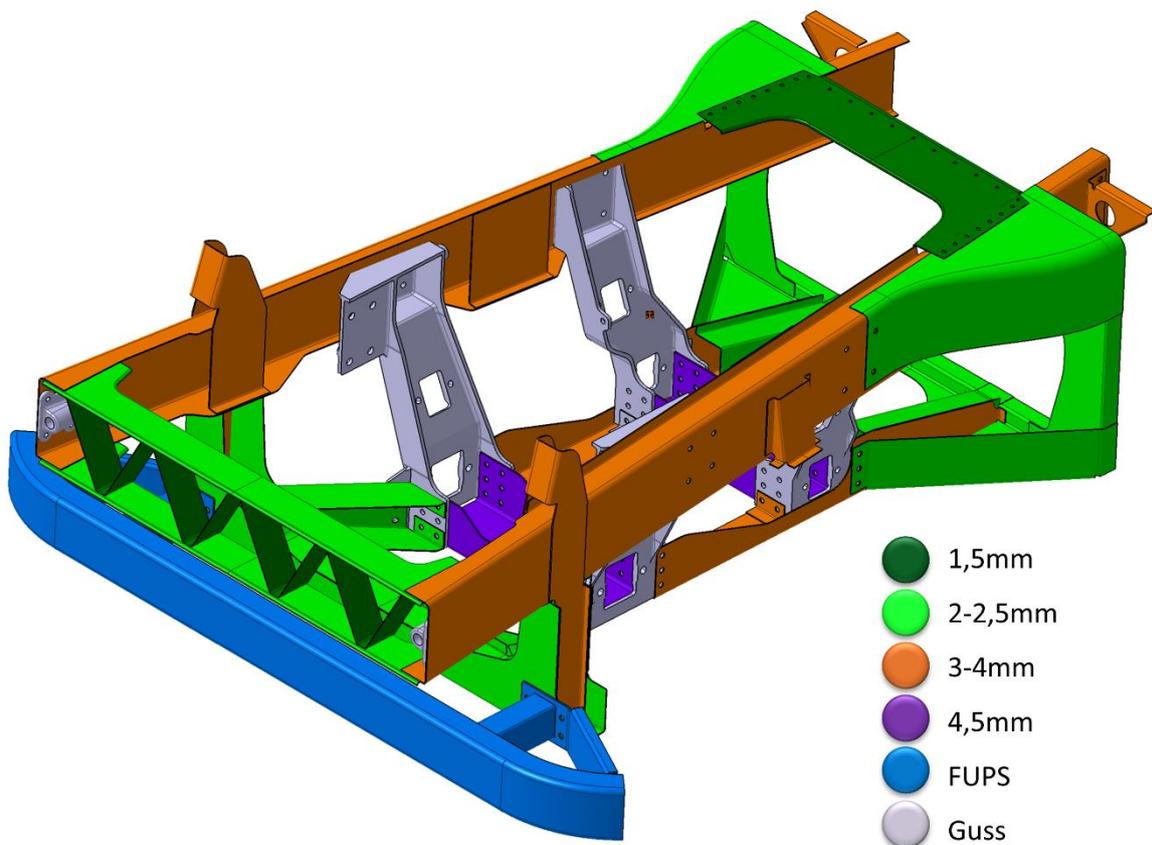


Abbildung 5.24: Werkstoffe und Materialstärken des Frontmoduls

Wie in Abbildung 5.24 dargestellt, werden zwischen 1,5mm bis 4,5mm dicke Stahlbleche verwendet, wobei bis 2,9mm warmgewalzte Stahlbleche des Typs S355MC [27] eingesetzt werden und über 3,1mm kaltgewalzte Feinbleche des Typs HC380LA [28]. Die Werkstoffkennwerte der beiden Stahlblechsorten sind in Tabelle 5-3 aufgelistet.

Tabelle 5-3: Werkstoffeigenschaften der Stahlbleche [27] [28]

Werkstoffeigenschaft	S355MC	HC380LA
Zugfestigkeit in N/mm ²	430 – 550	440–560
Streckgrenze in N/mm ²	≥ 355	380–480

5.4.2 Bauteilliste

Um einen Überblick über die Komponenten des Frontmodules zu schaffen, wurden diese in der Tabelle 5-4 aufgelistet und das Bauteilgewicht festgehalten. Durch die Symmetrie oder die zweifache Verwendung auf linker und rechter Fahrzeugseite sind Bauteile doppelt vorhanden; diese wurden mit 2 Stück vermerkt. Im Fall des Kühlerquerträgers wurden dessen drei Einzelkomponenten zu einer Unterbaugruppe in der Tabelle zusammengefasst. Der Unterfahrschutz ist ebenfalls eine Unterbaugruppe, die Stoßstange und Crashboxen vereint.

Tabelle 5-4: Gewichtsauflistung der Frontmodulkomponenten

Nummer	Komponente	Gewicht [kg]	Stück	Gesamtgewicht [kg]
1	Vorderer Lagerträger	28,7	2	57,4
2	Hinterer Lagerträger	18,9	2	37,8
3	Vorderer Querträger	9,4	1	9,4
4	Hinterer Querträger	8,5	1	8,5
5	Lasche Längsträger unten	0,2	2	0,3
6	Längsträger unten	6,7	2	13,4
7	Längsstütze hinter Unterfahrschutz	3,2	2	6,4
8	Längsträger oben	24,6	2	49,2
9	Vertikalstrebe Fahrerhauslager	5,7	2	11,3
10	Querträger Fahrerhauslager	13,3	1	13,3
11	Querträgerversteifung Fahrerhauslager	3,5	1	3,5
12	Unterfahrschutz	41,8	1	41,8
13	Oberes Übergangsblech	4,6	2	9,3
14	Unteres Übergangsblech	10,1	1	10,1
15	Frontmodul-Stehblech	3,3	2	6,6
16	Luftfederstütze innen	1,7	2	3,5
17	Luftfederstütze außen	1,1	2	2,2
18	Motorlagerstützblech	1,0	2	2,0
19	Verstärkungsblech unterer Längsträger	1,7	2	3,5
20	Catwalk	3,9	1	3,9
21	Kühlerquerträger	10,1	1	10,1
22	Konsole für Abschleppvorrichtung	2,6	2	5,1
Gesamtgewicht				308,6

5.4.3 Montage des Frontmoduls

Zur Montage des Frontmoduls müssen Unterbaugruppen vorbereitet und verschweißt werden, um die Zugänglichkeit beim Montieren zu gewährleisten.

Wie in Abbildung 5.25 zu sehen, werden im ersten Schritt die beiden Längsträger parallel vorbereitet. Der obere Längsträger (8) wird mit dem oberen Übergangsblech (13) und dem Frontmodul-Stehblech (15) punktverschweißt, wobei die beiden Bleche (13) und (15) miteinander nur anpunktiert werden und erst beim Anbinden an das Mittelmodul miteinander punktverschweißt werden. Des Weiteren wird die Vertikalstrebe des Fahrerhauslagers (9) mit dem oberen Längsträger (8) punktverschweißt. Parallel dazu wird der untere Längsträger (6) mit dem unteren Übergangsblech (14) anpunktiert, um danach mit dem Verstärkungsblech (19) punktverschweißt zu werden. Die Lasche (5) wird am Längsträger unten (6) punktuell verschweißt.

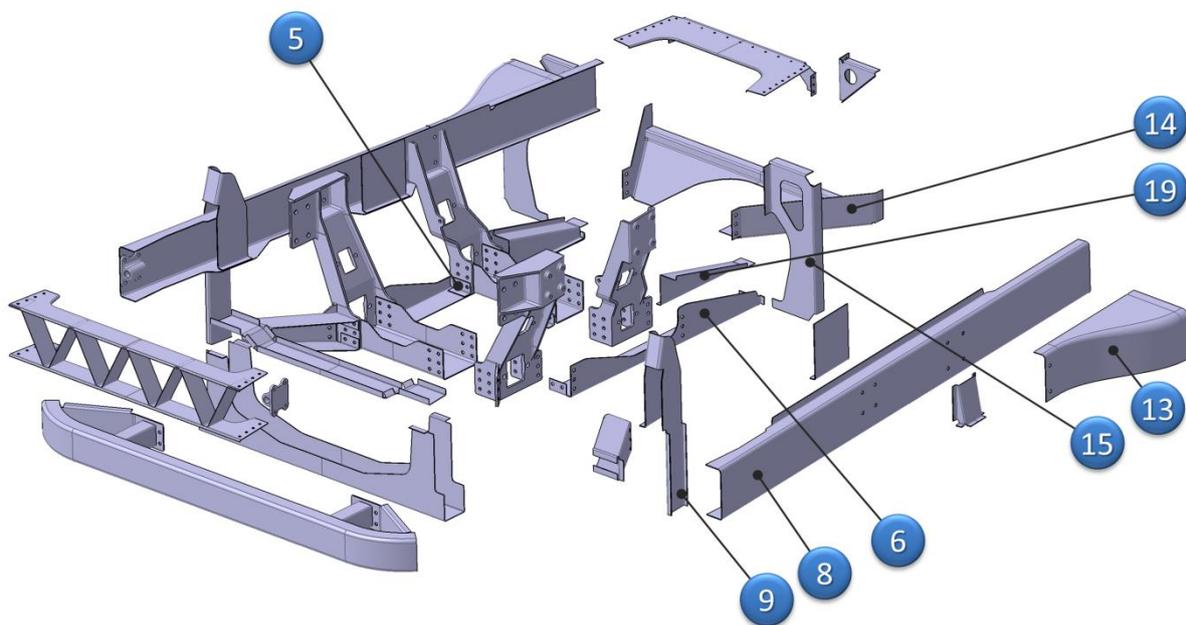


Abbildung 5.25: Montage Frontmodul Schritt 1

Der zweite Montageschritt, in Abbildung 5.26 dargestellt, beinhaltet die Baugruppe um den Querträger Fahrerhauslager (10), welcher mit der Längsstütze hinter dem Unterfahrschutz (7) und dann mit der Querträgerversteifung (11) punktverschweißt wird. Danach können diese drei Bauteile mit dem bereits vormontierten oberen Längsträger (8) und der Vertikalstrebe (9) durch Punktschweißen endgültig verbunden werden.

