

Masterarbeit

Einzelradaufhängung im Nutzfahrzeug

von Jürgen Ammerstorfer

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

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

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

 FTG engineering center **steyr**
A COMPANY OF MAGNA POWERTRAIN

Graz, 14.03.2013

Danksagung

Ich bedanke mich recht herzlich bei allen Personen, die mir die Durchführung der Diplomarbeit ermöglicht haben. Ein großes Anliegen ist es mir, mich bei meinen Eltern Helmut und Helga Ammerstorfer zu bedanken, dass sie mir die Chance für eine Ausbildung an der TU Graz gegeben haben und mich während meines Studiums immer sehr unterstützt haben.

Dem Herrn Univ.-Doz. Dr. techn. Mario Hirz vom Institut Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz möchte ich ebenfalls ganz besonders für die Betreuung und Unterstützung danken.

Weiters bedanke ich mich bei Ing. Alois Hirsch vom ECS für die Hilfestellung und Koordination bei organisatorischen Aufgaben.

Dipl.-Ing.(FH) Martin Zittmayr und Dipl.-Ing. Gregor Schwarz waren mir bei Fragen und Problemen bei der Durchführung der Diplomarbeit eine große Hilfe und deshalb möchte ich mich auch bei Ihnen recht herzlich bedanken.

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

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)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

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

.....
date

.....
(signature)

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit wurde bei der Firma Engineering Center Steyr in St. Valentin erstellt und von Seiten der Technischen Universität Graz vom Institut für Fahrzeugtechnik betreut.

Das Thema „Einzelradaufhängung im Nutzfahrzeug“ wurde von mir aufgegriffen, da es die Möglichkeit bot, den revolutionären Leichtbaurahmen von Dipl.-Ing. Gregor Schwarz hinsichtlich eines weiteren Zukunftstrends zu erweitern. Dieser Trend besteht darin, die im Nutzfahrzeugbereich über Jahrhunderte lang bewährten Starrachsen durch Einzelradaufhängungen zu ersetzen. Der bisher nur für Starrachseneinsatz konzipierte Monocoque-Rahmen sollte somit für die Anwendung einer Vorderachs-Einzelradaufhängung angepasst werden. Dies war durch den modularen Aufbau möglich, ohne den kompletten Rahmen ändern zu müssen. Eine Herausforderung bei der Entwicklung der Radaufhängung und insbesondere des betroffenen Rahmen-Moduls, an dem die Radaufhängung montiert wird, war die Erfüllung aller geforderten Belastungsanforderungen, bei möglichst gering bleibendem Gewicht.

Die Motivation eine Einzelradaufhängung zu integrieren ist, zusätzlich zu dem hervorragenden PKW-ähnlichen Fahrverhalten und dem höheren Fahrkomfort, der eine geringere Belastung auf Passagier und Beladung bewirkt, durch den Entfall des mitfedernden Achskörpers, mehr nutzbaren Bauraum zu erhalten und die ungefederten Massen drastisch zu reduzieren. Insgesamt war eine Reduktion des gesamten Fahrzeuggewichts anzustreben. Für Unternehmen und Speditionen würden sich auf diese Weise zusätzliche Kapazitäten bei der Nutzlast ergeben, was einen enormen wirtschaftlichen Vorteil gegenüber der Konkurrenz darstellen könnte. Zusätzlich könnte das durch die anfallenden Zusatzkomponenten, die zur Einhaltung der Euro 6 - Norm notwendig sind, entstehende Mehrgewicht wieder kompensiert werden. In Kombination mit einer Einzelradaufhängung wurden somit die Vorzüge des Leichtbaurahmens um einige Punkte erweitert, was die Attraktivität des Konzeptes für Kunden anheben sollte.

Da in den nächsten Jahren der LKW Transport weiter ansteigen wird, bieten jegliche Verbesserungen wirtschaftliche Vorteile. Im Falle der Einzelradaufhängung reichen diese von einer höheren Nutzlast aufgrund eines geringeren Eigengewichts, über straßenschonendere Radaufhängungskonzepte bis hin zu einer höheren Lebensdauer von LKW-Fahrwerken. Gerade deswegen zeigen sich viele LKW-Hersteller bestrebt, in diese Richtung zu entwickeln.

Kurzfassung

Das Ziel dieser Arbeit war es, unterschiedliche Einzelradaufhängungstypen bezüglich ihrer Eignung im Nutzfahrzeug und hinsichtlich der Integrationsmöglichkeit in ein vorgegebenes Leichtbauahmen-Konzept zu untersuchen. Dabei wurden zwei verschiedene Konzepte von Doppelquerlenker-Radaufhängungen konstruiert. Die Untersuchung beinhaltete sowohl das kinematische Verhalten und dessen Optimierung, als auch eine konzeptionelle Finite-Elemente Berechnung der tragenden Radaufhängungskomponenten und des Rahmen-Moduls bei gleichzeitigem Vergleich des bestehenden Systems mit Starrachse.

Das bestehende Rahmen-Modul, auch Front-Modul genannt, war dabei für die Einzelradaufhängung anzupassen. Die besondere Herausforderung bestand darin, dass die Krafteinleitung in den Rahmen bei einer Einzelradaufhängung ungünstiger erfolgt, als bei einer Starrachse. Dies machte die Konstruktion eines massiven Rahmens mit einer hohen Biegesteifigkeit notwendig. Dennoch durfte man das grundsätzliche Leichtbauprinzip des Rahmens nicht außer Acht lassen. Schließlich war eine mögliche Gewichtsreduktion einer der Hauptgründe für die Untersuchung der Integration einer Einzelradaufhängung. Eine Gegenüberstellung der erzielten Gewichtsreduktion an der Radaufhängung und der Gewichtszunahme beim Rahmen-Modul zeigte schlussendlich, dass es durchaus eine schwierige Aufgabe ist, bei schweren Nutzfahrzeugen mit einer Einzelradaufhängung Gewicht einzusparen.

Bei der Kinematik konnten zwar bei beiden Konzepten in etwa gleich gute Eigenschaften erzielt werden, hinsichtlich Krafteinleitung beim Rahmen gab es aber wesentliche Unterschiede. Die Doppelquerlenker Variante mit Achsschenkelträger ermöglichte die favorisierte flachere Rahmenbauweise. Dadurch mussten die Blechstrukturen nicht ganz so massiv ausgeführt werden, wie bei der anderen Variante mit Kugelgelenken. Dort verursachte die möglichst weit außenliegende und steile Position des Luftfeder-Dämpfer-Moduls (LDM) eine höhere Lagerungsstelle am Rahmen. Die erreichte Kraftübersetzung war trotz dieser Maßnahmen immer noch schlechter, als bei der Variante mit Achsschenkelträger, wodurch das von der Federkraft eingeleitete Biegemoment sehr hoch wurde. Die höhere Bauweise und die höheren Steifigkeitsanforderungen führten schlussendlich zu einem enormen Gewichtsanstieg, der durch den Entfall des Achskörpers nicht mehr ausgeglichen werden konnte.

Im Gegensatz dazu ließ sich bei der Variante mit Achsschenkelträger, durch den weniger massiven Rahmen und der gleichzeitigen Gewichtsreduktion an der Radaufhängung, sogar insgesamt etwas an Gewicht einsparen, was einen Gewinn bei der Transportkapazität bedeuten könnte. Es lässt sich sogar über eine Gewichtsreduktion von bis zu 300 kg spekulieren, wenn man das Leichtbauahmenkonzept samt Einzelradaufhängung mit einem konventionellen Leiterrahmen samt Starrachse vergleicht. Zusätzlich könnte man auch noch vom PKW-ähnlichen Fahrverhalten der Einzelradaufhängung und vom hohen Fahrkomfort, aufgrund der geringen ungefederten Massen profitieren.

Abstract

The target of this thesis was to investigate the ability of different independent suspensions for heavy commercial vehicle application and the integration into an existing light-weight truck-frame concept. In this way, a value analyse of different suspension concepts stated the basis for the selection of two different types of double-wishbone suspensions. These types were designed conceptually in a CAD-system. The investigation contained the optimization of the kinematic behaviour, as well as a conceptual finite element calculation of the bearing suspension parts and the frame-module, considering the difference to a rigid axle.

At the same time the existing frame-module, also called front-axle-module, was adapted for the independent suspension. Compared to a rigid axle, the inappropriate load transmission to the framework turned out to be a special challenge. This fact caused the need of a relatively heavy frame design with a high bending stiffness. Nevertheless the basic idea of a light-weight construction could not be disregarded, because a possible weight reduction was one of the main reasons for the integration of an independent suspension. In the end, a comparison of the achieved weight reduction of the suspensions with the increase in weight of the corresponding frame-modules showed the difficulty to economize weight by the application of independent suspensions in heavy commercial vehicles.

The kinematic of both concepts had satisfying and similar characteristics, but regarding the load transmission to the framework there were fundamental differences. The double-wishbone type with steering swivel support and standard king pin enabled the favoured lower frame construction. Thus the iron sheets of the frame were designed with a lower thickness in comparison with the double-wishbone concept with ball joints. In this concept, the outside located and steep position of the spring strut shock absorber unit caused a higher mounting place at the framework. Despite of this applied measures, the achieved force ratio was worse than at the concept with steering swivel support. Thereby the bending moment, which is initiated by the spring force, became very high. At least the higher frame-module and the higher stiffness-requirements lead to an enormous increase in weight, which could not be balanced by the lack of a rigid axle.

In opposition to this, the double-wishbone type with swivel support enabled an overall economization of weight, due to the lighter and lower frame-module and the weight reduction at the suspension. By comparison with a conventional ladder frame and rigid axle, it would be even possible to speculate about a weight reduction of 300 kg, by using the light-weight truck-frame with independent suspension. This characteristic could lead to an increase of traffic carrying capacity and in addition to a benefit in handling and travelling comfort, because of the reduced unsprung masses.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis.....	VII
Symbolverzeichnis	VIII
1 Einleitung.....	1
2 Aufgabenstellung.....	3
2.1 Ablauf der Arbeit	3
2.2 Zeitmanagement - Simultaneous Engineering	3
2.3 Ausgangssituation.....	4
2.4 Technische Anforderungen	4
3 Recherche	5
3.1 Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik	5
3.1.1 Funktionen und Anforderungen an Radaufhängungen	5
3.1.2 Komponenten der Radaufhängung.....	5
3.1.3 Schwingungsverhalten eines NFZ.....	6
3.1.4 Achsgeometrie	12
3.1.5 Vorderachsgeometrie	14
3.2 Starrachse vs. Einzelradaufhängung	17
3.2.1 Starrachse.....	17
3.2.2 Einzelradaufhängung	18
3.3 Lenkbare Einzelradaufhängungen in PKW-Serie.....	20
3.3.1 Doppelquerlenker	20
3.3.2 4-Lenker.....	21
3.3.3 5-Lenker.....	22
3.3.4 Federbein Einzelradaufhängung	23
3.3.5 Anforderungen an die Vorderachsaufhängungen	26
3.3.6 Einsatzgebiete der Vorderachstypen.....	28
3.4 Einzelradaufhängungen in Omnibus und LKW	29
3.4.1 Doppelquerlenker in Reisebussen.....	29
3.4.2 Moderne Einzelradaufhängungen für Stadtbusse.....	29
3.4.3 Neue Einzelradaufhängungen für schwere NFZ.....	32
3.5 Einzelradaufhängung für Trailer	33
3.6 Einzelradaufhängung bei Militärfahrzeugen.....	34
3.6.1 ERA von Meritor.....	34
3.6.2 ERA von Hendrickson	34
3.7 Innovative Radaufhängungskonzepte	35
3.8 Zahnstangenhydrolenkung für Nutzfahrzeuge	36
3.9 Motivation für die Einzelradaufhängung im schweren NFZ.....	36
4 Bewertung der verschiedenen ERA-Systeme	37
4.1 Kriterien für die Bewertung	37
4.1.1 Technische Aspekte	37
4.1.2 Wirtschaftlichkeit	38
4.1.3 Kundenakzeptanz	38
4.2 Bewertungsmatrix	38

4.3	Resultat.....	40
5	Konzepterstellung der Doppelquerlenker-Varianten.....	41
5.1	Doppelquerlenker mit Kugelgelenken.....	41
5.1.1	Erstellen einer Kinematik.....	41
5.1.2	Konstruktion der Radaufhängungskomponenten.....	43
5.1.3	Auslegung Luftfederdurchmesser.....	44
5.1.4	Dämpferauslegung.....	46
5.1.5	Bauraumuntersuchungen.....	49
5.1.6	Konstruktion des Rahmen-Moduls.....	50
5.2	Doppelquerlenker Bauart mit Achsschenkelträger.....	53
5.2.1	Erstellen einer Kinematik.....	53
5.2.2	Konstruktion der Radaufhängungskomponenten.....	54
5.2.3	Auslegung Luftfederdurchmesser.....	55
5.2.4	Dämpferauslegung.....	57
5.2.5	Bauraumuntersuchungen.....	60
5.2.6	Konstruktion des Rahmen-Moduls.....	62
5.3	Zusammenfassung der Konzepterstellung.....	64
6	Lastfälle.....	65
6.1	Bestimmung wichtiger Eingangsgrößen für die Lastfälle.....	66
6.1.1	Ermittlung der Schwerpunktlage des Fahrzeugs.....	66
6.1.2	Änderung der Radaufstandskraft ΔR_z	67
6.1.3	Ermittlung der Bremskraft an der Vorderachse.....	68
6.1.4	Ermittlung der Radkräfte bei Kurvenfahrt.....	69
6.2	Lagerkräfte - Doppelquerlenker mit Kugelgelenken.....	70
6.2.1	Lastfall 1 - Statische Kräfte.....	71
6.2.2	Lastfall 2 - Schlagloch.....	74
6.2.3	Lastfall 3 - Stoß von vorne.....	75
6.2.4	Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn.....	78
6.2.5	Lastfall 5 - Bremsen.....	80
6.2.6	Lastfall 6 - Kurvenfahrt.....	84
6.3	Lastfälle - Doppelquerlenker mit Achsschenkelträger.....	87
6.3.1	Lastfall 1 - Statische Kräfte.....	88
6.3.2	Lastfall 2 - Schlagloch.....	91
6.3.3	Lastfall 3 - Stoß von vorne.....	92
6.3.4	Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn.....	96
6.3.5	Lastfall 5 - Bremsen.....	98
6.3.6	Lastfall 6 - Kurvenfahrt.....	102
6.4	Validierung der Ergebnisse.....	104
7	Vordimensionierung der Lagerstellen.....	105
7.1	Bauart Doppelquerlenker mit Kugelgelenken.....	105
7.1.1	Rahmenfeste Lagerung der Querlenker.....	105
7.1.2	Kugelgelenke mit Kegelzapfen.....	106
7.1.3	Lagerung des Federbeins.....	107
7.2	Bauart mit Achsschenkelträger.....	113
7.2.1	Rahmenfeste Lagerung der Querlenker.....	113

7.2.2	Lagerung des Achsschenkelträgers	114
7.2.3	Kugelgelenkzapfen.....	116
7.2.4	Lagerung des Federbeins	117
8	Finite Elemente - Berechnung in CATIA V5 R19.....	119
8.1	Berechnungsgrundlagen	119
8.1.1	Vorgehensweise.....	119
8.1.2	Wichtige Begriffe und Funktionen.....	120
8.2	Berechnung Doppelquerlenker mit Kugelgelenken.....	125
8.2.1	Radaufhängung.....	125
8.2.2	Rahmen-Modul.....	136
8.3	Variante Achsschenkelträger.....	156
8.3.1	Radaufhängung.....	156
8.3.2	Rahmen	165
8.4	Validierung der Ergebnisse	176
9	Vergleich der Varianten	177
9.1	Darstellung und Beschreibung der Variante Kugelgelenke.....	177
9.1.1	Wichtige kinematische Situationen	177
9.1.2	ERA-Modul im Gesamtfahrzeug.....	180
9.2	Darstellung und Beschreibung der Variante Achsschenkelträger	183
9.2.1	Wichtige kinematische Situationen	183
9.2.2	Integration der Zahnstangenlenkung	186
9.2.3	ERA-Modul im Gesamtfahrzeug.....	188
9.3	Kinematikdiagramme.....	190
9.4	Gegenüberstellung der Gewichte der ERA im Vergleich zur Starrachse.....	196
9.4.1	Gegenüberstellung Radaufhängung, Rahmen und Gesamtgewicht	196
9.4.2	Gegenüberstellung der ungefederten Massen.....	198
9.5	Zusammenfassung der Stärken und Schwächen	200
9.5.1	Radaufhängung.....	200
9.5.2	Rahmen-Modul.....	200
10	Bewertung der beiden ERA-Konzepte	201
10.1	Kriterien für die Bewertung der Konzepte	201
10.2	Bewertungsmatrix	201
10.3	Fazit	202
11	Zusammenfassung	203
12	Weiteres Vorgehen und Ausblick	204
13	Anhang	13-A
13.1	Literaturverzeichnis	13-A
13.2	Abbildungsverzeichnis.....	13-E
13.3	Tabellenverzeichnis.....	13-J

Abkürzungsverzeichnis

AGR	<i>Abgasrückführung</i>
ANSYS	<i>Analysis System</i>
AST	<i>Achsschenkelträger</i>
CAD	<i>Computer-Aided-Design</i>
CATIA	<i>Computer Aided Three-Dimensional Interactive Application</i>
DPF	<i>Dieselpartikelfilter</i>
ECS	<i>Engineering Center Steyr</i>
ERA	<i>Einzelradaufhängung</i>
FE	<i>Finite Elemente</i>
FEA	<i>Finite Elemente Analyse</i>
FEMFAT	<i>Finite Element Method Fatigue</i>
GEH	<i>Gestaltänderungsenergiehypothese</i>
KB	<i>Kugelbauart, sprich Doppelquerlenker mit Kugelgelenken</i>
LDM	<i>Luftfeder-Dämpfer-Modul</i>
LKW	<i>Lastkraftwagen</i>
LWTF	<i>Lightweight Truck Frame</i>
NASTRAN	<i>Nasa Structural Analysis System</i>
NFZ	<i>Nutzfahrzeug</i>
NH	<i>Normalspannungshypothese</i>
OQL	<i>Oberer Querlenker</i>
SCR	<i>Selektive Katalytische Reduktion</i>
UQL	<i>Unterer Querlenker</i>
VA	<i>Vorderachse</i>

Symbolverzeichnis

Allgemeine Symbole:

Formelzeichen			Benennung
Zeichen	Index	Einheit	
a	-	m/s ²	Beschleunigung
b	-	m	Spurweite
C	-	N	Tragzahl
	r	N	dynamische Tragzahl
c	-	N/m	Federsteifigkeit
	A	N/m	Fahrwerk
	A'	N/m	auf Rad bezogen
	R	N/m	Reifen
	*	N/m	seriell
D	-	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß
d	-	Ns/m	Mittlere Dämpferrate
	A	Ns/m	Fahrwerk
	D	Ns/m	Druck
	h	Ns/m	hart
	w	Ns/m	weich
	Z	Ns/m	Zug
F	-	N	Kraft
	A	N	axiale Kraft (Lager)
	d_z	N	Zugkraft Dämpfer
	d_D	N	Druckkraft Dämpfer
	F	N	Federkraft
	L	N	Luftfederkraft
	R	N	Radaufstandskraft, radiale Kraft (Lager)
	rad	N	radiale Lagerkraft
	x	N	in x-Richtung
	y	N	in y-Richtung
	z	N	in z-Richtung
f	-	Hz	Frequenz
	A	Hz	Aufbau
f	-	m	Maß (Radhub)
	F	m	Federweg
G	-	N	Gewichtskraft
g	-	m/s ²	Erdbeschleunigung
h	-	m	Reduzierter Federweg in z-Richtung
i	-	-	Übersetzung
	D	-	Dämpfer
	F	-	Feder
L	-	m	Abstand Lagerung Federbein zu Rad
l	-	m	Maß
	1	m	Abstand Felgenhörner vorne
	2	m	Abstand Felgenhörner hinten
	H	m	x-Abstand HA-Gesamtschwerpunkt
	R	m	Radstand
V	m	x-Abstand VA-Gesamtschwerpunkt	

Formelzeichen			Benennung
Zeichen	Index	Einheit	
M	-	Nm	Moment Bremsmoment/Biegemoment Erforderliches Bremsmoment
	b	Nm	
	b _{erf}	Nm	
m	-	kg	Masse anteiliger Aufbau Fahrzeug einzelne Komponente i Last am Sattelaufleger Reifen mit Achsanteil Gesamtmasse Fahrzeug ungefedert Vorderachse
	A	kg	
	Fzg	kg	
	i	kg	
	Last	kg	
	R	kg	
	res	kg	
u	kg		
VA	kg		
n	-	m	Maß Nachlaufversatz
	A	m	
P	-	N	Lagerbelastung
Q	-	N	Querkraft im Gesamtschwerpunkt
R	-	N	Radkraft Bremskraft pro Rad Bremskraft an der Vorderachse Kraft auf Felge in y-Richtung Reifenseitenkraft bei Kurvenfahrt in z-Richtung in z-Richtung an der Vorderachse in z-Richtung beim Bremsen pro Rad in z-Richtung beim Bremsen an der VA Hinten in z-Richtung in z-Richtung bei Kurvenfahrt Vorne in z-Richtung
	b	N	
	b _{VA}	N	
	y	N	
	y _K	N	
	z	N	
	z _{VA}	N	
	zb	N	
	zb _{VA}	N	
	zH	N	
	zK	N	
zV	N		
r	-	m	Lenkrollradius
x	-	m	Maß x-Abstand VA-Gesamtschwerpunkt
	S	m	
z	-	m	Vertikalbewegung in z-Richtung Aufbau Fahrbahn
	A	m	
	F	m	
z	-	m	Maß z-Abstand Schwerpunkt Fahrzeug-Boden z-Abstand Komponente i-Boden z-Abstand Schwerpunkt Last-Boden z-Abstand Gesamtschwerpunkt-Boden
	F	m	
	i	m	
	L	m	
	S	m	

Griechische Symbole:

Formelzeichen			Benennung
Zeichen	Index	Einheit	
α	-	°	Winkel des Federbeins zur Horizontalen
γ	-	°	Sturzwinkel
Δ	-	-	Differenz
δ	-	°	Spreizung, Spurdifferenzwinkel
ε	-	°	Lenkfehler, Nachlaufwinkel
σ	- v zul xx, yy, zz xy, yz, zx	MPa MPa MPa MPa MPa	Spannung Vergleichsspannung zulässige Spannung Normalspannungen in x-, y-, z-Richtung Schubspannungen in x-, y-, z-Richtung
Σ	- i	- -	Summe Summe aller Komponenten i

Symbole zur Berechnung der Lastfälle:

Formelzeichen			Benennung
Zeichen	Index	Einheit	
$A_{1,2}$	- x y z	N N N N	Kraft in Rahmengelenk A_1 oder A_2 in x-Richtung in y-Richtung in z-Richtung
a	-	m	Maß am Radträger (KB) bzw. AST
$B_{1,2}$	- x y z	N N N N	Kraft in Rahmengelenk B_1 oder B_2 in x-Richtung in y-Richtung in z-Richtung
b	-	m	Maß am Radträger (KB) bzw. AST
C	- x y z	N N N N	Kraft in Führungsgelenk C in x-Richtung in y-Richtung in z-Richtung
c	-	m	Maß am Radträger (KB) bzw. AST
D	- x y z	N N N N	Kraft in Führungsgelenk D in x-Richtung in y-Richtung in z-Richtung
d	-	m	Maß am AST
E	- x y z	N N N N	Kraft in Führungsgelenk E in x-Richtung in y-Richtung in z-Richtung
e	-	m	Maß am OQL

Formelzeichen			Benennung
Zeichen	Index	Einheit	
F	-	N	Kraft in oberer Lagerung des Federbeins in x-Richtung in y-Richtung in z-Richtung
	x	N	
	y	N	
	z	N	
f	-	m	Maß am UQL
G	-	N	Kraft in unterer Lagerung des Federbeins in x-Richtung in y-Richtung in z-Richtung
	x	N	
	y	N	
	z	N	
g	-	m	Maß am UQL
H	-	N	Kraft in Achsschenkelträgerbolzen in x-Richtung in y-Richtung in z-Richtung
	x	N	
	y	N	
	z	N	
h	-	m	Maß am Radträger (KB)
l	-	m	Maß am OQL und UQL
t	-	m	Maß am Radträger (AST)
r	-	m	Radius
	F	m	Felgenradius
	stat	m	statischer Reifenradius
s	-	m	Maß am Radträger (KB, AST)
t	-	m	Maß am Radträger (AST)
u	-	m	Maß am AST
v	-	m	Maß am AST

1 Einleitung

Nutzkraftwagen dienen dem sicheren und rationellen Transport von Personen und Gütern. Dabei bestimmt das Verhältnis von Nutzraum zu gesamtem Bauraum und von Nutzlast zu Gesamtgewicht den Grad der Wirtschaftlichkeit. Gesamtmaße und -gewichte sind gesetzlich begrenzt. Stand der Technik bei LKW sind Normalfahrgestelle mit blatt- oder luftgedrehten starren Vorder- und Hinterachsen. Sie haben den Nachteil, dass die Räder sich bei der großen ungefederten Masse der Achsen gegenseitig beeinflussen, wenn die Fahrbahn einseitig uneben ist. Auch lassen sich Vorspur und Sturz nicht gezielt über anliegende Radkräfte oder fahrsituationsabhängige Einfederbewegungen beeinflussen, und ihre massive und relativ zum Aufbau bewegliche Querverbindung nimmt viel Raum in Anspruch. Das Tragwerk größerer Nutzfahrzeuge bildet meist ein Leiterraum mit Längs- und Querträgern. Ein solcher Rahmen bietet keine geeigneten Lastenleitungspunkte, um die Querkräfte aus einer Einzelradaufhängung (ERA) aufzunehmen. Die Anbindung einer ERA an einen Leiterraum schränkt vor allem die erreichbaren Federwege ein [1].

Im Zuge der Diplomarbeit von Gregor Schwarz entstand 2009 ein Leichtbauahmen für eine 4x2 Sattelzugmaschine. Der Rahmen wurde ausgehend von einem Leiterraum zu einem selbsttragenden Monocoque entwickelt, das bei enormer Gewichtseinsparung zumindest dieselbe Steifigkeit besitzt. Konventionelle Rahmenkonzepte in der betrachteten Fahrzeugkategorie haben ein Gesamtgewicht von 850 kg. Im Vergleich dazu konnte bei Ausführung der Monocoquebauweise ein Gesamtgewicht von 595 kg erzielt werden, was einer Reduktion um etwa 35 Prozent entspricht. Diese Gewichtsreduktion von ca. 250 kg bringt einerseits eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches, andererseits die Erhöhung der möglichen Transportkapazität.

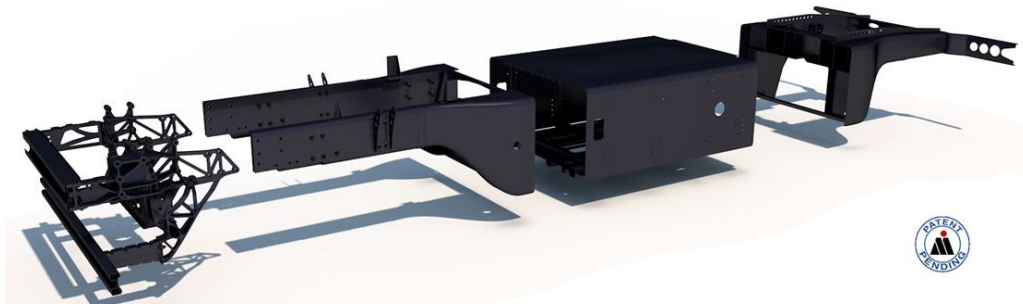


Abbildung 1.1 Modularer Aufbau des Leichtbaurahmens [2]

Die Gewichtseinsparung bedeutet natürlich auch einen reduzierten Materialeinsatz bei der Herstellung und somit einen weiteren Vorteil in der CO₂ Bilanz [3].

Der Leichtbauahmen wurde für eine konventionelle Starrachse als Vorderachse ausgelegt. Durch die Modulbauweise des Rahmens ist es allerdings möglich, das bestehende Front-Modul für die Starrachse durch ein neues Modul, das speziell für die benötigten Anbindungspunkte einer Einzelradaufhängung ausgelegt wird, zu ersetzen.

Vergleicht man die beiden Konzepte von Starrachse und Einzelradaufhängung unter technischen Gesichtspunkten, so spricht zwar für die Starrachse, dass sie einfach und kostengünstig in Konstruktion, Herstellung und Wartung ist. Nachteilig sind jedoch ein relativ hoher Bauraumbedarf im Fahrzeug, die schwere Ausführung mit bis zu 750 kg ungefederter Masse (ohne Räder) bei 8 t Achslast sowie die Tatsache, dass die fahrdynamischen Parameter Sturz, Spreizung, Nachlaufwinkel und Vorspur nur in begrenztem Umfang variabel sind.

Dagegen ist die Einzelradaufhängung deutlich aufwendiger und kostenintensiver als die Starrachse. Sie bietet aber die Möglichkeit einer Gewichtseinsparung und den weiteren Vorteil der nahezu freien Wählbarkeit der fahrdynamischen Parameter und Radaufhängungsgrößen. Damit lässt sich das Konzept gut an die herrschenden Randbedingungen anpassen. Die Räder einer Achse beeinflussen sich im Unterschied zur Starrachse nicht gegenseitig. Außerdem entfällt bei Einzelradaufhängungen der mitfedernde Achskörper, der den Bauraum beschränkt. Dadurch werden Freiräume für eine bessere Raumnutzung geschaffen. Die Einzelradaufhängung verbessert den Komfort, da sich der Anteil der ungefederten Massen verringert [1].

2 Aufgabenstellung

2.1 Ablauf der Arbeit

Die in den Leichtbaurahmen integrierte Vorderachse, die als Starrachse ausgeführt ist, soll durch ein geeignetes Einzelradaufhängungskonzept ersetzt werden. Das Front-Modul des Monocoques ist ebenfalls neu zu konstruieren, sodass es die Lenker-, Feder- und Dämpferkomponenten der Einzelradaufhängung aufnehmen kann und allen auftretenden Kräften bei diversen Lastfällen standhält.

Auf eine ausführliche Recherche über bestehende Einzelradaufhängungen bei PKW und NFZ folgt eine nach zahlreichen Kriterien gewichtete Bewertung. Aufgrund dieser Bewertung sind die beiden Varianten mit den meisten Punkten konstruktiv zu erarbeiten.

Dazu ist gefordert, mit dem CAD-Programm CATIA V5 R19 von Dassault Systems [4], für beide Varianten Konzepte zu erstellen. Zunächst ist jeweils eine Kinematik aufzubauen, um damit Bauraumuntersuchungen und eine Optimierung des kinematischen Verhaltens durchführen zu können. Die erzielten Kinematik-Auslegungen werden anhand von Diagrammen veranschaulicht. Anschließend folgt die Konstruktion des Front-Moduls für beide Varianten, die an den Rahmenabschnitt jeweils unterschiedliche Anforderungen hinsichtlich Kräfteinleitung und Bauraum stellen.

Um die Konstruktion auf kritische Betriebsbedingungen auslegen zu können, sind die Kräfte für mehrere typische Lastfälle zu berechnen. Anhand dieser Kräfte soll dann in CATIA V5 R19 mit dem Tool "Structural Analysis" eine Finite-Elemente-Analyse durchgeführt werden. Die Radaufhängungsteile und der Rahmen beider Konzepte sind so lange zu optimieren, bis die auftretenden Spannungen und Verformungen unterhalb der vorgegebenen Limits liegen.

Im Zuge des Optimierungsvorgangs sind außerdem geeignete Lager und Gelenke auszuwählen, die für die auftretenden Belastungen ausgelegt sind. Anschließend werden die beiden Varianten erneut miteinander verglichen.

Schlussendlich werden beide Konzepte hinsichtlich der wichtigsten technischen und wirtschaftlichen Eigenschaften verglichen und bewertet, um das Konzept, mit dem höheren Potenzial die Kundenwünsche bestmöglich zu erfüllen, zu bestimmen. Außerdem soll eine Gegenüberstellung der Gewichte von Radaufhängung, Rahmen und Gesamtkonzept im Vergleich mit der bestehenden Starrachse zeigen, ob durch eine der beiden ERA-Konzepte eine Gewichtsreduktion möglich ist.

2.2 Zeitmanagement - Simultaneous Engineering

Die Vorgehensweise bei der Bearbeitung der einzelnen Aufgaben erfolgt dabei nach dem Vorbild des Simultaneous Engineering. Dieses Verfahren führt Mitarbeiter aus allen Unternehmensbereichen („Säulen“) systematisch in Arbeitsgruppen zusammen, die bei Bedarf zeitgleich an denselben Aufgaben arbeiten. Die Lösung einer gemeinsamen Aufgabe erfolgt nicht mehr zeitlich nacheinander Säule für Säule, sondern gleichzeitig und für alle mit demselben Informationsstand. Das geplante Arbeitsergebnis wird mit weniger Korrekturschleifen als im konventionellen Unternehmen und damit weit schneller erreicht [5]. Dies ist vor allem für die Wettbewerbsfähigkeit von Unternehmen wichtig, da Änderungen umso teurer werden je später sie auftreten. Außerdem tritt ein enormer Imageschaden ein, sollten Korrekturen oder Rückholmaßnahmen notwendig sein, wenn das Produkt schon beim Kunden angekommen ist. Die Risiken des Simultaneous Engineering sind:

- Das Risiko des Misserfolgs, da die Arbeit stark von der Qualifikation des Teamleiters und der Kommunikation der Teammitglieder abhängt.
- Durch das Arbeiten mit unvollständigen Datenständen besteht bei zu hohem Zeitdruck und betonter Parallelarbeit mit vorläufigen Annahmen das Risiko eines nicht optimalen Produkts mit Fehlern [6].

Übertragen auf die einzelnen Aufgaben dieser Arbeit kann diese Methode folgendermaßen dargestellt werden:

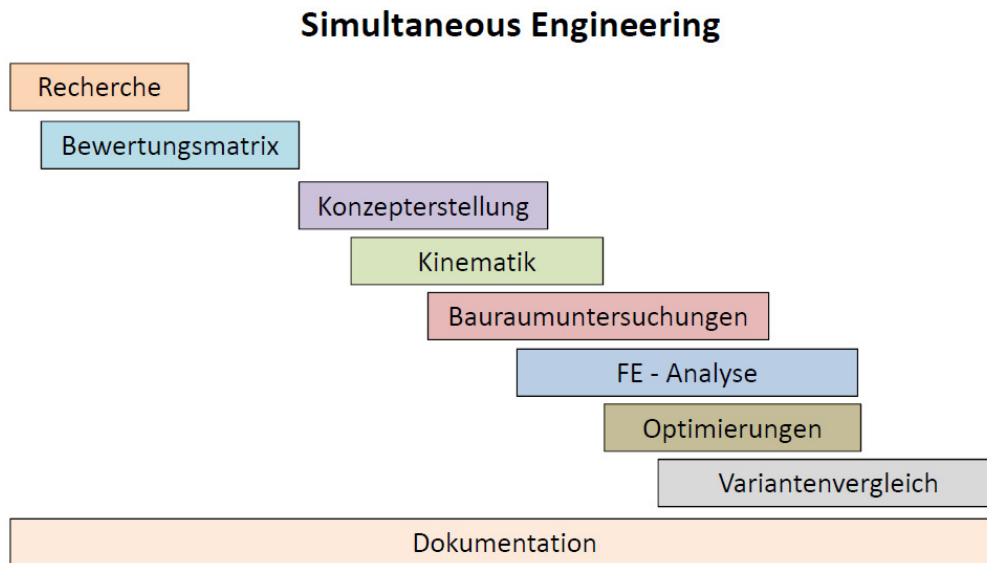


Abbildung 2.1 Simultaneous Engineering beim Durchführen der Arbeit

2.3 Ausgangssituation

- NFZ: Sattelzugmaschine 4x2
- Vorderachse: nicht angetriebene Starrachse mit 7,5 t Last
- Bereifung: 315/80 R22,5
- Rahmen: Front-Modul des Lightweight Truck Frames
- Motor: handelsüblicher 6-Zylinder Dieselmotor mit 12 Liter Hubraum und Commonrail-Einspritzung

2.4 Technische Anforderungen

- Vorderachse: Einzelradaufhängung mit folgenden Kinematikeigenschaften:
 - maximaler Radeinschlag 48°
 - Spreizung 8°
 - Nachlauf 3°
 - Sturz in neutraler Lage 0°
 - Lenkrollhalbmesser 50 mm
 - Federweg -120/+85 mm
- Lenkungsart: Zahnstangenlenkung
- Rahmen: modifiziertes Rahmen-Modul für die Anwendung mit ERA
 - Maximale Spannung: 300 MPa
 - Maximale Verformung: 4 mm
- Radaufhängungsteile: Spannungslimit je nachdem, ob geschmiedet (~ 600 MPa), oder gegossen (~ 300 MPa)
- Bauraum: zum Motor ist aufgrund der Motorbewegungen ein Mindestabstand von 30mm einzuhalten; zwischen den Radaufhängungsteilen mindestens 3 mm

3 Recherche

Auf Basis einer ausführlichen Literaturrecherche soll eine Bewertung der verschiedenen Einzelradaufhängungsvarianten, die sich für den Einsatz im Nutzfahrzeug eignen könnten, erfolgen. Die folgenden Punkte sind dabei Auszüge einiger relevanter Kapitel aus der Literatur [5], [8], [9] und [11]. Sie sind dabei mit einigen Informationen aus zusätzlichen Literaturquellen ergänzt. Dadurch soll der Einstieg in die Materie erleichtert und ein Überblick über die verschiedenen, am Markt existierenden, ERA-Systeme vermittelt werden.

3.1 Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik

3.1.1 Funktionen und Anforderungen an Radaufhängungen

Die Radaufhängung ist das Verbindungsglied zwischen dem bereiften Rad als Schnittstelle zur Fahrbahn und dem Rahmen (Chassis). Räder, Bremsen und Radaufhängungen bilden das Fahrwerk eines Fahrzeugs, Aufbau und Rahmen erfüllen die Funktion des Tragwerks.

Radaufhängungen müssen folgende Funktionen erfüllen:

- Übertragung der Kräfte und Momente zwischen Rädern und Rahmen
- Gewährleistung der exakten Radführung in der gewünschten Weise
- Bereitstellung von größtmöglichem Komfort bei gleichzeitig möglichst hoher Fahrsicherheit

Folgende Anforderungen werden an Radaufhängungen gestellt:

- Geringes Gewicht
- Preisgünstig herstellbar
- Haltbar über die Fahrzeuglebensdauer (Ausnahme: Stoßdämpfer)
- Wartungsfreiheit
- Gewährleistung der erforderlichen Bodenfreiheit
- Geringer Platzbedarf (zugunsten des nutzbaren Innenraums)

Achsformel: $n \times m$ – Fahrzeug, hat n Räder, davon sind m Räder angetrieben. In der vorliegenden Arbeit soll die Einzelradaufhängung für eine 4x2 Sattelzugmaschine erarbeitet werden. Das heißt das Fahrzeug hat 4 Räder, davon ist die Hinterachse angetrieben. Der Hinterachsantrieb ist vor allem bei Sattelzugmaschinen sinnvoll, da sich über der Hinterachse der Anhänger über den Sattelaufleger abstützt und deswegen dort die größere Achslast vorliegt [5].

3.1.2 Komponenten der Radaufhängung

Zu den Komponenten einer Radaufhängung gehören:

- Radträger
- Federn
- Schwingungsdämpfer
- Lenker und Gelenkstäbe
- Lenkerlagerungen
- Stabilisatoren
- Fahrschemel

Weiters hinzu kommen bei vielen PKW-Hinterachsen oder LKW-Radaufhängungen:

- Achskörper für Starrachsen [5]

Ein klassisches LKW-Fahrwerk sieht man in Abbildung 3.1. Das Bild zeigt eine Vorderachse die als Starrachse mit Zweifach-Parabelfedern und S-Schlagpuffern ausgeführt ist.

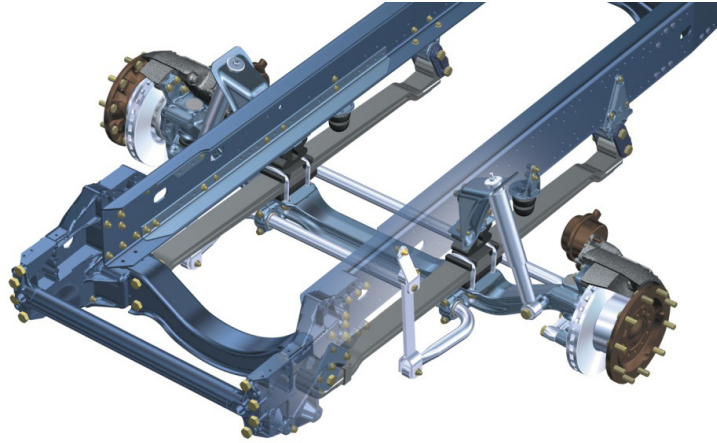


Abbildung 3.1 - Starrachse mit 2-fach Parabelfedern [9]

3.1.3 Schwingungsverhalten eines NFZ

Um ein stabiles, sicheres und komfortables Fahrverhalten zu gewährleisten, muss die Radaufhängung im Einzelnen folgende Aufgaben erfüllen:

- Gewichtskräfte und dynamische Massenkkräfte durch die Bewegung von Fahrgestell und Aufbau auf die Räder übertragen
- Harte Stöße der Fahrbahnoberfläche in weiche Schwingungen des Fahrgestells und damit des Aufbaus umwandeln
- Ständig den Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn gewährleisten
- Wank und Nickbewegung des Fahrzeugs begrenzen
- Fahrzeugniveau und Bodenfreiheit regulieren
- Die Auslegung von Federung und Dämpfung des Fahrgestells beeinflusst grundlegend sein Schwingungsverhalten, einschließlich der Teilsysteme Fahrerhaus mit Fahrer und Antriebsstrang sowie Aufbau und Ladung.

Gefederte Massen

Die Federauslegung ist abhängig von der Gesamtmasse des Fahrzeugs, die sich aus gefederten und ungefederten Masseanteilen zusammensetzt. Zu den gefederten Massen zählen: Fahrgestell, Aufbau, Ladung, Motor und Getriebe.

Ungefederte Massen

Die ungefederten Massen sind durch die Komponenten der Federung und Dämpfung mit den gefederten Massen verbunden. Ihre Schwingung überträgt sich über die Federn und Dämpfer auf die gefederten Massen, so dass beide Massen in verschiedenen Frequenzen schwingen.

Die hohe Frequenz der Schwingung der ungefederten Massen wird durch die Feder und Dämpferelemente in eine Schwingung niedriger Frequenz umgewandelt [9].

Schwingungsdämpfung im Fahrzeug

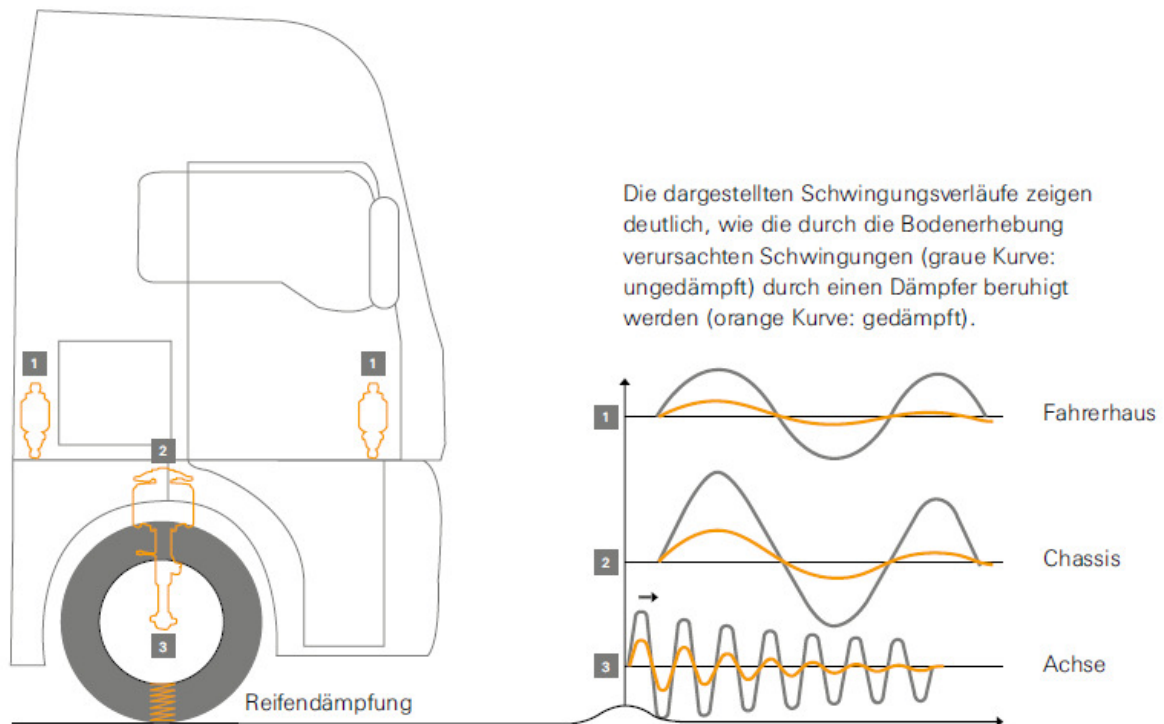


Abbildung 3.2 - Schwingungsdämpfung im Nutzfahrzeug [10]

3.1.3.1 Fahrwerkfedern

Federarten im Nutzfahrzeug:

- Stahlfedern:
 - Blattfedern
 - Schraubenfedern (nur Sonderfahrzeuge)

Vorteil: einfach, robust

Nachteil: feste lineare Kennlinie, keine Niveauregulierung möglich

- Luftfedern:

Vorteil: progressive Kennung, passt sich der Beladung an, Niveauregulierung möglich, wenig Reibung und deshalb hoher Komfort

Nachteil: höherer Aufwand

- Oder Kombination davon: Blatt-Luftfederung (VA-HA) [8]

Bauarten von Blattfedern:

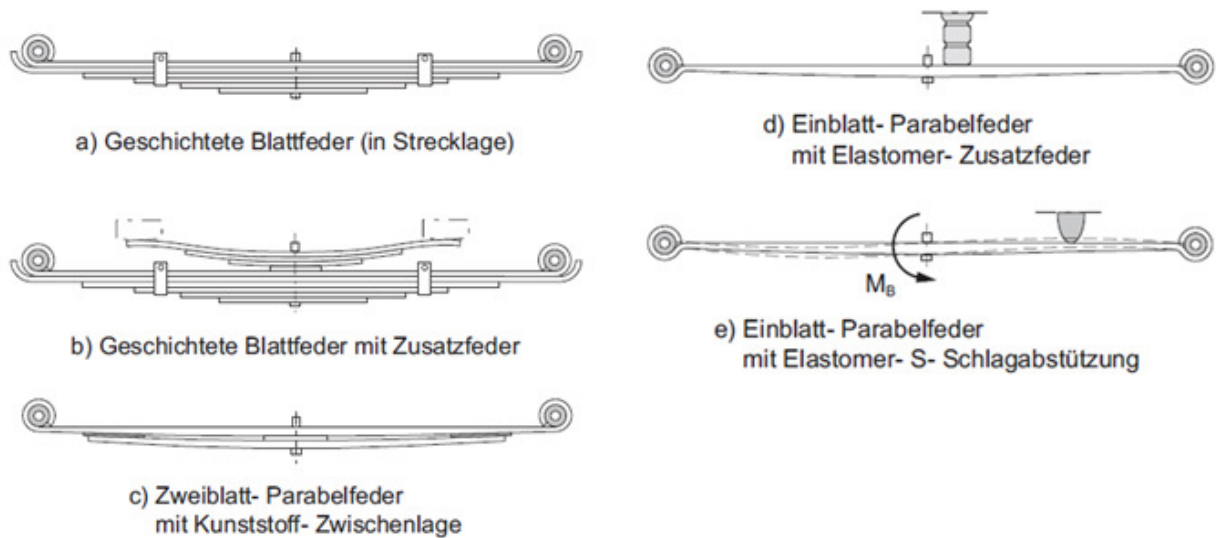


Abbildung 3.3 - Bauarten von Blattfedern [8]

Luffederung

Wegen ihrer besonderen Eignung für Nutzfahrzeuge wird hier die Luffederung eingehender behandelt. Ihre Vorteile sind:

- Regulierbarkeit auf konstantes, beladungsunabhängiges Niveau
- Höhenverstellbar z.B. für das Auf-/Absatteln des Aufliegers
- Progressive Federcharakteristik, die sich der Beladung anpasst
- Gute Komforteigenschaften
- Das Medium Druckluft ist im Nutzfahrzeug bereits vorhanden

Die Ausführung der Luffeder als Rollballfeder fördert ihre Reibungsarmut [8].

Federcharakteristik

Während sich die Federkennung einer Stahlfeder im Allgemeinen mit einer geraden Linie im Kraft / Weg Diagramm beschreiben lässt, benötigt man für diese bei Luft- und Gasfedern eine Kurvenschar. Die Kurve zeigt den höchsten Betriebsdruck als obere Grenze, die Linie für den niedrigstmöglichen Betriebsdruck die untere Grenze. Dieser Bereich ist im rechten Diagramm grün gekennzeichnet.

Eine Stahlfeder, die nach dem Prinzip der Formfederung arbeitet, kann daher als Fahrzeugfederung nur für einen Lastzustand optimal ausgelegt werden. Dieses ist üblicherweise der beladene Zustand. Bei Teillast und im unbeladenen Zustand ist diese Feder dann zu hart.

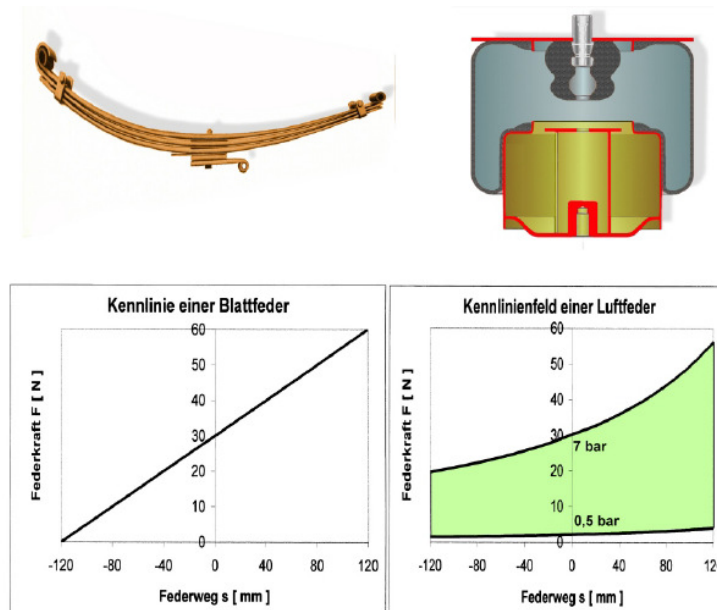


Abbildung 3.4 - Vergleich Stahlfeder Luftfeder [12]

Durch die Regelung der Luftfederanlage kann jede Höhe innerhalb des Kennlinienfeldes als statische Betriebshöhe eingestellt werden, wobei sich dann jedoch die möglichen Ein- und Ausfederwege sowie die Eigenfrequenz ändern. Beim Erhöhen der Last wird durch die Regelungsanlage ein höherer Druck eingestellt. Im Gegensatz zur Stahlfeder ist die Einbauhöhe der Luftfeder vom Lastzustand unabhängig. Diese Eigenschaft ist besonders für den Einsatz in Nutzfahrzeugen wichtig. Während bei Stahlfederungen die Federn mit zunehmender Beladung einfedern, wird mit Luftfedern eine konstante Fahrhöhe beibehalten. Bei erhöhtem Betriebsdruck ändert sich mit zunehmender Last auch die Federrate, sodass sich zu einer erhöhten Last immer die passende Federrate einstellt und damit die Eigenfrequenz nahezu gleich bleibt. Bei Fahrzeugen mit einem hohen Last/Leer Verhältnis wirkt sich dieses besonders positiv aus. Ein vollbesetzter Bus mit Stahlfederung kann bei entsprechender Auslegung der Federn für die Fahrgäste genauso komfortabel sein wie ein luftgefederter Bus. Im nur halb besetzten oder nahezu leeren Bus erweist sich die Stahlfeder jedoch als zu hart, da die Federrate auf den Beladungszustand nicht einstellbar ist [12].

3.1.3.2 Fahrwerkämpfung

Im gesamten Fahrzeugbau wird bei der Auslegung der Dämpfung nach dem bestmöglichen Kompromiss zwischen Komfort (geringe Dämpfungskraft) und Fahrsicherheit (hohe Dämpfungskraft) gesucht. Hierbei werden im NFZ-Sektor hydraulische Teleskopdämpfer als Schwingungsdämpfer verwendet.

Man unterscheidet generell zwei Bauarten von Teleskopdämpfern:

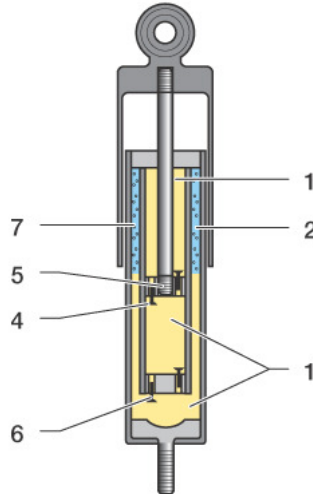
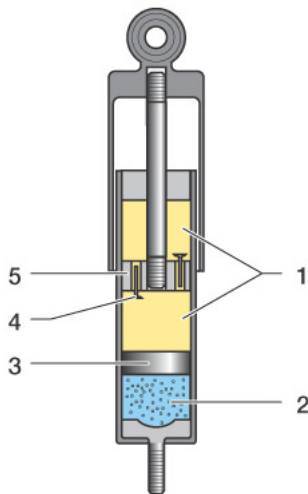
- Einrohr-Teleskopdämpfer
- Zweirohr-Teleskopdämpfer

Inzwischen werden vermehrt Teleskopdämpfer mit Gasdruck verwendet, da diese im Vergleich zu Dämpfern ohne Gasvolumen besseres Ansprechen, exaktere Dämpfung und geringere Geräuschentwicklung bieten [9].

Einrohr-Teleskopdämpfer

Zweirohr-Teleskopdämpfer

LEGENDE



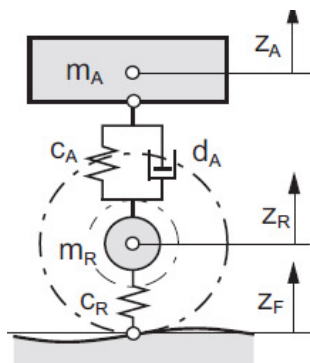
- 1 Öl
- 2 Gas
- 3 Trennkolben
- 4 Kolbenventil
- 5 Arbeitskolben
- 6 Bodenventil
- 7 Ausgleichsraum

Abbildung 3.5 - Einrohr und Zweirohr-Teleskopdämpfer [9]

3.1.3.3 Feder-Dämpferabstimmung

Die Fahrwerksfedern wirken parallel zu den Dämpfern, d.h. die Schwingungsisolierung erfordert eine Feder-Dämpferabstimmung.

Grundabstimmung der Federung:



- m_A ... anteilige Aufbaumasse [kg]
- m_R ... Radmasse mit Achsanteil [kg]
- c_A ... Federsteifigkeit [N/m]
- c_R ... Normale Reifensteifigkeit [N/m]
- d_A ... Dämpfungsfeder [Ns/m]

Abbildung 3.6 - Vertikalmodell des Teilfahrzeugs [8]

Die Abstimmung ist so auszulegen, dass sich anhand eines einfachen Schwingers an der jeweiligen Achse eine Eigenfrequenz von Rahmen und Aufbau (anteilige Masse m_A) von:

$$f_A = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{c^*}{m_A}} \approx 1,2 \dots 1,4 \text{ Hz} \tag{3.1}$$

ergibt, wobei:

$$\frac{1}{c^*} = \frac{1}{c_A} + \frac{1}{c_R} \tag{3.2}$$

damit ergibt sich:

$$c_A = \frac{c_R * c^*}{c_R - c^*} \tag{3.3}$$

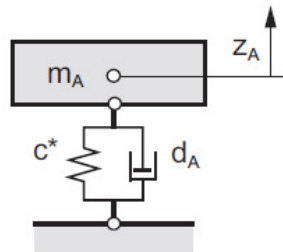


Abbildung 3.7 - Vereinfachtes Vertikalmodell [8]

Die Achsmasse m_R kann infolge Frequenzkopplung vernachlässigt werden.

Soll dieses Auslegungskriterium für alle Beladungszustände m_A eingehalten werden, erkennt man die Notwendigkeit progressiver, d.h. mit der Beladung zunehmend steifere Federraten c_A . Dies gilt vor allem für die stark unterschiedlich beladene(n) Hinterachse(n) des Fahrzeugs.

Grundabstimmung der Dämpfung:

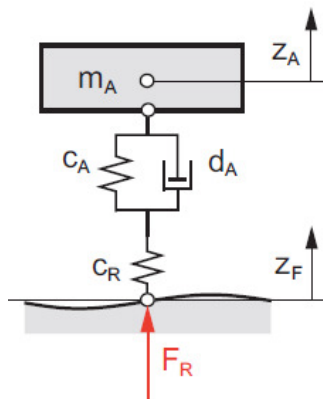


Abbildung 3.8 - Vereinfachtes Vertikalmodell des Teilfahrzeugs [8]

Die Abstimmung erfolgt so, dass sich anhand eines vereinfachten Schwingers an der jeweiligen Achse ein Lehr'sches Dämpfungsmaß D von

$$D = \frac{d_A}{2 * \sqrt{c * m}} \approx 0,3 \tag{3.4}$$

$D=0,2$ komfortabel
 $D \geq 0,3$sportlich

ergibt. Damit erhält man die Dämpferrate:

$$d_A = 2D * \sqrt{c * m} \tag{3.5}$$

Die resultierende Dämpferrate d_A ist aus Komfortgründen in eine nichtlineare Kennung mit weicher Druckstufe und harter Zugstufe überzuführen. Dies lässt sich mit den Dämpferventilen gut steuern.

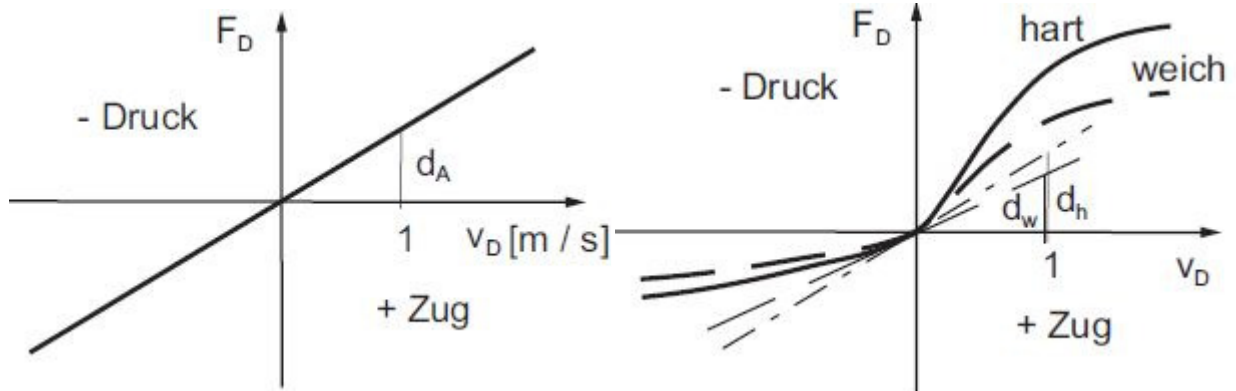


Abbildung 3.9 - Lineare Dämpfung (theoretisch)

Abbildung 3.10 - Variable nichtlineare Dämpfung

Soll dieses Auslegungskriterium für alle Zustände $c_A * m_A$ eingehalten werden, erkennt man wiederum die Notwendigkeit mit der Beladung zunehmend härterer Dämpferraten d_A . Dies gilt vor Allem für die stark unterschiedlich beladene(n) Hinterachse(n) des Fahrzeugs. Die Verstellung der Dämpfer-Charakteristik kann entweder stufenweise oder kontinuierlich erfolgen [8].

3.1.4 Achsgeometrie

Um die Achsgeometrie eines Fahrgestells zu beschreiben, gibt es einige physikalische Größen. Die wichtigsten sind:

3.1.4.1 Radstand

Abstand zwischen den Radmitten der Vorderräder und der Hinterräder. Bei drei- und mehrachsigen Fahrzeugen sind die einzelnen Radstände von vorn nach hinten nacheinander anzugeben.

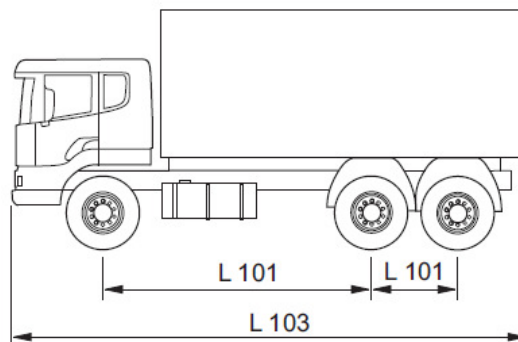


Abbildung 3.11 - Radstand bei mehrachsigem LKW [5]

Der Radstand beeinflusst das Nickverhalten bei dynamischer Achslastverteilung. Bei Sattelanhängern tritt an die Stelle der Radmitte der Vorderräder die Achse des Sattelbolzens [5].

3.1.4.2 Spurweite

Abstand der Räder der Vorder-/Hinterachse von Reifenmitte zu Reifenmitte, gemessen auf der Standebene [5].

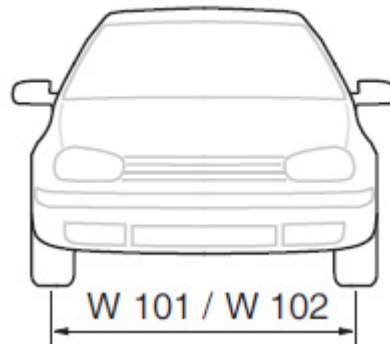


Abbildung 3.12 - Spurweite [5]

3.1.4.3 Sturz

Als Sturz wird der Winkel γ zwischen der Radebene und einer durch den Radaufstandspunkt verlaufenden Senkrechten bezeichnet. Wenn das Rad oben nach außen geneigt ist, spricht man von positivem Sturz, wenn es nach innen geneigt ist, von negativem Sturz. Die Richtung der durch den Sturz entstehenden Seitenkraft F_s entspricht der Richtung des Radsturzes, d.h. ist das Rad nach außen geneigt, so ist auch die Seitenkraft nach außen gerichtet [13].

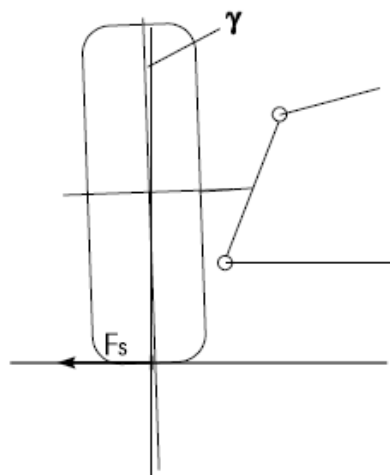


Abbildung 3.13 - Sturz [13]

1. Pos. Sturz: 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. Neg. Sturz: 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 positivem Sturzwinkel ausgelegt ($\gamma \approx 1^\circ$). Bei Belastung der Vorderachse wird der Sturz eher neutral ($\gamma \approx 0^\circ$). Der Reifenverschleiß bleibt gering [9].

3.1.5 Vorderachsgeometrie

Durch die Kombination verschiedener Werte zur Achsgeometrie können die Eigenschaften des Fahrwerks beeinflusst und somit das Fahrverhalten des Fahrzeugs verändert werden. Durch eine leichte Verspannung des Lenkgestänges werden die Spiele darin ausgeglichen und die Lenkung reagiert direkter [9].

3.1.5.1 Spur

Damit wird die Längendifferenz zwischen den hinteren und vorderen Radinnenseiten ($l_2 - l_1$) in Fahrtrichtung bezeichnet.

- Vorspur: Ist diese Differenz ($l_2 - l_1$), die an den Innenseiten der Felgenhörner gemessen wird, positiv, so spricht man von Vorspur (die Radmittelebenen kreuzen sich vor dem Fahrzeug und sind um den Winkel $\epsilon/2$ gegen die die Fahrtrichtung nach innen geschwenkt)
- Nachspur: Ist die Differenz negativ, so spricht man von Nachspur. Die Radmittelebenen kreuzen sich hinter dem Fahrzeug [9].

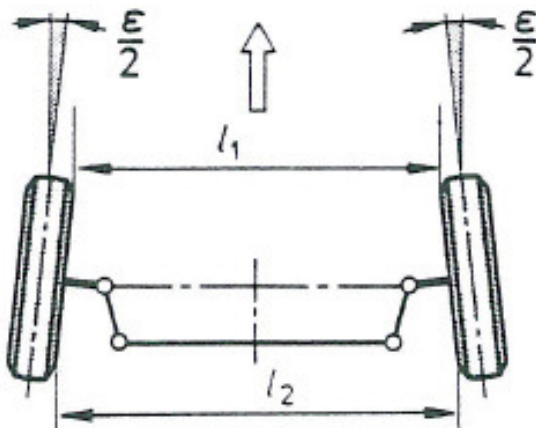


Abbildung 3.14 - Vorspur [14]

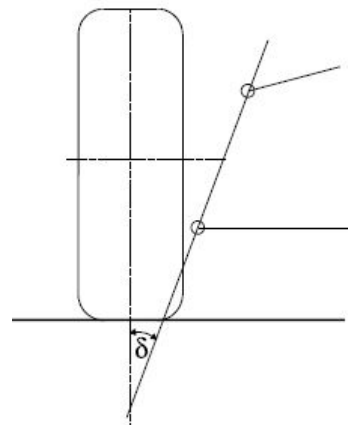


Abbildung 3.15 - Spreizung [13]

3.1.5.2 Spreizung

Die Neigung zwischen Lenkachse und der Senkrechten zur Fahrbahn bezeichnet man als Spreizung. Der Spreizungswinkel δ wird in Grad angegeben [9].

3.1.5.3 Lenkrollradius

Unter dem Lenkrollradius 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-Bremskräfte) angreifen. Der Lenkrollradius beeinflusst das Rückstellmoment beim Auftreten von Längskräften der Lenkung.

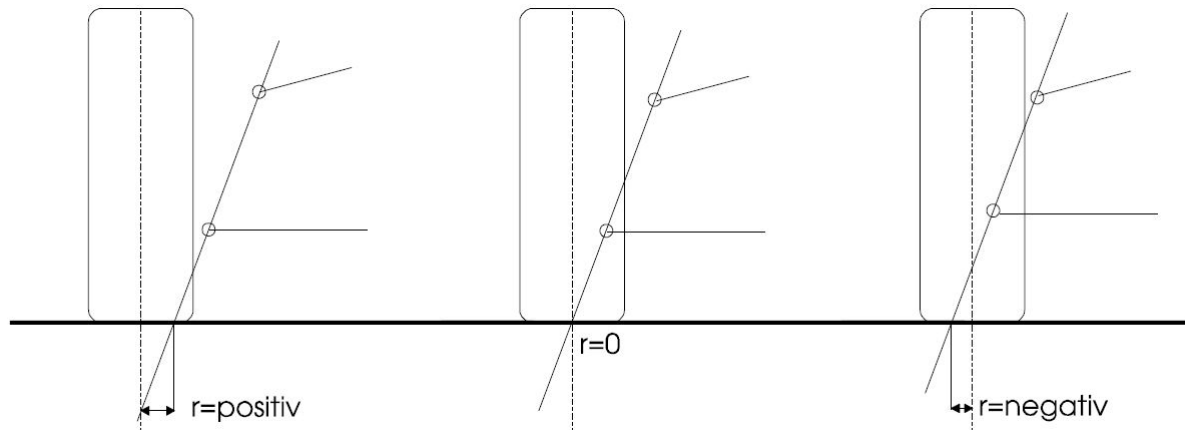


Abbildung 3.16 - Lenkrollradius [13]

- Pos. Lenkrollradius: Der Durchstoßpunkt der Lenkachse auf der Fahrbahn liegt innerhalb der Spurweite. Auf unterschiedlich griffigen Fahrbahnoberflächen schwenkt das besser haftende Rad 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. Im NFZ sind positive Lenkrollradien üblich, vielfach bedingt durch die verbreiteten Trommelbremsen. Der untere Gelenkpunkt der Lenkachse liegt sehr weit innen.
- Neg. Lenkrollradius: Der Durchstoßpunkt der Lenkachse liegt auf der Fahrbahn außerhalb der Spurweite. 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 vorn wird so das Fahrzeug sicher auf der Spur gehalten.
- Lenkrollradius Null: Der Durchstoßpunkt der Lenkachse liegt 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 [9].

3.1.5.4 Nachlauf

Als Nachlaufversatz n_a wird der - von der Seite - gesehene Abstand zwischen dem gedachten Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn und dem Radaufstandsmittelpunkt bezeichnet [13].

Der Nachlaufwinkel ϵ 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) [9].

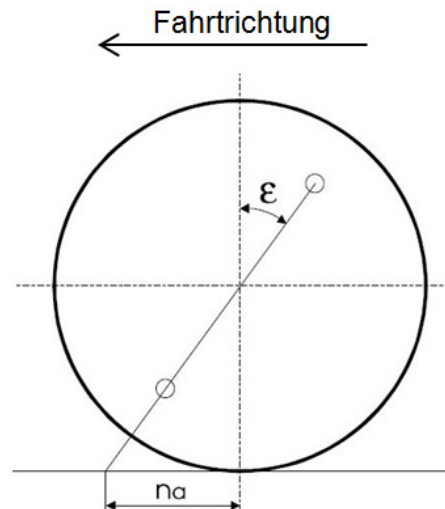


Abbildung 3.17 - Positiver Nachlauf [13]

3.1.5.5 Spurdifferenzwinkel

Für ein einwandfreies Abrollen der Reifen von mehrspurigen Kraftfahrzeugen bei Kurvenfahrt ist erforderlich, dass die Verlängerungen der Senkrechten auf alle Radebenen in einem Punkt zusammenlaufen. Dieser Punkt ist der Kurvenmittelpunkt M des zu durchfahrenden Kreises. Wenn diese Forderung erfüllt wird (tatsächlich ist das selten der Fall), wird von einer „Ackermann’schen Lenkgeometrie“ gesprochen. Damit diese geometrischen Verhältnisse erreicht werden, muss das kurveninnere Rad weiter als das kurvenäußere eingeschlagen werden. Die Lenkwinkeldifferenz zwischen den beiden Rädern wird Spurdifferenzwinkel δ genannt [13].

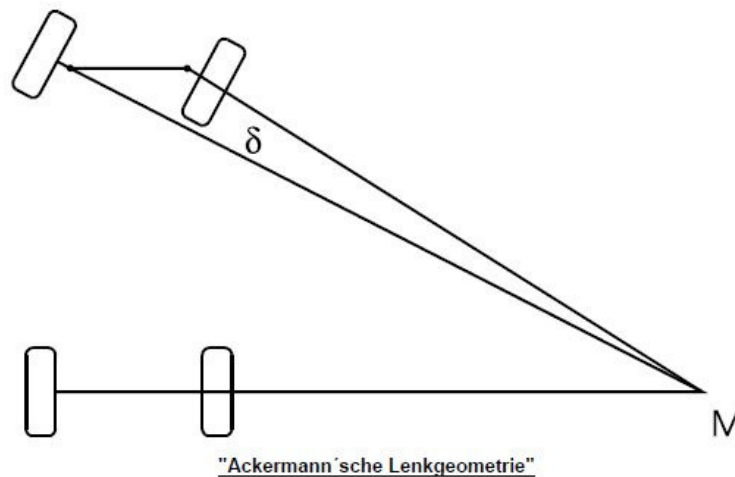


Abbildung 3.18 - Spurdifferenzwinkel (Ackermann) [13]

Bei den nun folgenden Punkten 3.2 bis einschließlich 3.3.6 handelt es sich um Auszüge aus dem Kapitel "Achsen und Radaufhängungen" des Buches "Fahrwerkhandbuch" von Bernhard Heißing, Metin Ersoy und Erwin Gies (siehe Literaturverzeichnis [11]). Ebenso sind alle Abbildungen dem besagten Buch entnommen. Einzige Ausnahme dabei ist das Kapitel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** Die Quellen sind deswegen an dieser Stelle explizit angegeben.

3.2 Starrachse vs. Einzelradaufhängung

3.2.1 Starrachse

Wenn die beiden Räder über einen quer liegenden Achskörper fest miteinander verbunden sind und sich dadurch gegenseitig beeinflussen, spricht man von Starrachsen. Heute werden Starrachsen bei PKWs und SUVs als Vorderachse nur dann eingesetzt, wenn die beste Geländegängigkeit im Vordergrund steht. Sie werden jedoch häufig als angetriebene Hinterachse bei schweren Fahrzeugen (SUVs, Transporter, Trucks) mit geringem Komfortanspruch verwendet. Die wichtigsten Eigenschaften der Starrachsen sind in folgender Grafik zusammengestellt:

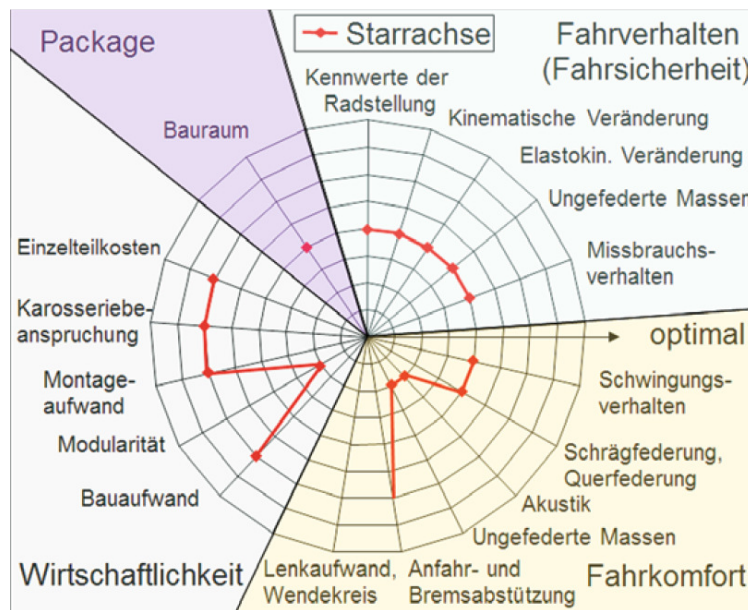


Abbildung 3.19 - Eigenschaftsprofil für die Starrachsen

Die nächste Abbildung verdeutlicht den wesentlichen Unterschied zwischen Starrachsen und Einzelradaufhängungen beim Überfahren von einer einseitigen Fahrbahnebenheit mit dem rechten Rad. Die Starrachse verschränkt sich insgesamt und nimmt dabei auch das linke Rad mit. Bei der Einzelradaufhängung federt dagegen nur das rechte Rad ein, ohne das linke Rad zu beeinflussen.

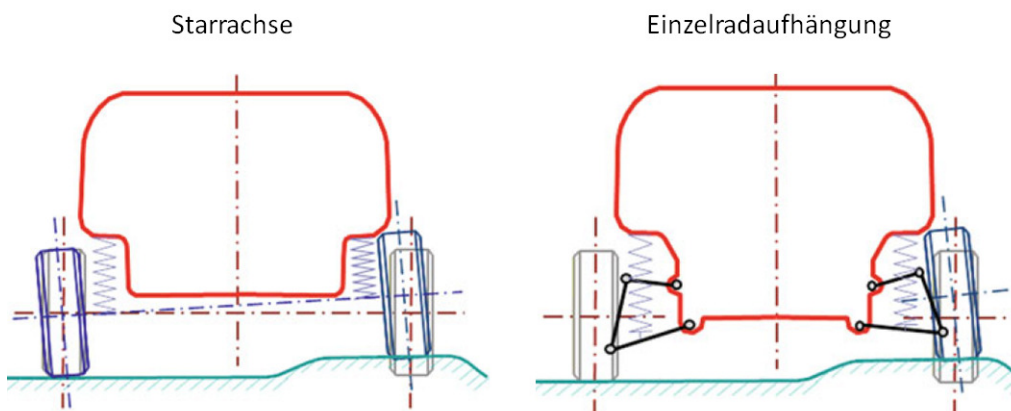


Abbildung 3.20 - Gegens. Beeinfl. der Räder bei Starrachse im Vergleich zur ERA

Die wichtigsten **Vorteile** der Starrachsen sind:

- Einfachheit, Wirtschaftlichkeit, kostengünstige Integration der Hinterachsdifferenziale
- flache Bauweise, breite Ladefläche bei nicht angetriebener Achse,
- Robustheit, hohe Belastbarkeit, hohes Wankzentrum (ca. auf der Radmittelhöhe),
- identische Radstellung an beiden Rädern beim Federn (beide Räder haben stets dieselbe Spur und Sturz und daher keine Spur-, Spurweiten- und Sturzänderung),
- hohe Verschränkungsfähigkeit der Achse im Gelände

Die **Nachteile** der Starrachsen sind dagegen:

- große ungefederte Masse (Gesamtachse federt mit), bei angetriebenen Achsen ca. doppelt so groß wie bei einer Einzerradaufhängung, dadurch große Radlastschwankungen (beeinträchtigte Bodenhaftung),
- gegenseitige Beeinflussung der Räder (Trampeln, reduzierte Anfederwilligkeit des Einzelrades) bei einseitiger Fahrbahnunebenheit,
- Versetzneigung der Achse auf Querwellen und dadurch entstehendes Wanklenken
- Vorspur und Sturz können nicht gezielt über anliegende Radkräfte (Elastokinematik) oder Einfederwege fahrsituationsabhängig beeinflusst werden,
- nur geringe Möglichkeiten zur Nutzung elastokinematischer Effekte
- schlechtere Wankdämpfung durch die Dämpfer,
- eingeschränkte Möglichkeit des Brems- und Anfahrnickausgleichs,
- Radlaständerungen durch das Antriebsmoment, welches auf der Achse abgestützt wird,
- erhöhter Platzbedarf zwischen Achse und Unterboden entsprechend dem Federweg,
- notwendige massive, bewegliche Querverbindung (Achsträger), mit viel Raumanspruch.

3.2.2 Einzerradaufhängung

Mit Einzerradaufhängung wird ein Achskonzept bezeichnet, bei dem die beiden Räder keine Verbindung zueinander haben und sich deshalb unabhängig voneinander bewegen können.

3.2.2.1 Kinematische Grundlagen bei Einzerradaufhängungen

Jede Einzerradaufhängung besteht aus einer kinematischen Kette (ein Gebilde aus starren Gliedern und beweglichen Gelenken), die den Aufbau (Grundglied) mit dem Radträger (Koppelglied) durch Zwischenglieder verbindet. Die einzelnen Glieder sind an deren Enden mit Gelenken miteinander verbunden. Die Art des Gelenkes bestimmt die relative Bewegungsfreiheit der zugehörigen Glieder.

Der Freiheitsgrad kann von 1 bis 5 variieren. Das Rad ist am Radträger drehbar gelagert. Der Drehfreiheitsgrad des Rades ist Bestandteil einer jeden Radaufhängung und wird in folgenden Betrachtungen nicht mehr erwähnt. Eine Einzerradaufhängung und damit der Radträger muss gegenüber dem Aufbau einen Freiheitsgrad besitzen, damit das Rad Fahrbahnunebenheiten folgend, sich entlang einer in der z-Richtung gerichteten Bahnkurve bewegen kann (Radfederung). Diese Federbewegung sorgt für eine Schwingungsisolierung des Aufbaus gegenüber den Fahrbahnunebenheiten und wird durch Feder- und Dämpferelemente abgestützt.

Für die Lenkbarkeit wird ein zweiter Freiheitsgrad benötigt, der durch Verschieben eines Lenkers (Spurstange) mittels des Lenkgetriebes in y-Richtung erreicht wird.

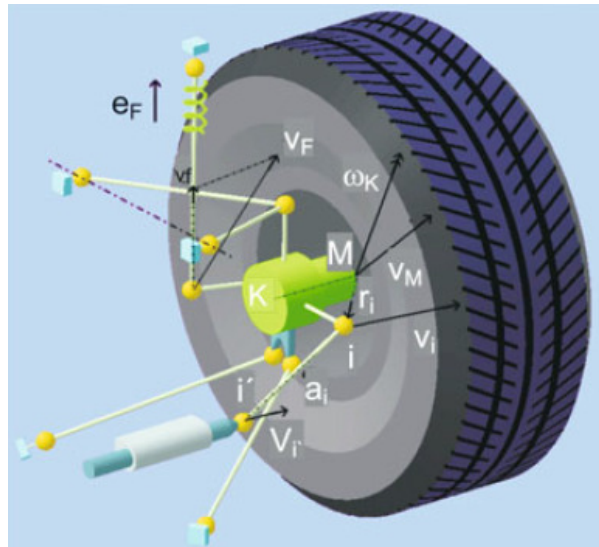


Abbildung 3.21 - Stäbe und Gelenke einer ERA

Für weitere Betrachtungen wird dieser Lenker zuerst in seiner Nulllage festgehalten; somit haben auch die vorderen Radträger nur einen Freiheitsgrad. Das heißt, die Lenker müssen die maximal sechs Freiheitsgrade des Radträgers auf eins reduzieren.

Die starren Lenker mit den Gelenken an den Enden bilden eine kinematische Kette, die den Radträger mit dem Aufbau verbindet. Dazu kommen Feder und Dämpfer; diese begrenzen den sechsten Freiheitsgrad durch ein elastisches Glied, in die Kinematik greifen sie aber nicht ein.

3.2.2.2 Eigenschaften von Einzelradaufhängungen

Nachdem immer mehr Einzelradaufhängungen bei PKWs ihren Einsatz fanden, sind sie nun auch im Nutzfahrzeugsektor im Vormarsch. Während Einzelradaufhängungen bei leichten LKWs schon des Öfteren zu finden sind, werden sie in Zukunft auch bald in schweren Nutzfahrzeugen eingesetzt werden.

Das liegt an den wesentlichen **Vorteilen** der Einzelradaufhängung:

- geringe ungefederte Masse,
- keine gegenseitige Beeinflussung der Räder bei Wechselbelastungen,
- große kinematische und elastokinematische Auslegungsfreiheiten,
- besseres Lenkgefühl, Kurs- und Kurvenstabilität,
- gleiche Stoßdämpferwirkung sowohl beim parallelen als auch einseitigen bzw. gegenseitigen Federn,
- einfache Isolierung der Fahrbahnschwingungen.

Sie haben jedoch auch **Nachteile** wie z. B.:

- geringe Verschränkung, niedrige Bodenfreiheit,
- Sturz-, Spur-, Spurweitenänderungen beim Federn,
- Belastungsausgleichswirkung der Räder in Kurvenfahrt nur über Stabilisator möglich,
- nicht so robust wie die Starrachsen.

3.3 Lenkbare Einzelradaufhängungen in PKW-Serie

3.3.1 Doppelquerlenker

3.3.1.1 Allgemeine Eigenschaften von Doppelquerlenker-Radaufhängungen

Wenn die Achse nur mit quer liegenden Lenkern aufgehängt wird, muss ein Lenker oberhalb und der andere unterhalb der Radmitte angeordnet sein, um alle Kräfte und Momente abstützen zu können. Zusätzlich wird ein Spurlenker benötigt, um die Spur des Rades zu definieren. Diese Aufhängungsart heißt Doppelquerlenker-Aufhängung.

Durch die doppelte Anbindung der 3-Punkt-Lenker am Aufbau, können die Querlenker neben den Querkraften auch die Längskräfte aufnehmen. Der Fahrkomfort wird häufig durch einen zwischen Lenker und Aufbau angeordneten Achsträger verbessert, indem dieser mit großvolumigen und weichen Gummilagern am Aufbau befestigt wird. Zudem verringern sich die Aufbaubelastungen und die Toleranzen zwischen den Lagerstellen können gering gehalten werden.

Die Doppelquerlenker-Kinematik lässt sich durch Änderung der acht frei wählbaren Anbindungspunkte beider Querlenker und des Spurlenkers großzügig optimieren. Die Lage der Lenkachse, des Wank- und Nickpols lassen sich in einem großen Bereich variieren. Zweckmäßig ist es, wenn die oberen Lenker kürzer sind. In diesem Fall sind die Änderungen an Spur und Spurweite geringer. Der kurze obere Lenker zieht außerdem in der Kurve das einfedernde kurvenäußere Rad zu negativem Sturz und vergrößert damit die Reifenlatschfläche und erhöht die Querkraftabstützung. Außerdem ist es räumlich günstiger, wenn die oberen Lenker nicht zu sehr in den Motor- oder Kofferraum eindringen.

Die **Vorteile** der Doppelquerlenker sind:

- großes kinematisches Auslegungspotenzial; günstige Auslegung von Spur und Sturz, Wank- und Nickpolen,
- großes elastokinematisches Optimierungspotential,
- hohe Quersteifigkeit.

Die **Nachteile** dagegen sind:

- höhere Herstellungskosten, größerer Bauaufwand,
- großer Raumbedarf,
- hohe Längssteifigkeit (geringer Abrollkomfort),
- erhöhte Nebenfederraten durch die Querlager,
- resultierende hohe Kräfte an den Lagerpunkten machen einen Achsträger unverzichtbar.

In der folgenden Grafik sind die grundsätzlichen Eigenschaften von Doppelquerlenker-Radaufhängungen dargestellt:

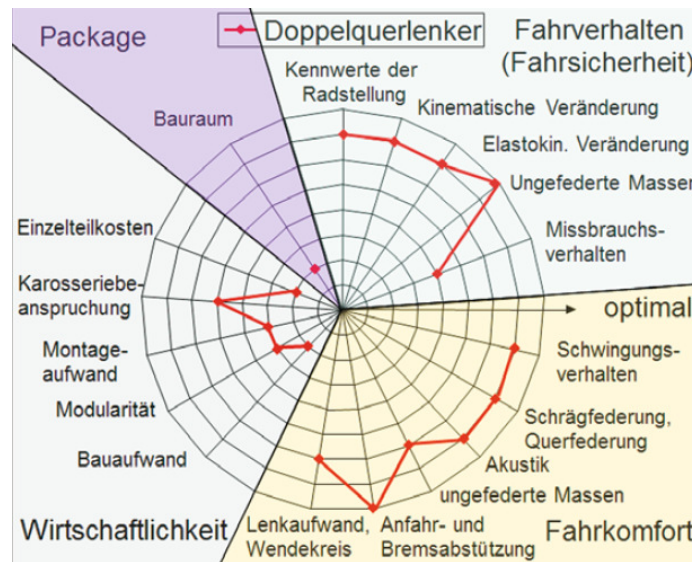


Abbildung 3.22 - Eigenschaftsprofil der Doppelquerlenkeraufhängung

3.3.2 4-Lenker

Aus einer Doppelquerlenkerachse lässt sich durch Auflösen eines Dreieckslenkers eine Vierlenker-Aufhängung ableiten. Hier wird vorzugsweise der untere Dreieckslenker aufgelöst, um durch weich - hart Lagerung der beiden Gummilager die Längsnachgiebigkeit zu verbessern. Zudem wird durch Erzeugung einer virtuellen Lenkachse ein neutraler bzw. negativer Lenkrollradius erzielt und der Störkrafthebelarm reduziert. Durch Auflösung des unteren 3-Punkt-Lenkers können die beiden neuen Lenker so ausgerichtet werden, dass der quer liegende Lenker allein die Seitenkräfte aufnimmt und steif ausgelegt wird und der schrägliegende Lenker den Abrollkomfort erhöht, indem er weich gelagert wird; die beiden Lenker würden sich nicht mehr gegenseitig negativ beeinflussen. Außerdem hat man auch die Möglichkeit, durch unabhängige Auswahl der Gummilagersteifigkeiten, die Elastokinematik zu optimieren.

Die erste Möglichkeit der Auflösung ist die Lagerung des zweiten Lenkers nicht am Radträger, sondern am ersten Lenker. Die Kinematikpunkte bleiben unverändert; die weiche Lagerung der zusätzlichen Verbindung verbessert den Abrollkomfort.

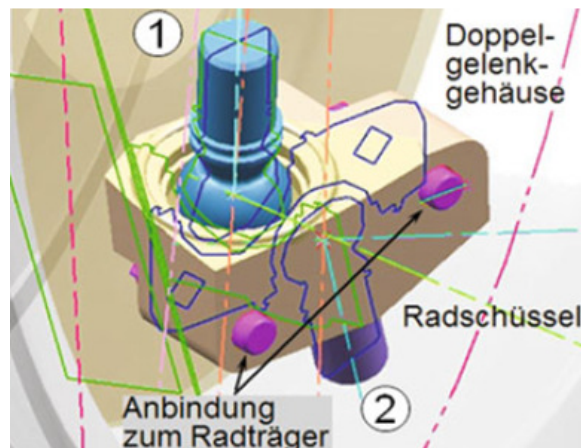


Abbildung 3.23 - Gehäuse mit Doppelgelenk bei aufgelöstem Dreipunktlenker

Die zweite Möglichkeit der Auflösung ist beide Gelenke am Radträger zu befestigen. Wenn die beiden Lenker kein gemeinsames Gelenk besitzen, dann lässt sich auch die Lenkachse beliebig verschieben, weil diese durch den fiktiven Schnittpunkt beider Lenker verläuft. Die durch die Auflösung verdoppelten, nah zueinander liegenden Kugelgelenke benötigen jedoch viel Platz in der Felge und erschweren die freie Auslegung. Dies wird durch ein in ein gemeinsames Gehäuse eingebautes „Doppelgelenk“ (siehe Abbildung 3.23), bei dem die Kugelmittelpunkte höhenversetzt und die Kugelzapfen entgegengesetzt orientiert sind, entschärft. Das Doppelgelenkgehäuse wird dann an den Radträger geschraubt.