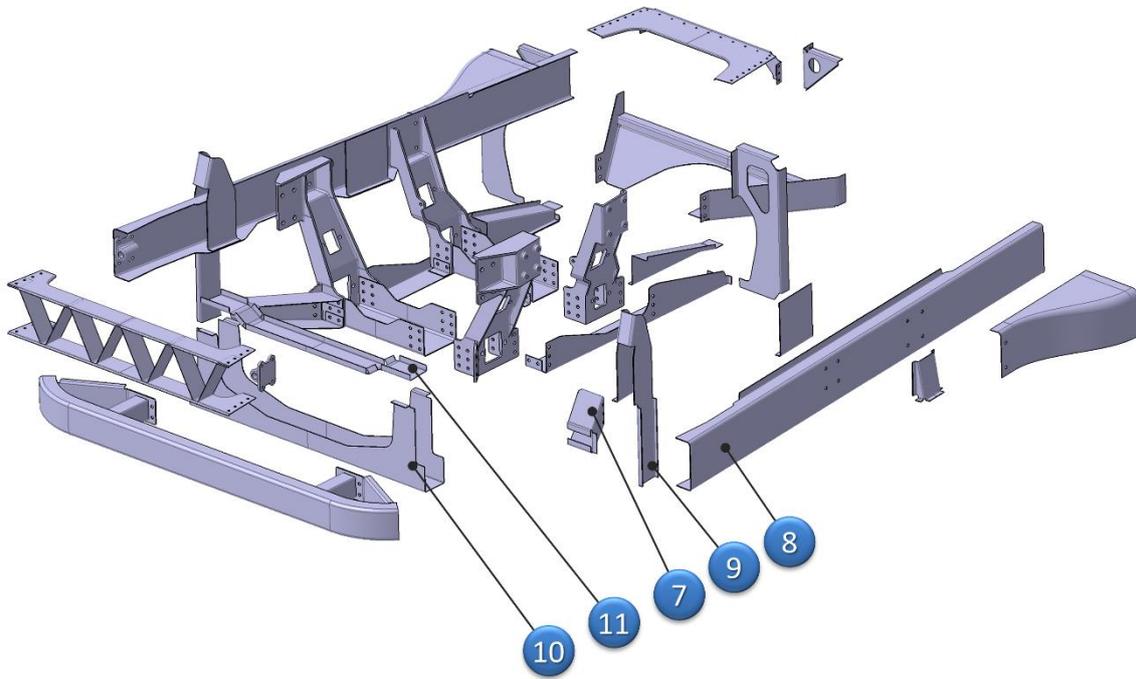


Abbildung 5.26: Montage Frontmodul Schritt 2

Für den dritten Schritt in Abbildung 5.27 werden die vormontierten Bleche mit den Lagerträgern (1) und (2) sowie den Querträgern (3) und (4) verschraubt.

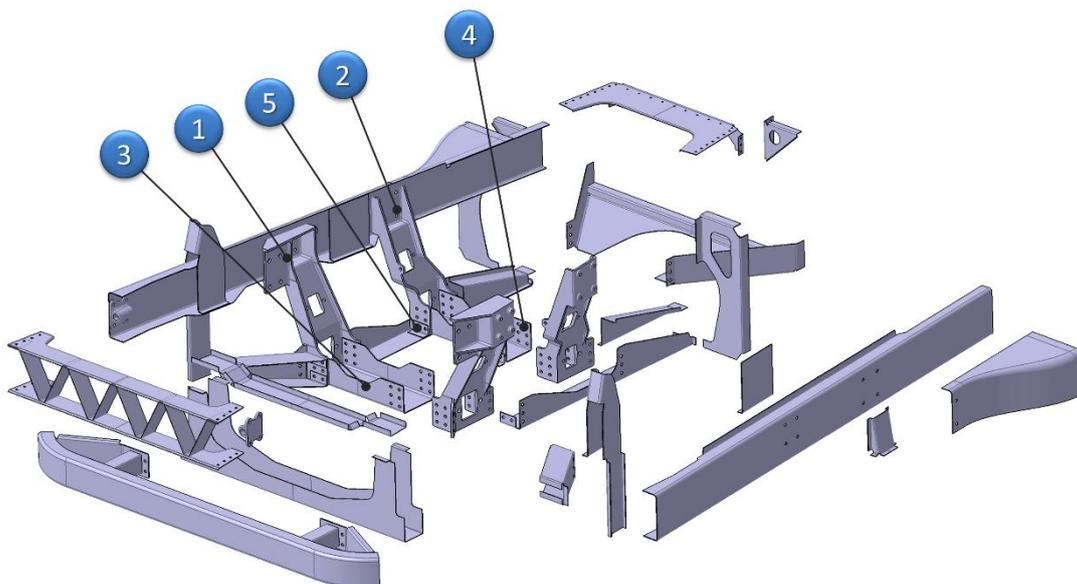


Abbildung 5.27: Montage Frontmodul Schritt 3

Im vierten und letzten Schritt werden nur noch das Motorlagerstützblech (18) sowie die Luftfederstützen außen (17) und innen (16) am oberen Längsträger punktverschweißt. Die Konsole für die Abschleppvorrichtung (22) wird am oberen Längsträger noch verschraubt. Die restlichen Bauteile (20), (21) und (12) werden erst nach der Montage am Mittelmodul und des Antriebstranges mit dem Leichtbaurahmen verbunden. Der Catwalk (20) wird sowohl mit dem Frontmodul als auch mit dem Deckel des Mittelmodules verschraubt. Der Kühlerquerträger (21) wird durch Punktschweißen der Gurtbleche mit dem Stegblech vormontiert und dann am C-Profil des Längsträgers oben verschraubt. Die Einzelteile des Unterfahrschutzes (12) werden mittels MIG-Naht verschweißt und anschließend am Frontmodul durch Schrauben fixiert.

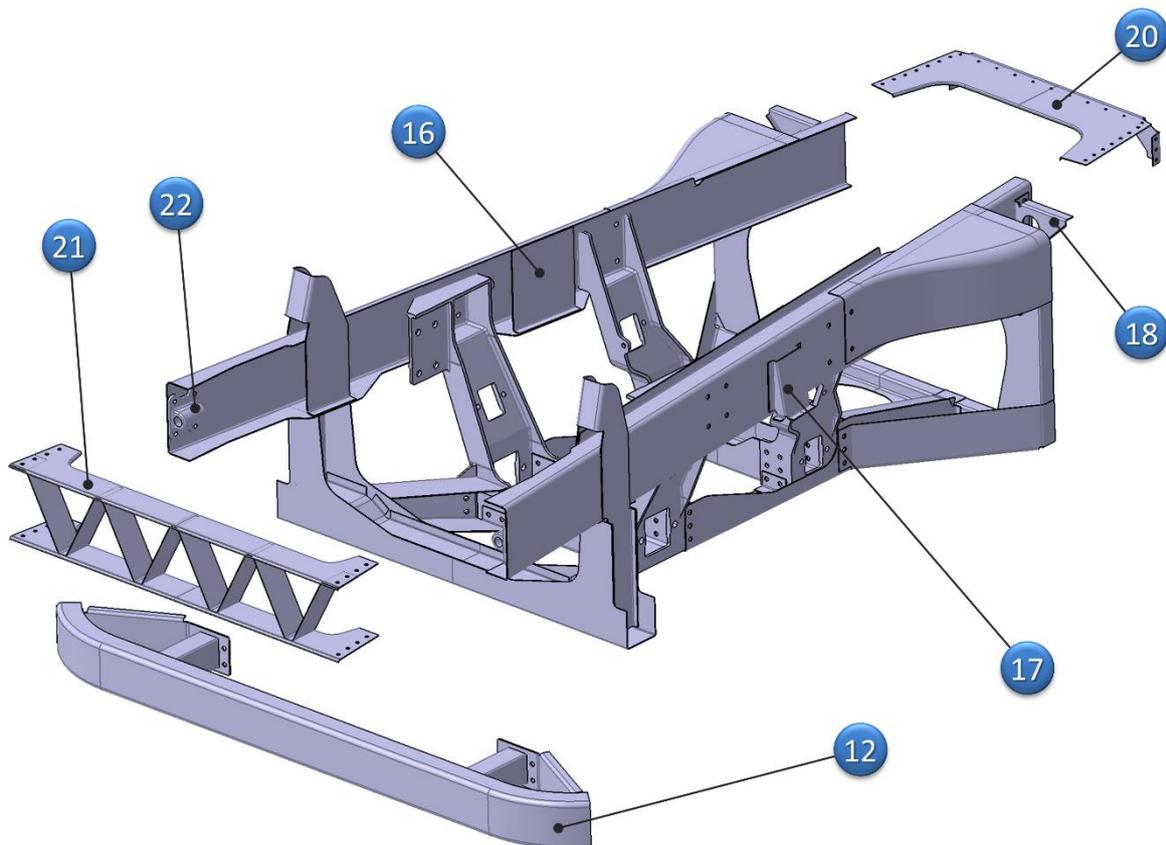


Abbildung 5.28: Montage Frontmodul Schritt 4

6 FE-Berechnung

Um eine qualifizierte Aussage über die Festigkeit der vorhandenen Konstruktion des Frontmodulrahmens treffen zu können, musste eine Finite Elemente Analyse durchgeführt werden. Das Ergebnis daraus sollte die Spannungssituation im Frontmodul darstellen, Schwachstellen sowie überdimensionierte Bereiche aufdecken helfen, um eine möglichst gleichmäßige Spannungsverteilung im Rahmen zu erreichen.

Das CAD-Programm CATIA, in dem das Frontmodul konstruiert wurde, kann ein eigenes FE-Tool vorweisen, jedoch ist bekannt, dass im Fall des flächenbetonten Aufbaus CATIA an seine Grenzen stößt und keine zuverlässigen Ergebnisse liefert. Auch im Verlauf der Vorgängerprojekte Leichtbaurahmen und Einzelradaufhängung wurden die Erfahrungen gemacht, dass für dünne Bleche keine ausreichende Netzqualität bereitgestellt werden kann, und die Ergebnisse somit nur bedingt aussagekräftig sind. Im Vorgängerprojekt der ERA für Nutzfahrzeuge [1] wurde festgehalten, dass durch die Rechenkapazität keine ausreichend kleine Elementgröße zur Berechnung erzielt wurde, um in den Blechen die geforderten zwei bis drei Elementschichten zu erreichen. Um diese Probleme zu vermeiden, wurde im vorliegenden Projekt auf spezialisierte Programme ausgewichen.

Im vorangegangenen Projekt des Leichtbaurahmens [2] wurde bereits eine detaillierte FE-Berechnung mit dafür geeigneten Programmen durchgeführt. Dazu wurden die CAD-Daten der Konstruktion aus CATIA exportiert und in ein für das folgende Vernetzungsprogramm kompatibles Format umgewandelt. Der Modellaufbau wurde im Programm ANSA (BETA CAE Systems [29]) durchgeführt und anschließend das Flächenmodell mit dem NASTRAN-Solver (MSC [30]) berechnet. Durch das vorliegende Berechnungsmodell lag dessen weitere Verwendung nahe, da durch die Modulbauweise nur das bestehende Modul mit Starrachse durch das neue Frontmodul mit Einzelradaufhängung ersetzt werden musste. Die restlichen Bestandteile des Leichtbaurahmens, wie Heck- und Mittelteil konnten unverändert übernommen werden, ermöglichten somit die vollständige Rahmenberechnung, ersparten den zusätzlichen Zeitaufwand der kompletten Modellierung und lieferten vor allem vergleichbare Ergebnisse.

Die Modellbildung, insbesondere die zeitaufwändige Umwandlung der Konstruktion in ein funktionierendes, qualitativ hochwertiges Flächenmodell mit realisierten Verbindungsstellen, wurde in einem Subprojekt durchgeführt. Die Umsetzung des Modells soll daher nur kurz erwähnt und die wichtigsten Schritte erklärt werden, die zum Resultat der FE-Berechnung führten und für die Bewertung der Konstruktion von Belang waren.

6.1 Modellbildung

Das bestehende Leichtbaurahmen-Modell mit Starrachse des Vorgängerprojektes [2] konnte weiterverwendet werden. Dazu wurden zuerst das Frontendmodul, das Vorderachsmodul sowie die Starrachse entfernt, um die Basis mit Heck- und Mittelmodul für den Aufbau des neuen Frontmodules mit Einzelradaufhängung zu schaffen.

Die einzelnen Komponenten des Frontmoduls wurden vom CATIA-Format ins ANSA-Format mit einem entsprechenden CAD-data-to-ANSA-Translator (BETA CAE Systems) konvertiert. Im Programm ANSA (BETA CAE) der Version 13.2.4 64-bit wurde aus allen Blechteilen eine entsprechende Mittelfläche generiert und die jeweilige Blechdicke der Fläche als Eigenschaft zugewiesen. Anschließend wurden die Mittelflächen mit möglichst gleichmäßigen, viereckigen und linearen Schalenelementen vernetzt. Im Gegensatz dazu sind die Gussteile des Frontmodules für die Volumenvernetzung geeignet. Durch die größere Wandstärke konnten zwei bis drei Lagen an Elementen realisiert werden. Die Gussteile wurden mit einem Oberflächennetz, das aus Dreiecken mit Mittelknoten besteht, überzogen um anschließend ein Volumennetz aus parabolischen Tetraederelementen zu generieren.

Um die Qualität der Ergebnisse sicherzustellen existiert eine ECS-firmeninterne Richtlinie [31] für die Modellierung eines Fahrzeugrahmens, die in einem Dokument festgehalten ist. Beispielsweise ist die Erzeugung eines reinen viereckigen Netzes oft nicht möglich und dreieckige Elemente müssen verbaut werden. Diese versteifen aber das Modell und verfälschen somit das Ergebnis. Aus diesem Grund sollen die dreieckigen Elemente 10% der Gesamtanzahl der Elemente nicht überschreiten und die viereckigen Elemente überwiegen.

Die einzelnen Verbindungen der Blech- und Gussmodelle sind durch Schrauben und Schweißpunkte realisiert und müssen ebenfalls nachgebildet werden. Dazu werden die Schweißpunkte als RBE3-CBAR-RBE3-Elemente simuliert. Das bedeutet, dass ein RBE3-Element die Knoten am Blech nicht versteifend mit einem kleinen Balkenelement der CBAR verbindet. Die CBAR stellt den Schweißpunkt dar, der von einem zum anderen zu verschweißenden Blech führt und dort ebenfalls in analoger Weise mit einem RBE3-Element nicht versteifend mit den Knoten des Bleches verbunden ist. So wird sichergestellt, dass die Schweißverbindung beide Bleche miteinander verbindet, diese aber nicht zusätzlich und unrealistisch versteift. Schraubenverbindungen sind mit RBE2-Elementen verbunden, die eine starre Verbindung darstellen.

In Abbildung 6.1 ist eine modellierte Schraubenverbindung dargestellt, die aus der Schraube als CBAR-Element (gelb) und der starren RBE3-Verbindung (rot) jeweils mit den Knotenpunkten in den Blechen (grün) besteht.

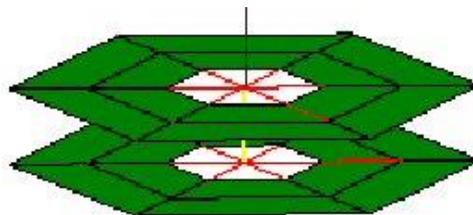


Abbildung 6.1: Schraubenmodellierung in ANSA [31]

Alle Package-teile des Fahrzeuges, wie Motor und Fahrerhaus, sind bereits im bestehenden Modell aus dem Projekt Leichtbauahmen [2] vorhanden und als Massenpunkte reduziert in deren Schwerpunkten dargestellt. Durch RBE3-Elemente sind diese Massenpunkte an den Rahmen realitätsgetreu und nicht versteifend angebunden.

Die Vorderachse musste ebenfalls modelliert werden. Dazu wurden die relevanten Punkte des Kinematikmodells in ANSA importiert und mit Balkenelementen verbunden. Das Kinematikmodell sollte in seiner Steifigkeit und dem Bewegungsverhalten der realen Einzelradaufhängung entsprechen. Dazu wurden den Balkenelementen die entsprechenden Querschnitte zugewiesen und in den Gelenkpunkten des jeweiligen Balkenelementes die zugehörigen Freiheitsgrade definiert.

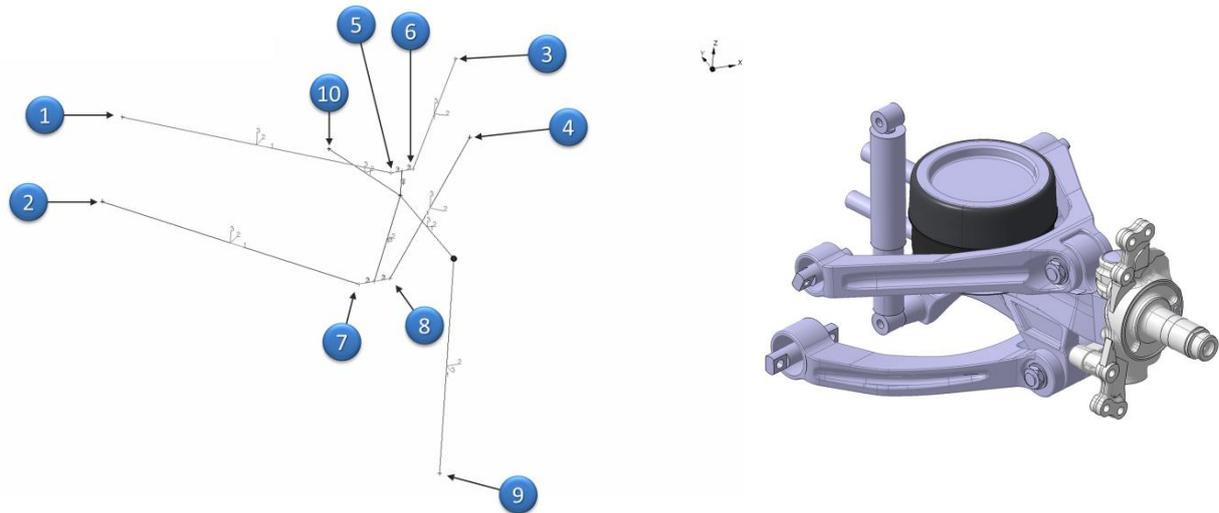


Abbildung 6.2: Kinematikmodell ANSA und Realmodell Einzelradaufhängung

In Abbildung 6.2 sind das Kinematikmodell in ANSA und das Realmodell nebeneinander dargestellt. Die Freiheitsgrade in den Gelenkpunkten wurden so definiert, dass sich die Radaufhängung realistisch bewegen kann. Dazu wurden in den Lagerpunkten (1)-(8) die rotatorischen Bewegungsrichtungen um die Achsen parallel zur Fahrzeuginnenachse (x -Achse) freigeschaltet und alle anderen rotatorischen und translatorischen Freiheitsgrade gesperrt. Der Punkt (9) stellt den Radaufstandspunkt dar und im Punkt (10) greift am Achsschenkelträger die Feder an, die in vertikaler Richtung wirkt. Zur Feder ist noch zu erwähnen, dass in der vorliegenden ANSA Programmumgebung nur eine lineare Federkonstante modellierbar ist. Die Steifigkeit der Luftfederung ist in Realität nicht linear, sondern progressiv. Für das Modell bedeutet dies, dass ähnlich der Luftfederung an der Hinterachse eine lineare Vergleichssteifigkeit verwendet wird. Die Auswirkungen betreffen das Fahrwerk und den Federweg, haben aber keine wesentlichen Folgen für das Rahmenmodell. Der Dämpfer ist für die Betrachtung in diesen Fällen nicht notwendig, da nur statische Zustände berechnet werden.

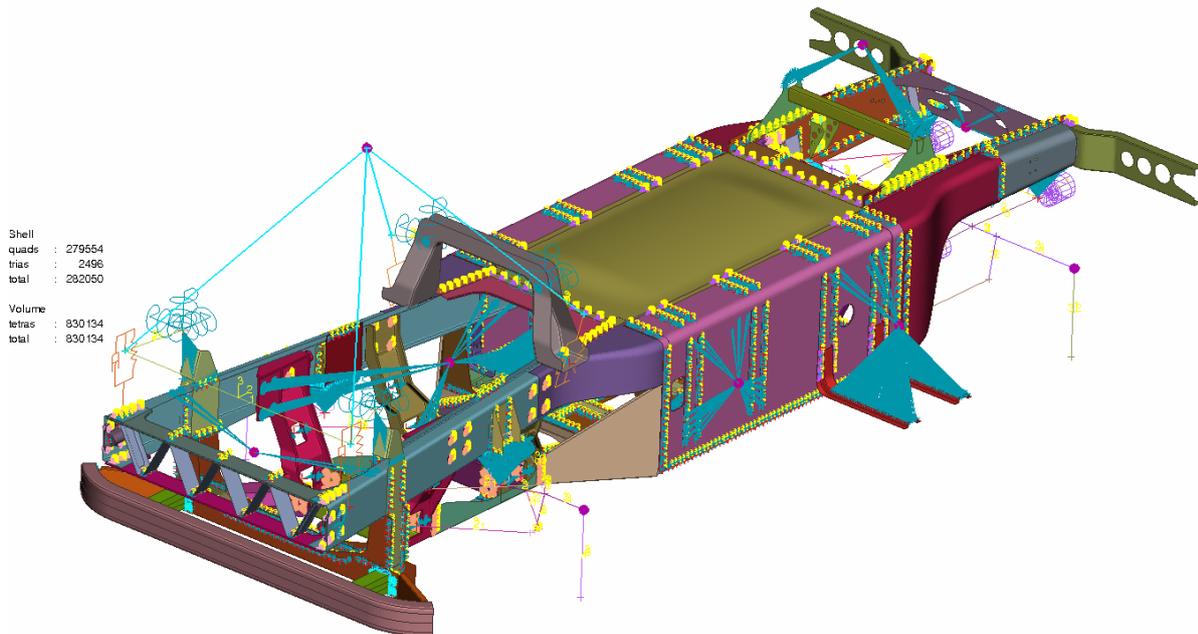


Abbildung 6.3: ANSA-Modell Gesamtrahmen

In Abbildung 6.3 ist das fertige ANSA-Modell des gesamten Rahmens dargestellt. Die Massenpunkte sind als violette Punkte dargestellt und mit nicht versteifenden RBE3-Elementen in türkis an die Lagerpositionen gebunden. Die Massen der Aufbauten sind bereits im Vorgängermodell definiert worden und unverändert geblieben. Die Anzahl der gesamten Elemente ist ebenfalls zu erkennen. Das Flächennetz besteht aus 279554 Vierecken und 2496 Dreiecken. Die Volumina bestehen insgesamt aus 830134 parabolischen Tetraedern.

In der Tabelle 6-1 sind die Massenpunkte aufgelistet, um einen Überblick zu verschaffen, wie schwer die einzelnen Anbauten sind.