3.3.3 5-Lenker

Die maximal mögliche Anzahl der Lenker einer Radaufhängung ist fünf. Alle diese fünf Lenker müssen 2-Punkt Lenker sein und am Radträger befestigt werden. Damit sind alle möglichen Freiheitsgrade festgelegt. Die Fünflenkeraufhängungen kann man als Hinter- oder Vorderachse einsetzen. In der Vorderachse ist die Spurstange der fünfte Lenker. Da die fünf Lenker räumlich angeordnet sind bezeichnet man diese Aufhängung auch als Raumleneraufhängung. Dies ist jedoch ein Begriff, der nur für die Hinterachse benutzt wird.

Die **Vorteile** der Fünflenker-Radaufhängungen sind:

- gezielte Auslegung der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften ohne Kompromisse,
- geringe, ungefederte Massen (keine Biegekräfte an den Lenkern),
- geringe Anbindungskräfte zum Aufbau hin,
- Freiraum in der Radmitte für die Seitenwellen.

Die **Nachteile** dagegen sind:

- großer Raumbedarf,
- aufwendige Konstruktion und Abstimmung,
- hohe Nebenfederarten wegen der vielen Gummilager,
- ein Achsträger notwendig.

An gelenkten Achsen wird durch Auflösen des unteren und oberen 3-Punkt-Lenkens eine frei im Raum liegende, virtuelle Lenkachse realisiert, die von Fritz Oswald 1958 patentiert wurde.

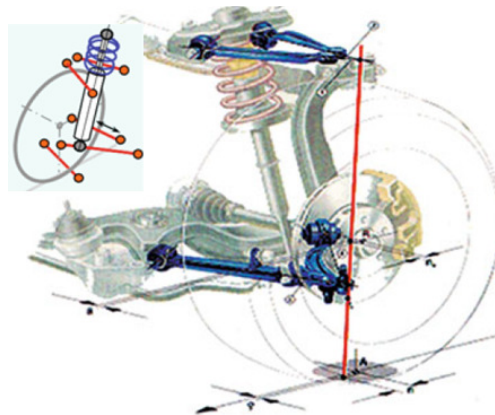


Abbildung 3.24 - Virtuelle Lenkachse beim Audi A4 (Baujahr 2007)

Die virtuelle Achse des Audi A4 wird beispielsweise durch die zwei Schnittpunkte der Querlenkerrichtungen festgelegt. Dadurch verläuft die Lenkachse nah zur Radmitte und es ergibt sich ein geringer Lenkrollradius und Störkrafthebelarm. So werden die Einflüsse der Antriebs-, Brems- und Unwuchtkräfte auf die Lenkung reduziert.

Bei einer kompletten Auflösung beider 3-Punkt-Lenker müssen diese drehbar zueinander gelagert sein, radträgerseitig mit Kugelgelenken und aufbauseitig mit Gummilagern, die dann größere kardanische Bewegungen zulassen müssen, ohne dabei ihre Steifigkeit in der Hauptbelastungsrichtung zu verlieren. Deshalb sind solche Auslegungen aufwendiger.

3.3.4 Federbein Einzelradaufhängung

Feder- und Dämpferbeinaufhängungen gelten als eigenständige Aufhängungsart, weil hier im Gegensatz zu den bisherigen Arten ein anderer Gelenktyp zum Einsatz kommt, nämlich ein Drehschubgelenk. Das Drehschubgelenk lässt sowohl die translatorische als auch die rotatorische Bewegung einer Achse zu und wird gleichzeitig als stehender (Zweirohr)-Dämpfer benutzt.

Das Dämpferrohr wird fest mit dem Radträger verbunden und die Kolbenstange drehbar am Aufbau befestigt. Damit gehen die Aufbaukräfte über Kolbenstange - Kolben-Dämpferrohr - Radträger direkt an die Räder. Der Dämpfer ersetzt zwei 2-Punkt-Querlenker. Wegen ihrer einfachen und Platz sparenden Bauweise und der großen Abstützbasis am Aufbau, d. h. des niedrigen Niveaus ihrer Reaktionskräfte, ist diese Aufhängungsart sehr verbreitet. Sie behauptet sich nicht nur bei Pkw, sondern auch bei leichten LKWs.

- Wenn der Dämpfer den Freiraum in der Schraubenfeder ausnutzt und gleichzeitig die beiden Enden der Feder abstützt (unten am Federteller, oben am Federbeinlager), spricht man von einem *Federbein*.
- Wenn die Feder nicht auf den Dämpfer montiert ist, von einem *Dämpferbein*.

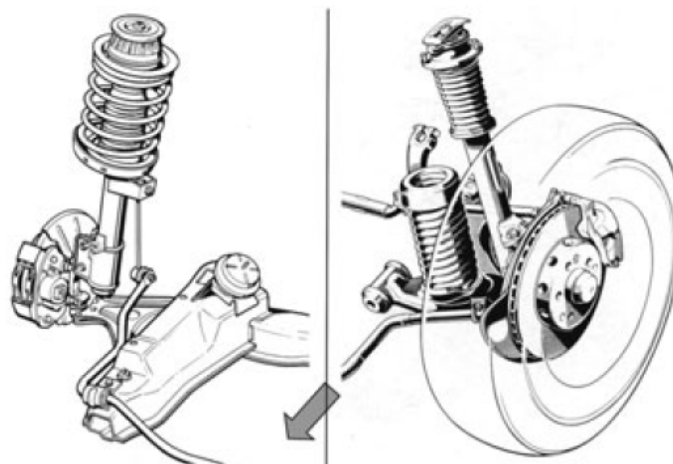


Abbildung 3.25 - Federbein (links), Dämpferbein (rechts)

Das Dämpferbein ist teurer als die Federbeinvariante und benötigt einen größeren Einbauraum, bietet aber mehr Packagefreiheit, weil Dämpfer und Feder unabhängig voneinander platziert werden können.

Durch die Federkräfte entstehen im Federbein Querkräfte. Diese belasten die Kolbenstange auf Biegung und verursachen damit eine höhere Reibung. Sie werden deutlich reduziert, indem seitenkraftausgleichende Federgeometrien und reibungsminimierende Kolben-

beschichtungen eingesetzt werden. Damit zeigt das Ansprechverhalten der Federung, gegenüber anderer Arten der Radführung, keinen großen Nachteil mehr.

Zur Vervollständigung der Aufhängung brauchen Feder- oder Dämpferbeinaufhängungen noch drei 2-Punkt-Lenker; einen als Spurlenker und die beiden anderen in der unteren Ebene zum Führen des Rades (Führungslenker). Die beiden unteren 2-Punkt-Lenker werden meist zu einem 3-Punkt-Lenker zusammengefasst, um Kosten zu sparen. Daher kann man von Zwei und Dreilenker- Federbeinausführungen sprechen.

Die **Vorteile** der Feder-/Dämpferbeinaufhängung sind:

- alle Federungs- und Führungsteile können in einem Bauteil zusammengefasst werden,
- benötigt wenig Platz in der Breite (Raum für quer angeordnete Antriebsaggregate),
- hohe Feder und Dämpferübersetzung (1:1),
- niedrigere Karosseriebelastung beim Einsatz in PKWs (gegenüber DQL),
- sehr kosten- und gewichtsparend,
- lange Federwege leicht realisierbar,
- große Längselastizitäten erreichbar.

Beim Dämpferbein zusätzlich:

- geringere, ungefederte Masse,
- keine Wälzlagerung des Dämpferlagers,
- günstige Unterbringung der Schraubenfeder, größere Führungslänge möglich.

Die **Nachteile** dagegen sind:

- an den Vorderachsen ungünstigere kinematische Eigenschaften (insbesondere der Sturzwinkelverlauf) gegenüber Doppelquerlenker,
- die hohe Position der oberen Lagerung verursacht beim PKW eine hohe Fronthaube mit Auswirkungen auf Design, Aerodynamik und Fußgängerschutz und beim LKW sehr hohe und steife Vorrichtungen zur Aufnahme des Federbeins
- Hochkräfte werden direkt am Radkasten eingeleitet der entsprechend verstärkt werden muss,
- schwierige Isolation der Fahrbahngeräusche,
- geringe Bremsnickabstützung,
- Störkrafthebelarm kann nur eingeschränkt reduziert werden,
- beim Dämpferbein werden Federkräfte über den unteren Lenker an den Radträger geleitet; Lenker und Kugelgelenk werden gegenüber Federbein höher belastet.

Die folgende Abbildung zeigt das typische Eigenschaftsprofil einer Federbeinaufhängung.

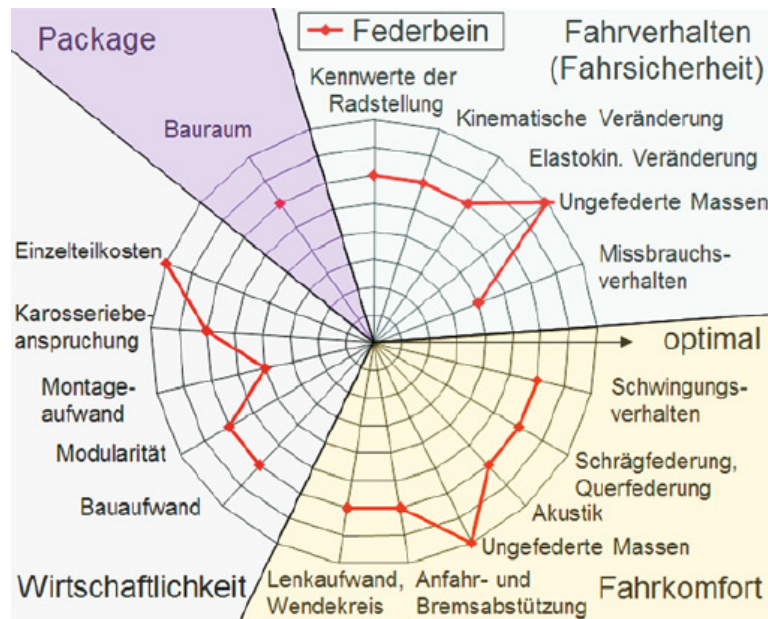


Abbildung 3.26 - Eigenschaftsprofil für die Federbeinaufhängungen

3.3.4.1 Mc-Pherson-Achse mit Dreieckslenker (2 Lenker)

Diese Ausführung verfügt in der unteren Ebene über einen 3-Punkt Lenker und zur Lenkung bzw. Spurführung über eine Spurstange. Sieht man von heute nicht mehr verwendeten Versionen mit 2-Punkt Lenker mit radführendem Stabilisator ab, ist dies die kostengünstigste Vorderachsradsführung und wird als Standardvorderachse für alle unteren und mittleren Großserienfahrzeugklassen eingebaut. Bei einer modernen McPherson-Aufhängung wird die Feder oberhalb des Rades räumlich schräg und exzentrisch zur Kolbenstange angestellt. Am langen Arm des 3-Punkt-Lenkers, der nach hinten oder vorne zeigen kann, ist dagegen ein weiches, großvolumiges Gummilager angeordnet, das die Längsfederung des Rades zulässt und der Abrollhärte entgegen wirkt, wobei eine richtig gewählte Pfeilung der Spurstange gegenüber dem Querarm des Lenkers für das gewünschte Eigenlenkverhalten sorgt.

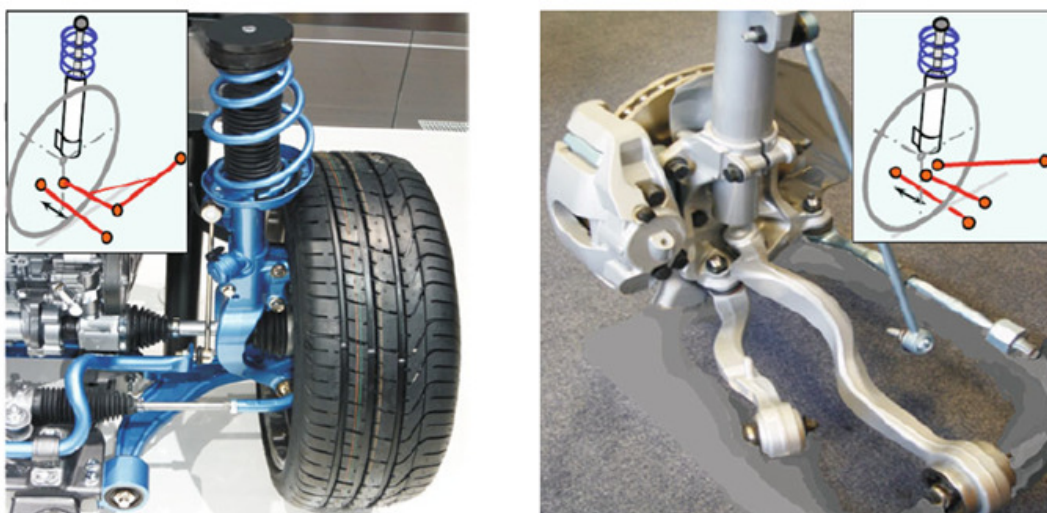


Abbildung 3.27 - Mc-Pherson-Achse mit Dreieckslenker (li.) und aufgel. Dreieckslenker (re.)

3.3.4.2 Mc-Pherson-Achse mit aufgelöstem unteren Dreieckslenker (3 Lenker)

Die Forderung nach einem kleinen oder gar negativen Lenkrollradius ergibt Einbauprobleme zwischen der Bremse und den radseitigen Führungsgelenken.

Deshalb kann es zweckmäßig sein, durch die Auflösung des unteren 3-Punkt-Lenkers eine virtuelle Lenkachse zu schaffen. Wird der untere 3-Punkt-Lenker durch zwei 2-Punkt-Lenker, einer quer und ein anderer schräg angeordnet, ersetzt, hat man die beiden Funktionen (Quersteifigkeit und Längselastizität) bei dieser Geometrieauslegung durch reine Zug-/Druckkraftübertragung voneinander getrennt.

- Außerdem kann der untere Drehpunkt der Lenkachse beliebig ausgelegt werden, weil er auf dem Schnittpunkt beider Lenker liegt.
- Dies ermöglicht dem Konstrukteur eine große kinematische Auslegungsfreiheit, um die Störeinflüsse auf die Lenkung zu minimieren. Dadurch werden auch die Bauraumprobleme gelöst.
- Die Spurstange des vorne liegenden Lenkgetriebes verläuft fast parallel zum Querlenker, um eine hohe Spurtreue bei Längsfederung des Rades zu gewährleisten.

3.3.5 Anforderungen an die Vorderachsaufhängungen

Die Radaufhängung sorgt für die Übertragung der Brems-, Antriebs- und Seitenkräfte, sowie die präzise Führung des Rades gegenüber dem Aufbau mit einer Doppelfunktion von Kraft-/Bewegungsübertragung:

- Zuerst muss die Radaufhängung die Stellung des Rades zum Aufbau und zur Straße bei allen Fahrsituationen und auftretenden Kräften so halten, dass die Fahrzeugführung nicht gestört wird.
- Sie muss einen hohen Nickpol haben, um einen ausreichenden Bremsnickausgleich zu ermöglichen.
- Sie muss die unerwünschten (Hub-, Wank- und Roll-) Bewegungen des Aufbaues minimieren.
- Sie muss die Kräfte so übertragen, dass die Reaktionszeit beim Beschleunigungs-, Brems- und Lenkvorgang sehr kurz ist (hohe Steifigkeit).
- Sie muss die Weiterleitung der Schwingungen und Stöße, die vom Rad kommen verhindern.
- Die Konstruktion der Radaufhängung hat Crashanforderungen zu berücksichtigen. Anbindungspunkte an den Längsträgern dürfen die Energieaufnahme nicht behindern.
- Achsbauerteile sollen sich bei hohen Belastungen plastisch verformen aber nicht brechen. Die Radführung und Lenkbarkeit bleibt so auch bei Missbrauch oder Unfallsituation möglichst erhalten.
- Die erforderlichen Radräume unter Berücksichtigung möglichst großer Lenkeinschläge für einen kleinen Wendekreis sind im Rahmen des Fahrzeug-Package möglichst gering zu halten.
- Sie muss bei angetriebenen Achsen um die Achsmittle genügend freien Platz für die Seitenwellen und das Differential anbieten.
- Störungen durch Drehmomentschwankungen, Bremsscheibentoleranzen, Unwuchten, ESP-Wirkung als auch Fahrbahnunebenheiten sind von der Lenkung fernzuhalten.
- Die Lenkkinematik muss für eine schnelle, gleichmäßige Lenkradrückstellung sorgen.
- Sie muss in den Kurven ein untersteuerndes bis neutrales Eigenlenkverhalten aufweisen.

- Falls ungleiche Reibwerte am linken und rechten Rad auftreten, dürfen diese das Lenkmoment nicht stören; der Fahrer soll beim Ausregeln möglichst unterstützt werden.
- Sie muss in allen Fahrsituationen ein direktes Gefühl zur Straße vermitteln.

Ein Großteil dieser Anforderungen gilt auch für die Hinterachse. Für die Vorderachse sind jedoch folgende Besonderheiten zu berücksichtigen:

- Lenkbarkeit
 - Die Einzelradaufhängungen der Vorderachse müssen lenkbar sein.
 - Die heute üblichen Zahnstangenlenkungen haben eine parallel zur Radachse angeordnete Achse, in der die Zahnstange nach rechts oder nach links bewegt wird. Die Lenkungslenker, die „Spurstangen“ genannt werden, verbinden die Zahnstange mit den beiden Radträgern;
 - Die Eigenschaften der Lenkung dominieren die kinematische Auslegung jeder Vorderachse. Wichtig dabei ist die Anordnung der genannten Gelenkpunkte derart, dass die Ackermanngesetze berücksichtigt werden, die Spur und Spurweite sich innerhalb des gesamten Bewegungsraums des Rades nicht unzulässig ändern, die Toleranzen die Lenkeigenschaften nur geringfügig beeinflussen und der Lenkstrang zwischen Rad und Zahnstange möglichst steif bleibt.
 - Das Lenkgetriebe kann vor oder hinter der Achse und jeweils oberhalb oder unterhalb der Achsmittellinie angeordnet sein.

- Motor-Getriebe-Antriebsart

Die Auswahl des Aufhängungskonzepts für die Vorderachsen wird bestimmt durch folgende Faktoren:

- Anordnung des Antriebsaggregates (Front/Heck, Längs/Quer, Motor/Getriebe, Hybridantrieb),
- Antriebsart (angetrieben, nicht angetrieben),
- Motorgröße (Zylinderzahl, Reihen- oder V-Anordnung),
- Fahrzeugklasse (z. B.: Kleinwagen, Mittelklasse, Luxusklasse, SUV, Sportwagen, Van, Transporter, leichter LKW, schwerer LKW etc.)

- Antrieb

Wenn die Vorderachse gleichzeitig die Antriebsachse ist, ist bei der Auslegung darauf zu achten, dass:

- Die Antriebskräfte und -drehmomente die Lenkung nicht negativ beeinflussen. Dies wird in erste Linie durch eine möglichst nahe zur Radmitte verlaufende Lenkachse erreicht, weil dadurch die Störkrafthebelarme klein sind.
- Wichtig ist auch, dass die Antriebsmomente an beiden Rädern gleich groß sind (Seitenwellen sollten gleich lang sein), sonst besteht die Gefahr des Selbstlenkens (Torque steer).

- Achslast

- Die Vorderachslast des leeren Fahrzeugs ist wegen des meist vorn liegenden Antriebsaggregates höher als die Hinterachslast.
- Die Zuladung aber beeinflusst die Vorderachse weit geringer als die Hinterachse.

– Bremskräfte

- Die Bremskräfte sind an den vorderen Rädern immer höher als an den Hintere (60–70 % der Gesamtbremskraft), weil beim Bremsen wegen der Trägheitskräfte die Vorderachse mehr belastet und die Hinterachse entsprechend entlastet wird.
- Die Bremsanlage muss demnach an der Vorderachse größer dimensioniert sein.

3.3.6 Einsatzgebiete der Vorderachstypen

Eine weite Verbreitung hat die McPherson-Aufhängung als Vorderachse gefunden (in 2005 weltweit 78%) gefolgt von der Doppelquerlenkerachse (20%). Alle restlichen Aufhängungsarten machen gerade 2 % der weltweit 62 Millionen gebauten PKWs aus. 75% dieser Fahrzeuge haben einen Frontantrieb. Hier liegt die Einsatzquote der McPherson-Aufhängung sogar bei 90 %.

Bei den nicht angetriebenen Vorderachsen dagegen ist die Doppelquerlenkerachse mit 53% häufiger als McPherson mit 39%. Die Mehrlenkerachsen findet man mit 15% ausschließlich (Ausnahme Audi A4/6/8) bei nicht angetriebenen Vorderachsen, jedoch insgesamt nur bei 1 % aller Vorderachsen.

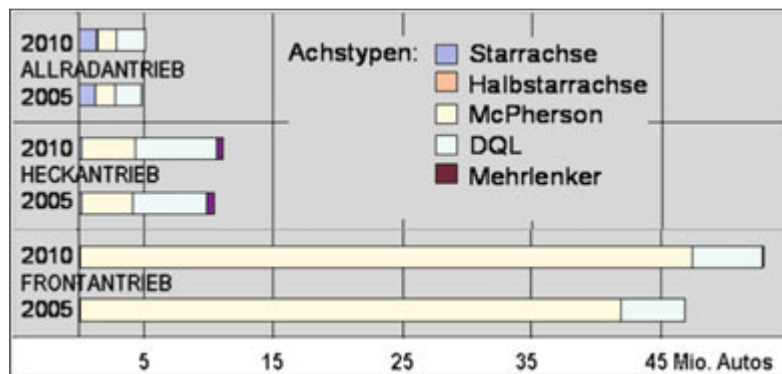


Abbildung 3.28 - Anteile der PKW-Vorderachstypen weltweit in 2005 und 2010

Wie die statistische Auswertung zeigt, sind vor allem zwei Bauarten für die Vorderachse von Bedeutung: Federbein- (McPherson) und Doppelquerlenker.

Das Auflösen der Dreiecksquerlenker zu Einzellenkern in beiden Konfigurationen eliminiert funktionale Nachteile und führt zu weiteren Derivaten dieser Konzepte, wie 4- und 5-Lenker-Vorderachsen.

Doppelquerlenkerachsaufhängungen bzw. Mehrlenkervorderachsen sind ab oberen Mittelklasse an PKWs mit großen, längs liegenden Motoren eingebaut wegen der hohen Achslasten und Antriebskräfte und der Kombinationsfähigkeit mit Luftfederung.

Federbeinaufhängungen hingegen werden für die kleineren Fahrzeuge im Wesentlichen wegen des sehr guten Kosten/Nutzen-Verhältnisses, des geringen Platzbedarfes und Gewichts verwendet.

3.4 Einzelradaufhängungen in Omnibus und LKW

3.4.1 Doppelquerlenker in Reisebussen

Die Vorderachse des Setra 400 von EvoBus besteht aus einem ZF Achsmodul mit einzeln angelenkten Rädern. Die gegossenen Querlenker oben stützen sich mit achsseitiger Kegelrollenlagerung und unten mit Querlenkern als Rohrlenker mit wartungsfreien Kugelzentralfelenken gegen den Rahmen ab. Die Stabilität bleibt ohne Einbuße erhalten und die ungefederten Massen werden reduziert. Das ZF-Servocom-Lenkgetriebe ist in der Fahrzeugmitte unmittelbar an der Vorderachse außerhalb des Crash-Bereichs eingebaut. Die Lenkkinematik wurde auf stabilen Geradeauslauf und höchste Wendigkeit ausgelegt. Der maximale Radeinschlag des kurveninneren Rades beträgt 58° [17].



Abbildung 3.29 – ZF Einzelradaufhängung der Vorderräder [17]

3.4.2 Moderne Einzelradaufhängungen für Stadtbusse

Während Reisebusse aus Komfortgründen in Mitteleuropa schon seit einigen Jahren mit Einzelradaufhängungen ausgestattet sind, wurde weniger Augenmerk auf die Weiterentwicklung von Stadtbussen gelegt. Daher statteten sehr lange viele Hersteller ihre Stadtbusse standardmäßig mit starren und luftgefederten Vorderachsen aus. Die ZF Friedrichshafen AG entwickelte daher die Einzelradaufhängung RL 75EC für Stadtbusse, die seit 2004 in Serienproduktion ist. Aufgrund ihrer kompakten Bauweise ist sie uneingeschränkt geeignet zur universellen Anwendung in Niederflrbusen verschiedener Hersteller [18].

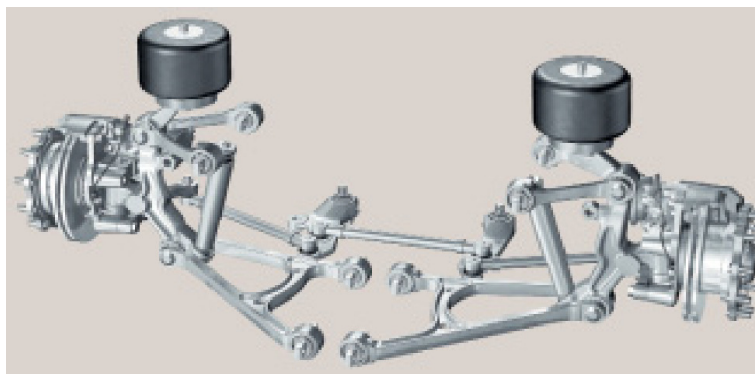


Abbildung 3.30 - Stadtbus-Einzelradaufhängung RL 75EC [18]

ZF Prinzipentscheidung für das Doppelquerlenker-Aufhängungskonzept

Die für Busapplikationen vorteilhafteste Einzelradaufhängungslösung ist nach wie vor die Doppelquerlenker-Radführung. Die von ZF konstruktiv untersuchten und in früheren Jahren auch realisierten McPherson-Vorderachsen erfüllen einige wesentliche zeitgemäße Anforderungen nicht:

- Pkw-typische radführende Federbeine sind für vorliegende Kräfte nicht verfügbar. Somit sind aufwändige Sonderlösungen erforderlich.
- „Klemmkräfte“ im Führungssystem lassen sich aus Bauraumgründen nur bedingt mit exzentrisch zum Radführungssystem angeordneter Feder kompensieren, mit der Folge, dass das gewünschte sensible Ansprechverhalten der Federung nicht gegeben ist.
- Mit dem McPherson-Prinzip in „Omnibus-Dimension“ ergibt sich eine relativ große Spreizung, diese wiederum führt in Verbindung mit den aktuellen Achslastanforderungen zu Lenkkräften, die entweder gesetzlich nicht mehr zulässig sind oder teure Sonderlösungen (2-Kreis-Lenkanlagen) erfordern.

Das McPherson-Prinzip wird somit für die Anwendung in Bussen als nicht mehr zielführend betrachtet. Da das Doppelquerlenkerprinzip die genannten Systemnachteile nicht kennt, wird es von ZF klar priorisiert [18].

Konstruktive Auslegung

Die Pkw-typische DQL-Lösung, bei der üblicherweise die Querlenker mittels Kugelgelenken direkt am Radträger befestigt werden, wird aus verschiedenen Gründen als nachteilig gegenüber der hier gewählten Achsschenkelträgerausführung betrachtet.

Im Nutzfahrzeug treten sehr hohe Lagerkräfte auf, wodurch in den Kugelgelenken sehr hohe spezifische Lagerbelastungen wirken. Folglich ist die Lenkreibung bei der Bauart mit Kugelgelenken relativ hoch. Bei der Ausführung mit Achsschenkelträger wird der Radkopf mittels klassischer Achsschenkelbolzenlagerung (gebildet aus Axialrollen- und Nadellagern) an einem so genannten „Achsschenkelträger“ montiert, und die Querlenker sind ebenfalls an diesem Bauteil in separaten, robusten Lagereinheiten geführt.

Der Achsschenkelträger überträgt vertikal wirkende Kräfte über Luftfeder und Schwingungsdämpfer ins Chassis. Die Querlenker sind somit frei von jeglicher Vertikalbelastung.

Der Radkopf dreht sich beim Lenken auf seiner eigenen, voll wälzgelagerten Achsschenkelbolzenlagerung, während die Federbewegung in den Lagereinheiten von Querlenker und Achsschenkelträger stattfindet.

Durch diese Anordnung ist die Lenkbewegung von der Einfederbewegung entkoppelt, was zu optimalem Ansprechen der Federung und perfekter Lenkpräzision führt [15].

Weitere Vorteile:

- Verwendung von Standard-Radköpfen möglich,
- Bei der Achsschenkelträger-Bauweise gilt „Luftfederkraft = Radaufstandskraft“,
- Bei Systemdruck 8 bar und Achslast 7,5 t beträgt der Luftfederdurchmesser nur ca. 300 mm,
- „Luftfederkraft > Radaufstandskraft“ erfordert bei gleicher Radlast eine größere Luftfeder oder deutlich höheren Systemdruck [16].

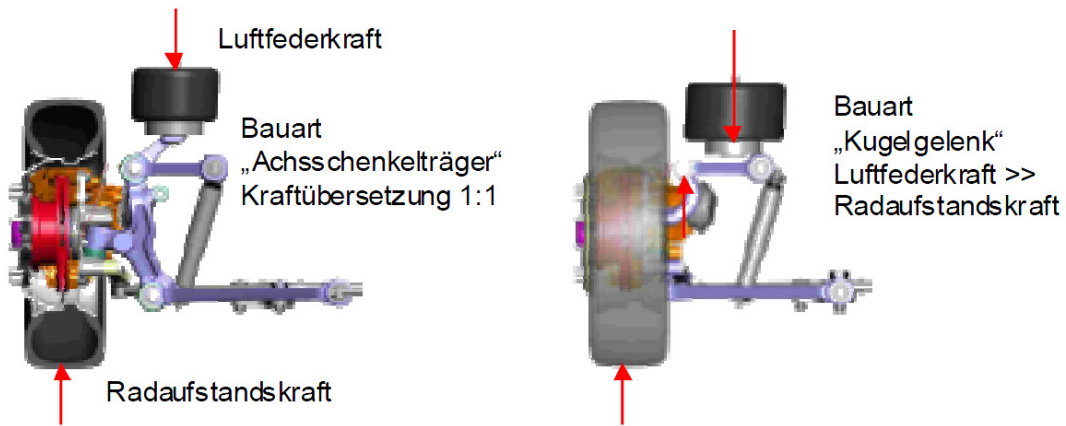


Abbildung 3.31 - Luftfederkraft bei Bauart Achsschenkelträger und Kugelgelenke [16]

Bei der Spreizung ergeben sich weitere günstige Eigenschaften:

- Zu große Spreizung ($> 8^\circ$) führt zu hohen Lenkkräften und zu Problemen bzgl. Einhaltung der gesetzlich zugelassenen maximalen Lenkkräfte,
- Zu kleine Spreizung ($< 7^\circ$) beeinträchtigt spürbar Lenkungsrücklauf und Lenkungszentrierung,
- Bauraumbedingt (Platzbedarf der Kugelgelenke) lässt sich eine Spreizung $\leq 8^\circ$ schwer darstellen. Man müsste den Lenkrollradius beliebig groß machen [16].

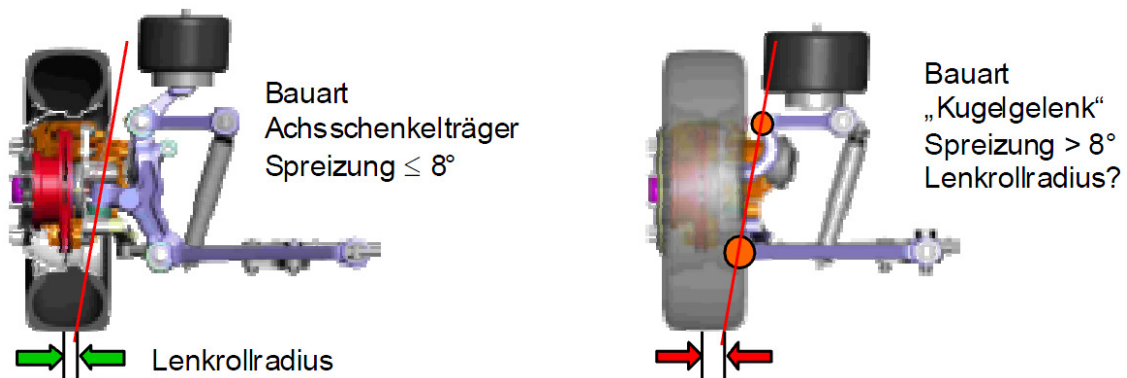


Abbildung 3.32 - Lenkrollradius bei Bauart Achsschenkelträger und Kugelgelenke [16]

Die Luftfeder ist umschlossen von der Reifenhüllkontur bei den realisierten Lenkwinkeln von 56° kurveninnen und 46° kurvenaußen einerseits und dem vorgegebenen Radhaus andererseits.

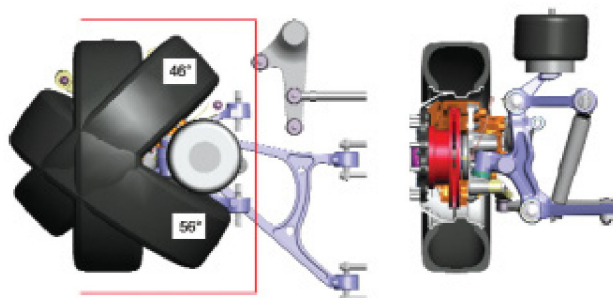


Abbildung 3.33 - Reifenhüllkontur im Radkasten [18]

Umfangreiche Praxiserfahrungen liegen mittlerweile vor, und bestätigen auf breiter Basis die theoretisch erwarteten Vorteile dieser Fahrwerkskonstruktion [18].

3.4.3 Neue Einzelradaufhängungen für schwere NFZ

Im September 2012 wurden auf der IAA Nutzfahrzeuge in Hannover von ZF und Volvo ihre aktuellen Einzelradaufhängungskonzepte für schwere Nutzfahrzeuge vorgestellt.

3.4.3.1 ZF – IS 80 TF

Durch die Weiterentwicklung des Achsschenkelträgerprinzips konnte im Vergleich zu älteren Modellen eine Gewichtsreduktion erreicht werden. Die Querlenker sind in Richtung Achsschenkelbolzen verlängert und jetzt direkt mit ihm verbunden. Die Abstützung der Federkräfte erfolgt nun über einen separaten, kompakten sogenannten Federträger [19].

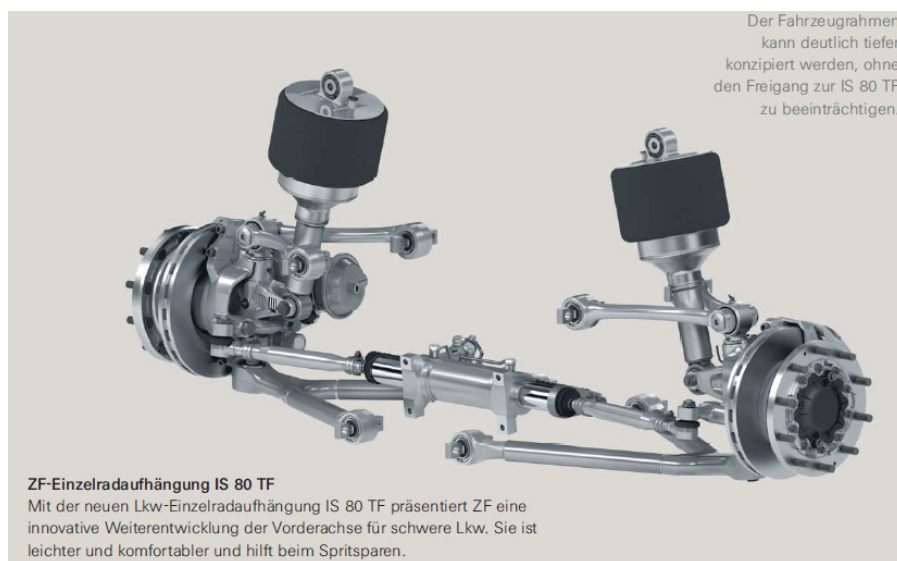


Abbildung 3.34 - ZF IS 80 TF [19]

3.4.3.2 Volvo FH

Der Volvo FH ist der erste schwere LKW der mit einer Einzelradaufhängung an der Vorderachse erhältlich ist [20]. Damit soll der Volvo FH fast das Lenkverhalten eines PKW erhalten. Volvo taufte die Einzelradaufhängung Individual Front Suspension (IFS) [21].

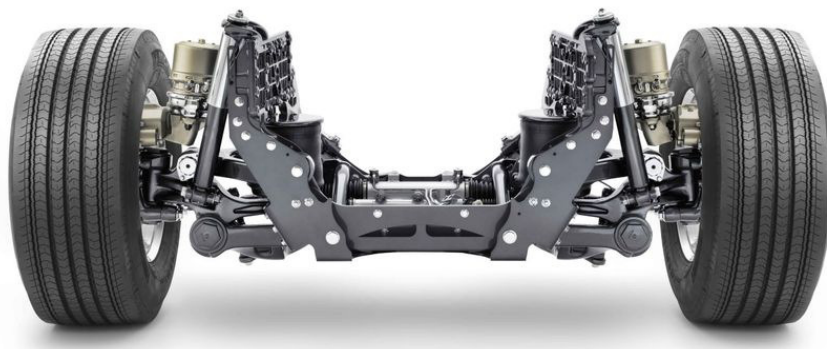


Abbildung 3.35 - Volvo Individual Front Suspension [21]

3.5 Einzelradaufhängung für Trailer

Trenkamp & Gehle, Hersteller der europaweit bekannten GIGANT-Achsen, präsentierte auf der IAA Nutzfahrzeuge 2006 eine sensationelle Weltpremiere: Die erste Doppelquerlenker-Einzelradaufhängung für Trailer. Die patentierte Konstruktion trägt den Namen Gigant ERA und nimmt das Prinzip der aus modernen Reisebussen bekannten Radaufhängung mittels doppelter Querlenker auf. Mit der Einzelradaufhängung verbinden sich im Trailerbau erhebliche Vorteile, die mit konventionellen Starrachsen nicht zu erreichen sind:

- Deutliche Verringerung des Eigengewichts und damit eine Erhöhung der Nutzlast.
- Eine direkte Federung über das Luftfeder-Dämpfer-Modul (LDM) und dadurch eine hervorragende Ladungs- und Straßenschonung.
- Und nicht zuletzt die Möglichkeit, völlig neuartige Rahmenkonzepte mit niedrigerem Gewicht und höherer Biegesteifigkeit zu verwenden.



Abbildung 3.36 - Gigant ERA für Trailer [23]

Die Einzelradaufhängung GIGANT ERA wiegt samt Radkopf, Federung und Dämpfung nur 376 kg und damit rund 30 kg weniger als eine vergleichbare Starrachse. Eine zusätzliche Gewichtersparnis von mindestens 60 kg ergibt sich jedoch aus der Tatsache, dass der Aufbau dank der neuartigen Achsanbindung auf einen schweren Leiterraum konventioneller Bauart verzichten kann. Aufgrund des niedrigen Gewichts und der Möglichkeit, Aufbauten in Fahrzeugmitte besonders tief positionieren zu können, eignet sich die Kombination aus Einzelradaufhängung und Zentralrahmen speziell für selbsttragende Tank- oder Silofahrzeuge, bei denen in besonderem Maße hohe Nutzlast und niedriger Lastschwerpunkt gefordert sind [22].

3.6 Einzelradaufhängung bei Militärfahrzeugen

3.6.1 ERA von Meritor

Die Meritor® High-Mobility Independent Suspension (HMIS) stellt industrieführende Radaufhängungs-Performance für bereifte taktische Militärfahrzeuge bei schwerem Offroad-Kampfgelände bereit. Der modulare Aufbau ermöglicht die Adaptierbarkeit für verschiedene Chassis-Typen, einschließlich Monocoque, räumliches Tragwerk oder Standard-Rahmen-Längsträger [24].

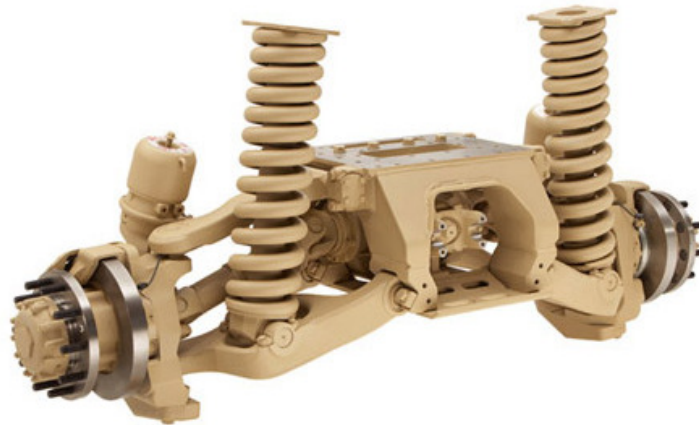


Abbildung 3.37 - High-Mobility Independent Suspension (HMIS) [24]

3.6.2 ERA von Hendrickson

Das System bietet bessere Mobilitäts-, Lenkungs- und Fahreigenschaften, um die Belastung auf Chassis, Ladegut und Passagiere in schwierigem Gelände zu reduzieren. Die Einzelradaufhängung ist erhältlich für neue Militärfahrzeuge oder als Upgrade für bestehende Fahrzeuge. Die fortschrittliche Technologie hat bereits bewiesen, dass sie auch unter schwierigen Bedingungen erfolgreich besteht [25].

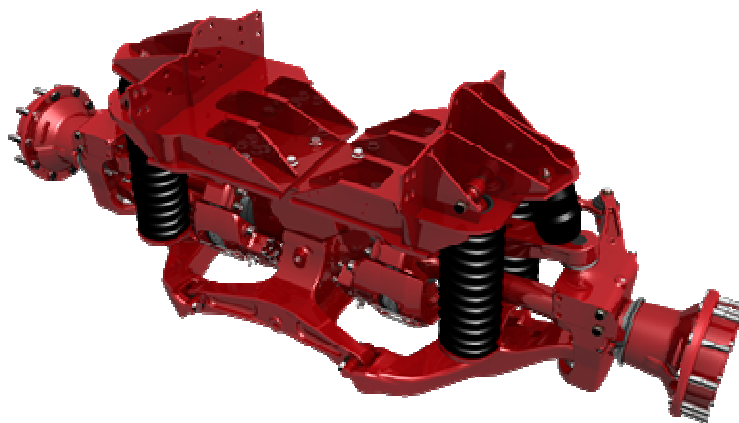


Abbildung 3.38 - Optimal Independent Suspension and Axle System [25]

3.7 Innovative Radaufhängungskonzepte

Aktives Bose-Fahrwerk: Schweben über Asphalt

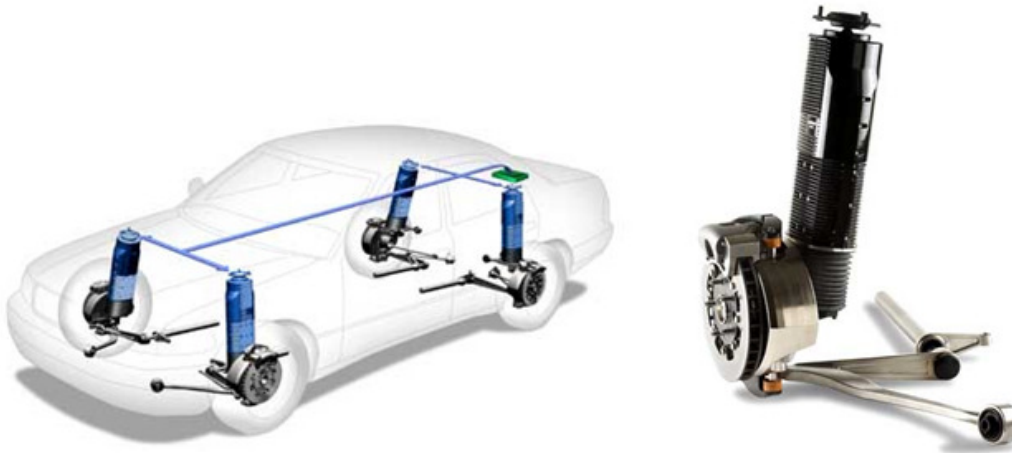


Abbildung 3.39 - Bose Suspension System mit elektromagnetischem Linearmotor [26]

An Stelle der herkömmlichen Federbeine besitzt das so genannte Bose Suspension System vier elektromagnetische Linearmotoren, die sämtliche Fahrbahnunebenheiten aktiv ausbügeln. Dadurch gleitet das Auto über Schlaglöcher und Bodenwellen hinweg, ohne dass die Karosserie sich bewegt. Auch Wankbewegungen bei Kurvenfahrt und Spurwechsel oder das Einnicken beim Bremsen oder Aufbäumen beim Anfahren kompensiert das System; ganz ähnlich den elektronischen Dämpferkontrollen, wie sie schon heute bei Mercedes, Porsche oder Opel zu finden sind. Deren grundsätzliche Schwäche trotz ausgefeilter Elektronik ist jedoch, dass sie auf die vertikale Beschleunigung der Räder immer nur passiv reagieren können. Die Kräfte, die in die Karosserie weitergeleitet werden, können sie dämpfen, ganz aufheben können sie diese nie.

Voraussetzungen für das aktive Federungssystem von Bose sind hochpräzise Sensoren, die die registrierten Signale quasi in Echtzeit verarbeiten sowie extrem leistungsfähige Elektromagneten, die das Auf und Ab der Räder ausgleichen. Für den Fall, dass die komplette Elektrik mal ausfallen sollte, tragen vier Drehstabfedern das Gewicht der Karosserie. Nach 24 Jahren Forschungsarbeit von Dr. Amar Bose, Chef des amerikanischen Unternehmens, wurde 2004 das System erstmals in der japanischen Oberklasselimousine Lexus LS 400 präsentiert [26].

3.8 Zahnstangenhydrolenkung für Nutzfahrzeuge

Seit einiger Zeit wird versucht, in Kombination mit Einzelradaufhängungen für Nutzfahrzeuge auch Zahnstangenlenkungen einzusetzen, was zu einer Verbesserung des Fahrkomforts und des Fahrzeughandlings führt. Das von ZF-Lenksysteme auf den Markt gebrachte System wird „Servoline“ genannt.

Es entfallen sämtliche bei herkömmlichen Kugelumlauf lenkungen nötigen Umlenkhebel und Koppelstangen. Um den Kinematikanforderungen der Einzelradaufhängung bei Nutzfahrzeugen gerecht zu werden, sind der mechanische und der hydraulische Teil parallel angeordnet (Abbildung 3.40). Mit diesem Konzept werden die gesetzlichen Anforderungen an die Notlenkeigenschaften einer Ein-Kreis-Lenkanlage erfüllt.

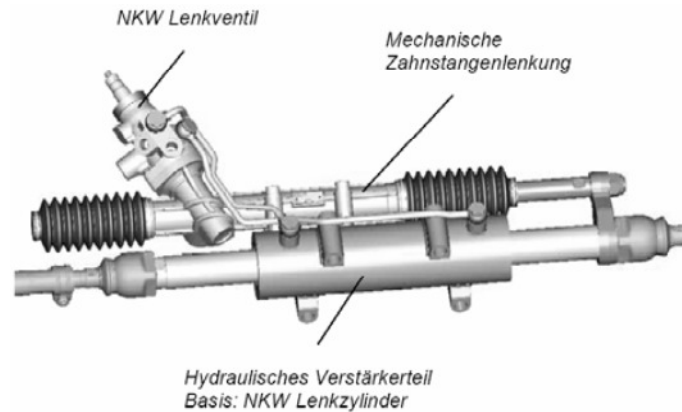


Abbildung 3.40 - Komponenten einer Zahnstangenhydrolenkung [27]

Durch die Trennung von Lenkgetriebe und Lenkzylinder ist es relativ einfach, das System durch Auswahl von unterschiedlichen Lenkzylindergrößen an verschiedene maximale Radlasten anzupassen [27].

3.9 Motivation für die Einzelradaufhängung im schweren NFZ

Zusammenfassend können sich also durch die Integration einer ERA in den Leichtbaurahmen folgende Vorteile ergeben:

- ☞ *Entfall Achskörper:*
 - mehr Bauraumfreiheit
 - geringere ungefederte Masse (hoher Komfort, geringe Fahrbahnabnutzung)
 - geringe Belastung auf Insassen und Beladung (= zentrales Thema beim Fernverkehr)
 - eventuell Absenken des Motors möglich (tiefer liegender Schwerpunkt)
 - keine gegenseitige Beeinflussung der Räder
- ☞ *Senken des Leergewichts:*
 - mehr nutzbare Transportkapazität
- ☞ *PKW-ähnliches Fahrverhalten*
- ☞ *Kompensation des Mehrgewichtes der Zusatzkomponenten, die zur Erfüllung der Euro 6-Norm notwendig sind (AGR, DPF, SCR)*

4 Bewertung der verschiedenen ERA-Systeme

Auf Basis der ausführlichen Literaturrecherche werden die gängigsten Einzelradaufhängungen für den Einsatz im Nutzfahrzeug untersucht und bewertet. Die Bewertung erfolgt nach Punkten, wobei 5 die beste und 1 die schlechteste Punktezahl darstellt. Die Kriterien sind zusätzlich thematisch gegliedert und jedes Thema ist mit einem Faktor gewichtet. So wird vermieden, dass weniger wichtige Kriterien das Gesamtergebnis zu stark beeinflussen. Andererseits spielen dadurch entscheidende Kriterien mit einem größeren Gewichtungsfaktor eine größere Rolle. Die Punktevergabe erfolgt, indem die allgemeinen Vor- und Nachteile der Varianten abschätzend verglichen werden. Bei vielen Kriterien lässt sich im Vorhinein noch nicht exakt bestimmen, wie gut die jeweilige Variante bei einem Nutzfahrzeug abschneiden würde. Viele Kriterien sind vor Allem durch die kinematische Auslegung beeinflussbar. Allerdings ist eine solche grobe Bewertung zwingend erforderlich, um Aufhängungsarten, die auf keinen Fall für den Einsatz im Nutzfahrzeug geeignet sind, von vornherein ausscheiden zu können.

4.1 Kriterien für die Bewertung

4.1.1 Technische Aspekte

Kinematik

Schwingungsisolierung	Fähigkeit, die von der Straße kommenden Unebenheiten gegenüber dem Rahmen abzuschwächen
Kurvenverhalten	Fahrverhalten und -sicherheit bei Kurvenfahrt im Grenzbereich
Geradeausfahrt	Spurtreue ohne oder mit möglichst wenig Lenkkorrektur
Feder-/Kraftübersetzung	Verhältnis zwischen Radhub und Federweg bzw. Radaufstandskraft und Federkraft
Radeinschlagwinkel	Wie groß ist der Radeinschlag: Je größer der Winkel, desto kleiner der Wendekreis
Exaktheit der Radführung	Genauigkeit die Lenkbewegung an das Rad zu übertragen
Sturzänderung beim Federn	Änderung des Sturzwinkels beim Ein- und Ausfedern
Spurweitenänderung beim Federn	Abstandsänderung der Radaufstandspunkte beim Ein- und Ausfedern
Vor-/Nachspuränderung beim Federn	Winkeländerung zu Vor- bzw. Nachspur beim Ein- und Ausfedern
Anfahr-/Bremsverhalten	Nickverhalten beim Anfahren und Bremsen (Lage Nickpol)

Bauraum

Platzbedarf vertikal	Wie viel Platz benötigt die Radaufhängung in z-Richtung
Platzbedarf horizontal	Wie viel Platz benötigt die Radaufhängung in y-Richtung
Platz für Bremsanlage	Wie viel Platz benötigen die Lagerstellen der Lenker am Radträger
Anzahl Lagerstellen	Wie viele Lagerstellen werden bei der jeweiligen Radaufhängung für radführende Teile benötigt (Lagerung Federbeindom: 2-wertig)
Komplexität	Wie viele Auslegungsmöglichkeiten bietet die Variante bei der Konstruktion und wie viele Einstellungsmöglichkeiten hat man bei der Montage
Luftfedertauglichkeit	Bietet das System genug Platz eine Luftfeder einzubauen

Kräfte

Quersteifigkeit	Kraft, die in Querrichtung aufgenommen werden kann
Längselastizität	Gute Längselastizität erhöht den Abrollkomfort

Ungefederte Massen	Alle Komponenten der Radaufhängung bei denen die Fahrbahnkräfte nur über die Reifenfeder abgefedert werden. Sie sind mit den gefederten Massen über die Feder- und Dämpferkomponenten verbunden
Krafteinleitung in den Rahmen	Betragsmäßiger Anteil der Fahrbahnkräfte, und Position der Befestigungspunkte der Radaufhängung, wo die Kräfte in den Rahmen geleitet werden
Beanspruchung Achsteile	Last die aufgrund des Eigengewichts + Beladung auf die Achsteile wirkt
Reibung in den Lagerstellen	Wie stark beeinflusst Reibung den Ein- und Ausfedervorgang bzw. das Lenken
Lenkkraft	Wie viel Kraft muss der Fahrer beim Lenken aufbringen
Überladefähigkeit	Wie verhält sich die Radaufhängung bei zu viel Achslast

4.1.2 Wirtschaftlichkeit

Modularität	Möglichkeit möglichst viel gleiche Bauteile zu verwenden
Entwicklungskosten/-risiko	Wie viel Geld kostet die Entwicklung des Aufhängungskonzeptes und wie hoch ist dabei das Risiko nicht das gewünschte Ergebnis zu erhalten
Herstellungskosten	Wie viel Geld muss für die Produktion ausgegeben werden
Toleranzempfindlichkeit	Einfachheit des Zusammenbauens: wie genau muss gefertigt werden, damit die Radaufhängung montiert werden kann und volle Funktionalität aufweist
Großserientauglichkeit für NFZ	Besitzt das Radaufhängungskonzept die Fähigkeit in Großserie produziert und verkauft zu werden
Investitionskosten	Wie viel Geld muss eingesetzt werden, um notwendiges Werkzeug zu beschaffen
Montagekosten	Wie viel Geld kostet die Montage? Abhängig von benötigter Zeit, Personal und somit von der Komplexität, Einstellungsmöglichkeiten, Anzahl der Teile, usw..

4.1.3 Kundenakzeptanz

Reparaturfreundlichkeit	Wie oft muss das System gewartet werden und wie einfach ist es im Schadensfall einzelne Bauteile auszutauschen bzw. zu reparieren
Fahrkomfort	Wie stark werden die Fahrbahnunebenheiten abgeschwächt
Lebensdauer	Wie lange kann die Radaufhängung benutzt werden bis der erste Schadensfall auftritt
Reifenverschleiß	Wie stark und gleichmäßig werden die Reifen beim Fahren abgenutzt
Gewicht der Radaufhängung	Gesamtgewicht aller Teile der Radaufhängung der gesamten Vorderachse

4.2 Bewertungsmatrix

Die Vergabe der Noten beruht auf den Informationen, die im Kapitel 3 - Recherche vermittelt wurden. Zu bedenken ist dabei, ob die Eigenschaften der Radaufhängung, die im PKW gelten auch bei einem Einsatz im NFZ gleich bleiben würden, oder ob sich positive bzw. negative Unterschiede ergeben. Aus Platzgründen kann nicht die gesamte Excel-Matrix, inklusive aller Begründungen für die jeweilige Note dargestellt werden. In der Matrix dieser Arbeit ist die Benotung aller Kriterien für das jeweilige System angegeben und farblich gekennzeichnet. Beim Endergebnis wird dann aus den Gewichtungsfaktoren und den Noten

eine Gesamtpunktezahle ermittelt. Zum besseren Vergleich wird auch ein Zwischenpunktestand angegeben.

Tabelle 4.1 - Bewertungsmatrix Teil 1

Kriterien	Gewichtung in %	DQL mit Kugelgelenken	DQL mit Achsschenkelträger	4 Lenker (aufgelöster unterer Querlenker)	5 Lenker (QL oben und unten aufgelöst)	Mc-Pherson mit unterem Dreiecks-Lenker	Mc-Pherson mit aufgelöstem unteren Lenker
Technische Aspekte	40						
Kinematik	40						
Schwingungsisolaton	20	5	5	5	5	3	4
Kurvenverhalten	10	5	5	5	5	3	3
Geradausfahrt	15	5	5	5	5	2	4
Feder-/Kraftübersetzung	10	3	5	3	3	4	4
Radeinschlagwinkel	15	4	5	4	4	4	4
Exaktheit der Radführung	10	5	5	5	5	4	4
Sturzänderung beim Federn	5	5	5	5	5	2	2
Spurweitenänderung beim Federn	5	4	4	4	4	3	3
Vor-/Nachspuränderung beim Federn	5	4	4	4	5	3	3
Anfahr-/Bremsverhalten	5	5	5	5	5	2	4
Bauraum	35						
Platzbedarf vertikal	25	2	4	2	2	1	1
Platzbedarf horizontal	30	3	2	2	2	5	4
Platz für Bremsanlage	10	3	4	3	2	4	4
Anzahl Lagerstellen	10	3	2	2	1	5	4
Komplexität	10	3	2	2	1	4	3
Lufffedertauglichkeit	15	3	4	1	1	5	5
Kräfte	25						
Quersteifigkeit	25	5	5	5	5	3	3
Längselastizität	10	4	4	5	5	4	4
Ungefederte Massen	15	4	3	4	4	5	5
Krafteinleitung in den Rahmen	20	5	5	3	3	1	1
Beanspruchung Achsteile	10	4	5	4	5	1	1
Reibung in den Lagerstellen	5	3	5	4	3	1	1
Lenkkraft	10	4	5	5	5	2	2
Überladefähigkeit	5	5	5	4	3	1	1
Zwischenpunkte		155,8	166,4	142,6	139,2	128,6	121,4

Berechnungsbeispiel

Die Rubrik Technische Aspekte ist mit 40% gewichtet, dessen Unterkapitel Kinematik, Bauraum und Kräfte mit jeweils 40%, 35% und 25%, d.h. in Summe ergibt das 100% für die Technischen Aspekte. Die einzelnen Kriterien sind ebenfalls mit einem gewissen Prozentsatz gewichtet, sodass z.B. die Kriterien des Unterkapitels Kinematik ebenfalls in Summe 100 Prozent ergeben.

z.B.: Die Punkte für das Kriterium Schwingungsisolaton setzen sich folgendermaßen zusammen:

$$\text{Note } 5 \times 20 \% \times 40\%/100 \times 40\%/100 = 16 \text{ Punkte}$$

Tabelle 4.2 - Bewertungsmatrix Teil 2

Kriterien	Gewichtung in %	DQL mit Kugelgelenken	DQL mit Achsschenkelträger	4 Lenker (aufgelöster unterer Querlenker)	5 Lenker (QL oben und unten aufgelöst)	Mc-Pherson mit unterem Dreiecks-Lenker	Mc-Pherson mit aufgelöstem unteren Lenker
Wirtschaftlichkeit	40						
Modularität	10	3	3	2	2	4	4
Entwicklungskosten/-risiko	10	4	4	3	2	1	1
Herstellungskosten	25	4	3	3	3	5	4
Toleranzempfindlichkeit	10	4	4	3	3	3	3
Großserientauglichkeit für NFZ	10	5	5	4	4	1	1
Investitionskosten	15	3	2	3	2	3	3
Montagekosten	20	3	3	2	2	4	3
Zwischenpunkte		146	130	112	102	136	118
Kundenakzeptanz	20						
Reparaturfreundlichkeit	15	3	3	4	5	2	2
Fahrkomfort	20	4	5	4	4	3	3
Lebensdauer	20	4	5	3	3	1	1
Reifenverschleiß	25	4	5	5	5	2	2
Gewicht der Radaufhängung	20	4	3	3	3	4	4
Zwischenpunkte		77	86	77	80	48	48
Gesamtpunkte	100	379	382	332	321	313	287

Berechnungsbeispiel:

Die Rubriken Wirtschaftlichkeit und Kundenakzeptanz haben keine Unterkapitel mehr. Die Berechnung der Punkte der einzelnen Kriterien erfolgt hier folgendermaßen:

z.B.: Modularität: Note 3 x 10% x 40%/100 = 12 Punkte

4.3 Resultat

Wie die Bewertung zeigt, bietet das Doppelquerlenker-Prinzip mit dessen zwei Ausführungsvarianten das meiste Potential sich im NFZ zu bewähren. Das Ergebnis zwischen den beiden DQL-Systemen unterscheidet sich jedoch nur um wenige Punkte. Deshalb kann man noch nicht sagen, welche Variante tatsächlich besser ist. Um dies genauer beurteilen zu können, werden Konzepte für die Radaufhängungsarten Doppelquerlenker mit Kugelgelenken und Doppelquerlenker mit Achsschenkelträger erarbeitet. Die Konstruktion erfolgt dabei in CATIA V5 R19.

5 Konzepterstellung der Doppelquerlenker-Varianten

Vorerst soll eine Lenkkinematik aufgebaut werden und die benötigten Bauteile sollen so konstruiert werden, dass eine Bauraumuntersuchung möglich ist. Zusätzlich ist ein Rahmen-Modul für das jeweilige Radaufhängungskonzept zu erstellen. Alle Dimensionen der konstruierten Teile werden zuerst grob abgeschätzt. Im Zuge einer nachfolgenden FE-Analyse werden diese dann hinsichtlich Spannungsmaximum, Steifigkeit und Gewicht verbessert. Dabei sind durchaus noch einige wesentliche Änderungen in der Konstruktion zu erwarten.

Dieses Kapitel soll dem Leser, am Beispiel der beiden Doppelquerlenkerbauarten, den typischen Entwicklungsprozess einer Radaufhängung veranschaulichen. Dabei werden die Funktionen, Aufgaben und Herausforderungen aller wichtigen Bauteile der beiden Konzepte ausführlich erklärt.

5.1 Doppelquerlenker mit Kugelgelenken

5.1.1 Erstellen einer Kinematik

Erstellen des Drahtgittermodells und der Kinematik

Damit das Rad beim Ein- und Ausfedern keine großen Lenkbewegungen verursacht, erfolgt eine erste Auslegung in einer 2D Skizze laut dem Buch Fahrwerktechnik Grundlagen [28]:

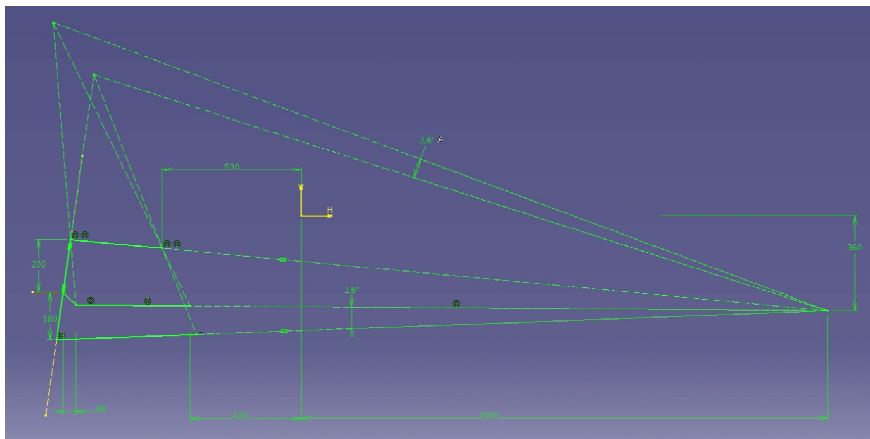


Abbildung 5.1 - Doppelquerlenker Vorausslegung im Aufriss

In einer zweiten 2D Skizze wird das Lenktrapez so eingestellt, dass beim Lenken mittels Zahnstange (Limit ± 120 mm) die Ackermannbedingung, über einen weiten Bereich des Lenkeinschlages, möglichst genau realisiert werden kann und gleichzeitig der geforderte Radeinschlag von maximal 48° möglich ist. Der Schnittpunkt der verlängerten Normalen auf die Radmittelebenen verläuft nämlich, je nach Lenkeinschlag, entlang einer Kurve. Diese Tatsache macht es unmöglich, dass sich die beiden Linien immer exakt auf der Hinterachse schneiden. Bei der Einstellung des Lenktrapezes ist darauf zu achten, dass die Kurve besonders bei kleinen Lenkwinkeln möglichst nah an der Hinterachse verläuft. Bei vollem Radeinschlag ist aber durchaus eine größere Abweichung ($\leq 5^\circ$) tolerierbar, da eine solche Situation nur sehr selten vorkommt und dann eine sehr geringe Fahrgeschwindigkeit zu erwarten ist, die in keinem relevanten Ausmaß zum Reifenverschleiß beiträgt.

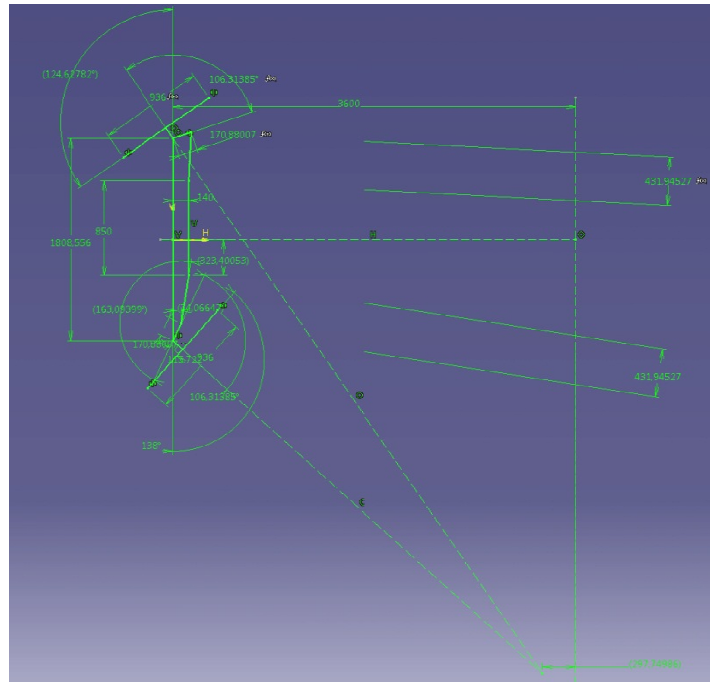


Abbildung 5.2 - Einstellen des Lenktrapezes im Skizziermodus von CATIA

Anschließend werden die Gelenk- und Lagerstellen aus den beiden Skizzen in den 3D-Raum übertragen. Aufgrund der Spreizung der Lenkachse verhält sich das 3D Drahtmodell beim Lenken etwas anders als in der 2D Skizze. Zusätzlich kommt hinzu, dass sich das Lenktrapez auch beim Ein- und Ausfedern nicht verspannen soll. Deshalb müssen die Punkte weiter angepasst werden. Um der Ackermannbedingung treu zu bleiben, ist darauf zu achten, dass sich die Lagen der Punkte nur noch leicht ändern.

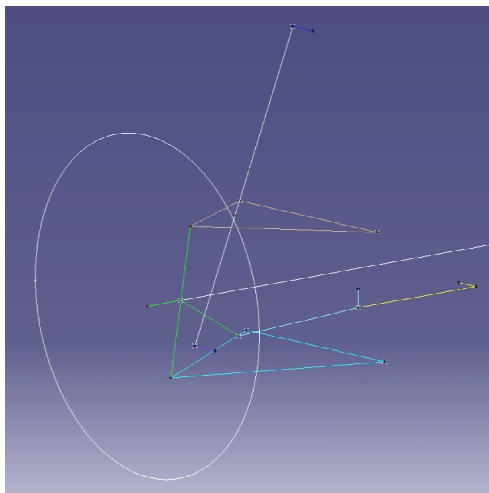


Abbildung 5.3 - Masterskelett für die Bauart mit Kugelgelenken

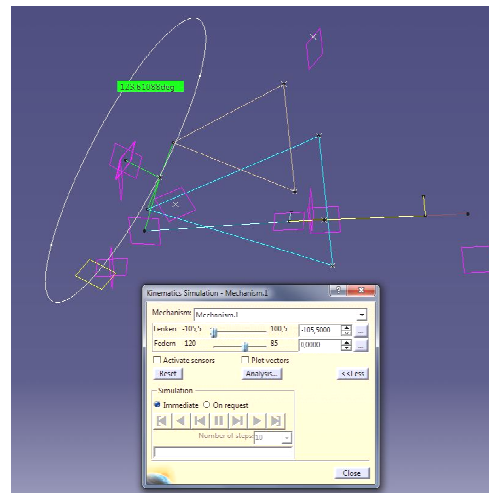


Abbildung 5.4 - Simulation der Kinematik

Das aus den beiden Skizzen erstellte 3D Drahtgittermodell fungiert als Masterskelett für die einzelnen Bauteile. Alle benötigten Bauteile der Radaufhängung werden angelegt und die relevanten Linien des Skeletts werden verlinkt hinein kopiert. Der Link bewirkt, dass sich die einzelnen Linien mit ändern, sollten Änderungen am Masterskelett vorgenommen werden. Als nächstes wird eine Baugruppe für die Radaufhängung erstellt, in die alle Radaufhängungskomponenten eingefügt werden. Durch die Anwendung eines Masterskeletts erscheinen alle Bauteile schon an der gewünschten Position. Nun ist es

möglich in CATIA Kinematics, Gelenke und sämtliche andere kinematische Bedingungen zu setzen, bis alle Freiheitsgrade des Systems auf null reduziert sind. Erst dann ist das Starten der Simulation möglich. Danach kann man mit der Konstruktion erster Modelle für die Radaufhängungsteile beginnen.

5.1.2 Konstruktion der Radaufhängungskomponenten

Nun werden zu ersten Bauraumuntersuchungen Modelle konstruiert, mit denen die Radaufhängung auf Kollisionen überprüft wird. Die Radaufhängung besteht dabei aus folgenden Komponenten: Radträger, Oberer Querlenker, Unterer Querlenker, Spurstange, Zahnstange und Federbein. Die Wichtigsten davon sind in den nächsten Punkten genauer erklärt.

5.1.2.1 Radträger

Beim Radträger sind die Verschraubungspunkte für den Bremssattel berücksichtigt. Das Modell dient vorerst jedoch lediglich zu Bauraumuntersuchungen und wird sich, je nach kinematischer Auslegung und Belastung, noch stark verändern.

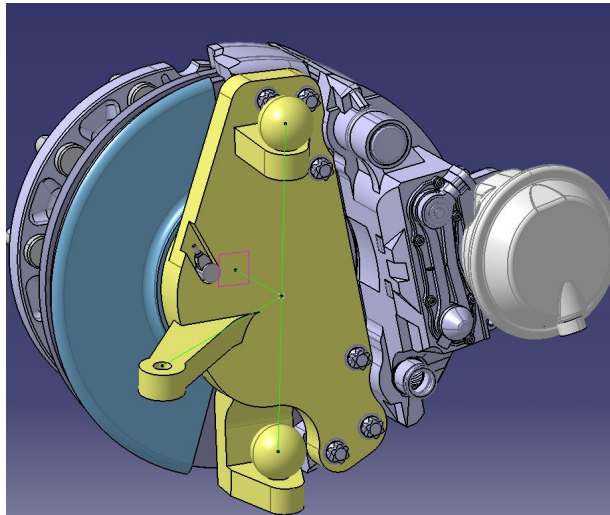


Abbildung 5.5 - Bauraummodell für Radträger

5.1.2.2 Querlenker

Die Entwicklung der beiden Querlenker ist ebenfalls ein iterativer Prozess. Zuerst werden willkürliche Solid-Geometrien erstellt und dann bei der Simulation kontrolliert, ob bei voll eingeschlagenem Zustand und zusätzlichem Ein- und Ausfedern an irgendeinem Punkt Kollisionen mit den Reifenflanken, Spurstangenhebel oder dem Federbein auftreten. Falls dies der Fall ist, müssen die Querlenker, oder gegebenenfalls die anderen betroffenen Bauteile, angepasst werden, sodass keine Kollision mehr auftritt.

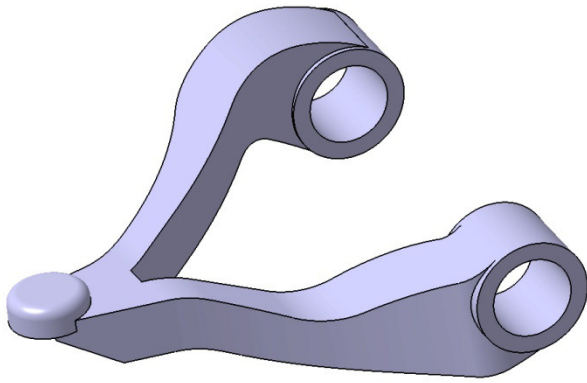


Abbildung 5.6 - Erstes Modell für den Oberen Querlenker

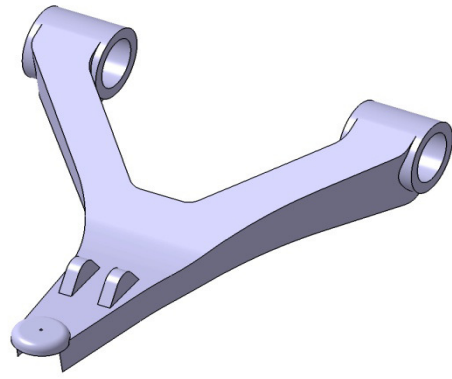


Abbildung 5.7 - Erstes Modell für den unteren Querlenker

Die unterschiedliche Kröpfung des oberen Querlenkers war aus Platzgründen notwendig, was in der folgenden Dokumentation der Bauraumuntersuchung ersichtlich ist.

5.1.3 Auslegung Luffederdurchmesser

Eine sehr entscheidende Komponente der Radaufhängung stellt das Feder- und Dämpfersystem dar. Dabei ist eine Federbeinlösung, bei der die Luftfeder mit dem Dämpfer axial angeordnet ist, die platz sparendste und einfachste Lösung. Um den Federbalg dimensionieren zu können, ist es notwendig zuerst die Lagerstellen des Federbeins zu definieren. Dabei soll die untere Lagerstelle am unteren Querlenker möglichst nah am Radträger positioniert sein. Zusätzlich wäre ideal, wenn das Federbein möglichst senkrecht stehen könnte, damit man eine gute Übersetzung $i = \text{Federweg} : \text{Radhub}$ erhält (Optimum: $i=1$). Dies ist jedoch durch die obere Innenseitenwand des Reifens beim Ein- und Ausfedern begrenzt. Außerdem kann es beim Federn zu Kollisionen zwischen dem Luftfederkolben und dem oberen Querlenker kommen. Der aufgrund der Achslast von 7,5 t benötigte große Durchmesser der Luftfeder macht ebenfalls eine Schrägstellung des Federbeins notwendig.

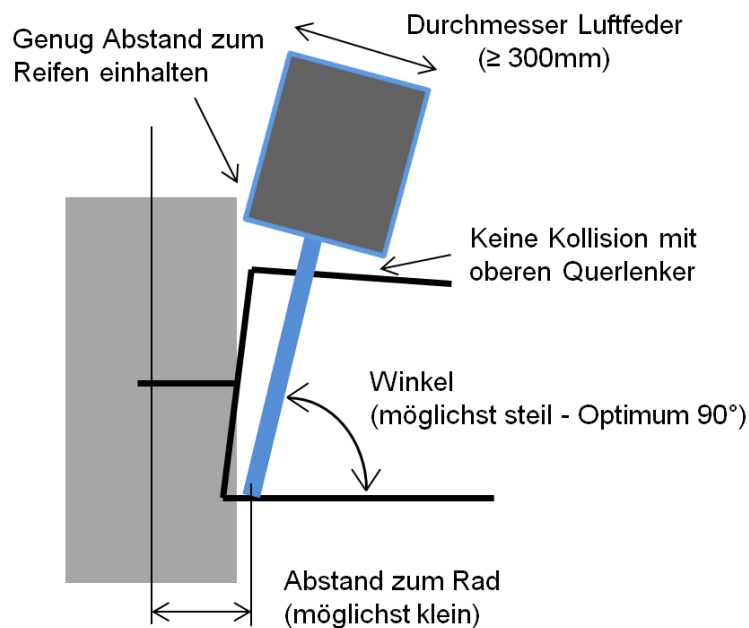


Abbildung 5.8 - Kriterien bei der Einbaulage des Federbeins

Durch eine unterschiedliche Kröpfung der Querlenkerarme kann das Federbein schließlich so steil positioniert werden, dass sich, bei maximalem Einfedern des Rades um 85 mm, ein Federweg des Federbeines von 65,96 mm ergibt. Die Übersetzung i (Federweg : Radhub = 65,96:85) beträgt dann 0,776, was bei dieser Bauart einen durchaus zufriedenstellenden Wert darstellt. Mit der Übersetzung ist es nun möglich, die resultierende Kraft auf die Luftfeder zu berechnen. Die Auslegung der Luftfeder erfolgt dabei aufgrund der statischen Belastung:

Anteilige Aufbaumasse an der Vorderachse: $m_{VA} = 7500 \text{ kg}$
 Schätzung ungefederte Massen: ca. 200 kg pro Seite $\rightarrow m_U \approx 400 \text{ kg}$

Radaufstandskraft F_R :

$$F_R = \frac{m_{VA} - m_U}{2} * g = \frac{7500 - 400}{2} * 9,81 = 34,8 \text{ kN} \quad (5.1)$$

Kraft auf die Luftfeder F_F :

$$F_F = \frac{F_R}{i} = \frac{34,8}{0,776} = 44,85 \text{ kN} \quad (5.2)$$

Die Luftfeder 4705 N1 P03 aus dem Contitech Online-Produkt-Katalog [29], mit einer maximalen Traglast von 45 kN bei 9 bar ist für die Anforderungen geeignet. Sie benötigt im Durchmesser mindestens 330 mm Bauraumfreiheit.

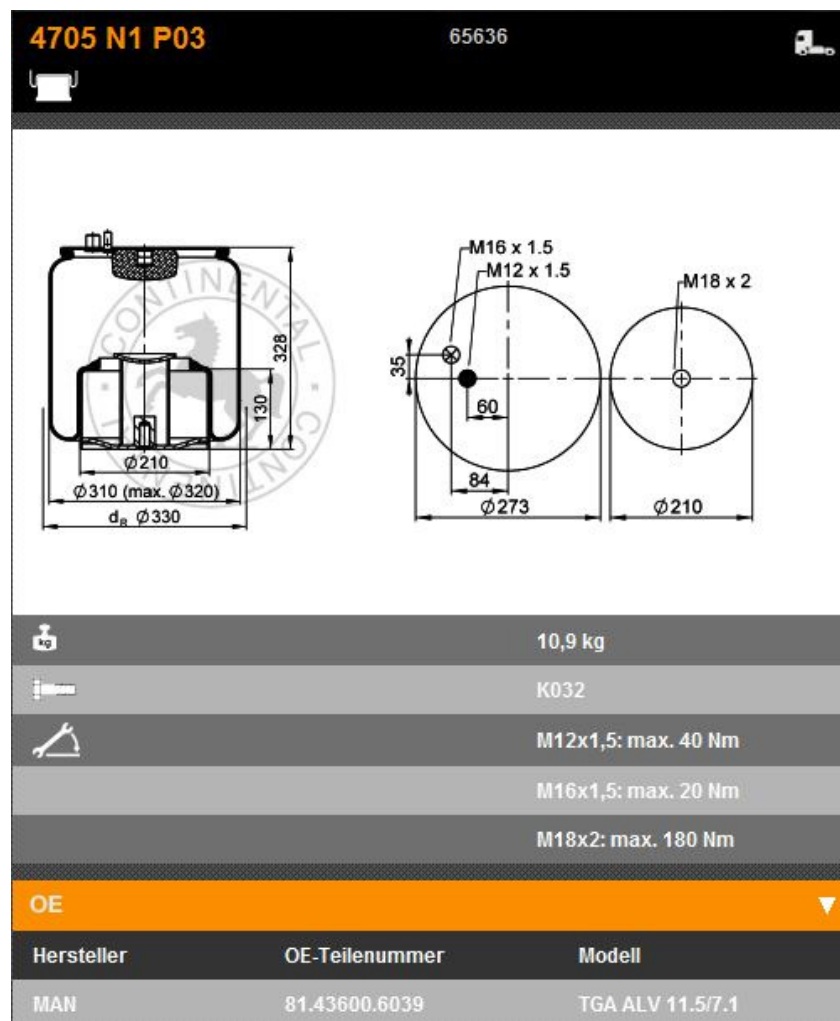


Abbildung 5.9 - Gewählte Luftfeder: 4705 N1 P03 [29]

5.1.4 Dämpferauslegung

Für die Auslegung des Dämpfers wird ein von ECS zur Dämpferauslegung benutztes Excel-File herangezogen [30]. Darin geht man von einer Frequenz der Aufbaumasse f_A aus und berechnet damit die Federsteifigkeit der Fahrwerkfeder c_A . Die Federsteifigkeit des Reifens c_R wird dabei nicht berücksichtigt:

Frequenz der Vorderachse: $f_A = 1,2$

Anteilige Aufbaumasse an der Vorderachse: $m_{VA} = 7500\text{kg}$

Ungefederte Masse: $m_U \approx 400\text{kg}$

$$f_A = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{c_A}{m_{VA}}} = 1,2 \quad (5.3)$$

Umgeformt auf die Federsteifigkeit der Federn pro Achse, erhält man:

$$c_A = m_{VA} * (2\pi f_A)^2 = (7500 - 400) * (2\pi * 1,2)^2 = 403627 \text{ N/m} \quad (5.4)$$

Für die weitere Berechnung wird die Federsteifigkeit $c_A = 405000 \text{ N/m}$ angenommen. Das ergibt eine Federsteifigkeit pro Seite von 202500 N/m . In weiterer Folge werden die Werte nur für eine Fahrzeugseite ermittelt.

Um als nächstes die auf das Rad bezogene Federsteifigkeit c_A' zu berechnen, muss die Kraft-/Wegübersetzung der Feder i_F berücksichtigt werden. Die Übersetzung i_F ist zum einen als das Verhältnis zwischen der Radaufstandskraft F_R (entspricht $N_{v,h}$) und der Federkraft F_F (entspricht F_w), und zum anderen als das Verhältnis zwischen dem Federweg f_F und dem Radhub f definiert. Das Verhältnis kommt grundsätzlich durch den Hebelarm zum Rad ($b-a$) zustande (siehe Abbildung 5.10).

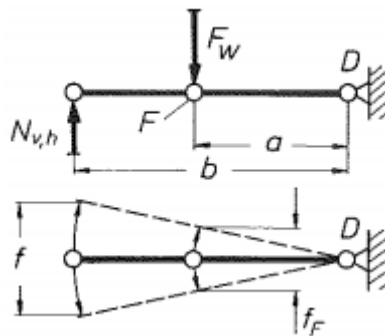


Abbildung 5.10 - Hebelarme am unteren Querlenker [31]

$$i_F = \frac{F_R}{F_F} = \frac{f_F}{f} \quad (5.5)$$

Zusätzlich zu den unterschiedlichen Anlenkpunkten, kommt bei dieser Anwendung noch die Schrägstellung der Feder hinzu, die ebenfalls im Übersetzungsverhältnis berücksichtigt ist. Die vorhandene Übersetzung wurde bereits anhand der Kinematik gemessen. Dabei erhielt man bei einem Radhub $f = 85 \text{ mm}$ einen Federweg $f_F = 65,96 \text{ mm}$.

Nun soll die auf das Rad bezogene Federsteifigkeit c_A' berechnet werden. Dazu definiert man:

Federsteifigkeit einer Feder:
$$c_A = \frac{F_F}{f_F} \quad (5.6)$$

Federsteifigkeit auf das Rad bezogen:
$$c_A' = \frac{F_R}{f} \quad (5.7)$$

Setzt man die Beziehungen aus Formel (5.5) in (5.7) ein, erhält man mit (5.6):

$$c_A' = \frac{i_F * F_F}{f} = \frac{i^2 * F_F}{f_F} = i^2 * c_A \quad (5.8)$$

Die folgende Abbildung soll den Sachverhalt der Kraft-/Wegübersetzung an dem konkreten Anwendungsfall näherbringen:

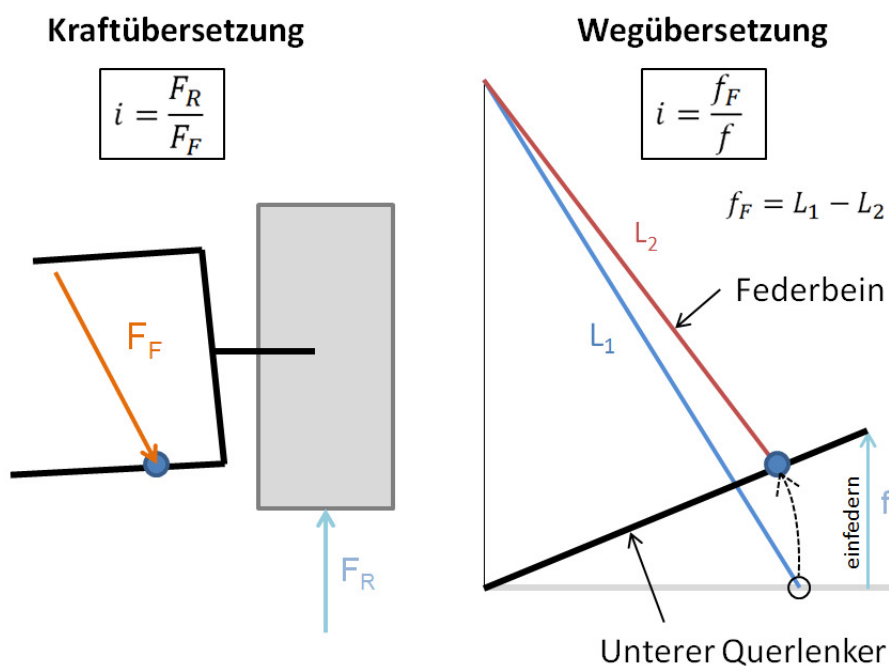


Abbildung 5.11 - Kraft-/Wegübersetzung i des Federbeins

$$c_A' = 0,78^2 * 202500 = 123201 \text{ N/m} \quad (5.9)$$

Als nächstes wird die mittlere Dämpferrate d_A mit der Formel (3.5) berechnet. Dazu wählt man für eine komfortable Abstimmung das Lehr'sches Dämpfungsmaß: $D = 0,2$. Eingesetzt werden hier das eben berechnete c_A' und die Masse für eine Fahrzeughälfte:

$$d_A = 2 * 0,2 * \sqrt{3550 * 123201} = 8365 \text{ Ns/m} \quad (5.10)$$

Dadurch, dass der Stoßdämpfer in das Federbein integriert ist, hat er dieselbe Übersetzung wie die Feder $i_D = i_F = 0,78$. Folgende Parameter sind nun für die Auslegung des Stoßdämpfers wichtig: Verhältnis Zug/Druck ($q = 7$) und Geschwindigkeit Stoßdämpfer ($v = 0,52 \text{ m/s}$).

Dämpfung Zug:
$$d_Z = \frac{d_A}{i^2} * \frac{2q}{1+q} = \frac{8365}{0,78^2} * \frac{2 * 7}{1+7} = 24061 \text{ Ns/m} \tag{5.11}$$

Dämpfung Druck:
$$d_D = \frac{d_A}{i^2} * \frac{1}{1+q} = \frac{16730}{0,78^2} * \frac{1}{1+7} = 3437,3 \text{ Ns/m} \tag{5.12}$$

Dämpfungskraft Zug:
$$F_{d,Z} = d_Z * v = 24061 * 0,52 = 12511,7 \text{ N} \tag{5.13}$$

Dämpfungskraft Druck:
$$F_{d,D} = d_D * v = 3437,3 * 0,52 = 1787,4 \text{ N} \tag{5.14}$$

Dämpfergröße	Nenndämpfungskraft max. zul. bei v=0,52 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 5.12 - Dämpfermodelle von Mannesmann Sachs [32]

Aufgrund der benötigten Dämpfungskraft, fällt die Wahl auf das Modell N45. Dieser Dämpfer hat in seinen Endlagen bei einem Gesamthub von 220 mm (85 mm + 120 mm + Freiraum) folgende Längen:

Hub [mm]	Zweirohr-Kolben			
	ML1V-Dichtung		D2V-Dichtung	
	mit Zuganschlag			
	L _D	L _Z	L _D	L _Z
220	326	546	344	564

Abbildung 5.13 - Längen des Dämpfers N45 in seinen Endlagen bei Zug und Druck [32]

5.1.5 Bauraumuntersuchungen

Unter Anwendung der erstellten Kinematik muss man während der Konstruktion aller Teile immer wieder überprüfen, ob beim Lenken und Federn Kollisionen mit anderen Komponenten auftreten. Ist dies der Fall muss entschieden werden, welcher der beiden Teile geändert werden muss. Als Alternative besteht zusätzlich immer die Möglichkeit die Kinematik zu ändern.

Die folgenden Bilder zeigen die extremsten Situationen, die bei der Kinematik auftreten können.