Tabelle 6-1: Massen des Packages für FE-Modell

Komponente	Masse [kg]
Fahrerhaus	1450
Antriebstrang	1700
Kraftstofftanks (mit Harnstoff)	1630
Batterie	150
Lufttanks	30
Abgasanlage	213
Kühler	100
Sattelkupplung mit Stützlast	10000
Rad vorne pro Fahrzeugseite	110
Rad hinten pro Fahrzeugseite	220

Die verwendeten Werkstoffe für die FE-Berechnung sind Stahl E360 bei den Blechen und Gusseisen mit Kugelgraphit EN-GJS-600 bei den Lagerträgern und bei der Konsole für die Abschleppereinrichtung. Deren Werkstoffeigenschaften sind für die Berechnung relevant und in Tabelle 6-2 aufgelistet.

Tabelle 6-2: Werkstoffkennwerte des Leichtbaurahmens [32]

Komponente	E360	EN-GJS-600
Zugfestigkeit in N/mm ²	690	600
Belastungsgrenze in N/mm ² (Streckgrenze für E360, 0,2% Dehngrenze für EN-GJS-600)	360	370
E-Modul in N/mm ²	210000	174000
Dichte in kg/dm ³	7,8	7,2

6.2 Lastfälle

Um den Fahrzeugrahmen auszulegen, werden die Lastfälle Schlagloch, Torsion und Kurvenfahrt herangezogen. Sie dienen als aussagekräftiges Argument in der ersten Bewertung und Auslegung des Rahmens hinsichtlich der auftretenden Spannungen.

6.2.1 Schlaglochdurchfahrt

Bei der Schlaglochdurchfahrt ist die vertikale Beschleunigung für den Lastfall ausschlaggebend. Nicht nur das Fahrzeuggewicht lastet am Rahmen, sondern zusätzlich 2,5g Beschleunigung. Trotz der Dynamik des Realfalls wird die Schlaglochdurchfahrt als statischer Überlastfall berechnet. Die auftretenden Spannungen in den verwendeten Bauteilen sollen noch im elastischen Bereich liegen, wobei zu erwähnen ist, dass dieser Lastfall die größte Herausforderung für den Rahmen darstellt und diesen an seine Belastungsgrenze bringt.

Die Randbedingungen für diesen Fall sind, dass die Räder alle am Boden stehen müssen und somit in vertikaler Richtung gesperrt sind. Zusätzlich muss das linke Vorderrad in Fahrzeuginnenachse festgehalten werden und das rechte Vorderrad in Fahrzeuginnenachse und quer zur Längsachse, um das Fahrzeugmodell im Raum zu sichern und alle Freiheitsgrade zu definieren. Dadurch wird eine realistische Einspannung erreicht, die beispielsweise auch die Spurweitenänderung der Einzelradaufhängung beim Einfedern zulässt.

6.2.2 Torsion

Der Fahrzeugrahmen wird in diesem Lastfall auf Torsion belastet. Die Vorgaben sind folgendermaßen definiert, dass das linke Vorderrad auf einem Hindernis 250mm über dem ebenen Boden steht. Gleichzeitig befindet sich auch das diagonal angeordnete, rechte Hinterrad, beziehungsweise die rechten hinteren Zwillingsräder ebenfalls 250 mm über dem Boden. Durch die Belastung des gesamten Fahrzeugs von 1g in vertikaler Richtung zum Boden verwindet sich der Rahmen in Fahrzeuginnenachse. Die enorme Rahmenhöhe des Leichtbaurahmens im Vergleich zu einem gewöhnlichen Leiterraum bringt unter anderem eine erhöhte Torsionssteifigkeit mit sich, die einer

Verwindung durch äußere Einflüsse entgegenwirkt. Ein Leiterraum ist im Unterschied zum Leichtbaukasten viel verwindungsweicher.

6.2.3 Kurvenfahrt

In diesem Lastfall soll das Fahrzeug den Belastungen in einer Kurve ausgesetzt werden. Somit wirken in vertikaler Richtung 1g auf das Fahrzeug und in lateraler Richtung sollen 0,8g die Zentrifugalbeschleunigung simulieren. Ob es sich dabei um eine Links- oder Rechtskurve handelt, spielt für diese Untersuchung eine nur untergeordnete Rolle. Das Fahrzeug ist bis auf diverse kleinere Anbauten, wie seitliche Tanks, annähernd symmetrisch.

6.3 Ergebnisse der FE-Berechnung

Das fertig vernetzte Modell wurde samt den genannten Lastfällen und Randbedingungen aus dem Programm ANSA exportiert in ein NASTRAN-File, das dem NASTRAN-Solver (MSC) auf einem Linux-Server zur Berechnung zugeführt wurde. Die Berechnung erfolgte linear, was die Annahme von einem linear elastischen Materialverhalten voraussetzt. Somit wurden nur kleine Verformungen und keine plastischen Änderungen berücksichtigt.

Die Ergebnisdateien der NASTRAN-Kalkulation wurden im Postprozessor geöffnet, wobei das Programm META POST (BEAT CAE Systems [29]) der Version 6.8.3 verwendet wurde. Zur Visualisierung und Bewertung der Berechnungsergebnisse wurden die Spannungen von Mises gewählt, die Vergleichsspannungen darstellen und in Zusammenhang mit der Gestaltänderungsenergiehypothese stehen. Die Vergleichsspannungen von Mises werden mit folgenden Formeln berechnet [33]:

$$S = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad \text{mit } \tau_{xy} = \tau_{yx}, \quad \tau_{xz} = \tau_{zx}, \quad \tau_{yz} = \tau_{zy}$$

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_y \sigma_z - \sigma_x \sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

Zur Überprüfung der Plausibilität konnten mit dem 1g Lastfall, der den normalen Fahrzeugstillstand darstellt, die Radaufstandskräfte ermittelt werden. Die Bilanz der gesamten Fahrzeugmasse musste mit der Summe der Radaufstandskräfte übereinstimmen.

Bei der Betrachtung der einzelnen Lastfälle muss berücksichtigt werden, dass durch die Beanspruchung noch keine plastische Verformung eintritt und das Material maximal bis zur Streckgrenze belastet wird. Die Grenze des Farbcodes zur Visualisierung wird dabei auf eine maximale Vergleichsspannung von 355N/mm² gesetzt und mit der Farbe Magenta versehen. Die Mindestgrenze wird nicht auf eine Vergleichsspannung von 0N/mm² gelegt sondern auf 50N/mm², dadurch erscheinen nur geringfügig belastete Bereiche weiß.

6.3.1 Schlaglochdurchfahrt

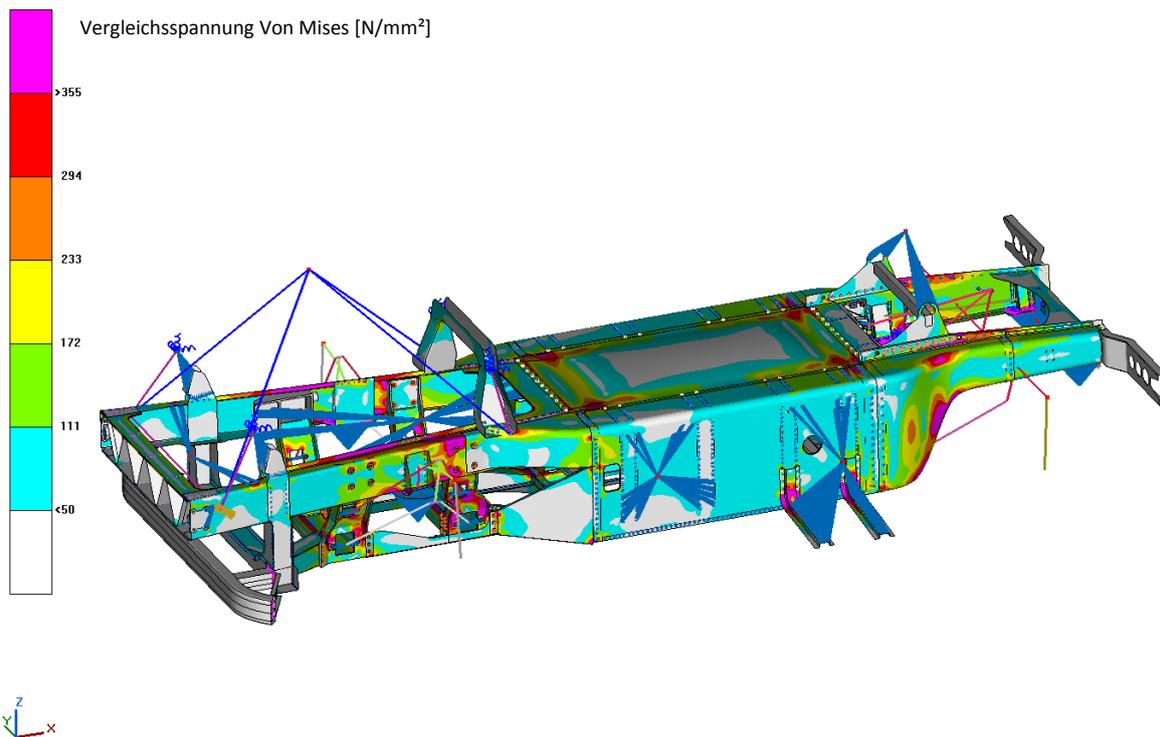


Abbildung 6.4: Leichtbaurahmen bei Schlaglochdurchfahrt

Die Schlaglochdurchfahrt stellt den kritischsten Lastfall dar und belastet den Leichtbaurahmen am meisten. Im Unterschied zum Mittelmodul mit der hohen gleichmäßigen Seitenwand treten an Verengungen und Übergängen die größten lokalen Vergleichsspannungen auf. Vor allem an Schnittstellen, an denen sich der Querschnitt ändert oder ein Träger eingebunden wird, kommt es zu einer abrupten Änderung der Steifigkeit, was in einem lokalen Spannungsmaximum resultiert. Auch sind jene Stellen, an denen die Lagerträger mit dem oberen Längsträger verschraubt sind, noch nicht optimal ausgeführt. Durch eine bessere Lastverteilung, etwa durch Erhöhung der Anzahl der Schraubenverbindungen, kann eine gleichmäßigere Spannungsverteilung erreicht werden. Der hintere Lagerträger ist durch seinen vorgegebenen Bauraum kraftflusstechnisch noch verbesserungswürdig. Durch die Position der Zahnstangenlenkung kann der hintere Lagerträger nicht geradlinig vom oberen zum unteren Längsträger geführt werden, sondern muss gekröpft ausgeführt werden, und weist dadurch noch erhöhte Spannungen auf. Überdies sind durch die Montage der Befestigungspratzen der Molekularlager am Gussteil mit zwei Schrauben die Kräfteinleitungen punktuell und können mit entsprechenden Versteifungsrippen am Lagerträger noch besser verteilt werden. Die Gestaltung der Übergangsbleche von Frontmodul auf Mittelmodul konnte durch Aufteilung in Ober- und Unterteil zwar teilweise entschärft werden, aber die Eckpunkte erweisen sich noch als hoch beansprucht. Durch die Erhöhung der Biegeradien in diesen Eckpunkten kann noch eine bessere Lastverteilung herbeigeführt werden. Am oberen Längsträgerprofil wurde eine Biegekante umgesetzt, die zur Entlastung der Spannungsspitzen beitragen soll. Zu erwähnen ist noch, dass die weniger belasteten Stellen zwar für die Schlaglochfahrt überdimensioniert sind, aber in den anderen Lastfällen noch zum Tragen kommen.

6.3.2 Torsion

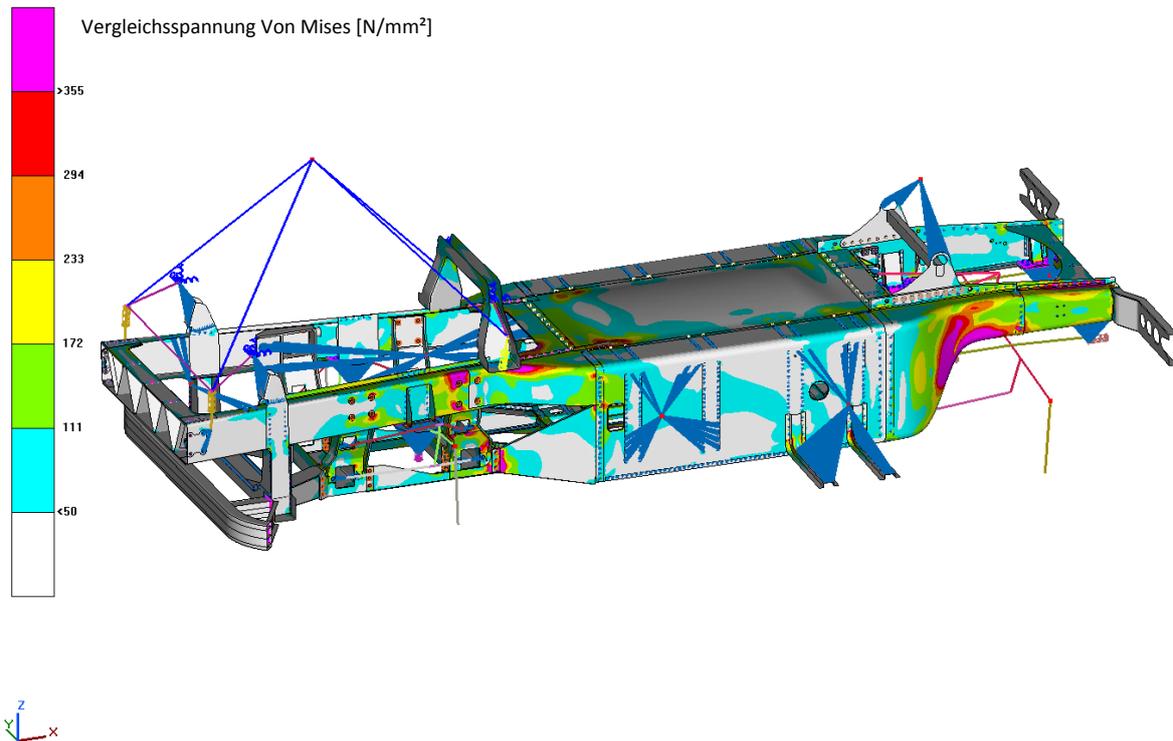


Abbildung 6.5: Leichtbaurahmen unter Torsionsbeanspruchung

Der Leichtbaurahmen als Ganzes gesehen hat durch die Bauhöhe von etwa 700mm einen weitaus größeren Torsionswiderstand als ein herkömmlicher Leiterraum. Somit bedeutet dieser Lastfall ebenfalls eine große Herausforderung. Die steife Rahmenstruktur verwindet sich relativ wenig um die Längsachse, und die Radaufhängung an der Hinter- sowie an der Vorderachse werden mitbelastet und gefordert. Die Federung kompensiert den einen Teil der Verwindung durch die Hindernisse und der andere Teil wird vom Rahmen getragen. Die Spannungsmaxima zeigen an, wo die höchsten Belastungen durch die Torsion auftreten und die qualitative Verteilung der Vergleichsspannung.

Im Torsionslastfall wird das Frontmodul global relativ wenig belastet. Die Tragstruktur des Frontmoduls stellt durch die Ober- und Untergurtbauweise mit den vielen Querverbindungen eine steife Einheit dar, wobei der Übergang zum Mittelmodul die Schwachstelle bildet. Analog kann das Spannungsmaximum im Heckbereich beschrieben werden.

Die Verdrehung entlang der Fahrzeuglängsachse verursacht durch die enorme Verschränkung der hinteren und vorderen Achse an den Verschraubungen des hinteren Lagerträgers im Frontmodul hohe lokale Vergleichsspannungen, welche durch zusätzliche Schrauben besser verteilt werden können.

6.3.3 Kurvenfahrt

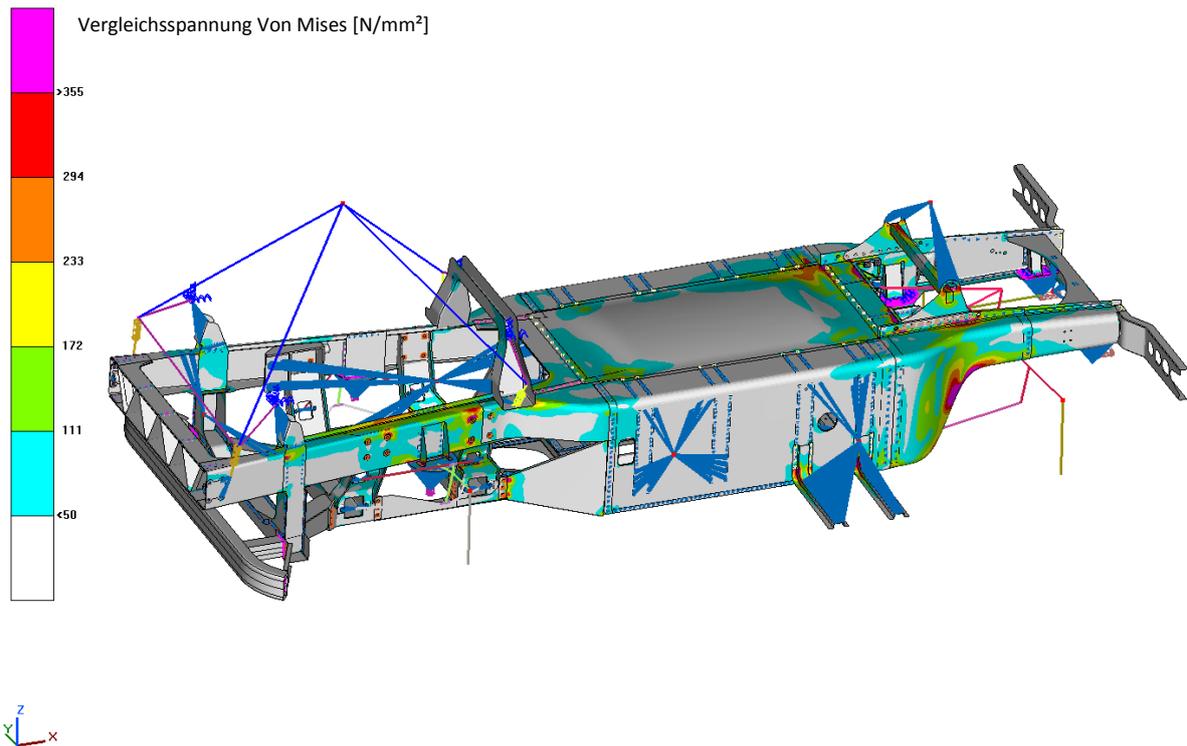


Abbildung 6.6: Lastfall Kurvenfahrt am Leichtbaurahmen

In diesem Fall ist die Durchfahrt einer Rechtskurve simuliert. Der Fahrzeugrahmen neigt sich in der Kurve nach außen und federt auf der linken Fahrzeugseite ein. Die Last wird in der Radaufhängung eingeleitet und auf die Lagerträger der ERA übertragen. Die Spannungen werden gut auf die Lagerträger verteilt und belastet diesen nicht erwähnenswert. Die beidseitige Abstützung der Luftfeder innen und außen am oberen Längsträger bewirkt eine Spannungsverteilung im Bereich zwischen dem vorderen und hinteren Lagerträger. Der untere Querlenker bringt eine Querkraft in den Längsträger unten ein, welche über das Übergangsblech zum Mittelmodul weitergeleitet werden muss. Dadurch ergibt sich an der verschraubten Lasche noch ein lokales Spannungsmaximum. Global wird durch die Kurvenfahrt aber nur eine geringe Vergleichsspannung im Rahmen hervorgerufen.

7 Diskussion und Bewertung

7.1 Nutzen

Vorwiegend steht eine Reduzierung des Rahmen- und somit des Fahrzeuggewichts im Vordergrund, die nicht nur den Materialeinsatz im Rahmen senkt sondern auch die Transporteffizienz steigert. Daraus ergeben sich klar die Vorteile gesenkter Kosten für Hersteller und Kunden.

Die Beweggründe für den Austausch der Starrachse durch eine Einzelradaufhängung im Nutzfahrzeug sind grundsätzlich das bessere Fahrverhalten und der höhere Fahrkomfort, wie aus dem PKW-Bereich bekannt ist. Zusätzlich kann das Gewicht der ungefederten Bauteile der Vorderachse gesenkt werden, womit auch eine geringere Belastung der Fahrbahn einhergeht.

Die Einzelradaufhängung erfordert in einem bestehenden Rahmen, der für eine Starrachse ausgelegt wurde, eine zusätzliche Tragstruktur. Die Integration in den Leichtbaurahmen bringt den Vorteil mit sich, dass die enorme Bauhöhe des Mittelteils bei der Fortführung nach vorne genützt werden kann, um die Lagerung der ERA einzubinden und auch den vorderen Unterfahrschutz günstig abzustützen. Die Blechbauweise des Leichtbaurahmens kann auch im Frontmodul umgesetzt werden, um kosten- und materialsparend die Rahmenstruktur zu fertigen.

7.2 Gewichtsvergleich

Um eine Gegenüberstellung des Systems Einzelradaufhängung und Starrachse darstellen zu können, muss das Gewicht der aktuellen Konstruktion erhoben werden. Die Daten der Baugruppen, mit denen verglichen werden soll, liegen aus vorangegangenen Arbeiten [1] und [2] vor.

Im Vorgängerprojekt der Einzelradaufhängung [1] wurden Vergleiche bezüglich der Achssysteme durchgeführt, wie aber angemerkt wurde, sind die Aussagen nur bedingt gültig, da im Fall der ERA noch kein vollständiger Rahmen zur Verfügung stand. Ein Vergleich der Achssysteme erfordert aber auch die Einbeziehung des dazugehörigen Tragwerks, das in dieser Arbeit realisiert worden ist.