Kurveninnen 48°

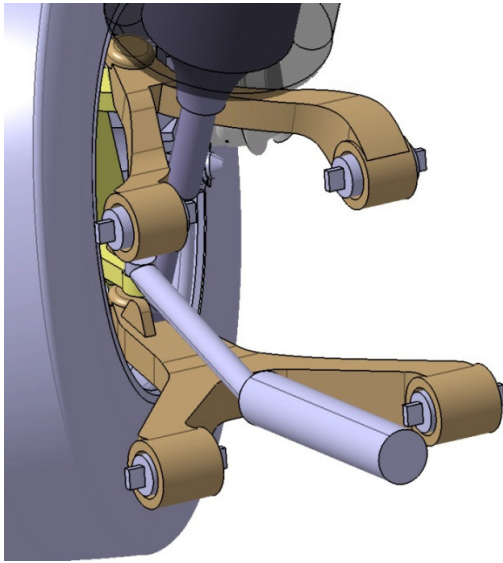


Abbildung 5.14 - Eingefedert (85mm)

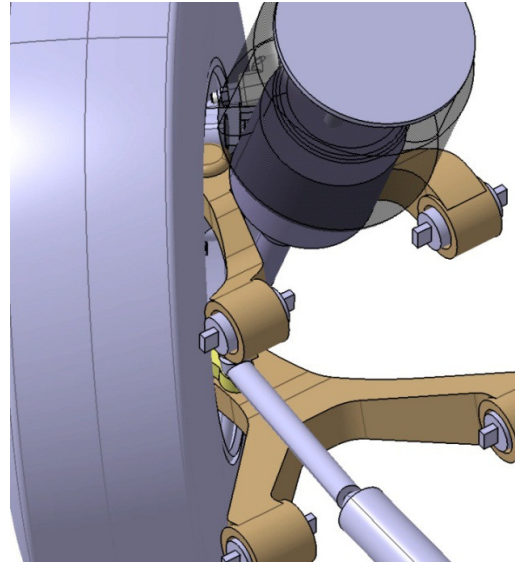


Abbildung 5.15 - Ausgefedert (-120mm)

Kurvenaußen 33,6°

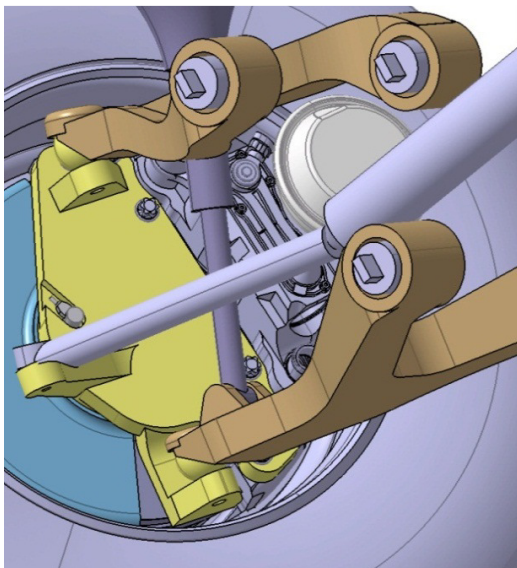


Abbildung 5.16 - Eingefedert (85mm)

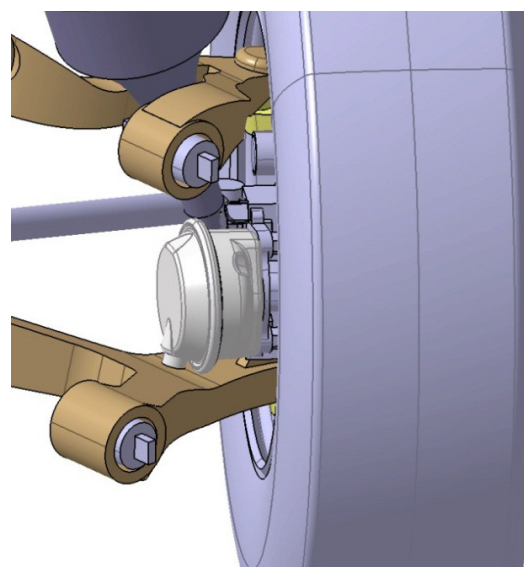


Abbildung 5.17 - Ausgefedert (-120mm)

5.1.6 Konstruktion des Rahmen-Moduls

Für die konstruierte Radaufhängung soll als nächstes ein geeigneter Rahmen in das Monocoque des Lightweight Truckframes integriert werden. Dabei gilt besonderes Augenmerk auf die auftretenden hohen Lagerkräfte zu legen und eine dementsprechende Konstruktion zu gestalten, die einerseits die Aspekte des Leichtbaus nicht vernachlässigt, andererseits soll der Rahmen möglichst stabil ausgelegt sein, damit er sich unter Last so wenig wie möglich verformt. Eine spätere FE-Analyse wird zeigen, ob dies erreicht wurde.

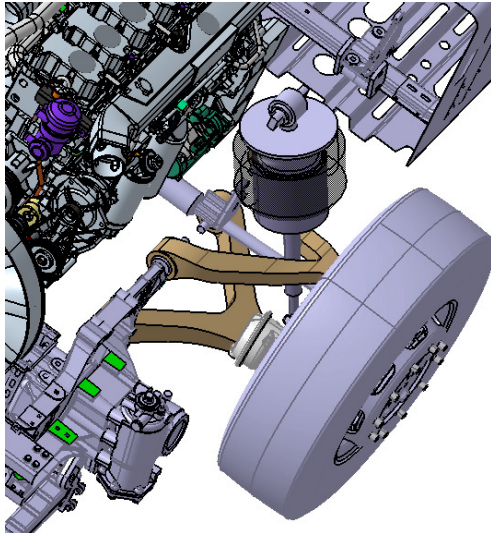


Abbildung 5.18 - Radaufhängung im Gesamtfahrzeug (ohne Rahmen)

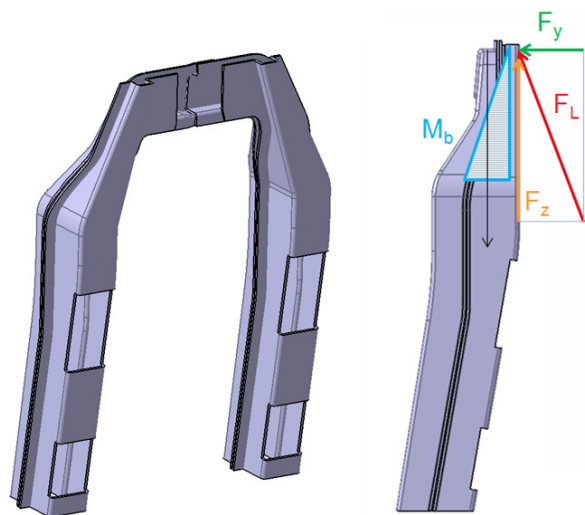


Abbildung 5.19 - Dem Biegemomentenverlauf angepasste Hutprofile

Um die sehr hohen Lagerkräfte in den Rahmen einzuleiten, wird eine sehr steife Struktur rund um die Lagerstellen benötigt. Vor allem die sehr hohe obere Lagerstelle der Luftfeder ist dabei kritisch. Durch die Luftfederkraft wird in den Rahmen ein Biegemoment eingeleitet, das den Rahmen, ohne Versteifungselemente, stark verwinden würde. Um dies zu verhindern, sind im Lagerstellenbereich steife Hutprofile aus Blech vorgesehen.

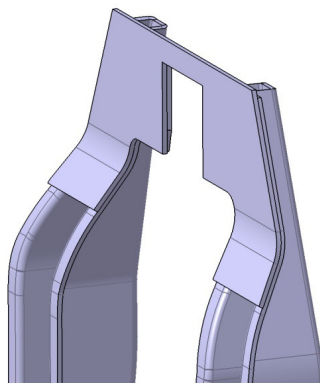


Abbildung 5.20 - Versteifungsplatte 6mm

Die Struktur rund um die Lagerstellen besteht aus zwei inneren und zwei äußeren Hutprofilen. Dazwischen liegt in einem Spalt eine Versteifungsplatte mit 6mm Wandstärke im Bereich der oberen Luftfederlagerung.

Weiter unten ist der Spalt etwas schmaler. Dort verläuft das 3mm dicke Rahmenblech. Da man auf der Innenseite durch den Motor bauraumtechnisch begrenzt ist, kann man die inneren Hutprofile nicht schräger verlaufen lassen. Zwischen den beiden Lagerstellen wird zusätzlich ein Versteifungsblech mit einer Ausnehmung für die Spurstange vorgesehen.

Ausgehend vom Mittel-Modul erfolgt eine Querschnittsveränderung auf die Kontur des Schlitzes der Hutprofile. Das obere horizontale kurze Blechstück stützt sich über ein gebogenes Blech, das ebenfalls in den Schlitz mit einbezogen wird, ab. Auf der Innenseite könnte dies ebenfalls ein ähnliches L-Profil übernehmen, um die Steifigkeit zu erhöhen. Eine weitere Möglichkeit wäre das obere Versteifungsblech weiter nach unten zu ziehen und nach außen zum horizontalen Blechstück hin auslaufen zu lassen.

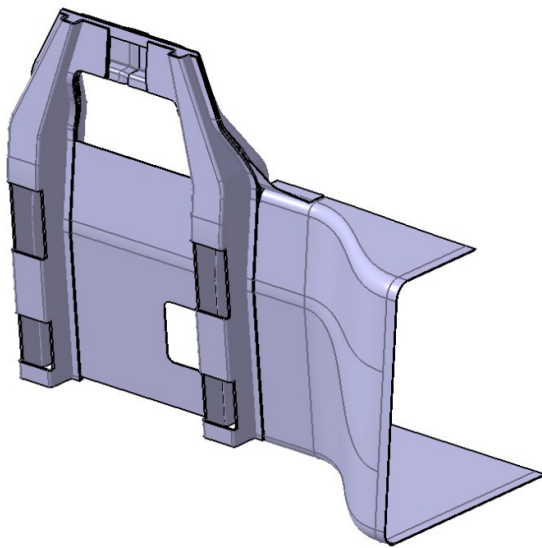


Abbildung 5.21 - Rahmen-Modul für ERA

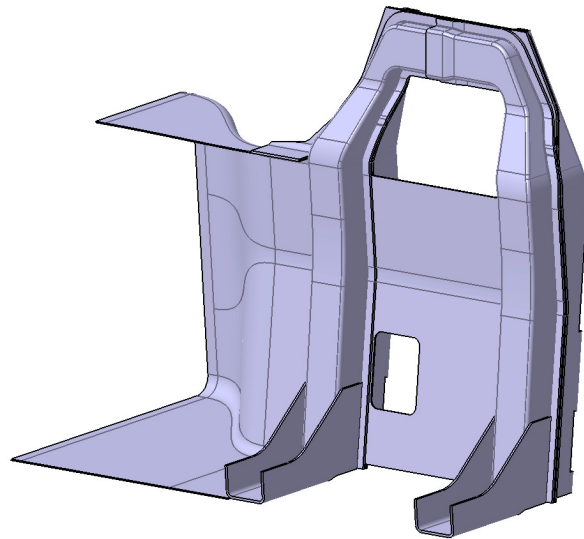


Abbildung 5.22 - Quertäger

Zur Aufnahme aller auftretenden Kräfte in Querrichtung dienen Querträger. Diese Aufgabe übernehmen U-Profile, die unter dem Motor vorbeilaufen und mit den inneren Schalen verschweißt werden. So sind beide Seiten steif miteinander verbunden. In Längsrichtung können ähnliche Profile zwischen den Quertägern die Steifigkeit in Längsrichtung erhöhen. Die Lager des oberen und unteren Querlenkers werden mit Schrauben an den Schalen befestigt. Damit die Querlenker beim Ein- und Ausfedern nicht mit dem Schalenrand kollidieren, sind die äußeren Schalen rund um die Lagerstellen freigeschnitten. Die Verschraubungspunkte sind in CATIA bisher nur mit Zylinder angedeutet.

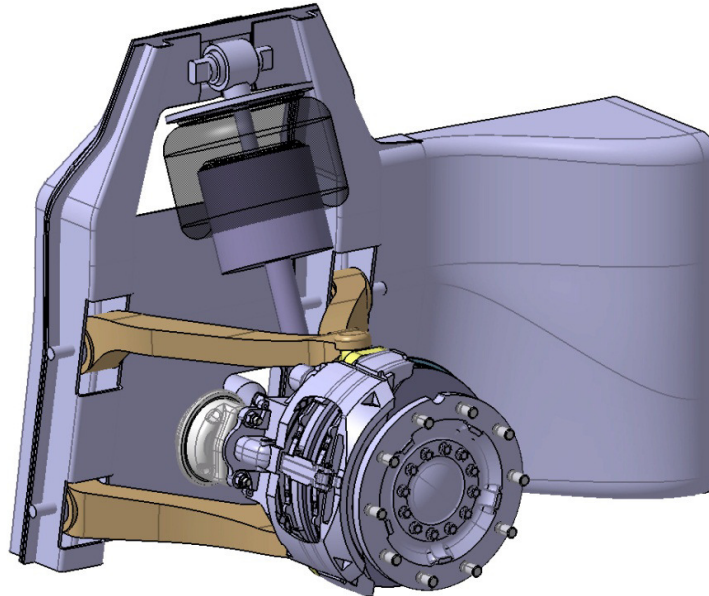


Abbildung 5.23 - Rahmen-Modul mit ERA

Die Lagerung der Luftfeder erfolgt ebenfalls an den eigens dafür konstruierten Schalen. Die Laschen der beiden äußeren Schalen sind so gestaltet, dass sie mit den Befestigungspratzen der Lagerung mitverschraubt werden können. In den Freiraum der inneren Schalen werden Distanzhülsen gespannt. So ist es möglich alle Blechschichten in diesem Bereich miteinander zu verschrauben.

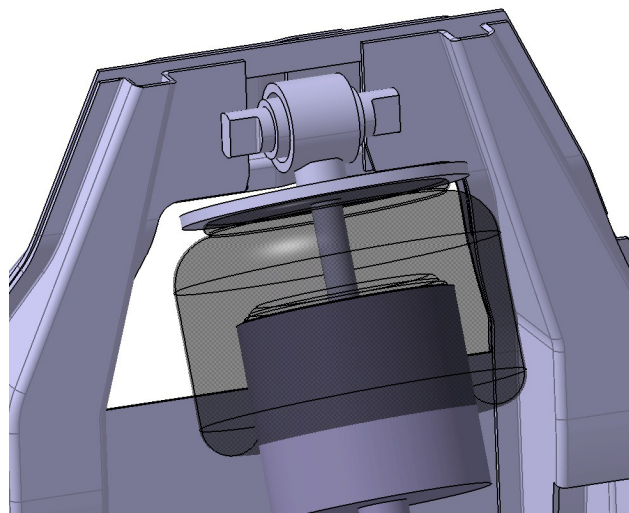


Abbildung 5.24 - Obere Lagerung des Federbeins

Somit sind alle wichtigen Bauteile für die Doppelquerlenker-Variante mit Kugelgelenken konstruiert. Eine weitere Optimierung wird im Zuge der FE-Berechnung erfolgen.

5.2 Doppelquerlenker Bauart mit Achsschenkelträger

5.2.1 Erstellen einer Kinematik

Zu Beginn erfolgt wieder eine kinematische Vorauslegung anhand von 2D Skizzen in Grund- und Aufriss.

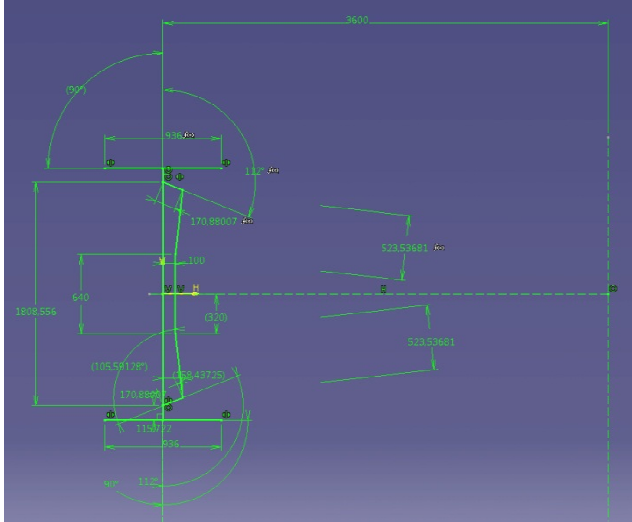


Abbildung 5.25 - Einstellen des Lenktrapezes

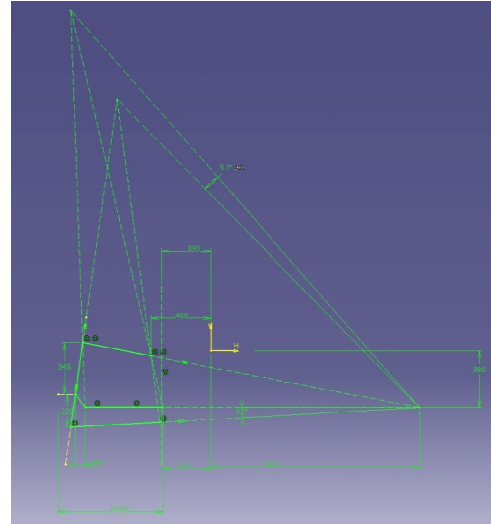


Abbildung 5.26 - Skizze des Aufrisses

Dabei wird erneut darauf geachtet, dass die Ackermannbedingung in 2D über einen großen Bereich des Lenkwinkels so gut wie möglich erfüllt ist. Anschließend werden die Punkte in den 3D Raum projiziert. Wieder sind kleine Anpassungen notwendig, damit es zu keinem Verspannen beim Ein-Ausfedern in eingeschlagenem Zustand kommt.

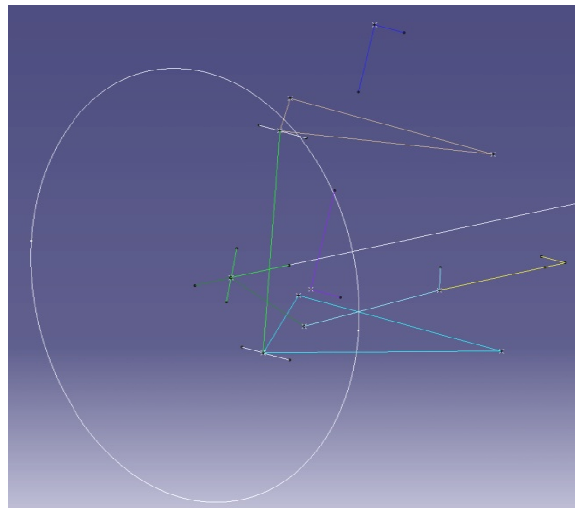


Abbildung 5.27 - Masterskelett für die Bauart Achsschenkelträger

5.2.2 Konstruktion der Radaufhängungskomponenten

5.2.2.1 Achsschenkelträger

Der große Unterschied bei dieser Variante im Vergleich zur Kugelbauart besteht darin, dass die beiden Lagerstellen des oberen und unteren Querlenkers nicht mehr auf der Lenkachse liegen. Die Lage der beiden Punkte ist daher vollkommen frei wählbar, was mehr Freiheit bei der Kinematikauslegung ermöglicht. Die Verbindung der beiden Querlenker wird hier über einen sogenannten Achsschenkelträger hergestellt. Dieser kann im Idealfall konventionelle Achsschenkel / Radträger aufnehmen, wodurch es möglich ist die Spreizung zu verringern. Die Lenkachse liegt hierbei axial zum Achsschenkelträgerbolzen und kann sehr kurz ausgeführt werden.

Problematik: Bei der Kugelbauart (siehe Bild unten rechts) erkennt man, dass die auf der Lenkachse liegenden Lager gewisse Einschränkungen mit sich bringen. Das obere Lager hat in der Felge keinen Platz, deshalb sitzt es außerhalb an einer höheren Stelle. Würde man nun eine Spreizung $< 8^\circ$ wählen, erhält man einen zu großen Lenkrollradius.



Abbildung 5.28 - Vergleich Bauart Achsschenkelträger mit Bauart Kugelgelenke [16]

Ein weiterer Vorteil des Achsschenkelträgers ist, dass er beim Ein- bzw. Ausfedern mit geringer Sturzänderung ca. denselben Weg zurücklegt wie das Rad. Dies bedeutet eine Federübersetzung von bis zu 1:1 ist theoretisch erreichbar, wodurch der Einsatz kleinerer Luftfederbälge möglich ist.

Aufgrund von Bauraumuntersuchungen ergab sich vorerst für den Achsschenkel folgende Form. Die obere Lagerstelle befindet sich in x-Richtung etwas vor der Vorderachse und die untere Lagerstelle liegt noch weiter in x-Richtung vor der Achse, damit bei vollem Lenkeinschlag keine Kollision mit der Felge auftritt.

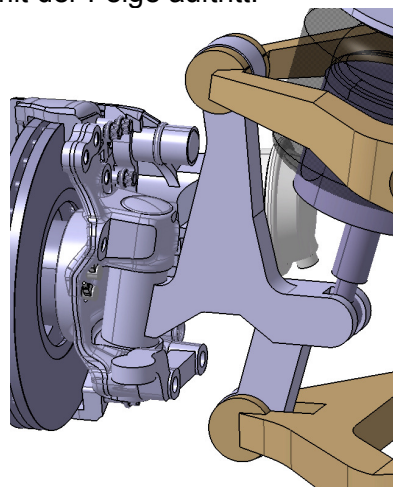


Abbildung 5.29 - Erstes Modell des Achsschenkelträgers

5.2.2.2 Radträger

Da einer der eben genannten Systemvorteile die Möglichkeit ist, konventionelle Radträger zu verwenden, wird ein Standard-Radkopf verbaut. Die Kinematikanalyse zeigt, dass die gesamte Bremse nach vorne gedreht werden muss, damit der Bremszylinder nicht mit dem Achsschenkelträger kollidiert. Dadurch ergibt sich eine Verdrehung der Verschraubungspunkte. Dies soll bei der Untersuchung aber zunächst keine Rolle spielen.

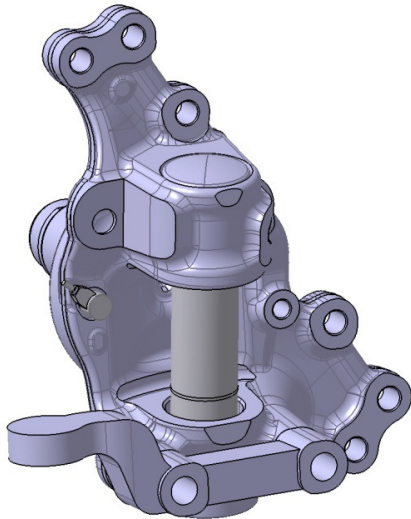


Abbildung 5.30 - Standard-Radkopf

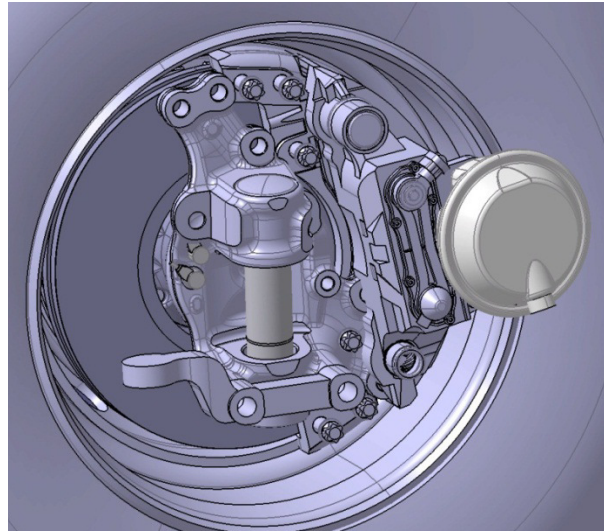


Abbildung 5.31 - Verdrehung der Bremse um 20°

5.2.3 Auslegung Luffederdurchmesser

Bei der Variante Achsschenkelträger kann bei Verwendung eines Federbeins, unter Berücksichtigung der Kinematik, eine maximale Übersetzung von 0,89 erreicht werden. Mit der Übersetzung kann erneut die resultierende Kraft auf die Luffeder berechnet werden, um damit den benötigten Durchmesser des Federbalgs zu ermitteln:

Anteilige Aufbaumasse an der Vorderachse: $m_{VA} = 7500 \text{ kg}$
 Schätzung ungefederte Massen: ca. 200 kg pro Seite $\rightarrow m_U \approx 400 \text{ kg}$

Radaufstandskraft F_R :

$$F_R = \frac{m_{VA} - m_U}{2} * g = \frac{7500 - 400}{2} * 9,81 = 34,8 \text{ kN} \quad (5.15)$$

Kraft auf die Luffeder F_F :

$$F_F = \frac{F_R}{i} = \frac{34,8}{0,89} = 39,1 \text{ kN} \quad (5.16)$$

Ein Verhältnis von 1:1 ist in diesem Fall deshalb nicht möglich, da beim Einfedern ein Sturz von $\gamma = 1,5^\circ$ gewünscht ist, damit sich das Rad bei Kurvenfahrt besser auf der Straße abstützen kann. Der Sturzverlauf hat zur Folge, dass sich der Achsschenkelträger beim Federvorgang ebenfalls um den Sturzwinkel dreht. Je länger der Abstand L von der Radmittelebene zur unteren Lagerung der Luffeder ist, desto mehr reduziert die Verdrehung den Federweg.

Der Zusammenhang zwischen dem Sturzwinkel γ und der Höhe h , die den Federweg reduziert, lautet:

$$h = L * \sin \gamma \quad (5.17)$$

Durch eine Schrägstellung des Federbeins reduziert sich grundsätzlich die realisierbare Übersetzung. Bei einer senkrechten Einbaulage wäre der Abstand L allerdings sehr groß, da man die Luftfeder dann relativ weit innen positionieren müsste, damit der Federbalg zwischen den beiden Armen des oberen Querlenkers Platz findet. Für eine optimale Übersetzung muss also ein Kompromiss gefunden werden, bei dem die Luftfeder möglichst steil gestellt werden kann und L möglichst klein ist.

Der Federweg Δl wird in Abhängigkeit von seiner aktuellen Neigung zur Horizontalen α um den Betrag Δl reduziert:

$$\Delta l = \frac{h}{\sin \alpha} \quad (5.18)$$

Die obere Lagerstelle der Luftfeder ist so gewählt, dass das Federbein dennoch so senkrecht wie möglich eingebaut werden kann, jedoch nicht mit dem oberen QL kollidiert und es beim Radeinschlag nicht zu einer Kollision zwischen Luftfederbalg und dem Zylinder der Bremse kommt. Außerdem soll die Lagerung so tief wie möglich liegen, damit das Biegemoment auf den Rahmen bei dieser Variante deutlich geringer ausfällt, als bei der Variante mit Kugelgelenken.

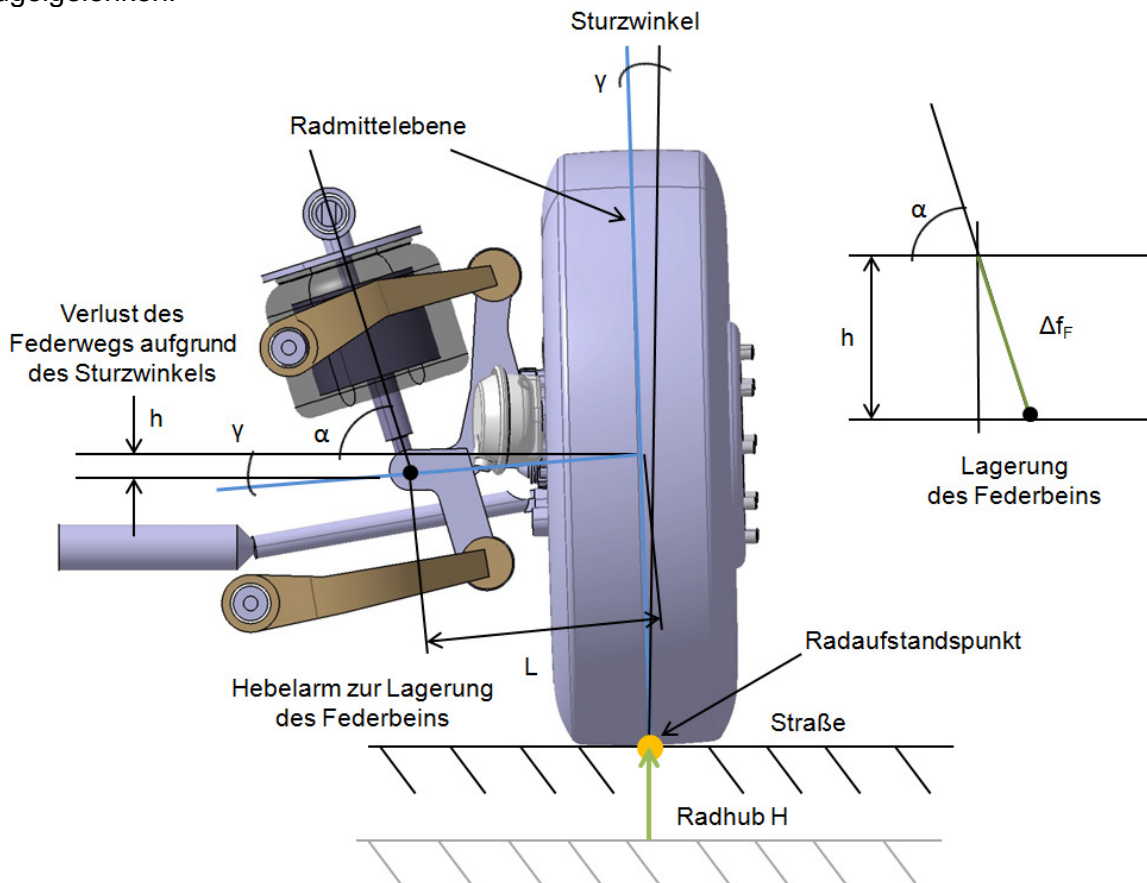
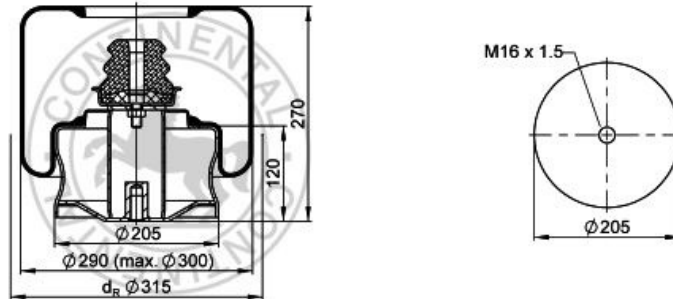


Abbildung 5.32 - Zusammenhang zwischen Sturz und Verlust des Federweges

Aus dem Online Katalog von Continental [29] wird wieder eine Luftfeder gewählt, die für die Belastung geeignet ist. Aufgrund der besseren Übersetzung ist die Kraft im Federbein geringer als bei der Bauart mit den Kugelgelenken. Deshalb ist der Durchmesser der hier gewählten Luftfeder mit 315mm etwas geringer:



	6,5 kg	
	M16x1,5: max. 100 Nm	
OE		
Hersteller	OE-Teilenummer	Modell
EvoBus	A 628 320 10 25	Citaro
EvoBus	A 628 320 10 25	Setra HDH 415 / 416

Abbildung 5.33 - Gewählte Luftfeder: 946 N P03 [29]

Diese Luftfeder besitzt zwar keine Platte am oberen Anschluss, aber diese kann bei Bedarf extra gefertigt und montiert werden.

5.2.4 Dämpferauslegung

Die Auslegung des Dämpfers erfolgt analog zum Vorgehen bei der Kugelbauart. Deswegen wird hier nicht noch einmal so genau darauf eingegangen.

Frequenz der Vorderachse: $f_A = 1,2$

Anteilige Aufbaumasse an der Vorderachse: $m_{VA} = 7500\text{kg}$

Ungefederte Masse: $m_U \approx 400\text{kg}$

$$f_A = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{c_A}{m_{VA}}} = 1,2 \quad (5.19)$$

Die benötigte Federsteifigkeit der Federn pro Achse beträgt dann:

$$c_A = m_A(2\pi f_A)^2 = (7500 - 400) * (2\pi * 1,2)^2 = 403627 \text{ N/m} \quad (5.20)$$

Für die weitere Berechnung wird wieder eine Federsteifigkeit $c_A = 405000 \text{ N/m}$ angenommen. Das ergibt eine Federsteifigkeit pro Feder von 202500 N/m . In der Excel-Berechnung weicht die Übersetzung etwas vom vorhandenen Wert ab, da dort die Übersetzung über die

Hebelarme der Feder und des Rades eingestellt wird. Die dort eingetragenen Werte entsprechen nicht den tatsächlichen Hebelarmen. Die beiden Werte dienen lediglich zum Einstellen der Übersetzung i.

Massen		beladen		
Achslast	7 500	kg		
ungefederte Masse	400	kg		5,33 %
gefederte Masse	7 100	kg		pro Achse
	3 550	kg		pro Seite
Steifigkeit Feder		beladen		
Federsteifigkeit	202 500	N/m		einer Feder
Anzahl Federn	2	-		pro Achse
Hebelarm Feder	1	mm		
Hebelarm Rad	1,1	mm		
Übersetzung	,9 091			Feder zu Achse
Federsteifigkeit auf Rad bezogen	334 711	N/m		pro Achse
	167 355	N/m		pro Seite

Abbildung 5.34 - Berechnung der Federsteifigkeit auf das Rad bezogen [30]

Das Ergebnis der benötigten Dämpferkraft zeigt die folgende Abbildung.

Dämpfung		beladen		
Lehr'sche Dämpfung	0,2000	-		pro Achse
mittlere Dämpfung auf Rad bezogen	19 500	Ns/m		pro Achse
	9 750	Ns/m		pro Seite
Stoßdämpfer				
Anzahl der Dämpfer	2			pro Achse
Hebelarm Dämpfer	1,0	mm		
Hebelarm Rad	1,1	mm		
Übersetzung	0,9090909			Dämpfer zu Achse
Verhältnis Zug/Druck	7	-		
Dämpfung Zug	20 645	Ns/m		pro Dämpfer
Dämpfung Druck	2 949	Ns/m		pro Dämpfer
bei einer Geschwindigkeit von	0,52	m/s		ergibt sich eine
Dämpfungskraft Zug	10 735	N		pro Dämpfer
Dämpfungskraft Druck	1 534	N		pro Dämpfer

Abbildung 5.35 - Berechnung der Dämpferkraft Zug - Druck [30]

Der gewählte Dämpfer muss also mindestens für eine Zug-Dämpfungskraft von 10735 N und eine Druck-Dämpfungskraft von 1534 N geeignet sein. Da der N36 Dämpfer von Mannesmann-Sachs in der Zugstufe ein Belastungslimit von 9000 N aufweist und der N45 Dämpfer für die vorliegende Belastung etwas überdimensioniert ist, wird ein N-Dämpfer von ZF gewählt. Bei diesem Hersteller ist der N36-Dämpfer für maximal 11000 N geeignet.

Fahrzeugkategorie	Transporter			Leichte Lkw		Schwere Lkw und Busse	
Dämpfergrößen	S27	S30	N30	N36	N45	N50	
Zug [N]	3.500	4.500	6.000	11.000	16.000	20.000	
Druck [N]	1.500	1.200	1.800	3.500	6.000	10.000	

Maximal zulässige Nenndämpfungskraft bei einer Kolbengeschwindigkeit von 0,52 m/s

Abbildung 5.36 - Belastungslimits der N-Dämpfer von ZF [10]

Die Integration des Dämpfers in die Luftfeder führt zu sogenannten Luftfeder-Dämpfer-Modulen (LDM). Solche Module sind für die Konzepte beider Einzelradaufhängungsvarianten bestens geeignet.

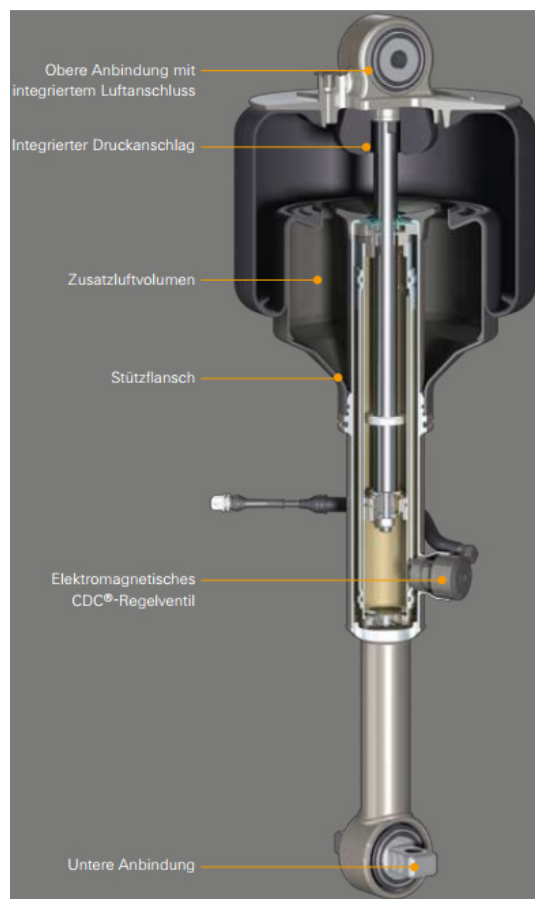


Abbildung 5.37 - ZF - Luftfeder-Dämpfer-Modul [10]

5.2.5 Bauraumuntersuchungen

Wie bei der Variante Kugelbauart, erfolgte die Konstruktion aller Bauteile iterativ, unter ständiger Beobachtung der Bauraumsituation.

Die oberen und unteren Querlenker wurden entsprechend gekröpft, sodass beim Radeinschlag keine Kollisionen auftreten.

Federweg: 0mm (neutrale Lage)

Radeinschlag: 48° kurveninnen

Radeinschlag: 33° kurvenaußen

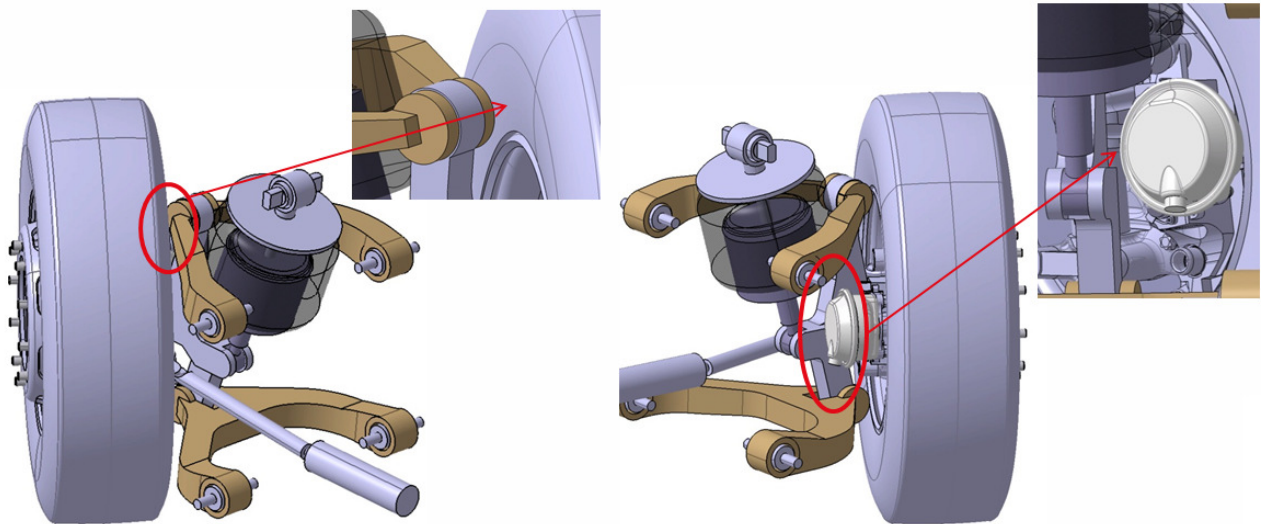


Abbildung 5.38 - Kritische Stellen bei neutraler Lage

Federweg: 85mm (voll eingefedert)

Radeinschlag: 48° kurveninnen

Radeinschlag: 33° kurvenaußen

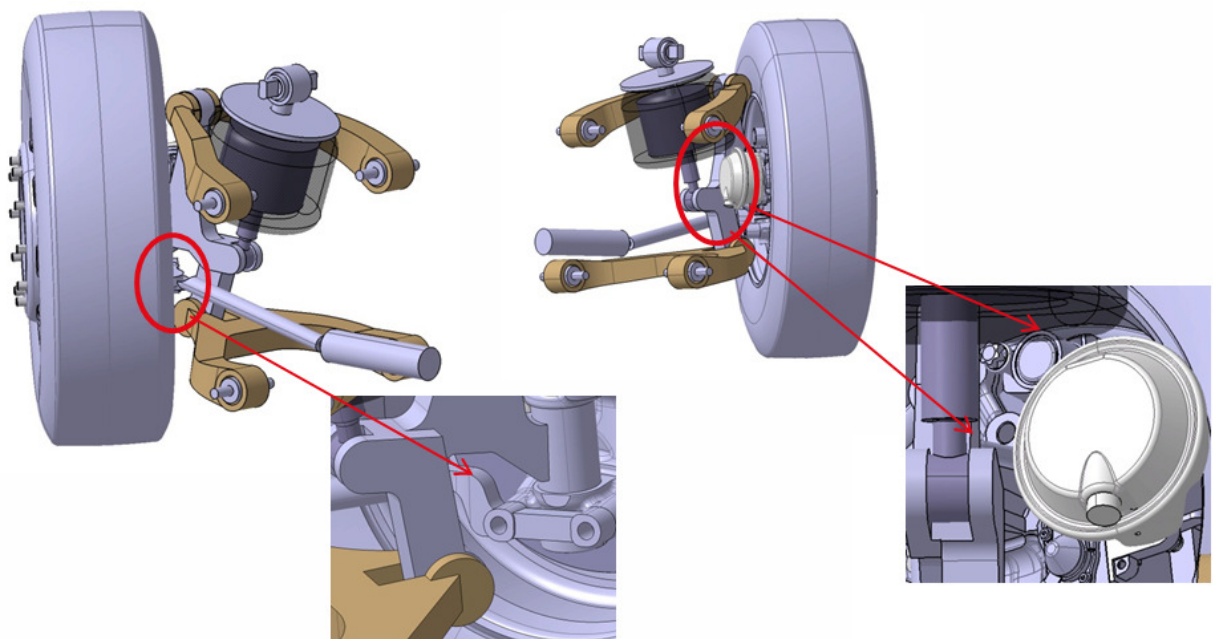


Abbildung 5.39 - Kritische Stellen bei voll eingefedertem Rad

Federweg: -120mm (voll ausgefedert)

Radeinschlag: 48° kurveninnen

Radeinschlag: 33° kurvenaußen

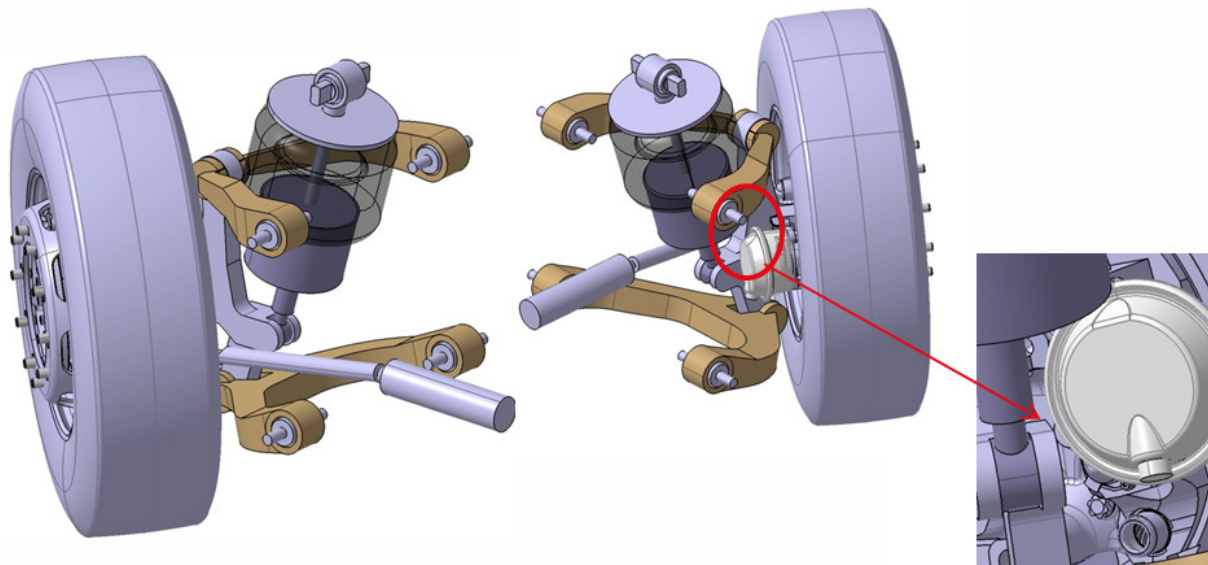


Abbildung 5.40 - Kritische Stellen bei voll ausgefedertem Rad

Zusätzlich wurde auch die Möglichkeit untersucht, einen separaten Dämpfer in der Radaufhängung zu platzieren. Dies hätte Packagevorteile, da man Feder und Dämpfer dann unabhängig voneinander positionieren könnte. Allerdings ist dies aufgrund des enormen Platzbedarfs der Luftfeder, des Bremszylinders und der Spurstange im dynamischen Zustand nicht möglich, ohne die Übersetzung der Luftfeder zu verschlechtern. Beim Dämpfer wäre, bei einer separaten Positionierung, auch nur eine Übersetzung von maximal $i = 0,7$ realisierbar. Den Dämpfer in das Federbein zu integrieren, hat den großen Vorteil, dass der Dämpfer ebenfalls mit einer Übersetzung von 0,89 betrieben werden kann. Daraus resultieren niedrigere Dämpferkräfte und somit ein kleineres Dämpfermodell.

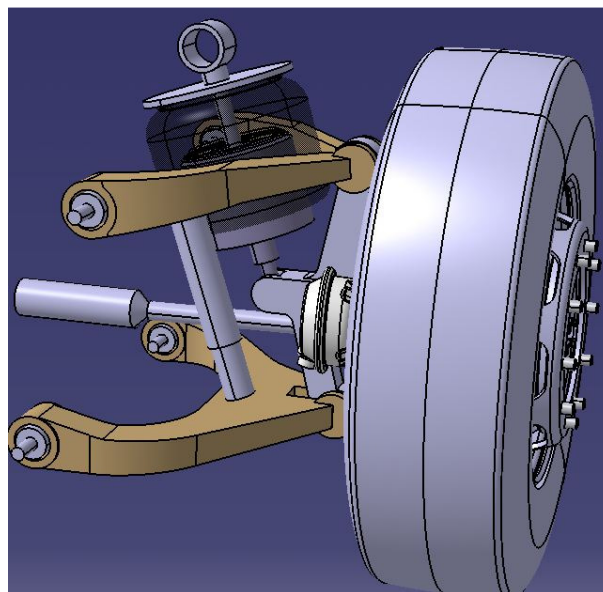


Abbildung 5.41 - Untersuchung mit separatem Dämpfer

5.2.6 Konstruktion des Rahmen-Moduls

Für diese Radaufhängung muss ebenfalls ein geeigneter Rahmen konstruiert werden. Die auftretenden Lagerkräfte sind hier nicht so hoch wie bei der Kugelbauart, weil der Abstand der Querlenker zueinander größer ist, die obere Lagerstelle der Luftfeder um einiges tiefer liegt und die Feder-/Kraftübersetzung besser ist. Dennoch sind die wirkenden Kräfte aufgrund der hohen Achslast beim LKW sehr groß, sodass es auch bei dieser Variante von großer Bedeutung ist eine steife Lagerungsmöglichkeit zu verwirklichen.

Die Idee des Rahmens für die Kugelbauart wird deshalb grundsätzlich wieder aufgegriffen. Allerdings ist durch den Achsschenkelträger der horizontale Platzbedarf bei dieser Bauart etwas höher. Die Länge der Querlenker darf aber nicht zu klein sein, da sonst die Spurweitenänderung und andere kinematische Eigenschaften verschlechtert werden würden. Als Konsequenz daraus liegen die rahmenfesten Lager der Querlenker viel näher am Motor als bei der Kugelbauart. Der Platzmangel auf der Innenseite des Rahmens fordert eine Alternativlösung. Außerdem soll die bisher nicht ideale Rahmeneinbindung in die Hutprofile ohnehin verbessert werden.

Das 3 mm starke Rahmenblech wird zur Kontur des Motors gezogen und an den Lagerstellen freigeschnitten. Für die Spurstange gibt es ebenfalls eine großzügige Ausnehmung. Außerdem hat das Blech im Bereich der Luftfeder eine eingedellte Stelle für den Federbalg. Man könnte diese Stelle jedoch ebenso ausschneiden und zum Schutz vor Verschmutzungen ein Kunststoffteil anbringen. An der Außenseite des Rahmens werden Hutprofile aufgeschweißt. Die beiden Schalen sind miteinander verschweißt und bilden zusammen ein aufgestelltes U. Für die Lagerungen sind auch an den Hutprofilen Freischnitte vorgesehen.

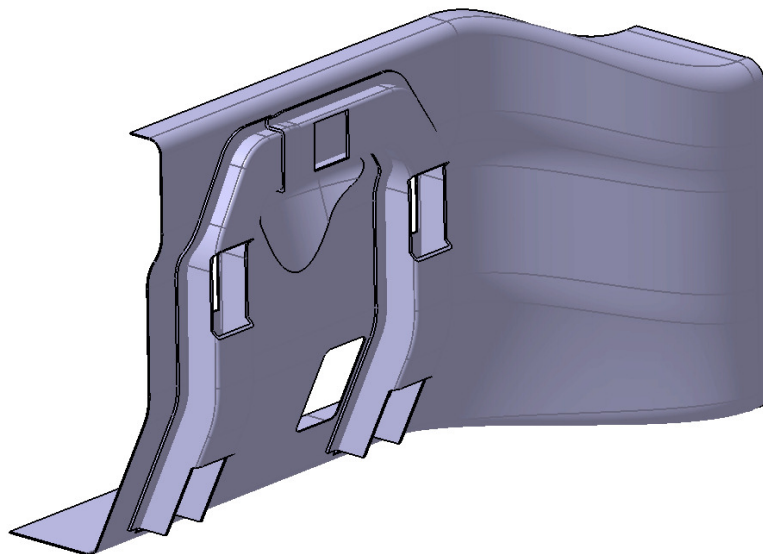


Abbildung 5.42 - Rahmen für die Variante mit Achsschenkelträger

Auf der Innenseite des Rahmens ist wegen dem Motor nicht mehr viel Platz. Querträger die unter dem Motor verlaufen, sollen die Kräfte in Längsrichtung aufnehmen. Zwei symmetrisch um die Lagerstellen befindliche L-Profile, die sich der Kontur des Rahmens anpassen, sollen das Blech zusätzlich versteifen. Die Querträger sind dabei so in den Rahmen integriert, dass sie mit den Lagern des unteren Querlenkers verschraubt werden können.

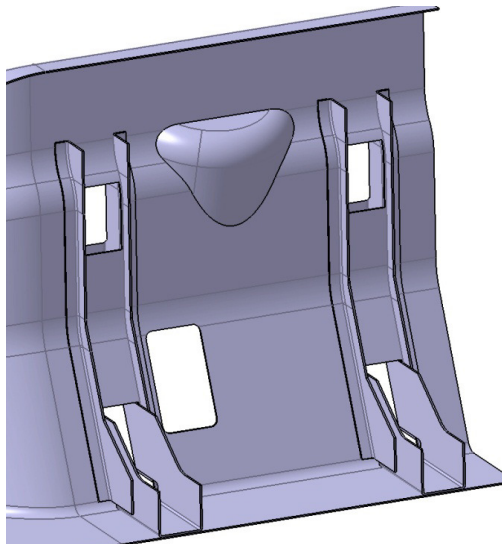


Abbildung 5.43 - L-Profile an der Innenseite des Rahmens

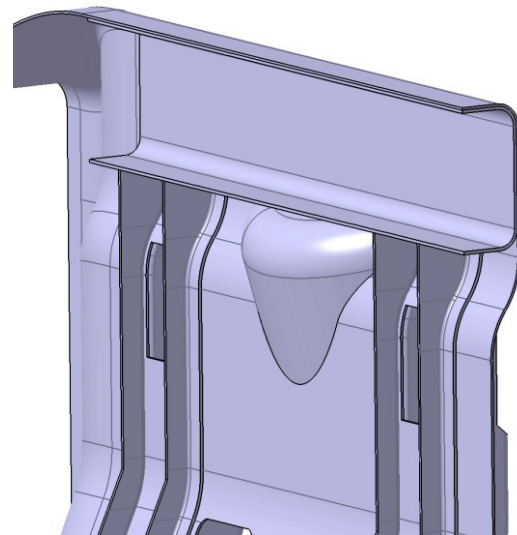


Abbildung 5.44 - Längsträger an der Innenseite des Rahmens

Auf der Höhe der oberen Luftfederlagerung, wird in die Innenkontur des Rahmenblechs zur Versteifung ein weiteres Profil geschweißt, das sich auf die vier L-Profile abstützen kann. Dem von der Luftfeder eingeleiteten Biegemoment M_b soll so, möglichst viel Widerstand entgegenwirken.

Wie bei der Kugelbauartvariante werden die rahmenfesten Lager der Querlenker mit den Hutprofilen verschraubt. Die obere Lagerung des Federbeins erfolgt auch hier mit Befestigungspratzen. Dabei wird über Distanzhülsen der innenliegende Längsträger mit verschraubt. Dies soll für zusätzliche Stabilität sorgen.

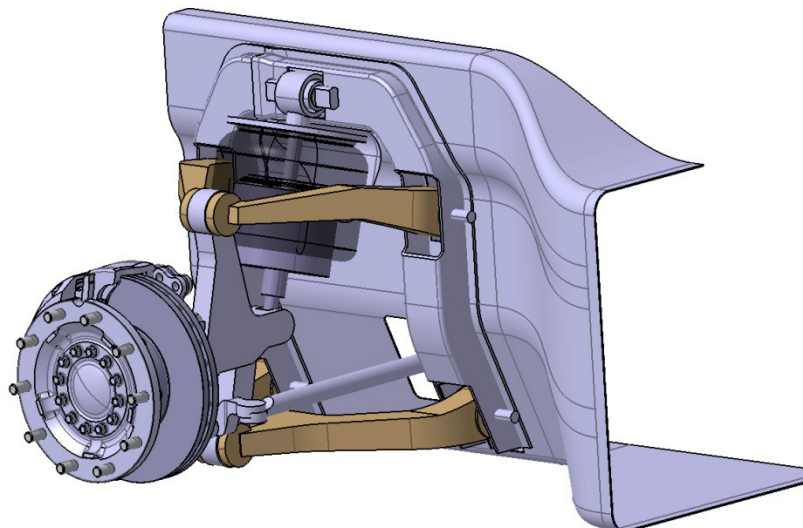


Abbildung 5.45 - Rahmen mit Radaufhängung

5.3 Zusammenfassung der Konzepterstellung

Die ersten wichtigen Schritte bei der Konzepterstellung beider Varianten sind somit abgeschlossen. Dabei ist zu beachten, dass jegliche Bauteildimensionen zu diesem Zeitpunkt nur abgeschätzt wurden. Weil die Aufgabenstellung relativ viele Gestaltungsmöglichkeiten offen lässt, war es wichtig alle plausiblen Ideen in der Kinematik auszuprobieren und anschließend auszuschneiden oder aufzugreifen und weiter zu verbessern. Der Iterationsprozess ist damit jedoch noch nicht abgeschlossen. Anhand der kommenden Finite-Elemente Analyse wird man erkennen, wie sich die Fahrwerkskomponenten und vor allem das jeweilige Rahmen-Modul bei verschiedenen Lastfällen verhalten.

Im Zuge dieser Analyse ist dann ein erneuter iterativer Verbesserungsprozess notwendig, bis man schließlich Bauteilgeometrien erhält, die für die vorhandenen Belastungen entsprechend dimensioniert sind. Dabei muss man zusätzlich ständig die Bauraumsituation mit Hilfe der Kinematik-Simulation überprüfen.

Da im Nutzfahrzeugbereich relativ hohe Kräfte auftreten, werden die benötigten Kugelgelenke und Molekularlager ziemlich groß sein. Da die Größe aller eingezeichneten Lager ebenfalls nur abgeschätzt wurde, kann es passieren, dass der vorgesehene Raum für die tatsächlich benötigten Lager nicht ausreicht. Dies könnte unter Umständen ein Verschieben der Kinematikpunkte erforderlich machen. Um die Größe der Lager ungefähr abschätzen zu können, ist es notwendig zu wissen, wie groß die Kräfte in allen vorhandenen Lagerstellen sind. Dazu werden im nächsten Punkt für einige typische Lastfälle die auftretenden Kräfte berechnet.

6 Lastfälle

Für die Bestimmung der Lagerkräfte werden einige Lastfälle berechnet. Da die Berechnung mit der Hand durchgeführt wird und einige Lastfälle zu berechnen sind, wurden einige Vereinfachungen getroffen, um den Rechenaufwand in Grenzen zu halten.

Vereinfachungen

- Oberer und Unterer Querlenker liegen horizontal in y-Richtung
- Radträger und Achsschenkelträger liegen senkrecht in z-Richtung
- Radträgerbefestigung liegt exakt in der Radmittelebene
- Steifigkeit unendlich groß $EA \rightarrow \infty$, keine Deformation
- Die rahmenfesten Lagerstellen der Querlenker A_1 , A_2 und B_1 , B_2 liegen symmetrisch zur Vorderachse
- Die Gelenkpunkte C & D liegen exakt übereinander
- Lenkachse liegt senkrecht in z-Richtung
- Spurstangenhebel verläuft auf der Höhe der Vorderachse in einer Ebene die parallel zur xy-Ebene liegt (keine Neigung zur Horizontalen)
- Reifenlatsch idealisiert durch Radaufstandspunkt
- Ein- und Ausfedern der Radaufhängung wird nicht berücksichtigt d.h. alle Kräfte greifen immer bei Federweg = 0 mm an

Beschreibung der Lastfälle

- **Lastfall 1 - Statisch:**
Dieser Lastfall stellt eine statische Situation dar, z.B. Parken oder Stehen an der Ampel. Durch die Masse, die auf die Vorderachse wirkt (7,5 t), wirkt aufgrund der Erdbeschleunigung (g) eine Kraft auf die gesamte Radaufhängung. Da für die Betrachtung nur eine Fahrzeughälfte betrachtet wird, muss für die Berechnung die halbe Masse eingesetzt werden. Die Kraft wirkt dabei in positive z-Richtung und greift im Radaufstandspunkt an.
- **Lastfall 2 - Stoß von unten (Schlagloch)**
Die Berechnung ist im Prinzip gleich wie beim Lastfall Statisch. Allerdings wirkt hier nun die 3-fache Erdbeschleunigung (3g). Der Lastfall soll das Durchfahren eines Schlaglochs abbilden.
- **Lastfall 3 - Stoß von vorne**
Bei diesem Fall wirkt in x-Richtung (positive x-Koordinate zeigt zum Fahrzeugheck), auf der Höhe der Vorderachse, eine Kraft F mit der 2-fachen Erdbeschleunigung (2g). Das soll den Fall, dass der Reifen frontal mit einem Hindernis kollidiert, darstellen. Zusätzlich wirkt auch noch die statische Radaufstandskraft. Die Kräfte des ersten Lastfalls müssen daher mit den Kräften dieses Lastfalls überlagert werden.
- **Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn**
Eine Kraft wirkt in positiver y-Richtung mit 1g und greift genau am unteren Rand der Felge an. So wird eine Streifkollision mit etwaigen Gegenständen simuliert. Auch hier sind die Kräfte des Lastfalls statisch zu berücksichtigen.
- **Lastfall 5 - Bremsen**
Bei diesem Lastfall wirkt eine Verzögerung von 0,8g. Durch das Bremsen entsteht ein Moment um die y-Achse welches die Radaufstandskraft auf der Vorderachse um einen Betrag ΔF erhöht und auf der Hinterachse um denselben Betrag verringert. Gleichzeitig wirkt die Bremskraft auf der Straße im Radaufstandspunkt in x-Richtung. Für die Berechnung der resultierenden Lagerkräfte dieser Lastfälle ist es also

notwendig, die Kräfte, die aufgrund der dynamischen Radaufstandskraft entstehen, mit den Lagerkräften, die durch die Bremskraft erzeugt werden, zu überlagern.

- **Lastfall 6 - Kurvenfahrt**

Bei der Kurvenfahrt soll das kurvenäußere Rad das gesamte Gewicht der Vorderachse aufnehmen. Hier müssen erneut 2 Kräfte überlagert werden, um die resultierenden Lagerkräfte zu erhalten. Diesmal müssen dafür die Reaktionskräfte aufgrund der Querkraft, die im Radaufstandspunkt in y-Richtung wirkt, mit den Reaktionskräften der dynamischen Radaufstandskraft vorzeichenrichtig addiert oder subtrahiert werden.

6.1 Bestimmung wichtiger Eingangsgrößen für die Lastfälle

6.1.1 Ermittlung der Schwerpunktlage des Fahrzeugs

Bei der Bestimmung des Schwerpunkts, geht man bei der Bestimmung der Lage in x-Richtung etwas anders vor, als bei der Lage in z-Richtung. Das hat den Grund, dass man für die Berechnung der Lastfälle immer mit einer Belastung der Vorderachse m_{VA} von 7,5 t rechnet. Also wird die Lage des Gesamtschwerpunkts ausgehend von 7,5 t an der Vorderachse durchgeführt, um einen Gesamtschwerpunkt zu erhalten, bei dem die geforderten 7,5 t an der Vorderachse wirken.

Bei der Bestimmung der Höhe des Gesamtschwerpunkts benutzt man die Schwerpunktlage des Fahrzeugs und die der Last in z-Richtung, um die Höhe z_S des Gesamtschwerpunktes zu berechnen.

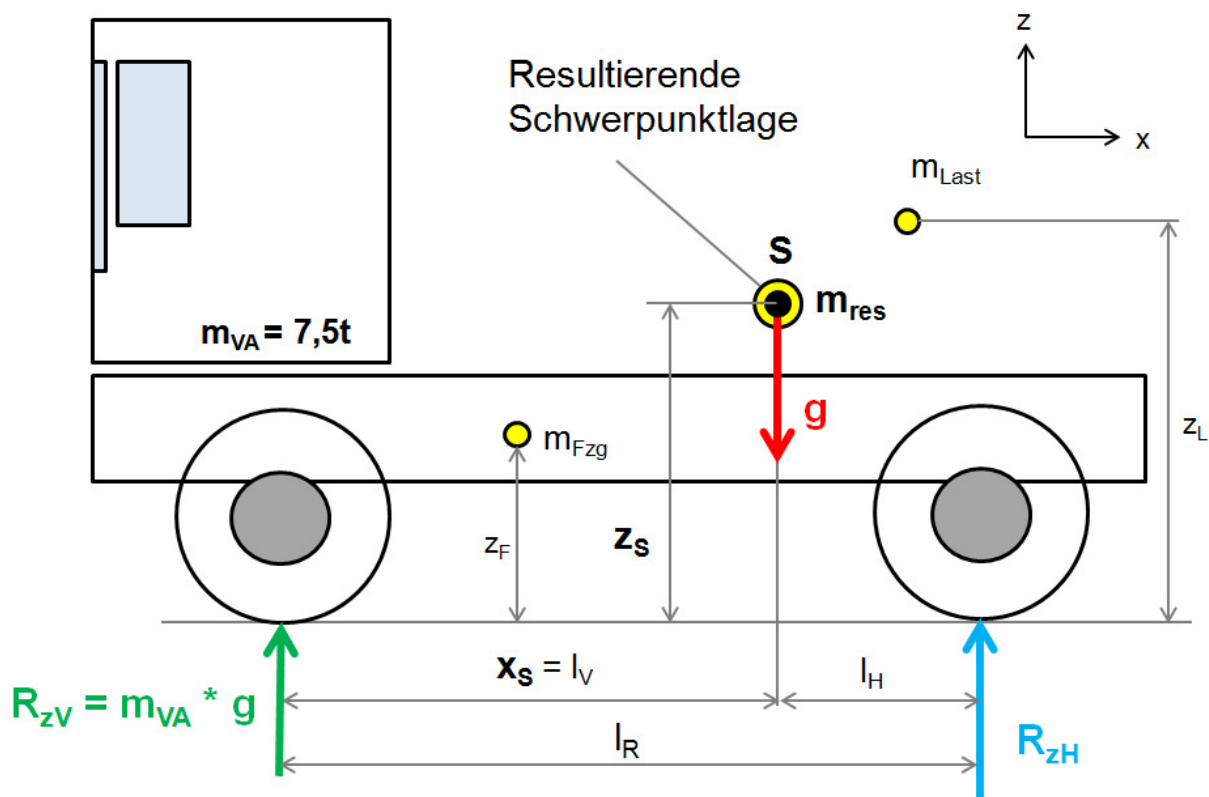


Abbildung 6.1 - Bestimmung des Fahrzeug-Schwerpunkts

Bestimmung Gesamtschwerpunkt in x-Richtung:

Mit: $R_{zV} = m_{VA} * g$ (6.1)

$$\sum M_H = 0: \quad m_{res} * g * (l_R - l_V) - R_{zV} * l_R = 0 \quad (6.2)$$

$$\rightarrow l_V = l_R - \frac{m_{VA} * l_R}{m_{res}} \quad (6.3)$$

und den Massen:

$m_{VA} = 7500 \text{ kg}$, $m_{Fzg} = 7100 \text{ kg}$, $m_{Last} = 10500 \text{ kg}$ und dem Radstand $l_R = 3,6 \text{ m}$

$$m_{res} = \sum_i m_i \quad (6.4)$$

$$m_{res} = m_{Fzg} + m_{Last} = 7100 + 10500 = 17600 \text{ kg} \quad (6.5)$$

x-Abstand VA - S: $x_S = l_V = 3,6 - \frac{7500 * 3,6}{17600} = 2,06 \text{ m}$ (6.6)

Bestimmung Gesamtschwerpunkt in z-Richtung:

Die z-Abstände des Fahrzeugschwerpunkts z_F und des Sattelauflegers z_L zum Boden sind bekannt: $z_F = 0,93 \text{ m}$, $z_L = 2 \text{ m}$. Die Werte stammen dabei von einem durchschnittlichen Sattelzugfahrzeug.

Mit: $z_S = \frac{1}{m_{res}} \sum_i m_i z_i$ (6.7)

$$z_S = \frac{1}{m_{res}} (m_{Fzg} * z_F + m_{Last} * z_L) \quad (6.8)$$

z-Abstand Boden-S: $z_S = \frac{1}{17600} (7100 * 0,93 + 10500 * 2) = 1,568 \text{ m}$ (6.9)

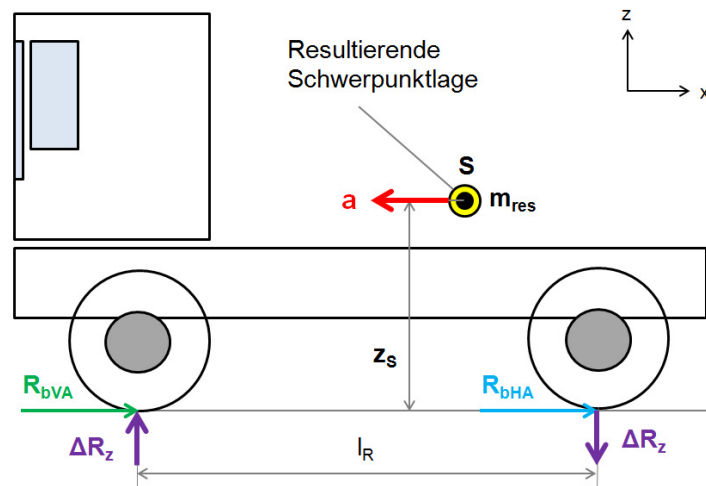
6.1.2 Änderung der Radaufstandskraft ΔR_z

Beim Verzögern verlagert sich, infolge der Bremskraft, das Gewicht in Richtung der Vorderachse, sodass die Radaufstandskraft R_z vorne um einen Betrag ΔR_z erhöht und hinten, um den gleichen Betrag, verringert wird. Da in Lastfall 5 die Belastung auf die Radaufhängung bei einer starken Abbremsung berechnet werden soll, ist es notwendig diese Änderung der Radaufstandskraft zu ermitteln. Als Verzögerung wird dabei $a = 0,8g$ angenommen. Die Bremskraft R_b greift im Radaufstandspunkt des Vorder- und Hinterrades in x-Richtung an.

$$\sum M_H = 0: \quad m_{res} * a * z_S - \Delta R_z * l_R = 0 \quad (6.10)$$

$$\rightarrow \Delta R_z = m_{res} * a * \frac{z_S}{l_R} \quad (6.11)$$

$$\Delta R_z = 17600 * 0,8 * 9,81 * \frac{1,568}{3,6} = 60174,5 \text{ N} \quad (6.12)$$

Abbildung 6.2 - Änderung der Radaufstandskraft ΔR_z

6.1.3 Ermittlung der Bremskraft an der Vorderachse

Für den Lastfall Bremsen ist es notwendig zu wissen, wie groß die Bremskraft ist, die am Vorderrad wirkt. Dazu geht man von einem Reibungskoeffizienten $\mu = 1$ aus. Das bedeutet, dass die Reifenlängskraft R_b gleich groß ist wie die Reifenvertikalkraft R_z .

$$R_{bVA} = \mu * R_{zbVA} \rightarrow R_{bVA} = R_{zbVA} = R_{zVA} + \Delta R_z \quad (6.13)$$

$$\text{Mit: } R_{zVA} = m_{VA} * g = 7500 * 9,81 = 73575 \text{ N} \quad (6.14)$$

$$R_{bVA} = 73575 + 60174,5 = 133749,5 \text{ N} \quad (6.15)$$

$$\text{Pro Rad: } R_{b_max} = R_{zb} = \frac{R_{bVA}}{2} = \frac{133749,5}{2} = 66874,75 \quad (6.16)$$

An der Vorderachse haben die Reifen des Fahrzeugs die Dimension 315/80 R22,5. Das bedeutet der Reifen ist 315 mm breit und der Reifenquerschnitt q beträgt 252 mm. Die Bezeichnung R22,5 gibt den Radius der Felge in Zoll an. Mit dem statischen Reifenhalmes $r_{stat} = 500 \text{ mm}$ lässt sich das erforderliche Bremsmoment, das die Bremse liefern muss berechnen:

$$M_{b_erf} = R_b * r_{stat} = 66874,75 * 500 = 33437375 \text{ Nmm} \quad (6.17)$$

Das von einer pneumatischen Bremse maximal mögliche Bremsmoment hängt von dem wirksamen Bremsradius, dem Reibbeiwert des Bremsbelages und vom maximalen Systemdruck, durch den die Kraft aufgebracht wird, ab. Ein durchschnittlicher Wert für das maximale Bremsmoment einer pneumatischen Bremse ist 23000000 Nmm. Die maximale Bremskraft im Radaufstandspunkt ist deshalb geringer als vorher berechnet:

$$\text{Pro Rad: } R_b = \frac{M_b}{r_{stat}} = \frac{23000000}{500} = 46000 \text{ N} \quad (6.18)$$

6.1.4 Ermittlung der Radkräfte bei Kurvenfahrt

Für die Kurvenfahrt soll im Extremfall die gesamte Belastung des Fahrzeugs vom kurvenäußeren Rad getragen werden. Es wirkt dabei eine Querkraft Q und die Gewichtskraft G , die beide im Schwerpunkt angreifen. Der Radstand b des Fahrzeugs beträgt 2040 mm. Da lediglich die Kräfte an der Vorderachse interessieren, rechnet man nicht mit der Masse des gesamten Fahrzeugs m_{res} , sondern mit der Masse der Vorderachse $m_{\text{VA}} = 7,5 \text{ t}$.

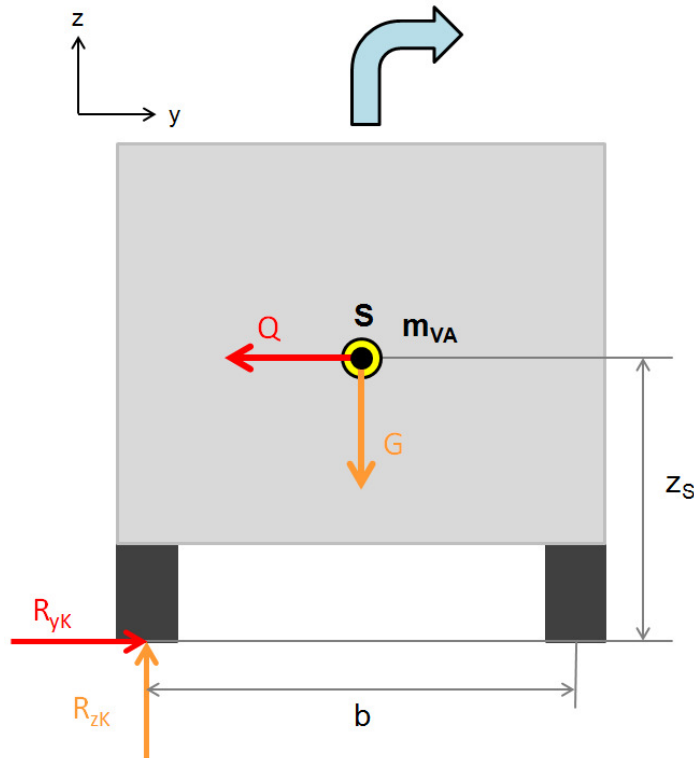


Abbildung 6.3 - Radkräfte bei Kurvenfahrt

$$\text{I) } \sum F_y = 0: \quad R_{yK} - Q = 0 \rightarrow R_{yK} = Q \quad (6.19)$$

$$\text{II) } \sum F_z = 0: \quad R_{zK} - G = 0 \rightarrow R_{zK} = G \quad (6.20)$$

$$\text{III) } \sum M_L = 0: \quad Q * z_S - G * \frac{b}{2} = 0 \quad (6.21)$$

$$\text{Mit:} \quad G = m_{\text{VA}} * g \quad (6.22)$$

$$\text{Aus II) } \quad R_{zK} = G = m_{\text{VA}} * g = 7500 * 9,81 = 73575 \text{ N} \quad (6.23)$$

$$\text{Aus III) } \quad Q = m_{\text{VA}} * g * \frac{b}{2 * z_S} \quad (6.24)$$

$$\text{Aus I) } \quad R_{yK} = Q = m_{\text{VA}} * g * \frac{b}{2 * z_S} = 7500 * 9,81 * \frac{2,04}{2 * 1,568} = 47861,3 \text{ N} \quad (6.25)$$

6.2 Lagerkräfte - Doppelquerlenker mit Kugelgelenken

Vereinfachtes Modell

Zur Berechnung wird das System vereinfacht und freigeschnitten. Die Lagerstellen erhalten dabei folgende Bezeichnungen:

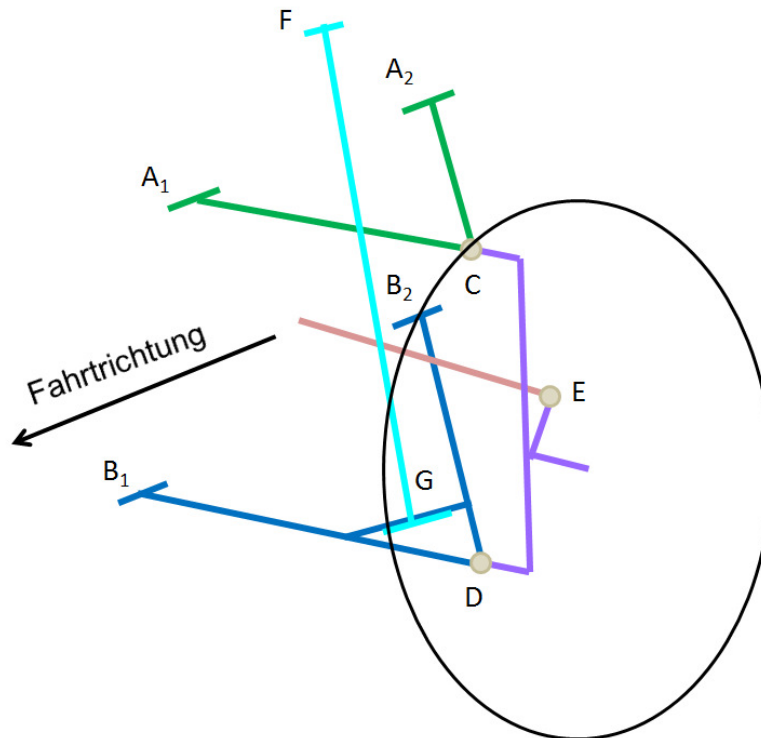


Abbildung 6.4 - Lagerbezeichnung Bauart Kugelgelenke

Für die Berechnung ist es erforderlich, die Abstände der Lagerstellen zueinander und einige Hebelarme zu kennen. Diese Maße können aus dem Masterskelett, mit Berücksichtigung der getroffenen Vereinfachungen, gemessen werden. Dadurch erhält man schließlich folgende Werte für die Variablen der Berechnung:

Tabelle 6.1 - Variablen für Berechnung (KB)

Variable	Wert	Dimension
α	67	[°]
a	0,1	[m]
b	0,2	[m]
c	0,18	[m]
h (= b + c)	0,38	[m]
e	0,426	[m]
f	0,405	[m]
g	0,08	[m]
l	0,3	[m]
r	0,286	[m]
r_{stat}	0,5	[m]
s	0,155	[m]

In den Freischnitten der Lastfälle sind die darin benötigten Hebelarme der Tabelle eingezeichnet.

6.2.1 Lastfall 1 - Statische Kräfte

6.2.1.1 Freischnitt

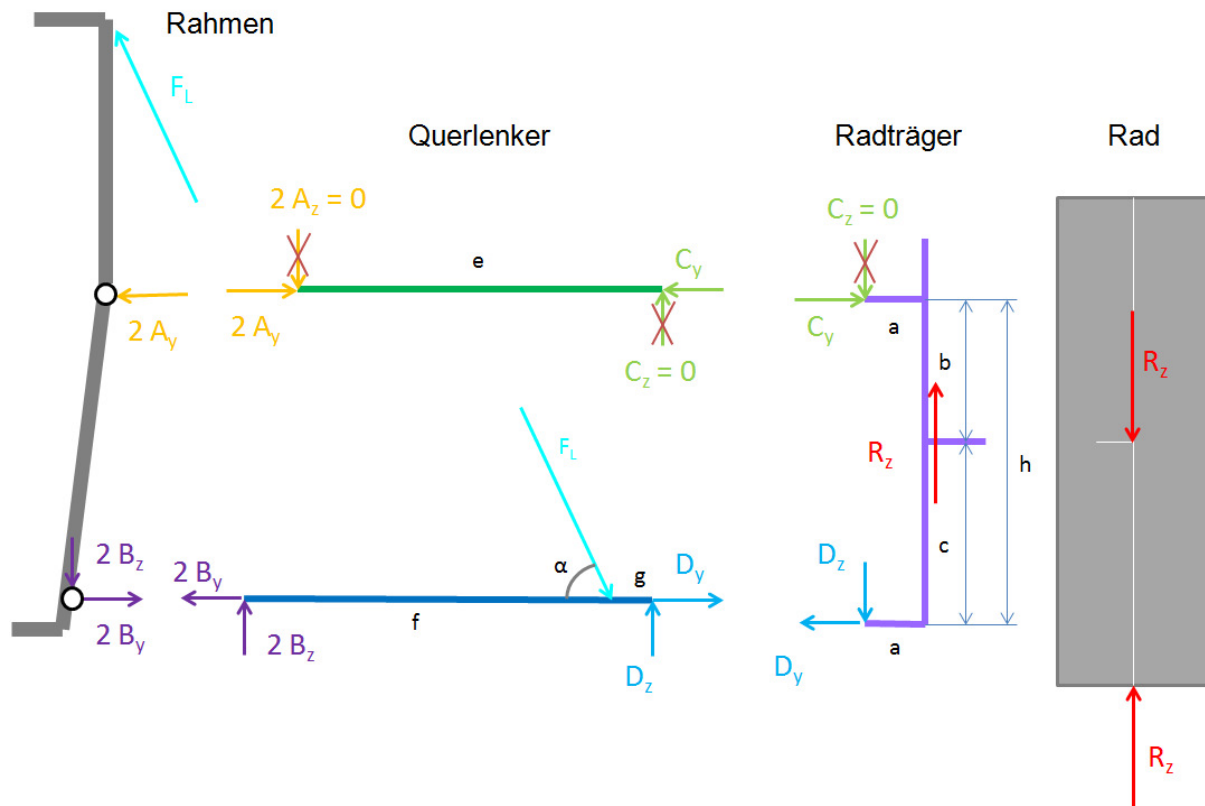


Abbildung 6.5 - Freischnitt Lastfall 1 - Statische Kräfte (KB)

6.2.1.2 Gleichungssystem

Angaben

Halbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$

Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Stoßfaktor $f = 0 \text{ m/s}^2$

Eingangsgröße

Radaufstandskraft: $R_Z = m_A * g = 3750 * 9,81 = 36787,5 \text{ N}$ (6.26)

Ermittlung der UnbekanntenQuerlenker oben:

$$\text{I) } \sum F_y = 0: \quad 2A_y - C_y = 0 \rightarrow A_y = \frac{C_y}{2} \quad (6.27)$$

$$\text{II) } \sum F_z = 0: \quad C_z - 2A_z = 0 \rightarrow A_z = \frac{C_z}{2} = 0 \quad (6.28)$$

$$\text{III) } \sum M_A = 0: \quad C_z * e = 0 \rightarrow C_z = 0 \quad (6.29)$$

Querlenker unten:

$$\text{IV) } \sum F_y = 0: \quad F_L \cos \alpha - 2B_y + D_y = 0 \quad (6.30)$$

$$\text{V) } \sum F_z = 0: \quad D_z - F_L \sin \alpha + 2B_z = 0 \quad (6.31)$$

$$\text{VI) } \sum M_G = 0: \quad -2B_z * f + D_z * g = 0 \rightarrow B_z = D_z * \frac{g}{2 * f} \quad (6.32)$$

Radträger:

$$\text{VII) } \sum F_y = 0: \quad C_y - D_y = 0 \rightarrow C_y = D_y = R_z * \frac{a}{h} \quad (6.33)$$

$$\text{VIII) } \sum F_z = 0: \quad R_z - D_z = 0 \rightarrow D_z = R_z \quad (6.34)$$

$$\text{IX) } \sum M_D = 0: \quad R_z * a - C_y * h = 0 \rightarrow C_y = R_z * \frac{a}{h} \quad (6.35)$$

$$\text{Aus I) } \quad A_y = \frac{C_y}{2} = R_z * \frac{a}{2h} \quad (6.36)$$

$$\text{Aus VI) } \quad B_z = \frac{D_z * g}{2f} = R_z * \frac{g}{2f} \quad (6.37)$$

$$\text{Aus V) } \quad F_L = R_z * \frac{f + g}{f \sin \alpha} \quad (6.38)$$

$$\text{Aus IV) } \quad B_y = R_z * \left(\frac{f + g}{2f * \tan \alpha} + \frac{a}{2h} \right) \quad (6.39)$$

6.2.1.3 Ergebnisse

In die Variablen der Berechnung werden nun die tatsächlichen Hebelarme eingesetzt. Dafür werden im Masterskelett der Radaufhängung die Abstände gemessen. Aufgrund der gewählten Vereinfachungen ist es allerdings nicht möglich, alle exakten Abstände in die Berechnungsergebnisse einzusetzen. Positive Ergebnisse bedeuten, dass die Kräfte im Freischnitt in die richtige Richtung eingezeichnet wurden.

Um die Kraftkomponenten aufgrund der Federkraft F_L in den Lagerstellen des Federbeins F und G zu berechnen, benutzt man den Schrägstellwinkel α des Federbeins:

$$F_y = G_y = F_L * \cos \alpha \quad (6.40)$$

$$F_z = G_z = F_L * \sin \alpha \quad (6.41)$$

Tabelle 6.2 - Lagerkräfte in Lastfall 1 - Statische Kräfte (KB)

<u>Auflagerkräfte</u>			
Lagerstelle	Kraft	Wert	Dimension
A (=A ₁ =A ₂)	A _x	-	[N]
	A _y	4840,5	[N]
	A _z	-	[N]
B (=B ₁ =B ₂)	B _x	-	[N]
	B _y	14190,4	[N]
	B _z	3633,3	[N]
C	C _x	-	[N]
	C _y	9680,9	[N]
	C _z	-	[N]
D	D _x	-	[N]
	D _y	9680,9	[N]
	D _z	36787,5	[N]
F, G	F _x , G _x	-	[N]
	F _y , G _y	18700	[N]
	F _z , G _z	44054,2	[N]

6.2.2 Lastfall 2 - Schlagloch

6.2.2.1 Freischnitt

Der Freischnitt ist ident wie bei Lastfall 1.

6.2.2.2 Gleichungssystem

Angaben

Die Kräfteinleitung erfolgt gleich wie bei Lastfall 1. Allerdings wirkt die Masse der Vorderachse nun mit $3g$ auf die Radaufhängung.

Halbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$
 Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
 Stoßfaktor $f = 2 \text{ m/s}^2$

Eingangsgröße

Radaufstandskraft: $R_Z = m_A * g * (1 + f) = 3750 * 9,81 * 3 = 110362,5 \text{ N}$ (6.42)

Ermittlung der Unbekannten

Nachdem der Freischnitt exakt gleich wie bei Lastfall 1 erfolgt, sind auch die erhaltenen Lösungen der Gleichungen ident.

6.2.2.3 Ergebnisse

Die Lagerkräfte sind bei diesem Lastfall, aufgrund der deutlich größeren Kräfteinleitung wesentlich höher.

Tabelle 6.3 - Lagerkräfte in Lastfall 2 - Schlagloch (KB)

Auflagerkräfte			
Lagerstelle	Kraft	Wert	Dimension
A (=A ₁ =A ₂)	A _x	-	[N]
	A _y	14521,4	[N]
	A _z	-	[N]
B (=B ₁ =B ₂)	B _x	-	[N]
	B _y	42537,2	[N]
	B _z	10819,9	[N]
C	C _x	-	[N]
	C _y	29042,8	[N]
	C _z	-	[N]
D	D _x	-	[N]
	D _y	29042,8	[N]
	D _z	110362,5	[N]
F, G	F _x , G _x	-	[N]
	F _y , G _y	56031,6	[N]
	F _z , G _z	132002,2	[N]

6.2.3 Lastfall 3 - Stoß von vorne

6.2.3.1 Freischnitt

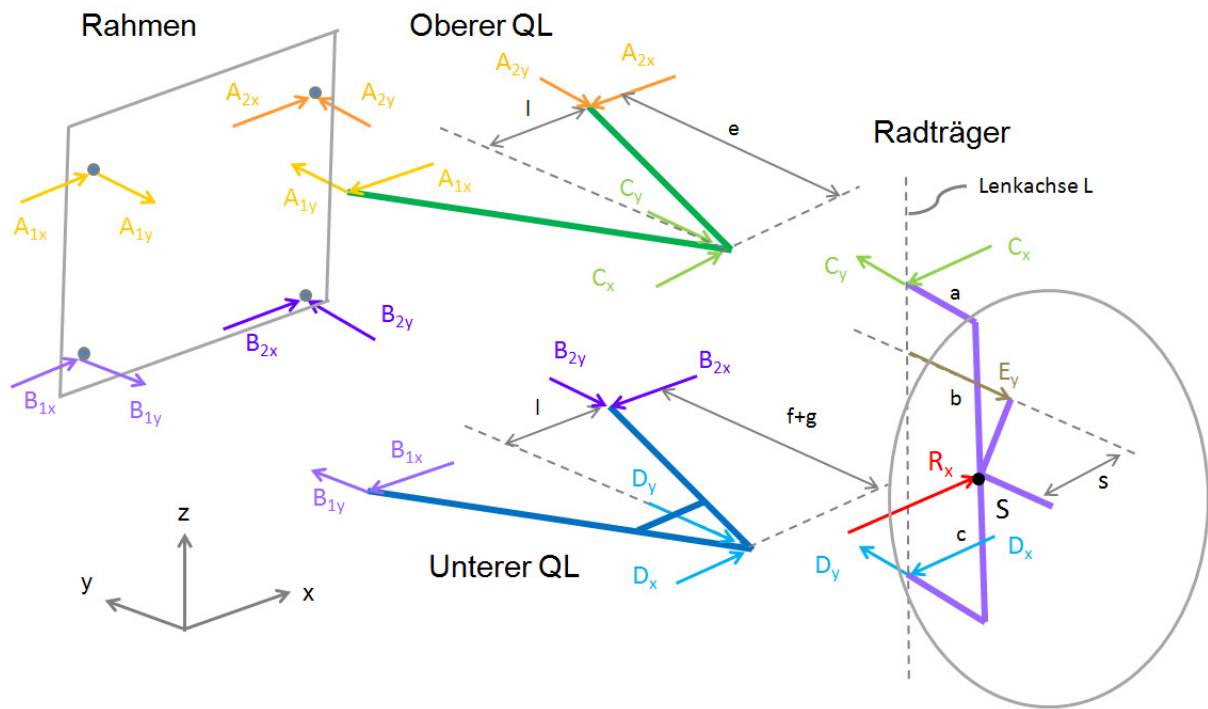


Abbildung 6.6 - Freischnitt Lastfall 3 - Stoß von vorne (KB)

6.2.3.2 Gleichungssystem

Angaben

Halbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$
 Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
 Stoßfaktor $f = 2 \text{ m/s}^2$

Eingangsgröße

Kraft von vorne: $R_x = m_A * g * f = 3750 * 9,81 * 2 = 73575 \text{ N}$ (6.43)

Ermittlung der Unbekannten

Radträger:

I) $\sum F_x = 0: R_x - C_x - D_x = 0$ (6.44)

II) $\sum F_y = 0: C_y + D_y - E_y = 0$ (6.45)

$$\text{III) } \sum M_{yS} = 0: \quad C_x * b - D_x * c = 0 \rightarrow C_x = D_x * \frac{c}{b} \quad (6.46)$$

$$\text{IV) } \sum M_{xS} = 0: \quad C_y * b - D_y * c = 0 \rightarrow C_y = D_y * \frac{c}{b} \quad (6.47)$$

$$\text{V) } \sum M_{zL} = 0: \quad R_x * a - E_y * s = 0 \rightarrow E_y = R_x * \frac{a}{s} \quad (6.48)$$

$$\text{Aus I) } \quad D_x = R_x * \frac{b}{b+c} \quad (6.49)$$

$$\text{Aus III) } \quad C_x = R_x * \frac{c}{b+c} \quad (6.50)$$

$$\text{Aus II) } \quad D_y = R_x * \frac{a * b}{s * (b+c)} \quad (6.51)$$

$$\text{Aus IV) } \quad C_y = R_x * \frac{a * c}{s * (b+c)} \quad (6.52)$$

Querlenker oben:Mit: $A_x = A_{1x} = A_{2x}$

$$\text{VI) } \sum F_x = 0: \quad C_x - 2 * A_x = 0 \quad (6.53)$$

$$\text{VII) } \sum F_y = 0: \quad A_{1y} - A_{2y} - C_y = 0 \quad (6.54)$$

$$\text{VIII) } \sum M_{zA_2} = 0: \quad C_y * l - A_{1y} * 2l + C_x * e = 0 \quad (6.55)$$

$$\text{Aus VI) } \quad A_x = \frac{1}{2} * C_x = R_x * \frac{c}{2 * (b+c)} \quad (6.56)$$

$$\text{Aus VIII) } \quad A_{1y} = R_x * \left[\frac{a * c}{2s * (b+c)} + \frac{c * e}{2l * (b+c)} \right] = \frac{R_x}{2 * (b+c)} * \left[\frac{a * c}{s} + \frac{c * e}{l} \right] \quad (6.57)$$

$$\text{Aus VII) } \quad A_{2y} = A_{1y} - C_y = \frac{R_x}{2 * (b+c)} * \left[\frac{c * e}{l} - \frac{a * c}{s} \right] \quad (6.58)$$

Querlenker unten:Mit: $B_x = B_{1x} = B_{2x}$

$$\text{IX) } \sum F_x = 0: \quad D_x - 2 * B_x = 0 \quad (6.59)$$

$$\text{X) } \sum F_y = 0: \quad B_{1y} - B_{2y} - D_y = 0 \quad (6.60)$$

$$\text{XI) } \sum M_{zB_2} = 0: \quad D_y * l - B_{1y} * 2l + D_x * (f + g) = 0 \quad (6.61)$$

$$\text{Aus IX)} \quad B_x = \frac{1}{2} * D_x = R_x * \frac{b}{2 * (b + c)} \quad (6.62)$$

$$\text{Aus XI)} \quad B_{1y} = \frac{R_x}{2 * (b + c)} * \left[\frac{a * b}{s} + \frac{b * (f + g)}{l} \right] \quad (6.63)$$

$$\text{Aus X)} \quad B_{2y} = B_{1y} - D_y = \frac{R_x}{2 * (b + c)} * \left[\frac{b * (f + g)}{l} - \frac{a * b}{s} \right] \quad (6.64)$$

6.2.3.3 Ergebnisse

Bei der Berechnung wurden bis jetzt nur jene Kräfte berücksichtigt, die aufgrund des Stoßes wirken. Vergessen darf man jedoch nicht, dass aufgrund der ständig wirkenden Radaufstandskraft auch noch zusätzlich die statischen Kräfte aus Lastfall 1 wirken. Daher muss man eine resultierende Lagerbelastung ermitteln. Für die Festlegung der Vorzeichen geht man von dem aktuell betrachteten Lastfall aus und addiert statische Lagerkräfte, wenn sie in die gleiche Richtung wirken, oder subtrahiert sie, wenn sie in entgegengesetzte Richtung wirken. Ein negatives Ergebnis bedeutet also, dass die statische Kraftkomponente größer ist, als die Komponente die vom Stoß verursacht wird. Die resultierende Lagerkraft wirkt somit in die gleiche Richtung, wie die statische Kraftkomponente.