7.2.1 Achsgewicht

Als ersten Schritt gilt es das Gewicht der modifizierten Vorderachse aus dem Kapitel 4.2 zu eruieren. Die Bauteile der Einzelradaufhängung sind im CAD-Programm CATIA konstruiert worden und durch Definierung eines Werkstoffes kann deren Gewicht ermittelt werden. In der Tabelle 7-1 sind die relevanten Bauteile aufgelistet und mit dem Gewicht ergänzt. Zusätzlich wurde in der Tabelle die bauartgleiche Einzelradaufhängung des Vorgängerprojektes [1] angeführt, um den direkten Vergleich zu demonstrieren. Die Komponenten Radnabe, Bremse und Bremscheibe wurden mit ihrem Gewicht aus einer vergleichbaren Starrachse entnommen. Bauteile wie die Zahnstangenlenkung und der Dämpfer sind in beiden Systemen nicht angeführt und verfälschen somit den Vergleich nicht.

Tabelle 7-1: Gewichtsauflistung der Einzelradaufhängungen

Komponente	aktuelle ERA			ERA aus Vorgängerprojekt		
	Gewicht [kg]	Stück	Gesamtgewicht [kg]	Gewicht [kg]	Stück	Gesamtgewicht [kg]
Radträger	24,4	2	48,8	24,4	2	48,8
Achsschenkelträger	34	2	68	23,6	2	47,2
Oberer Querlenker	26,2	2	52,4	11,5	2	23
Unterer Querlenker	30	2	60	17	2	34
Luftfeder	9,5	2	19	9,5	2	19
Spurstange	4	2	8	4	2	8
Bremse Brems Scheibe Radnabe	108	2	216	108	2	216
Gesamtgewicht	236,1		472,2	198		396

Die aktuelle Einzelradaufhängung in niedriger Bauweise ist um 76,2kg schwerer als ihr Vorgänger. Die größeren Lagerkräfte erfordern größer dimensionierte Radaufhängungskomponenten, die dadurch schwerer werden. Dabei ist noch zu erwähnen, dass an den Querlenkern und dem Achsschenkelträger noch Optimierungspotential vorhanden ist und auch ein höher belastbarer Werkstoff eine Gewichtsreduktion mit sich bringen könnte.

Um auch die Gegenüberstellung mit einer Starrachse durchzuführen, wird aus einer firmeninternen Datenbank eine geeignete und vergleichbare Vorderachse herangezogen, die 570kg wiegt. In Tabelle 7-2 sind die aktuelle ERA und die Starrachse nebeneinander angeführt und verdeutlichen, dass trotz der Gewichtszunahme die modifizierte Einzelradaufhängung noch etwa 100kg leichter ist als das analoge Starrachssystem.

Tabelle 7-2: Gewichtsvergleich ERA - Starrachse

Baugruppe	aktuelle ERA	Starrachse	Differenz
	Gewicht [kg]	Gewicht [kg]	Gewicht [kg]
Radaufhängung	472,2	570	97,8

Ein weiterer wichtiger Punkt sind die ungefederten Massen der Radaufhängung. Systembedingt hat die Einzelradfederung einen Gewichtsvorteil gegenüber der Starrachse mit dem schweren ungefederten Achskörper. Bei der Auflistung der Bauteile in Tabelle 7-3 ist für jeden Typ ein Faktor angeführt, der jeweils den Anteil an den ungefederten Massen darstellen soll. So sind Komponenten wie die Querlenker zur Hälfte an den ungefederten Massen beteiligt, da diese auf einer Seite am gefederten Aufbau befestigt sind. Die am Rad montierten Elemente wie Radträger, Achsschenkelträger und Bremsen sind zu 100 Prozent ungefederte Massen. Bei der vergleichbaren

Starrachse sind jedoch alle Bestandteile ungefedert bis auf die Blattfedern, die nur zur Hälfte ungefedert berechnet werden und je 65kg wiegen.

Tabelle 7-3: Gewichtsaufstellung ungefederte Massen ERA - Starrachse

Komponente	aktuelle ERA		Starrachse
	Faktor	Ungefederte Masse [kg]	Ungefederte Masse [kg]
Radträger	1	48,8	570 - (65x2)x0,5 =505
Achsschenkelträger	1	68	
Obere Querlenker	0,5	26,2	
Untere Querlenker	0,5	30	
Luftfedern	0,5	9,5	
Spurstangen	0,5	4	
Bremsen			
Bremsscheiben	1	216	
Radnaben			
Gesamtgewicht		402,5	

Auch bei den ungefederten Massen beträgt der Gewichtsvorteil der modifizierten Einzelradaufhängung im Vergleich mit der Starrachse mehr als 100kg, die sich auf die Fahreigenschaften auswirken und den Fahrkomfort maßgeblich beeinflussen.

7.2.2 Rahmengewicht

Das aktuelle Rahmengewicht des ERA-Frontmoduls wurde bereits im Kapitel 5.4.2 errechnet und in der Tabelle 5-4 mit den Einzelpositionen aufgelistet. Das Gesamtgewicht des Frontmoduls beläuft sich in der aktuellen Konstruktionsausführung, die in Abbildung 7.1 zu sehen ist, unter dem Strich auf 308,6kg.

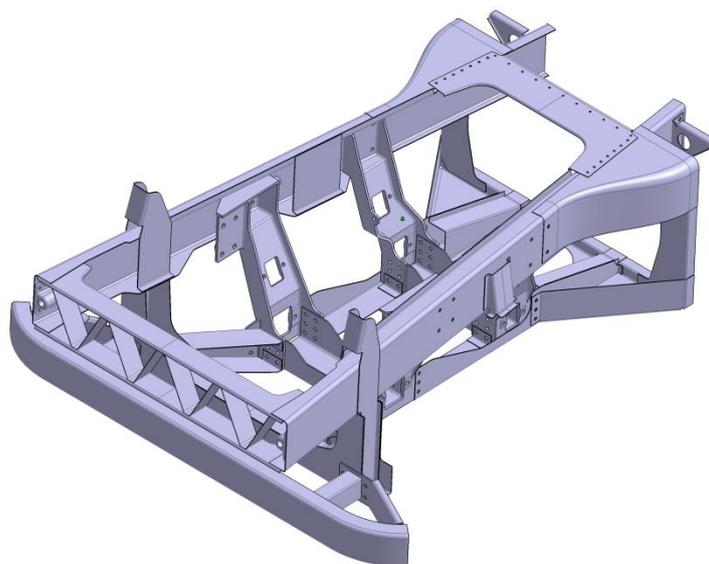


Abbildung 7.1: Aktuelle Frontmodul-Konstruktion

Für den Vergleich mit dem Leichtbaurahmen mit Starrachse wird die Modulzusammensetzung in Abbildung 7.2 herangezogen und deren Gewicht für die weitere Gewichtsbilanz verwendet.

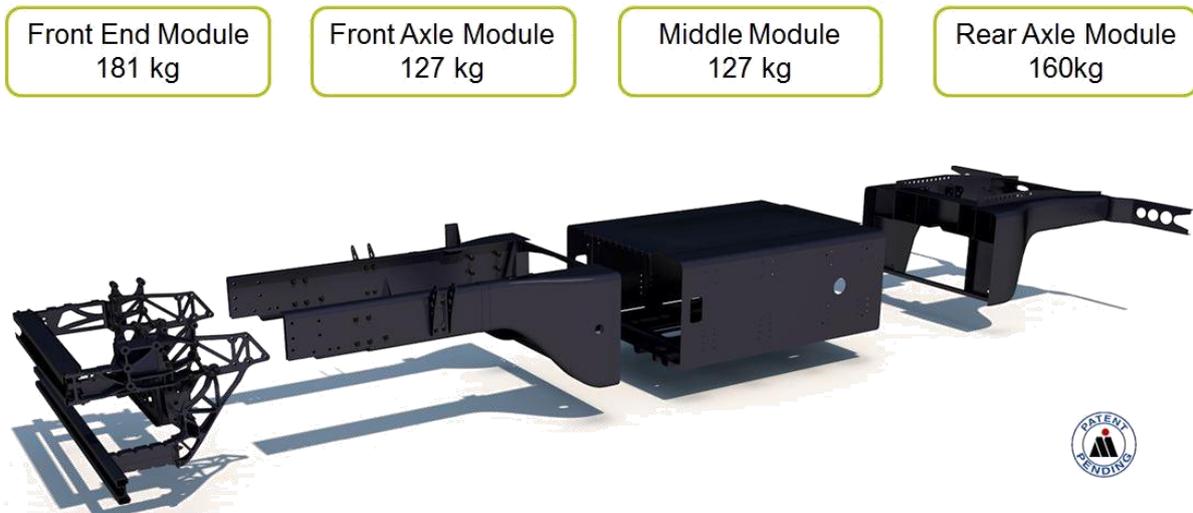


Abbildung 7.2: Module und Gewicht des Leichtbaurahmens mit Starrachse [3]

Wie vorgesehen werden vom Leichtbaurahmen mit Starrachskonfiguration in Abbildung 7.2 die beiden vorderen Module (Front End Module und Front Axle Module) durch das Frontmodul mit ERA in Abbildung 7.1 ersetzt, um den Leichtbaurahmen mit Einzelradaufhängung zu realisieren.

Für den direkten Vergleich werden somit die entsprechenden Module mit ihren Achsen in der Tabelle 7-4 angeführt. Das aktuelle Frontmodul mit der Einzelradaufhängung steht dem Front End Module und Front Axle Module mit Starrachse gegenüber. Da Mittelmodul und Heckmodul (Middle Module und Rear Axle Module) für beide System ident sind, werden sie in der Gewichtsbilanz nicht berücksichtigt.

Tabelle 7-4: Gewichtsauflistung Konfiguration ERA - Starrachse jeweils mit Rahmen

Komponente	Konfiguration ERA	Konfiguration Starrachse
	Gewicht [kg]	Gewicht [kg]
Frontmodul	308,6	308
Front End Module		(181)
Front Axle Module		(127)
Radaufhängung	472,2	570
Gesamtgewicht	780,8	878

Die Gegenüberstellung der Konfigurationen Einzelradaufhängung und Starrachse jeweils mit entsprechenden Modulrahmen in Tabelle 7-4 zeigt, dass die globale Gewichtsersparnis nahezu 100kg beträgt. Die Gewichtsreduktion ist aber bei näherer Betrachtung auf die leichtere

Einzelradaufhängung im Vergleich zur Starrachse zurückzuführen. Die betreffenden Rahmenmodule zu den Achssystemen sind nahezu gleich schwer.

Für die Gegenüberstellung darf aber nicht außer Acht gelassen werden, dass durchaus Unterschiede zwischen den Rahmenmodellen bestehen - nicht nur in Bezug auf die Achssysteme. Beispielsweise wurde im ERA-Frontmodul-Konzept das hintere Motorlager weiter nach hinten in den Mittelmodulbereich verlegt. Das wiederum resultiert in zusätzlichem Materialeinsatz, der im Starrachs-Rahmen nicht vorgesehen wurde. Darüber hinaus ist der Starrachs-Leichtbaurahmen in seinem Entwicklungsstadium schon weiter fortgeschritten als das Frontmodul mit Einzelradaufhängung, das teilweise noch lokale Spannungsspitzen aufweist oder Materialausparungen an überdimensionierten Stellen erfordert. Somit sind noch gewisse Schwankungen der Gewichtssituation und der daraus resultierenden Gewichtsreduktion zu erwarten.