Tabelle 6.4 - Lagerkräfte in Lastfall 3 - Stoß von vorne (KB)

Auflagerkräfte					
Lagerstelle	Kraft	Werte statisch	Werte Stoß von vorne	Resultierende Lagerkräfte	Dimension
A ₁	A _{1x}	-	17425,7	17425,7	[N]
	A _{1y}	4840,5	35986,8	31146,3	[N]
	A _{1z}	-	-	-	[N]
A ₂	A _{2x}	-	17425,7	17425,7	[N]
	A _{2y}	4840,5	13502,1	18342,6	[N]
	A _{2z}	-	-	-	[N]
B ₁	B _{1x}	-	19361,8	19361,8	[N]
	B _{1y}	14190,4	43793,2	57983,6	[N]
	B _{1z}	3633,3	-	3633,3	[N]
B ₂	B _{2x}	-	19361,8	19361,8	[N]
	B _{2y}	14190,4	18810,1	4619,7	[N]
	B _{2z}	3633,3	-	3633,3	[N]
C	C _x	-	34851,3	34851,3	[N]
	C _y	9680,9	22484,7	12803,8	[N]
	C _z	-	-	-	[N]
D	D _x	-	38723,7	38723,7	[N]
	D _y	9680,9	24983	34663,9	[N]
	D _z	36787,5	-	36787,5	[N]
E	E _y	-	47467,7	47467,7	[N]
F, G	F _x , G _x	-	-	-	[N]
	F _y , G _y	18700	-	18700	[N]
	F _z , G _z	44054,2	-	44054,2	[N]

6.2.4 Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn

6.2.4.1 Freischnitt

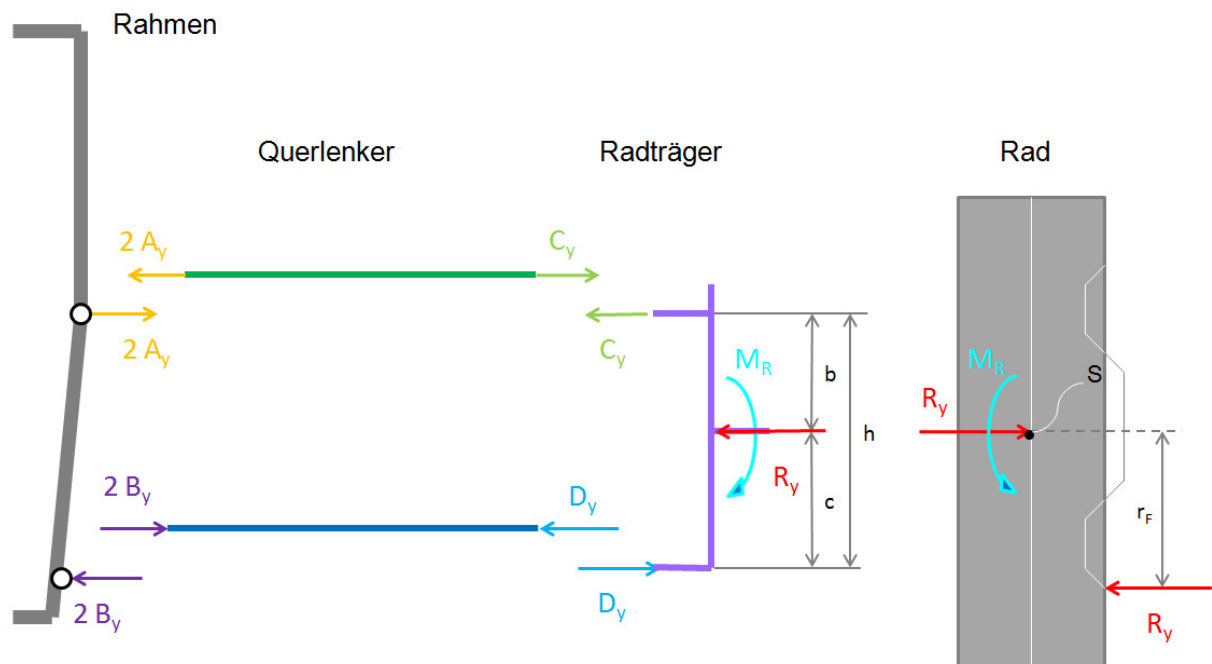


Abbildung 6.7 - Freischnitt Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn (KB)

6.2.4.2 Gleichungssystem

AngabenHalbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$ Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ Stoßfaktor $f = 1 \text{ m/s}^2$ **Eingangsgröße**

Kraft auf Felge: $R_y = m_A * g * f = 3750 * 9,81 * 1 = 36787,5 \text{ N}$ (6.65)

Ermittlung der UnbekanntenRad:

$$\text{I) } \sum M_{xS} = 0: \quad M_R - R_y * r_F = 0 \rightarrow M_R = R_y * r_F \quad (6.66)$$

Radträger:

$$\text{II) } \sum F_y = 0: \quad R_y + C_y - D_y = 0 \quad (6.67)$$

$$\text{III) } \sum M_{xS} = 0: \quad D_y * c + C_y * b - M_R = 0 \rightarrow D_y = \frac{1}{c} * (R_y * r_F - C_y * b) \quad (6.68)$$

$$\text{Aus II) } \quad C_y = R_y * \frac{r_F - c}{b + c} \quad (6.69)$$

$$\text{Aus III) } \quad D_y = R_y * \left[\frac{r_F}{c} + \frac{(r_F - c) * b}{(b + c) * c} \right] \quad (6.70)$$

Querlenker oben:

$$\text{IV) } \sum F_y = 0: \quad 2 * A_y - C_y = 0 \quad (6.71)$$

$$\rightarrow A_y = \frac{1}{2} * C_y = R_y * \frac{r_F - c}{2 * (b + c)} \quad (6.72)$$

Querlenker unten:

$$\text{V) } \sum F_y = 0: \quad 2 * B_y - D_y = 0 \quad (6.73)$$

$$\rightarrow B_y = \frac{1}{2} * D_y = R_y * \frac{1}{2} * \left[\frac{r_F}{c} + \frac{(r_F - c) * b}{(b + c) * c} \right] \quad (6.74)$$

6.2.4.3 Ergebnisse

Tabelle 6.5 - Lagerkräfte in Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn (KB)

Auflagerkräfte					
Lagerstelle	Kraft	Werte statisch	Werte Stoß auf Felgenhorn	Resultierende Lagerkräfte	Dimension
A (=A ₁ =A ₂)	A _x	-	-	-	[N]
	A _y	4840,5	5118,8	287,3	[N]
	A _z	-	-	-	[N]
B (=B ₁ =B ₂)	B _x	-	-	-	[N]
	B _y	14190,4	23512,5	9322,1	[N]
	B _z	3633,3	-	3633,3	[N]
C	C _x	-	-	-	[N]
	C _y	9680,9	10237,6	556,7	[N]
	C _z	-	-	-	[N]
D	D _x	-	-	-	[N]
	D _y	9680,9	47025,1	37344,2	[N]
	D _z	36787,5	-	36787,5	[N]
F, G	F _x , G _x	-	-	-	[N]
	F _y , G _y	18700	-	18700	[N]
	F _z , G _z	44054,2	-	44054,2	[N]

6.2.5 Lastfall 5 - Bremsen

Die Lagerkräfte ergeben sich zum einen aus der Bremskraft R_b und zum anderen aus der Radaufstandskraft R_{zb} die beim Bremsen wirkt. Der Freischnitt und die Berechnung der Lagerkräfte die aufgrund der Radaufstandskraft R_{zb} wirken, erfolgt analog zu Lastfall 1 und 2. Lediglich die Eingangsgröße R_{zb} ist in diesem Fall eine andere.

Die Berechnung der Lagerkräfte, die aufgrund der Bremskraft R_b wirken, ist ähnlich wie beim Lastfall 3 Stoß von vorne. Schneidet man das Rad frei sieht man, dass hier zusätzlich noch das Bremsmoment M_b wirkt. Die Gleichungen müssen deshalb für die gesamte Radaufhängung, unter Berücksichtigung dieses Moments, neu aufgestellt werden.

Für die resultierende Lagerbelastung geht man von den Krafrichtungen, wie sie in den Freischnitten für die Bremsreaktionskräfte eingezeichnet wurden, aus und addiert oder subtrahiert die Lagerkräfte aufgrund der Radaufstandskraft, je nachdem ob sie in dieselbe Richtung zeigen oder in die entgegengesetzte. Ein negatives Ergebnis bedeutet also, dass die resultierende Kraftkomponente nicht in jene Richtung wirkt wie sie in den folgenden Freischnitten eingezeichnet sind, sondern so wie in Lastfall 1 und 2.

6.2.5.1 Freischnitt Rad + Radträger

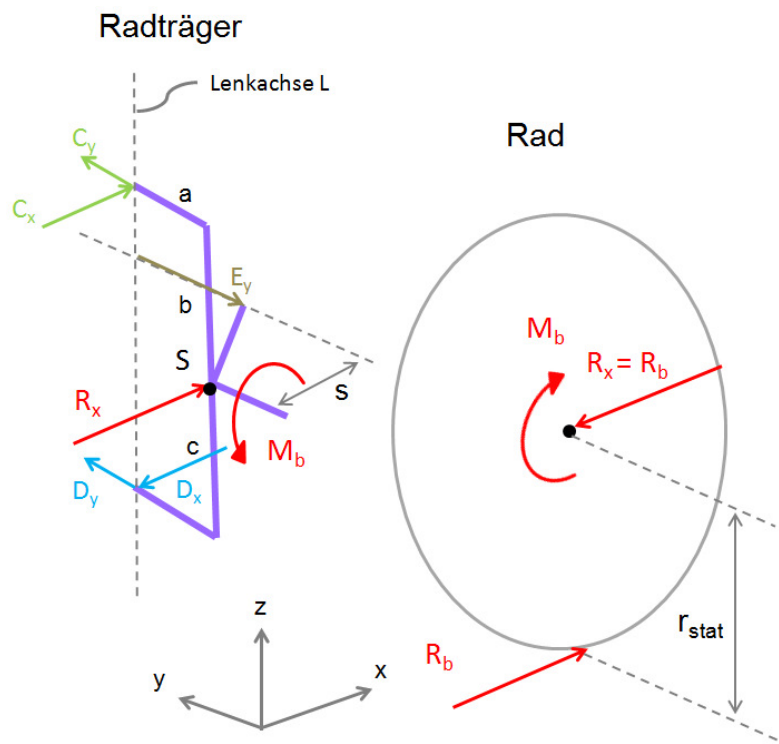


Abbildung 6.8 - Freischnitt 1 Lastfall 5 - Bremsen (KB)

6.2.5.2 Gleichungssystem für Rad und Radträger

Angaben

Halbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$
 Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Eingangsgrößen

$$\text{Radaufstandskraft:} \quad R_{zb} = 66874,75 \text{ N} \quad (6.75)$$

$$\text{Bremskraft:} \quad R_b = 46000 \text{ N} \quad (6.76)$$

Ermittlung der UnbekanntenRad:

$$\text{I) } \sum M_{yS} = 0: \quad M_b = R_b * r_{stat} \quad (6.77)$$

Radträger:

$$\text{II) } \sum F_x = 0: \quad R_b - D_x + C_x = 0 \quad (6.78)$$

$$\text{III) } \sum F_y = 0: \quad C_y + D_y - E_y = 0 \quad (6.79)$$

$$\text{IV) } \sum M_{yS} = 0: \quad M_b - C_x * b - D_x * c = 0 \rightarrow C_x = (M_b - D_x * c) * \frac{1}{b} \quad (6.80)$$

$$\text{V) } \sum M_{xS} = 0: \quad C_y * b - D_y * c = 0 \rightarrow C_y = D_y * \frac{c}{b} \quad (6.81)$$

$$\text{VI) } \sum M_{zL} = 0: \quad R_b * a - E_y * s = 0 \rightarrow E_y = R_b * \frac{a}{s} \quad (6.82)$$

$$\text{IV) in II) } \quad D_x = R_b * \frac{r_{stat} + b}{b + c} \quad (6.83)$$

$$\text{Aus IV) } \quad C_x = R_b * \frac{r_{stat} - c}{b + c} \quad (6.84)$$

$$\text{V) \& VI) in III) } \quad D_y = R_b * \frac{a * b}{s * (b + c)} \quad (6.85)$$

$$\text{Aus V) } \quad C_y = R_b * \frac{a * c}{s * (b + c)} \quad (6.86)$$

6.2.5.3 Freischnitt Querlenker oben und unten

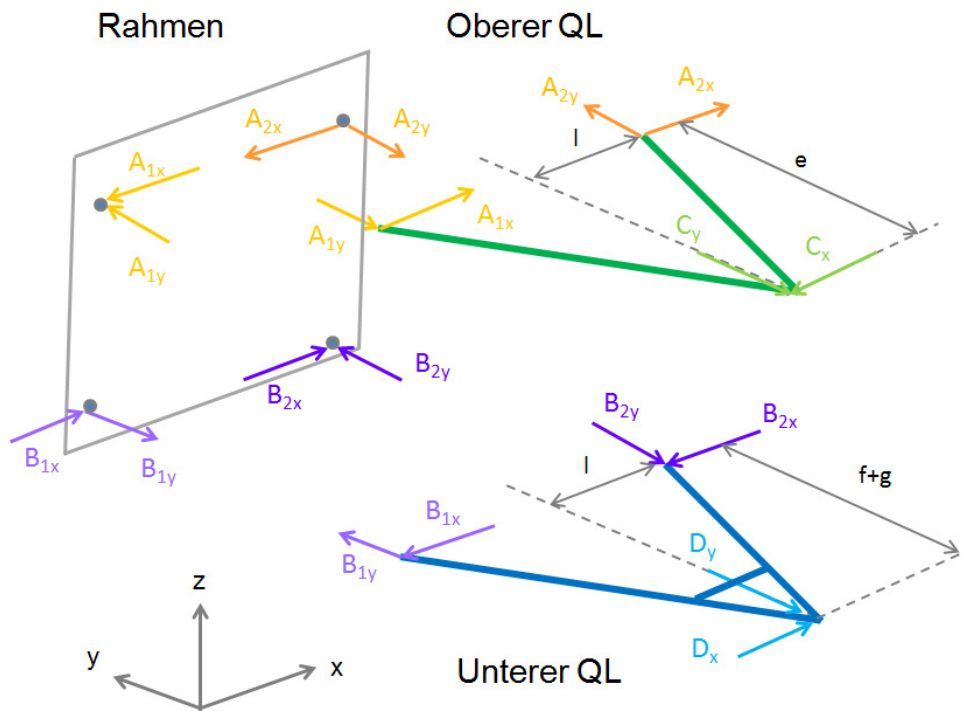


Abbildung 6.9 - Freischnitt 2 Lastfall 5 - Bremsen (KB)

6.2.5.4 Gleichungssystem für die beiden Querlenker

Querlenker oben:

Mit $A_x = A_{1x} = A_{2x}$

$$\text{VII) } \sum F_x = 0: \quad 2 * A_x - C_x = 0 \quad (6.87)$$

$$\text{VIII) } \sum F_y = 0: \quad -C_y + A_{2y} - A_{1y} = 0 \quad (6.88)$$

$$\text{IX) } \sum M_{zA_2} = 0: \quad C_y * l + A_{1y} * 2l - C_x * e = 0 \quad (6.89)$$

$$\text{Aus VII) } A_x = \frac{1}{2} * C_x = R_b * \frac{r_{stat} - c}{2 * (b + c)} \quad (6.90)$$

$$\begin{aligned} \text{Aus IX) } A_{1y} &= R_b * \left[\frac{(r_{stat} - c) * e}{2l * (b + c)} - \frac{a * c}{2s * (b + c)} \right] \\ &= \frac{R_b}{2 * (b + c)} * \left[\frac{(r_{stat} - c) * e}{l} - \frac{a * c}{s} \right] \end{aligned} \quad (6.91)$$

$$\text{Aus VIII) } A_{2y} = A_{1y} + C_y = \frac{R_b}{2 * (b + c)} * \left[\frac{(r_{stat} - c) * e}{l} + \frac{a * c}{s} \right] \quad (6.92)$$

Querlenker unten:

Mit $B_x = B_{1x} = B_{2x}$

$$\text{X) } \sum F_x = 0: \quad D_x - 2 * B_x = 0 \quad (6.93)$$

$$\text{XI) } \sum F_y = 0: \quad B_{1y} - B_{2y} - D_y = 0 \quad (6.94)$$

$$\text{XII) } \sum M_{zB_2} = 0: \quad D_y * l - B_{1y} * 2l + D_x * (f + g) = 0 \quad (6.95)$$

$$\text{Aus X) } \quad B_x = \frac{1}{2} * D_x = R_x * \frac{r_{stat} + b}{2 * (b + c)} \quad (6.96)$$

$$\text{Aus XII) } \quad B_{1y} = \frac{R_b}{2 * (b + c)} * \left[\frac{a * b}{s} + \frac{(r_{stat} + b) * (f + g)}{l} \right] \quad (6.97)$$

$$\text{Aus XI) } \quad B_{2y} = B_{1y} - D_y = \frac{R_b}{2 * (b + c)} * \left[\frac{(r_{stat} + b) * (f + g)}{l} - \frac{a * b}{s} \right] \quad (6.98)$$

6.2.5.5 Ergebnisse

Tabelle 6.6 - Lagerkräfte in Lastfall 5 - Bremsen (KB)

<u>Auflagerkräfte</u>					
Lagerstelle	Kraft	Werte aufgrund R_{zb}	Werte aufgrund R_b	Resultierende Lagerkräfte	Dimension
A ₁	A _{1x}	-	19368,4	19368,4	[N]
	A _{1y}	8799,3	22438,8	31238,1	[N]
	A _{1z}	-	-	-	[N]
A ₂	A _{2x}	-	19368,4	19368,4	[N]
	A _{2y}	8799,3	36496,5	27697,2	[N]
	A _{2z}	-	-	-	[N]
B ₁	B _{1x}	-	42368,4	42368,4	[N]
	B _{1y}	25796,3	81198	106994,3	[N]
	B _{1z}	6604,9	-	6604,9	[N]
B ₂	B _{2x}	-	42368,4	42368,8	[N]
	B _{2y}	25796,3	65578,3	39782	[N]
	B _{2z}	6604,9	-	6604,9	[N]
C	C _x	-	38736,8	38736,8	[N]
	C _y	17598,6	14057,7	-3540,9	[N]
	C _z	-	-	-	[N]
D	D _x	-	84736,8	84736,8	[N]
	D _y	17598,6	15619,7	33218,3	[N]
	D _z	66874,8	-	66874,8	[N]
E	E _y	-	29677,4	29677,4	[N]
F, G	F _x , G _x	-	-	-	[N]
	F _y , G _y	33993,9	-	33993,9	[N]
	F _z , G _z	80084,6	-	80084,6	[N]

6.2.6 Lastfall 6 - Kurvenfahrt

Die Lagerkräfte die von der Radaufstandskraft R_{zK} verursacht werden, lassen sich mit den Gleichungen aus Lastfall 1 berechnen. Man muss dabei lediglich die Masse der gesamten Vorderachse einsetzen anstatt der halben Achse. Die Belastungen die von der Seitenkraft R_{yK} ausgehen, werden ähnlich berechnet wie bei Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn. Der einzige Unterschied ist, dass die Kraft diesmal etwas tiefer im Radaufstandspunkt angreift. Als Hebelarm zur Drehachse des Rades S benötigt man also nicht mehr den Felgenradius, sondern den statischen Reifenhalbmesser r_{stat} .

6.2.6.1 Freischnitt

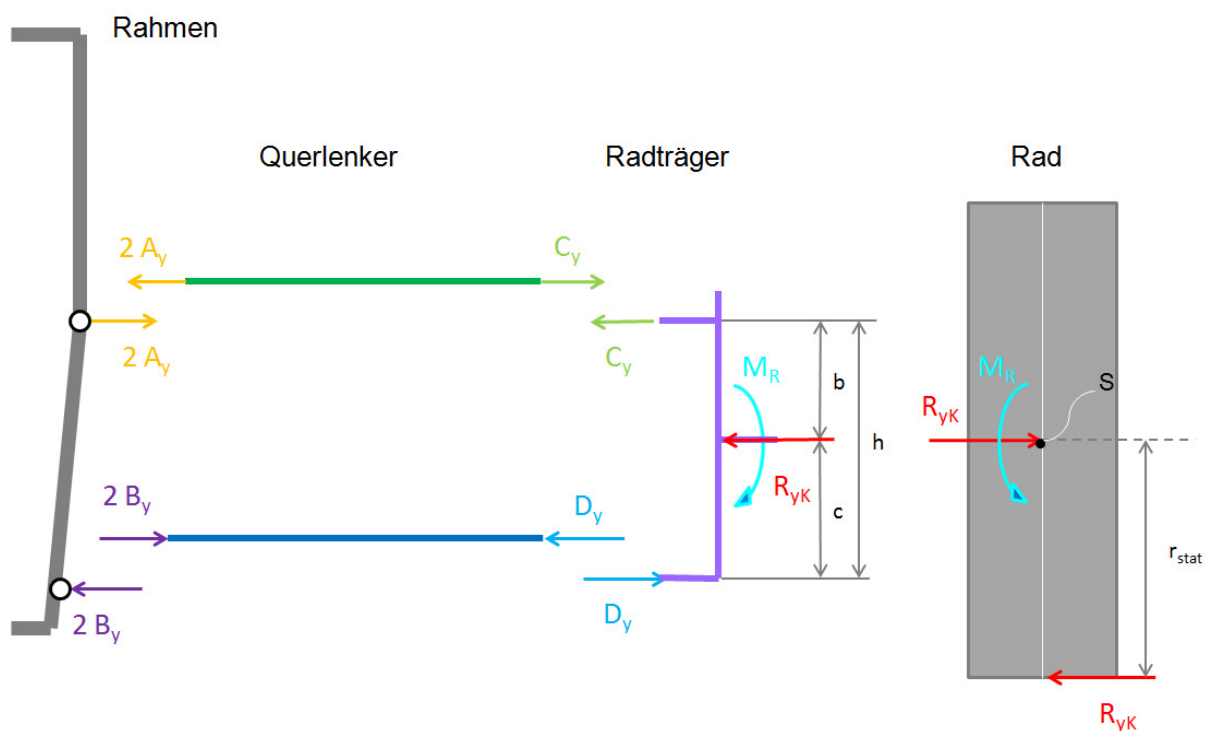


Abbildung 6.10 - Freischnitt Lastfall 6 - Kurvenfahrt (KB)

6.2.6.2 Gleichungssystem

Angaben

Gesamte Achslast $m_{VA} = 7500 \text{ kg}$
 Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Eingangsgrößen

Radaufstandskraft: $R_{zK} = 73575 \text{ N}$ (6.99)

Reifenseitenkraft: $R_{yK} = 47861,3 \text{ N}$ (6.100)

Ermittlung der UnbekanntenRad:

$$I) \quad \sum M_{xS} = 0: \quad M_R - R_{yK} * r_{stat} = 0 \rightarrow M_R = R_{yK} * r_{stat} \quad (6.101)$$

Radträger:

$$II) \quad \sum F_y = 0: \quad R_y + C_y - D_y = 0 \quad (6.102)$$

$$III) \quad \sum M_{xS} = 0: \quad D_y * c + C_y * b - M_R = 0 \rightarrow D_y = \frac{1}{c} * (R_y * r - C_y * b) \quad (6.103)$$

$$\text{Aus II)} \quad C_y = R_{yK} * \frac{r_{stat} - c}{b + c} \quad (6.104)$$

$$\text{Aus III)} \quad D_y = R_{yK} * \left[\frac{r_{stat}}{c} + \frac{(r_{stat} - c) * b}{(b + c) * c} \right] \quad (6.105)$$

Querlenker oben:

$$IV) \quad \sum F_y = 0: \quad 2 * A_y - C_y = 0 \quad (6.106)$$

$$\rightarrow A_y = \frac{1}{2} * C_y = R_y * \frac{r_{stat} - c}{2 * (b + c)} \quad (6.107)$$

Querlenker unten:

$$V) \quad \sum F_y = 0: \quad 2 * B_y - D_y = 0 \quad (6.108)$$

$$\rightarrow B_y = \frac{1}{2} D_y = R_y * \frac{1}{2} * \left[\frac{r_{stat}}{c} + \frac{(r_{stat} - c) * b}{(b + c) * c} \right] \quad (6.109)$$

6.2.6.3 Ergebnisse

Tabelle 6.7 - Lagerkräfte in Lastfall 6 - Kurvenfahrt (KB)

Auflagerkräfte					
Lagerstelle	Kraft	Werte Reifenvertikalkraft	Werte Reifenseitenkraft	Resultierende Lagerkräfte	Dimension
A (=A ₁ =A ₂)	A _x	-	-	-	[N]
	A _y	9680,9	20152,1	10471,2	[N]
	A _z	-	-	-	[N]
B (=B ₁ =B ₂)	B _x	-	-	-	[N]
	B _y	28380,8	44082,8	15702	[N]
	B _z	7266,6	-	7266,6	[N]
C	C _x	-	-	-	[N]
	C _y	19361,8	40304,3	20942,5	[N]
	C _z	-	-	-	[N]
D	D _x	-	-	-	[N]
	D _y	19361,8	88165,6	68803,8	[N]
	D _z	73575	-	73575	[N]
F, G	F _x , G _x	-	-	-	[N]
	F _y , G _y	37400	-	37400	[N]
	F _z , G _z	88108,4	-	88108,4	[N]

6.3 Lastfälle - Doppelquerlenker mit Achsschenkelträger

Vereinfachtes Modell

Zur Berechnung wird das System vereinfacht und freigeschnitten. Die Lagerstellen erhalten dabei folgende Bezeichnungen:

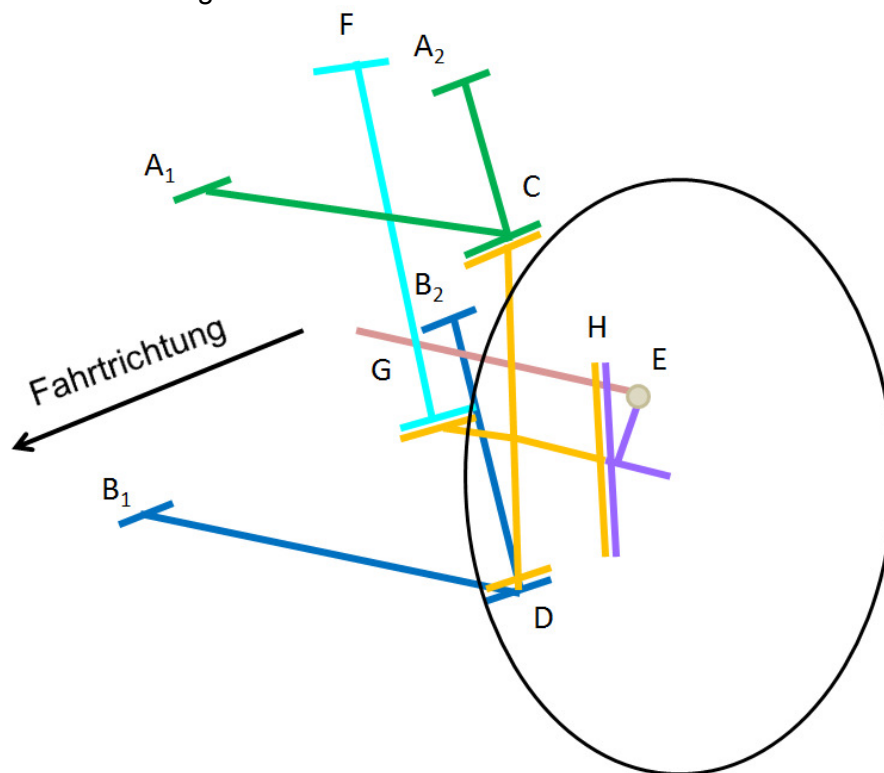


Abbildung 6.11 - Lagerbezeichnung Bauart Achsschenkelträger

Für die Berechnung wurden wieder aus dem Masterskelett alle benötigten Abstände gemessen. In den Freischnitten der einzelnen Lastfälle sind diese Hebelarme mit den folgenden Buchstaben gekennzeichnet:

Tabelle 6.8 - Variablen für Berechnung (AST)

Variable	Wert	Dimension
α	75	[°]
a	0,145	[m]
b	0,45	[m]
c	0,335	[m]
d	0,165	[m]
e	0,375	[m]
f	0,415	[m]
l	0,3	[m]
r	0,298	[m]
r_{stat}	0,5	[m]
s	0,158	[m]
t	0,115	[m]
u	0,305	[m]
v	0,195	[m]

In den Freischnitten der Lastfälle sind die darin benötigten Hebelarme der Tabelle eingezeichnet.

6.3.1 Lastfall 1 - Statische Kräfte

6.3.1.1 Freischnitt

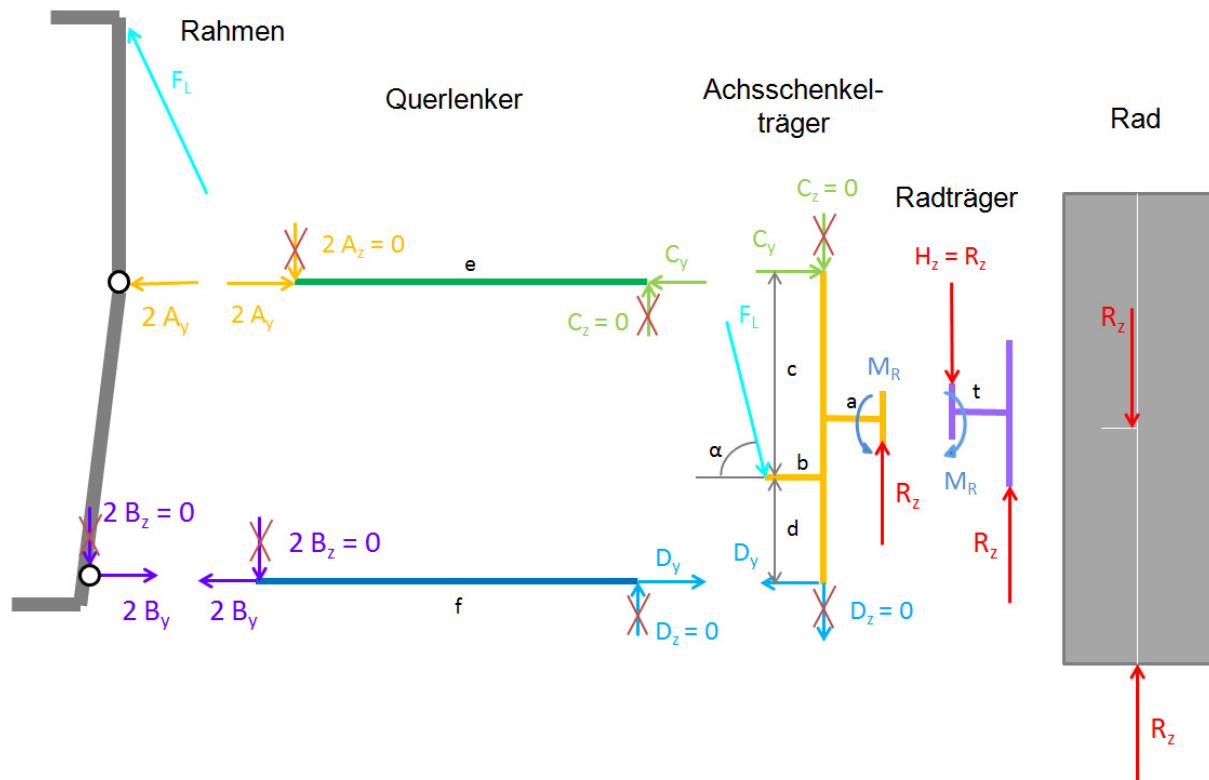


Abbildung 6.12 - Freischnitt Lastfall 1 - Statische Kräfte (AST)

6.3.1.2 Gleichungssystem

Angaben

Halbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$
 Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
 Stoßfaktor $f = 0 \text{ m/s}^2$

Eingangsgröße

Radaufstandskraft: $R_z = m_A * g = 3750 * 9,81 = 36787,5 \text{ N}$ (6.110)

Ermittlung der UnbekanntenQuerlenker oben:

$$\text{I) } \sum F_y = 0: \quad 2A_y - C_y = 0 \rightarrow A_y = \frac{C_y}{2} \quad (6.111)$$

$$\text{II) } \sum F_z = 0: \quad C_z - 2A_z = 0 \rightarrow A_z = \frac{C_z}{2} = 0 \quad (6.112)$$

$$\text{III) } \sum M_A = 0: \quad C_z * e = 0 \rightarrow C_z = 0 \quad (6.113)$$

Querlenker unten:

$$\text{IV) } \sum F_y = 0: \quad -2B_y + D_y = 0 \rightarrow B_y = \frac{D_y}{2} \quad (6.114)$$

$$\text{V) } \sum F_z = 0: \quad D_z - 2 * B_z = 0 \rightarrow B_z = \frac{D_z}{2} = 0 \quad (6.115)$$

$$\text{VI) } \sum M_G = 0: \quad D_z * f = 0 \rightarrow D_z = 0 \quad (6.116)$$

Achsschenkelträger:

$$\text{VII) } \sum F_y = 0: \quad C_y - D_y + F_L * \cos \alpha = 0 \quad (6.117)$$

$$\text{VIII) } \sum F_z = 0: \quad R_z - F_L * \sin \alpha = 0 \rightarrow F_L = \frac{R_z}{\sin \alpha} \quad (6.118)$$

$$\text{IX) } \sum M_{x_W} = 0: \quad R_z * (a + b) - C_y * c - D_y * d + M_R = 0 \quad (6.119)$$

Radträger:

$$\text{X) } \sum M_{x_H} = 0: \quad R_z * t - M_R = 0 \rightarrow M_R = R_z * t \quad (6.120)$$

$$\text{Aus VII) } \quad C_y = D_y - R_z * \frac{1}{\tan \alpha} \quad (6.121)$$

$$\text{Aus IX) } \quad D_y = R_z * \left(a + b + t + \frac{c}{\tan \alpha} \right) * \frac{1}{c + d} \quad (6.122)$$

$$C_y = R_z * \left(a + b + t - \frac{d}{\tan \alpha} \right) * \frac{1}{c + d} \quad (6.123)$$

$$\text{Aus I) } \quad A_y = R_z * \left(a + b + t - \frac{d}{\tan \alpha} \right) * \frac{1}{2 * (c + d)} \quad (6.124)$$

$$\text{Aus IV) } \quad B_y = R_z * \left(a + b + t + \frac{c}{\tan \alpha} \right) * \frac{1}{2 * (c + d)} \quad (6.125)$$

6.3.1.3 Ergebnisse

In die Variablen der Berechnung werden nun wieder die tatsächlichen Hebelarme eingesetzt. Dafür werden im Masterskelett der Radaufhängung die benötigten Abstände gemessen und entsprechend der Vereinfachungen angepasst. Positive Ergebnisse bedeuten, dass die Kräfte im Freischnitt in die richtige Richtung eingezeichnet wurden.

Um die Kraftkomponenten aufgrund der Federkraft F_L in den Lagerstellen des Federbeins F und G zu berechnen, benutzt man auch hier wieder den Schrägstellwinkel α des Federbeins:

$$F_y = G_y = F_L * \cos \alpha \quad (6.126)$$

$$F_z = G_z = F_L * \sin \alpha \quad (6.127)$$

Tabelle 6.9 - Lagerkräfte in Lastfall 1 - Statische Kräfte (AST)

Auflagerkräfte			
Lagerstelle	Kraft	Wert	Dimension
A (=A ₁ =A ₂)	A _x	-	[N]
	A _y	9593,8	[N]
	A _z	-	[N]
B (=B ₁ =B ₂)	B _x	-	[N]
	B _y	14522,34	[N]
	B _z	-	[N]
C	C _x	-	[N]
	C _y	19187,5	[N]
	C _z	-	[N]
D	D _x	-	[N]
	D _y	29044,7	[N]
	D _z	-	[N]
F, G	F _x , G _x	-	[N]
	F _y , G _y	9857,2	[N]
	F _z , G _z	36787,5	[N]
H	H _x	-	[N]
	H _y	-	[N]
	H _z	36787,5	[N]

6.3.2 Lastfall 2 - Schlagloch

6.3.2.1 Freischnitt

Der Freischnitt ist ident wie bei Lastfall 1.

6.3.2.2 Gleichungssystem

Angaben

Die Kräfteinleitung erfolgt gleich wie bei Lastfall 1. Allerdings wirkt die Masse der Vorderachse hier wieder mit 3g auf die Radaufhängung.

Halbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$

Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Stoßfaktor $f = 2 \text{ m/s}^2$

Eingangsgröße

Radaufstandskraft: $R_Z = m_A * g * (1 + f) = 3750 * 9,81 * 3 = 110362,5 \text{ N}$ (6.128)

Ermittlung der Unbekannten

Nachdem der Freischnitt exakt gleich wie bei Lastfall 1 erfolgt, sind auch die erhaltenen Lösungen der Gleichungen ident.

6.3.2.3 Ergebnisse

Tabelle 6.10 - Lagerkräfte in Lastfall 2 - Schlagloch (AST)

Auflagerkräfte			
Lagerstelle	Kraft	Wert	Dimension
A (=A ₁ =A ₂)	A _x	-	[N]
	A _y	28781,3	[N]
	A _z	-	[N]
B (=B ₁ =B ₂)	B _x	-	[N]
	B _y	43567	[N]
	B _z	-	[N]
C	C _x	-	[N]
	C _y	57562,5	[N]
	C _z	-	[N]
D	D _x	-	[N]
	D _y	87134	[N]
	D _z	-	[N]
F, G	F _x , G _x	-	[N]
	F _y , G _y	29571,5	[N]
	F _z , G _z	110362,5	[N]
H	H _x	-	[N]
	H _y	-	[N]
	H _z	110362,5	[N]

6.3.3 Lastfall 3 - Stoß von vorne

6.3.3.1 Freischnitt

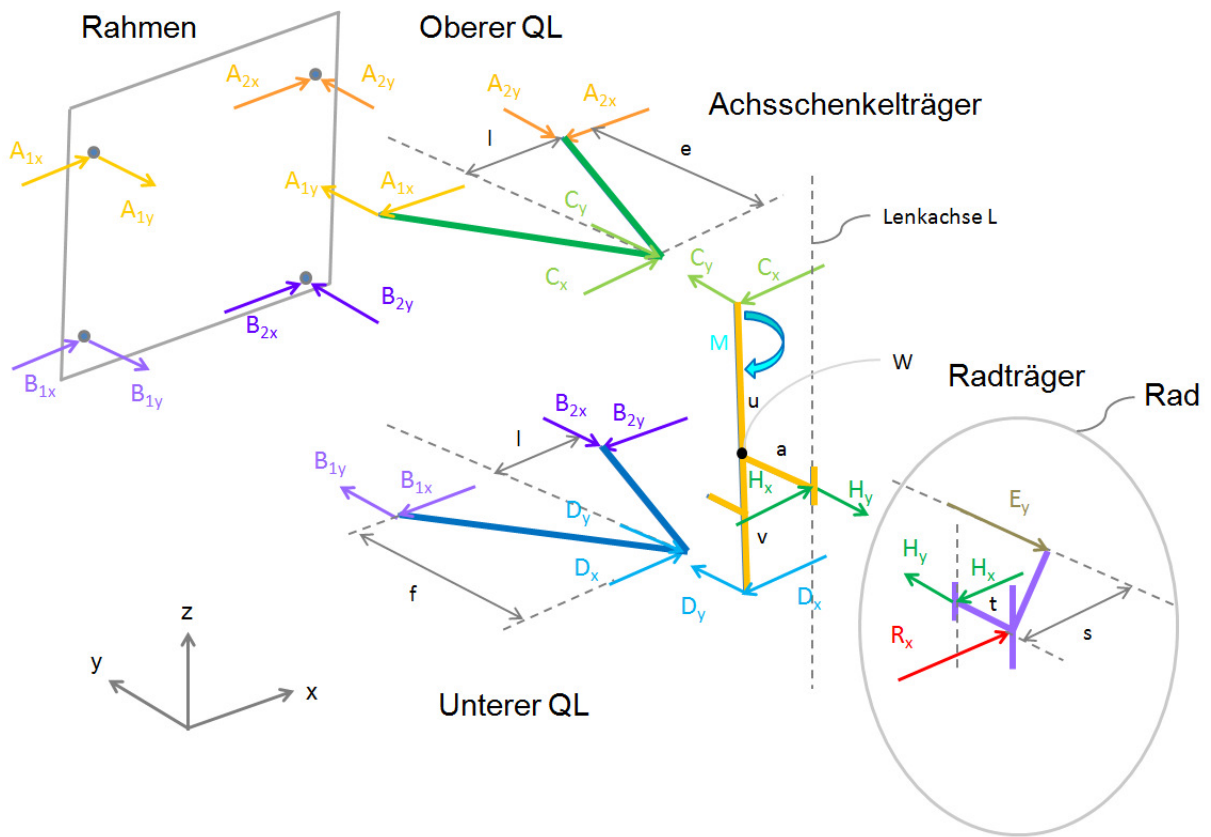


Abbildung 6.13 - Freischnitt Lastfall 3 - Stoß von vorne (AST)

6.3.3.2 Gleichungssystem

Angaben

Halbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$
 Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
 Stoßfaktor $f = 2 \text{ m/s}^2$

Eingangsgröße

Kraft von vorne: $R_x = m_A * g * f = 3750 * 9,81 * 2 = 73575 \text{ N}$ (6.129)

Ermittlung der UnbekanntenRadträger:

$$I) \quad \sum F_x = 0: \quad R_x - H_x = 0 \rightarrow H_x = R_x \quad (6.130)$$

$$II) \quad \sum F_y = 0: \quad E_y - H_y = 0 \rightarrow H_y = E_y = R_x * \frac{t}{s} \quad (6.131)$$

$$III) \quad \sum M_{yS} = 0: \quad R_x * t - E_y * s = 0 \rightarrow E_y = R_x * \frac{t}{s} \quad (6.132)$$

Achsschenkelträger:

$$IV) \quad \sum F_x = 0: \quad H_x - C_x - D_x = 0 \quad (6.133)$$

$$V) \quad \sum F_y = 0: \quad H_y - C_y - D_y = 0 \quad (6.134)$$

$$VI) \quad \sum M_{xW} = 0: \quad C_y * u - D_y * v = 0 \rightarrow C_y = D_y * \frac{v}{u} \quad (6.135)$$

$$VII) \quad \sum M_{yW} = 0: \quad C_x * u - D_x * v = 0 \rightarrow C_x = D_x * \frac{v}{u} \quad (6.136)$$

$$VIII) \quad \sum M_{zW} = 0: \quad H_x * a - M = 0 \rightarrow M = H_x * a = R_x * a \quad (6.137)$$

$$\text{Aus IV)} \quad \rightarrow D_x = R_x * \frac{u}{(u + v)} \quad (6.138)$$

$$\text{Aus V)} \quad \rightarrow D_y = R_x * \frac{t * u}{s * (u + v)} \quad (6.139)$$

$$\text{Aus VII)} \quad \rightarrow C_x = R_x * \frac{v}{(u + v)} \quad (6.140)$$

$$\text{Aus VI)} \quad \rightarrow C_y = R_x * \frac{t * v}{s * (u + v)} \quad (6.141)$$

Querlenker oben:

Mit $A_x = A_{1x} = A_{2x}$

$$IX) \quad \sum F_x = 0: \quad C_x - 2 * A_x = 0 \quad (6.142)$$

$$X) \quad \sum F_y = 0: \quad C_y + A_{2y} - A_{1y} = 0 \quad (6.143)$$

$$XI) \quad \sum M_{zA_2} = 0: \quad C_y * l - A_{1y} * 2l + C_x * e = 0 \quad (6.144)$$

$$\text{Aus IX)} \quad A_x = \frac{1}{2} * C_x = R_x * \frac{v}{2 * (u + v)} \quad (6.145)$$

$$\text{Aus VIII)} \quad A_{1y} = R_x * \left[\frac{t * v}{2s * (u + v)} * l + \frac{v * e}{2l * (u + v)} \right] = \frac{R_x}{2 * (u + v)} * \left[\frac{t * v}{s} + \frac{v * e}{l} \right] \quad (6.146)$$

$$\text{Aus X)} \quad A_{2y} = A_{1y} - C_y = \frac{R_x}{2 * (b + c)} * \left[\frac{v * e}{l} - \frac{t * v}{s} \right] \quad (6.147)$$

Querlenker unten:

Mit $B_x = B_{1x} = B_{2x}$

$$\text{IX)} \quad \sum F_x = 0: \quad D_x - 2 * B_x = 0 \quad (6.148)$$

$$\text{X)} \quad \sum F_y = 0: \quad D_y + B_{2y} - B_{1y} = 0 \quad (6.149)$$

$$\text{XI)} \quad \sum M_{zB_2} = 0: \quad D_y * l - B_{1y} * 2l + D_x * f = 0 \quad (6.150)$$

$$\text{Aus IX)} \quad B_x = \frac{1}{2} * D_x = R_x * \frac{u}{2 * (u + v)} \quad (6.151)$$

$$\text{Aus XI)} \quad B_{1y} = \frac{R_x}{2 * (u + v)} * \left[\frac{t * u}{s} + \frac{u * f}{l} \right] \quad (6.152)$$

$$\text{Aus X)} \quad B_{2y} = B_{1y} - D_y = \frac{R_x}{2 * (u + v)} * \left[\frac{u * f}{l} - \frac{t * u}{s} \right] \quad (6.153)$$

6.3.3.3 Ergebnisse

Bei der Berechnung wurden bis jetzt nur jene Kräfte berücksichtigt, die aufgrund des Stoßes wirken. Vergessen darf man jedoch nicht, dass aufgrund der ständig wirkenden Radaufstandskraft auch noch zusätzlich die statischen Kräfte aus Lastfall 1 wirken. Daher muss man eine resultierende Lagerbelastung ermitteln. Für die Festlegung der Vorzeichen geht man von dem aktuell betrachteten Lastfall aus und addiert statische Lagerkräfte, wenn sie in die gleiche Richtung wirken, oder subtrahiert sie wenn sie in entgegengesetzte Richtung wirken. Ein negatives Ergebnis bedeutet also, dass die statische Kraftkomponente größer ist, als die Komponente bei diesem Lastfall.

Tabelle 6.11 - Lagerkräfte in Lastfall 3 - Stoß von vorne (AST)

Auflagerkräfte					
Lagerstelle	Kraft	Werte statisch	Werte Stoß von vorne	Resultierende Lagerkräfte	Dimension
A ₁	A _{1x}	-	14347,1	14347,1	[N]
	A _{1y}	9593,8	28376,5	18782,7	[N]
	A _{1z}	-	-	-	[N]
A ₂	A _{2x}	-	14347,1	14347,1	[N]
	A _{2y}	9593,8	7491,4	17085,2	[N]
	A _{2z}	-	-	-	[N]
B ₁	B _{1x}	-	22440,4	22440,4	[N]
	B _{1y}	14522,3	47375,7	61898	[N]
	B _{1z}	-	-	-	[N]
B ₂	B _{2x}	-	22440,4	22440,4	[N]
	B _{2y}	14522,3	14709,3	187	[N]
	B _{2z}	-	-	-	[N]
C	C _x	-	28694,3	28694,3	[N]
	C _y	19187,5	20885,1	1697,6	[N]
	C _z	-	-	-	[N]
D	D _x	-	44880,8	44880,8	[N]
	D _y	29044,7	32666,4	61711,1	[N]
	D _z	-	-	-	[N]
E	E _y	-	53551,4	53551,4	[N]
F, G	F _x , G _x	-	-	-	[N]
	F _y , G _y	9857,2	-	9857,2	[N]
	F _z , G _z	36787,5	-	36787,5	[N]
H	H _x	-	73575	73575	[N]
	H _y	-	53551,4	53551,4	[N]
	H _z	36787,5	-	36787,5	[N]

6.3.4 Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn

6.3.4.1 Freischnitt

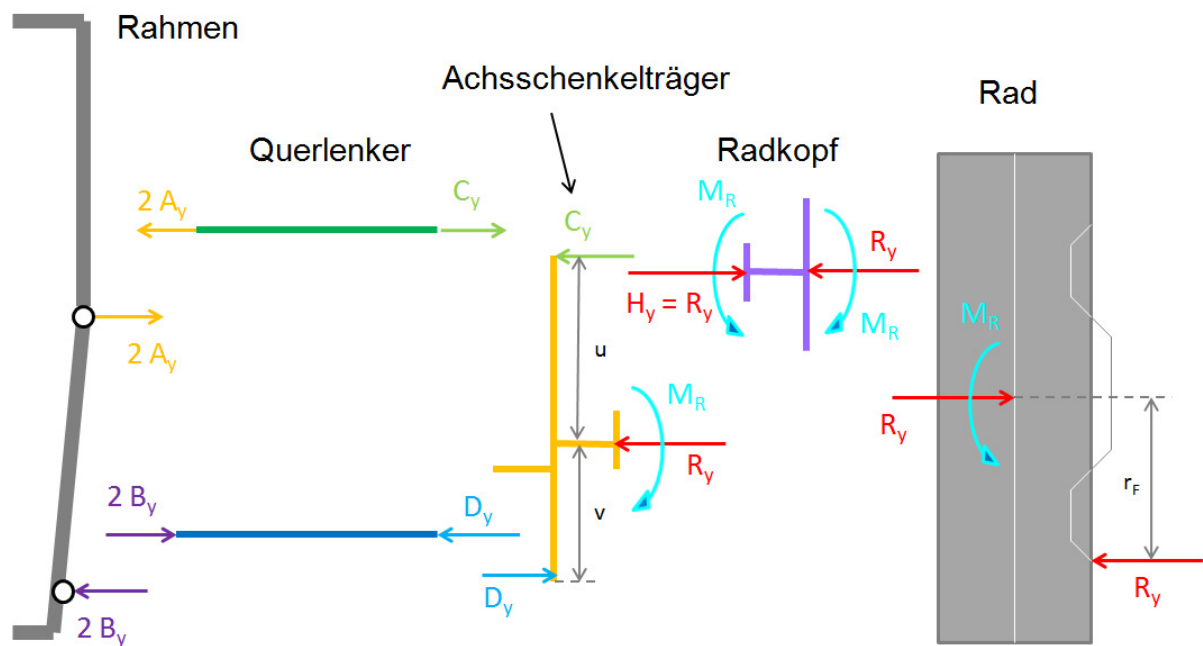


Abbildung 6.14 - Freischnitt Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn (AST)

6.3.4.2 Gleichungssystem

AngabenHalbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$ Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ Stoßfaktor $f = 1 \text{ m/s}^2$ **Eingangsgröße**

Kraft auf Felge: $R_y = m_A \cdot g \cdot f = 3750 \cdot 9,81 \cdot 1 = 36787,5 \text{ N}$ (6.154)

Ermittlung der UnbekanntenRad:

$$\text{I) } \sum M_{xS} = 0: \quad M_R - R_y \cdot r_F = 0 \rightarrow M_R = R_y \cdot r_F \quad (6.155)$$

Achsschenkelträger:

$$\text{II) } \sum F_y = 0: \quad R_y + C_y - D_y = 0 \quad (6.156)$$

$$\text{III) } \sum M_{xS} = 0: D_y * v + C_y * u - M_R = 0 \rightarrow D_y = \frac{1}{v} * (R_y * r_F - C_y * u) \quad (6.157)$$

$$\text{Aus II) } C_y = R_y * \frac{r_F - v}{u + v} \quad (6.158)$$

$$\text{Aus III) } D_y = R_y * \left[\frac{r_F}{v} + \frac{(r_F - v) * u}{(u + v) * v} \right] \quad (6.159)$$

Querlenker oben:

$$\text{IV) } \sum F_y = 0: 2 * A_y - C_y = 0 \quad (6.160)$$

$$\rightarrow A_y = \frac{1}{2} * C_y = R_y * \frac{r_F - v}{2 * (u + v)} \quad (6.161)$$

Querlenker unten:

$$\text{V) } \sum F_y = 0: 2 * B_y - D_y = 0 \quad (6.162)$$

$$\rightarrow B_y = \frac{1}{2} * D_y = R_y * \frac{1}{2} * \left[\frac{r_F}{v} + \frac{(r_F - v) * u}{(u + v) * v} \right] \quad (6.163)$$

6.3.4.3 Ergebnisse

Tabelle 6.12 - Lagerkräfte in Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn (AST)

Auflagerkräfte					
Lagerstelle	Kraft	Werte statisch	Werte Stoß auf Felgenhorn	Resultierende Lagerkräfte	Dimension
A (=A ₁ =A ₂)	A _x	-	-	-	[N]
	A _y	9593,8	3338,5	-6255,3	[N]
	A _z	-	-	-	[N]
B (=B ₁ =B ₂)	B _x	-	-	-	[N]
	B _y	14522,3	21732,2	7209,9	[N]
	B _z	-	-	-	[N]
C	C _x	-	-	-	[N]
	C _y	19187,5	6676,9	-12510,6	[N]
	C _z	-	-	-	[N]
D	D _x	-	-	-	[N]
	D _y	29044,7	43464,4	14419,7	[N]
	D _z	-	-	-	[N]
F, G	F _x , G _x	-	-	-	[N]
	F _y , G _y	9857,2	-	9857,2	[N]
	F _z , G _z	36787,5	-	36787,5	[N]
H	H _x	-	-	-	[N]
	H _y	-	36787,5	36787,5	[N]
	H _z	36787,5	-	36787,5	[N]

6.3.5 Lastfall 5 - Bremsen

6.3.5.1 Freischnitt Rad + Radträger

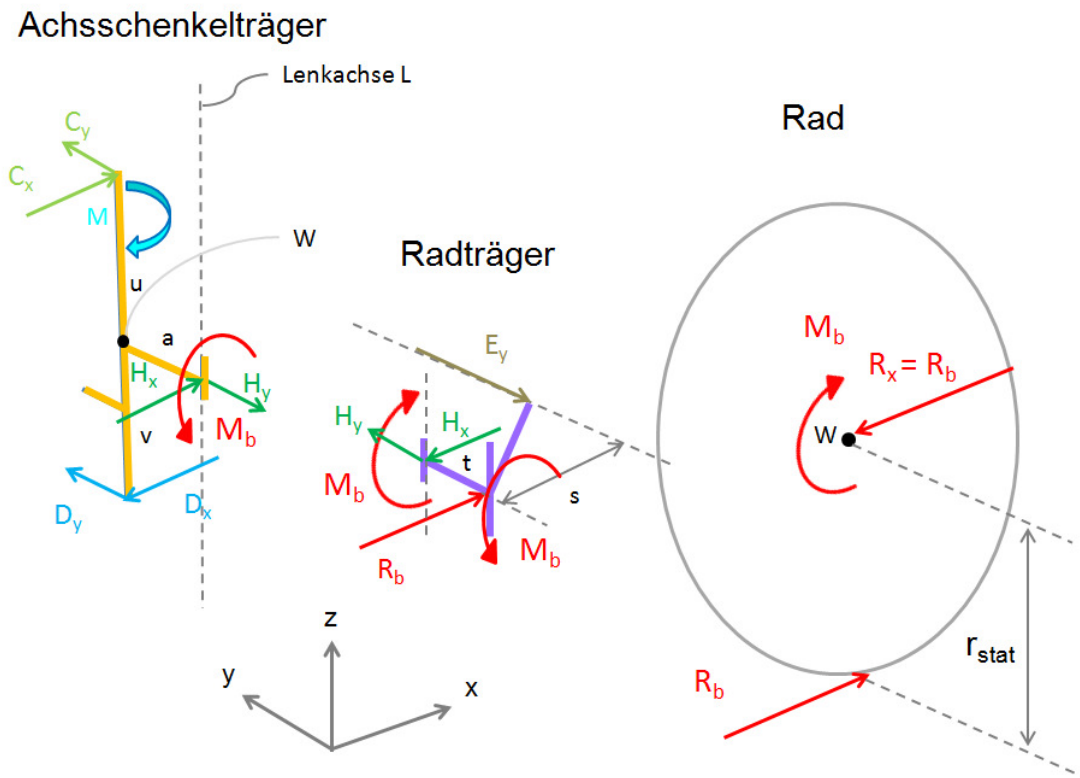


Abbildung 6.15 - Freischnitt 1 Lastfall 5 - Bremsen (AST)

6.3.5.2 Gleichungssystem für Rad und Radträger

Angaben

Halbe Achslast $m_A = 7500/2 = 3750 \text{ kg}$
 Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Eingangsgrößen

Radaufstandskraft: $R_{zb} = 66874,75 \text{ N}$ (6.164)

Bremskraft: $R_b = 46000 \text{ N}$ (6.165)

Ermittlung der Unbekannten

Rad:

1) $\sum M_{yW} = 0: \quad M_b = R_b * r_{stat}$ (6.166)

Radträger:

$$\text{II)} \quad \sum F_x = 0: \quad R_b - H_x = 0 \rightarrow H_x = R_b \quad (6.167)$$

$$\text{III)} \quad \sum F_y = 0: \quad H_y - E_y = 0 \rightarrow H_y = E_y = R_b * \frac{t}{s} \quad (6.168)$$

$$\text{IV)} \quad \sum M_{zW} = 0: \quad H_x * t - E_y * s = 0 \rightarrow E_y = R_b * \frac{t}{s} \quad (6.169)$$

Achsschenkelträger:

Die Ergebnisse aus I) bis IV) sind schon in die Gleichungen eingesetzt.

$$\text{V)} \quad \sum F_x = 0: \quad R_b - D_x + C_x = 0 \quad (6.170)$$

$$\text{VI)} \quad \sum F_y = 0: \quad C_y + D_y - E_y = 0 \quad (6.171)$$

$$\text{VII)} \quad \sum M_{yW} = 0: \quad M_b - C_x * u - D_x * v = 0 \rightarrow C_x = (M_b - D_x * v) * \frac{1}{u} \quad (6.172)$$

$$\text{VIII)} \quad \sum M_{xW} = 0: \quad C_y * u - D_y * v = 0 \rightarrow C_y = D_y * \frac{v}{u} \quad (6.173)$$

$$\text{IX)} \quad \sum M_{zW} = 0: \quad R_b * a - M = 0 \rightarrow M = R_b * a \quad (6.174)$$

$$\text{I) \& VII) in V)} \quad D_x = R_b * \frac{r_{stat} + u}{u + v} \quad (6.175)$$

$$\text{Aus VIII)} \quad C_x = R_b * \frac{r_{stat} - v}{u + v} \quad (6.176)$$

$$\text{IV) \& VIII) in VI)} \quad D_y = R_b * \frac{t * u}{s * (u + v)} \quad (6.177)$$

$$\text{Aus VII)} \quad C_y = R_b * \frac{t * v}{s * (u + v)} \quad (6.178)$$

6.3.5.3 Freischnitt Querlenker oben und unten

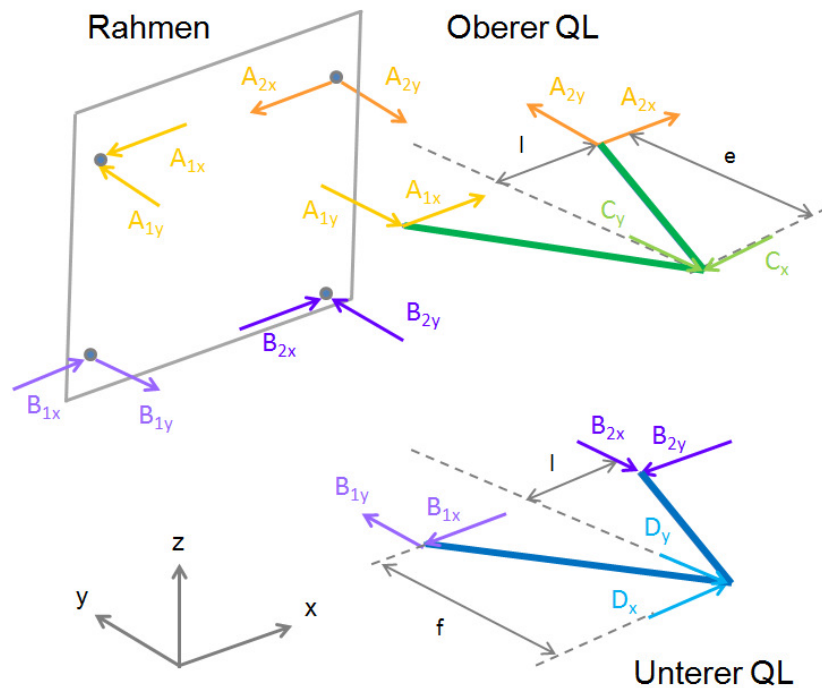


Abbildung 6.16 - Freischnitt 2 Lastfall 5 - Bremsen (AST)

6.3.5.4 Gleichungssystem für die beiden Querlenker

Querlenker oben:

Mit $A_x = A_{1x} = A_{2x}$

$$\text{X) } \sum F_x = 0: \quad 2 * A_x - C_x = 0 \quad (6.179)$$

$$\text{XI) } \sum F_y = 0: \quad -C_y + A_{2y} - A_{1y} = 0 \quad (6.180)$$

$$\text{XII) } \sum M_{zA_2} = 0: \quad C_y * l + A_{1y} * 2l - C_x * e = 0 \quad (6.181)$$

$$\text{Aus X) } \quad A_x = \frac{1}{2} * C_x = R_b * \frac{r_{stat} - v}{2 * (u + v)} \quad (6.182)$$

$$\begin{aligned} \text{Aus XII) } \quad A_{1y} &= R_b * \left[\frac{(r_{stat} - v) * e}{2l * (u + v)} - \frac{t * v}{2s * (u + v)} \right] \\ &= \frac{R_b}{2 * (u + v)} * \left[\frac{(r_{stat} - v) * e}{l} - \frac{t * v}{s} \right] \end{aligned} \quad (6.183)$$

$$\text{Aus XI) } \quad A_{2y} = A_{1y} + C_y = \frac{R_b}{2 * (u + v)} * \left[\frac{(r_{stat} - v) * e}{l} + \frac{t * v}{s} \right] \quad (6.184)$$

Querlenker unten:

Mit $B_x = B_{1x} = B_{2x}$

$$\text{XIII) } \sum F_x = 0: \quad D_x - 2 * B_x = 0 \quad (6.185)$$

$$\text{XIV) } \sum F_y = 0: \quad B_{1y} - B_{2y} - D_y = 0 \quad (6.186)$$

$$\text{XV) } \sum M_{zB_2} = 0: \quad D_y * l - B_{1y} * 2l + D_x * f = 0 \quad (6.187)$$

$$\text{Aus XIII) } B_x = \frac{1}{2} * D_x = R_x * \frac{r_{stat} + u}{2 * (u + v)} \quad (6.188)$$

$$\text{Aus XV) } B_{1y} = \frac{R_b}{2 * (u + v)} * \left[\frac{t * u}{s} + \frac{(r_{stat} + u) * f}{l} \right] \quad (6.189)$$

$$\text{Aus XIV) } B_{2y} = B_{1y} - D_y = \frac{R_b}{2 * (u + v)} * \left[\frac{(r_{stat} + u) * f}{l} - \frac{t * u}{s} \right] \quad (6.190)$$

6.3.5.5 Ergebnisse

Tabelle 6.13 - Lagerkräfte in Lastfall 5 - Bremsen (AST)

Auflagerkräfte					
Lagerstelle	Kraft	Werte aufgrund R_{zb}	Werte aufgrund R_b	Resultierende Lagerkräfte	Dimension
A ₁	A _{1x}	-	14030	14030	[N]
	A _{1y}	17440,2	11008,7	28448,9	[N]
	A _{1z}	-	-	-	[N]
A ₂	A _{2x}	-	14030	14030	[N]
	A _{2y}	17440,2	24066,3	6626,1	[N]
	A _{2z}	-	-	-	[N]
B ₁	B _{1x}	-	37030	37030	[N]
	B _{1y}	26399,7	61436,5	87836,2	[N]
	B _{1z}	-	-	-	[N]
B ₂	B _{2x}	-	37030	37030	[N]
	B _{2y}	26399,7	41013,1	14613,4	[N]
	B _{2z}	-	-	-	[N]
C	C _x	-	28060	28060	[N]
	C _y	34880,3	13057,6	-21822,7	[N]
	C _z	-	-	-	[N]
D	D _x	-	74060	74060	[N]
	D _y	52799,4	20423,4	73222,8	[N]
	D _z	-	-	-	[N]
E	E _y	-	33481	33481	[N]
F, G	F _x , G _x	-	-	-	[N]
	F _y , G _y	17919	-	17919	[N]
	F _z , G _z	66874,8	-	66874,8	[N]
H	H _x	-	46000	46000	
	H _y	-	33481	33481	
	H _z	66874,8	-	66874,8	

6.3.6 Lastfall 6 - Kurvenfahrt

Für die Lagerbelastungen aufgrund der Reifenvertikalkraft kann in die Gleichungen von Lastfall 1 eingesetzt werden. Die Kräfte die von der Reifenseitenkraft verursacht werden, können mit den Gleichungen von Lastfall 4 berechnet werden, wobei man den Felgenradius durch den statischen Reifenhalbmesser ersetzen muss.

6.3.6.1 Freischnitt

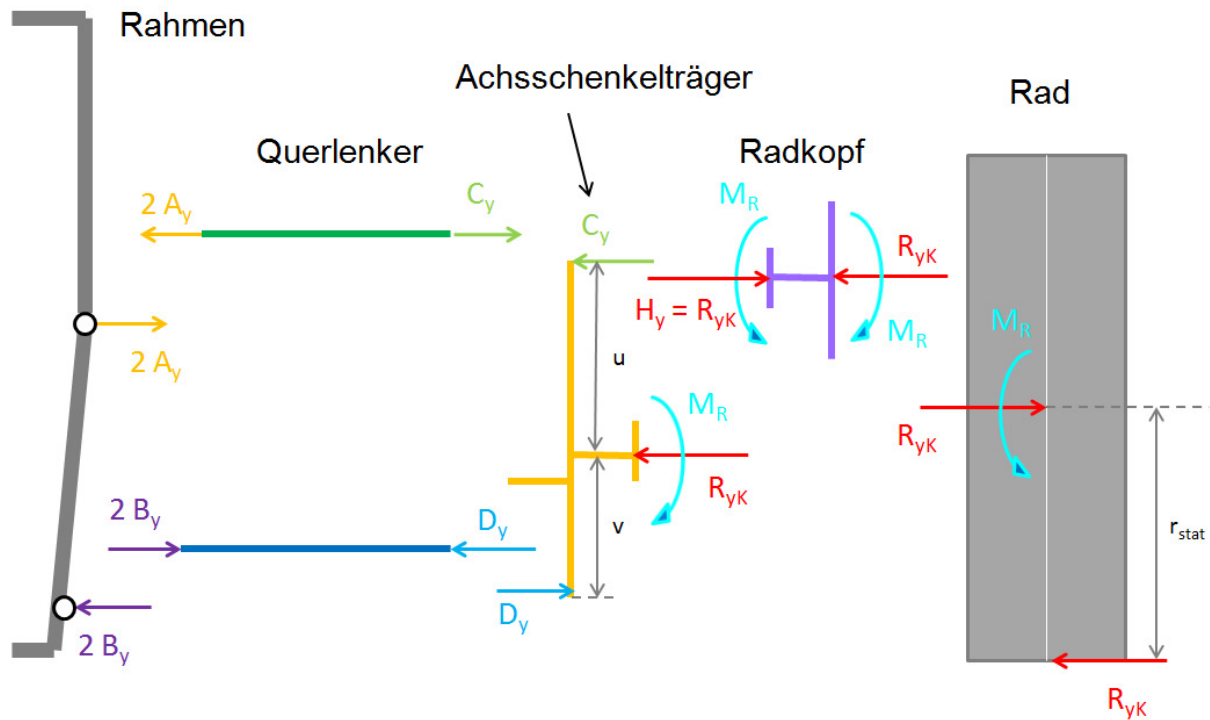


Abbildung 6.17 - Freischnitt Lastfall 6 - Kurvenfahrt (AST)

6.3.6.2 Gleichungssystem

Angaben

Gesamte Achslast $m_{VA} = 7500 \text{ kg}$
 Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Eingangsgrößen

Radaufstandskraft: $R_{zK} = 73575 \text{ N}$ (6.191)

Reifenseitenkraft: $R_{yK} = 47861,3 \text{ N}$ (6.192)

Ermittlung der UnbekanntenRad:

$$I) \quad \sum M_{xS} = 0: \quad M_R - R_{yK} * r_{stat} = 0 \rightarrow M_R = R_{yK} * r_{stat} \quad (6.193)$$

Achsschenkelträger:

$$II) \quad \sum F_y = 0: \quad R_{yK} + C_y - D_y = 0 \quad (6.194)$$

$$III) \quad \sum M_{xS} = 0: \quad D_y * v + C_y * u - M_R = 0 \rightarrow D_y = \frac{1}{v} * (R_{yK} * r_{stat} - C_y * u) \quad (6.195)$$

$$\text{Aus II)} \quad C_y = R_{yK} * \frac{r_{stat} - v}{u + v} \quad (6.196)$$

$$\text{Aus III)} \quad D_y = R_{yK} * \left[\frac{r_{stat}}{v} + \frac{(r_{stat} - v) * u}{(u + v) * v} \right] \quad (6.197)$$

Querlenker oben:

$$IV) \quad \sum F_y = 0: \quad 2 * A_y - C_y = 0 \quad (6.198)$$

$$\rightarrow A_y = \frac{1}{2} * C_y = R_{yK} * \frac{r_{stat} - v}{2 * (u + v)} \quad (6.199)$$

Querlenker unten:

$$V) \quad \sum F_y = 0: \quad 2 * B_y - D_y = 0 \quad (6.200)$$

$$\rightarrow B_y = \frac{1}{2} * D_y = R_{yK} * \frac{1}{2} * \left[\frac{r_{stat}}{v} + \frac{(r_{stat} - v) * u}{(u + v) * v} \right] \quad (6.201)$$

6.3.6.3 Ergebnisse

Tabelle 6.14 - Lagerkräfte in Lastfall 6 - Kurvenfahrt (AST)

Auflagerkräfte					
Lagerstelle	Kraft	Werte Reifenvertikalkraft	Werte Reifenseitenkraft	Resultierende Lagerkräfte	Dimension
A (=A ₁ =A ₂)	A _x	-	-	-	[N]
	A _y	19187,5	14597,7	-4589,8	[N]
	A _z	-	-	-	[N]
B (=B ₁ =B ₂)	B _x	-	-	-	[N]
	B _y	29044,7	38528,3	9483,6	[N]
	B _z	-	-	-	[N]
C	C _x	-	-	-	[N]
	C _y	38375	29195,4	-9179,6	[N]
	C _z	-	-	-	[N]
D	D _x	-	-	-	[N]
	D _y	58089,4	77056,7	18967,3	[N]
	D _z	-	-	-	[N]
F, G	F _x , G _x	-	-	-	[N]
	F _y , G _y	19714,4	-	19714,4	[N]
	F _z , G _z	73575	-	73575	[N]
H	H _x	-	-	-	[N]
	H _y	-	47861,3	47861,3	[N]
	H _z	73575	-	73575	[N]

6.4 Validierung der Ergebnisse

Zu den Input-Werten der berechneten Lastfälle ist noch folgendes anzumerken: Die Annahmen, dass in den verschiedenen Situationen die Stoßkräfte mit einem Vielfachen der Erdbeschleunigung wirken ist eine sehr konservative Betrachtungsweise der Problematik. Die maximalen Kräfte, die sich dadurch in den Gelenken und Bauteilen ergeben, wirken, weil es sich eben nur um einen Stoß handelt, nur für einen Bruchteil einer Sekunde und nicht über einen längeren Zeitraum. Die Intensität dieser Stoßkräfte ist darüber hinaus großzügig angenommen, um eine gewisse Sicherheit gegenüber realer Betriebsbedingungen zu berücksichtigen.

Bei der Berechnung wurden ein- bzw. ausgefederte Zustände nicht berücksichtigt, da die Stoßkräfte in der vorgegebenen Intensität, wenn dann auch nur in neutraler Lage auftreten werden und nicht zu einem Zeitpunkt, wo das Rad gerade voll eingefedert oder voll ausgefedert ist.

Dimensioniert man also alle vorhandenen Bauteile anhand der maximalen Kräfte der betrachteten Lastfälle, so ist ein Ausfall bei realen Betriebsbedingungen so gut wie ausgeschlossen.

7 Vordimensionierung der Lagerstellen

7.1 Bauart Doppelquerlenker mit Kugelgelenken

7.1.1 Rahmenfeste Lagerung der Querlenker

Für die rahmenfesten Lagerstellen der Querlenker werden Molekularlager von ZF gewählt. Dabei handelt es sich um Kugelgelenke bei denen die kardanische Beweglichkeit auf Molekularverformung im Gummi beruht. Dieser Gummi befindet sich zwischen der inneren und äußeren Lagerschale und ist mit den Metallteilen im Haftverfahren fest verbunden. Die Kugelgelenke sind daher völlig wartungs- und verschleißfrei [33].

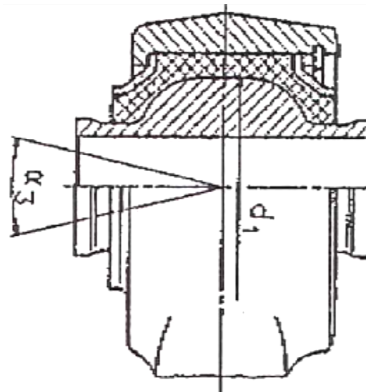


Abbildung 7.1 – ZF Molekularlager mit Durchgangsbohrung [34]

Wie auf der Abbildung ersichtlich hat die innere Lagerschale eine Bohrung. Durch diese Bohrung sollen mittels Sechskantschrauben die Querlenker am Rahmen befestigt werden. Die axialen Kräfte der rahmenfesten Lager sind durch die Komponenten A_x und B_x in den Ergebnistabellen angegeben. Um die radialen Lagerkräfte zu berechnen, müssen die Kraftkomponenten y und z laut folgender Formel kombiniert werden:

$$F_{rad} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad (7.1)$$

Lagerauswahl für oberen Querlenker A1 und A2

Tabelle 7.1 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen A1 und A2

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]	Max. Axialkraft in x [kN]
A1	31,2 (Bremsen)	19,4 (Bremsen)
A2	27,7 (Bremsen)	19,4 (Bremsen)

Tabelle 7.2 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 50 [34]

Nenngröße	d_1 [mm]	F_{rad_zul} [kN]	F_{ax_zul} [kN]
50	55	75	30

Lagerauswahl für unteren Querlenker B1 und B2

Tabelle 7.3 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen B1 und B2

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]	Max. Axialkraft in x [kN]
B1	107,2 (Bremsen)	42,4 (Bremsen)
B2	40,3 (Bremsen)	42,4 (Bremsen)

Tabelle 7.4 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 62 [34]

Nenngröße	d ₁ [mm]	F _{rad_zul} [kN]	F _{ax_zul} [kN]
62	62	110	70

7.1.2 Kugelgelenke mit Kegelzapfen

Kugelgelenke mit einem Kegelzapfen werden zur Verbindung des oberen und unteren Querlenkers mit dem Radträger (Lagerstelle C und D) verwendet. Die Querlenker haben dazu ein Aufnahmeauge für den Kugelkopf des Gelenks, während der Radträger an der jeweiligen Lagerstelle eine kegelige Bohrung zur Aufnahme des Kegelzapfens besitzt. Ebenso wird für das Gelenk zwischen Spurstangenhebel und Spurstange (E) ein Gelenkzapfen dieser Art gewählt. Die Kegelzapfen werden in senkrechter Lage eingebaut, sodass alle Kräfte in z-Richtung das Gelenk axial belasten. Die radiale Belastung setzt sich somit aus den x und y Komponenten der Kraft zusammen:

$$F_{rad} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (7.2)$$

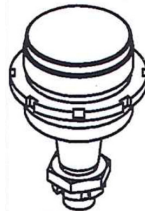


Abbildung 7.2 – ZF Kugelgelenk mit kegeligem Anschluss [34]

Lagerauswahl für Kugelgelenke C, D und E

Tabelle 7.5 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen C, D und E

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]	Max. Axialkraft in z [kN]
C	38,9 (Bremsen)	0
D	91 (Bremsen)	110,3 [Druck] (Schlagloch)
E	29,7 (Bremsen)	0

Anmerkung: Aufgrund der geringen Belastung im Gelenk der Spurstange wird in das Konzept ein Gelenkzapfen mit einem Durchmesser von 40mm eingebaut. Allerdings liegen in den ZF Datenblättern nur Belastungswerte für Kugelgelenke mit einem Durchmesser 50-82,7mm auf. Das radiale Belastungslimit des Kegelzapfens D50 beträgt 67 kN. Ein etwas kleineres Gelenk wird also für die benötigte Last noch ausreichen.

Tabelle 7.6 - Gewählte Lager: ZF Kugelgelenke mit kegeligem Anschluss [34]

Lagerstelle	d [mm]	$F_{\text{rad_zul}}$ [kN]	$F_{\text{ax_zul}}$ [kN]
C	50	67	75
D	60	100	110 [Druck]
E	40	--	--

7.1.3 Lagerung des Federbeins

7.1.3.1 Lagerung am Rahmen

Für die Lagerung des Federbeins am Rahmen (Lagerstelle F) wird ebenfalls ein Molekularlager von ZF gewählt. Allerdings wird hier konstruktionsbedingt kein Kugelgelenk mit Durchgangsbohrung, sondern eines mit Befestigungspratzen benötigt. Diese Ausführung wird bei weitem am häufigsten verwendet. Aufgrund der hohen Steifigkeit in radialer Richtung lassen Kugelgelenke äußerst hohe spezifische Spannungen zu, bei relativ geringem benötigtem Einbauraum [33].

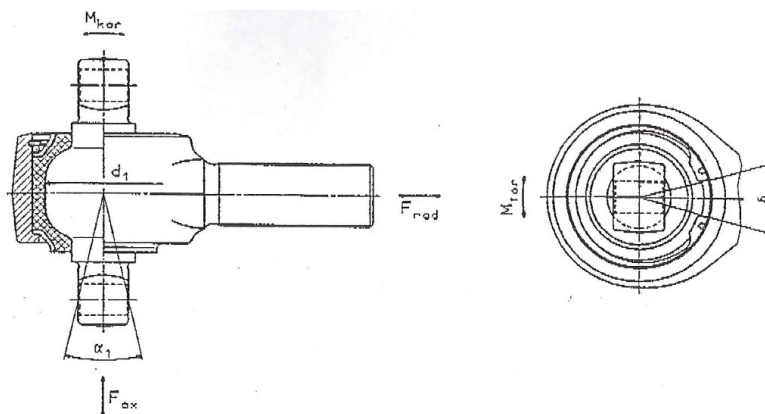


Abbildung 7.3 - ZF Molekularlager mit Befestigungspratzen [34]

Tabelle 7.7 - Maximale Belastung in der Lagerstelle F

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]
F	143,4 (Schlagloch)

Tabelle 7.8 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 65 [34]

Nenngröße	d_1 [mm]	$F_{\text{rad_zul}}$ [kN]	$F_{\text{ax_zul}}$ [kN]
65	70	135	80

Anmerkung: Das Lager besitzt zwar eine Belastungsgrenze knapp unterhalb der maximalen Belastung beim Lastfall Schlagloch, allerdings stellt dieser Wert einen Fall dar, der in dieser Intensität nur für einen Bruchteil einer Sekunde eintreten wird. Deshalb soll das gewählte Lager zur Vordimensionierung ausreichen.

7.1.3.2 Lagerung am unteren Querlenker

Am unteren Ende des Federbeins befindet sich eine Distanzstange mit einer Lagerung, die am unteren Querlenker montiert werden kann. Die Konstruktion wurde so ausgeführt, dass die Befestigung am Querlenker mittels Bolzen erfolgt. Daher ist hier wieder ein Kugelgelenk mit Durchgangsbohrung einzusetzen. Da, wie bereits erwähnt und durch die Berechnung gezeigt, die Kraft im Federbein äußerst hoch ist, muss das gesuchte Lager eine sehr hohe radiale Belastungsfähigkeit besitzen. In den Unterlagen über die Molekularlager von ZF, die bei der Recherche zur Verfügung stehen, gibt es zwar Kugelgelenke mit ausreichend hohen Belastungsgrenzen, allerdings sind diese in ihrer Baugröße zu groß, um sie für die Lagerung am unteren Querlenker verwenden zu können. Deshalb werden hier Radial-Gelenklager von Schaeffler gewählt. Diese haben trotz ihrer hohen Belastbarkeit eine sehr schmale und kompakte Bauweise mit geringerem Durchmesser.

Vordimensionierung von Schaeffler-Gelenklagern

Im Gelenklagerkatalog von Schaeffler ist die Belastbarkeit mittels dynamischer Tragzahl C angegeben. Die dynamische Tragzahl C geht als Kennwert, zusammen mit anderen Einflussgrößen, in die Berechnung der nominellen Gebrauchsdauer ein. Sie gibt die höchste, bei Raumtemperatur zulässige Belastung an, wenn sich die Gleitflächen relativ zueinander bewegen [35]. Zusätzlich müssen bei der Auswahl der Gelenklager folgende Punkte beachtet werden:

Art der Beanspruchung: statisch d.h. im Lager findet unter Last keine Gleitbewegung statt oder dynamisch d.h. im Lager findet unter Last eine Gleitbewegung statt

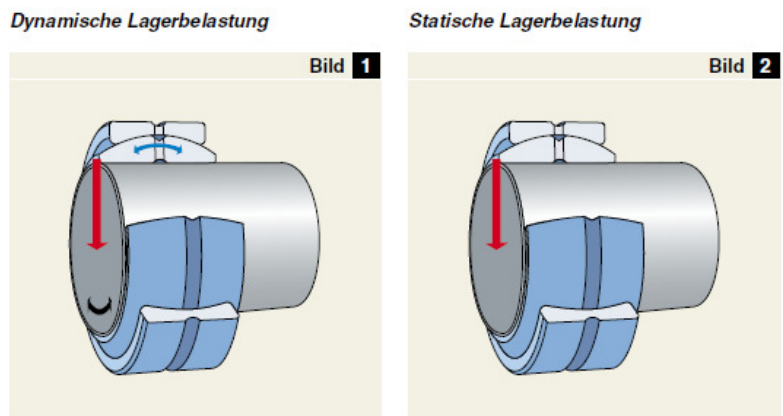


Abbildung 7.4 - Dynamische Lagerbelastung und statische Lagerbelastung [35]

Belastungsrichtung: radiale, axiale und kombinierte Belastungen

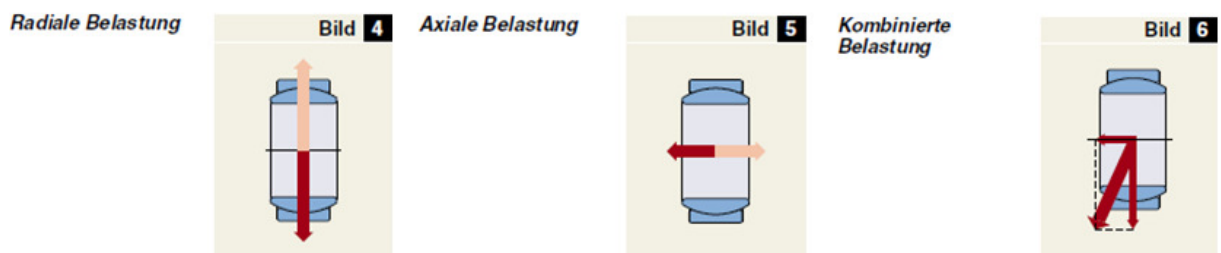


Abbildung 7.5 - Radiale Belastung, axiale Belastung und kombinierte Belastung [35]

Wirkungsweise: einseitig wirkende oder wechselseitig wirkende Belastungen

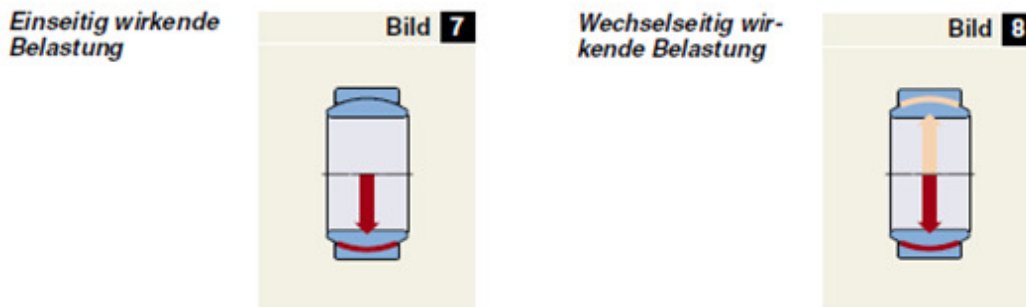


Abbildung 7.6 - Einseitig wirkende Belastung und wechselseitig wirkende Belastung [35]

Im Fall der betrachteten Lagerstelle tritt für die auszulegende Last eine einseitig wirkende rein radiale dynamische Belastung auf. Das bedeutet, dass ein Radial-Gelenklager eingesetzt werden kann. Diese Lager können zusätzlich zu einer Radialbelastung F_R , bis zu einem gewissen Verhältnis, auch eine gleichzeitig wirkende Axialbelastung F_A aufnehmen.

Tabelle 7.9 - Maximale Belastung in der Lagerstelle G

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]
G	143,4 (Schlagloch)

$$P = X * F_R$$

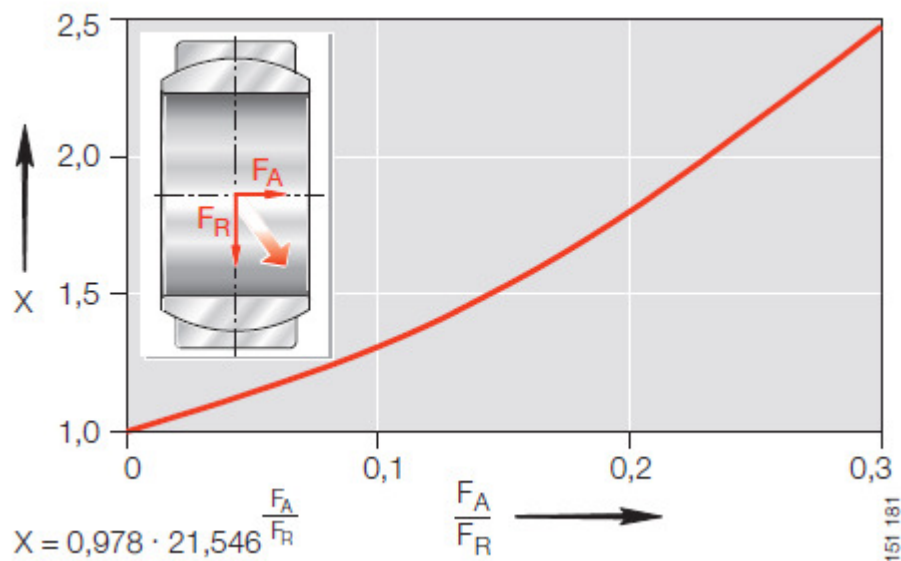


Abbildung 7.7 - Radial-Gelenklager: Kombinierte Belastung [36]

Das Federbein kann jedoch nur radiale Kräfte übertragen. Somit ist $F_A/F_R = 0$:

$$X = 0,978 * 21,546^0 = 0,978 \tag{7.3}$$

$$P = 0,978 * 143400 = 140\,245,2\,N \tag{7.4}$$

Allerdings ist diese Belastung ein äußerst seltener Fall mit einer hohen Belastung. Im Fahrbetrieb wird es zu einer schwankenden Belastung des Lagers kommen. Diese Kraft liegt zwischen der statischen Lagerkraft und dem Spitzenwert bei einem Schlagloch. In so einem Fall muss eine äquivalente Lagerbelastung errechnet werden. Dieser Wert hat dann eine vergleichbare Wirkung auf die Lebensdauer wie die tatsächlich auftretende, veränderliche Lagerbelastung [36].

$$P = \sqrt{\frac{F_{R_min}^2 + F_{R_max}^2}{2}} \quad (7.5)$$

$$P = \sqrt{\frac{47859^2 + 143400^2}{2}} = 106897,2 \text{ N} \quad (7.6)$$

Dieser Mittelwert würde nur exakt stimmen, wenn sich die Lagerbelastung linear verändert. Dies wird zwar in der Realität nicht eintreten, aber es ist dennoch sinnvoller das Lager anhand des Mittelwertes auszulegen, als über einen Spitzenwert, der so gut wie nie eintreten wird. Zur Vordimensionierung kann nun mit dem Diagramm in Abbildung 7.9 die Nenngröße des gesuchten Lagers abgeschätzt werden.

Dabei spielt der Faktor C_r/P , der den Nutzungsgrad der Tragzahl des Lagers angibt, eine wichtige Rolle. Wird die dynamische Tragzahl nämlich voll genutzt, reduziert dies die Gebrauchsdauer des Lagers oft sehr stark. In der Tabelle sind für wartungsfreie Gelenklager einzuhaltende Verhältnisse angegeben [36]:

Baureihe	Belastung wechselnd $C_r (C_a)/P$	Belastung einseitig $C_r (C_a)/P$
GE..UK GE..UK-2RS	bedingt geeignet geeignet $\cong 2$	5 bis 1
GE..DW	geeignet >2	3 bis 1
GE..DW-2RS2	geeignet >2	3 bis 1
GE..FW GE..FW-2RS	bedingt geeignet geeignet $\cong 2$	5 bis 1
GE..PW	bedingt geeignet $\cong 2$	5 bis 1
GE..SW GE..AW	geeignet $\cong 2$	5 bis 1

Abbildung 7.8 - Richtwerte für wartungsfreie Gelenklager bei dynamischer Belastung [36]

Da die Belastung einseitig ist, wird hier zur Vorauslegung ein Verhältnis von 2 gewählt. Mit diesen Daten kann nun aus dem Schaeffler Produktkatalog ein geeignetes Lager ausgewählt werden.

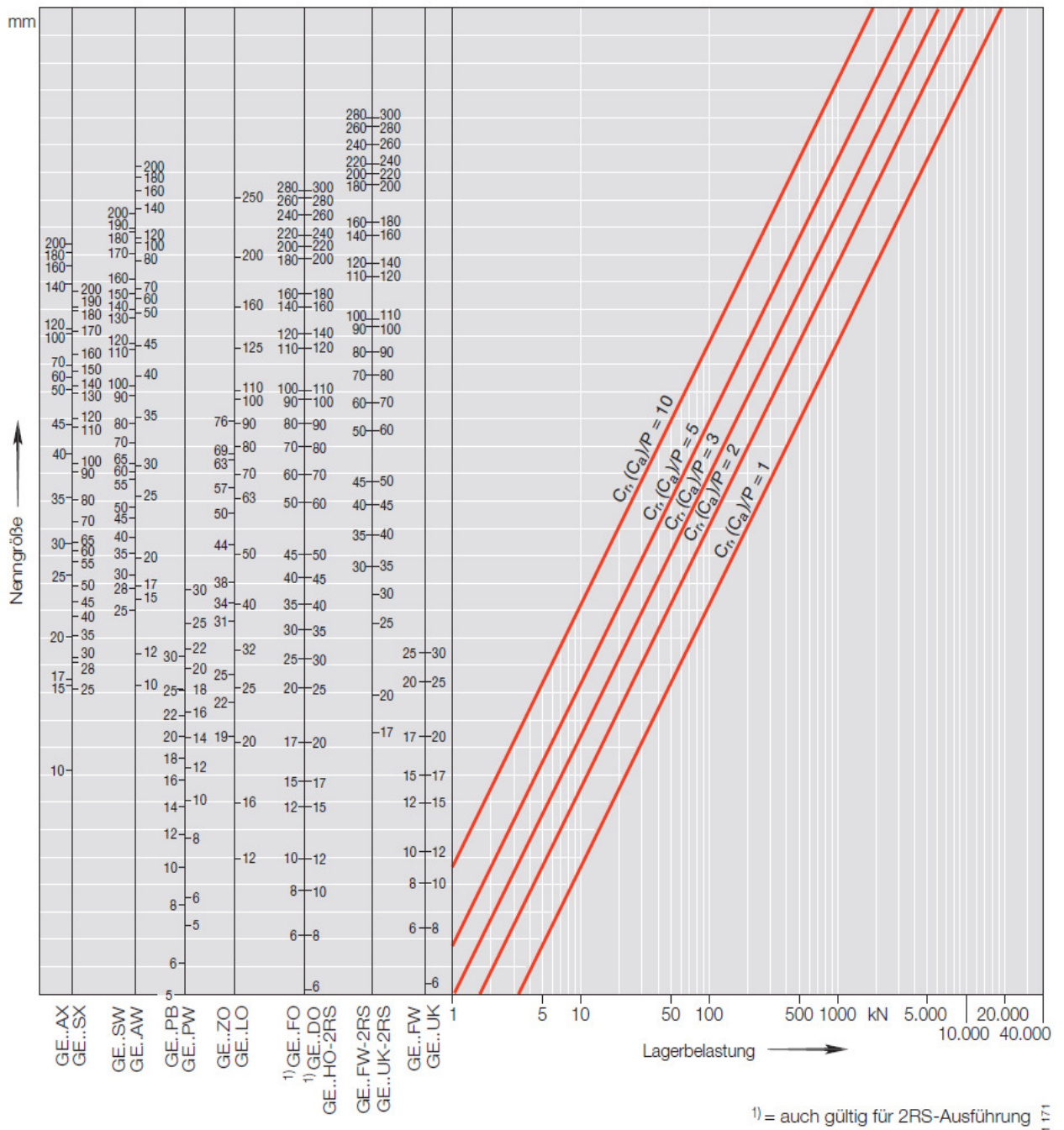


Abbildung 7.9 - Lagergröße, Belastung und Cr(Ca)/P-Verhältnis [36]

Gewähltes Lager:

Radial-Gelenklager GE-40-UK-2RS wartungsfrei, beidseitige Lippendichtung

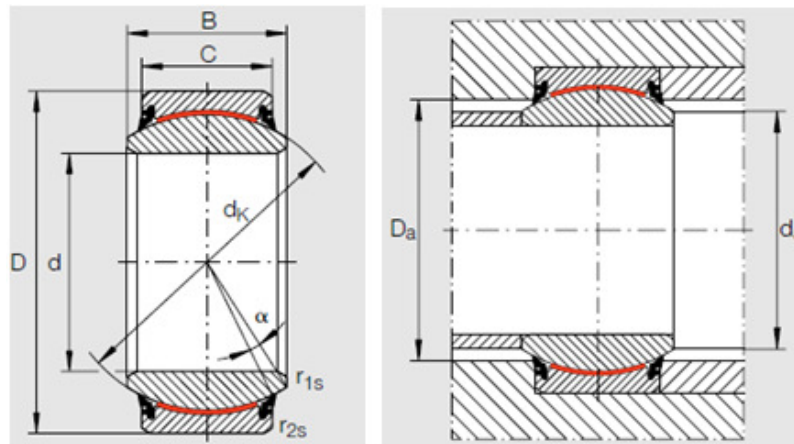


Abbildung 7.10 - Wichtige Maße des Lagers GE-40-UK-2RS [36]

Tabelle 7.10 - Gewähltes Lager für Lagerstelle G [36]

Lagerstelle	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [mm]	C_r [N]
G	40	62	28	22	277000

Mit einem Sicherheitsfaktor $C_r/P=2$ ist folgende dynamische Tragzahl erforderlich:

$$C_{r_erf} = 2 * P = 2 * 106897,2 = 213794,4 \text{ N} < C_r \quad (7.7)$$

Das gewählte Lager erfüllt somit die benötigten Belastungsanforderungen.

7.2 Bauart mit Achsschenkelträger

7.2.1 Rahmenfeste Lagerung der Querlenker

Für die rahmenfesten Lagerstellen der Querlenker werden hier ebenfalls Molekularlager von ZF gewählt. Die Auswahl erfolgt erneut nach der höchsten auftretenden Belastung in der jeweiligen Lagerstelle.

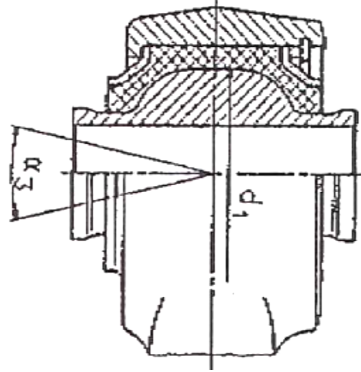


Abbildung 7.11 – ZF Molekularlager mit Durchgangsbohrung [34]

Lagerauswahl für oberen Querlenker A1 und A2

Tabelle 7.11 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen A1 und A2

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]	Max. Axialkraft in x [kN]
A1	28,8 (Schlagloch)	14 (Bremsen)
A2	28,8 (Schlagloch)	14 (Bremsen)

Tabelle 7.12 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 50 [34]

Nenngröße	d_1 [mm]	F_{rad_zul} [kN]	F_{ax_zul} [kN]
50	55	75	30

Lagerauswahl für unteren Querlenker B1 und B2

Tabelle 7.13 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen B1 und B2

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]	Max. Axialkraft in x [kN]
B1	87,8 (Bremsen)	37 (Bremsen)
B2	43,6 (Schlagloch)	37 (Bremsen)

Tabelle 7.14 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 62 [34]

Nenngröße	d_1 [mm]	F_{rad_zul} [kN]	F_{ax_zul} [kN]
62	62	110	70

7.2.2 Lagerung des Achsschenkelträgers

Lagerauswahl für obere und untere Lagerstelle des Achsschenkelträgers

Bei der oberen und unteren Lagerstelle des Achsschenkelträgers treten beim Lastfall Schlagloch rein radiale Kräfte auf, während beim Bremsen in der oberen (C) und unteren Lagerung (D) axiale Kräfte in Kombination mit radialen Kräften wirken. Hier spricht man von sogenannten kombinierten Belastungen. In den ZF Datenblättern ist kein passendes Lager zu finden, das für die benötigten axialen Kräfte geeignet ist. Deshalb wird versucht, in dem Produktkatalog von Schaeffler, geeignete Gelenklager zu finden. Da beim Beschleunigen die axialen Kräfte in die entgegengesetzte Richtung wirken wie beim Bremsen und auch diese Kräfte vom Lager aufgenommen werden müssen, ist es notwendig zwei Schräg-Gelenklager pro Lagerstelle zu verbauen.

Tabelle 7.15 - Maximale Belastung in den Lagerstellen C und D

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]	Max. Axialkraft in x [kN]
C	57,6 (Schlagloch)	28,1 (Bremsen)
D	87,1 (Schlagloch)	74,1 (Bremsen)

Wie aus der Tabelle ersichtlich, stammen die jeweils maximalen Werte nicht aus demselben Lastfall. Aber ausgehend vom ungünstigsten Fall, dass der LKW beim Bremsen ein Schlagloch durchfährt, kann man für die Lagerdimensionierung eine kombinierte Belastung aus den beiden Lastfällen bestimmen:

Vordimensionierung der Lagerstelle C:

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{28,1}{57,6} = 0,48 \tag{7.8}$$

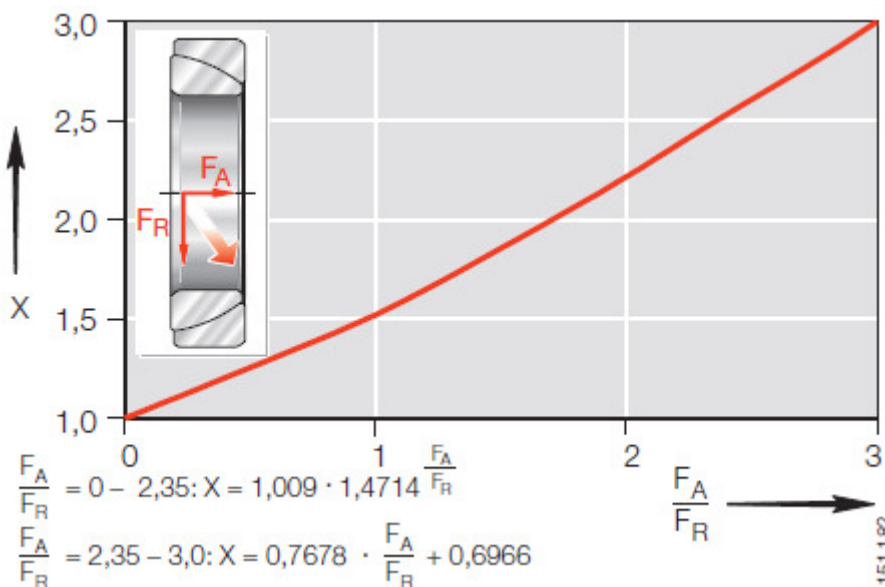


Abbildung 7.12 - Schräg-Gelenklager: Kombinierte Belastung [36]

$$X = 1,009 \cdot 1,4714^{0,48} = 1,21 \tag{7.9}$$

$$P = X * F_R = 1,16 * 77,1 = 69,7 \text{ kN} \quad (7.10)$$

Aufgrund der Tatsache, dass zwei Schräg-Gelenklager eingebaut werden, wird sich die Belastung auf die beiden Lager mit einem gewissen Faktor aufteilen. Da die Kräfte oft schräg angreifen, beträgt das Aufteilungsverhältnis in der Realität nicht genau 50:50. Für die Auslegung nimmt man an, dass eines der beiden Lager aber immer mindestens 40% der Lagerbelastung aufnimmt. Das bedeutet, dass auf das höher belastete Lager höchstens 60% der Gesamtbelastung wirken:

$$P_{res} = 0,60 * P = 0,6 * 69,7 = 41,8 \text{ kN} \quad (7.11)$$

Mit der Tabelle für die Sicherheitswerte $C_r/P=2$ (Abbildung 7.8) und dem Diagramm für die Vordimensionierungen (Abbildung 7.9) kann nun ein Lager aus dem Produktkatalog gesucht werden:

Gewähltes Lager:

2x Schräg-Gelenklager GE25-SW, wartungsfrei

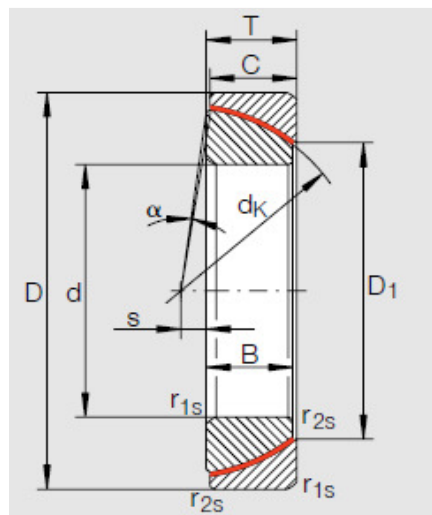


Abbildung 7.13 - Maße für das gewählte Lager GE25-SW [36]

Tabelle 7.16 - Gewähltes Lager für Lagerstelle C [36]

Lagerstelle	d [mm]	D [mm]	T [mm]	dk [mm]	C_r [N]
C	25	47	15	42,5	143000

Mit einem Sicherheitsfaktor $C_r/P = 2$ ist folgende dynamische Tragzahl erforderlich:

$$C_{r_erf} = 2 * P_{res} = 2 * 41820 = 83640 \text{ N} < C_r \quad (7.12)$$

Das gewählte Lager erfüllt somit die benötigten Belastungsanforderungen.

Vordimensionierung der Lagerstelle D:

Für die Lagerstelle D werden aufgrund der ähnlichen Belastungsart ebenfalls 2 Schräggelenklager benötigt. Das Verhältnis zwischen axialer und radialer Last ist dabei höher als bei der oberen Lagerung:

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{74,1}{87,1} = 0,85 \quad (7.13)$$

$$X = 1,009 * 1,4714^{0,85} = 1,4 \quad (7.14)$$

$$P = X * F_R = 1,4 * 87,1 = 122 \text{ kN} \quad (7.15)$$

$$P_{res} = 0,6 * P = 0,6 * 122 \text{ kN} = 73,2 \text{ kN} \quad (7.16)$$

Gewähltes Lager:

2x Schräg-Gelenklager GE28-SW, wartungsfrei

Tabelle 7.17 - Gewähltes Lager für Lagerstelle D [36]

Lagerstelle	d [mm]	D [mm]	T [mm]	d _K [mm]	C _r [N]
D	28	52	16	47	172000

Zur Kontrolle:

$$C_{r_erf} = 2 * P_{res} = 2 * 73200 = 146400 \text{ N} < C_r \quad (7.17)$$

Am Achsschenkelträger wird außerdem über einen Bolzen (H) der Radträger bzw. Achsschenkel befestigt. Da es sich dabei um eine konventionelle Verbindung handelt, wird diese Lagerstelle in der Arbeit nicht extra ausgelegt.

7.2.3 Kugelgelenkzapfen

Als Gelenk zwischen Spurstangenhebel und Spurstange wird auch bei dieser Bauart ein Kugelgelenk von ZF mit kegeligem Anschluss ausgewählt.

Tabelle 7.18 - Maximale Belastung in Lagerstelle E

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]	Max. Axialkraft in z [kN]
E	33,5 (Bremsen)	0

Anmerkung: Aufgrund der geringen Belastung im Gelenk der Spurstange wird in das Konzept ein Gelenkzapfen mit einem Durchmesser von 40mm eingebaut. Allerdings liegen in den ZF Datenblättern nur Belastungswerte für Kugelgelenke mit einem Durchmesser 50-82,7mm auf. Das radiale Belastungslimit des Kugelzapfens D50 beträgt 67 kN. Ein etwas kleineres Gelenk wird also für die benötigte Last ausreichen.

7.2.4 Lagerung des Federbeins

Obere Lagerung am Rahmen

Für die Lagerung des Federbeins am Rahmen (Lagerstelle F) kann aufgrund der radialen Belastung und genügend Bauraumfreiheit ein Molekularlager von ZF gewählt werden. Es handelt sich dabei um ein Lager mit Befestigungspratzen.

Tabelle 7.19 - Maximale Belastung in Lagerstelle F

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]
F	114,3 (Schlagloch)

Tabelle 7.20 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 62 [34]

Nenngröße	d_1 [mm]	F_{rad_zul} [kN]	F_{ax_zul} [kN]
62	62	110	70

Anmerkung: Das Lager besitzt zwar eine Belastungsgrenze knapp unterhalb der maximalen Belastung beim Lastfall Schlagloch, allerdings stellt dieser Wert einen Fall dar, der in dieser Intensität wenn dann nur sehr kurz (<1s) eintreten wird. Deshalb soll das gewählte Lager zur Vordimensionierung ausreichen.

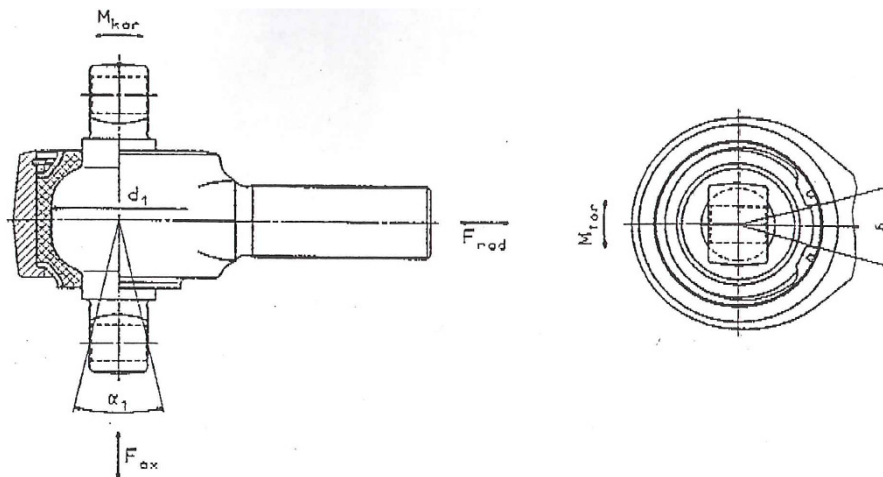


Abbildung 7.14 - ZF Molekularlager mit Befestigungspratzen [34]

Untere Lagerung am Achsschenkelträger

Die untere Lagerung des Federbeins (G) befindet sich am Achsschenkelträger. Da das Federbein keine Kräfte in x-Richtung aufnimmt, wird hier ein Radial-Gelenklager von Schaeffler gewählt, weil dieses durch seine schmale Bauart für diesen Anwendungsfall besonders geeignet ist.

Tabelle 7.21 - Maximale Belastung in der Lagerstelle G

Lagerstelle	Max. Radialkraft [kN]
G	114,3 (Schlagloch)

$$P = X * F_R \quad (7.18)$$

$$X = 0,978 * 21,546^0 = 0,978 \quad (7.19)$$

$$P = 0,978 * 114300 = 111785,4 \text{ N} \quad (7.20)$$

Wie bereits erklärt, handelt es sich dabei um einen äußerst seltenen Überlastfall. Die Betriebsbedingungen werden zwischen der statischen Belastung und diesem Spitzenwert schwanken. Deshalb ist es hier wieder sinnvoller, die äquivalente Lagerbelastung zu bestimmen und anhand dieser das Lager auszulegen:

$$P = \sqrt{\frac{F_{R,min}^2 + F_{R,max}^2}{2}} \quad (7.21)$$

$$P = \sqrt{\frac{38100^2 + 114300^2}{2}} = 85194,2 \text{ N} \quad (7.22)$$

Wählt man den Sicherheitsfaktor erneut $C_r/P = 2$, ist nun wieder mittels Abbildung 8.9 eine Vordimensionierung der Lagerstelle vorzunehmen.

Gewähltes Lager:

Radial-Gelenklager GE-35-UK-2RS wartungsfrei, beidseitige Lippendichtung

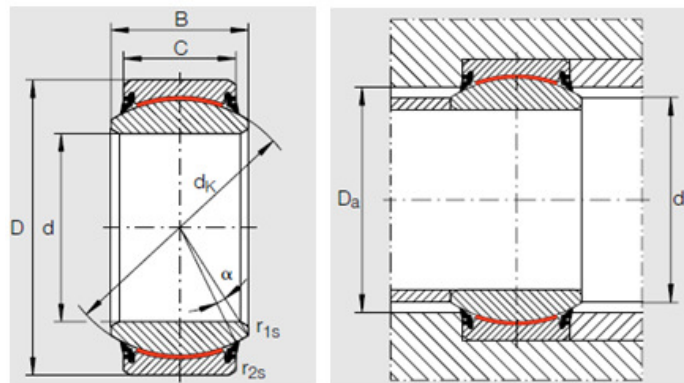


Abbildung 7.15 - Maße für das gewählte Lager GE-35-UK-2RS [36]

Tabelle 7.22 - Gewähltes Lager für Lagerstelle D [36]

Lagerstelle	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [mm]	C_r [N]
G	35	55	25	20	210000

Zur Kontrolle:

$$C_{r,erf} = 2 * P = 2 * 85194,2 = 170388,4 \text{ N} < C_r \quad (7.23)$$

8 Finite Elemente - Berechnung in CATIA V5 R19

8.1 Berechnungsgrundlagen

Mit den erhaltenen Lagerkräften können nun alle wichtigen Bauteile berechnet werden. Das Ziel dabei ist, die konstruierten Teile der beiden Radaufhängungskonzepte inklusive Rahmen, hinsichtlich ihrer Festigkeit zu untersuchen und dementsprechend anzupassen. Die Vorgehensweise ist dabei wieder iterativ:

- Zuerst erfolgt eine Simulation der bestehenden Teile mit den berechneten Werten. Sollte in manchen Bereichen die Spannung zu hoch sein, wird versucht durch konstruktive Änderungen das Spannungslevel unter das Limit zu senken. Das jeweilige Limit hängt dabei immer vom verwendeten Werkstoff ab.
- Dann wird erneut ein Berechnungsdurchgang gestartet und kontrolliert, ob die gesetzten Maßnahmen den gewünschten Effekt bewirken. Falls nicht, sind weitere Änderungen vorzunehmen, bis das gewünschte Ergebnis erreicht wird.

Bei der Konstruktion ist darauf zu achten, dass die Bauweise nicht zu massiv ausfällt, damit das Gewicht nicht mehr als notwendig beträgt. Zum Schluss kann zusätzlich in Bereichen mit niedrigen Spannungswerten noch mehr Material eingespart werden, um Gewicht zu reduzieren.

Simuliert wird konsequenterweise nur mit jenen Lastfällen, die die kritischste Belastung für die Bauteile ergeben. Betrachtet man die Ergebnisse der Lastfälle, erkennt man, dass beim Lastfall Schlagloch und beim Lastfall Bremsen die höchsten Kräfte auftreten. Aus diesem Grund werden die Radaufhängungsteile und der Rahmen für diese beiden Fälle berechnet und dimensioniert.

8.1.1 Vorgehensweise

Die Simulation erfolgt mit dem CATIA Tool „Generative Structural Analysis“. Mit diesem Tool ist es möglich konstruierte Bauteile zu berechnen. Grundsätzlich bietet das Berechnungstool von CATIA sehr viele verschiedene Funktionen. Zusammenfassend erwähnt werden hier jedoch nur jene Optionen, die für diese Arbeit relevant sind.

8.1.1.1 Preprocessing

Zuerst muss dem zu untersuchenden Bauteil ein Material zugewiesen werden. In der Simulationsumgebung sind anschließend Einspannungen anzubringen, die die Realität so gut wie möglich abbilden sollen. Zwingend erforderlich ist dabei, dass alle Freiheitsgrade eliminiert werden. Dann werden die auftretenden Kräfte angebracht.

Die komplexen Strukturen der Bauteile werden durch sogenannte Finite-Elemente, die aus einfachen Formen wie z.B. Dreiecke oder Tetraeder bestehen, angenähert. Diese Elemente sind miteinander an Punkten verbunden, die Knoten genannt werden.

Für jedes Element werden durch polynomische Funktionen Knotenverschiebungen abgeschätzt. Außerdem werden die Kräfte in den Knotenpunkten und die Elementsteifigkeiten berechnet. Dazu werden Gleichgewichtsbedingungen verwendet, die für jedes Element den Zustand mit der minimalen potentiellen Energie ermitteln. Die Annäherung des Körpers wird umso genauer, desto kleiner die Elemente gewählt werden. Die Berechnungsdauer steigt dadurch aber auch erheblich an. Deswegen werden oft nur an kritischen Stellen, in denen man genaue Ergebnisse wünscht, sogenannte "Refinement"-

Bereiche definiert, in denen lokal eine kleinere Elementgröße eingestellt werden kann, als an den übrigen Stellen des Objekts.

8.1.1.2 Solving Equations

Nachdem alle Randbedingungen definiert wurden, löst der Computer alle aufgestellten Gleichungen (mit numerischen Verfahren) und erhält als Ergebnis die Verschiebungen aller Knotenpunkte des Körpers. Daraus werden dann die Belastungen und Spannungen berechnet.

8.1.1.3 Post-Processing

Anhand der Knotenverschiebungswerte werden nun die Belastungen und Spannungen für den gesamten Körper berechnet. Mit diversen Auswertungstools können alle berechneten Werte grafisch, in unterschiedlicher Weise, dargestellt werden [37].

General Process

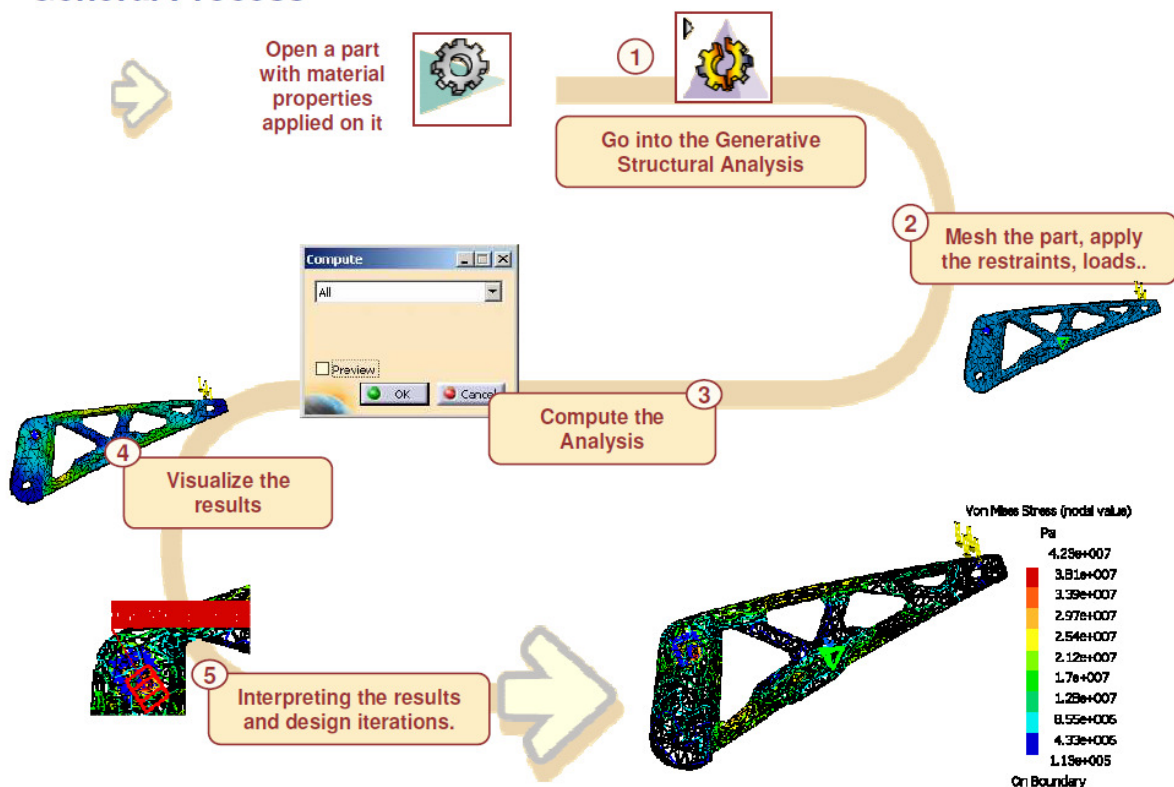


Abbildung 8.1 - Genereller Ablauf einer Finite-Elemente Simulation und Auswertung [37]

8.1.2 Wichtige Begriffe und Funktionen

8.1.2.1 Netz ("Mesh")

Um die Gültigkeit der Analyseergebnisse zu überprüfen, ist es möglich die Qualität des Netzes zu kontrollieren. Dabei sind folgende Kriterien zu beachten:

- Lokaler und globaler Fehler: In der Praxis dürfen diese etwa 5% bis maximal 10 % betragen.
- Maximaler Spannungswert und Spannungsverteilung: Für Bereiche mit einem großen Spannungsgradienten muss ein feineres Netz generiert werden.
- Netzqualität: Es ist zu beachten, dass die bei der automatischen Netzgenerierung erstellten Tetraeder ihre Idealform behalten müssen. Harte Netzübergänge können zu fehlerhaften Ergebnissen führen. Ein großes Verhältnis zwischen der Länge der Elemente (max. 5), und große und kleine Winkel sollten vermieden werden.
- Typ der Elemente: linear oder parabolisch. Beim ersten Typ werden keine Biegeeffekte berücksichtigt (zu starr). Beim zweiten Typ werden diese berücksichtigt, dafür ist er aber deutlich zeitaufwändiger.
- Netzdichte: ein feineres Netz in Bereichen mit hohem Spannungsgradienten ergibt bessere Ergebnisse, bedingt aber viel mehr Freiheitsgrade. Entsprechend können Bereiche mit niedriger Spannung ein grobes Netz haben.
- Begrenzungsbedingungen und -verbindungen: Diese Bereiche müssen so gewählt werden, dass sie der Realität möglichst nahe kommen.

Ein weiterer Schritt zur Verbesserung der Genauigkeit der jeweiligen Analyseergebnisse besteht darin, ein verfeinertes Netz für das Teil zu generieren. Die Größe (Kantenlänge) eines Netzes und der Durchhang (=Abstandsfehler; engl.: Sag) kann verfeinert werden. Dies kann global oder lokal erfolgen. [38]

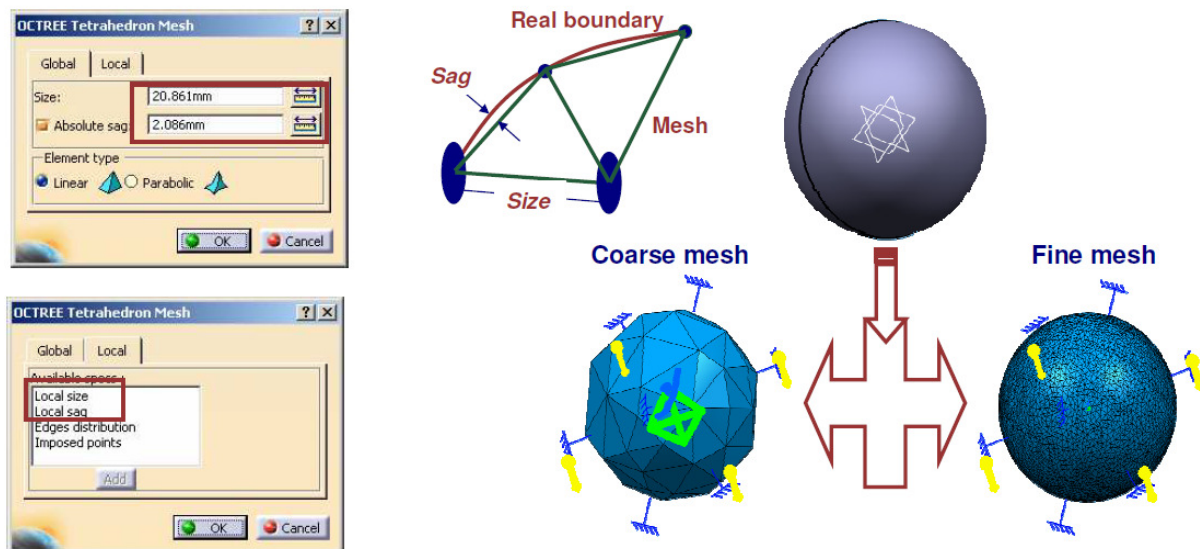
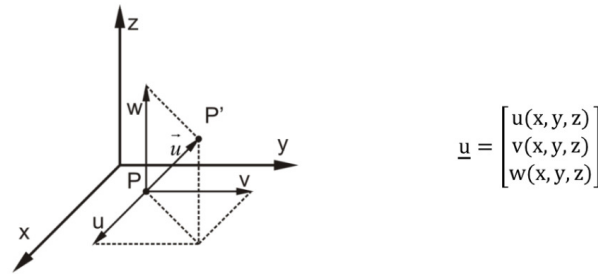


Abbildung 8.2 - Vernetzung einer Kugel mit einem groben und einem feinen Netz [40]

8.1.2.2 Verformungen und Verzerrungen („Displacement“)

Bilder aus den Vektoren der Translationsverschiebungen werden dazu verwendet, das sich ergebende Verschiebungsfeld darzustellen. Dieses Feld entspricht den Netzelementverschiebungen, die sich aus den äußeren Aktionen (Belastungen) ergeben. Diese sind unverzichtbar für ein korrektes Verständnis, wie sich das Teil verhält [38].

Die Verformungen in einem Punkt $P(x,y,z)$ sind vollständig durch die Verschiebungen u , v und w in Richtung der x -, y - und z -Achse beschrieben. Die Lage von P nach der Verformung ist P' .



$$\underline{u} = \begin{bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{bmatrix}$$

Abbildung 8.3 - Beschreibung der Verschiebung des Punktes P [41]

Verschiebungen beschreiben aber auch unverformte Lageänderungen, deshalb erfolgt die Beschreibung des Deformationszustands besser durch die Verzerrungen (Dehnungen und Gleitungen).

Deformationen (Formänderungen):

Deformationen lassen sich in Gestalt- und Volumenänderungen des Körpers aufteilen [41].

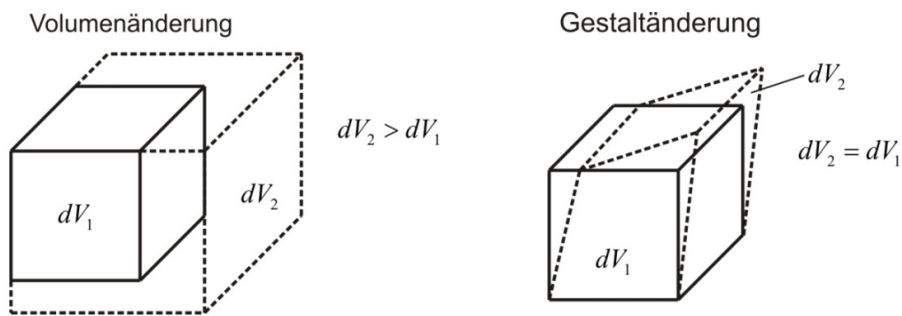


Abbildung 8.4 - Deformationsanteile eines Körpers [41]

8.1.2.3 Festigkeitshypothesen und Vergleichsspannungen

Die Festigkeitshypothese wurde eingeführt, um einen mehrachsigen Spannungszustand auf einen einachsigen zurückzuführen und damit Vergleichswerte zwischen einem mehrachsig beanspruchten Bauteil und dem unter einachsiger Zugbeanspruchung ermittelten Festigkeitskennwert des verwendeten Werkstoffs zu erhalten.

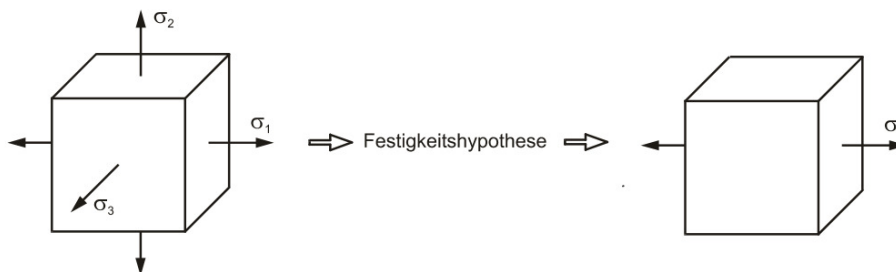


Abbildung 8.5 - Prinzipielle Vorgehensweise einer Festigkeitshypothese [41]

Folgend sollen die wichtigsten Festigkeitshypothesen zur Ermittlung von Vergleichsspannungen vorgestellt werden [41].

Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH):

Die GEH, nach dem österreichischen Mathematiker Richard von Mises (1883-1953), deshalb auch Von Mises-Hypothese genannt vergleicht die zur Gestaltänderung (nicht Volumenänderung!) zu Beginn des Fließens erforderlichen Arbeiten beim mehrachsigen und einachsigen Spannungszustand und liefert daraus die Vergleichsspannung σ_v . Diese errechnet sich nach den Formeln (8.1) und (8.2) [39]:

$$S = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad \text{mit: } \tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (8.1)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_y \sigma_z - \sigma_x \sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (8.2)$$

Die Fließbedingung nach Von Mises besagt weiter, dass der Werkstoff durch plastische Verformungen versagt, wenn die Vergleichsspannung σ_v die zulässige Spannung σ_{zul} des Werkstoffes überschreitet. Diese zulässige Spannung ist in diesem Fall die Dehngrenze/Streckgrenze aus dem einachsigen Zugversuch, da bis zu dieser Grenze lediglich elastische Verformungen auftreten, sodass sich das Material nach der aufgetretenen Belastung wieder in seine ursprüngliche Form zurückverformt.

Zur Bauteilbewertung nach Von Mises muss also gelten:

$$\sigma_v \leq \sigma_{zul} \quad (8.3)$$

Sie gilt für duktile („zähe“) Werkstoffe mit linear elastischem Verhalten, die bei erst beim Auftreten plastischer Deformation („Fließen“) versagen [39].

Normalspannungshypothese (NH):

Der schottische Ingenieur und Physiker William John Macquorn Rankine (1820–1872) formulierte die Normalspannungshypothese (NH), nach der spröde Werkstoffe z.B. Grauguss unter Zugbelastung versagen, sobald die größte Normalspannung die Zugfestigkeit erreicht. Es tritt ein Bruch senkrecht zur Richtung der Normalspannung auf. Somit ergibt sich für dreiachsige Belastung:

$$\sigma_v = \max(\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}) \leq \sigma_{zul} \quad (8.4)$$

Die Normalspannungshypothese ist nur für Zugspannungen gültig, daher muss $\sigma_v > 0$ sein [42].

In CATIA werden die Normalspannungen mit dem „Stress Principal Tensor Symbol“ angezeigt. Dabei entstehen Bilder mit den Symbolen für Normalspannungen („Hauptspannung-Tensor Bilder“). Diese werden dazu verwendet, die Verteilung der Normalspannungen darzustellen und um damit den Lastpfad bei einem belasteten Teil zu ermitteln. An jedem Punkt gibt der Normalspannungstensor, die relativen Richtungen, in denen im Teil reine Zug- bzw. Druckspannungen vorliegen (keine Schubspannungsanteile auf den entsprechenden Ebenen), sowie die Werte dieser Zug-Druckspannung an. Die Verteilung der Normalspannungen auf dem Teil wird im Symbolmodus zusammen mit einer Farbpalette dargestellt:

- An jedem Punkt werden drei Richtungen durch Liniensymbole (Hauptrichtungen der Spannungen) dargestellt.
- Die jeweilige Pfeilrichtung (nach innen/außen) gibt das Vorzeichen der zugehörigen Normalspannung an. Der Farbcode stellt quantitative Informationen bereit [38].

8.1.2.4 Virtual Parts

Ein virtuelles Teil ist eine Struktur, die ohne ein geometrisches Stützelement erstellt wurde. Virtuelle Teile entsprechen Körpern, für die kein geometrisches Modell verfügbar ist, die aber eine Rolle bei der Strukturanalyse von Einzelteilen oder Baugruppen spielen.

Virtuelle Teile werden dazu verwendet, Aktionen mit einem Abstand zu übertragen. Daher können sie als starre Körper angesehen werden mit der einen Ausnahme, dass mithilfe eines Federelements explizit eine zusammengesetzte Flexibilität eingebracht wird [38].

Es gibt verschiedene Typen von virtuellen Teilen. In der vorliegenden Arbeit werden 2 davon angewendet:

Starre Virtuelle Teile ("Rigid Virtual Parts")

Ein starres virtuelles Teil ist ein starrer Körper, der einen bestimmten Punkt mit bestimmten Teilegeometrien verbindet. Ein solches Teil fungiert als masseloses starres Objekt, das Aktionen (Massen, Randbedingungen und Lasten), die am Manipulationspunkt angewendet werden, hart überträgt und gleichzeitig den oder die verformbaren Körper versteift, denen es zugeordnet ist. Dabei wird die elastische Verformbarkeit der Teile, denen es zugeordnet ist, nicht berücksichtigt [38].

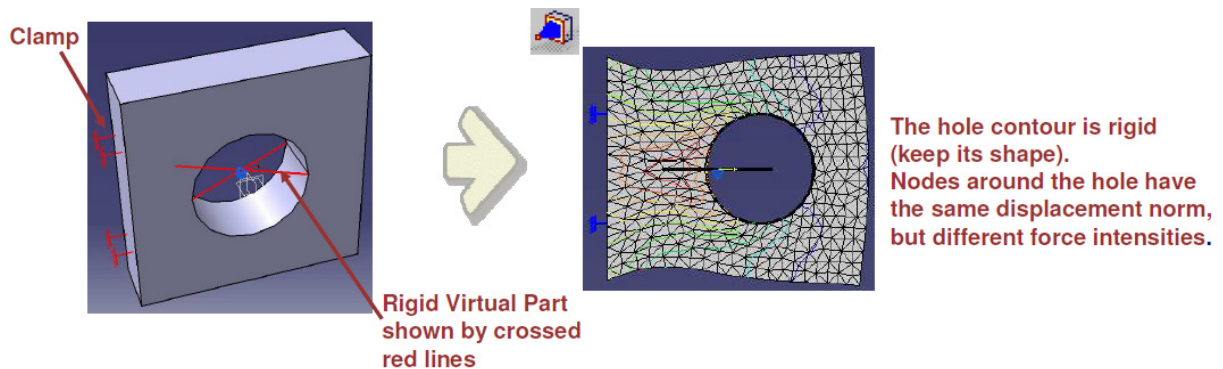


Abbildung 8.6 - Starre Bohrungskontur [40]

Verformbare Virtuelle Teile ("Smooth Virtual Parts")

Ein verformbares virtuelles Teil ist ein starrer Körper, der einen bestimmten Punkt mit bestimmten Teilegeometrien verbindet. Die Aktionen (Massen, Randbedingungen und Lasten) werden weich übertragen, ohne den oder die verformbaren Körper zu versteifen. Für ein solches virtuelles Teil wird die elastische Verformbarkeit der Teile, denen es zugeordnet ist, angenähert berücksichtigt. [38]

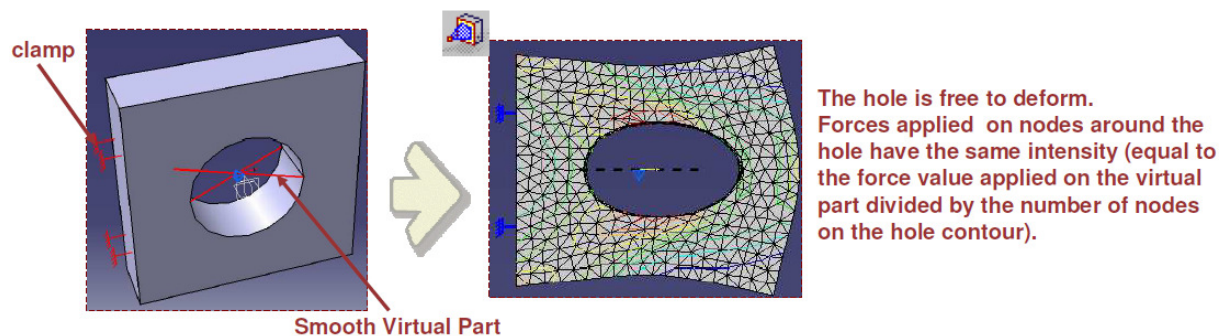


Abbildung 8.7 - Verformte Bohrungskontur [40]

8.2 Berechnung Doppelquerlenker mit Kugelgelenken

8.2.1 Radaufhängung

Die Berechnung der gesamten Radaufhängungsbaugruppe stößt software- und hardware-technisch an die Leistungsgrenze. Aus diesem Grund werden alle Radaufhängungskomponenten einzeln berechnet. Dabei ist wichtig, dass man die Einspannungen so wählt, dass die Situation dennoch möglichst realistisch abgebildet wird. Beim automatischen Vernetzen der Radaufhängungsteile werden parabolische Tetraeder mit 6 mm und einem maximalen Durchhang von 0,5 - 1 mm eingestellt.

Mit den berechneten Kräften der Lastfälle wurden im vorigen Kapitel Lager ausgewählt, die für die vorhandenen Belastungen geeignet sind. Im Zuge der optimierenden Iterationsschritte der FE-Berechnung, werden die ausgewählten Lager in das Modell eingezeichnet.

Bei der Berechnung der Radaufhängungskomponenten muss zusätzlich immer überlegt werden, aus welchem Werkstoff das jeweilige Bauteil gefertigt werden soll, um bei der Analyse zu wissen welche Spannungsgrenzen einzuhalten sind. Die Legende der Spannungsbilder orientiert sich immer an der Streckgrenze der gewählten Werkstoffe. Liegen die Spannungen über der oberen Grenze, werden diese Bereiche dadurch rot angezeigt.

Grundsätzlich stehen sich die Fertigungsverfahren Gießen und Schmieden als favorisierte Optionen gegenüber. Beide Fertigungsverfahren haben dabei ihre Vor- und Nachteile [43]:

Gießen:

Vorteile:

- Kostengünstiger
- 10% leichter
- Mehr gestalterische Freiheit
- Komplexe Bauteilgeometrien möglich
- Höhere Maßhaltigkeit
- nur ein Formgebungsschritt notwendig

Nachteile:

- mechanische Eigenschaften weniger gut als beim Schmieden
- mögliche Fehler: Gefügefehler, Poren, Lunker

Gesenkschmieden:

Vorteile:

- hervorragende mechanische Bauteileigenschaften
- gut automatisierbare Prozesse

Nachteile:

- komplexe Bauteile oft nur in mehrstufigen Prozessen herstellbar (teuer)
- häufig sehr hoher Materialüberschuss

Aufgrund des verfahrensbedingten Kostenvorteils von Wettbewerbsverfahren, wie der Blechumformung oder der Gießtechnologie gilt für die kundenseitigen Entwickler meistens: „Wenn Guss/Blech funktioniert ist dieses Verfahren zu bevorzugen“. Im Umkehrschluss bedeutet dies leider oft, dass das Potenzial, das Schmiedeteile für ein System hervorbringen könnten, nicht genutzt wird. Oftmals ist es zudem so, dass nur Bauteil- und nicht Komponenten- oder Systemkosten bei einem Verfahrensbenchmark verglichen werden. Durch die Verwendung von Schmiedeteilen ist es oft möglich, die Kosten eines Systems

inklusive der Bearbeitungsprozesse zu senken. Wenn man z. B. Nutzfahrzeugachsschenkel betrachtet, dann ist das Guss-Rohteil billiger als das Schmiede-Rohteil. Wegen der deutlich niedrigeren Festigkeit des Gusswerkstoffes müsste aber ein Design gewählt werden, welches sehr aufwendige Lager erfordert. In der Gesamtbetrachtung ist das Schmiedeteil die günstigere Alternative [44].

Da einer der häufigsten Schadensfälle von Gussteilen Sprödbruch ist, welcher durch Normalspannungen verursacht wird, ist es notwendig bei allen Fahrwerkkomponenten, die gegossen werden, zusätzlich zu den Von Mises-Spannungen, auch die Normalspannungen zu untersuchen. Dabei ist in Zug-Druckspannungen zu unterscheiden, wobei die Zugspannungen kritischer zu betrachten sind, da die Druckfestigkeit der Werkstoffe meist um ein vielfaches höher ist als die Zugfestigkeit. Diese quasistationäre Betrachtung berücksichtigt keine dynamischen Einflüsse bzw. Alterungsmechanismen.

8.2.1.1 Radträger

Der Radträger war, in seiner ursprünglichen Form, an der unteren Lagerstelle den Anforderungen nicht gewachsen. Deshalb wurde versucht speziell an dieser Stelle eine steifere Konstruktion zu erzielen. Unter dynamischen Bedingungen – Radeinschlag – Ein/Ausfedern – besteht jedoch durch die seitlichen Versteifungen Kollisionsgefahr mit dem unteren Querlenker.

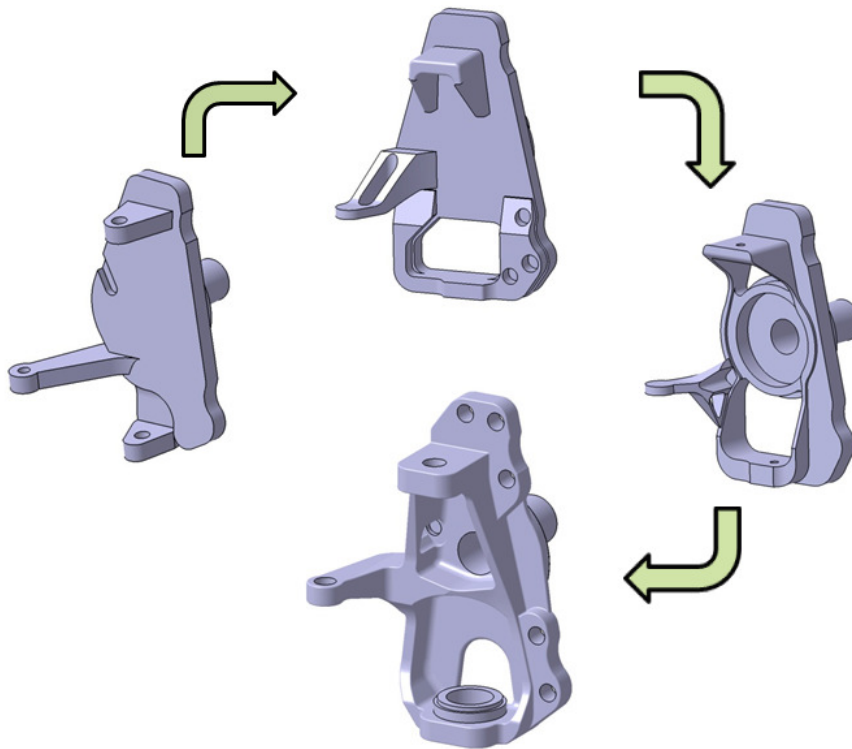


Abbildung 8.8 - Iterationsprozess des Radträgers

Obere Lagerstelle:

Das Gelenk wird so eingebaut, dass sich die Kugelschale im oberen Querlenker befindet und der Gelenkzapfen am Radträger mit einer Mutter befestigt werden kann. Dazu hat der Radträger an der oberen Lagerstelle eine konische Bohrung, durch die der Zapfen gesteckt werden kann.

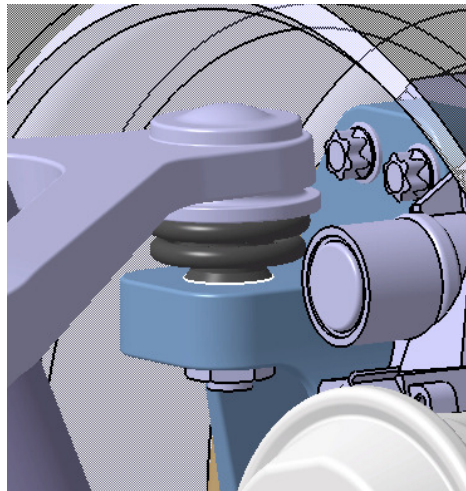


Abbildung 8.9 - Kugelgelenk der oberen Lagerstelle am Radträger

Untere Lagerstelle

Da die Lagerkräfte am unteren Gelenk etwas größer sind als beim oberen Gelenk, musste ein etwas größeres Gelenk ausgewählt werden. Beim Einzeichnen des unteren Kugellagers treten bei einer Einbaulage, in der der Zapfen nach unten zeigt und die Kugelschale sich im Querlenker befindet, wie beim Lager C, Platzprobleme auf. Der Zapfen ist so lang, dass es zu einer Kollision mit der Felge kommt.

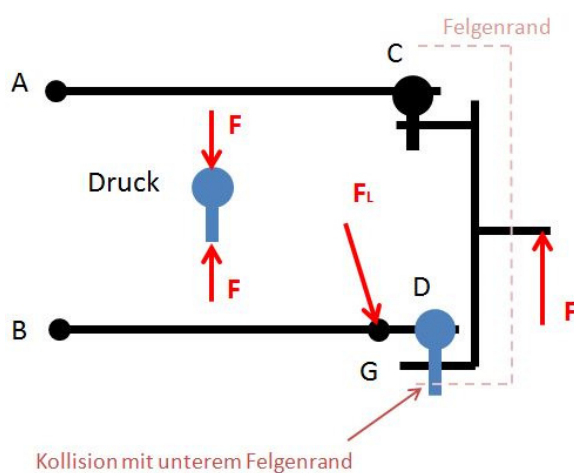


Abbildung 8.10 - Kollision des Zapfens mit dem Felgenreand

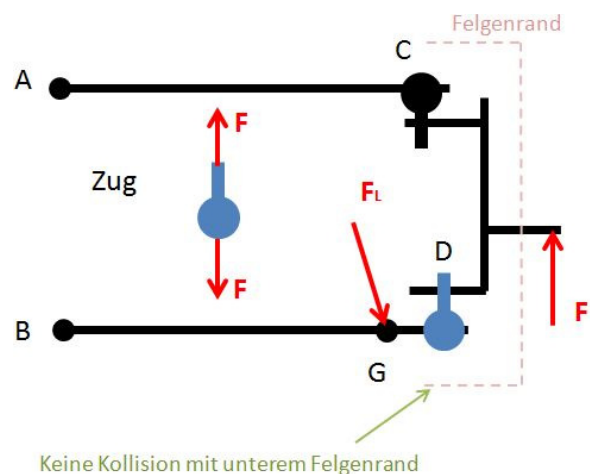


Abbildung 8.11 - Zugkraft im Kugelgelenk

Es ist allerdings nicht möglich das Kugelgelenk umzudrehen und dabei wieder die Kugel im Querlenker zu positionieren. Die Lageraufnahme des Radträgers wäre dann über dem Querlenker angeordnet. Durch die Radaufstandskraft bzw. durch eine Stoßkraft von unten würde das Gelenk dann auf Zug beansprucht werden. Das liegt daran, dass die Luftfeder am unteren Querlenker abgestützt wird. Für diese Belastungsart ist das Gelenk jedoch nicht ausgelegt.

Das Problem kann behoben werden, indem man das Lager umdreht, jedoch die Anordnung von Radträger und Querlenker beibehält. Das bedeutet, dass sich die Kugelschale, in die das Kugelgelenk gepresst wird, im Radträger befindet. Der Gelenkzapfen zeigt in dem Fall nach oben und wird mit dem unteren Querlenker verschraubt. Für diese Einbaulage liegt das Kugelgelenk jedoch zu hoch, sodass ein Absenken des Gelenks erforderlich ist.

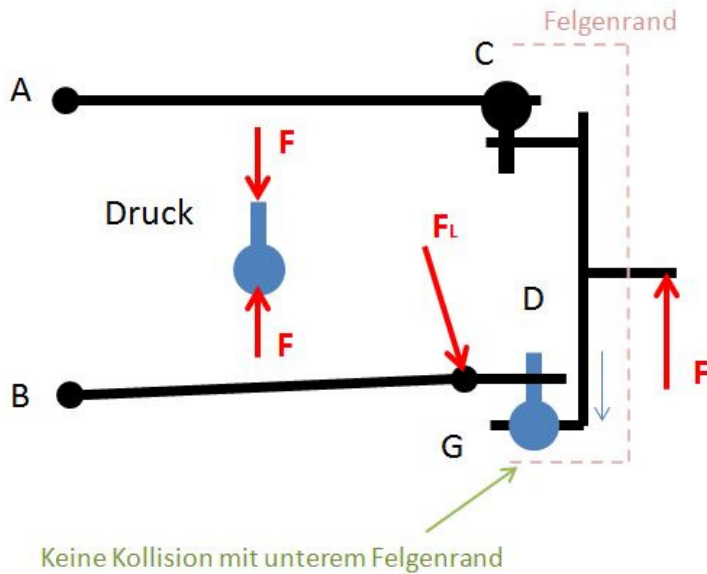


Abbildung 8.12 - Druckkraft durch Absenken von D und Umdrehen des Gelenks

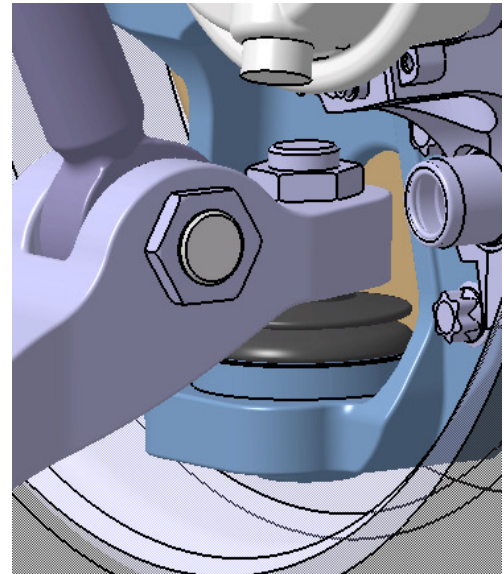


Abbildung 8.13 - Untere Lagerstelle D am Radträger

Da es sich dabei um einen Punkt handelt, der die Kinematik maßgeblich beeinflusst, ändert sich durch das Absenken das kinematische Verhalten der gesamten Radaufhängung. Es gibt keine andere Möglichkeit, als erneut zu versuchen mit den vorhandenen Randbedingungen ein neues kinematisches Optimum zu finden.

FE-Berechnung

Einspannung:

Der Radträger wird für die Berechnung folgendermaßen fixiert:

Folgende Koordinatenrichtungen sind gesperrt:

- an den Verschraubungspunkten:
x, y, z
- an der Wellenschulter:
y
- am Wellenaußendurchmesser:
x, z

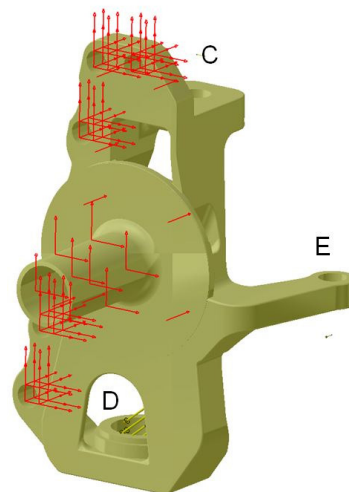


Abbildung 8.14 - Einspannung des Radträgers

Die Kraft am unteren Lager wird direkt auf die Lagerschale appliziert, während die Kräfte des oberen Lagers und des Spurstangengelenks direkt auf die Gelenkpunkte des Skeletts angreifen. Um eine Verbindung mit dem Körper herzustellen dienen virtuelle Parts.

Von Mises-Stress:

Aufgrund der hohen stoßartigen Belastungen die auf den Radträger wirken, reicht die Streckgrenze eines gewöhnlichen Gusswerkstoffes nicht aus. Deswegen sind Radträger meistens Schmiedeteile. Durch diverse gezielte Maßnahmen konnten die Anwendungsmöglichkeiten von AFP-Stählen (ausscheidungshärtende-ferritisch-perlitische Stähle), die aufgrund ihres hohen Einsparungspotentials attraktiv sind, ausgeweitet werden, sodass sie auch bei schlagbeanspruchten Bauteilen wie z.B. Radträger eingesetzt werden können. Das hohe Einsparungspotential ergibt sich daraus, dass AFP-Stähle aus der Schmiedehitze gehärtet werden und nicht mehr angelassen werden müssen. Dem Nachteil geringerer Streckgrenzen gegenüber Vergütungsstählen gleicher Festigkeitsklassen stehen einige Vorteile gegenüber. Diese sind Verschieben des Auftretens von Anrissen zu höheren Lastspielzahlen, gute Spanbarkeit und kaum Verzug beim Abkühlen. [47]

Die Werkstoffe 44 MnSiVS 6 mit einer Streckgrenze von 600 MPa [45], oder für noch höhere Belastungen 27MnSiVS6, BY mit einer Streckgrenze von 649 MPa [47] können hier also verwendet werden. Der Radträger erhält, ausgehend von dem ursprünglichen Bauraumuntersuchungsmodell, nach einigen Modifikationsschritten die abgebildete Form mit folgendem Spannungsbild:

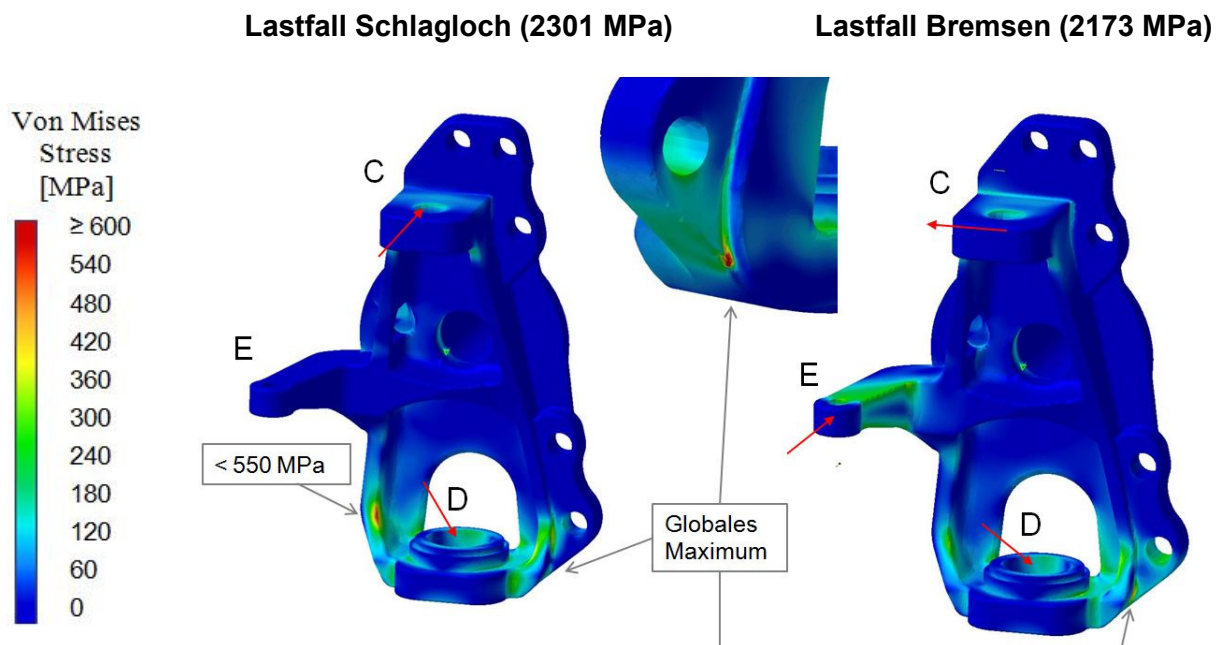


Abbildung 8.15 - Spannungen im Radträger

An der Rückseite des Radträgers gibt es eine kleine lokale Stelle mit sehr hohen Spannungswerten, was aber kein Ausscheidungskriterium sein soll. Die wesentlichen Bereiche des Radträgers, speziell rund um die Lagerstelle D, haben Spannungen die unter 550 MPa liegen. Somit würden die oben genannten Werkstoffe den Anforderungen gerecht werden. Damit der Radträger geschmiedet werden kann, müssten allerdings einige Änderungen vorgenommen werden, da er noch nicht schmiedegerecht konstruiert ist.

8.2.1.2 Oberer Querlenker

Erste Berechnungen zeigen, dass der obere Querlenker um einiges dünner ausgeführt werden kann, da auf ihn keine hohen Kräfte wirken. Es entfällt dann auch die Notwendigkeit die beiden Arme des Querlenkers unterschiedlich zu kröpfen. Beim oberen Querlenker ist darauf zu achten, dass der Bremszylinder beim Einschlag kurvenaußen und gleichzeitigem Einfedern nicht mit dem vorderen Arm kollidiert. Eine leichte Kröpfung nach oben soll dies verhindern.

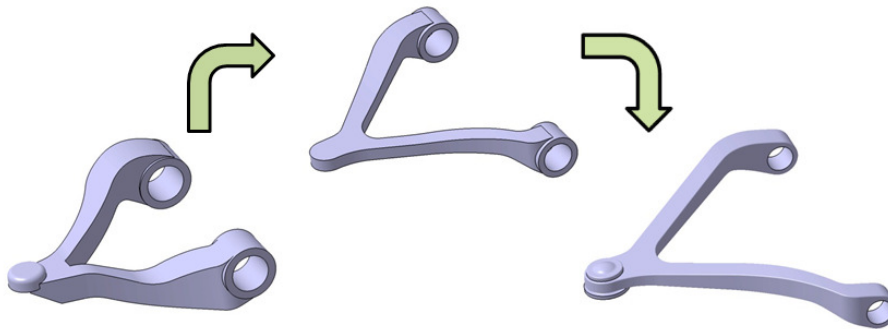


Abbildung 8.16 - Iterationsprozess des oberen Querlenkers

Rahmenfeste Lagerung:

Der Querlenker wird mittels ZF Molekularlager an den Hutprofilen des Rahmens befestigt. Die innere Lagerschale des Gelenks (weiß) wird auf der einen Seite über eine Spannhülse (braun) gegen einen Distanzring (rot), der auf der Innenseite des Hutprofils liegt, gepresst. Mit einer Sechskantschraube und einer Mutter kann der Querlenker dann befestigt werden. Die Bohrungen in den Hutprofilen sind so, dass auf der einen Seite die Spannhülse durch die Bohrung gesteckt werden kann und auf der anderen Seite lediglich der Schraubenschaft durch die Bohrung passt. Wird nun die Mutter angezogen und am Schraubenschaft gegengehalten oder umgekehrt, presst der Schraubenschaft die Spannhülse auf die innere Lagerschale. Diese wird dadurch auf den Distanzring gepresst, sodass eine kraftschlüssige Verbindung zwischen der inneren Lagerschale und dem Hutprofil hergestellt ist.

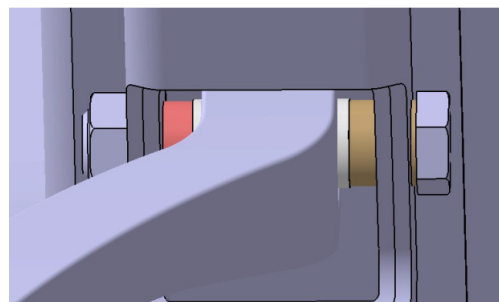


Abbildung 8.17 - Montage des oberen Querlenkers am Rahmen

FE-Berechnung

Da auf den oberen Querlenker relativ geringe Belastungen wirken, ist es möglich ihn entweder als Gussteil auszuführen, oder aus gepressten Blechen aufzubauen. Zuerst wird davon ausgegangen, dass es sich um ein Gussteil handelt.

Einspannung:

An den rahmenfesten Lagern erfolgt eine Sperre der Translation in x , y und z , sowie der Rotation um y und z . Nun bleibt noch die Rotation um die x -Achse als Freiheitsgrad übrig. Diesen ebenfalls an den Lagerstellen zu sperren wäre zu realitätsfern. Deswegen wird an der Oberfläche des Querlenkers ein Surface-Slider angebracht. Entlang dieser Oberfläche kann der Querlenker dann gleiten und die Rotation um x ist dadurch verhindert. Da noch dazu die Kraft in C keine Komponente in z -Richtung besitzt, entsteht durch das Anbringen eines solchen Loslagers auch keine unrealistische Fixierung. Um die Nachgiebigkeit der weichen Molekularlager abzubilden, wurden die Einspannungen erneut auf das Skelett des Querlenkers appliziert, welches über "Smooth Virtual Parts" mit dem Körper verbunden ist.

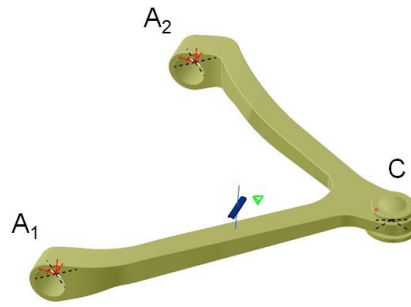


Abbildung 8.18 - Einspannung des oberen Querlenkers

Von Mises-Stress:

Die Kraft greift auf dem Kugelgelenkpunkt des Skeletts an, der auch über einen Virtual Part mit der Innenseite der Kugelschale verbunden ist. Der obere Querlenker weist dabei folgendes Spannungsverhalten auf. Zum Zeitpunkt der Berechnung stand der Werkstoff noch nicht fest. Deshalb wurde zur Kontrolle das Limit auf 300 MPa eingestellt.

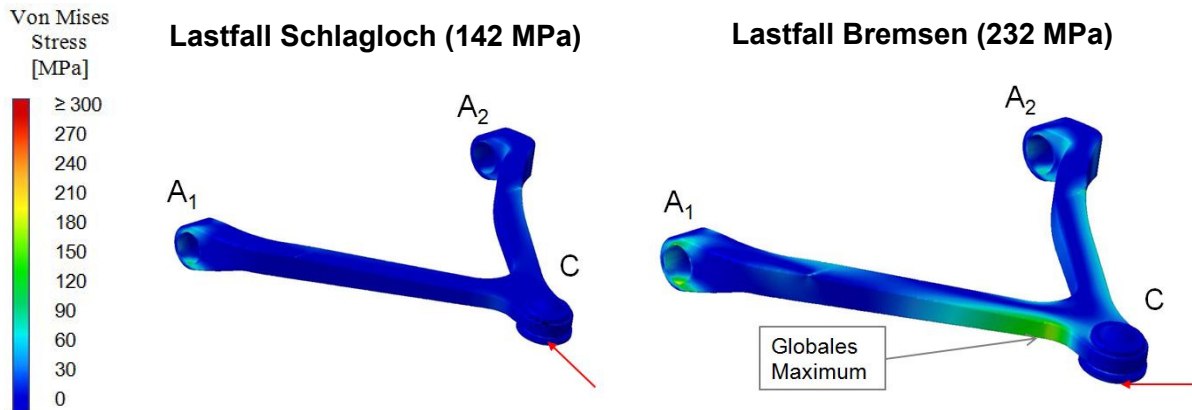


Abbildung 8.19 - Spannungen im oberen Querlenker

Als Werkstoff wird ein Grauguss mit Kugelgraphit GJS-400-15 gewählt. Die Streckgrenze dieses Gusseisens liegt bei 250 MPa [48].

Normalspannungen:

Da es sich hier um ein Gussteil handelt, müssen hier auch die Normalspannungen betrachtet werden. Die Darstellung erfolgt mittels Vektoren, die über eine Farbskalierung Betrag und Richtung aller Hauptnormalspannungen angeben.

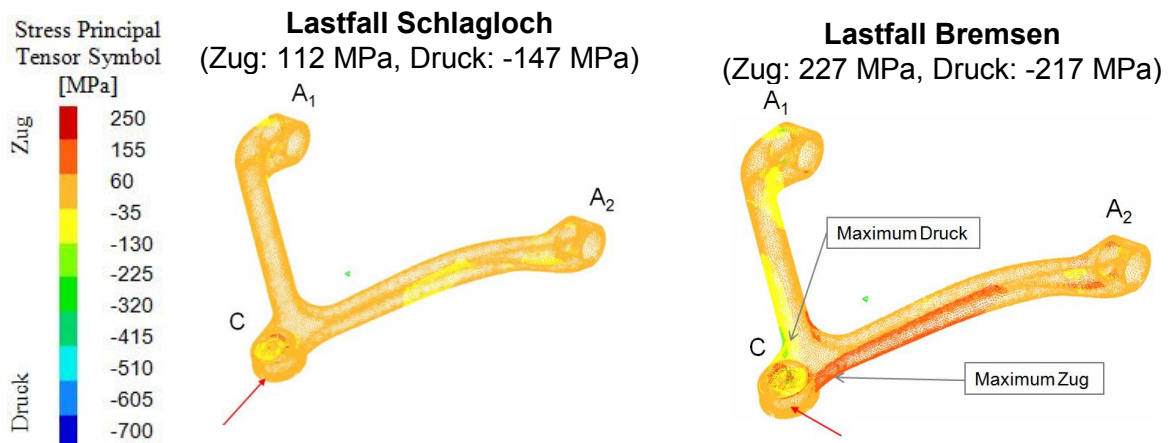


Abbildung 8.20 - Normalspannung im oberen Querlenker

Stellt man die Normalspannungen im Verhältnis zur zulässigen Streckgrenze (250MPa) und Druckfestigkeit (-700MPa) dar, erkennt man, dass die im Körper vorhandenen Druckspannungen weit von der Festigkeitsgrenze des Werkstoffs entfernt sind, jedoch die Zug-Normalspannungen nahe am oberen Limit liegen. Besonders beim Bremsen entsteht durch das Bremsmoment eine Kraft auf die Lagerstelle C, die in Richtung der Fahrzeugfront wirkt. Dadurch wird der hintere Querlenkerarm stark auf Zug beansprucht.

Oberer Querlenker aus Stahlblech

Der Querlenker ist nun bereits sehr dünn ausgeführt und hält den Belastungen immer noch stand. Deshalb kann man als Alternative untersuchen, ob der Querlenker auch aus Stahlblech hergestellt werden kann. Die Konstruktion sieht dabei eine obere und untere Schale vor, die beide an einer gemeinsamen Schnittfläche miteinander verschweißt sind.



Abbildung 8.21 - Oberer Querlenker aus 2 Blechschalen

Als Werkstoff kann hier ein kaltgewalztes Feinblech HC 300 LA mit einer Streckgrenze von 300-380 MPa eingesetzt werden [46]. Die Einspannung des Teils für die Berechnung erfolgt äquivalent zum Guss-Querlenker.

Von Mises-Stress:

Während einigen Berechnungsdurchgängen konnte die Wandstärke variiert werden, um einen optimalen Kompromiss aus Steifigkeit und Leichtbau zu erreichen. Schließlich wurden beide Schalen 4mm dick ausgeführt. Das Gewicht des Blech-Querlenkers beträgt dann 8,15 kg. Der Guss-Querlenker hat im Vergleich dazu 12,4 kg. Der Grund dafür, dass der Vollquerschnitt des Gussteils nicht noch mehr Zusatzgewicht bedeutet, ist die geringere Dichte des Materials ($\rho_S = 7860 \text{ kg/m}^3$, $\rho_{GJS} = 7100 \text{ kg/m}^3$). Die Vergleichsspannungen im Bauteil treten in folgender Form auf:

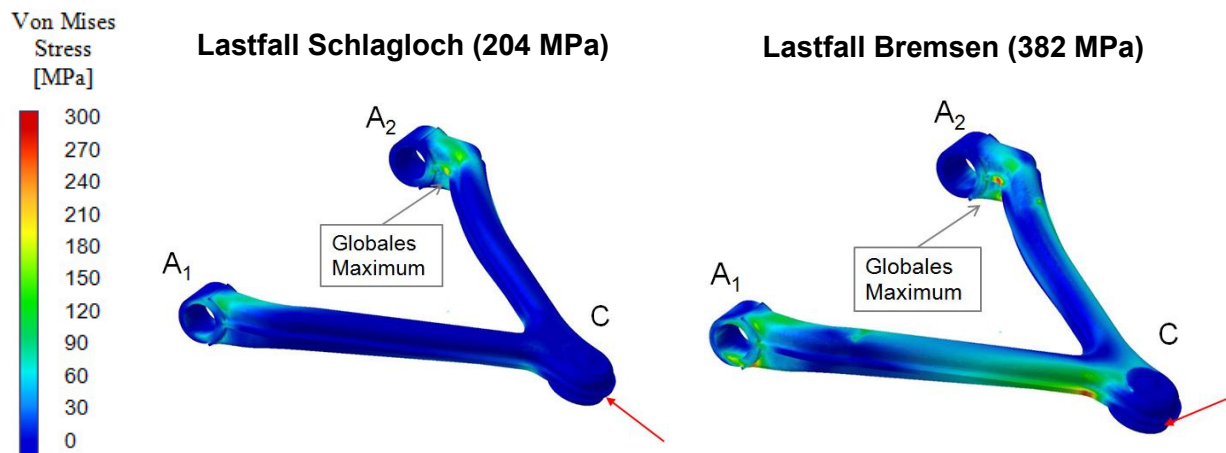


Abbildung 8.22 - Spannungen im Blech-Querlenker

Beim Bremsen kommt es beim Innenradius in der Nähe von A_2 , aufgrund der Kraft die nach vorne drückt, zu einem Spannungsmaximum. Man kann also die Wandstärke erhöhen, oder einen Werkstoff mit einer etwas höheren Streckgrenze wählen. Grundsätzlich wäre es also möglich den Querlenker aus Stahlblechen herzustellen. Jedoch benötigt man zur Fertigung des Blechteils aufwändige Presswerkzeuge. Gussformen herzustellen ist bei kleinen Stückzahlen etwas preiswerter. Rentieren würde sich die Umstellung auf einen Stahlblech-Querlenker also nur bei einer Serienproduktion. Deshalb wird trotz des Gewichtsvorteils, die Gussvariante des Querlenkers vorerst bevorzugt.

8.2.1.3 Unterer Querlenker

Bei der Gestaltung des unteren Querlenkers, ist die Herausforderung mit wenig Bauraum auszukommen und gleichzeitig eine ausreichend steife und massive Form des Querlenkers zu konstruieren. Kritisch ist dabei, dass die Lagerung des LDM, die sehr hohe Kräfte bei dynamischen Lastfällen aufnehmen muss, sehr nah am Kugelgelenk liegt. Da das Lager für das Federbein aufgrund der hohen Lasten sehr groß dimensioniert werden muss, kommt es beim Radeinschlag zu kritischen Stellen mit dem Radträger. Dieser hat speziell rund um die untere Lagerstelle seitliche Versteifungen, die beim Schwenken des Rades Kollisionen mit dem unteren Querlenker hervorrufen können.

Außerdem liegt die Spurstange relativ knapp über dem unteren Querlenker. Beim Ausfedern und gleichzeitigem Lenken kann ohne ausreichende Kröpfung die Spurstange mit dem hinteren Querlenkerarm kollidieren. Da beim Kugelgelenk der Querlenker, wie bereits erklärt, über dem Radträger liegen muss, entsteht schlussendlich eine S-förmige Kröpfung des unteren Querlenkers. Diese S-Form ist in den unterschiedlichen Entwicklungsständen manchmal mehr oder weniger zu sehen, da sich die Lage der Spurstange im Zuge der Kinematikoptimierung mehrmals verändert hat. Die kinematische Auslegung einer Radaufhängung hat somit einen maßgeblichen Einfluss auf die Form der Fahrzeugteile.

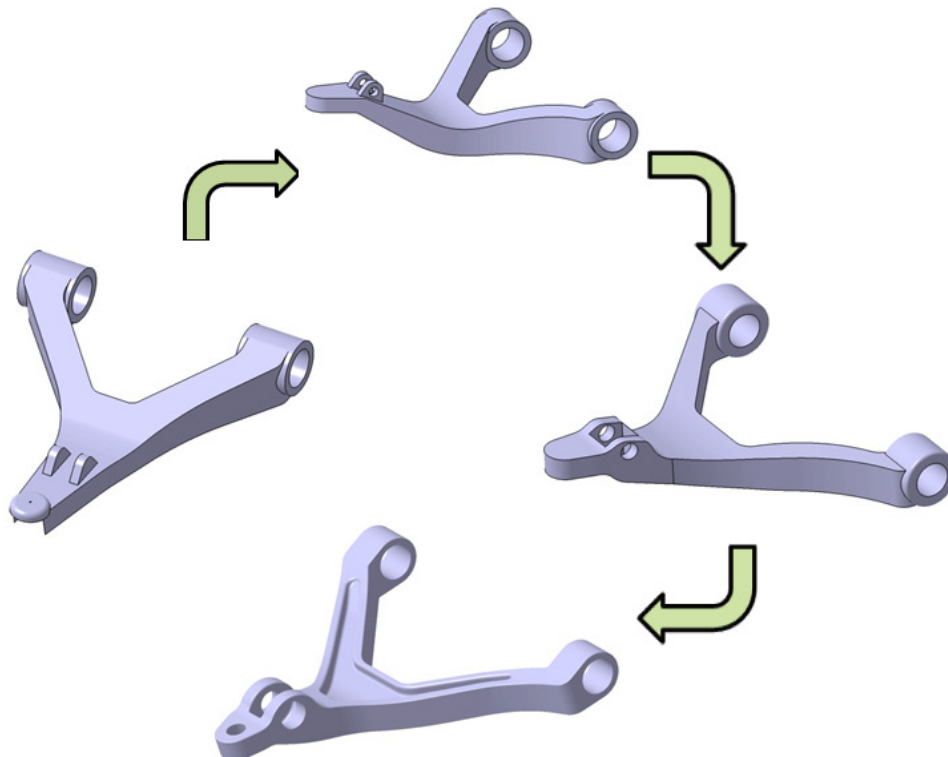


Abbildung 8.23 - Iterationsprozess des unteren Querlenkers

Da, wie bereits erwähnt, beim unteren Querlenker höhere Kräfte auftreten, werden auch bei den rahmenfesten Lagern größere Lager benötigt als beim oberen Querlenker. Die ursprünglichen Lagerstellen sind allerdings zu groß gezeichnet worden. Im Iterationsprozess ist zu sehen, dass in der endgültigen Version die Lagerstellen $B_{1,2}$, im Vergleich zur Ausgangsgeometrie, kleiner geworden sind.

Es wird ein Molekularlager von ZF mit der Nenngröße 62 eingebaut. Die Befestigung am Rahmen erfolgt wie beim oberen Querlenker mit einer Sechskantschraube, einer Mutter, einem Distanzring und einer Spannhülse (siehe Abbildung 8.24).

In Abbildung 8.23 war außerdem zu sehen, dass sich die Lagerungsart der Luftfeder am Querlenker laufend verändert hat. Dies hat den Grund, dass hier sehr hohe Kräfte auftreten und verschiedene Möglichkeiten untersucht wurden, wie die Lagerung am besten ausgeführt werden könnte. Außerdem befindet sich das Kugelgelenk in unmittelbarer Nähe. Das heißt, dass auch der Bauraum für das auszuwählende Lager sehr beschränkt ist. Erst als das schlussendlich ausgewählte Lager von Schaeffler, das sehr schmal gebaut ist, gefunden wurde, konnte eine Lagerungsmethode gefunden werden, die keine zu hohen Spannungen im Bereich der Lagerstellen verursachte. Die schmale Bauweise des Lagers ermöglichte nämlich eine Erhöhung der Wandstärke rund um die Lagerung. Den Querlenker selbst könnte man nicht mehr breiter gestalten, da es sonst zu Kollisionen mit dem Radträger beim Lenken kommen würde. Die Befestigung erfolgt mittels Bolzen (weiß), der sich beim Anziehen der Mutter gegen die innere Lagerschale presst, die wiederum über einen Distanzring (braun) gegen den Querlenker gedrückt wird (Abbildung 8.25).

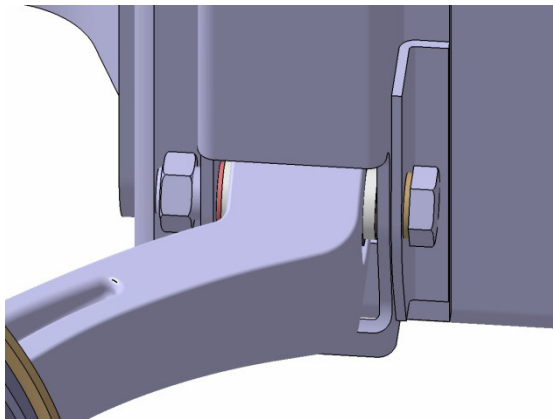


Abbildung 8.24 - Rahmenfeste Lagerung des unteren Querlenkers

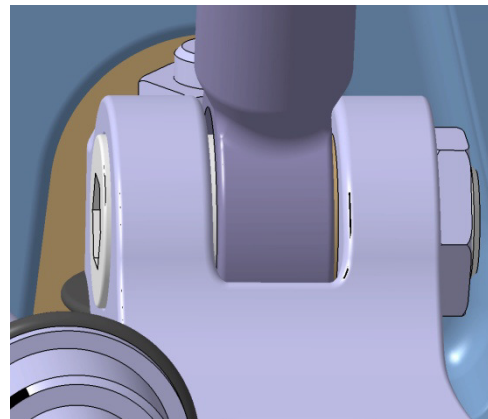


Abbildung 8.25 - Lagerung des Federbeins am unteren Querlenker

FE-Berechnung

Bei der Berechnung wird zunächst, aufgrund der vorhin genannten Vorteile, davon ausgegangen, dass es sich beim unteren Querlenker um ein Gussteil handelt. Der verwendete Werkstoff ist dabei wieder GJS-400-15. Sollte es nicht gelingen die Spannungen unter ein Limit von 250 MPa sinken zu lassen, muss der untere Querlenker geschmiedet werden. Die Konstruktion sollte den Festigkeitsansprüchen dann genügen.

Einspannung

Bei der Einspannung des unteren Querlenkers wird kein Surface-Slider verwendet, um die Verdrehung um die x-Achse zu verhindern. Stattdessen wird bei der Lagerstelle der Luftfeder ein Koordinatensystem eingefügt, dessen z-Achse in Richtung des Federbeins zeigt. Nun kann bei den Einspannungen jene Koordinatenrichtung gesperrt werden.