Die Grundidee, dass die schwere Frontend-Gusskonstruktion des Starrachsrahmens durch die niedrige Tragwerk-Bauweise der Einzelradaufhängung entfallen könnte und eine Rahmenstruktur direkt zum vorderen Unterfahrschutz führt, wurde durch die doch sehr aufwändige und materialintensive Gestaltung der ERA-Lagerung gänzlich kompensiert. Zusätzlich hindern die vordefinierten Lagerstellen von Motor und Fahrerhaus die Gestaltungsfreiheit und führen bei der Suche nach einer idealen Lösung unweigerlich zu einer Längsträgeranordnung, die dem Leiterrahmen sehr ähnelt. Lediglich die Materialstärke lässt sich reduzieren um eine Gewichtsersparnis zu erzielen, was aber im unteren Fahrzeugbereich eine Tragstruktur für die Radaufhängung und den Unterfahrschutz erfordert.

Unter dem Strich kann das Ergebnis des Frontmoduls mit Einzelradaufhängung positiv gesehen werden. Der ERA-Leichtbaurahmen mit Achse wiegt im Vergleich zum Starrachs-Leichtbaurahmen trotz gleichen Rahmengewichts dank der Einzelradaufhängung um etwa 100 kg weniger.

Darüber hinaus ist der Leichtbaurahmen mit Starrachse in Relation zum schweren Standard-Leiterrahmen um etwa 30% leichter.

8 Zusammenfassung

Die Aufgabenstellung erforderte die Vervollständigung des Frontmoduls eines Leichtbaurahmens mit Einzelradaufhängung aus einem Vorgängerprojekt. Durch das fehlende Frontend und der weiteren Rahmenstruktur im vorderen Bereich konnte keine aussagekräftige Bewertung hinsichtlich der Gewichtbilanz abgegeben werden. Ein Bauraumkonflikt mit dem bestehenden Motor und die Problematik bezüglich alternativer breiterer Antriebsaggregate erforderten eine größere Umstrukturierung im Bereich der vorliegenden Einzelradaufhängung. Überdies gestaltete sich die Konzeptionierung eines geeigneten und einfach aufgebauten Rahmens in der bestehenden Konfiguration mit den hoch liegenden, oberen Federlagern als ungünstig.

Die Radaufhängung wurde modifiziert um der Gestaltung des gesuchten Frontmodulrahmens mehr Freiheiten zu bieten. Die markantesten Veränderungen der Einzelradaufhängung sind die Luftfedern, die etwas tiefer unter der Tragstruktur Platz finden und der obere Querlenker, der ebenfalls tiefer gesetzt, und somit näher am unteren Querlenker positioniert wurde. Die Veränderungen resultieren in größere Lagerkräfte aufgrund kürzerer Abstände zueinander. Die Kräftesituation an der Radaufhängung wurde überprüft und die Auslegung anhand der größten Lagerreaktionen über die vorgegebenen Lastfälle hinweg eruiert. Verglichen mit der Ausgangssituation erhöhten sich die Lagerkräfte in den Molekularlagern und im Achsschenkelträger, was zu größeren Lagern führte und zugunsten des Rahmenkonzeptes in Kauf genommen werden musste. Auch die Überprüfung der Kinematikauslegung der geänderten Einzelradaufhängung musste durchgeführt werden, um die Abweichungen der Sturzänderung, des Lenkfehlers, der Spurweitenänderung und der Ackermannbedingung in Grenzen und den Reifenverschleiß niedrig zu halten.

Das Konzept für das Frontmodul erforderte die Analyse des zur Verfügung stehenden Bauraums. Ausgehend von den Positionen der Lagerstellen der Packagekomponenten wurde eine Rahmenstruktur vorgesehen, die diese Lagerungen so einfach wie möglich verbindet und trägt. Bei der Umsetzung in eine Konstruktion wurde darauf geachtet, dass Bauteile verwendet werden konnten, die einfach und günstig fertigbar sind. Um das Frontmodul in Leichtbauweise zu gestalten, wurde ein Aufbau aus Stahlblechen angestrebt, der gegenüber anderen Leichtbaumaterialien wie CFK oder Aluminium sich als vorteilig erwies. Nicht nur die Versorgungssicherheit, sondern auch die kostengünstigere Herstellung und eine bewährte Verbindungstechnik der Stahlbleche sprechen für dessen Einsatz im Frontmodul. Überdies sind auch die anderen Module des Leichtbaurahmens in dieser Technik realisiert worden. Die Verbindungstechnik des Frontmodules besteht neben Schraubenverbindungen hauptsächlich aus Punktschweißen, das sich für die automatisierte Fertigung eignet. Im Montageablauf können Unterbaugruppen vorbereitet werden, die dann zum Frontmodul zusammengefügt werden. Durch den modularen Aufbau können die Baugruppen des Leichtbaurahmens parallel gefertigt und anschließend zusammengesetzt und vollständig an ihren Schnittstellen verschweißt werden. Die verschiedenen Materialstärken der einzelnen Frontmodulkomponenten lassen eine Anpassung an die vorherrschenden Belastungen zu. Die Ergebnisse aus der Festigkeitsberechnung werden für die gleichmäßige Verteilung der Spannung in den Bauteilen herangezogen und zeigen lokale Spannungsspitzen, die noch Optimierungspotential aufweisen.

In der vorliegenden Ausführung der Frontmodulkonstruktion wird ein Modulgewicht von 308,6kg erreicht, das somit ebenso viel wiegt wie das Leichtbau-Frontmodul für die starre Vorderachse. Die Einzelradaufhängung wurde durch die Modifizierung im Vergleich zur Vorgängervariante etwas schwerer, ist aber noch immer 100 kg leichter als ein Starrachs-Pendant. In der Gesamtbetrachtung Leichtbaurahmen mit Einzelradaufhängung im Vergleich zum Leichtbaurahmen mit Starrachse können somit 100kg Differenz zum Vorteil der Einzelradkonfiguration erzielt werden. Darüber hinaus bleibt der Gewichtsvorteil von 30% des Leichtbaurahmens gegenüber einem Standard-Leiterrahmen. Der Nutzen des Frontmoduls mit Einzelradaufhängung liegt nicht nur in der Gewichtsreduktion und gleichzeitig auch in der Kostenersparnis, sondern auch die Fahreigenschaften und der Fahrkomfort können durch die Einzelradaufhängung profitieren.

9 Ausblick

Durch die erzielten Ergebnisse aus der vorliegenden Diplomarbeit lässt sich das Potential der Einzelradaufhängung im Nutzfahrzeug abschätzen. Die in Aussicht gestellte Gewichtreduktion kann das Kundeninteresse wecken und rechtfertigt eine Fortsetzung dieser Systementwicklung. Sowohl die Einzelradaufhängung als auch der Frontmodulrahmen wurden in einer Berechnung vorausgelegt und müssen noch detaillierten Betrachtungen unterzogen werden. Der Frontmodulrahmen wurde mit den kritischsten Lastfällen ausgelegt, was noch die Reduzierung lokaler Spannungsspitzen erfordert. Außerdem werden noch andere Lastfälle wie Bremsen, Abschleppen oder der Unterfahrschutz zu prüfen sein. Auch die Verbindungsstellen des Frontmodules sind noch weiter optimierbar. Die Schweißpunkte müssen einer Lebensdauerberechnung unterzogen werden, um Dauerfestigkeit sicher zu stellen.

Im Frontmodul wurden Bauteile verbaut, die im schweren Nutzfahrzeugsektor noch wenig Einsatz gefunden haben und zu welchen nur wenige gesicherte Erfahrungswerte vorliegen. Die niedrige Luftfeder *aircruisebionics* und auch die kompakte Zahnstangenlenkung von *Tedrive* tragen zur Gewichtreduktion im Leichtbaurahmen mit Einzelradaufhängung bei, müssen aber noch einer näheren Betrachtung unterzogen werden.

Die Bauräume im vorderen Fahrzeugbereich sind durch die vorhandenen Packageteile, wie die Antriebsaggregate, dicht gedrängt und ermöglichen nur wenig Gestaltungsfreiheit. Die Umstrukturierung der herkömmlichen Anordnung oder die Verwendung innovativer Antriebskonzepte würde einer Einzelradaufhängung im schweren Nutzfahrzeug weiter entgegenkommen und eine einfachere sowie auch leichtere Rahmenbauweise zulassen. Durch den langen Produktlebenszyklus eines Nutzfahrzeuges wird aber die Umsetzung noch einige Zeit in Anspruch nehmen. Weitere Verschärfung der gesetzlichen Abgasnormen, steigende Treibstoffpreise und der Drang zur Steigerung der Transporteffizienz werden aber die unerlässliche Gewichtsreduktion vorantreiben und Lösungen wie den Leichtbaurahmen weiter forcieren.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Nutzfahrzeug Leichtbaurahmen [3]	2
Abbildung 2.2: Einzelradaufhängung im Nutzfahrzeug [1]	2
Abbildung 2.3: Integration der ERA in den Leichtbaurahmen	4
Abbildung 3.1: Spurweite [5].....	5
Abbildung 3.2: Sturzwinkel [5]	6
Abbildung 3.3: Spreizung [5]	6
Abbildung 3.4: Lenkrollradius [5]	7
Abbildung 3.5: Nachlauf [6].....	8
Abbildung 3.6: Spurdifferenzwinkel unter Ackermann-Bedingung [5]	8
Abbildung 3.7: Rahmenmodul zur Aufnahme einer Einzelradaufhängung [7]	9
Abbildung 3.8: Ungünstiger Lastpfad im Crash-Fall über massiven Knotenpunkt.....	10
Abbildung 3.9: Konzept Einzelradaufhängung Thyssen-Krupp Automotive Systems [8].....	10
Abbildung 3.10: ECE-R93 Forderungen [9].....	11
Abbildung 3.11: Front Collision Guard [10], [11]	12
Abbildung 3.12: Leichtbau-Unterfahrschutz [12].....	13
Abbildung 3.13: Einzelradaufhängung VOLVO [14].....	13
Abbildung 3.14: ZF RL 85 E [16].....	14
Abbildung 3.15: IS80TF ZF [16].....	14
Abbildung 3.16: Wirkweisen der reduzierten Eigengewichte [17]	15
Abbildung 3.17: Ganzheitlicher Leichtbau [17]	15
Abbildung 3.18: Formleichtbau am Rahmen des Daimler Actros [17].....	16
Abbildung 3.19: Formleichtbau am Rahmen des Daimler Actros [17].....	16
Abbildung 3.20: Luftfeder aircruisebionics [18]	17
Abbildung 3.21: Vorderachsfederung konventionell [19].....	17
Abbildung 3.22: Vorderachsfederung mit aircruisebionics [19]	17
Abbildung 3.23: ZFLS Servoline [21]	18
Abbildung 3.24: LKW Zahnstangenlenkung Tedrive mit iHSA® Modul [22].....	19
Abbildung 4.1: Kollision Motor am Rahmen	20
Abbildung 4.2: Rahmenstruktur über Federbein	20
Abbildung 4.3: 1. Änderungsstufe des Rahmens	21
Abbildung 4.4: Linkes Vorderrad mit unterschiedlichen Versuchsanordnungen	22
Abbildung 4.5: Vergleich der Einbauhöhen.....	23
Abbildung 4.6: Einbauräume einer herkömmlichen Luftfeder und der neuen aircruisebionics.....	23
Abbildung 4.7: ERA-System mit eingebauter aircruisebionics von Vibracoustic	24
Abbildung 4.8: Dämpfer am unteren Querlenker gelagert	24
Abbildung 4.9: Dämpfer am Achsschenkelträger gelagert.....	25
Abbildung 4.10: Bewegungskurve Kreisbogen beim Einfedern	26