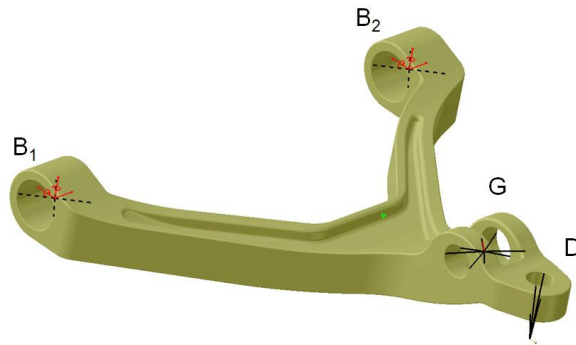
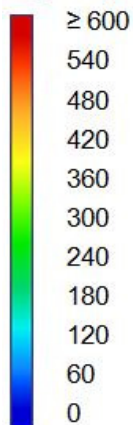


Abbildung 8.26 - Einspannung des unteren Querlenkers

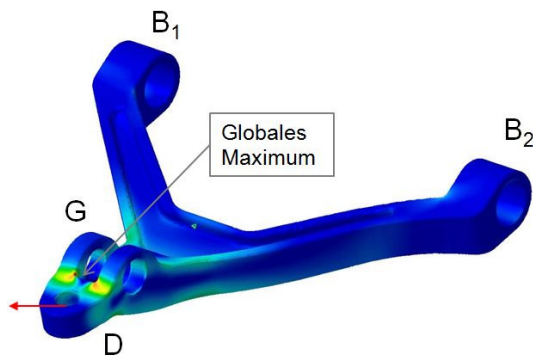
Von Mises-Stress:

Die Simulation zeigt, dass, wenn der Querlenker als Schmiedeteil ausgeführt wird, er der Belastung entsprechend ausgelegt ist. Lediglich rund um die kegelige Bohrung, durch die der Zapfen des Kugelgelenks gesteckt wird und in kleinen Radien, rund um die Lagerstelle G, treten lokal Spannungen auf die über 600 MPa liegen. Lokale Spannungsspitzen sind allerdings kein Problem für das Bauteil. Ansonsten liegen alle Spannungen in einem akzeptablen Bereich, für den nun geeigneten Schmiedewerkstoffe gesucht werden können.

Von Mises
Stress
[MPa]



Schlagloch (665 MPa)



Bremsen (953 MPa)

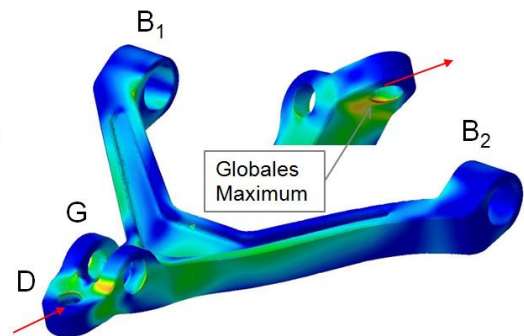


Abbildung 8.27 - Spannungen im unteren Querlenker

Aufgrund des vorhandenen Spannungslevels muss ein Werkstoff mit einer Streckgrenze über 600 MPa gewählt werden. Mit einer Streckgrenze von 786 MPa wäre der AFP-Stahl 41CrS4, V geeignet. Aber auch die neu entwickelten Weichmartensite Imaform[®] und Saaramart[®] mit 771 und 719 MPa Streckgrenze [47] könnten hier eingesetzt werden.

8.2.2 Rahmen-Modul

Die größte Herausforderung bei diesem Radaufhängungskonzept ist es, ein ausreichend steifes Rahmen-Modul unter Beibehaltung der Leichtbauweise zu konstruieren. Eine Einzelradaufhängung leitet nämlich die großen Kräfte, die bei einem LKW wirken, ungünstiger in den Rahmen ein, als eine Starrachse. Dort werden die von der Fahrbahn kommenden Kräfte beispielsweise beim Lastfall Schlagloch über die vier Befestigungspunkte der Blattfeder und über die Stoßdämpfer in z-Richtung eingeleitet. Die Befestigungspunkte der Blattfeder liegen dabei weit voneinander entfernt an der Unterseite des C-Profils. Für diese Belastung sind die Steifigkeitseigenschaften eines C-Profils ideal. Der Dämpfer befindet sich seitlich vom C-Profil und ist knapp über der Oberkante von diesem an einem aufgeschraubten Dämpferdom befestigt, wodurch auch hier ein Biegemoment M_{bx} in den Rahmen eingeleitet wird.

Da der Leichtbauahmen bisher nur für eine Starrachse ausgelegt wurde, besteht das Front-Modul ebenfalls im Bereich der Befestigungspunkte aus einem C-Profil, da es für die Belastungen am besten geeignet ist.

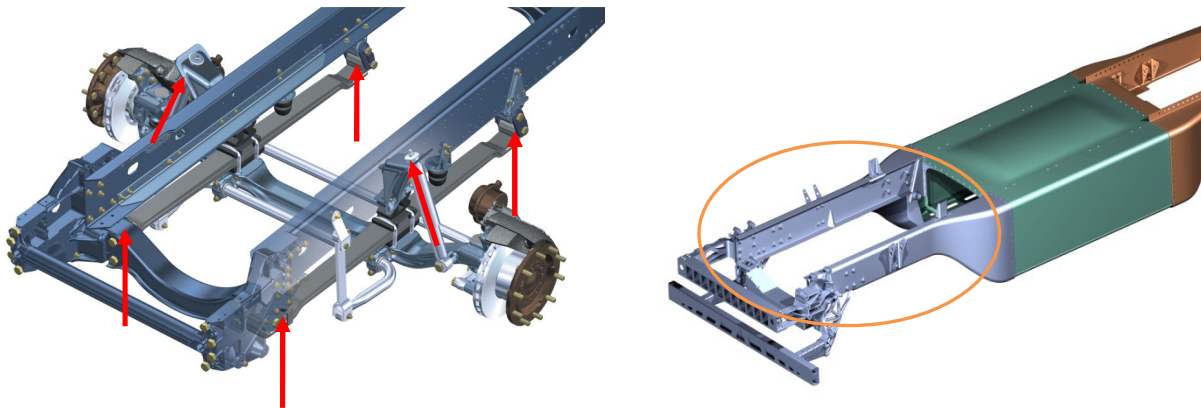


Abbildung 8.28 - Kräfteinleitung einer Starrachse in einen Leiterraahmen [9]

Im Vergleich dazu gibt es bei einer ERA viel mehr Anbindungspunkte (5 statt 3 pro Fahrzeugseite) deren Positionen eine Montage an dem bestehenden C-Profil des Front-Moduls ohne zusätzliche Vorrichtungen unmöglich machen. Die rahmenfesten Gelenke der Querlenker befinden sich zudem viel näher zueinander, als die Anbindungspunkte der Blattfedern.

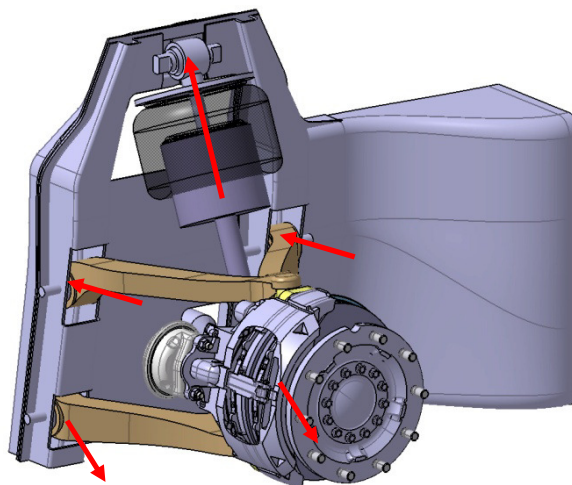


Abbildung 8.29 - Kräfteinleitung der ERA-KB in das Rahmen-Modul

Das größte Problem bei der Bauart mit den Kugelgelenken ist die sehr hohe Lagerung der Luftfeder am Rahmen. Durch die notwendige Schrägstellung treten aufgrund der Kraft-Übersetzung, enorm große Kräfte im Federbein auf. Dadurch dass diese Kraft einen knappen Meter über der Vorderachse in den Rahmen eingeleitet wird, entsteht ein sehr großes Biegemoment. Dieses Moment muss das Rahmen-Modul abstützen, ohne dabei ein gewisses Spannungslimit zu überschreiten und ohne sich dabei zu stark zu deformieren.

Dadurch ist eine vollständige Neukonstruktion des Front-Moduls notwendig. Rund um die Anbindungspunkte sind steife Blechstrukturen erforderlich, wodurch eine Gewichtszunahme in diesem Rahmenabschnitt unvermeidbar ist.

Es soll jedoch die Tatsache, dass, aufgrund des Entfalls des Achskörpers, nun die Unterkante des Rahmens nicht mehr so stark angehoben werden muss, zum Vorteil genutzt werden. Es ist jetzt möglich die Unterkante des Mittel-Moduls bis zur Schnittstelle des Front-Ends beizubehalten, wodurch sich bei dessen Konstruktion Vorteile bezüglich der Lastpfade für den Unterfahrschutz ergeben könnten. Unter Umständen kann man dann die relativ teuren und schweren Gusskonsolen durch günstigere und leichtere Bleche ersetzen.

Viel Masse kann vor allem bei der Radaufhängung selbst eingespart werden. Eine genauere Untersuchung zum Thema Gewicht folgt allerdings erst später.

Als Werkstoff wird entweder ein kaltgewalztes Feinblech HC 380 LA verwendet, oder ein warmgewalztes Blech S 380 MC. Diese Materialien gehören zu den mikrolegierten Stählen und besitzen eine Zugfestigkeit von 430-550 MPa und eine Streckgrenze von 360 – 460 MPa. Für die Berechnung setzt man , damit alle Spannungswerte in der Nähe der Streckgrenze bereits rot angezeigt werden, das Spannungslimit des Rahmens auf 300 MPa und für die Verformung gilt 4 mm als obere Grenze.

Grundsätzlich strebt man bei der Konstruktion danach, möglichst viel überlappende Blechabschnitte zu erreichen, die dann durch Widerstandspunktschweißen gefügt werden können. Diese Fügemethode ist im Bereich der Stahlwerkstoffe nach wie vor das dominante Verfahren [49].

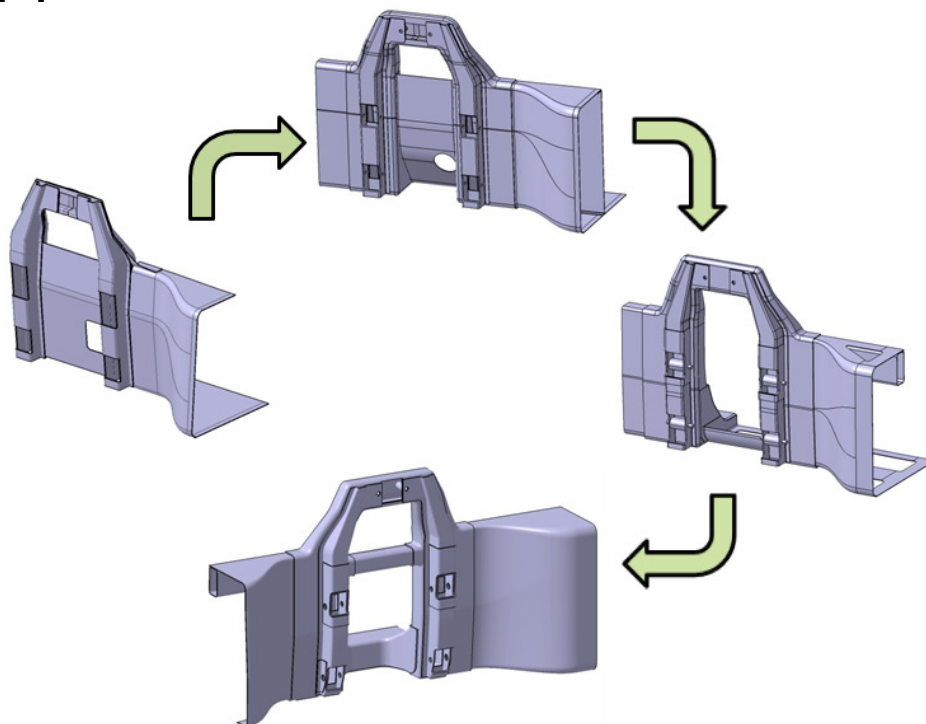


Abbildung 8.30 - Iterationsprozess des Rahmen-Moduls

Da die Konstruktion des Rahmen-Moduls eine besondere Schwierigkeit dieser Arbeit ist, werden die wichtigsten Konzept-Varianten, die im Zuge der FE-Analyse entstanden sind, genauer erklärt, sodass man den Entstehungsprozess besser nachvollziehen kann.

FE-Berechnung

Bei allen FE-Analysen, die am Rahmen durchgeführt werden, handelt es sich um lineare Rechenergebnisse. Dies bedeutet, dass für das Material linear elastisches Verhalten angenommen wird. Biegeeffekte sind dabei nicht berücksichtigt. Der Rahmen für die Kugelbauart wird zunächst mit den Kräften des Lastfalls Schlagloch berechnet, da bei diesem Lastfall die höchsten Kräfte in der oberen Luftfederlagerung auftreten und dabei der Rahmen am meisten auf Torsion beansprucht wird. Es ist somit notwendig, eine Struktur zu gestalten, die diesem Lastfall standhält. Die Skala der Von Mises Spannung wird nach oben hin bei 300 MPa begrenzt, sodass alle Spannungen, die über diesem Wert liegen, rot angezeigt werden. Somit sollen von Beginn an alle kritischen Bereiche detektiert werden können. Bei der Verformung erfolgt dasselbe Vorgehen mit 4 mm.

Variante 1

Die erste Variante die zu Bauraumuntersuchungen diene, soll bei einem ersten Berechnungsdurchgang zeigen, wo die Schwachstellen der Konstruktion liegen. Dann können unterschiedliche Verbesserungsmaßnahmen gesetzt werden.

Einspannung:

An der Schnittstelle zum Mittel-Modul erfolgt eine fixe Einspannung (blau). Das offene Ende zum Front-End des Fahrzeugs und beide Querträger sind in y und z - Richtung fixiert (rot). Diese Einspannungen bleiben nun bei jeder Variante gleich, damit die Varianten untereinander vergleichbar bleiben.

Zu beachten:

In der Realität werden die Querträger in der Symmetrieebene des Fahrzeugs nicht in z-Richtung fixiert. Ebenso werden an der Schnittstelle zum Front-End Verschiebungen in alle Koordinatenrichtungen auftreten. Die Einspannsituation ist daher eher als eine Art Prüfstandsituation zu betrachten, anhand der qualitative Aussagen über das Bauteil gemacht werden sollen. Durch die fixe Einspannung werden die Verformungen geringer sein, als in der Realität.

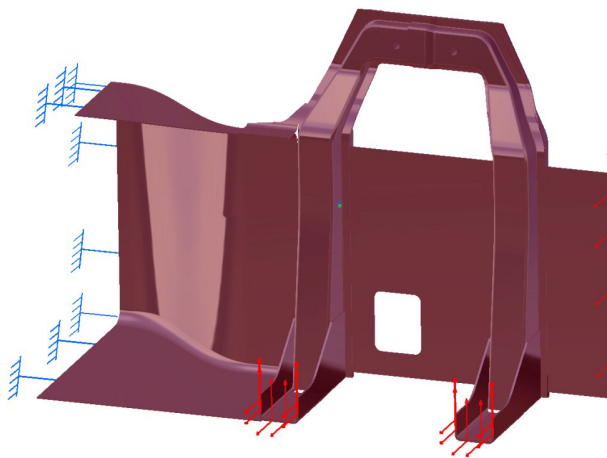


Abbildung 8.31 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 1)

Von Mises-Stress:

Da die Rahmenanbindung an die Hutprofile zu diesem Zeitpunkt noch sehr ungünstig ausgeführt ist, und der horizontal verlaufende obere Abschnitt des Rahmenprofils nur durch einen kleinen Blechteil mit den Hutprofilen verbunden ist, sind dort die höchsten Spannungen zu erwarten. Dies bestätigt die Berechnung:

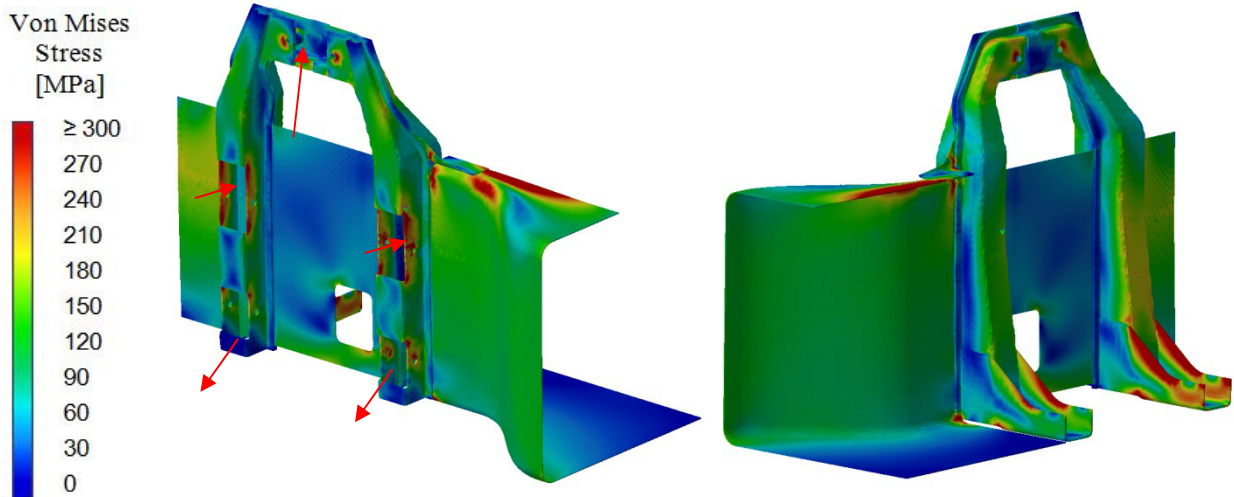


Abbildung 8.32 - Spannungen im Rahmen-Modul (Variante 1)

In dem kleinen Versteifungsblech treten Spannungen von über 1200 MPa auf. Es ist daher notwendig die Rahmenanbindung an die steifen Hutprofile grundlegend zu verändern. Auch in den Querträgern sind hohe Spannungswerte vorhanden. Die Höhe der Querträger ist allerdings durch die Ölwanne des Motors beschränkt.

Displacement:

Die maximale Verschiebung von Knotenpunkten tritt an der höchsten Stelle der Konstruktion auf und beträgt über 10 mm. Analysiert man das Bild der Verformung, erkennt man, dass die Hutprofile nur wenig Durchbiegung aufweisen. Somit muss die meiste Verformung im Rahmen und den Querträgern liegen.

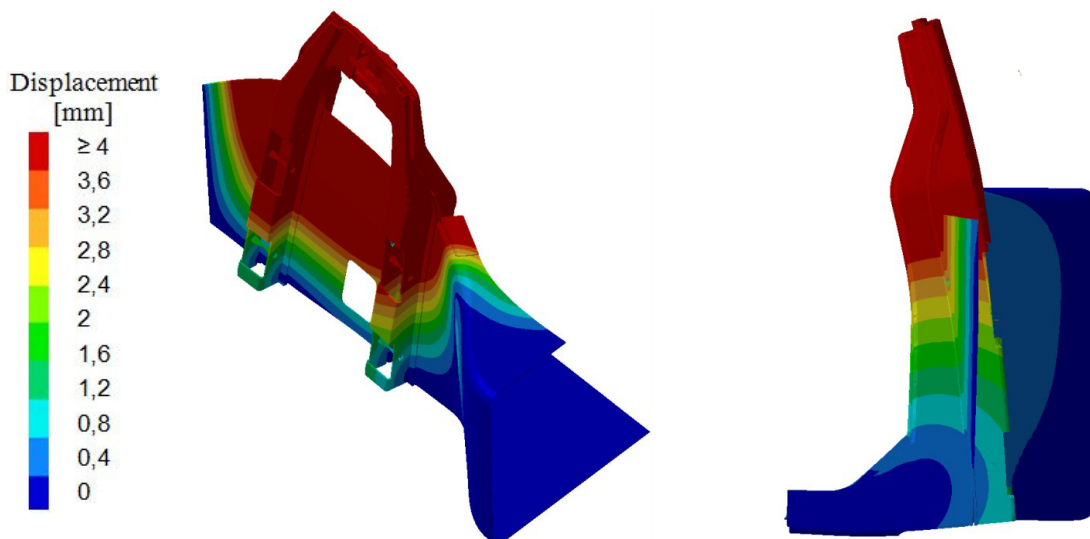


Abbildung 8.33 - Displacement im Rahmen-Modul (Variante 1)

Speziell an jener Stelle, wo auch schon das Spannungsmaximum gefunden wurde, sieht man deutlich wie das Blech verbogen wird. Das bedeutet, dass sowohl die Rahmenanbindung, als auch die Querträger modifiziert werden müssen. Um die Verformung besser erkennen zu können werden die Verschiebungswerte 20-fach verstärkt angezeigt.

Variante 2a

Um den Rahmen besser in die Hutprofile zu integrieren und stumpfe Zusammenstöße von dünnen Blechen zu vermeiden, wurde ein Tiefziehblech konstruiert, das zum einen den Querschnitt des Rahmens besitzt, sodass diese flächig miteinander verschweißt werden können, und zum anderen ist das Bauteil so gestaltet, dass es exakt in dem Spalt zwischen dem inneren und äußeren Hutprofil liegt. Zusätzlich soll ein weiteres Blech auf der Innenseite des Rahmenblechs die kritische Stelle verstärken.

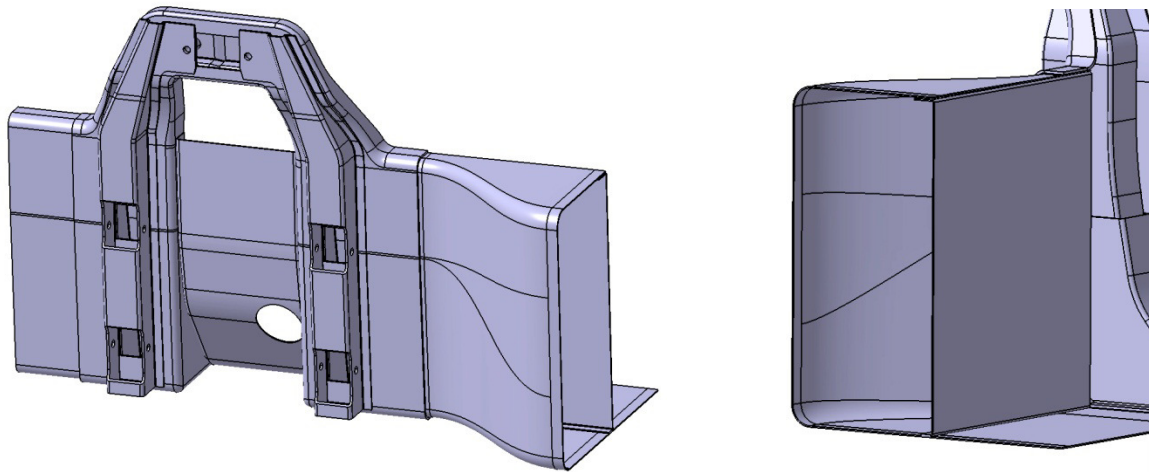


Abbildung 8.34 - Veränderungen bei Variante 2a

Das Zwischenblech musste nun ebenfalls etwas verändert werden. Es hat von oben betrachtet nun ein C-Profil, das entlang der Kontur des Tiefziehblechs verläuft, sodass die beiden Teile nach dem Punktschweißverfahren gefügt werden können.

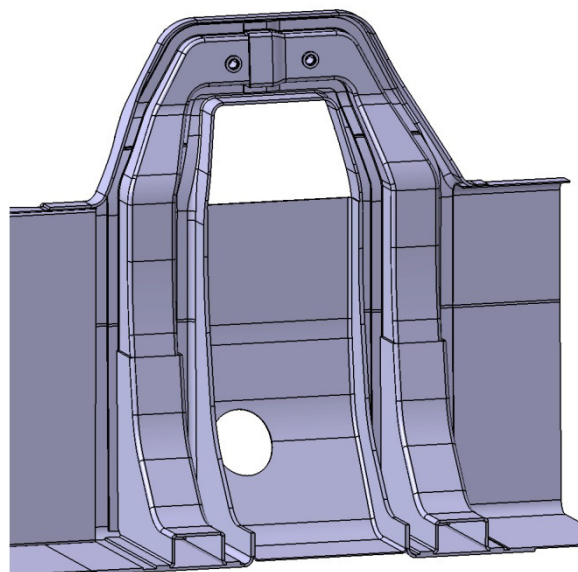


Abbildung 8.35 - Neue Querträger

Wie man auf dem Bild erkennt, wurde das Profil der Querträger ebenfalls geändert. Es werden nun Hutprofile verwendet, die mit dem Tiefziehblech verschweißt werden.

Einspannung:

Das Teil wird wieder an der Schnittebene zum Mittelmodul fest eingespannt. Am vorderen Ende und an der Symmetrieebene der Querträger wird die Verschiebung in y und z-Richtung fixiert.

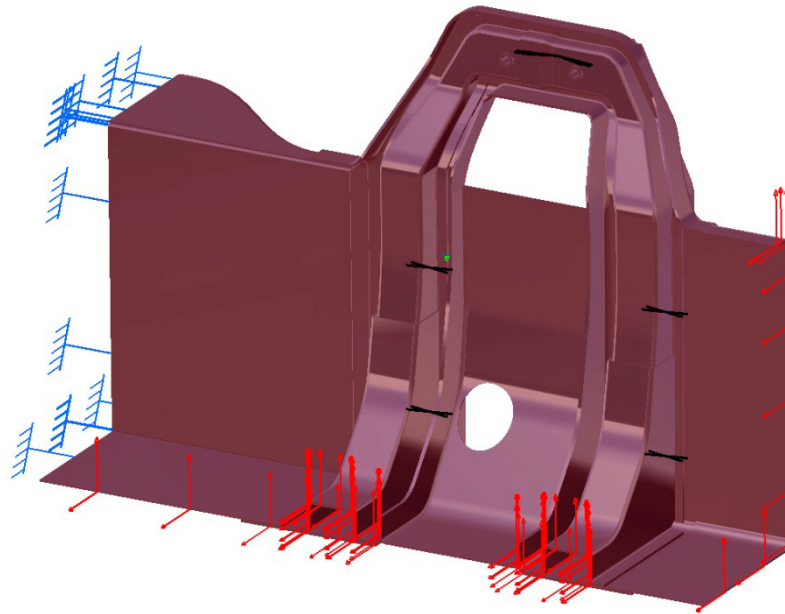


Abbildung 8.36 - Einspannung bei Variante 2a

Von Mises-Stress:

Die Berechnung zeigt, dass tatsächlich der gewünschte Effekt erreicht wurde. Das globale Spannungsmaximum hat sich stark verringert und befindet sich nun sogar an einer anderen Stelle, nämlich in der Kerbe des Lagerfreischnitts bei A₂. Allerdings liegt die maximale Spannung immer noch weit über dem Limit bei 588 MPa.

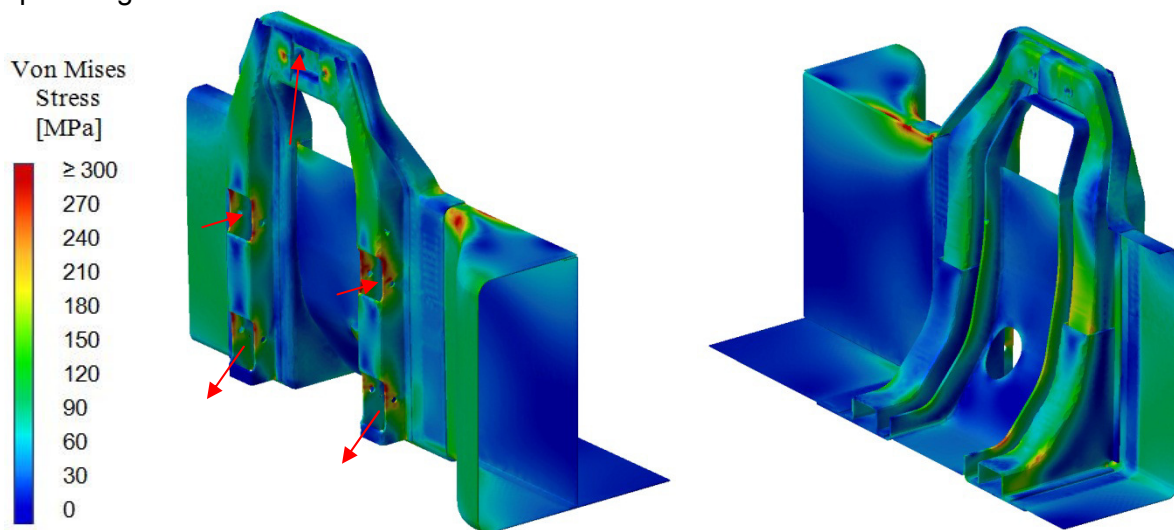


Abbildung 8.37 - Spannungen im Rahmen-Modul (Variante 2a)

Betrachtet man die vorhin noch kritischen Querträger, sieht man, dass die Form der neuen Querträgerquerschnitte mehr Steifigkeit bewirken. Lediglich beim vorderen Querträger gibt es noch eine kleine Stelle mit zu hohen Spannungen.

An der Luftfederlagerung wird die höchste Kraft eingeleitet. An den Verschraubungspunkten gibt es daher ebenfalls noch Spannungen, die über dem Limit von 300 MPa liegen.

Displacement:

Analysiert man die Verformungen mit 20-fachem Verstärkungsfaktor, wird ersichtlich wie die hohen Spannungen an den einzelnen Stellen zustande kommen. Aufgrund der Luftfederkraft, die sehr hoch eingeleitet wird, entsteht ein sehr hohes Biegemoment, das von den Lagerkräften noch zusätzlich überlagert wird.

Betrachtet man das äußere Hutprofil von vorne, sieht man, wie sich die Profile aufgrund des Biegemoments um die x-Achse verwinden.

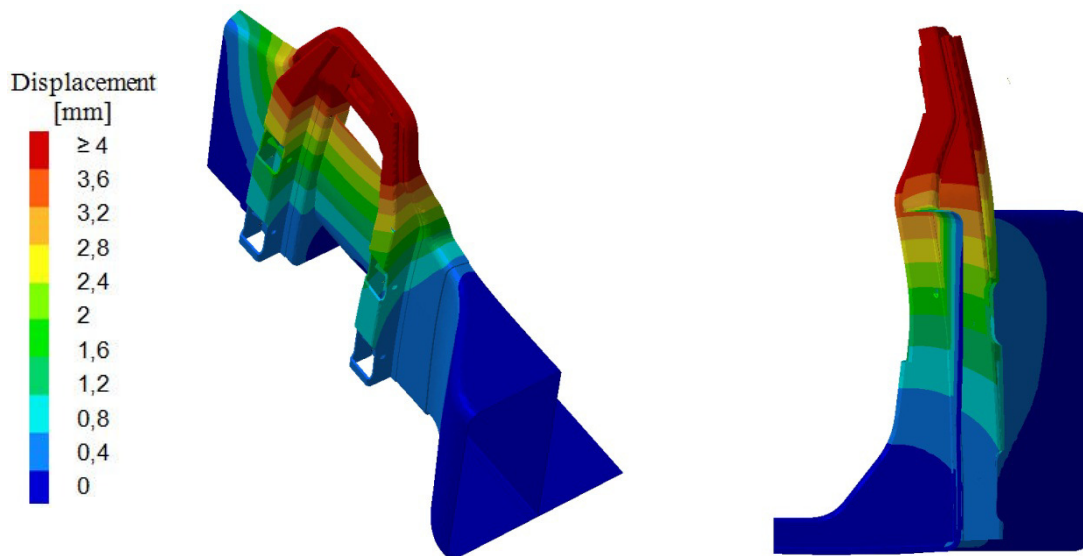


Abbildung 8.38 - Displacement im Rahmen-Modul (Variante 2a)

Grund für diese starke Verformung sind die Freischnitte um die Lagerstellen, die die Steifigkeit der Hutprofile stark schwächen. Von unten sieht man, dass sich im Bereich der Freischnitte die Hutprofile stark nach innen verdrehen.



Abbildung 8.39 - Verdrehung der Hutprofile

Die größte Schwachstelle bleibt aber nach wie vor der 3 mm starke Rahmen an dem die Hutprofile befestigt sind. Außerdem muss man erwähnen, dass abgesehen von der Fixierung, die vordere Einspannung bei weitem nicht der Realität entspricht, weil das vordere

Blech noch so kurz ausgeführt ist. Die Schnittstelle zum Front-End liegt ein Stück weiter vorne. Wie der Rahmen in diesem Bereich geformt ist, ist in diesem Entwicklungsschritt aber noch nicht berücksichtigt. Aus den Abbildungen ist ersichtlich, dass die größte Verschiebung rund um die Luftfederlagerung auftritt. Sie beträgt 6,8 mm und ist ebenfalls über dem Limit.

Diese Variante besitzt bereits ein Gewicht von 178 kg pro Fahrzeughälfte. Um das Gewicht zu reduzieren ist es möglich, in Bereichen mit niedrigen Spannungswerten, Material einzusparen. Teile, bei denen sich dies anbietet, sind das Zwischenblech und das innenliegende Versteifungsblech des Rahmens. Es sind jedoch auch Maßnahmen zum Reduzieren der Spannungen notwendig, die wiederum eine Gewichtszunahme bedeuten werden.

Variante 2b

Die Bauweise der vorhergehenden Variante bleibt bestehen. Zur Gewichtsreduktion wird an jenen Stellen, wo kaum Spannungen vorhanden waren, Material ausgeschnitten und untersucht, welchen Einfluss dies auf die Festigkeit des Systems hat.

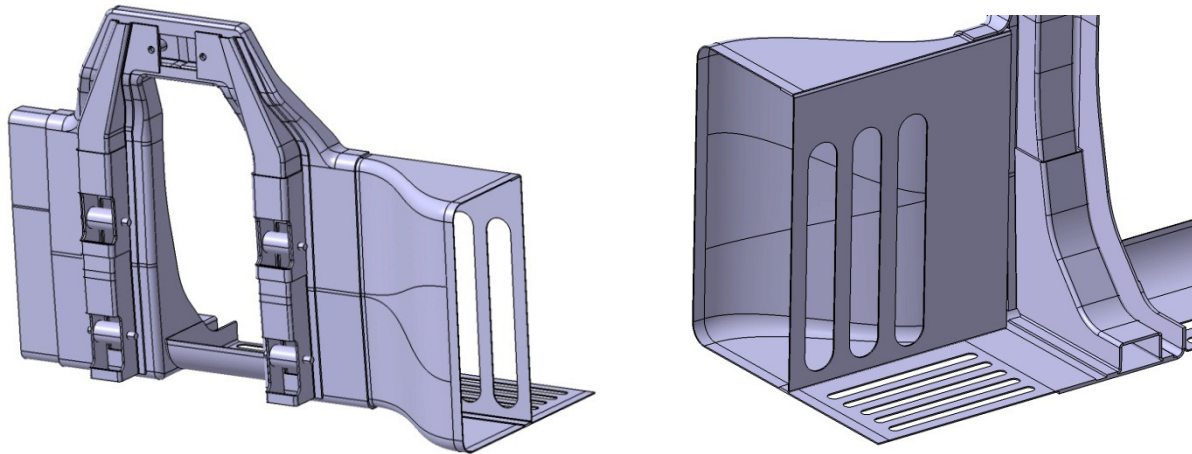


Abbildung 8.40 - Materialeinsparungen zur Gewichtsreduktion

Um das Spannungsmaximum bei den Kerben der oberen Lagerungsstellen zu verringern, wurden Versteifungsbleche, die von außen über die stark beanspruchten Stellen gesteckt werden können, konstruiert. So sollen die hohen Spannungen auf unter 300 MPa gesenkt werden.

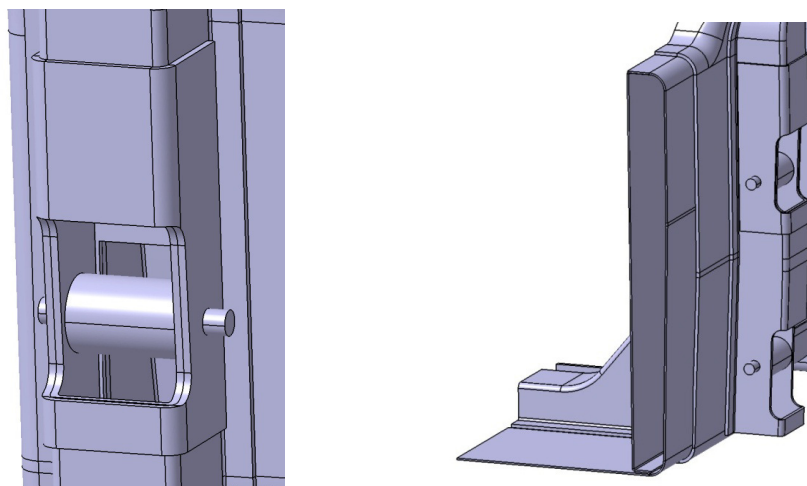


Abbildung 8.41 - Versteifungsbleche für Lagerstelle (links) und Rahmen (rechts)

Da man bei der vorigen Berechnung gesehen hat, dass sich das vordere Rahmenstück sehr stark verwindet, wurde auch vorne ein Versteifungsprofil, mit demselben Querschnitt wie hinten, vorgesehen. Die Anbindung des Rahmens zu den Tiefziehprofilen wurde weiter entschärft, indem die Schrägen, die über den Rahmen hinausragen, abgeflacht wurden.

Ein weiterer Versuch, die Simulation etwas realistischer zu machen, war, die inneren Lagerschalen der Molekularlager, die mit den Hutprofilen verschraubt werden, in der Berechnung zu berücksichtigen. Das Gewicht des Rahmens beträgt nun 186 kg. Es kam also durch die Versteifungselemente zu mehr Gewichtszunahme, als durch die Materialeinsparung reduziert werden konnte.

Einspannung:

Das gesamte Bauteil wird identisch zur vorigen Variante eingespannt und mit den Kräften des Lastfalls Schlagloch beaufschlagt.

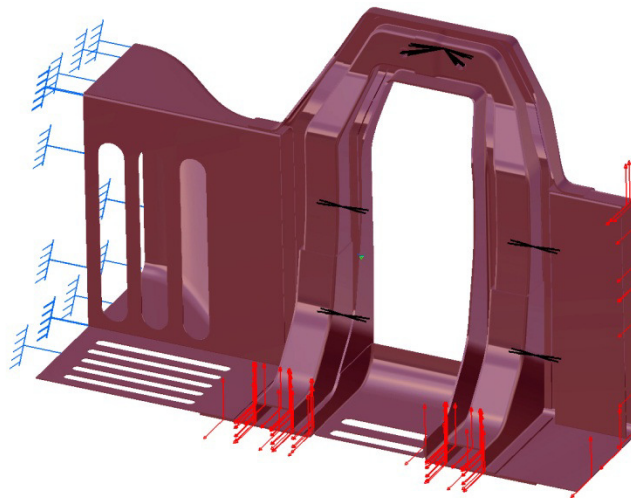


Abbildung 8.42 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 2b)

Von Mises-Stress:

Bei der Auswertung der Ergebnisse zeigt sich, dass die Materialeinsparungen an den richtigen Stellen vorgenommen wurden. Es ergab sich dadurch kein Festigkeitsverlust.

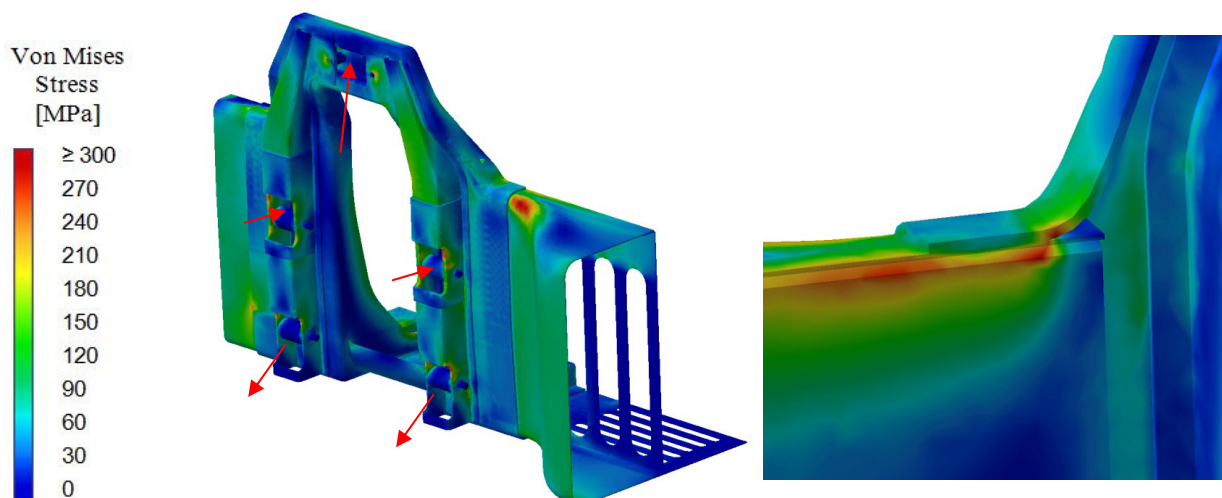


Abbildung 8.43 - Spannungen im Rahmen-Modul (Variante 2b)

Die kritischen Spannungen bei den Lagerfreischnitten konnten durch die Versteifungsbleche gesenkt werden. In der roten Kerbstelle bei A_2 liegt der maximale Wert bei 325 MPa. Das heißt, dass das Ziel wieder nicht erreicht wurde. Die Wandstärke der Versteifung noch weiter zu erhöhen wäre nicht zweckmäßig, da sich das globale Spannungsmaximum von 341 MPa ohnehin an einer anderen Stelle befindet, nämlich bei der Rahmenanbindung (siehe Abbildung 8.43 - rechts).

Die maximale Spannung wurde zwar wiederum deutlich gesenkt, befindet sich aber immer noch über dem zulässigen Wert. Es liegt daher nahe die Rahmenanbindung an die Tiefziehprofile weiter zu verbessern, da der schlechte Kraftfluss in diesem Bereich immer noch zu großen Spannungen führt. Von der Innenseite erkennt man, dass das Potenzial der steifen Hutprofilkonstruktion nicht richtig an den Rahmen weitergegeben werden kann. Es wäre eine Verbindung zwischen dem stehenden Versteifungsblech und dem inneren Hutprofil oder vielleicht auch mit dem Querträger anzustreben. Das hohe C-Profil des Blechs liefert nämlich kaum Widerstand gegen Verschiebung in y-Richtung. Ebenso wenig erfolgreich ist dadurch die Versteifung des vorderen Rahmenendes. Besser sieht es bei den Querträgern aus. Hier gibt es keine Stelle mehr, die über 300 MPa liegt.

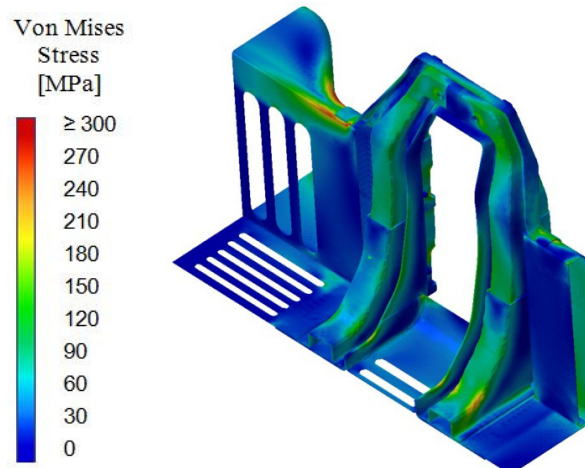


Abbildung 8.44 - Spannungen in den Querträgern

Displacement:

Betrachtet man die Verschiebungen wieder mit 20-fachem Verstärkungsfaktor sieht man das bereits bekannte Bild der Verformung. Der Rahmen hält der hohen Kraft nicht stand und gibt nach.

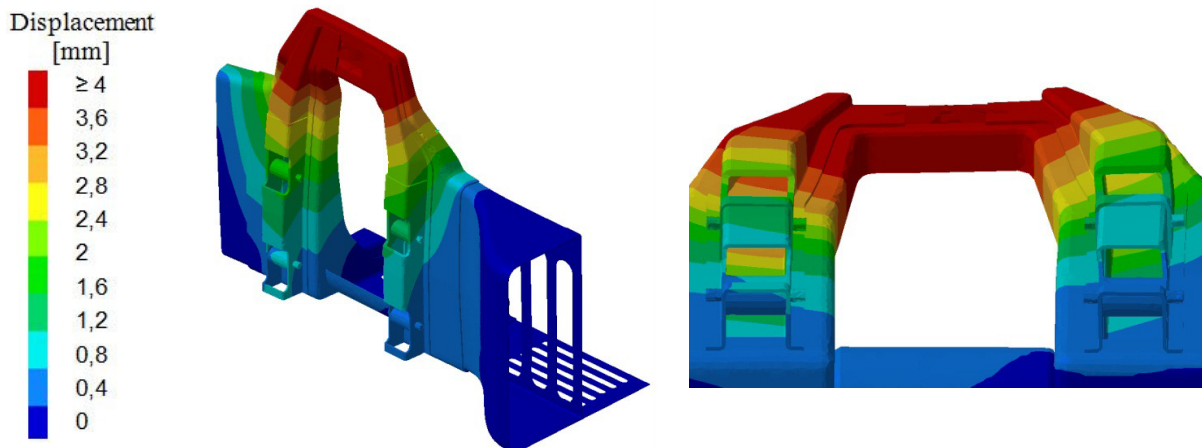


Abbildung 8.45 - Verformung des Rahmen-Moduls (Variante 2b)

Von unten erkennt man den Effekt der Versteifungsbleche für die Lagerstellen. Der Zugewinn an Wandstärke in diesem Bereich bewirkt, dass sich die Hutprofile weniger nach innen verdrehen. Darum hat sich die maximale Knotenverschiebung im Vergleich zur vorigen Variante von 6,8 mm auf 5,75 mm reduziert. Aus dieser Variante kann man schließen, dass die Rahmenanbindung noch weiter verbessert werden muss, um die gewünschten Festigkeitswerte beim Lastfall Schlagloch zu erreichen.

Variante 3

Bei dieser Variante werden die inneren Hutprofile durch Schalen ersetzt, die in die Innenkontur des Tiefziehbleches gesteckt werden können. Das bringt für die Fertigung und Montage der Bleche den Vorteil mit sich, dass nun nicht mehr 3 verschiedene Bleche an einer gemeinsamen gekrümmten Fläche (orange) aufliegen, sondern nur noch 2, nämlich die Laschen des äußeren Hutprofils und das Tiefziehblech. Das offene Ende der inneren Schale kann nun eine Kontur besitzen, die nicht exakt auf der Innenfläche des Tiefziehblechs liegen muss. Lediglich eine Überlappung mit dem Tiefziehblech ist zu gewährleisten.

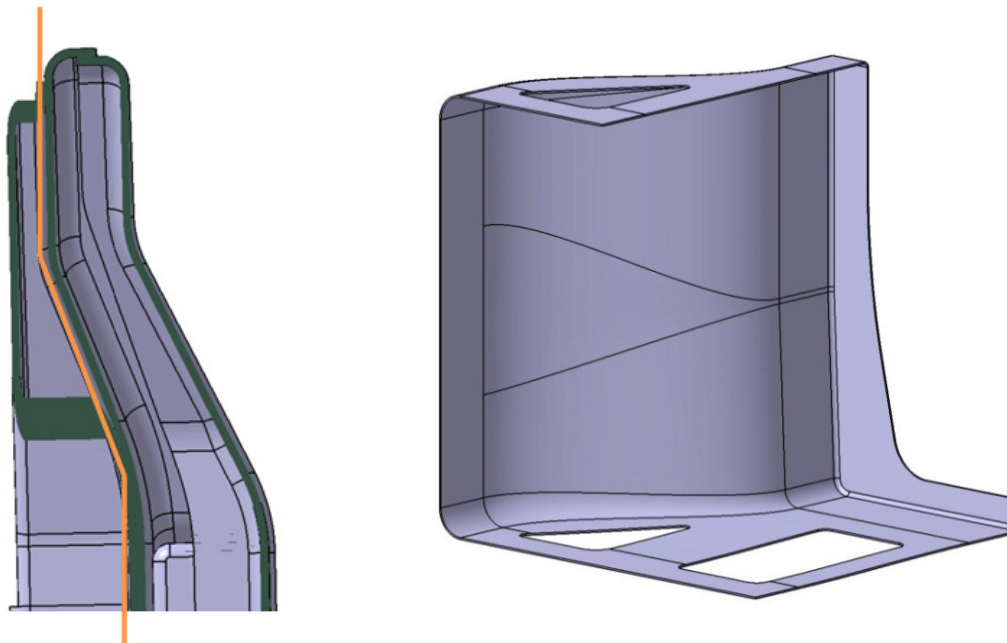


Abbildung 8.46 - Wesentliche Veränderungen bei Variante 3

Statt dem Begriff Tiefziehblech wird in weiterer Folge von einer Außenschale oder äußerer Schale gesprochen. Dies liegt deswegen nahe, da bei dieser Variante mehrere Teile des Rahmens durch Tiefziehen hergestellt werden.

So wird auch die Rahmenanbindung bei dieser Variante modifiziert. Das Rahmenblech, das bisher nur in das vorherige Tiefziehblech gesteckt werden konnte hat nun in diesem Bereich kein offenes Ende mehr, sondern schließt mit einem vertikalen Blech ab, das plan an der Innenschale aufliegt. An der gesamten Fläche kann nun der Rahmen zusätzlich mit der Wand der Innenschale und der Außenschale verschweißt werden.

Das hohe C-Profil, das zur Versteifung in Variante 3 vorgesehen war, ersetzt nun ein schmaler Längsträger, der ebenfalls plan an die vertikale und an die obere horizontale Fläche des Rahmens angelegt und verschweißt werden kann. Dieser Längsträger liegt, in Fahrtrichtung gesprochen, sowohl vor, als auch hinter der steifen Schalenstruktur. Für eine bessere Zugänglichkeit bei Schweißarbeiten gibt es einen Freischnitt an der Unterkante im Bereich der Stirnfläche des Versteifungsprofils (siehe Abbildung 8.49).

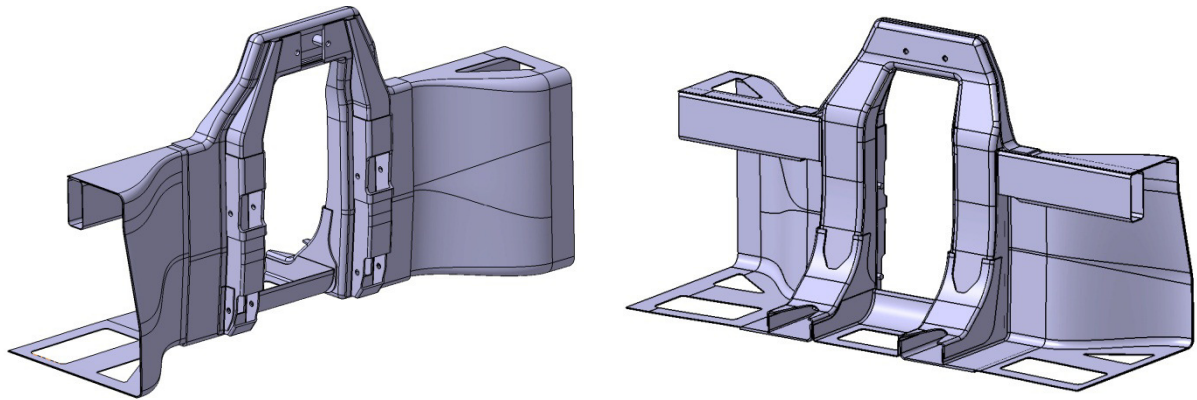


Abbildung 8.47 - Modifizierter Rahmen der Variante 3

Ein weiterer Steifigkeitszuwachs soll erreicht werden, indem auch die Querträger mit dem planen Rahmenende verschweißt werden. Auf den Bildern sieht man außerdem, dass die Geometrie der Ausschnitte zur Materialeinsparung etwas verändert wurden und im oberen horizontal liegenden Blechabschnitt des Rahmens eine neue Einsparung hinzugekommen ist.

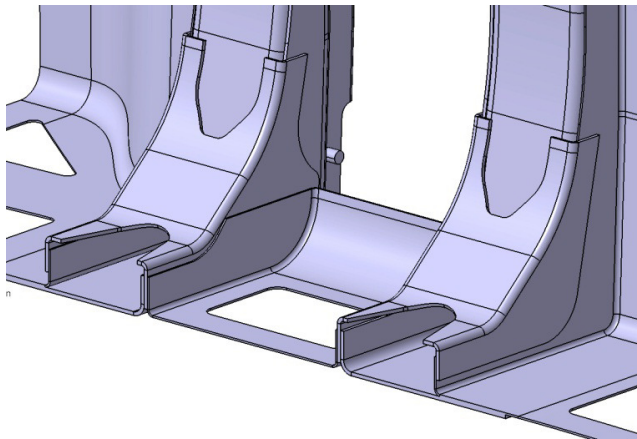


Abbildung 8.48 - Materialeinsparungen bei den Querträgern

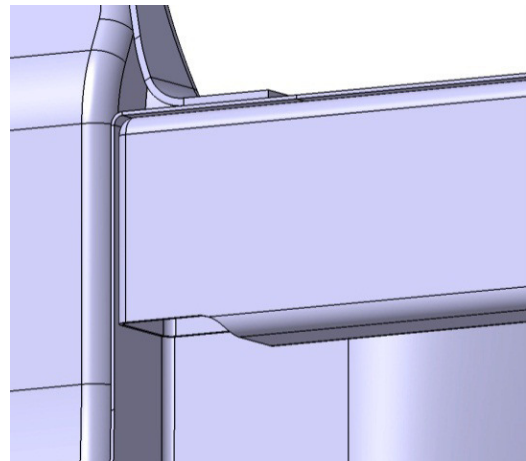


Abbildung 8.49 - Freischnitt an den Längsträgern

Der vordere Rahmen wird bei dieser Variante bis auf die Höhe des Unterfahrschutzes nach vorne gezogen und auf einen Querschnitt erweitert, der eventuell notwendige Befestigungsbleche für den Unterfahrschutz aufnehmen könnte. Dort erfolgt dann die Einspannung in z- und y-Richtung. Dies soll eine realistischere Darstellung der Rahmen-einspannung ermöglichen.

Durch den längeren vorderen Rahmenabschnitt steigt das Gewicht auf 193 kg an. Dies macht weitere Modifikationen notwendig, um das zusätzliche Gewicht an anderen Stellen so gut wie möglich wieder einzusparen. Dazu ist die Querträgergeometrie optimiert worden. Im Spannungsbild der vorigen Variante gab es nämlich noch einige Abschnitte in den Querträgern, die unbelastet waren. Die Form der Querträger wurde so geändert, dass nur noch dort Material vorhanden ist wo es aus Steifigkeitsgründen benötigt wird. Weitere Ausschnitte am vorderen Blech sollen ebenfalls helfen Gewicht zu reduzieren. Durch diese Maßnahmen konnte das Gewicht wieder auf 188 kg gesenkt werden.

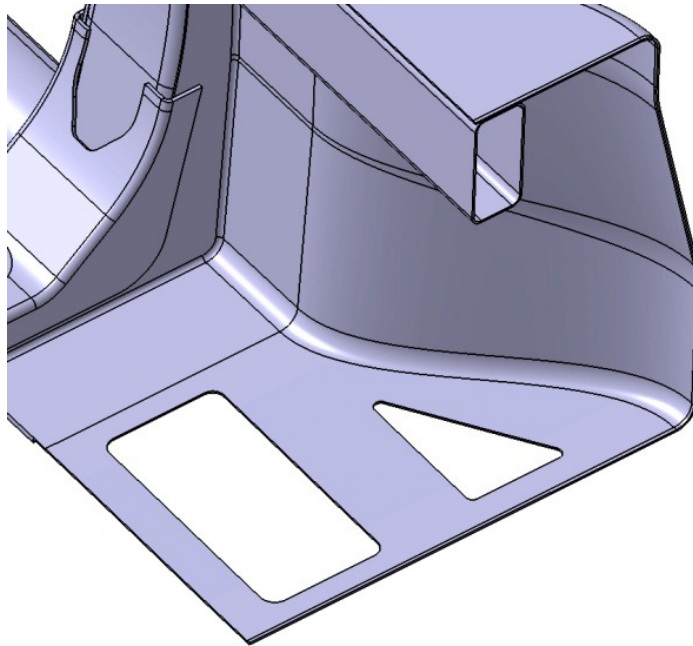


Abbildung 8.50 - Materialeinsparung im vorderen Rahmenbereich

Einspannung:

Die Einspannung erfolgt auch bei dieser Variante aufgrund der Vergleichbarkeit wieder auf dieselbe Weise.

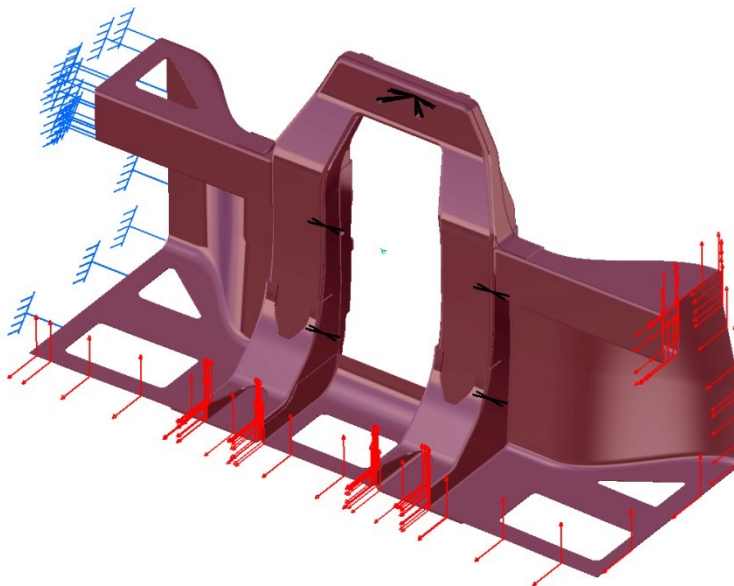


Abbildung 8.51 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 3)

- Lastfall Schlagloch

Von Mises-Stress:

Die Berechnung liefert bei dieser Variante erstmals ein zufriedenstellendes Ergebnis. In den kleinen Radien des Längsträgers befindet sich lokal ein Spannungsmaximum mit 333 MPa.

Dieser Wert befindet sich einerseits noch unter der Streckgrenze des Blechs, andererseits sind lokale Maxima ohnehin kein Problem, da diese meistens von Mesh-Ungenauigkeiten verursacht werden. Diese Ungenauigkeiten entstehen entweder, weil aufgrund eines zu groben Netzes in Radien scharfe Kanten im Mesh entstehen, die sich wie eine Kerbe auf das Spannungsverhalten auswirken, oder wegen Fehlern, wie z.B. Twisted Faces (= verdrehte Flächen) o.ä., die bei der Mesh-Generierung aufgetreten sind. Vor dem Starten der Berechnung sollte man deshalb mit dem Mesh-Analyse-Tool die Qualität des Netzes überprüfen und falls notwendig reparieren.

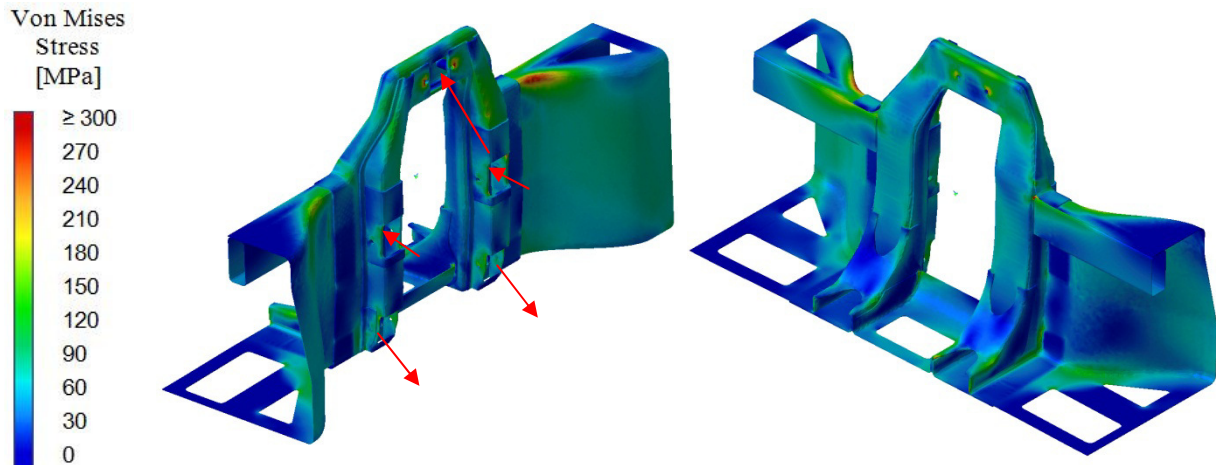


Abbildung 8.52 - Spannungen im Lastfall Schlagloch (Variante 3)

In Abbildung 8.53 ist das lokale Maximum (333 MPa) dargestellt. Die Gesamtkonstruktion wurde allerdings für die Belastung im Lastfall Schlagloch geeignet dimensioniert. Es gibt sonst keine Stellen im gesamten Rahmen-Modul, in denen das Limit von 300 MPa überschritten wird.

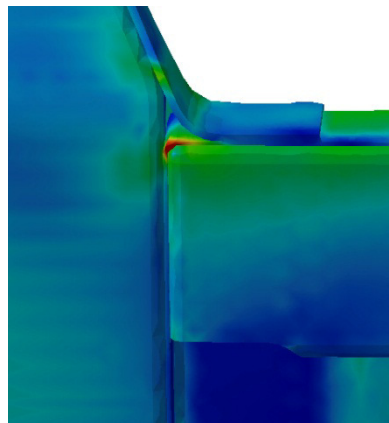


Abbildung 8.53 - Lokales Spannungsmaximum 333 MPa

Displacement:

Nun ist noch zu kontrollieren, ob auch bei der Verschiebung die Toleranz von 4 mm nicht überschritten wird. Wie gehabt werden die Verschiebungen der Knotenpunkt mit einem Verstärkungsfaktor von 20 angezeigt um das Verformungsbild besser zu erkennen. Im Vergleich mit Variante 2a ist deutlich zu erkennen, dass sich die Konstruktion wesentlich weniger durchbiegt.

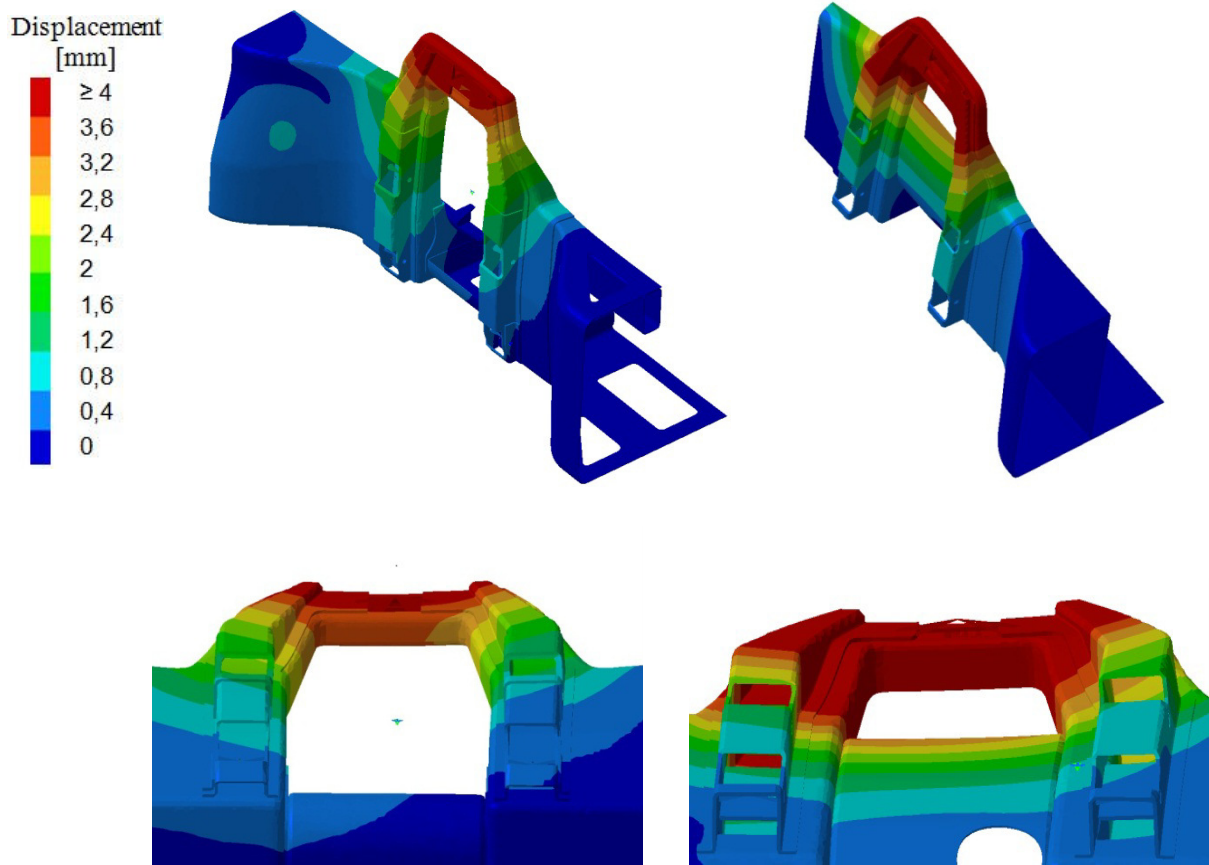


Abbildung 8.54 - Displacement der Variante 3 im Vergleich mit Variante 2a

An der oberen Lagerung der Luftfeder tritt wie zu erwarten, die größte Verschiebung auf. Der Bereich um die Lagerung ist rot dargestellt. Bei genauerer Betrachtung erkennt man, dass die Verschiebungswerte bei den Bohrungen der Lagerstellen knapp unter 4 mm liegen.

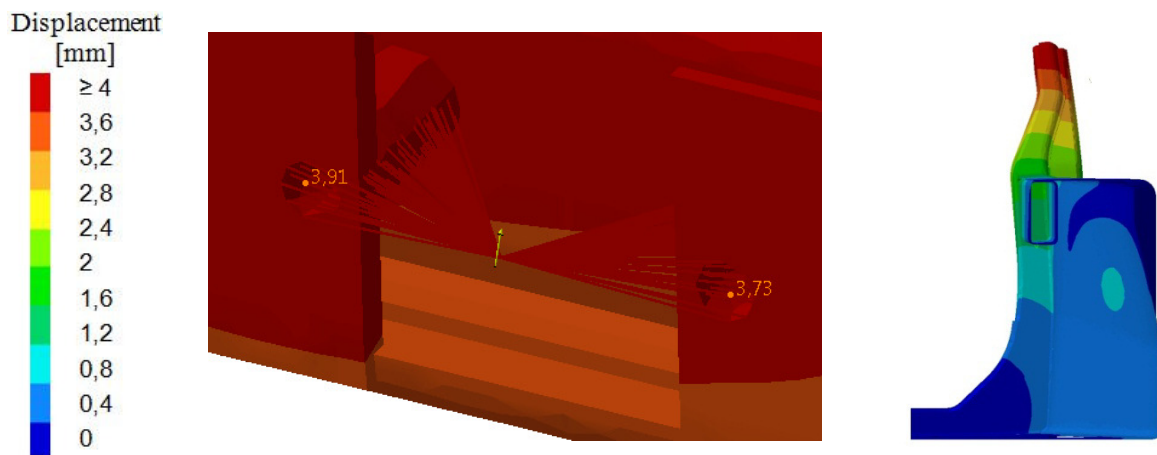


Abbildung 8.55 - Verschiebungswerte an der Lagerstelle

Da sich die Konstruktion für den Lastfall Schlagloch so gut bewährt hat, wird nun auch noch die Eignung für den Lastfall Bremsen untersucht.

- Lastfall Bremsen

Von Mises-Stress:

Wie man sieht, ist die Belastung beim Bremsen für den Rahmen weitaus weniger kritisch, als beim Durchfahren eines Schlaglochs. Das liegt daran, dass die Kraft im Federbein bei weitem nicht so hoch ist wie beim Stoß. Diese Kraft ist nämlich hauptverantwortlich für die große Durchbiegung und folglich auch für die hohen Spannungen aufgrund des großen Biegemoments.

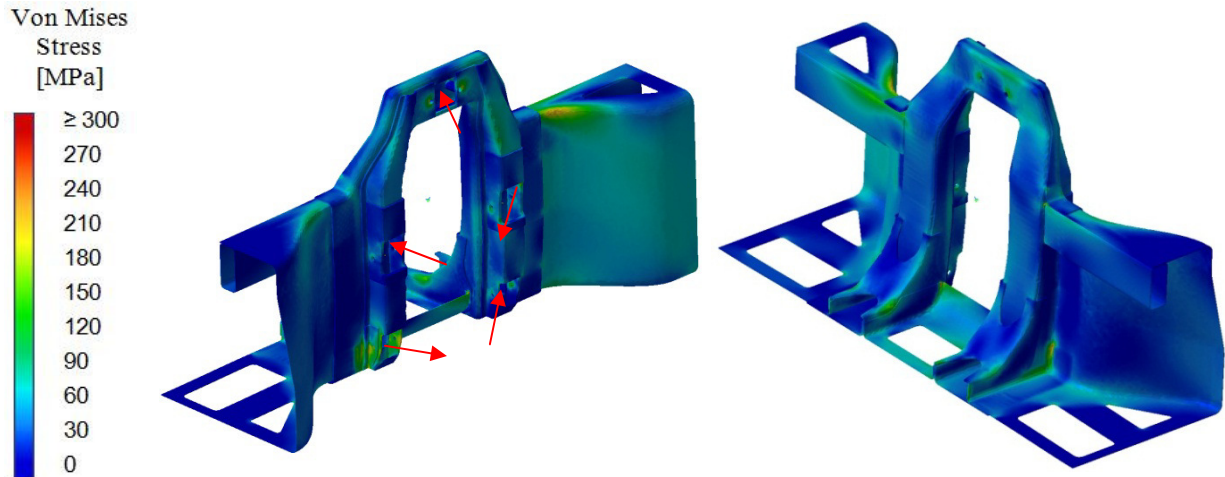


Abbildung 8.56 - Spannungen im Lastfall Bremsen (Variante 3)

Die beim Bremsen hauptsächlich wirkenden Kräfte in den Lagerstellen werden vom Bremsmoment verursacht, das über die Radaufhängungsteile abgestützt werden muss. Dieses Bremsmoment verursacht in der Lagerstellen B_1 und B_2 relativ hohe Kräfte in axiale x-Richtung. Deshalb wurde bereits an den unteren rahmenfesten Lagerstellen ein 4 mm starkes Versteifungsblech in der Form eines L-Profiles vorgesehen. Wie die Berechnung zeigt, reichen diese Profile aus, um die dort herrschenden Spannungen unter dem Limit zu halten.

Displacement:

Das Verformungsbild zeigt, dass beim Bremsen der Rahmen nicht besonders stark beansprucht wird. Die maximale Knotenverschiebung befindet sich bei der oberen Lagerung des Federbeins und beträgt 3,1mm.

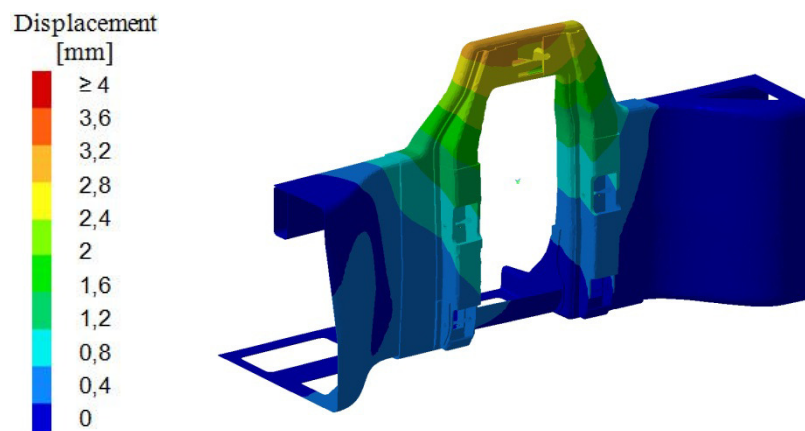


Abbildung 8.57 - Displacement beim Lastfall Bremsen

Variante 4

Bei Untersuchungen des Rahmen-Moduls im Gesamtfahrzeug fällt allerdings auf, dass der vordere Querträger, der unter dem im Package enthaltenen Weichai-Sechszylinder Dieselmotor [50] verläuft, eine Kollision mit der Ölwanne aufweist. Die Ölwanne kann zwar für das jeweilige Fahrzeugkonzept angepasst werden, es wird aber eine Lösung angestrebt, bei der möglichst keine Änderungen bei bestehenden Fahrzeugkomponenten notwendig sind. Darum wird bei der vierten Variante ein neuer Querträger konstruiert, der auch die Form der Schalen etwas verändert.

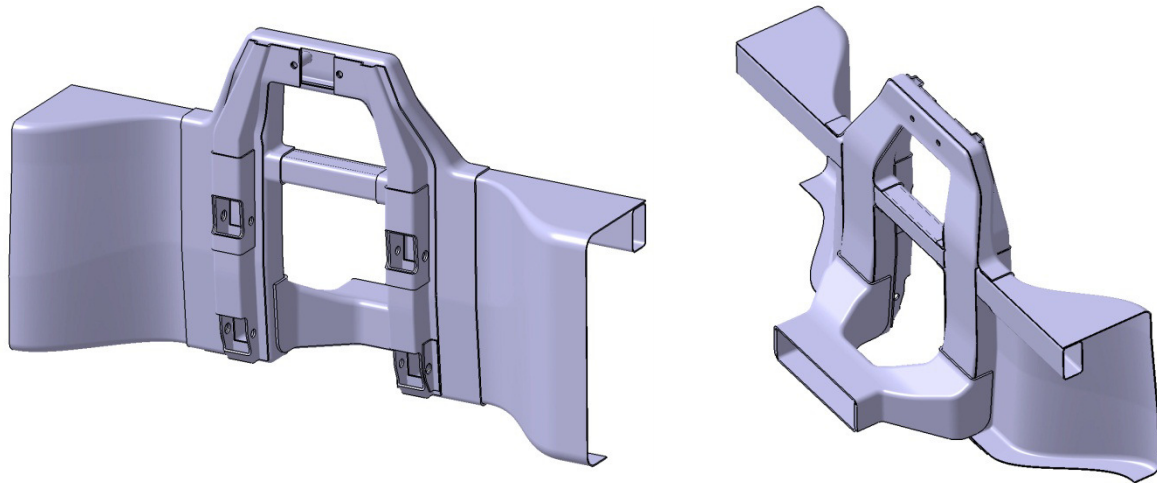


Abbildung 8.58 - Modifizierter Querträger bei Variante 5

Das Konzept besitzt nicht wie gehabt 2 getrennte Querträger, sondern einen, aus zwei Schalen bestehenden, Querträger, der in Y-Form verläuft. Dieses Zusammenfassen der beiden Querträgerarme auf einen gemeinsamen breiten Querträgerarm verhindert nicht nur die Notwendigkeit die Ölwanne anpassen zu müssen, es ermöglicht außerdem die Befestigung einer Zahnstangenlenkung auf dem Querträger, ohne weitere Bleche zu benötigen.

Der neue Querträger macht allerdings beim Rahmenblech und bei der äußeren Schale Änderungen notwendig. Die parallel zur yz-Ebene verlaufenden Abschnitte von Rahmenblech und Außenschale haben nun eine viel steilere Kontur. Die horizontalen Bodenbleche, die aus Festigkeitsgründen ohnehin nicht benötigt werden und nur unnötiges Gewicht verursachen, wurden entfernt.

Außerdem ist zusätzlich zu den beiden Längsträgern ein dritter etwas schmalerer Längsträger zwischen der Hutprofil-Schalen-Struktur vorgesehen. Dessen zusätzliche Steifigkeit soll die Biegung des Rahmens um die z-Achse, die ebenfalls durch die Kraft im Federbein verursacht wird, verringern.

Bei der Kontrolle des Mindestabstandes von 30 mm zum Motor hin fällt weiter auf, dass die bisherigen Querträger etwas zu hoch ausgeführt sind und sich die Innenschalen ebenfalls ein bisschen zu nah am Motor befinden. Deshalb ist es zwingend erforderlich, die Innenkontur etwas nach außen zu setzen und die Querträger etwas abzuflachen. Diese beiden Maßnahmen wirken sich allerdings äußerst negativ auf die dringend benötigte Biegesteifigkeit des Rahmens um die x-Achse aus. Da nicht mehr Platz zur Verfügung steht, ist die einzig plausible Möglichkeit, die Wandstärke der einzelnen Rahmenelemente zu erhöhen. Das Gewicht steigt durch die notwendigen Maßnahmen auf 198 kg an.

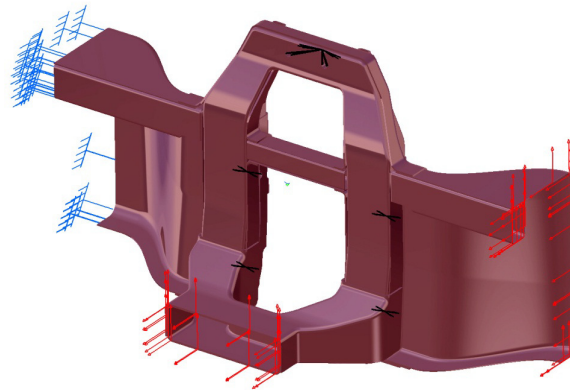
Einspannung:

Abbildung 8.59 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 4)

- Lastfall Schlagloch

Von Mises-Stress:

Durch die Erhöhung der Wandstärke des Rahmenblechs und der Längsträger von 3 mm auf 4 mm und des Querträgers auf 8 mm, konnte ein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden. Die Spannungen liegen in den wesentlichen Bereichen des Rahmen-Moduls innerhalb des vorgegebenen Limits. Lediglich bei den Bohrungen der Luftfederlagerung gibt es lokal Spannungsspitzen in der Höhe von 364 MPa. Dies kann aber wie gesagt an Mesh-Ungenauigkeiten, oder aber in diesem Fall auch an der harten Krafteinleitung, die mittels Rigid Virtual Part vorgenommen wurde, liegen.

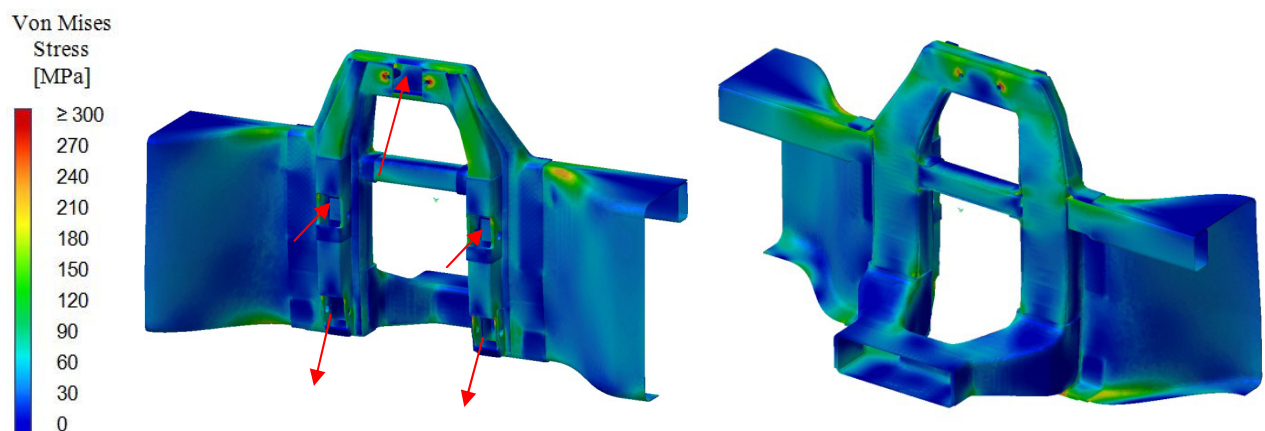


Abbildung 8.60 - Spannungen im Lastfall Schlagloch bei Variante 4

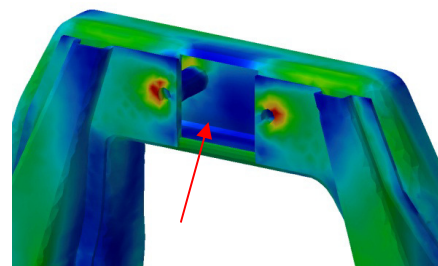


Abbildung 8.61 - Lokale Spannungsspitzen (364 MPa) an den Lagerstellen

Displacement:

Die Knotenverschiebungswerte sind ebenfalls zufriedenstellend. Die Lagerung der Luftfeder verschiebt sich maximal um 3,6 mm nach innen. Die Reduzierung der maximalen Verformung liegt vermutlich an der Integration des zusätzlichen Längsträgers, der die Biegung um die z-Achse verringert.

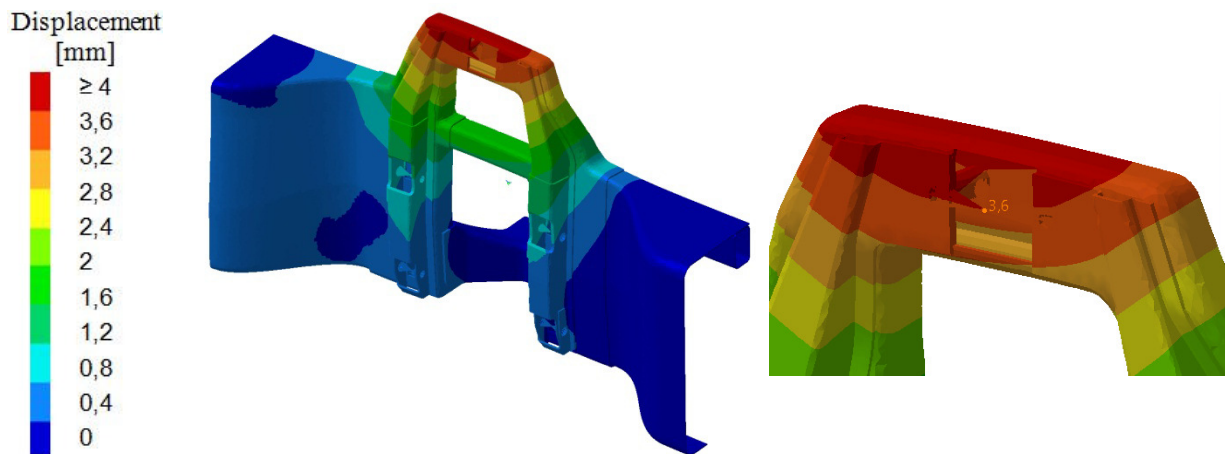


Abbildung 8.62 - Displacement beim Lastfall Schlagloch (Variante 4)

- Lastfall Bremsen

Von Mises-Stress:

Wie in der vorigen Variante befindet sich die Hauptbelastung an den unteren Lagerstellen $B_{1,2}$. Die L-Profile versteifen die Hutprofile ausreichend. Da durch die Y-Form des Querträgers, die Steifigkeit in x-Richtung nicht mehr so hoch ist, wie bei Variante 4, musste die Wandstärke der Querträgerschalen auf 8 mm gesetzt werden.

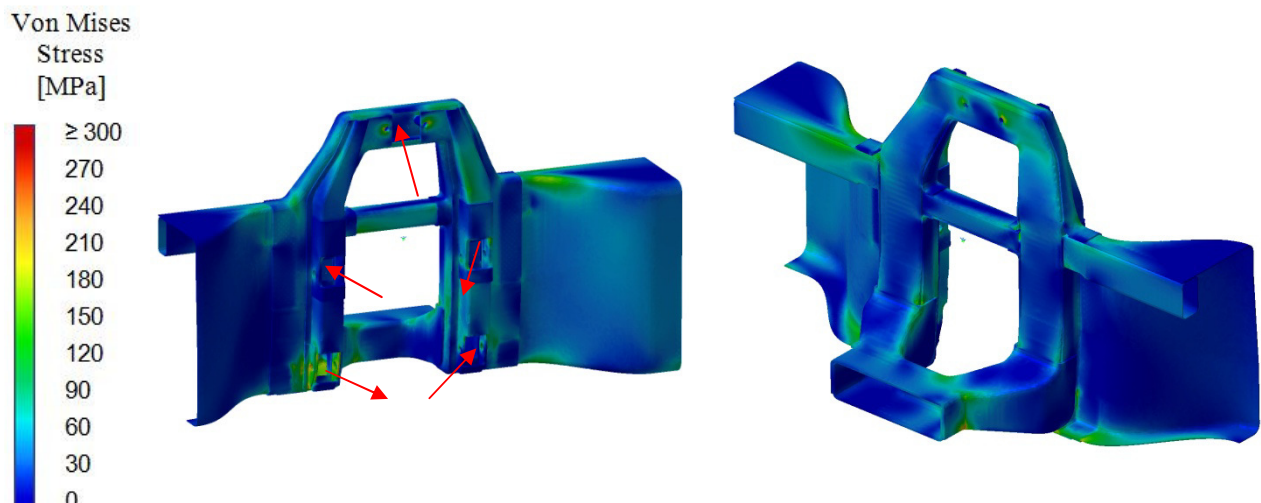


Abbildung 8.63 - Spannungen im Lastfall Bremsen (Variante 4)

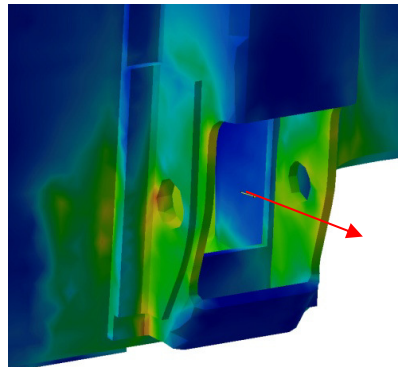


Abbildung 8.64 - Versteifung der unteren Lagerstelle

Displacement:

Die maximale Verformung mit dem neuen Querträger beträgt beim Bremsen 2,8 mm. Das bedeutet auch in diesem Lastfall wurde eine Reduktion der Verformung erreicht.

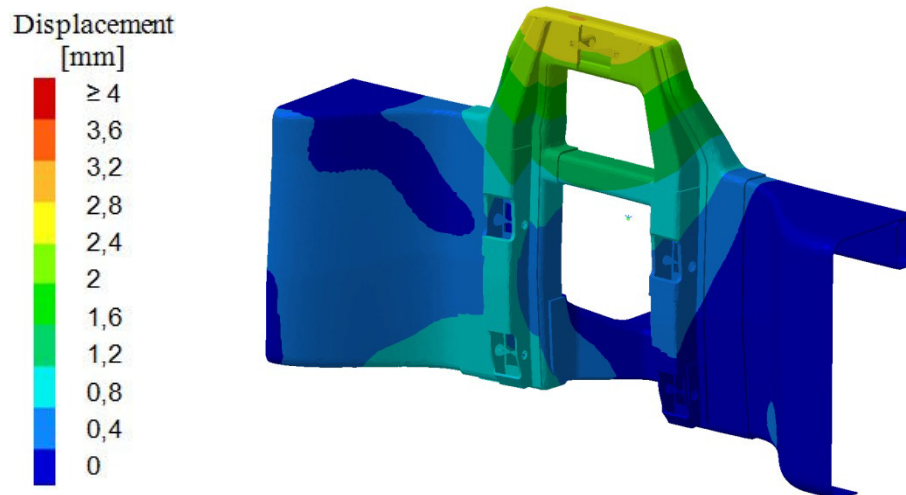


Abbildung 8.65 - Displacement im Lastfall Bremsen (Variante 4)

8.3 Variante Achsschenkelträger

8.3.1 Radaufhängung

Alle Radaufhängungsteile dieser Bauart werden wieder mit 6 mm großen parabolischen Tetraedern und einem Durchhang ≤ 1 mm vernetzt und berechnet.

8.3.1.1 Radträger

Es ist möglich einen konventionellen Radträger zu verwenden, der für die Anforderungen im Einsatz bei der ERA mit Achsschenkelträger angepasst wird. Da die Position der Bremse um 20° nach vorne gedreht wurde, müssen auch die Verschraubungspunkte am Radträger dementsprechend verändert werden. Außerdem wird der Spurstangenhebel für die vorhandene kinematische Situation, mit Rücksicht auf die Bauraumfreiheiten, die maßgeblich vom Achsschenkelträger beeinflusst werden, konstruiert. Da das Bauteil nicht von Grund auf selbst gestaltet wurde, ist es nicht unbedingt notwendig das Bauteil zu berechnen.

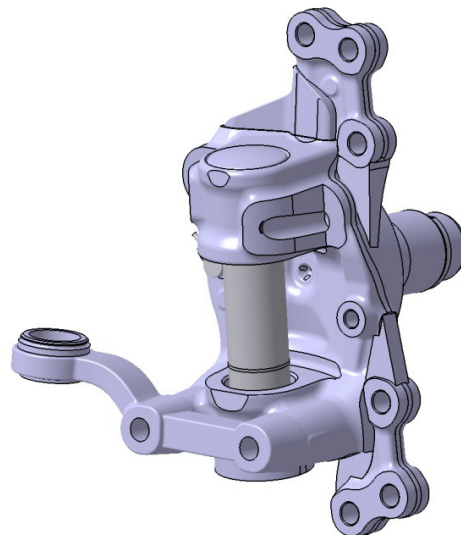


Abbildung 8.66 - Angepasster konventioneller Radträger

8.3.1.2 Achsschenkelträger

Auf den Achsschenkelträger wirken unterschiedliche Belastungen. Bei einem Schlagloch wirken rein radiale Kräfte auf alle Lagerstellen, während beim Bremsen, verursacht durch die dynamische Radaufstandskraft, radiale und durch das abzustützendes Bremsmoment axiale Kräfte wirken. Aufgrund des Membranzylinders der Bremse, der beim kurvenäußeren Rad nach innen schwenkt, darf der Achsschenkelträger an bestimmten Stellen nicht zu breit sein. Beim kurveninneren Rad schwenkt der Spurstangenhebel nach innen. Dazu muss der Achsschenkelträger eine Ausnehmung haben, die groß genug ist, dass weder der Spurstangenhebel, noch das Gelenk zur Spurstange mit dem Teil kollidieren. Diese kritischen Situationen sind im Kapitel 9.2 "Darstellung und Beschreibung der Variante Achsschenkelträger" zum besseren Verständnis abgebildet. Ebenso wurde bereits erklärt, dass für eine gute Feder- bzw. Kraftübersetzung des Federbeins, der Abstand zwischen Rad und Lagerung des Federbeins (G), möglichst kurz sein sollte.

Diese Kriterien führten zu einem iterativen Prozess, bis alle Anforderungen zufriedenstellend erfüllt wurden.

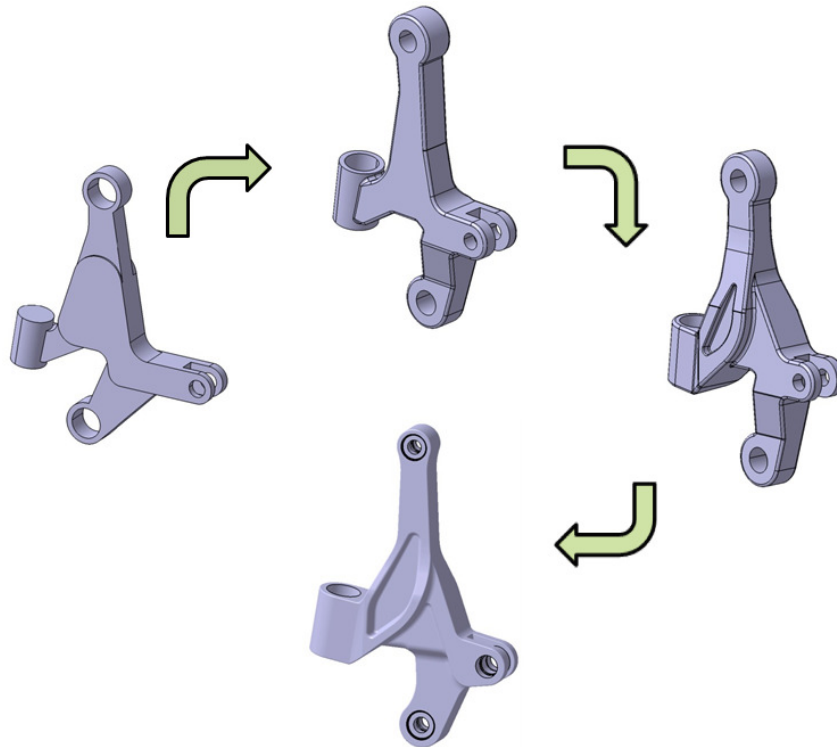


Abbildung 8.67 - Iterationsprozess des Achsschenkelträgers

Zur schwenkbaren Befestigung des Radträgers hat der Achsschenkelträger eine zylindrische Bohrung. Dabei handelt es sich um eine Lagerung mittels Bolzen. Dieser Bolzen wird Achsschenkelträgerbolzen genannt und ist auf der Abbildung 8.66 des Radträgers zu sehen. Der Bolzen befindet sich im montierten Zustand in der zylindrischen Bohrung des Achsschenkelträgers. Um diesen Bolzen schwenkt beim Lenken dann der Radträger und schlussendlich das Rad des Fahrzeugs. Das bedeutet, dass über die Lage des Bolzens die Lenkachse und somit Spreizung, Sturz, Nachlauf etc. eingestellt wird.

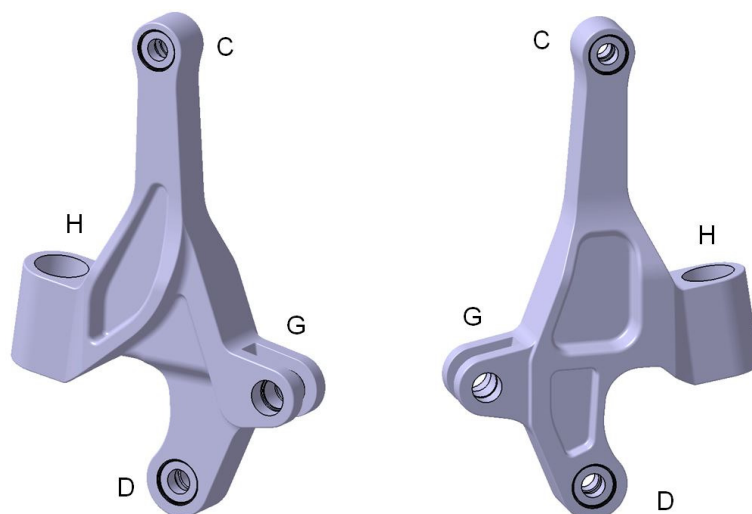


Abbildung 8.68 - Achsschenkelträger von hinten (links) und vorne (rechts)

Lagerung des oberen und unteren Querlenkers

Aufgrund der kombinierten Belastung kommen an den Lagerstellen C und D jeweils zwei Schräg-Gelenklager zum Einsatz. Diese beiden Schräg-Gelenklager werden von vorne und hinten in die Bohrung der beiden Lagerstellen im Achsschenkelträger geschoben. Ein kleiner Absatz in der Bohrung dient als Anschlag. Sicherungsringe fixieren die beiden Schräggelenklager in axialer Richtung. Zur Befestigung der Querlenker wird ein Bolzen durch die Lagerstellen gesteckt und mit einer Mutter verschraubt. Ein Distanzring dient auf der Innenseite als Anschlag für die innere Lagerschale. Damit man in der Baugruppe der Radaufhängung die einzelnen Bauteile besser voneinander unterscheiden kann, wurde der Radträger weiß und der Achsschenkelträger blau-grün eingefärbt.

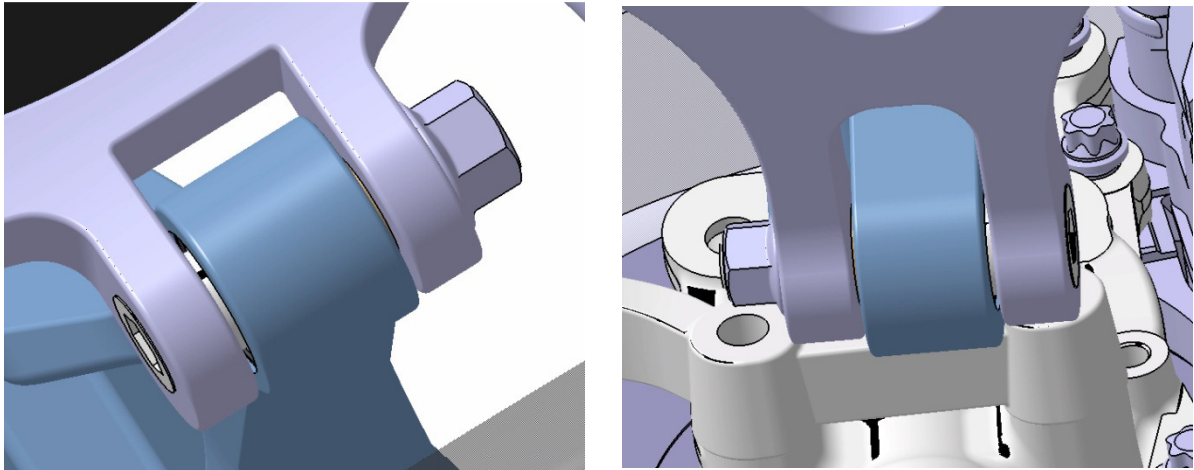


Abbildung 8.69 - Lagerung mit Schräg-Gelenklager in C (links) und D (rechts)

Lagerung des Luftfeder-Dämpfer-Moduls

Für die Lagerung des LDM am Achsschenkelträger wurde ein Kugel-Gelenklager von Schaeffler ausgewählt, das sehr schmal gebaut ist. Die Befestigung erfolgt auch hier mit einem Bolzen und einer Mutter.

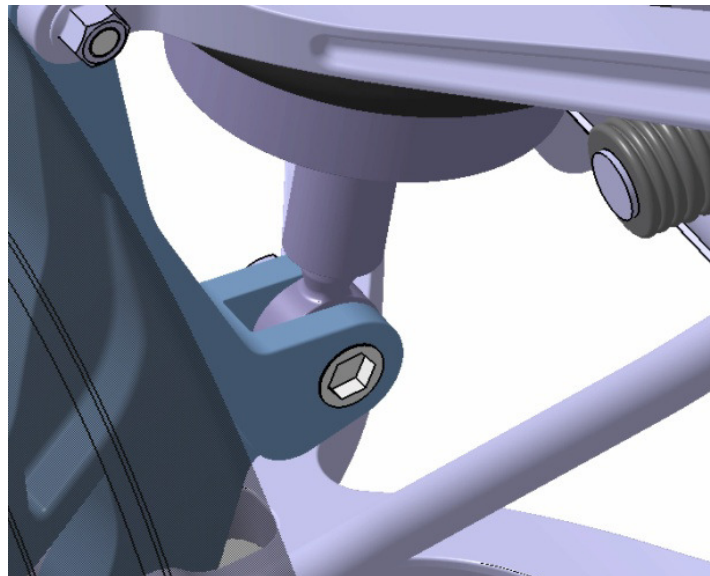


Abbildung 8.70 - Lagerung des LDM am AST

FE-Berechnung

Einspannung:

- Feste Einspannung am Achsschenkelträgerbolzen (Lagerstelle H)
- Die Kräfte werden an den Punkten des Skeletts über Rigid Virtual Parts eingeleitet

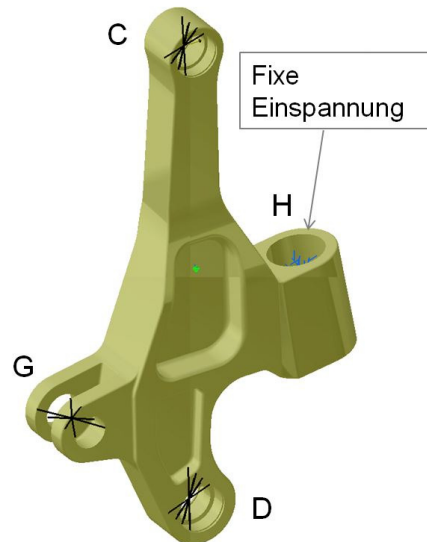


Abbildung 8.71 - Einspannung des Achsschenkelträgers

Von Mises-Stress

Da auf diese Komponente der Radaufhängung sehr hohe Kräfte wirken und das Teil beim Bremsen stark auf Biegung beansprucht wird, empfiehlt es sich den Achsschenkelträger als Schmiedeteil auszuliegen.

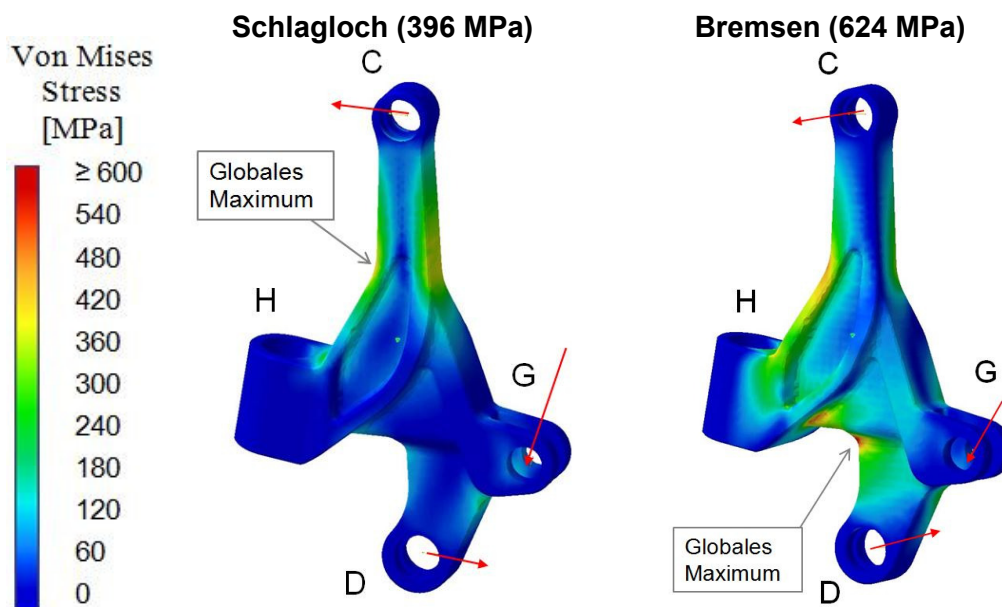


Abbildung 8.72 - Spannungen im Achsschenkelträger

Die auftretenden Spannungsmaxima betragen beim Schlagloch 396 MPa und beim Bremsen, aufgrund des erwähnten Biegemoments, 624 MPa. Eignen würde sich hierfür der Werkstoff 27MnSiV6, BY mit $R_{p0,2} = 649$ MPa [47].

8.3.1.3 Oberer Querlenker

Auf den oberen Querlenker wirken auch bei dieser Bauart der Radaufhängung keine sehr hohen Kräfte. Wichtig ist es darauf zu achten, dass genug Bauraum zwischen den Querlenkerarmen für die Luftfeder bleibt. Es darf beim Ein- und Ausfedern zu keinen Kollisionen kommen. Maßgebend für die Form des Querlenkers war ebenfalls der vorhandene Raum bei vollem Radeinschlag kurveninnen und kurvenaußen.

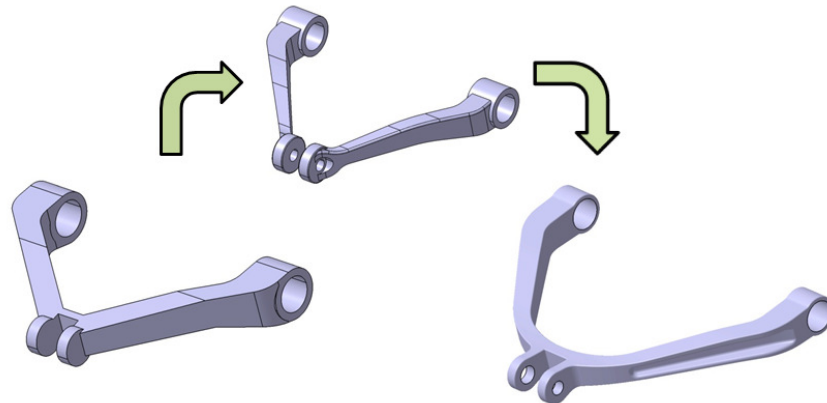


Abbildung 8.73 - Iterationsprozess des oberen Querlenkers

Rahmenfeste Lagerung:

Der Querlenker wird mittels ZF Molekularlager an den steifen Schalen des Rahmens befestigt. Die innere Lagerschale wird auf der einen Seite über eine Spannhülse (braun) gegen einen Distanzring (rot), der auf der Innenseite der Schale liegt, gepresst. Mit einer Sechskantschraube und einer Mutter kann der Querlenker dann befestigt werden. Da es auf den radaufhängungsabgewandten Seiten der Schalen keine Zugänglichkeit für Montagetätigkeiten gibt, werden an jenen Stellen Schweißmuttern angebracht, in die die Sechskantschrauben dann geschraubt werden können. Die Bohrungen in den Schalen sind dabei so konstruiert, dass auf der einen Seite die Spannhülse durch die Bohrung gesteckt werden kann und auf der anderen Seite lediglich der Schraubenschaft durch die Bohrung passt. Wird nun die Schraube angezogen, presst der Schraubenkopf die Spannhülse auf die innere Lagerschale (weiß). Diese drückt dann auf der anderen Seite gegen den Distanzring, sodass eine kraftschlüssige Verbindung zwischen der inneren Lagerschale und dem Rahmen hergestellt wird.

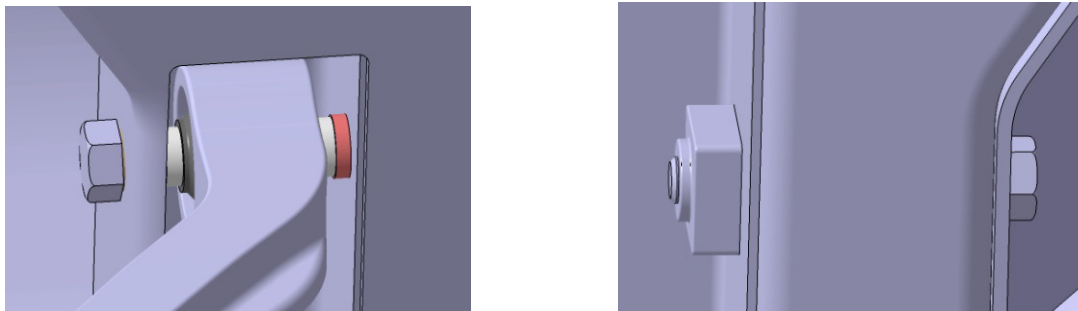


Abbildung 8.74 - Befestigung des oberen Querlenkers am Rahmen

FE-Berechnung

Bei der Berechnung geht man davon aus, dass der Querlenker gegossen wird. Aus diesem Grund sind bei der Untersuchung sowohl die Von Mises-Spannungen, als auch die Normalspannungen zu betrachten.

Einspannung

Der Querlenker wird an den rahmenfesten Lagern in x, y und z eingespannt. Außerdem wird die Rotation um y und z verhindert. Die verbleibende Bewegungsfreiheit ist die Rotation um die x-Achse. Dazu wird auf eine plane Oberfläche des Querlenkers ein Surface-Slider angebracht. Das Bauteil kann nun nur noch entlang dieser Oberfläche translative Bewegungen aufgrund von Verformungen ausführen.

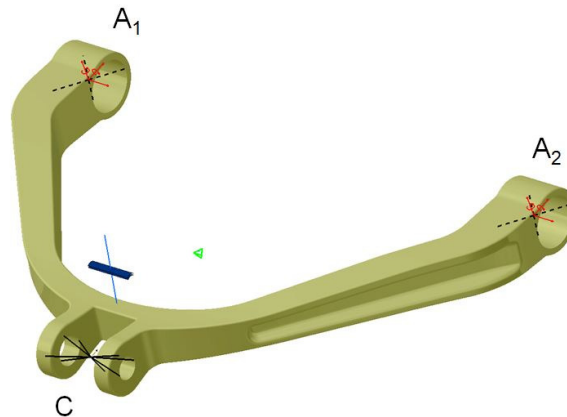


Abbildung 8.75 - Einspannung des oberen Querlenkers

Von Mises-Stress:

Man sieht, dass das Bauteil den Festigkeitsanforderungen gerecht ausgelegt wurde. Zur Gewichtsoptimierung sind Materialeinsparungen an den Außenseiten der Querlenkerarme vorgenommen worden. Dort befinden sich besonders spannungsarme Bereiche. Bei der Optimierung wurde zuerst von einem Grenzwert von 300 MPa ausgegangen.

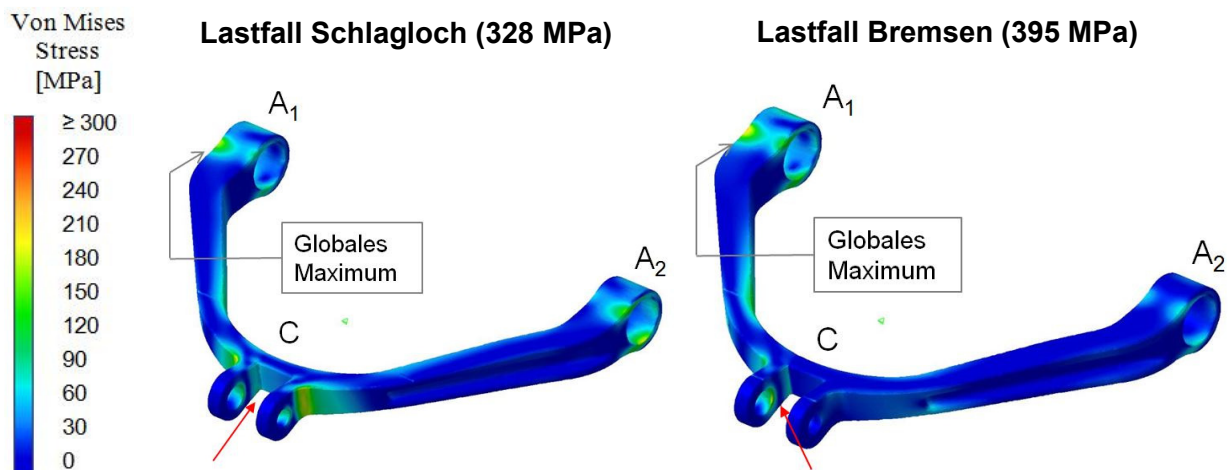


Abbildung 8.76 - Spannungen im oberen Querlenker

Die Von Mises-Spannungen überschreiten nur lokal, an der Lagerstelle A₁, die Streckgrenze von GJS-400-15 (270 MPa). Da es sich hier um ein Gussteil handelt, sind auch noch die Normalspannungen zu untersuchen.

Normalspannungen:

Bei der Untersuchung der Normalspannungen werden die Werkstoffkennwerte des GJS-400-15 als Grenzen gesetzt. Durch die vektorielle Darstellung ist das Spannungsbild etwas schwer zu erkennen. Zwar wird beim Bremsen der hintere Querlenkerarm auf Zug belastet, das Maximum der Zug-Normalspannung liegt jedoch an der Lagerstelle A₁. Hier handelt es sich wieder um eine lokale Spannungsspitze. Beim Schlagloch wird der innere Rand des Querlenkers auf Druck (gelb) und der äußere Rand auf Zug (orange) beansprucht.

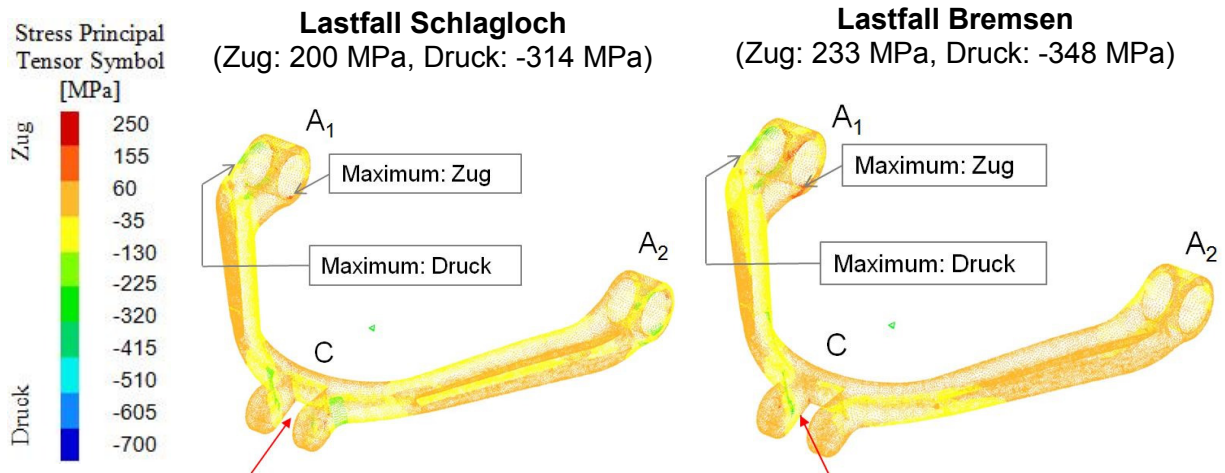


Abbildung 8.77 - Normalspannungen im oberen Querlenker

Die mechanischen Kennwerte des Werkstoffs GJS-400-15 sind somit für den oberen Querlenker geeignet.

8.3.1.4 Unterer Querlenker

Die Konstruktion des unteren Querlenkers war ebenso unproblematisch, wie die des oberen Querlenkers. Anders als bei der Bauart mit den Kugelgelenken, stützt sich hier das Federbein nicht auf dem Querlenker ab, sondern auf dem AST. Darum wirken auch keine so hohen Kräfte, die die Bauteilauslegung erschweren würden. Bei der Gewichtsoptimierung wurden auch beim unteren Querlenker an den Außenseiten Einkerbungen vorgesehen.

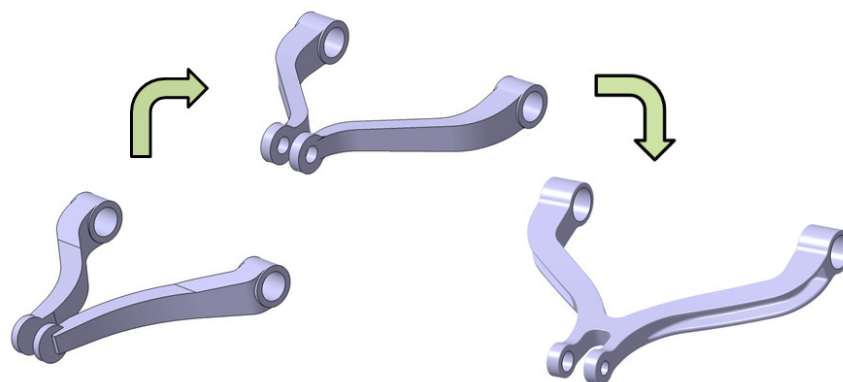


Abbildung 8.78 - Iterationsprozess des unteren Querlenkers

Die Lagerung des unteren Querlenkers am Rahmen und beim Achsschenkelträger erfolgt exakt gleich wie beim oberen Querlenker, mittels Sechskantschrauben und Schweißmutter, und wird deshalb nicht noch einmal gezeigt.

FE-Berechnung

Aufgrund der niedrigeren Belastung kann man bei dieser Bauart den unteren Querlenker ebenfalls gießen. Welcher Werkstoff für dieses Teil zu verwenden ist, wird aufgrund der Berechnung entschieden.

Einspannung:

Die Einspannung erfolgt analog zum oberen Querlenker.

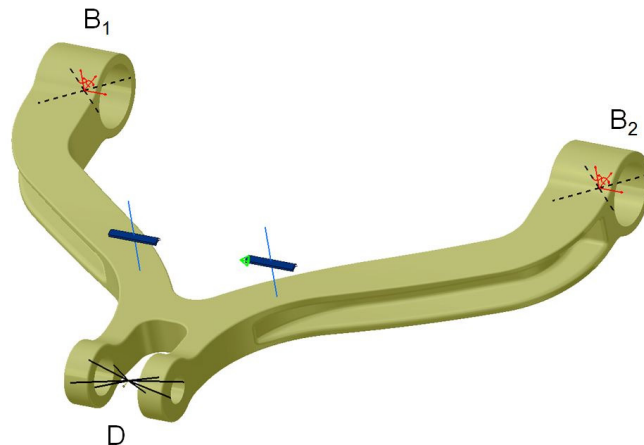


Abbildung 8.79 - Einspannung des unteren Querlenkers

Von Mises-Stress:

Beim Schlagloch beträgt die maximale Spannung 250 MPa. Beim Bremsen kommt es durch die nach hinten ziehende Kraft zu relativ hohen Spannungen im Bereich der Lagerstelle D. Allerdings muss man bedenken, dass hier die Krafteinleitung mittels Rigid Virtual Part erfolgte, was bedeutet, dass die Kraft am kompletten Umfang der Bohrung angreift. Die Zugkraft die in der Simulation an jener Stelle zum Spannungsmaximum führt, wird es in der Realität aber so nicht geben, da dort der Bolzen lediglich in Krafrichtung drücken wird.

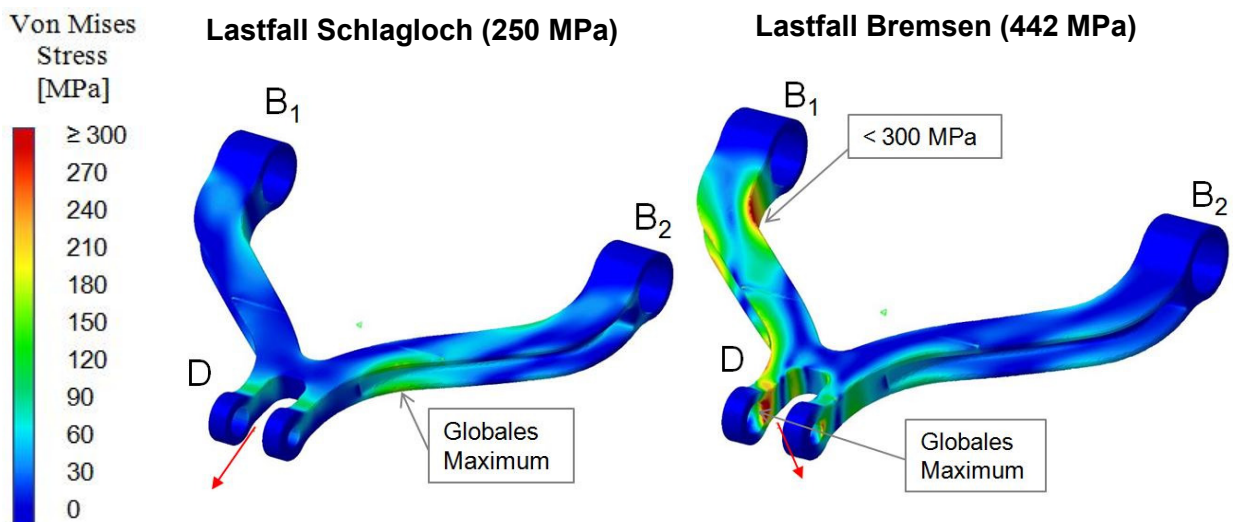


Abbildung 8.80 - Spannungen im unteren Querlenker

Da es sich hier also wieder um ein Spannungsmaximum handelt, das auf die gewählte Krafteinleitung zurückzuführen ist und alle anderen Bereiche im Teil unter 300 MPa liegen,

soll der Werkstoff nicht nach dem globalen Maximum ausgesucht werden, sondern an dem größten vorhandenen Wert im restlichen Bauteil. Würde man nun anhand der Von Mises-Spannung einen Werkstoff auswählen, würde ein GJS-500-7, der eine Streckgrenze von 320 MPa [48] besitzt, ausreichen. Zuvor müssen allerdings noch die Normalspannungen überprüft werden.

Normalspannungen:

Bei der Berechnung der Normalspannungen ergab sich eine maximale Zugspannung von 240 MPa beim Schlagloch und 636 MPa beim Bremsen. Der Grund für die hohe Zugspannung beim Bremsen ist auch hier wieder der gleiche, wie bei den Von Mises Spannungen. Eine genauere Untersuchung des Bauteils zeigt, dass im vorderen Querlenkerarm zwar ebenfalls hohe Zugspannungen herrschen, allerdings liegen diese alle unter 360 MPa. Der Grauguss GJS-500-7 hat eine zu geringe Streckgrenze für diese Belastungen, d.h. würde man diesen Werkstoff einsetzen, käme es wahrscheinlich sehr bald zu einem Sprödbruch. Deswegen wählt man das nächstbessere Gusseisen. Dieses ist GJS-600-3 mit einer Streckgrenze von ≥ 370 MPa und einer Druckfestigkeit von 870 MPa [48]. Das Spannungsbild sieht mit den Grenzen dieses Werkstoffs folgendermaßen aus:

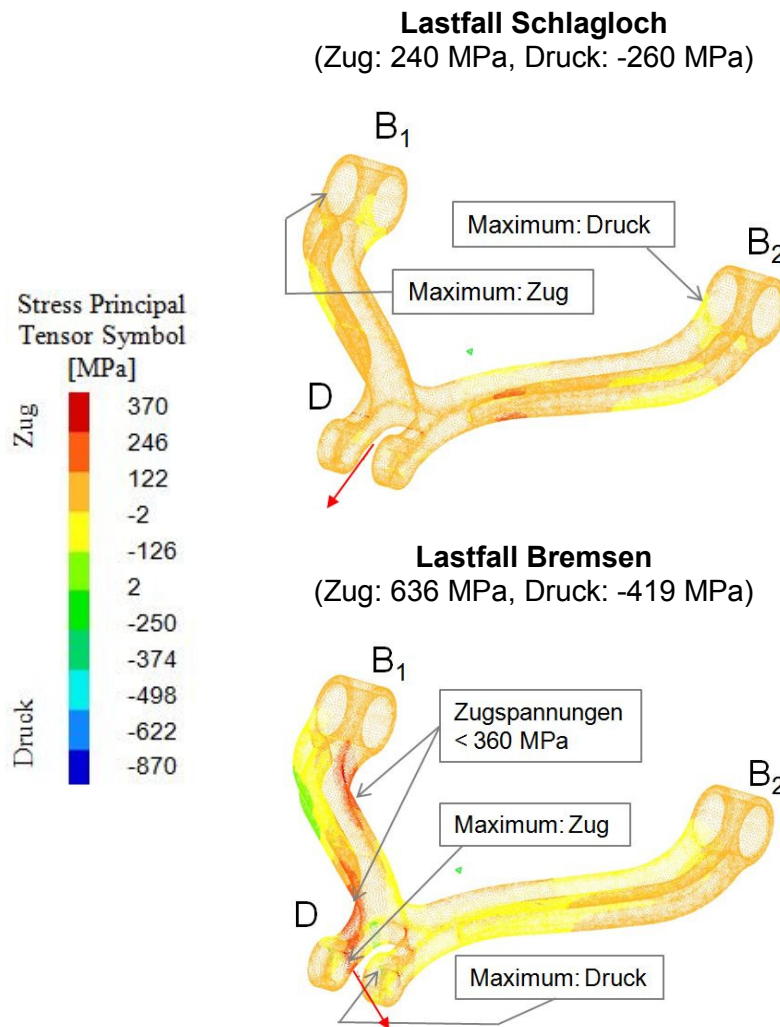


Abbildung 8.81 - Normalspannungen im unteren Querlenker

8.3.2 Rahmen

Das Rahmen-Modul dieser Radaufhängungsart hat im Vergleich zur vorher betrachteten Variante einige Vorteile. Dadurch, dass die Luftfeder am Achsschenkelträger gelagert wird und nicht am unteren Querlenker, kann eine steilere Position des Federbeins erreicht werden. Aus diesem Grund sind die Kräfte im Federbein etwas geringer als bei der ersten Bauart. Deshalb können eine Luftfeder und ein Dämpfer mit weniger Durchmesser und geringerer Einbaulänge gewählt werden.

Die weiter innen liegende Position des Federbeins ermöglicht außerdem, dass die Luftfeder nicht über dem oberen Querlenker liegen muss. Hier findet der Federbalg der Luftfeder zwischen den Armen des oberen Querlenkers Platz. Deshalb liegt die obere Lagerstelle des Federbeins am Rahmen viel weniger weit über der Vorderachse, als bei der Bauart mit den Kugeln Gelenken.

Die niedrigere Federkraft und die steilere Position bedeuten eine kleinere y-Komponente des Kraftvektors. Zusätzlich positiv wirkt sich die niedriger liegende Position der Krafteinleitung durch das Federbein aus, wodurch das Rahmen-Modul um einiges weniger massiv ausgeführt werden muss. Das Gewicht wird deswegen deutlich unter dem der ersten Bauart bleiben.

Die zu Bauraumuntersuchungen bisher konstruierte Version des Rahmens ist allerdings noch nicht geeignet ausgeführt. In einem mehrstufigen Iterationsprozess wurde versucht, den Rahmen hinsichtlich der hier vorhandenen Anforderungen auszuliegen.

Als Werkstoff steht auch hier wieder HC 380 LA kaltgewalzt oder S 380 MC warmgewalzt und verzinkt zur Verfügung. Diese Materialien besitzen eine Zugfestigkeit von 430 - 550 MPa und eine Streckgrenze von 360 - 460 MPa. Für die Berechnung setzt man das Spannungslimit des Rahmens erneut auf 300 MPa. Für die Verformung gilt wie gehabt 4 mm als obere Grenze.

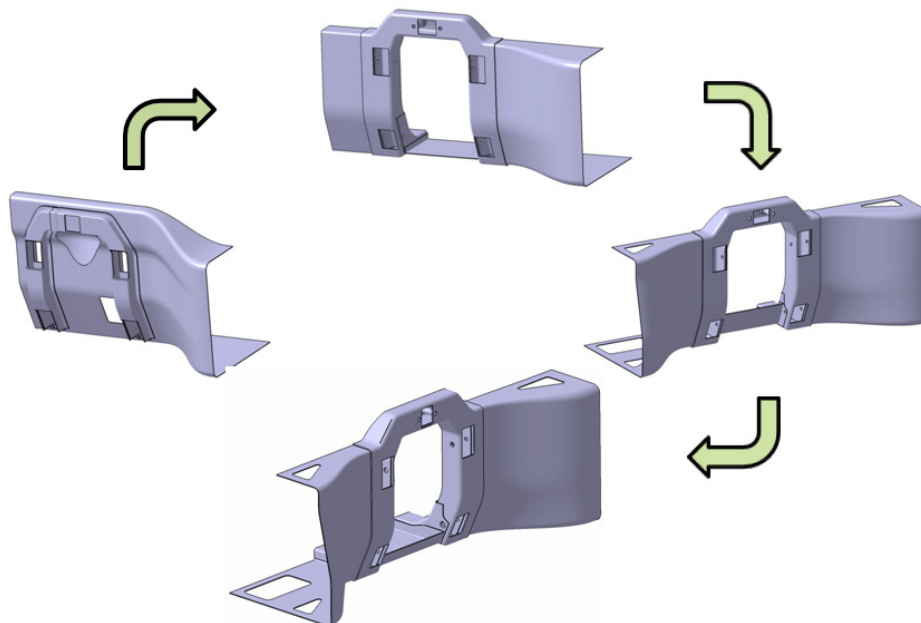


Abbildung 8.82 - Iterationsprozess des Rahmen-Moduls

Variante 1

Da es bei dieser Ausführung noch sehr viele stumpfe Zusammenstöße gibt, sind beim ersten Berechnungsdurchgang hohe Spannungswerte zu erwarten. Aufgrund des erwähnten Platzmangels gibt es auf der Innenseite des Rahmens keine Hutprofile. Stattdessen befinden sich links und rechts der Lagerstellen L-Profile, die unten mit den Querträgern verschweißt werden. Auf der Höhe der Federbeinlagerung liegt in Längsrichtung ein C-Profil zur Versteifung, das sich auf die L-Profile abstützt. Zusätzlich kann man es mit dem Rahmenblech verschweißen.

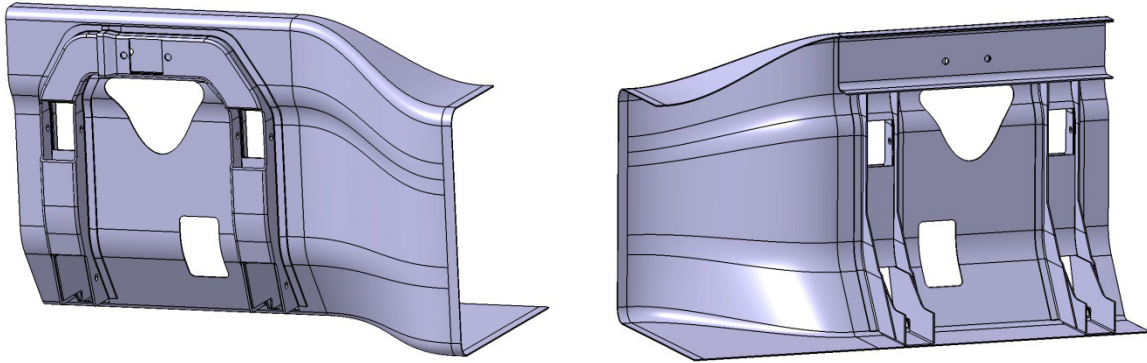


Abbildung 8.83 - Erste Variante des Rahmen-Moduls für die ERA mit AST

Einspannung:

Die Einspannung erfolgt nach demselben Prinzip wie bei der Kugelbauart: Das Ende zum Mittelmodul wird fest eingespannt, während Querträger und das Ende zum Frontmodul in y und z-Richtung fixiert werden.

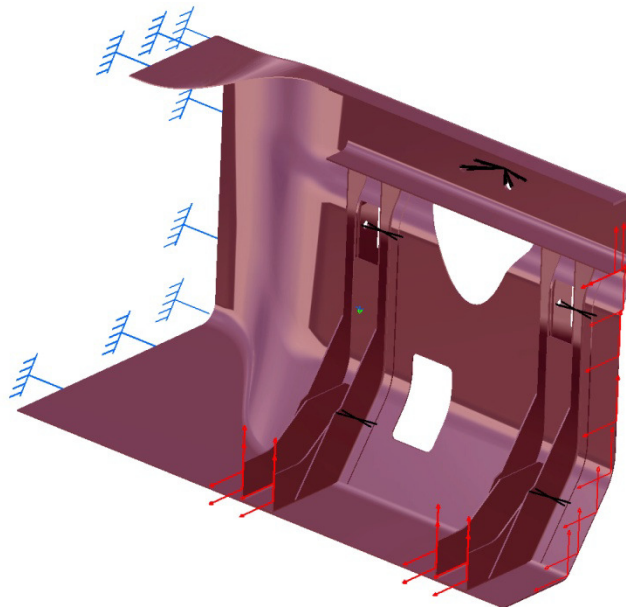


Abbildung 8.84 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 1)

Von Mises-Stress:

Die Berechnung liefert wie erwartet relativ hohe Spannungswerte, wegen den stumpfen Stößen der Bleche auf der Innenseite des Rahmens. Um diese Spannungen zu reduzieren, ist es notwendig, mehr überlappende Bleche an den Verbindungsstellen anzustreben.

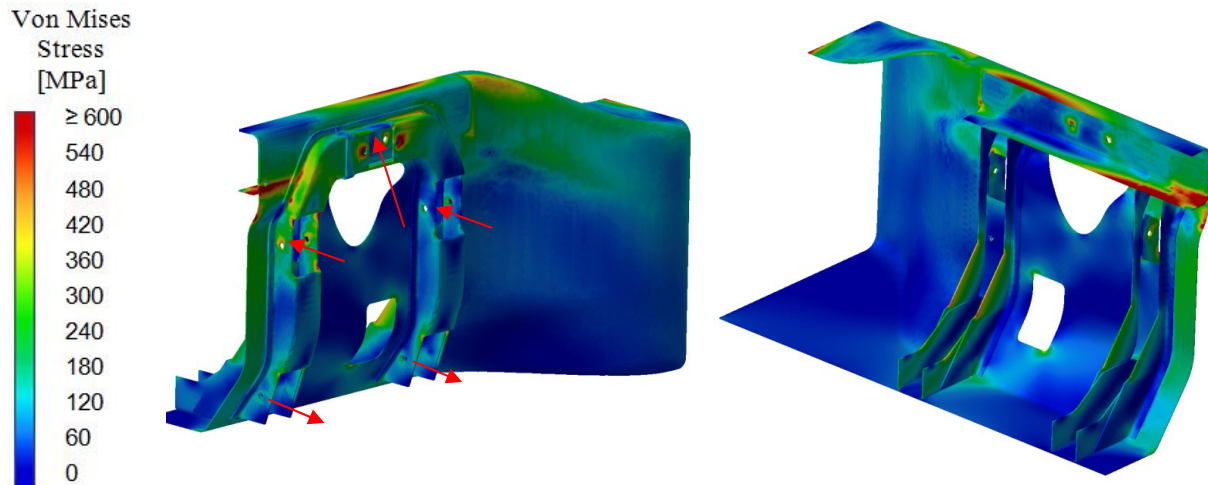


Abbildung 8.85 - Spannungen im Rahmen-Modul (Variante 1)

Displacement:

Was auffällt ist die Tatsache, dass mit einer maximalen Verschiebung von 3,6 mm, das Limit gleich von Anfang unterschritten bleibt. Der Grund dafür liegt in der geringeren Bauhöhe.

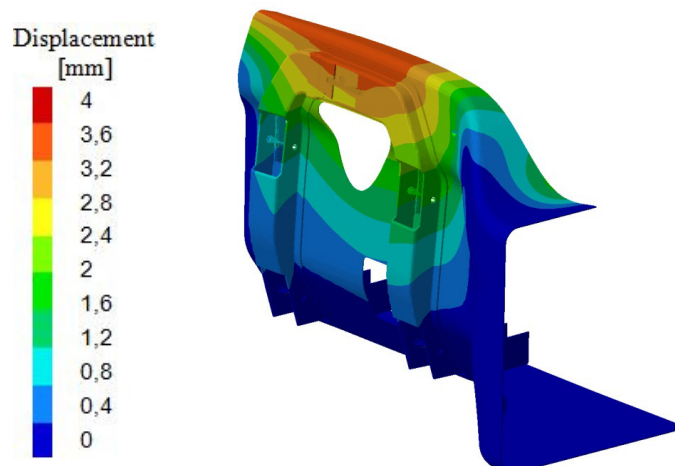


Abbildung 8.86 - Displacement im Rahmen-Modul (Variante 1)

Variante 2

Um den Bauraum für den Rahmenquerschnitt besser ausnutzen zu können, wird im nächsten Schritt die Lagerungsart der Querlenker auf den äußeren Hutprofilen geändert. Dabei setzt man den Rahmen im Bereich der Querlenkerlager weiter nach außen, sodass der Querschnitt in y-Richtung vergrößert werden kann. Weil es nun keine Hutprofile mehr gibt, muss man eine andere steife Struktur um die Lagerstellen schaffen. Dazu werden Schalen konstruiert, die sowohl die Lagerkräfte der Querlenker, als auch die der Luftfeder aufnehmen sollen.

Die Idee stammt dabei von Variante 3 der Kugelbauart, da diese sich für den Lastfall bereits bewährt hat und dabei noch am wenigsten Gewicht hatte. Die äußere Schale hat in y-

Richtung nach hinten und vorne ein offenes Ende mit dem Rahmenquerschnitt, während die innere Schale in die äußere Schale gesteckt werden kann. Der Querschnitt des Blechs, das das Mittel-Modul mit der Schalenstruktur der Einzelradaufhängung verbindet, verringert sich soweit, dass der Bauraum zwischen Lager und Motor optimal ausgenutzt wird und der Reifen bei vollem Einschlag nicht mit dem Rahmen kollidiert. Um das dünne Blechstück nicht nur in die äußere Schale stecken zu können, sondern auch mit der inneren Schale und mit dem Querträger verbinden zu können, hat das Rahmenblech einen flächigen Abschluss.

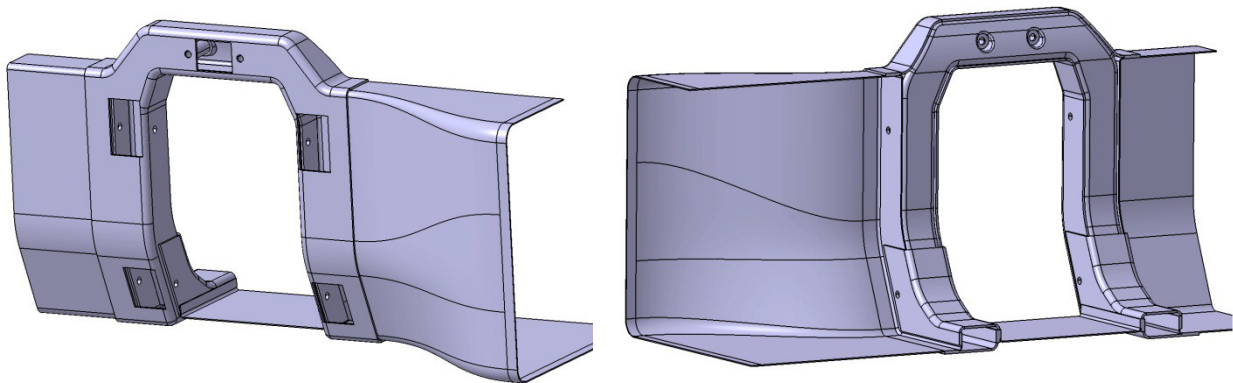


Abbildung 8.87 - Modifikationen des Rahmen-Moduls (Variante 2)

Die Blechstärke der Schalen und Querträger wurde vorerst auf 6 mm gesetzt. Sollte die Berechnung zeigen, dass man auch mit weniger auskommt, kann sie immer noch reduziert werden. Wie man auf den Bildern erkennt, muss die äußere Schale an den Lagerstellen ausgeschnitten werden, damit die Lager der Querlenker und auch der Luftfeder aufgenommen werden können. Zur Befestigung der Querlenker bei A_1 und B_1 , können die Schalen von hinten nach vorne verschraubt werden, bei A_2 und B_2 von vorne nach hinten. Bei den Lagerstellen ist jeweils eine Seite von außen nicht erreichbar. Darum werden an diesen Stellen Schweißmuttern angebracht, in die die Sechskantschrauben dann geschraubt werden können.

Die Luftfederlagerung erfolgt wie beim Rahmen für die Kugelbauart. Die Befestigungspratzen des Lagers werden plan auf die Fläche der äußeren Schale gelegt und mit der äußeren und inneren Schale verschraubt. Damit die Anzugskraft der Schrauben den Hohlraum der Schalen nicht zusammendrückt, gibt es in dem Zwischenraum Spannhülsen. Da die Wand der inneren Schale leicht gekrümmt ist, wurden rund um die Bohrungen plane Flächen für die Muttern geschaffen.

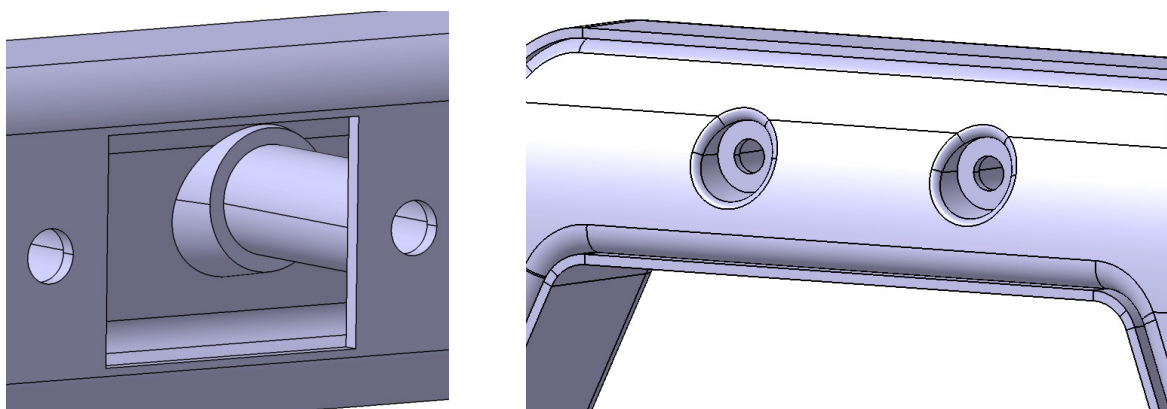


Abbildung 8.88 - Lagerung des Federbeins

Der Rahmen wiegt in dieser Variante etwa 113 kg. Wahrscheinlich ist es jedoch möglich noch einiges an Gewicht einzusparen, indem man in spannungsarmen Gebieten Material einspart. Dazu können die Querschnitte verringert, oder Material weggeschnitten werden.

Einspannung:

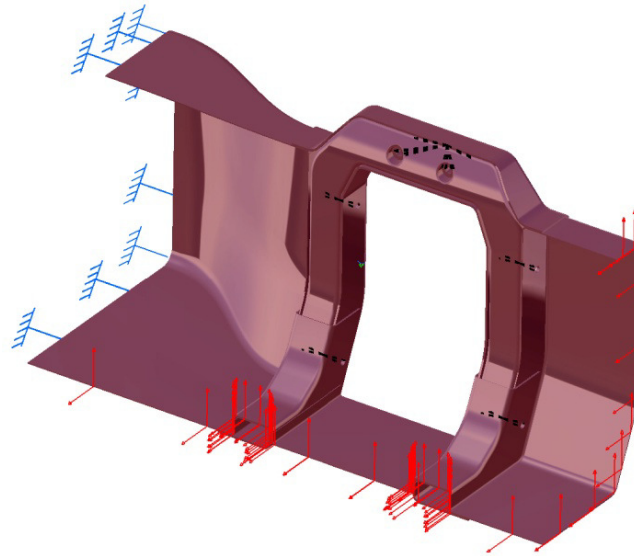


Abbildung 8.89 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 2)

Von Mises-Stress:

Das Rechenergebnis zeigt, dass sich die Konstruktion größtenteils bewährt. Die hintere Rahmenanbindung weist keine Spannungswerte über 300 MPa auf und ist somit innerhalb des Toleranzbereiches. Ebenso gibt es bei den Lagerstellen keine Spannungen über dem Limit. Lediglich bei der vorderen Rahmenanbindung liegt die Spannung bei 413 MPa. Allerdings kann festgehalten werden, dass auch bei dieser Variante das vordere Ende noch nicht ausdetailliert wurde. Um eine etwas genauere Aussage zu machen, sollte der Querschnitt im vorderen Bereich zumindest auf die Höhe der bestehenden Anbindungspunkte für den Unterfahrschutz verlängert werden.

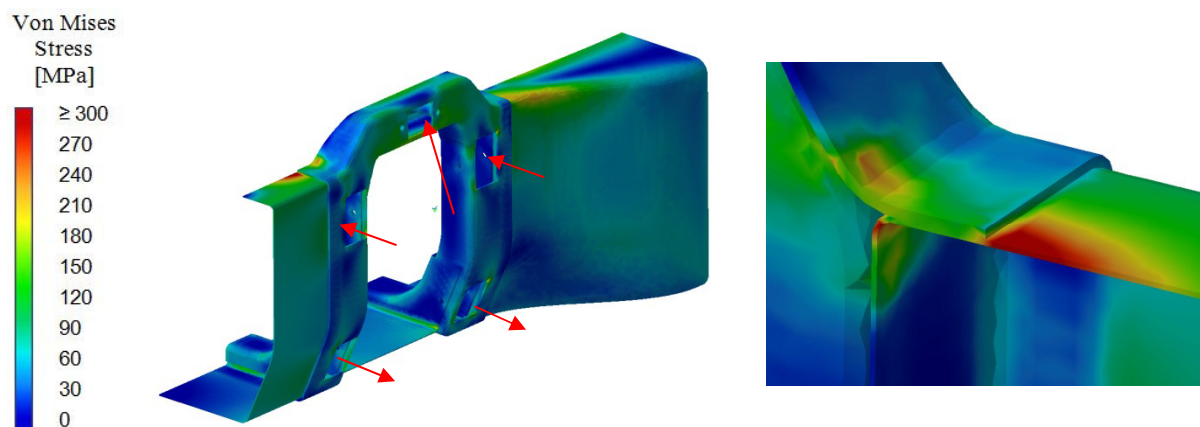


Abbildung 8.90 - Spannungen im Rahmen-Modul (Hotspot 413 MPa) bei Variante 2

Displacement:

Die maximale Verschiebung beträgt lediglich 2,62 mm. Das liegt an der viel niedrigeren Lagerung der Luftfeder, wie bereits erklärt. Die 6 mm starken Schalen sind sehr steif ausgeführt. Die Schwachstelle ist der nur 3 mm dicke Rahmen.

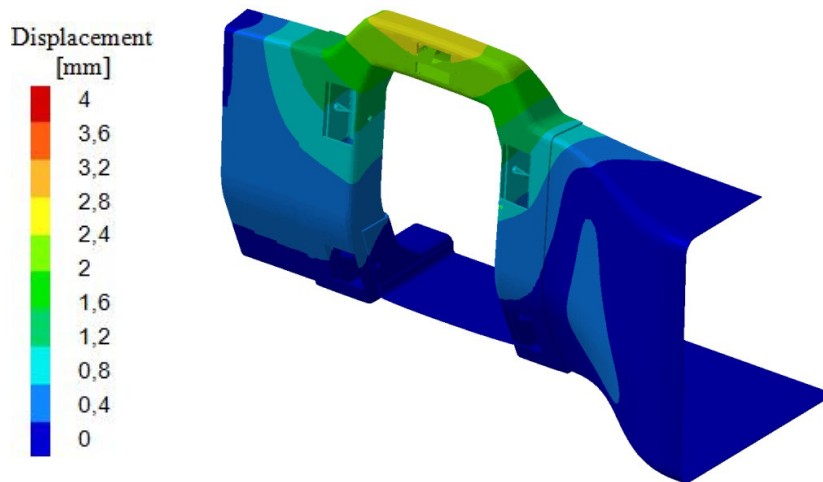


Abbildung 8.91 - Displacement im Rahmen-Modul (Variante 2)

In der nächsten Variante wird der Rahmen vorne erweitert, um die Situation etwas realistischer darzustellen. Durch diese Maßnahme werden die Spannungen sinken aber die Verformungen größer werden. Gleichzeitig soll überprüft werden, ob die Wandstärken reduziert, oder anders verteilt werden können.

Variante 3

☞ Variation der Blechstärken

Durch das Verlängern des Rahmens steigt das Gewicht auf 126 kg an. Deshalb wird zunächst untersucht, ob eine Gewichtsreduktion erzielt werden kann, indem man die Wandstärken der einzelnen Bleche etwas variiert. Wenn man die des Rahmenblechs um 1 mm erhöht und gleichzeitig die der Schalen um 1 mm verringert, ergibt sich dadurch keine Verbesserung. Außerdem lassen die Spannungen eine Abnahme der Schalenblechstärke ohnehin nicht zu. Da man somit bei beiden Schalen die 6 mm belassen sollte, bleibt auch das Rahmenblech passend dazu auf 3 mm. Weniger als 3 mm Wandstärke beim Rahmen kann zu hohen Spannungen führen.

Das Zwischenblech eignet sich ebenfalls bei einer 3 mm Blechstärke. Durch die Luftfederkraft wird das Blechteil auf Biegung beansprucht. Verringert man die Wandstärke zu sehr, klappt das Blech stark zusammen. Um die Biegesteifigkeit des Zwischenblechs zu erhöhen, wird es etwas weiter nach oben gezogen. Durch die Luftfederkraft werden nämlich die Querträger zusammengeschoben. Das Zwischenblech soll dies verhindern. Durch das nach oben ziehen über die untere Kante, besitzt das Blech mehr Widerstand gegen diese Biegung um die y-Achse.

Aufgrund der nach unten auslaufenden Blechelemente der Schalen zur Fahrzeugsymmetrie-ebene kann das eigentliche Querträgererelement dünner ausgeführt werden. Es dient somit nur noch als Unterstützung für die Schalen. Es hat sich gezeigt, dass man die Querträgerbleche auf bis zu 2 mm reduzieren kann, ohne das Spannungslimit zu überschreiten. Die Querschnittsabnahme in diesem Bereich hat jedoch zur Folge, dass sich die Schalen unter Last etwas mehr nach innen neigen. Diese Verschiebung kann das Rahmenblech nicht verhindern und es kommt bei der Rahmenanbindung zu höheren

Spannungen. Das bedeutet, dass die Wandstärke der Querträger nicht noch dünner ausgeführt werden sollte, um die Spannungen bei der Rahmenanbindung unter 300 MPa zu halten.

➔ Materialeinsparungen

Weiteres Gewicht kann reduziert werden, indem man in Gebieten, wo wenig Spannungen auftreten, Material einspart. Dadurch ergeben sich kaum Nachteile bei der Steifigkeit, da das Material an jenen Stellen ohnehin sehr wenig zum Widerstand des Werkstoffs gegen Verformung beiträgt.

Das Gewicht konnte durch die genannten Maßnahmen auf 115,8 kg gesenkt werden.

Einspannung:

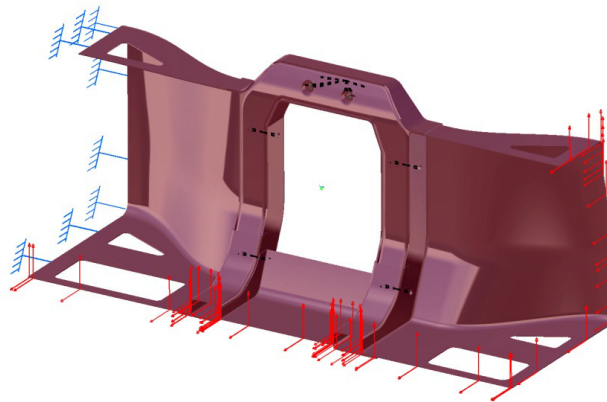


Abbildung 8.92 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 3)

▪ Lastfall Schlagloch

Von Mises-Stress:

Es zeigt sich, dass durch die gesetzte Maßnahme Gewicht reduziert werden konnte, aber das Limit von 300 MPa dennoch nicht überschritten wird. Das Spannungsmaximum beträgt 296 MPa und liegt wieder am Übergang von äußerer Schale auf das dünne Rahmenblech.

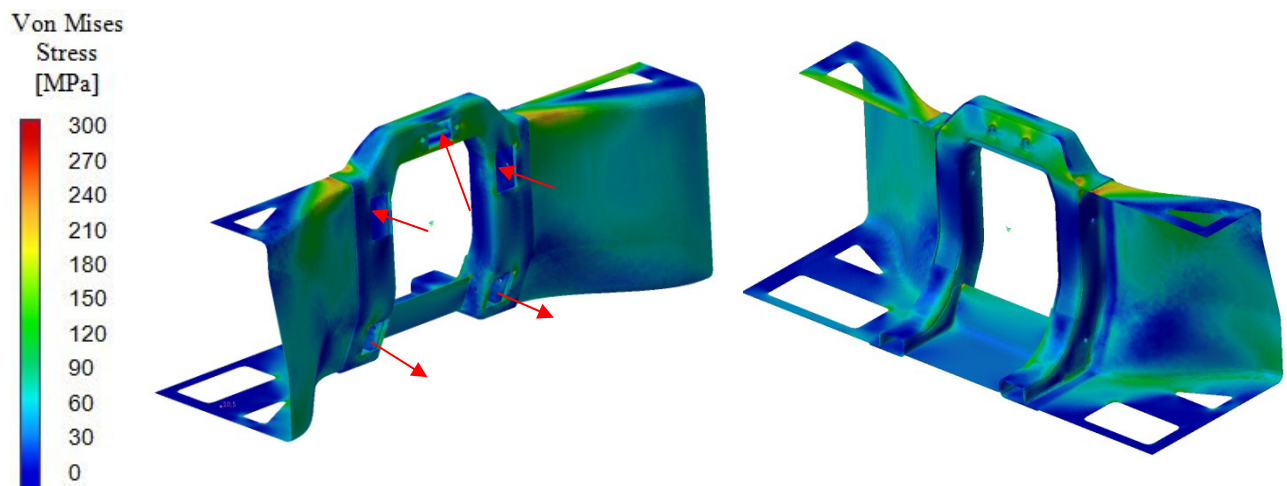


Abbildung 8.93 - Spannungen im Rahmen-Modul beim Lastfall Schlagloch (Variante 3)

Displacement:

Die maximale Verschiebung hat sich durch die Verlängerung des vorderen Rahmenblechs auf 2,87 mm erhöht. Das liegt daran, dass nun die Einspannung von den Schalen weiter entfernt liegt und sich über die größere Länge nun der Rahmen stärker verwinden kann. Die Spannungen reduzieren sich dadurch allerdings.

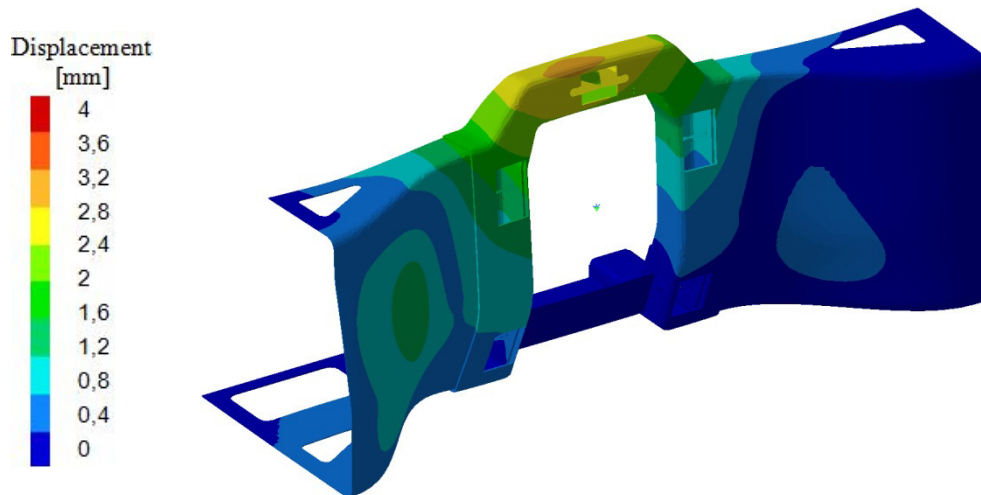


Abbildung 8.94 - Displacement im Rahmen-Modul beim Lastfall Schlagloch (Variante 3)

Somit ist weder bei den Spannungen, noch bei der Verschiebung eine nennenswerte Verschlechterung durch das Fehlen an Material aufgetreten.

- Lastfall Bremsen

Nachdem nun auch für den Rahmen der Bauart Achsschenkelträger eine geeignete Lösung für den Lastfall Schlagloch gefunden wurde, wird als nächstes der zweitkritischste Fall, starkes Bremsen, untersucht. Hier wirkt im Federbein nur die dynamische Radaufstandskraft, welche um einiges geringer ist, als beim Durchfahren eines Schlaglochs. Dafür wirken bei den Lagerstellen B_1 und B_2 jeweils Kräfte mit einer sehr großen x-Komponente. Diese resultiert aus dem Bremsmoment, das sich über die Querlenker am Rahmen abstützt.

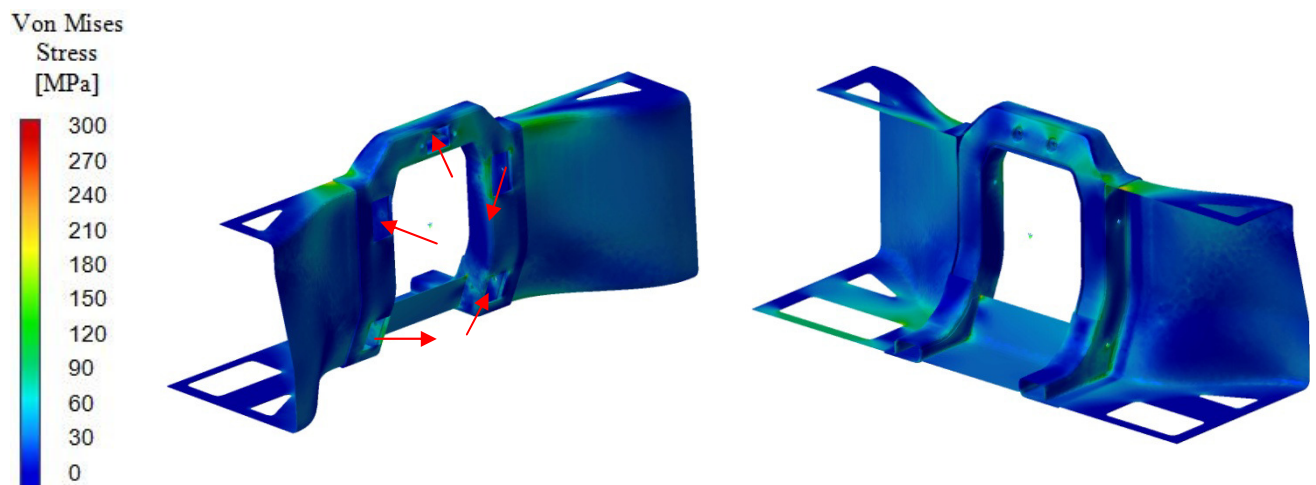
Von Mises-Stress:

Abbildung 8.95 - Spannungen im Rahmen-Modul beim Lastfall Bremsen (Variante 3)

Durch die erwähnte Kraft in x-Richtung wird das Zwischenblech auf Druck belastet. Jetzt macht sich der Knick im Blech bezahlt, der die Biegesteifigkeit für genau diese Belastungsrichtung erhöht. Die maximale Spannung liegt bei 281 MPa und befindet sich an den umgebogenen Kanten des Zwischenblechs, da dort relativ kleine Radien sind.

Displacement:

Aufgrund der niedrigen Kraft im Federbein bleibt auch die Verformung sehr gering. Sie liegt zwar immer noch an der oberen Lagerstelle der Luftfeder, jedoch beträgt die maximale Verschiebung nur noch 1,8 mm.

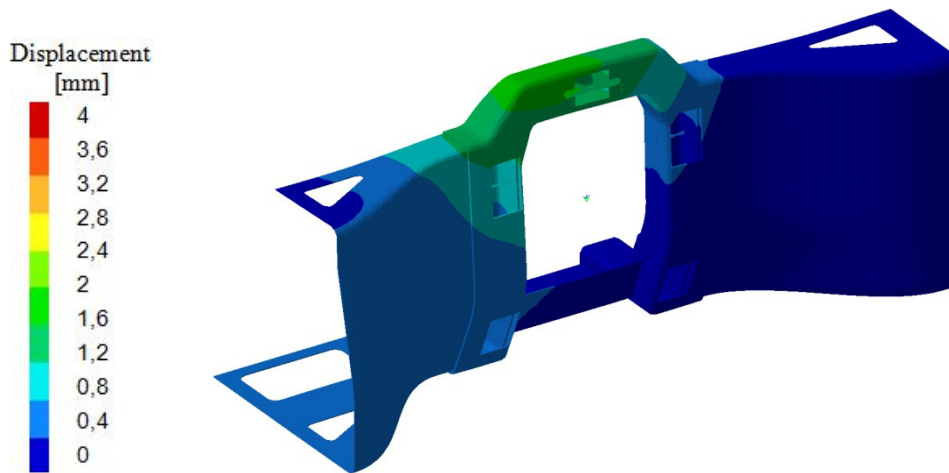


Abbildung 8.96 - Displacement im Rahmen-Modul beim Lastfall Bremsen (Variante 3)

Variante 4

Bei einer Kontrolle des Mindestabstandes zum Motor erkennt man, dass sich die Querträger zu nahe am Motor befinden. Darum ist eine Veränderung auf Kosten der Biegesteifigkeit des Rahmens zwingend erforderlich. Der Verlauf der Innenkontur der Querträger wird etwas nach außen versetzt und abgeflacht. Das aufgebogene Zwischenblech muss, zugunsten der Zugänglichkeit der unteren Lagerstellen, ebenfalls etwas abgeflacht werden. Die zur Befestigung der Querlenker benötigten Schweißmuttern werden an den nicht zugänglichen Seiten angebracht.

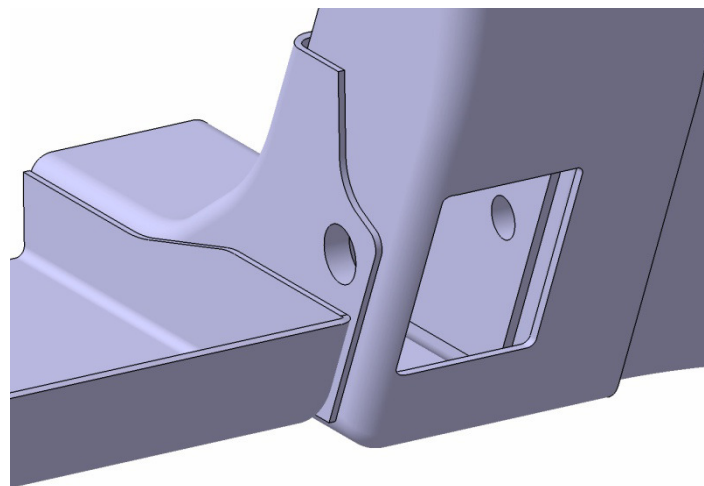


Abbildung 8.97 - Querträger und Zwischenblech mit abgeflachter Innenkontur

Die Steifigkeit des Rahmens sinkt so stark ab, dass sowohl die Querträger und das Zwischenblech, als auch das vordere und hintere Rahmenblech auf 4 mm Wandstärke angehoben werden müssen. Das Gewicht steigt dadurch auf 136 kg an.

- Lastfall Schlagloch

Von Mises-Stress:

Durch das Anheben der Wandstärken, konnte die Steifigkeit, trotz der abschwächenden Veränderungen, in etwa beibehalten werden. Das Maximum befindet sich erneut an der Lagerstelle des Federbeins und beträgt über 400 MPa, aber die Spannung im kritischen Bereich der Rahmenanbindung liegt bei 297 MPa.

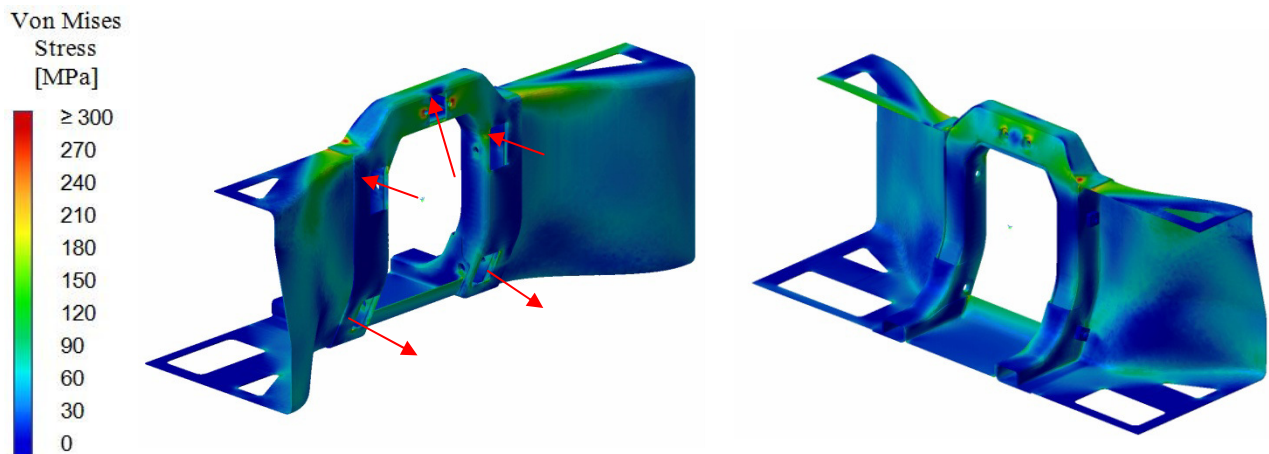


Abbildung 8.98 - Spannungen im Lastfall Schlagloch (Variante 4)

Displacement:

Das Maximum der Knotenverschiebungswerte ist auf 2,58 mm gesunken. Daran erkennt man, dass das Anheben der Wandstärke des Rahmenblechs von 3 mm auf 4 mm, sich merklich auf die Verformung auswirkt.

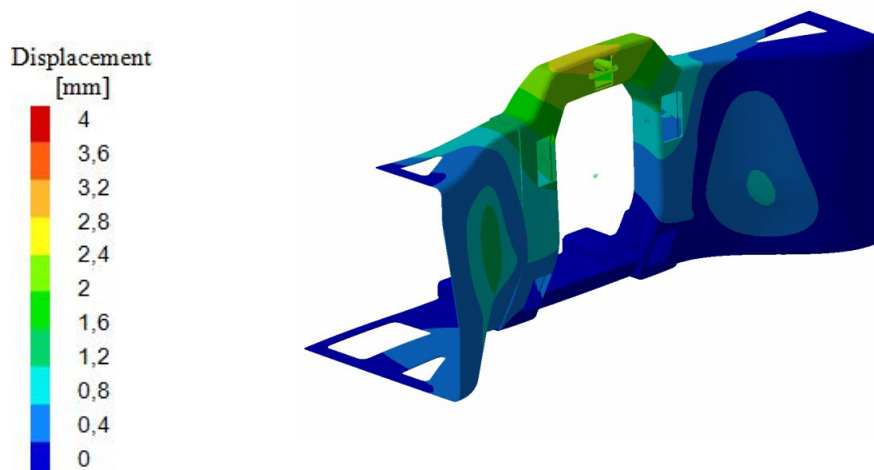


Abbildung 8.99 - Displacement im Lastfall Schlagloch (Variante 4)

Die Hauptproblematik war schlussendlich auch bei dieser Rahmenbauart die Anbindung der weichen Rahmenbleche an die steife Schalenstruktur. Dadurch, dass nun die Differenz der vorhandenen Wandstärken nicht mehr so groß ist, ergibt sich in Summe ein harmonischeres Spannungs- und Verformungsbild.

- Lastfall Bremsen

Von Mises Stress:

Beim Bremslastfall ist das Spannungsmaximum etwas niedriger. Die Gründe dafür wurden mehrfach genannt. Der höchste Wert liegt allerdings nicht bei B₁, sondern im linken oberen Radius des Lagerfreischnittes bei A₂ und beträgt 430 MPa. Dieser lokale Hotspot soll aber kein ausschlaggebendes Bewertungskriterium sein. Der Rahmen ist nämlich in allen wesentlichen Bereichen geeignet dimensioniert.

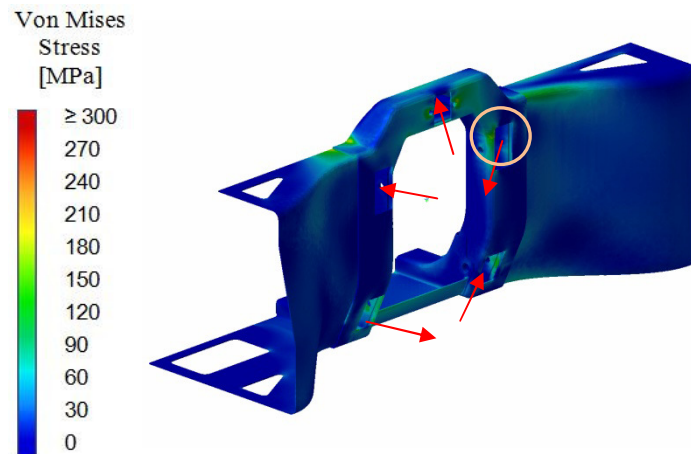


Abbildung 8.100 - Spannungen im Lastfall Bremsen (Variante 4)

Displacement:

Auch die Verschiebungswerte machen beim Bremsen keine Probleme, wenn beim Schlagloch das Limit bereits eingehalten wurde. Die maximale Verformung ergibt laut Berechnung 1,6 mm.

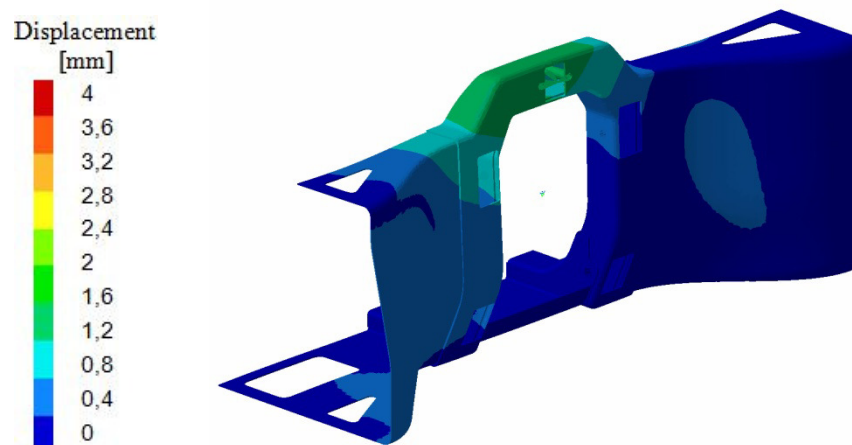


Abbildung 8.101 - Displacement im Lastfall Bremsen (Variante 4)

8.4 Validierung der Ergebnisse

Die Ergebnisse der Simulationen in CATIA sind sehr stark von der vorhandenen Netzqualität abhängig. Während bei den Radaufhängungsteilen keine Probleme beim Vernetzen mit parabolischen Tetraedern auftraten, stieß man bei den Rahmenblechen an die Grenzen der Hardware des zur Verfügung stehenden Rechners. Sollte für realistische Ergebnisse die Elementgröße des Netzes so klein sein, dass im Idealfall 2 - 3 Lagen von Elementen im Material Platz finden, so war bei den Berechnungen des Rahmens, auf Kosten der Brauchbarkeit der Ergebnisse, lediglich eine Elementgröße ≥ 5 mm möglich. Die dünnste vorhandene Wandstärke beträgt allerdings 4 mm. Es kam also zu starken Verzerrungen der Tetraeder-Elemente. Noch dazu war das Netz dabei immer auf „linear“ eingestellt. Das bedeutet, dass in der Simulation keine Biegeeffekte berücksichtigt wurden. Somit war lediglich eine qualitative Bewertung der Rahmen-Konstruktion möglich. Die Höhe der Spannungswerte wurde zwar schlussendlich herangezogen, um zu kontrollieren, ob das Spannungslimit eingehalten werden konnte, allerdings sind quantitative Aussagen mit linearen Berechnungsergebnissen kritisch, da sie sehr stark von den tatsächlichen Spannungen abweichen. Lineare Tetraederelemente haben nämlich eine versteifende Wirkung auf das Bauteil, wodurch die berechneten Spannungswerte niedriger sind, als bei jenen mit parabolischen Tetraedern.

Versuche die Berechnungen zu optimieren, indem man die Netzgröße verkleinert, oder ein parabolisches Netz generiert, scheiterten jedoch an Programmabstürzen nach inakzeptablen langen Wartezeiten von mehreren Stunden. Hinzu kam noch, dass die parabolische Berechnungsmethode so viel Speicherplatz in Anspruch nahm, dass nach jedem Rechendurchgang das lokale Laufwerk des Rechners keinen freien Speicherplatz mehr zur Verfügung hatte. Diese Speicherknappheit beeinträchtigte die Rechenleistung zusätzlich sehr stark. Da jedoch im Zuge der Entwicklung des Rahmenabschnittes zahlreiche Berechnungen durchgeführt werden mussten, wurden die Ungenauigkeiten eines größeren linearen Netzes gezwungenermaßen hingenommen, um den Arbeitsfortschritt nicht zu gefährden.

Da das Front-End für das neu entwickelte Rahmen-Modul noch konstruiert werden muss und für eine realistische Berechnung beide Module zusammen betrachtet werden sollten, wäre eine weitere Analyse mit einem Finite-Elemente Simulationsprogramm wie z.B. NASTRAN, ANSYS, FEMFAT o. ä. empfehlenswert. Für den Unterfahrschutz gibt es nämlich gesetzlich vorgeschriebene Lastfälle, die sich auch auf das Rahmen-Modul auswirken.

Bezüglich der Einspannung wurde bereits anfangs erwähnt, dass die Fixierung in y- und z-Richtung an der Symmetrieebene des Fahrzeugs nicht der Realität entspricht. Ein Weglassen der Einspannung, sowohl in y, als auch in z, wäre aber noch weniger realitätsgetreu, da das Bauteil dann an jener Stelle nichts an einer Verschiebung hindert, was in Wirklichkeit aber, durch die Steifigkeit des Werkstoffs, sehr wohl der Fall ist. Die Möglichkeit der Einspannung mittels einer Feder wäre daher am realistischsten, doch wurde bisher nicht angewendet, da bei sich ständig verändernden Querschnitten, die Steifigkeiten ebenfalls immer variieren würden. Das bedeutet, dass die Federkonstante, die man an der Einspannung einstellen müsste, unbekannt ist.

Weitere notwendige Änderungen am Rahmen sind ohnehin bereits vorauszusehen, da die Lagerung des Motors und des Getriebes am Rahmen noch nicht berücksichtigt ist. Zur Konzepterstellung und Vorauslegung des Rahmens waren die Ergebnisse der Simulationen aber notwendig und trotz eingeschränkter Gültigkeit sehr hilfreich.

9 Vergleich der Varianten

Durch die Festigkeitsberechnung, Gewichtsoptimierung und das Einbauen der Lager haben sich die Formen aller Radaufhängungsteile und des Rahmens erheblich verändert. Dies war in den Iterationszyklen bereits zu sehen. Das Aussehen der gesamten Radaufhängung ist daher nun völlig anders. Um wieder eine bessere Vorstellung von den beiden Radaufhängungskonzepten zu erhalten, folgen in diesem Kapitel einige Bilder zu folgenden Punkten:

- Wichtige kinematische Situationen
- ERA-Modul im Gesamtfahrzeug

Außerdem wird die Kinematik der Varianten mit der einer Starrachse gegenübergestellt, um so die Stärken und Schwächen der Einzelradaufhängungen mit dem konventionellen System vergleichen zu können. Ebenso erfolgt eine Aufstellung der Gewichte und der ungefederten Massen der jeweiligen Konzepte, um zu sehen, wieviel bzw. ob Gewicht mit einer ERA eingespart werden kann.

9.1 Darstellung und Beschreibung der Variante Kugelgelenke

9.1.1 Wichtige kinematische Situationen

9.1.1.1 Neutrale Lage

Hier ist die Radaufhängung der linken Fahrzeugseite von zwei verschiedenen Schrägansichten abgebildet.

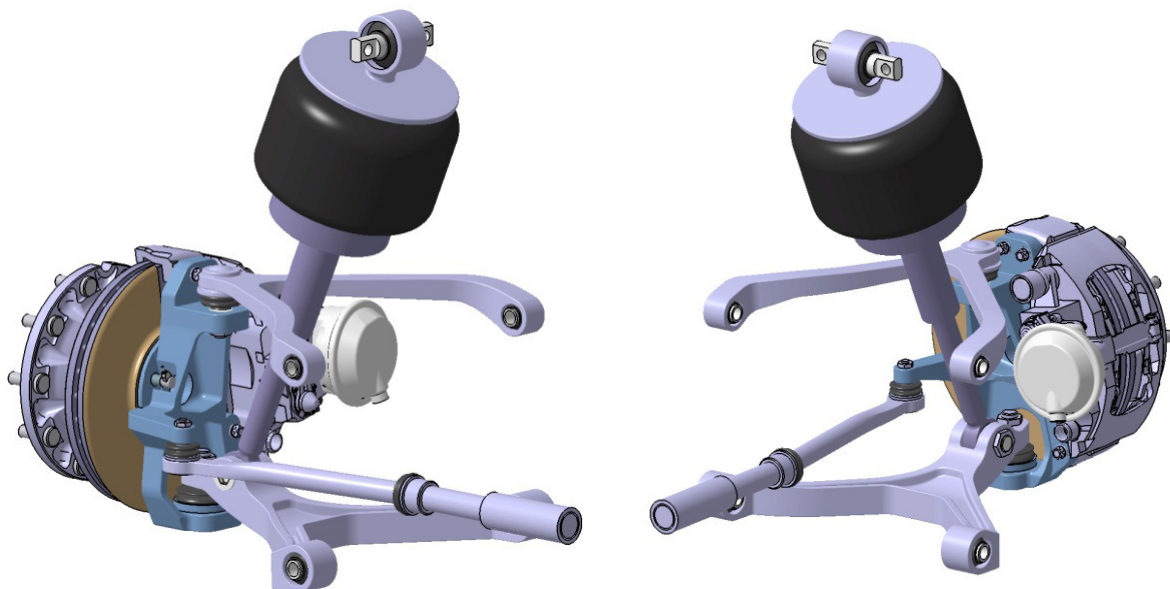


Abbildung 9.1 - Neutrale Lage DQL-KB: schräg-hinten (links), schräg-vorne (rechts)

9.1.1.2 Voll eingefedert (85 mm)

- Kurveninnen:

Im Bild links sieht man, dass es wichtig war, dass das Lager für die Lagerung des Federbeins keinen größeren Durchmesser hat als das gewählte Radial-Gelenklager. Es wäre sonst zu einer Kollision mit dem Radträger gekommen.

Im rechten Bild ist zu sehen, dass es zu keiner Kollision mit der Felge bei vollem Radeinschlag kommt. Das heißt, die Form des unteren Querträgers wurde richtig ausgelegt.

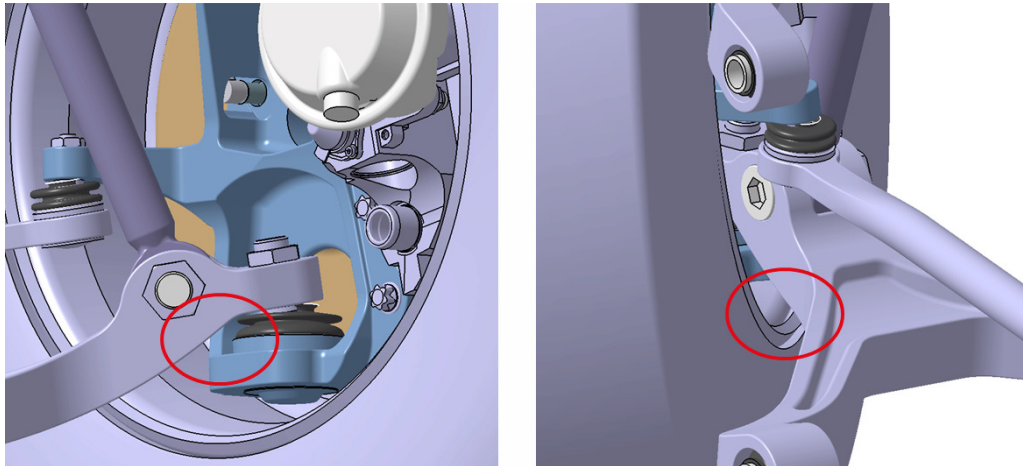


Abbildung 9.2 - Kritische Stellen im voll eingefederten Zustand (kurveninnen)

- Kurvenaußen:

In beiden Abbildungen ist dargestellt, warum eine leichte Kröpfung des oberen Querlenkers notwendig ist. Außerdem sieht man im rechten Bild noch, warum die schmale Bauart des Kugelgelenks der Federbeinlagerung am unteren Querlenker so dringend notwendig war. Bei einer breiteren Lagerstelle wäre es sonst sowohl kurveninnen, als auch kurvenaußen zu Kollisionen mit den Versteifungen des Radträgers gekommen.