Abbildung 4.11: Mannesmann Sachs Dämpfergrößen [23]	27
Abbildung 4.12: Radaufhängung des Vorgängerprojektes.....	28
Abbildung 4.13: Radaufhängung des aktuellen Systems	28
Abbildung 4.14: Skizze mit freigeschnittenen Kräfte	29
Abbildung 4.15: Komponenten der Kräftevektoren der aktuellen Radaufhängung	32
Abbildung 4.16: ZF-Molekularlager [25], [24]	33
Abbildung 4.17: Skizze Vorauslegung Molekularlager	34
Abbildung 4.18: INA Schräglagerpaar in O-Anordnung [26]	35
Abbildung 4.19: Skizze Vorauslegung Achsschenkelträgerlager	35
Abbildung 4.20: INA Schräg-Gelenklager GE.SW [26]	36
Abbildung 4.21: Sturzverlauf	37
Abbildung 4.22: Spurweitenänderung	38
Abbildung 4.23: Lenkfehler	38
Abbildung 4.24: Ackermannabweichung	39
Abbildung 5.1: Package (Kühler, Motor, Getriebe)	40
Abbildung 5.2: Trend der Motorlagerpositionen	41
Abbildung 5.3: Kräfte der ERA auf den Rahmen	42
Abbildung 5.4: Frontmodul schematisch mit äußeren Kräften.....	43
Abbildung 5.5: Komplettierung des schematischen Frontmoduls	44
Abbildung 5.6: 1. Konstruktionsstufe des Frontmoduls.....	45
Abbildung 5.7: 1. Konstruktionsstufe des Frontmoduls mit ERA und Mittelmodul.....	46
Abbildung 5.8: Innerer Aufbau der 1. Konstruktionsvariante des Frontmoduls.....	46
Abbildung 5.9: Frontmodul von oben mit Antriebsstrang und Radhüllkurve.....	47
Abbildung 5.10: Frontmodul-Halbschnitt mit eingezeichnetem Profil	48
Abbildung 5.11: Frontmodul-Halbschnitt mit neuem Längsträger von oben	49
Abbildung 5.12: Frontmodul-Konstruktion	50
Abbildung 5.13: Demontierbare Komponenten des Frontmoduls	50
Abbildung 5.14: Aufbau des Frontmoduls mit Komponenten	51
Abbildung 5.15: Aufbau des Frontmoduls mit bereit beschriebenen Komponenten (1) bis (8).....	53
Abbildung 5.16: Aufbau des Frontmoduls mit bereit beschriebenen Komponenten (9) bis (17).....	55
Abbildung 5.17: Seitenansicht Frontmodul.....	57
Abbildung 5.18: Frontmodul mit integrierter ERA	57
Abbildung 5.19: Längsschnitt in Fahrzeugmitte durch Frontmodul.....	58
Abbildung 5.20: Gesamter Leichtbaurahmen mit ERA-Frontmodul	59
Abbildung 5.21: Gesamter Leichtbaurahmen mit ERA-Frontmodul von vorne oben	59
Abbildung 5.22: Gesamter Leichtbaurahmen mit Package.....	60
Abbildung 5.23: Frontmodul mit Package von oben mit Lenkeinschlag.....	60
Abbildung 5.24: Werkstoffe und Materialstärken des Frontmoduls	62
Abbildung 5.25: Montage Frontmodul Schritt 1	64
Abbildung 5.26: Montage Frontmodul Schritt 2	65
Abbildung 5.27: Montage Frontmodul Schritt 3	65
Abbildung 5.28: Montage Frontmodul Schritt 4	66

Abbildung 6.1: Schraubenmodellierung in ANSA [31].....	68
Abbildung 6.2: Kinematikmodell ANSA und Realmodell Einzelradaufhängung.....	69
Abbildung 6.3: ANSA-Modell Gesamtrahmen.....	70
Abbildung 6.4: Leichtbaurahmen bei Schlaglochdurchfahrt.....	73
Abbildung 6.5: Leichtbaurahmen unter Torsionsbeanspruchung.....	74
Abbildung 6.6: Lastfall Kurvenfahrt am Leichtbaurahmen	75
Abbildung 7.1: Aktuelle Frontmodul-Konstruktion	78
Abbildung 7.2: Module und Gewicht des Leichtbaurahmens mit Starrachse [3]	79

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Kinematikeigenschaften der ERA	3
Tabelle 4-1: Lastfälle.....	29
Tabelle 4-2: Ergebnisse der aktuellen Lagerkräfte des statischen Lastfalles	31
Tabelle 4-3: Ergebnisse der Lagerkräfte des statischen Lastfalles aus dem Vorgängerprojekt	31
Tabelle 4-4: Lagerkräfte des aktuellen Systems im Vergleich zum Vorgängerprojekt.....	32
Tabelle 4-5: maximale Axial- und Radialkraft der Rahmenlager	34
Tabelle 4-6: zulässige Lagerkräfte und Auswahl [25]	34
Tabelle 4-7: maximale Axial- und Radialkraft der AST-Lager	35
Tabelle 4-8: zulässige Lagerkräfte und Auswahl [26]	36
Tabelle 5-1: äußere Kräfte am Frontmodul.....	43
Tabelle 5-2: Komponenten des Frontmoduls.....	51
Tabelle 5-3: Werkstoffeigenschaften der Stahlbleche [27] [28]	62
Tabelle 5-4: Gewichtsauflistung der Frontmodulkomponenten.....	63
Tabelle 6-1: Massen des Packages für FE-Modell	70
Tabelle 6-2: Werkstoffkennwerte des Leichtbaurahmens [32].....	71
Tabelle 7-1: Gewichtsauflistung der Einzelradaufhängungen.....	77
Tabelle 7-2: Gewichtsvergleich ERA - Starrachse	77
Tabelle 7-3: Gewichtsauflistung ungefederte Massen ERA - Starrachse	78
Tabelle 7-4: Gewichtsauflistung Konfiguration ERA - Starrachse jeweils mit Rahmen.....	79

Literaturverzeichnis

1. **Ammerstorfer, Jürgen.** Einzelradaufhängung im Nutzfahrzeug. TU Graz : s.n., 2013. Masterarbeit.
2. **Schwarz, Gregor.** Nutzfahrzeug Leichtbaurahmen. s.l. : TU Graz, 2009. Diplomarbeit.
3. **Engineering Center Steyr.** *Datenbank Foto.* 2013/05.
4. **Dassault Systèmes.** <http://www.3ds.com/de/>. [2014/04]
5. **MAN Nutzfahrzeuge.** *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik - Basiswissen LKW und Bus.* 2010.
6. **Dudzinski, P.** *Lenksysteme für Nutzfahrzeuge.* s.l. : Springer, 2005.
7. **Grimm, K.-H.** *Modular aufgebauter Tragrahmen für ein Nutzfahrzeug. EP1318064B1* 2002.
8. **Thyssen-Krupp Automotive Systems GmbH.** Neuartige Tragstruktur für Einzelradaufhängungen bei schweren Nutzfahrzeugen. *ATZ.* 2008/04.
9. **ECE-R93.** www.unece.org. [2013/04]
10. **stahl-info.**
http://stahl-info.de/stahlinnovationspreis/stahlinnovationspreis_2009/Finalisten/EvoBus/evobus.asp. [2013/05]
11. **Setra.** <http://www.setra.de/fahrzeuge/comfortclass.html#/interior/cockpit>. [2013/04]
12. **Thyssenkrupp Steel.** FUPS light - für noch mehr Schutz. *Kundenmagazin compact.* 2008/2.
13. **VOLVO.** <http://www.volvotrucks.com/trucks/germany-market/de-de/trucks/volvo-fh-series/key-features/Pages/individual-front-suspension.aspx>. [2013/04]
14. **VOLVO Bilddatenbank.** <http://images.volvotrucks.com/>. [2013/04]
15. **ZF - LKW-Fahrwerk der Zukunft.**
http://www.zf.com/media/media/de/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/commercial_vehicle_flyer/LKW_Fahrwerk_der_Zukunft.pdf. [2013/05]
16. **ZF - Downloadcenter.**
http://www.zf.com/corporate/de/press/media_service/downloadcenter/all.jsp. [2013/04]
17. **Rauscher, Sven.** Innovativer Leichtbau im Nutzfahrzeug. 5. Grazer Nutzfahrzeug Workshop : Daimler, 2012.
18. **TrelleborgVibracoustic.** <http://www.tbvc.com/aircruisebionicairstring.html>. [2013/06]
19. **TrelleborgVibracoustic.** <http://www.aircruise.com/index.php?id=165>. [2013/06]
20. **Magazin NKW-Partner.** Bionisch federt besser. Ausgabe 4, 2011/1.

21. **ZF Lenksysteme.** <http://www.zf-lenksysteme.com/produkte/nkw-lenksysteme/servoline.html>. [2013/04]
22. **Tedrive Steering Systems.** <http://www.td-steering.com/lkw-zahnstangenlenkung-mit-ihsa.html>. [2013/06]
23. **Mannesmann Sachs.** *Stoßdämpfer für Nkw - Einbauhinweise für den Konstrukteur.* 1998.
24. **ZF Elastmetall.** www.zf.com. [2013/05].
25. **Engineering Center Steyr.** Archiv: ZF-Molekulargelenke.
26. **INA Schaeffler Technologies.** *Gelenklager Produktkatalog 238.* 2013.
27. **Salzgitter-Flachstahl.** http://www.salzgitter-flachstahl.de/fileadmin/mediadb/szfg/informationssysteme/produktinformationen/warmgewalzte_produkte/deu/S355MC.pdf. *S355MC*. [2014/04]
28. **Salzgitter-Flachstahl.** http://www.salzgitter-flachstahl.de/fileadmin/mediadb/szfg/informationssysteme/produktinformationen/kaltgewalztes_feinblech/deu/hc380la.pdf. *HC380LA*. [2014/04]
29. **BETA CAE Systems S.A.** <http://www.beta-cae.gr/>. [2014/03] ANSA, 13.6.4.
30. **MSC Software.** <http://www.mssoftware.com/>. *NASTRAN*. [2014/03]
31. **Engineering Center Steyr; Datenbank.** *Frame Modeling Guideline.* 2013/10.
32. **Wittel, H. und Muhs, D.** *Roloff/Matek Maschinenelemente (Tabellenbuch).* s.l. : Vieweg+Teubner, 2011.
33. **Grote, K. und Feldhusen, J.** *Dubbel 23. Auflage.* s.l. : Springer, 2011.