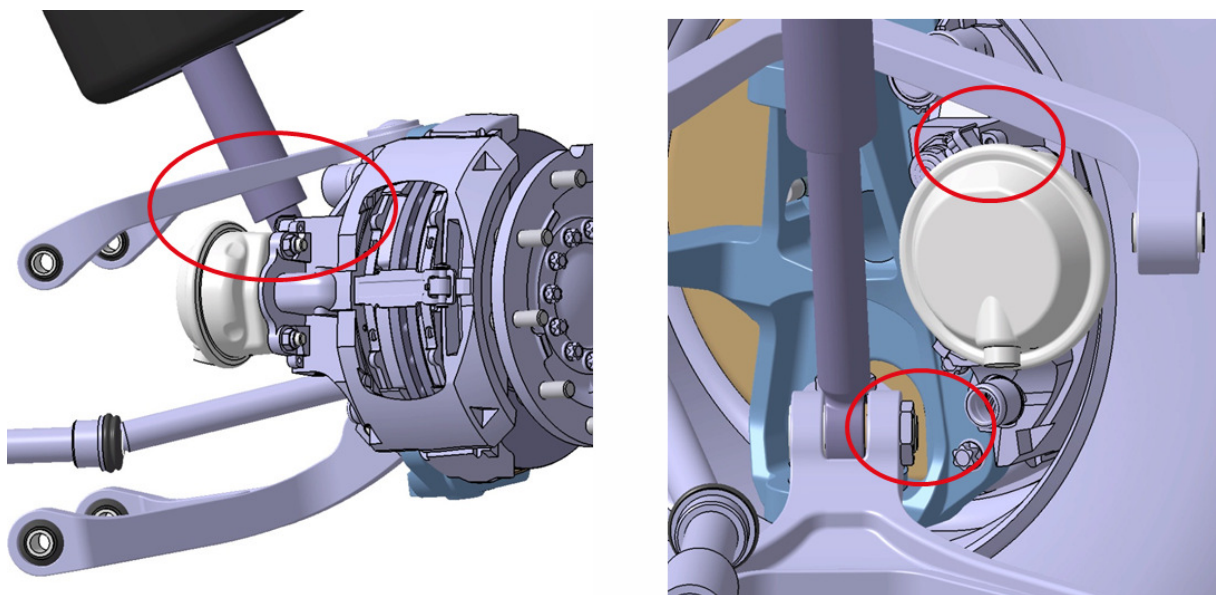


Abbildung 9.3 - Kritische Stellen im voll eingefederten Zustand (kurvenaußen)

9.1.1.3 Voll ausgefedert (- 120 mm)

- Kurveninnen:

Die rote Markierung im linken Bild soll auf folgende Problematik aufmerksam machen: Wäre der untere Querlenker nicht stark genug nach unten gekröpft, würde im ausgefederten Zustand und gleichzeitigem Lenken die Spurstange den Querlenker streifen. Hätte man das Problem durch das Kröpfen des Querlenkers nicht beheben können, wäre eine weitere Möglichkeit, die Spurstange ebenfalls mit einer Kröpfung in die entgegengesetzte Richtung auszuführen.

Im rechten Bild ist zu sehen, dass der Querlenker im Bereich des Kugelgelenks ebenso nicht mit dem Radträger kollidiert.

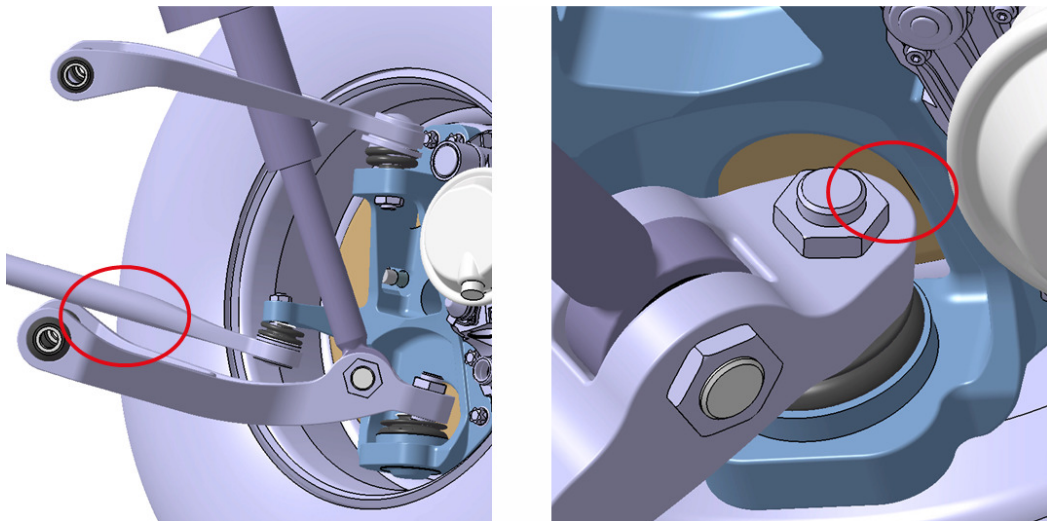


Abbildung 9.4 - Kritische Stellen im voll ausgefederten Zustand (kurveninnen)

- Kurvenaußen

In den beiden Darstellungen sind ebenfalls zwei Bereiche markiert, auf die bei der Auslegung besonders geachtet werden musste. Man sieht aber, dass auch hier keine Kollisionen auftreten.

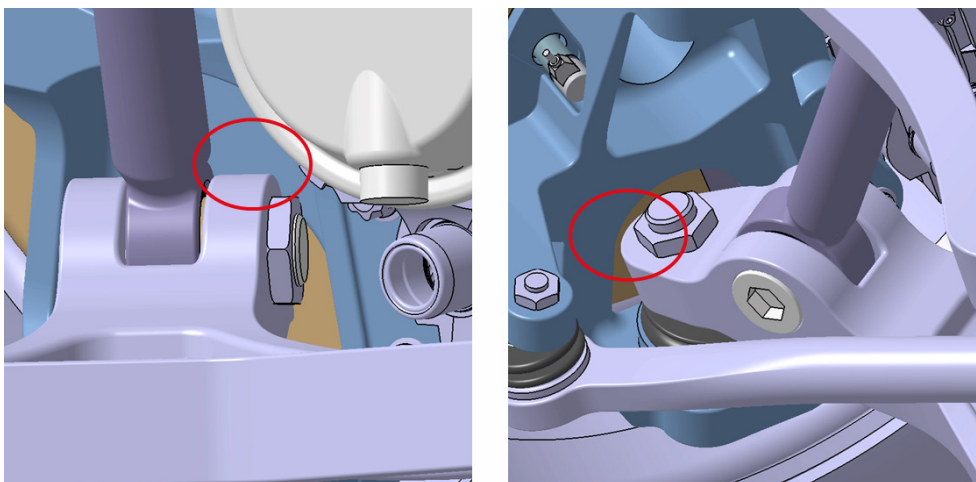


Abbildung 9.5 - Kritische Stellen in voll ausgefedertem Zustand (kurvenaußen)

Die Radaufhängung mit den Kugelgelenken wurde unter den Gesichtspunkten eines optimalen kinematischen Verhaltens und unter Beachtung, dass es zwischen den einzelnen Radaufhängungsteilen zu keinem Zeitpunkt zu Berührungen kommt, ausgelegt.

9.1.2 ERA-Modul im Gesamtfahrzeug

9.1.2.1 Verschiedene Ansichten

Auf den folgenden Bildern sieht man das Radaufhängungskonzept mit Kugelgelenken samt dem dazugehörigen ERA-Rahmen-Modul im Gesamtfahrzeug des Leichtbaurahmens. Die Gusskonstruktion des Front-Ends zur Aufnahme des Unterfahrschutzes und das Lenkgetriebe des Fahrzeugs sind dabei ausgeblendet, da diese nicht zum ERA-Konzept passen.

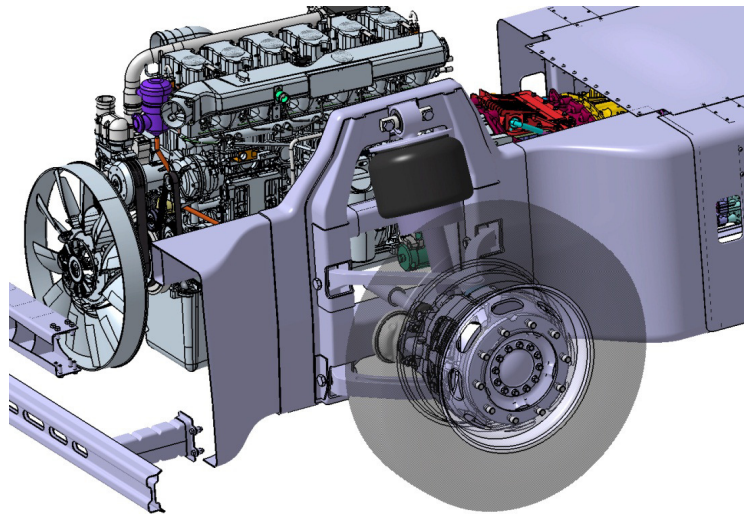


Abbildung 9.6 - ERA-Modul mit Kugelgelenken im Gesamtfahrzeug

Aufgrund der Motorbewegungen bei Betrieb ist ein Mindestabstand von 30 mm einzuhalten. Die kritischste Stelle ist dabei im Bereich der Oberkante des Querträgers.

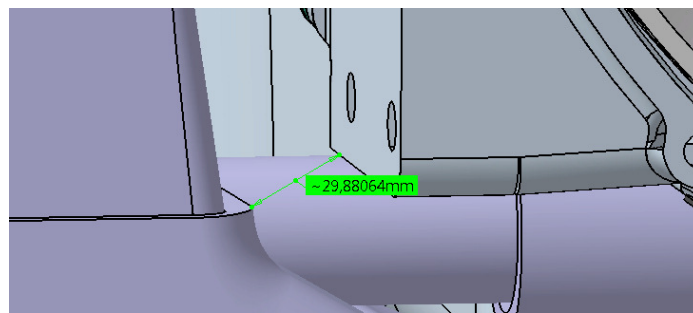


Abbildung 9.7 - Mindestabstand zwischen Rahmen und Motor

In der folgenden Ansicht sieht man den modifizierten Querträger der letzten Variante. Er liefert trotz der verringerten Höhe ausreichend Steifigkeit. Durch die Verbindung der beiden Querträgerarme ergibt sich eine plane Fläche, die sich bestens für die Montage einer Zahnstangenlenkung eignet.

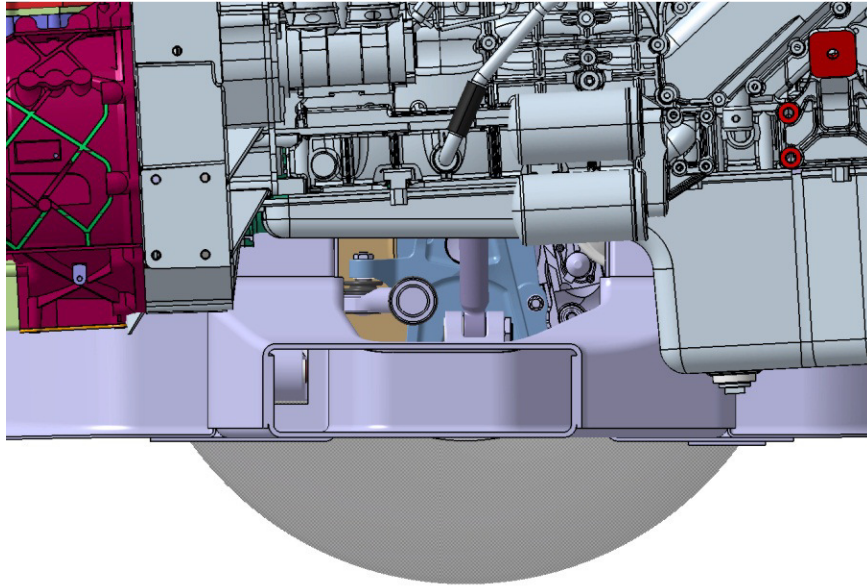


Abbildung 9.8 - Schnitt in der Symmetrieebene des Fahrzeugs

9.1.2.2 Unterboden Fahrerhaus

Da dieses Konzept sehr hoch baut, muss der Abstand zum Unterboden des Fahrerhauses ebenfalls kontrolliert werden. Es zeigt sich allerdings, dass die Distanz zwischen jenen Kanten, die sich am nächsten sind, groß genug ist.

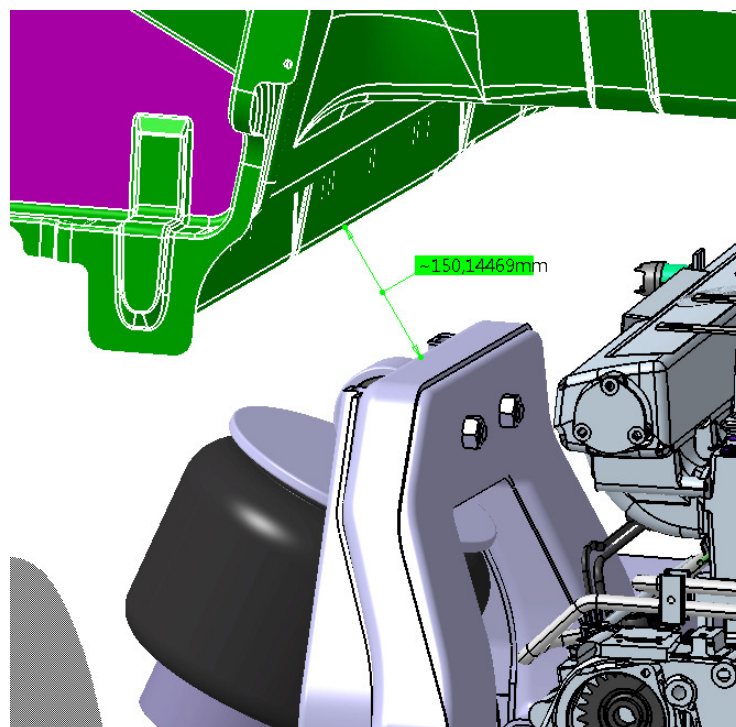


Abbildung 9.9 - Kontrolle Abstand Oberkante Rahmen zum Unterboden

9.1.2.3 Problematik mit Motor

Durch die hohe Bauweise des Rahmens ergibt sich auf der gegenüberliegenden Seite eine Kollision mit dem Turbolader. Dieser sitzt so exzentrisch, dass er in die vordere Schräge der Schalenstruktur ragt. Da die Intrusionen doch sehr groß sind, ist es nicht möglich das Problem zu beheben, indem man die Position des Turboladers etwas anhebt. Der Unterboden des Fahrerhauses verhindert diese Maßnahme. Für die Verwendung dieses Motors in Kombination mit dem Rahmen-Modul für die KB sind also noch Änderungen bei der Gestaltung des Federbeindomes erforderlich.

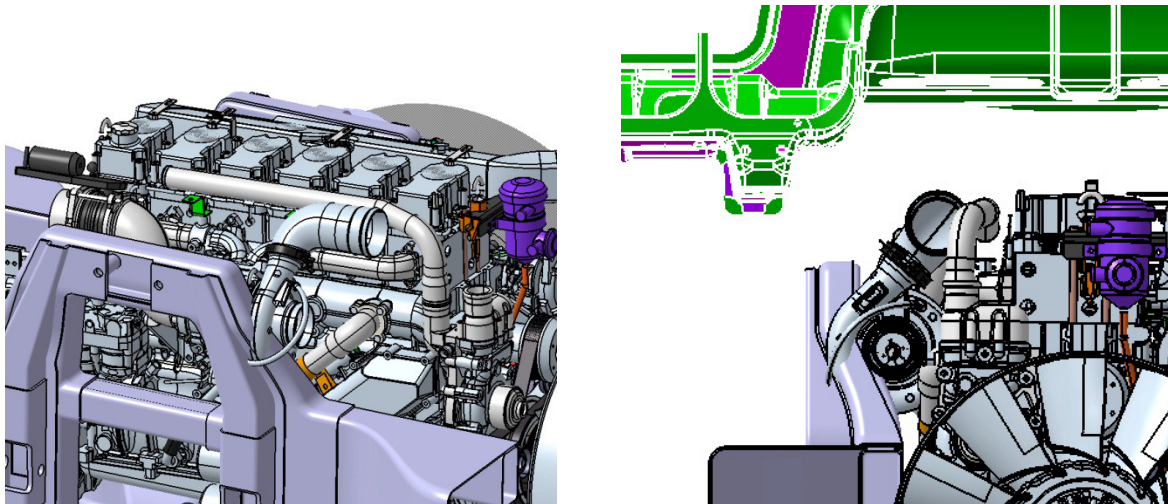


Abbildung 9.10 - Kollision des Turboladers mit dem Rahmen

Rechnet man den derzeitigen Entwicklungsstand auf einen gewöhnlichen Produktentstehungsprozess in einem Unternehmen um, so befindet man sich derzeit im Konzeptstatus, was bedeutet, dass ohnehin noch einige Änderungen, je nach gewünschter Fahrzeugausstattung, notwendig wären. Da der Rahmen, auch speziell im unteren Bereich, auf die Kontur des Motors, der im Package vorhanden war, angepasst wurde, kann es auch dort mit einem Motor eines anderen Herstellers zu Problemen kommen.

9.2 Darstellung und Beschreibung der Variante Achsschenkelträger

Die Radaufhängung mit dem Achsschenkelträger hatte von Anfang an das höhere Potenzial. Die Berechnung hat gezeigt, dass aus Festigkeitsgründen das Rahmen-Modul für die Belastungen, die bei einem Nutzfahrzeug auftreten, besser geeignet ist. Der noch folgende Gewichtsvergleich wird dem Konzept weitere Stärke verschaffen. Deshalb wird nur für dieses Radaufhängungskonzept die Integration einer Zahnstangenlenkung durchgeführt. Die folgenden Abbildungen zeigen die Radaufhängung Doppelquerlenker mit Achsschenkelträger in ihrer endgültigen Version.

9.2.1 Wichtige kinematische Situationen

9.2.1.1 Neutrale Lage

Die Radaufhängung beider Fahrzeugseiten inklusive einer angepassten Zahnstangenlenkung ist hier dargestellt.

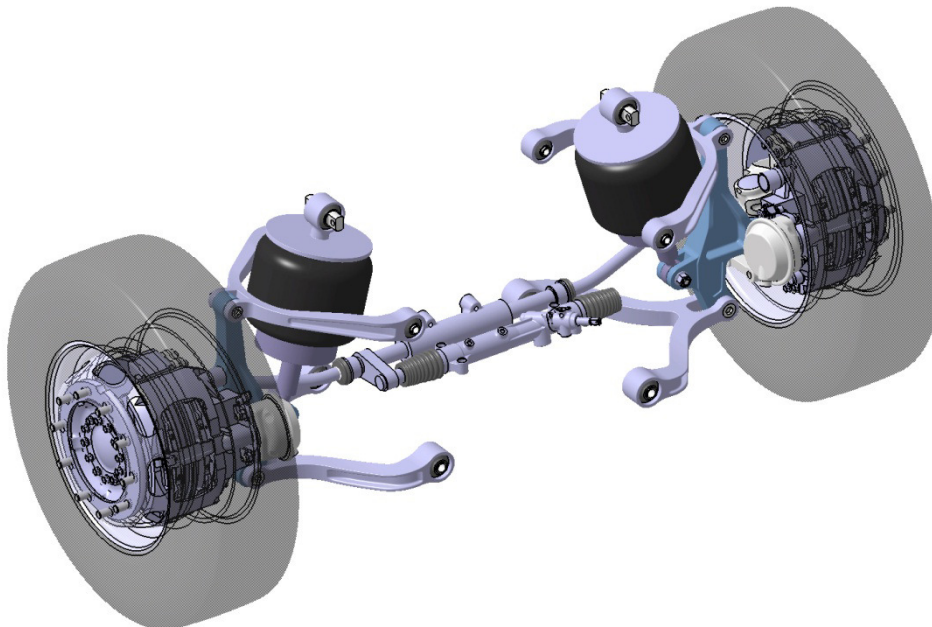


Abbildung 9.11 - Vorderachse als ERA mit Achsschenkelträger und Zahnstangenlenkung

9.2.1.2 Voll eingefedert (85 mm)

- Kurveninnen

Die linke Abbildung zeigt, dass die Kontur des Achsschenkelträgers so verläuft, dass die Luftfeder genug Platz hat. Was in der Kinematik nicht berücksichtigt werden konnte, ist, dass sich der Federbalg beim Federn mitbewegt. Im eingefederten Zustand würde der Balg der Luftfeder durch den Kolben mit nach oben gezogen, sprich kürzer werden.

Im Bild rechts sieht man, wozu die Einkerbung des Achsschenkelträgers an jener stark belasteten Stelle notwendig war. Damit es zu keiner Kollision kommt ist die Spurstange leicht nach außen gekröpft.

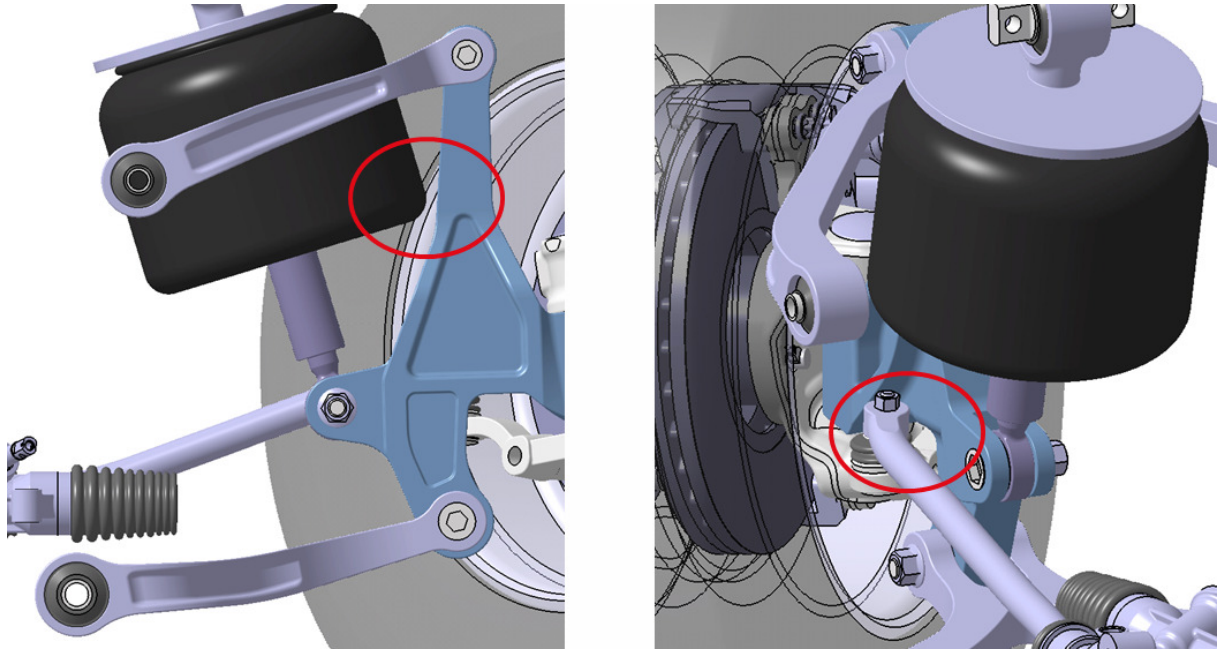


Abbildung 9.12 - Kritische Situationen im voll eingefederten Zustand (kurveninnen)

- Kurvenaußen

In beiden Abbildungen ist zu sehen, dass der Membranzylinder der Druckluftbremse beim kurvenäußeren Rad sehr weit nach innen schwenkt und deshalb der Bauraum für Luftfeder und Achsschenkelträger stark beschränkt ist.

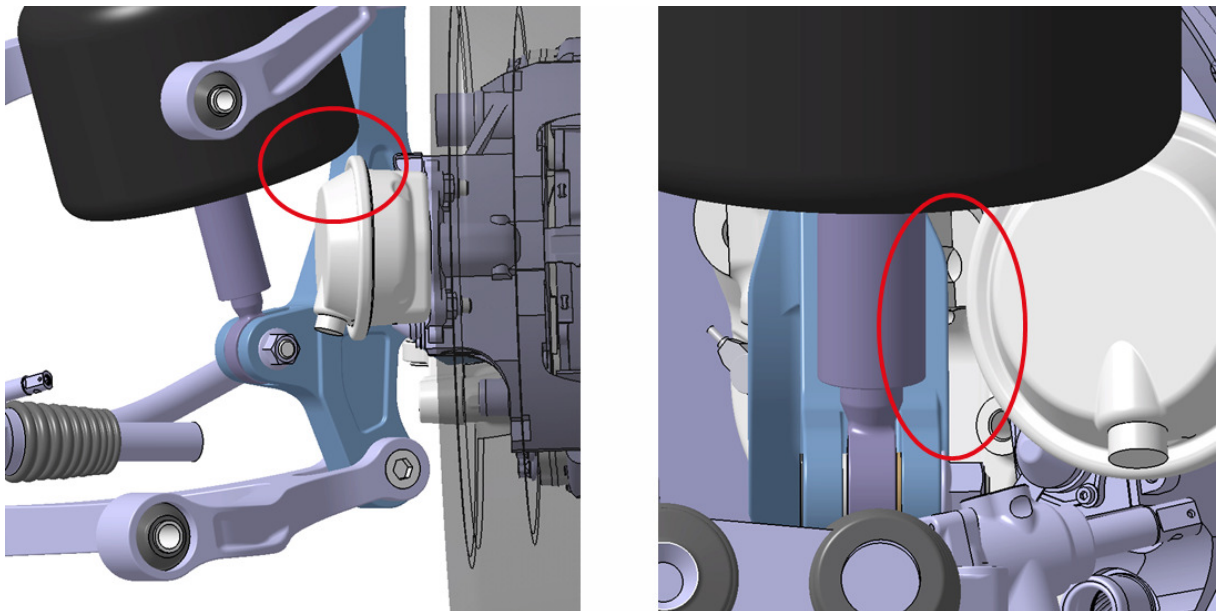


Abbildung 9.13 - Kritische Situationen im voll eingefederten Zustand (kurvenaußen)

9.2.1.3 Voll ausgefedert (-120 mm)

- Kurveninnen

Hier sieht man erneut, aus welchen Gründen der Achsschenkelträger seine Form erhalten hat. Der Spurstangenhebel benötigt Platz beim Lenken. Das Gelenk der Spurstange darf den Achsschenkelträger nicht berühren.

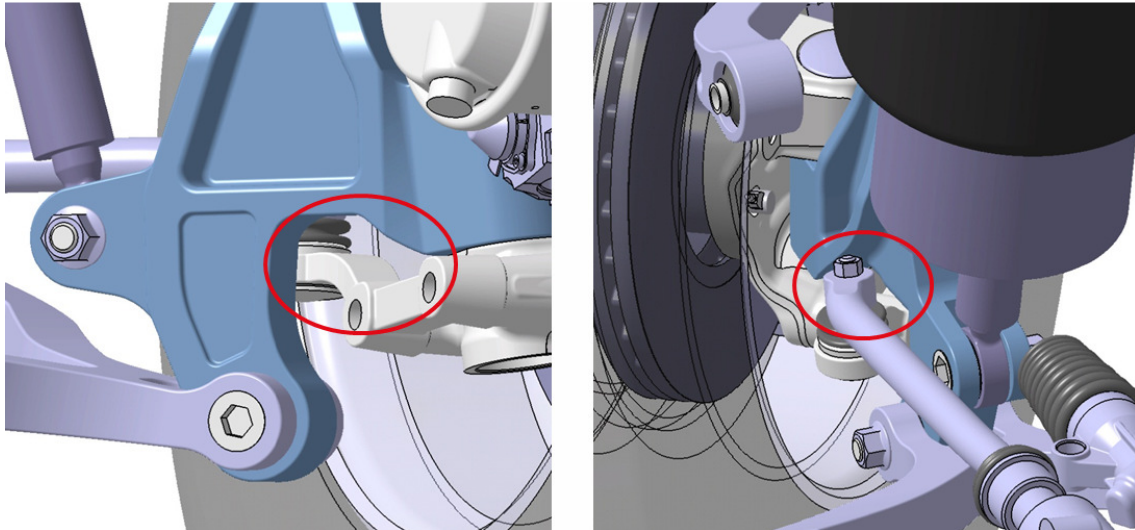


Abbildung 9.14 - Kritische Situationen im voll ausgefederten Zustand (kurveninnen)

- Kurvenaußen

Man sieht auf dem linken Bild, dass der obere Querlenker genügend Platz für die Luftfeder berücksichtigt. Im rechten Bild wird gezeigt, dass beim kurvenäußeren Rad der Bremszylinder nicht mit dem Kolben der Luftfeder in Berührung kommen darf.

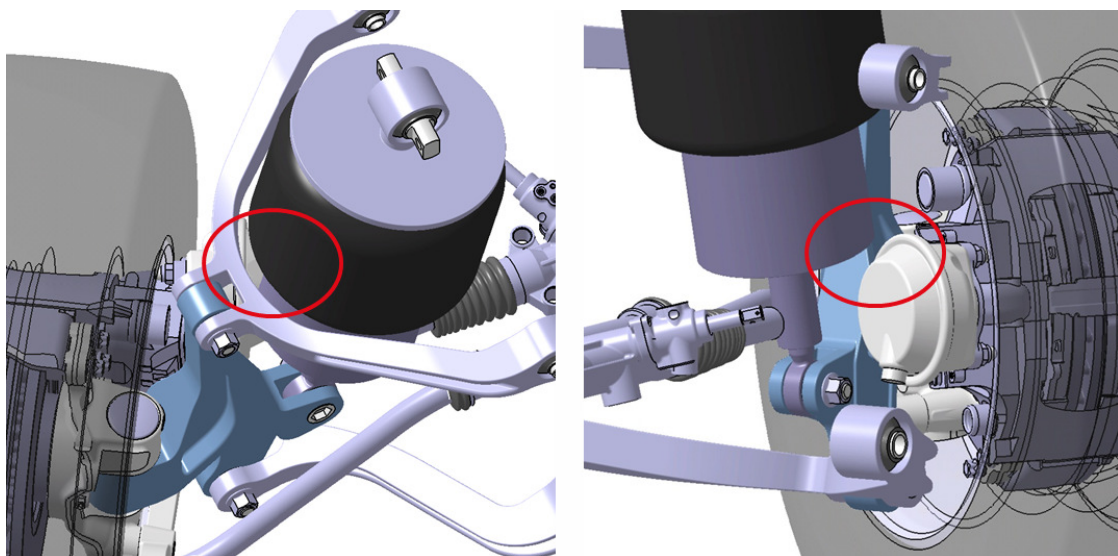


Abbildung 9.15 - Kritische Situationen im voll ausgefederten Zustand (kurvenaußen)

9.2.2 Integration der Zahnstangenlenkung

Bei der Integration der Zahnstangenlenkung wird ein vorhandenes Modell einer ZF Zahnstangenlenkung als Ausgangsobjekt herangezogen. Dieses Modell muss für die vorhandene Kinematik dieser Radaufhängung angepasst werden. Als Vorbild gilt dabei die Servoline-Linearlenkung von ZF. Diese kombiniert eine mechanische Zahnstange mit einem hydraulischen Kolben, weshalb von einer hydro-mechanischen Lenkung gesprochen wird.

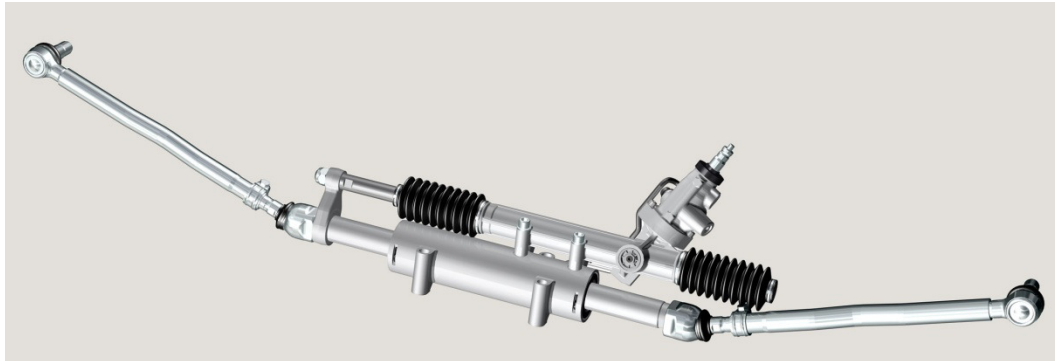


Abbildung 9.16 - ZF-Servoline Linearlenkung [51]

Laut Gesetz ist eine mechanische Verbindung (orange) zwischen der Zahnstange und dem Hydraulikkolben vorgeschrieben. Um diese mechanische Verbindung anbringen zu können, wird die Zahnstangenlenkung außermittig angeordnet.

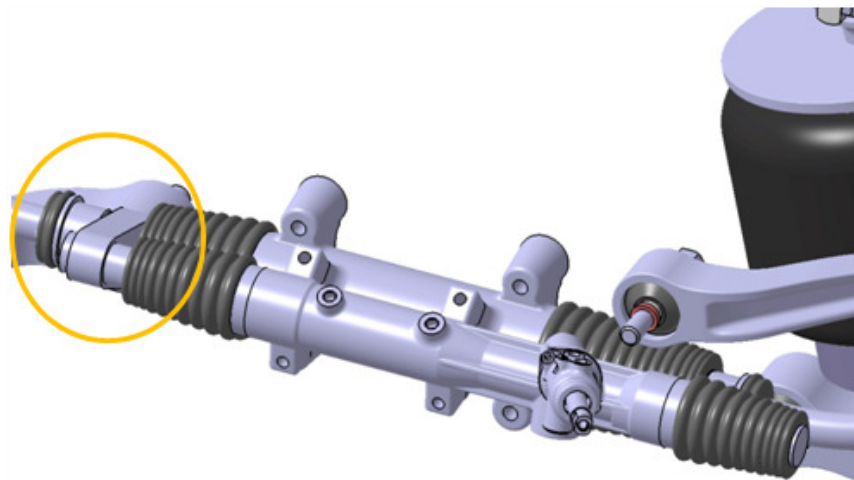


Abbildung 9.17 - Angepasste ZF Zahnstangenlenkung

Bei der Anpassung der Zahnstangenlenkung müssen folgende Randbedingungen beachtet werden:

- Kinematik: maximaler Weg der Zahnstange ± 97 mm
- Außermittige Anordnung wegen mechanischer Verbindung
- Länge und Durchmesser des Hydraulikzylinders
- Montage der Zahnstangenlenkung am Hydraulikzylinder

Für die Kontrolle mit der Kinematik werden die Staubmanschetten ausgeblendet.

9.2.2.1 Rechtskurve

Bei vollem Lenkeinschlag nach rechts verfährt die Zahnstange um - 97 mm, damit das kurveninnere Rad die geforderten 48° Lenkwinkel erreicht. Dabei ist darauf zu achten, dass die mechanische Verbindung weder am Gehäuse der Zahnstangenlenkung, noch am Hydraulikzylinder anschlägt.

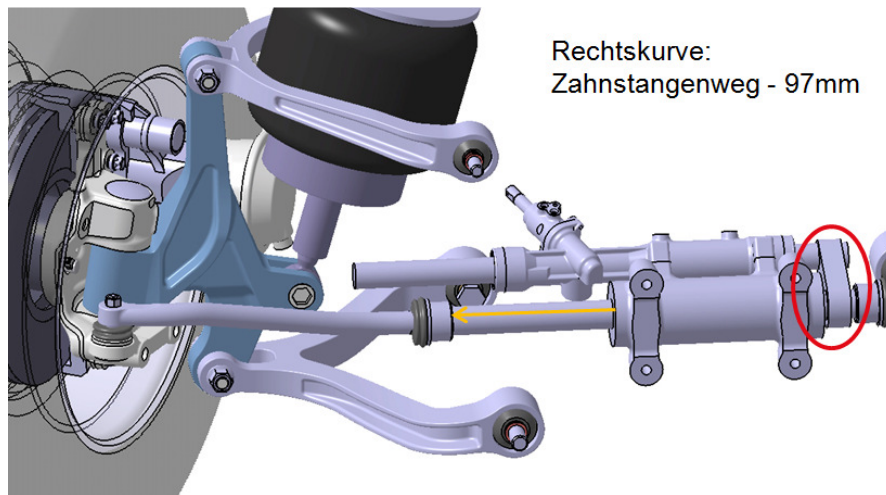


Abbildung 9.18 - Voller Lenkeinschlag nach rechts -97mm

9.2.2.2 Linkskurve

Schlägt man bis zum Anschlag in die entgegengesetzte Richtung (links) ein, verfährt die Zahnstange um 97 mm in positive y-Richtung. Wegen der außermittigen Anordnung, ist darauf zu achten, dass die Zahnstange nicht komplett im Gehäuse verschwindet.

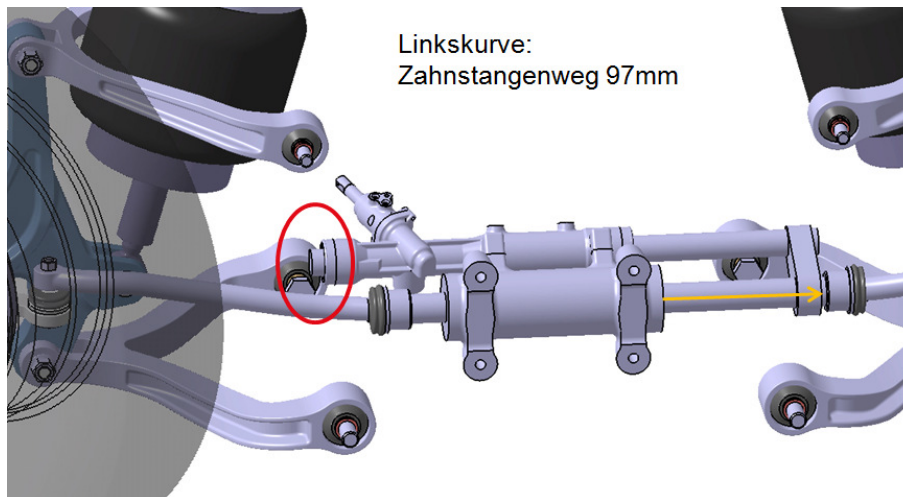


Abbildung 9.19 - Voller Lenkeinschlag nach links 97mm

9.2.3 ERA-Modul im Gesamtfahrzeug

9.2.3.1 Verschiedene Ansichten

Auf folgenden Bildern sieht man das Radaufhängungskonzept mit dem Achsschenkelträger, samt dem dazugehörigen ERA-Rahmen-Modul im Gesamtfahrzeug des Leichtbaurahmens. Die Gusskonstruktion des Front-Ends zur Aufnahme des Unterfahrschutzes und das Lenkgetriebe des Fahrzeugs sind dabei erneut ausgeblendet.

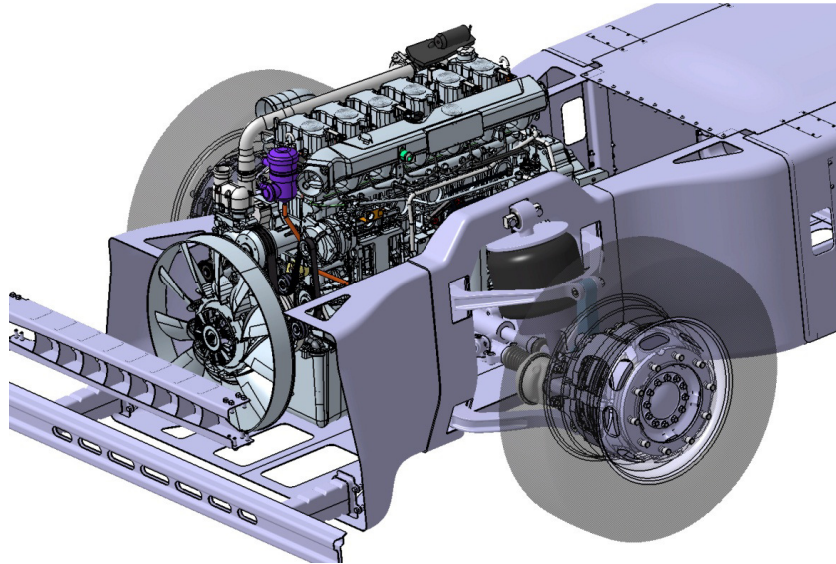


Abbildung 9.20 - ERA mit Achsschenkelträger im Gesamtfahrzeug

Da der Rahmen bei dieser Bauart viel niedriger ausfällt, gibt es keine Gefahr, mit dem Unterboden des Fahrerhauses zu kollidieren. Zur besseren Vorstellung, wie weit sich der Unterboden über der Rahmenoberkante befindet, dient folgende Abbildung.

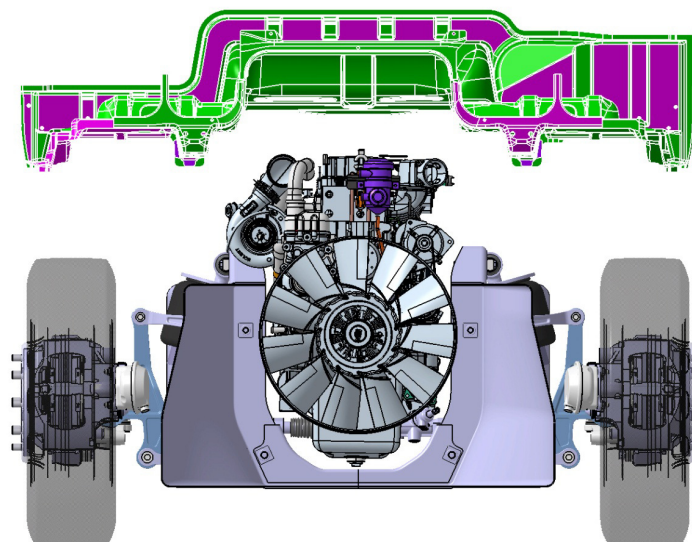


Abbildung 9.21 - Frontansicht mit eingblendetem Unterboden des Fahrerhauses

9.2.3.2 Problematik mit Motor

Wie beim Rahmen der Kugelbauart kollidiert auch hier der Turbolader mit dem Rahmen im Bereich der Lagerung der Lufffeder. Die Intrusionen sind hier allerdings nicht ganz so stark.

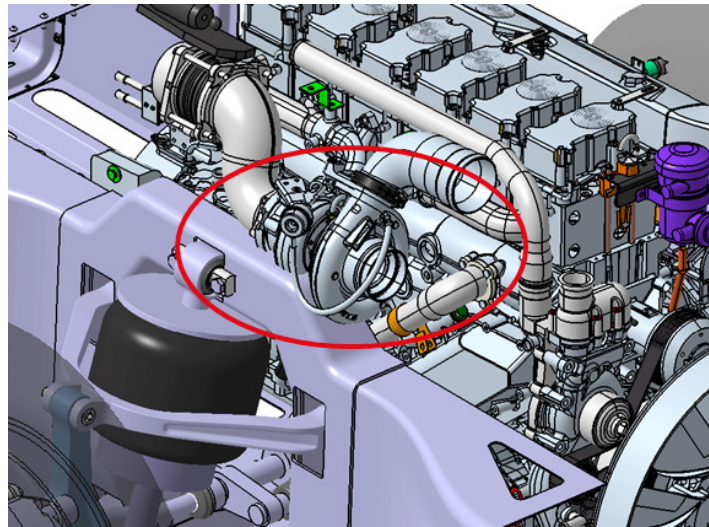


Abbildung 9.22 - Kollision mit Turbolader

Durch eine Verdrehung des Motors um die Kurbelwellenachse um 5° kann die Situation etwas entschärft, aber nicht vollständig behoben werden. Ein leichtes Anheben des Turboladers ist dann immer noch notwendig.

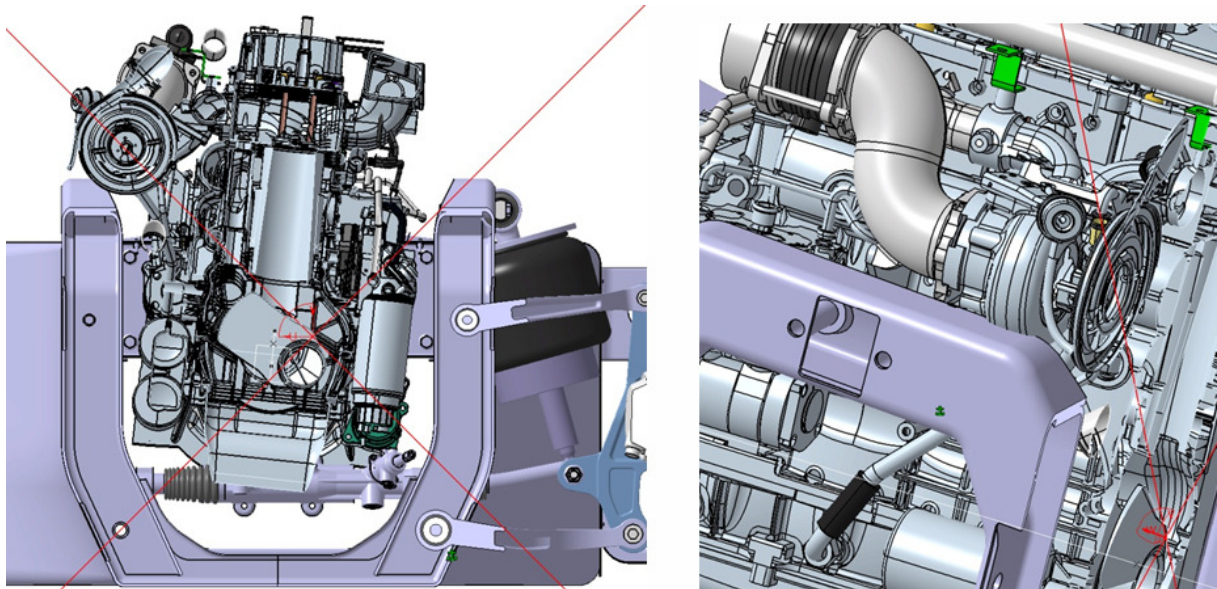


Abbildung 9.23 - Schnittansicht: Verdrehung des Motors um 5°

Um dies zu verhindern, ist es wirtschaftlicher die derzeitige Lagerung des Federbeins zu modifizieren, ohne dabei die Stellung des Federbeins zu verändern. Das Gelenk mit den Befestigungspratzen könnte man zum Beispiel auch von unten nach oben am Rahmen anschrauben. Der Federbein-Dom des Rahmens würde dann weiter außen und direkt über dem Gelenk verlaufen und somit keine Probleme mit dem Turbolader verursachen.

9.3 Kinematikdiagramme

Die Kinematik der beiden Einzelradaufhängungskonzepte wird sich nun nicht mehr verändern. Deswegen erfolgt nun eine Auswertung der erreichten Kinematikauslegung. Dabei werden auch anhand des Lenkfehlers, Sturzverlaufes und der Spurweitenänderung die Unterschiede zwischen einer ERA und einer Starrachse verdeutlicht. Ein Vergleich mit einer Starrachse bezüglich Ackermannabweichung macht keinen Sinn, da diese über die Geometrie des Lenktrapezes beliebig eingestellt werden kann und somit nichts über den Unterschied zwischen den beiden Radaufhängungsbauweisen aussagt.

Die betrachteten Eigenschaften Lenkfehler, Spurweitenänderung, Sturzverlauf und Ackermannabweichung beeinflussen sich bei einer ERA alle gegenseitig indirekt proportional. Das bedeutet, wenn man beispielsweise den Sturzverlauf optimiert, verschlechtern sich die anderen Eigenschaften. Daher war es notwendig eine optimale Kompromisslösung aus den besagten Kinematikeigenschaften zu finden.

9.3.1.1 Lenkfehler

Beim Ein- und Ausfedern des Reifens werden aufgrund der Kinematik ungewollte Lenkbewegungen verursacht, die so klein wie möglich sein sollen. Die schwarz-strichlierte Linie stellt dabei das Limit dar, welches nicht überschritten werden darf.

Bauart Kugelgelenke:

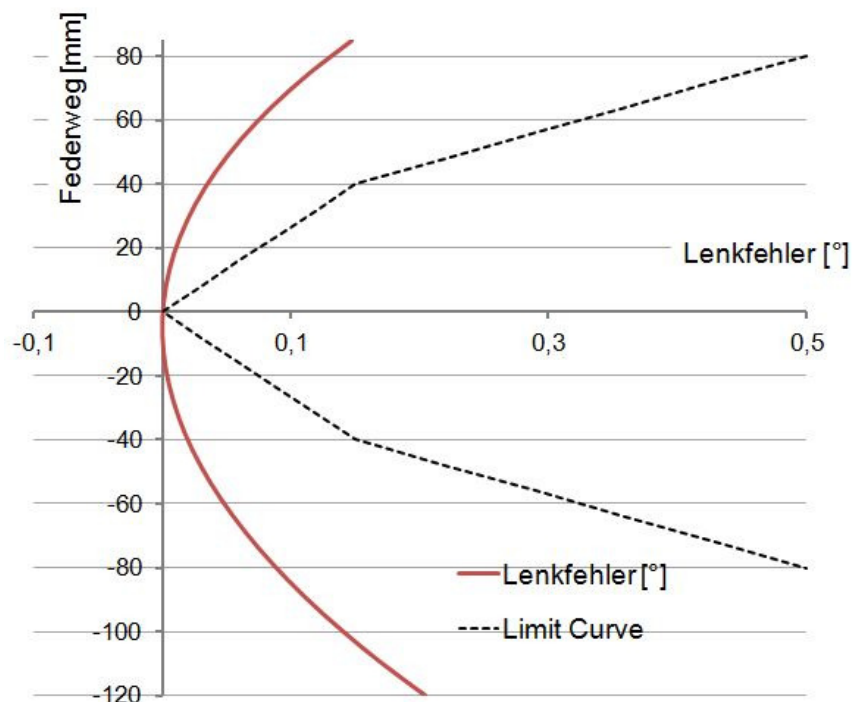


Abbildung 9.24 - Lenkfehler KB

Bei der betrachteten Variante geht das Rad beim Ein- und Ausfedern in Nachspur. Dabei beträgt der Lenkfehler jeweils ca. $0,2^\circ$.

Bauart Achsschenkelträger:

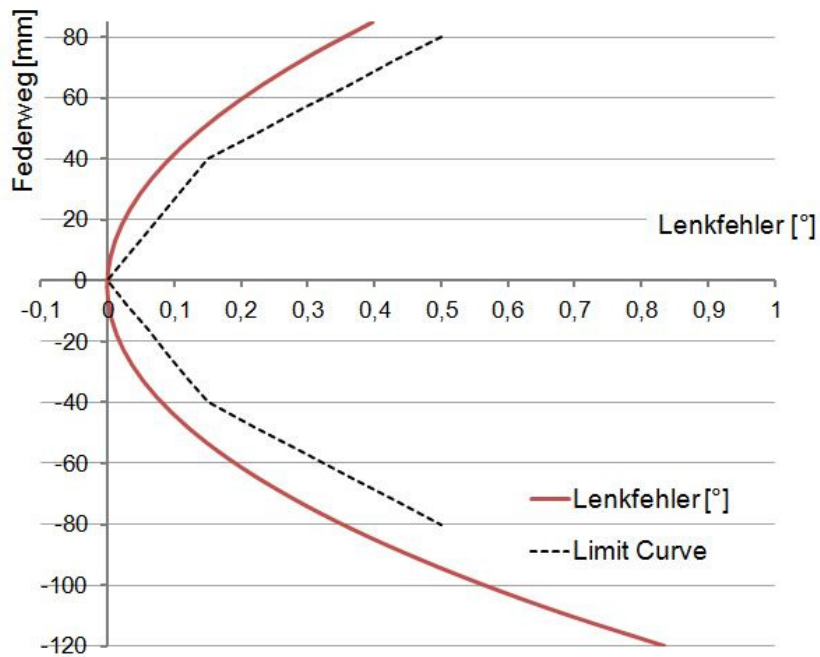


Abbildung 9.25 - Lenkfehler AST

Der Lenkfehler ist hier etwas größer: In voll eingefedertem Zustand beträgt der Lenkfehler 0,4° und in voll ausgefedertem Zustand ca. 0,8°. Die Räder befinden sich dabei jeweils in einer Stellung zueinander, die Nachspur genannt wird.

Starrachse:

Da bei einer Starrachse das Lenktrapez am Achskörper befestigt ist kommt es zu keinen Relativbewegungen zwischen Rad und Spurstange. Daher bleibt der Spurwinkel immer konstant.

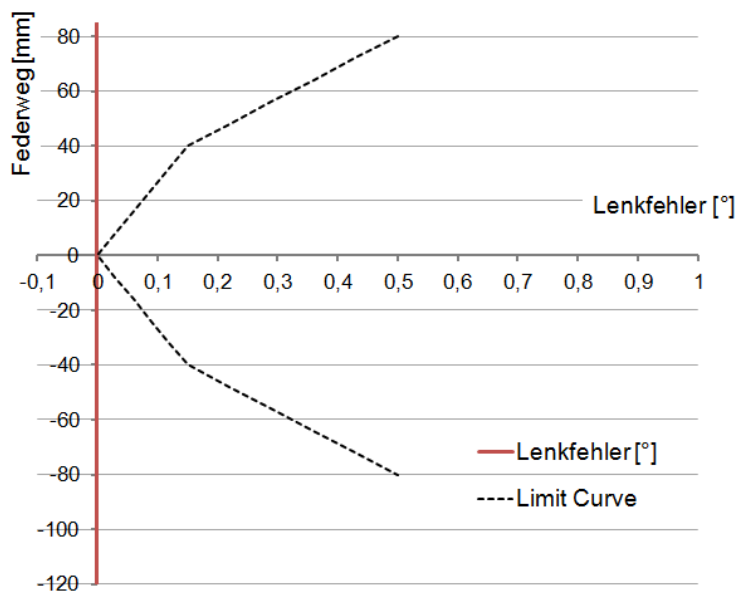


Abbildung 9.26 - Kein Lenkfehler bei einer Starrachse

9.3.1.2 Spurweitenänderung

Beim Ein- und Ausfedern des Reifens kommt es bei einer ERA zu einer Änderung der Spurweite. Im Diagramm ist die Änderung der Spurweite einer Fahrzeughälfte über den gesamten Radhub dargestellt.

Bauart Kugelgelenke:

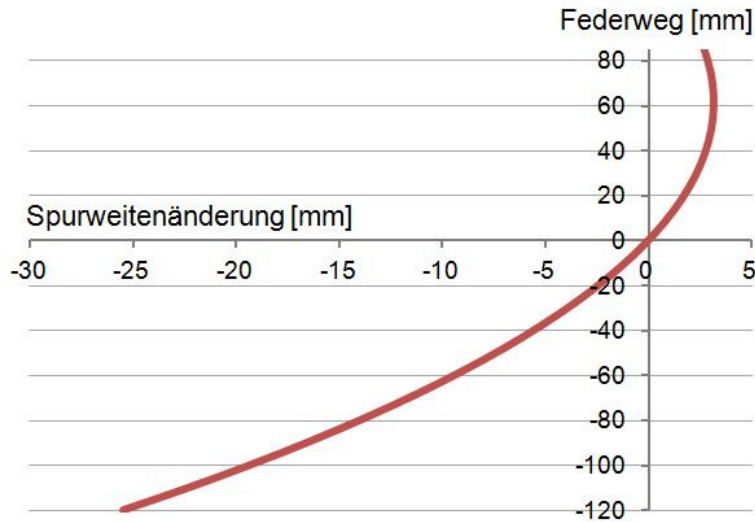


Abbildung 9.27 - Spurweitenänderung KB

Beim Einfedern befindet sich das Maximum bei einem Federweg von ca. 64 mm und beträgt ca. 3,2 mm. Beim Ausfedern findet man das Maximum im voll ausgefederten Zustand (-120 mm). Es beträgt ca. -25,5 mm.

Bauart Achsschenkelträger:

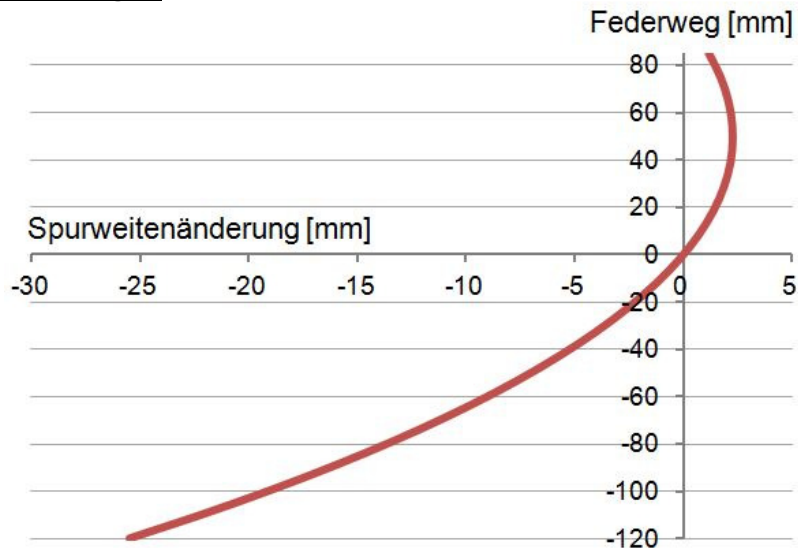


Abbildung 9.28 - Spurweitenänderung AST

Beim Einfedern befindet sich das Maximum bei einem Federweg von ca. 54 mm und beträgt ca. 2,2 mm. Beim Ausfedern findet man das Maximum im voll ausgefederten Zustand. Es beträgt ca. -25,5 mm pro Rad.

Bauart Starrachse:

Vergleicht man dazu die Spurweite über den Federweg einer Starrachse, so wird sofort klar, dass es hier aufgrund der starren Achse keine Spurweitenänderung geben kann.

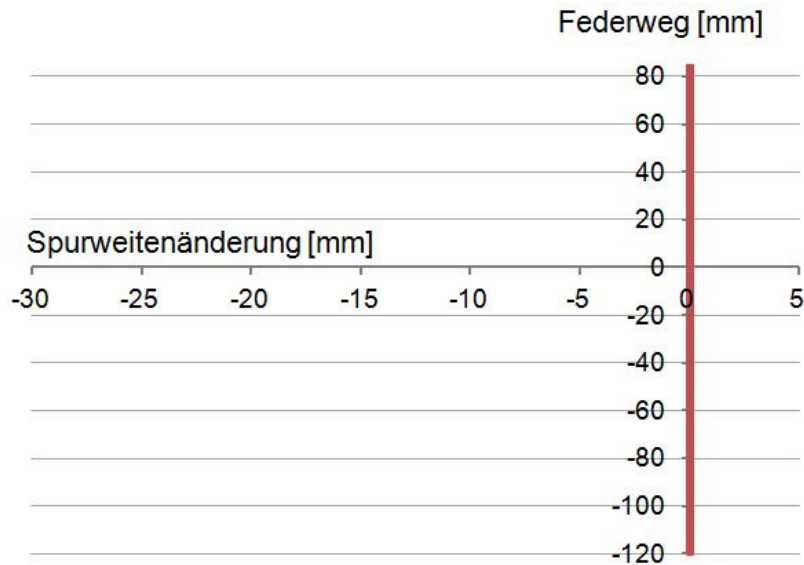
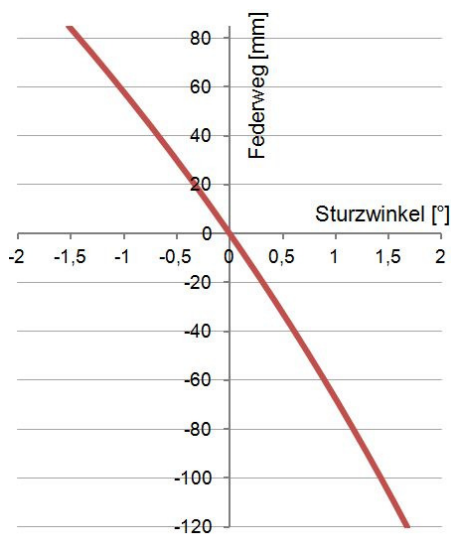


Abbildung 9.29 - Keine Spurweitenänderung bei der Starrachse

9.3.1.3 Sturzverlauf

Beim Federn des Rades ändert sich durch die unterschiedlichen Längen der Querlenker der Sturzwinkel. Für dynamische Belastungen bei Kurvenfahrt kann dies zum Positiven genutzt werden, da bei negativem Sturzwinkel mehr Seitenkräfte übertragen werden können. Daher ist im voll eingefederten Zustand ein Sturzwinkel von $-1,5^\circ$ gewünscht. Die Kinematik wurde dementsprechend ausgelegt.

Bauart Kugelgelenke:



Bauart Achsschenkelträger:

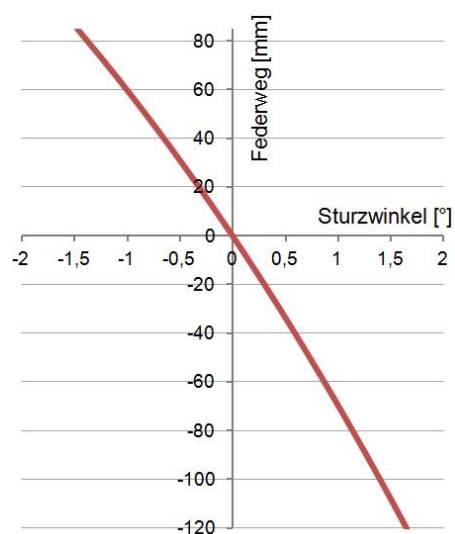


Abbildung 9.30 - Sturzverlauf von KB und AST

Bei beiden ERA-Konzepten wurde die Kinematik wie gefordert ausgelegt. Man sieht, dass sich beim Ein- und Ausfedern keine ersichtlichen Unterschiede zwischen den Varianten ergeben haben.

Bauart Starrachse:

Geht man von gleichseitigem Einfedern der Räder aus, ist der Sturzwinkel über den gesamten Federweg konstant. In der Realität kommt es aber vielmehr zu ungleichseitigem Einfedern und gegenseitiger Beeinflussung der Räder. Das hat zur Folge, dass der Sturzwinkel über den Federweg nicht wie hier abgebildet konstant bleibt, sondern je nach Fahrbahnunebenheit variieren wird. Ist der Sturzwinkel beim rechten Rad beispielsweise positiv, so ist der Winkel beim linken Rad negativ. Der Betrag des Sturzwinkels ist dabei auf beiden Seiten immer gleich groß.

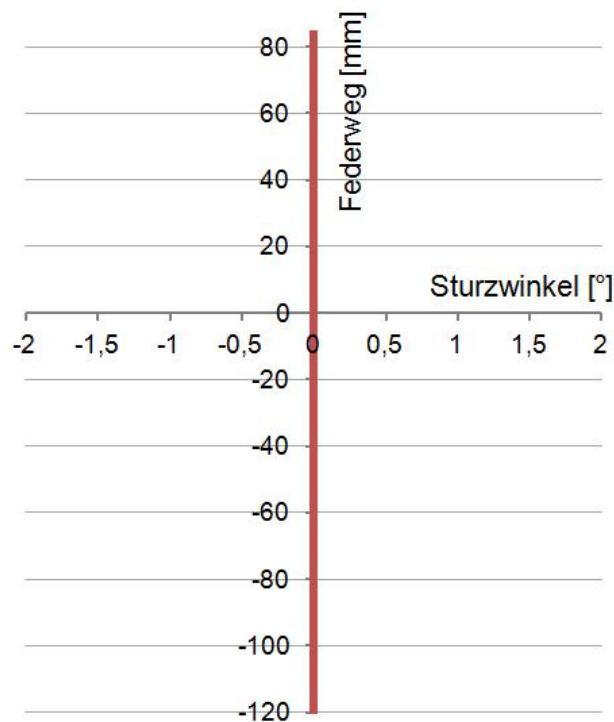


Abbildung 9.31 - Keine Änderung des Sturzwinkels bei der Starrachse

9.3.1.4 Ackermannabweichung

Eine weitere sehr wichtige Bedingung für die Lenkinematik ist, dass die Ackermannbedingung über einen großen Bereich des Lenkeinschlages erfüllt ist. Ansonsten würden die Räder bei der Kurvenfahrt schräg über die Fahrbahn rollen, was einen erhöhten Reifenverschleiß zur Folge hätte. Dabei ist wichtig, dass vor allem auf den ersten 35° des Lenkwinkels keine zu großen Abweichungen auftreten, da dies der häufigste Betriebsbereich mit höheren Geschwindigkeiten sein wird. Mehr Einschlag ist nur beim Reversieren im Schritttempo zu erwarten.

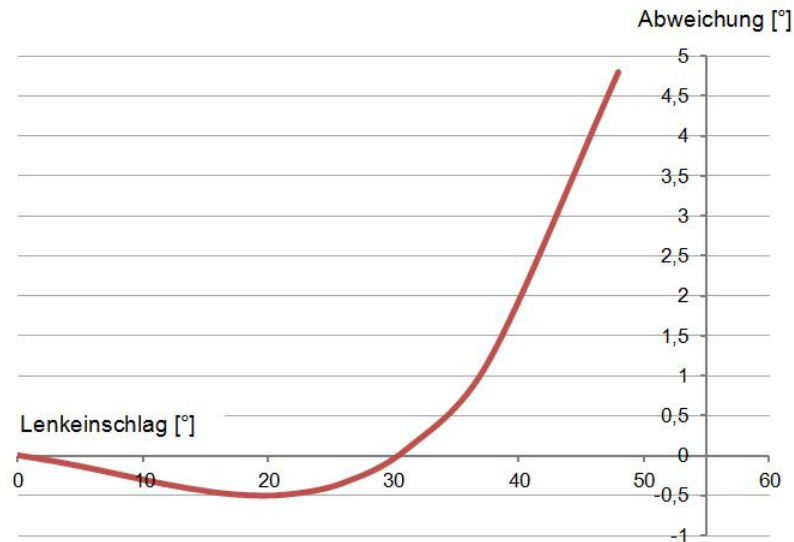
Bauart Kugelgelenke:

Abbildung 9.32 - Ackermann Abweichung KB

Im Diagramm ist zu sehen, dass bei kleinem bis mittlerem Lenkwinkel ($0^\circ - 35^\circ$) kaum eine Abweichung von der Ackermannbedingung auftritt (maximal $\pm 0,5^\circ$). Dafür sind die Abweichungen bei höheren Lenkwinkeln etwas größer, was aber aus den genannten Gründen zulässig ist.

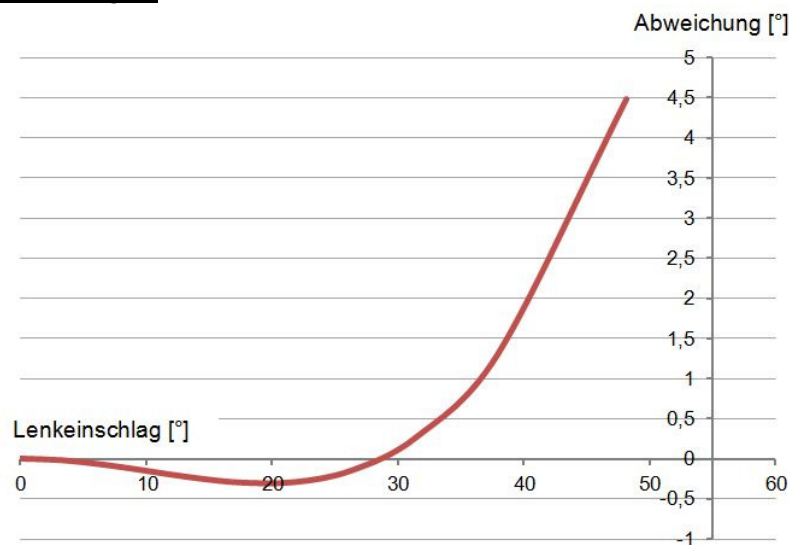
Bauart Achsschenkelträger:

Abbildung 9.33 - Ackermann Abweichung AST

Im Vergleich zur Kugelbauart fällt auf, dass bei kleinen Lenkwinkeln die Abweichungen noch kleiner sind. Während bei der Kugelbauart innerhalb der ersten 30° die größte Abweichung $0,5^\circ$ beträgt, sind es hier nur ca. $0,3^\circ$. Außerdem ist auch das Maximum der Abweichung etwas geringer.

9.4 Gegenüberstellung der Gewichte der ERA im Vergleich zur Starrachse

Bei der Festigkeitsberechnung wurden alle relevanten Bauteile mit einem gewissen Werkstoff appliziert. Nun kann in CATIA das Gewicht aller relevanter Bauteile ermittelt werden. Die Gewichte der Komponenten Dämpfer und Zahnstangenlenkung sind noch unbekannt und deshalb nicht bewertet. Das Gewicht von Bremse, Brems Scheibe und Radnabe wurde aus dem Benchmark einer konventionellen Starrachse entnommen und zu den Gewichten der ermittelten ERA-Komponenten addiert.

9.4.1 Gegenüberstellung Radaufhängung, Rahmen und Gesamtgewicht

Tabelle 9.1 - Gegenüberstellung der ERA-Radaufhängungsgewicht

Bezeichnung	DQL mit Kugelgelenken			DQL mit Achsschenkelträger		
	Anzahl	Masse einzeln [kg]	Masse gesamt [kg]	Anzahl	Masse einzeln [kg]	Masse gesamt [kg]
Radträger	2	20,2	40,4	2	24,4	48,8
Achsschenkelträger	-	-	-	2	23,6	47,2
Oberer Querlenker	2	12,4	24,8	2	11,5	23
Unterer Querlenker	2	20,9	41,8	2	17	34
Distanzstange	2	3,6	7,2	-	-	-
Dämpfer	2	<i>N. b.*</i>	<i>N. b.*</i>	2	<i>N. b.*</i>	<i>N. b.*</i>
Luftfeder	2	10,9	21,8	2	6,5+3 (Platte)	19
Spurstange	2	4	8	2	4	8
Bremssattel Brems Scheibe Radnabe	2	~108	~216	2	~108	~216
Zahnstangenlenkung	1	<i>N. b.*</i>	<i>N. b.*</i>	1	<i>N. b.*</i>	<i>N. b.*</i>
Gesamtmasse		180	<u>360</u>		198	<u>396</u>

* *N. b.* = Nicht bewertet

Die Variante mit Kugelgelenken ist um 36 kg leichter als jene mit Achsschenkelträger. Das liegt daran, dass diese DQL-Variante ohne einen Achsschenkelträger auskommt und dadurch insgesamt ca. 47 kg einspart. Beim unteren Querlenker verliert sie allerdings wieder etwas von dem Vorsprung (ca. 10 kg), da dieser Teil wegen der Abstützung des Federbeins massiver ausgeführt werden muss und weil er insgesamt länger ist.

Nun sollen die Gewichte der ERA mit dem Gewicht einer Starrachse verglichen werden. Dazu ist aus einem Benchmark das Gesamtgewicht einer Vorderachse bekannt. Dabei sind die aufgelisteten Teile enthalten.

Tabelle 9.2 - Gewicht einer Starrachse

Starrachse		
Bezeichnung	Anzahl	Masse [kg]
Radträger	2	Gewichte der einzelnen Teile nicht öffentlich
Achskörper	1	
Blattfeder	2	
Spurstange	1	
Lenkschubstange	1	
Bremssattel	2	
Bremsscheibe	2	
Radnabe	2	
Gesamtmasse		

Das Gesamtgewicht einer Vorderachse die als Starrachse ausgeführt ist beträgt 570 kg. Das bedeutet, dass mit einer ERA, laut obiger Gewichtsermittlung, mindestens 170 kg gespart werden können. Allerdings kommt es bei den neu konstruierten Rahmen-Modulen zu einem ebenso großen Gewichtsanstieg, sodass für eine Aussage, ob die Konzepte in Summe leichter oder schwerer geworden sind, die Gewichte der Rahmen-Module zu den jeweiligen Radaufhängungstypen addiert.

Tabelle 9.3 - Gegenüberstellung Gesamtgewicht der Systeme

	DQL Kugelgelenke	DQL AST	System Starrachse
Bezeichnung	Masse [kg]	Masse [kg]	Masse [kg]
Radaufhängung	360	396	570
Rahmen-Modul	396	272	130
Gesamtmasse	756	<u>668</u>	700

Die Gegenüberstellung zeigt, dass die Bauart mit den Kugelgelenken zwar hinsichtlich der Radaufhängung am wenigsten Gewicht hat, aber durch den notwendigen massiven Rahmen, in Summe sogar schwerer ist als das herkömmliche Konzept mit Starrachse.

Der Rahmen bei der Achsschenkelträger-Radaufhängung ist durch die niedrigere Bauart zwar etwas leichter, aber immer noch doppelt so schwer als das herkömmliche Front-Modul. In Summe ist mit der AST-Variante eine Gewichtsreduktion um 30 kg möglich.

Zu beachten ist, dass bei dem für die Bewertung herangezogenen Rahmen-Modul noch keine Lagerungsmöglichkeiten für Motor und Getriebe vorgesehen wurden. Dazu sind weitere Bleche an der Innenseite des Rahmens notwendig, die das Gewicht weiter in die Höhe treiben werden. Aber dadurch, dass die Unterkante des ERA-Moduls über den gesamten Abschnitt der Radaufhängung entlang der Unterkante des Mittel-Moduls verläuft, ist es nun möglich, hier ein neues Front-End zu entwickeln, das möglicherweise ohne die schweren Gusskonsolen zur Aufnahme des Unterfahrschutzes auskommt.

Hier ist dadurch noch Potenzial vorhanden das Gewicht weiter zu senken und damit den Einsatz einer ERA attraktiv zu machen.

Nimmt man an, dass das Gesamtgewicht des Leichtbaurahmens mit den Modulen für die ERA von den ursprünglichen 595 kg auf ca. 700 kg ansteigt, würde sich im Vergleich mit

einem Leiterrahmen + Starrachse vorne immer noch eine Gewichtsersparnis von über 300 kg ergeben:

Tabelle 9.4 - Gegenüberstellung Konzepte Leichtbaurahmen mit Leiterrahmen

	Leichtbaurahmen		Leiterrahmen
	ERA (DQL AST)	Starrachse	Starrachse
Bezeichnung	Masse [kg]	Masse [kg]	Masse [kg]
Radaufhängung	396	570	570
Rahmen	700	595	850
Gesamtmasse	1096	1165	1420

Diese enorme Reduktion des Fahrzeuggewichtes wäre ein entscheidendes Argument sich trotz der anfallenden Mehrkosten für den Leichtbaurahmen mit einer Einzerradaufhängung zu entscheiden.

Ein weiterer großer Vorteil der ERA gegenüber einer Starrachse liegt darin, dass durch das geringe Radaufhängungsgewicht, die ungefederten Massen relativ klein sind. Diese Tatsache wird in folgendem Kapitel genauer untersucht.

9.4.2 Gegenüberstellung der ungefederten Massen

In der Bewertung der ungefederten Massen werden alle Fahrwerkkomponenten, die am Aufbau befestigt sind, nur mit ihrer halben Masse berücksichtigt. Dieser ist nämlich bereits vollständig gefedert, wodurch man alle an ihm befestigten Teile als nur noch zur Hälfte ungefedert betrachten kann.

Tabelle 9.5 - Gegenüberstellung der ungefederten Massen

Bezeichnung	Faktor	DQL Kugelgelenke	DQL Achsschenkelträger	System Starrachse
		Masse [kg]	Masse [kg]	Masse [kg]
Radträger	1	40,4	48,8	Gesamtgewicht 570
Achsschenkelträger	1	-	47,2	
Obere Querlenker	0,5	12,4	11,5	
Untere Querlenker	0,5	20,9	17	
Distanzstangen	0,5	3,6	-	-
Dämpfer	0,5	<i>N. b.*</i>	<i>N. b.*</i>	
Luftfedern	0,5	10,9	9,5	Blattfedern 130x0,5
Spurstangen	0,5	4	4	
Bremssattel Bremsscheibe Radnabe	1	~216	~216	
Zahnstangenlenkung	0	<i>N. b.*</i>	<i>N. b.*</i>	
Gesamtmasse		308,2	354	505

* *N. b.* = Nicht bewertet

Bei den Einzelradaufhängungen trifft dies auf beide Querlenker, auf das Luftfeder-Dämpfer-Modul und die Spurstange zu. Die Spurstange ist nämlich mit der am Aufbau befestigten Zahnstangenlenkung verbunden. Die nicht bewertete Zahnstangenlenkung wäre durch ihre Befestigung am Rahmen vollständig gefedert und somit auch nicht in den ungefederten Massen enthalten.

Bei den Radaufhängungsteilen der Kugelbauart bleibt also nur der Radträger als ungefederte Masse übrig. Bei der Bauart mit Achsschenkelträger sind sowohl der Radträger, als auch der Achsschenkelträger ungefedert. Hinzu kommen dann noch bei beiden Varianten die Massen der Bremssättel, Bremsscheiben und Radnaben.

Bei der Starrachse sind lediglich die Massen der Blattfedern und der Dämpfer zu halbieren. Im Gesamtgewicht der Starrachse sind die Dämpfer allerdings nicht enthalten. Der Achskörper selbst, das Lenkgestänge und auch die Teile Radträger, Radnabe, Bremse und Bremsscheibe sind ungefedert. Somit ist lediglich vom Gesamtgewicht die Masse einer Blattfeder abzuziehen. Das Gewicht einer Zweiblatt-Parabelfeder beträgt ca. 65 kg.

Es fällt sofort der enorme Unterschied der ungefederten Massen bei den Einzelradaufhängungen im Vergleich zur Starrachse auf. Bei genauerer Betrachtung sieht man auch, dass die Achsschenkelträgervariante im Verhältnis zur allgemeinen Gegenüberstellung etwas weiter in Rückstand geraten ist. Das liegt daran, dass die Achsschenkelträger mit jeweils 23,6 kg als ungefederte Masse einen erheblichen Unterschied ausmachen. War die Bauart mit Kugelgelenken pro Fahrzeugseite vorher um ca. 36 kg leichter, so beträgt die Differenz der ungefederten Massen bereits 46 kg.

Verglichen mit der Starrachse ergibt sich ein Vorteil von über 150 kg. Umgerechnet bedeutet dies, dass bei einer ERA ca. 30 % der ungefederten Massen reduziert werden können.

Dieser erhebliche Unterschied macht sich beim Fahrkomfort deutlich bemerkbar, weil die Radaufhängung den Fahrbahnunebenheiten viel besser folgen kann.

9.5 Zusammenfassung der Stärken und Schwächen

Zur Wiederholung werden hier noch einmal die Vor- und Nachteile der jeweiligen Konzepte zusammengefasst. Diese Eigenschaften werden im nächsten Kapitel hinsichtlich einiger bereits bekannten Kriterien bewertet.

9.5.1 Radaufhängung

Variante Kugelgelenke	Variante Achsschenkelträger
+ sehr leicht (wenig Teile)	- etwas schwerer (wegen AST)
+ sehr kleine ungefederte Massen	- ungefederte Massen etwas größer
+ kostengünstig	- etwas teurer
- langes Federbein (hohe Anbindungsposition am Rahmen)	+ kürzeres Federbein (niedrigere Anbindungsposition am Rahmen)
- hohe Federkraft (schlechte Übersetzung)	+ kleine Federkraft (gute Übersetzung)
- Luftfederdurchmesser groß	+ Luftfederdurchmesser kleiner
- hohe spezifische Reibung in den Lagerstellen	+ Entkoppelung von Lenk- und Federbewegungen
	+ geringere Reibung in den Lagerstellen

9.5.2 Rahmen-Modul

Variante Kugelgelenke	Variante Achsschenkelträger
+ Zugänglichkeit Lagerstellen	- Lagerstellen nur von einer Seite zugänglich
- hohe Bauweise	+ flache Bauweise
- Einleitung hoher Kräfte an hoher Position	+ eingeleitete Kräfte an günstigeren Stellen
- massive Bauweise erforderlich	+ Bauweise dadurch weniger massiv
- sehr hohes Gewicht	+ Gewicht geringer
- hohe Kosten	+ etwas günstiger

10 Bewertung der beiden ERA-Konzepte

10.1 Kriterien für die Bewertung der Konzepte

Die wichtigsten Kriterien der ursprünglichen Bewertungsmatrix wurden wieder aufgegriffen und anhand der vorhandenen Konzepte ohne Berücksichtigung einer Gewichtung bewertet. Die Notenvergabe erfolgt dabei wie bei der Bewertungsmatrix. Die Summe aller Noten ergibt die Gesamtpunktezahl. Zur Bedeutung der einzelnen Kriterien siehe Kapitel 4.1 Kriterien für die Bewertung. Die wenigen Kriterien die hinzukommen, sind selbsterklärend.

10.2 Bewertungsmatrix

Tabelle 10.1 - Bewertung der ERA Konzepte

Kriterien	Doppelquerlenker mit Kugelgelenken	Doppelquerlenker mit Achsschenkelträger
<u>Technische Aspekte</u>		
Kinematik		
Feder-/Kraftübersetzung	3	4
Reibung in den Lagerstellen	3	5
Ungefederte Massen	5	4
Bauraum		
Platzbedarf vertikal	2	5
Platzbedarf horizontal	5	4
Adaptierbarkeit in den LWTF	2	3
Turbolader Kollision	1	3
Kräfte		
Belastung des Rahmens	1	4
Belastung der Radaufhängung	3	5
Krafteinleitung in den Rahmen	1	4
<u>Wirtschaftlichkeit</u>		
Entwicklungskosten/-risiko	3	5
Herstellungskosten	4	3
Investitionskosten	3	2
Montagekosten	3	3
<u>Kundenakzeptanz</u>		
Reparaturfreundlichkeit	3	2
Fahrkomfort	5	5
Lebensdauer	4	5
Reifenverschleiß	5	5
Gesamtgewicht	2	4
Gesamtpunkte	58	<u>75</u>

10.3 Fazit

Das Ergebnis der Bewertungsmatrix in ihren einzelnen Rubriken kann man so interpretieren, dass die offensichtlichen technischen Vorteile der Variante Achsschenkelträger, trotz der Mehrkosten, zu schließlich mehr Kundenakzeptanz führen werden. Es kommt somit nur jenes Konzept in Frage, das die Anforderungen und Erwartungen der Endverbraucher bestmöglich erfüllen kann. Dabei spielen die Kriterien Fahrkomfort und Lebensdauer eine entscheidende Rolle.

Das Hauptargument für das Gesamtpaket Leichtbaurahmen mit Einzelradaufhängung ist speziell für die Anwendung bei Sattelzugmaschinen, wo vorrangig die Kapazität der Nutzlast entscheidet, das geringe Gewicht. Nun kann man zwar noch keine eindeutige Aussage über das endgültige Gesamtgewicht des Leichtbaurahmens inklusive ERA-Vorderachse treffen, da das dazugehörige Front-End noch entwickelt werden muss. Sollte man jedoch beim neuen Front-End tatsächlich keine schweren Gusskonsolen mehr benötigen, lässt sich durchaus über eine relevante Gewichtsreduktion spekulieren. Dieses Gewicht würde man dann als zusätzlich nutzbare Transportkapazität gewinnen.

Macht man einen Rückblick auf die ursprünglichen Motivationsgründe, warum überhaupt eine Einzelradaufhängung integriert werden sollte, kann man nun beurteilen, welche Punkte davon tatsächlich realisiert werden konnten:

☞ Entfall Achskörper:

- ✓ mehr Bauraumfreiheit
- ✓ geringere ungefederte Masse (hoher Komfort, geringe Fahrbahnabnutzung)
- ✓ geringe Belastung auf Insassen und Beladung (= zentrales Thema beim Fernverkehr)
- ✗ eventuell Absenken des Motors möglich (tiefer liegender Schwerpunkt)
- ✓ keine gegenseitige Beeinflussung der Räder

☞ Senken des Leergewichts:

- ⌚ mehr nutzbare Transportkapazität

☞ ✓ PKW-ähnliches Fahrverhalten

☞ ⌚ Kompensation des Mehrgewichtes der Zusatzkomponenten, die zur Erfüllung der Euro 6-Norm notwendig sind

Legende:

- ✓erfüllt
- ✗nicht erfüllt
- ⌚noch keine Aussage möglich

Jegliche Punkte, die sich auf die positiven Fahreigenschaften einer Einzelradaufhängung beziehen konnten erfüllt werden. Zum Thema Gewichtsreduktion kann aus den bereits genannten Gründen noch keine Aussage getätigt werden. Ein Absenken des Motors ist nach derzeitigem Entwicklungsstand nicht sinnvoll, da sich unter dem Motor, anstelle des Achskörpers, nun die Querträger des Rahmen-Moduls und die Zahnstangenlenkung befinden. Damit die Querträger steif genug sind, benötigen diese einen möglichst hohen Querschnitt. Deshalb sollte man auf ein Absenken des Motors verzichten und stattdessen den Bauraum ausnützen, um möglichst steife Querträger zu konstruieren.

11 Zusammenfassung

Das Ziel dieser Arbeit war es durch Konzeptuntersuchungen zwei verschiedene Einzelradaufhängungsarten auf ihre Eignung beim Einsatz im Nutzfahrzeug zu untersuchen. Nach Analyse und technischer Bewertung der Vor- und Nachteile der verschiedenen ERA-Konzepte, wurden die Varianten Doppelquerlenker mit Kugelgelenken und Doppelquerlenker mit Achsschenkelträger für die weitere Untersuchung ausgewählt. Als Besonderheit galt dabei, dass es sich beim Rahmen, für den die ERA konzipiert wurden, nicht um einen gewöhnlichen Leiterraahmen handelte, sondern um einen als Monocoque ausgeführten Leichtbaurahmen, der von der Firma ECS (Magna Powertrain) entwickelt wurde.

Die Herausforderung war, ein Rahmen-Modul im Bereich der Radaufhängung als Ersatz für das bestehende Front-Modul, zu konstruieren. Von der Einzelradaufhängung werden nämlich sehr hohe Kräfte an den Rahmen weitergeleitet. Die größten Probleme dabei waren, die Spannungen und Verformungen des Rahmens, unter Beibehaltung der Leichtbauweise, klein zu halten. Aber auch das Auslegen der Kinematik und das Auskommen mit dem zur Verfügung stehenden Bauraum brachte einige Schwierigkeiten mit sich.

Grundsätzlich war das Ergebnis stark von den gesetzten Auslegungskriterien abhängig. Die Input Werte der betrachteten Lastfälle und die getroffenen Annahmen bei der Lagerberechnung waren maßgeblich für die Auslegung aller konstruierten Teile. Inwiefern die Werte der Lastfälle der Realität entsprechen, müsste in einem Fahrversuch ermittelt werden.

Beim Rahmenmodul für die Radaufhängung mit Kugelgelenken und mit Achsschenkelträger wurden mehrere Rahmenvarianten erarbeitet. Davon sind in der vorliegenden Arbeit die wichtigsten angeführt und ausführlich erklärt. Ebenso erfolgte die Berechnung und schrittweise Optimierung aller vorhandenen Radaufhängungsteile. Dabei war das Ziel, auch hier ein möglichst geringes Gewicht zu erhalten.

Schlussendlich konnte bei beiden Konzepten ein Rahmenabschnitt konstruiert werden, der, mit eingeschränkter Genauigkeit, die Festigkeitsanforderungen innerhalb der vorgegebenen Grenzen erfüllt. Dabei schnitt die Variante Doppelquerlenker mit Achsschenkelträger besser ab, als die Variante mit den Kugelgelenken. Dies ist hauptsächlich auf den höheren Gewichtsanstieg des Rahmen-Moduls der Kugelbauart zurückzuführen, durch den es nicht gelang, das Gesamtgewicht im Vergleich zu einer Starrachse zu senken. Bei der Radaufhängung mit Achsschenkelträger, war der Anstieg des Rahmengewichts etwas geringer, wodurch insgesamt eine Reduktion um 30 kg möglich war.

Im Vergleich zur Ausgangssituation konnte daher mit der Integration einer Einzelradaufhängung noch keine deutliche Gewichtsreduktion in dem betrachteten Abschnitt des Fahrzeugs erzielt werden. Eine klare Aussage über das Gesamtgewicht des Leichtbaurahmens inklusive ERA lässt sich allerdings noch nicht treffen, da das Front-End für das ERA-Konzept noch nicht existiert. Erst wenn diese Lücke geschlossen ist, kann eine endgültige Beurteilung erfolgen. Ein spekulativer Vergleich mit einem herkömmlichen Leichtbaurahmen und einer Starrachse hat allerdings gezeigt, dass es mit einer ERA durchaus möglich wäre, trotz einem Gewichtsanstieg beim Leichtbaurahmen, insgesamt das Leergewicht des Fahrzeugs um 300 kg zu senken.

Grundsätzlich wurde mit dieser Arbeit ein erster Schritt in die Zukunft der Radaufhängungskonzepte bei schweren NFZ getan. Durch die zahlreichen bereits diskutierten Vorteile einer ERA, bleibt es nur noch eine Frage der Zeit und der technischen Reife, bis sich auf dem Markt zunehmend Akzeptanz und Interesse für diese innovative Radaufhängungsart ausbreiten wird.

12 Weiteres Vorgehen und Ausblick

Anschließend an diese Arbeit wird Martin Sinn, ein Diplomand der TU Graz, im Zuge seiner Diplomarbeit "Leichtbau Front-End mit integrierter Einzelradaufhängung im Nutzfahrzeug" mit der Konstruktion des Front-Ends fortsetzen. Dabei sollen auch das bestehende Rahmen-Modul für die Einzelradaufhängung verbessert und sowohl Motor- als auch Getriebe-lagerungen berücksichtigt werden. Außerdem ist geplant, dass mit dem ERA-Rahmen-Modul in Kombination mit dem noch zu entwickelnden ERA-Front-End eine FEA mittels NASTRAN durchgeführt wird. Im Vergleich zu den CATIA-Ergebnissen, deren Gültigkeit durch die grobe und lineare Vernetzung stark eingeschränkt ist, wird dies ein weitaus realistischeres Spannungsverhalten zeigen. Erst nach Abschluss dieser notwendigen Schritte ist ein aussagekräftiger Gewichtsvergleich zwischen dem Leichtbaurahmenkonzept mit Starrachse und mit ERA möglich. Es lässt sich zum jetzigen Zeitpunkt nur spekulieren, ob aufgrund der eventuell nicht mehr benötigten Gusskonsolen, die im aktuellen Front-End zur Aufnahme des Unterfahrschutzes dienen, und durch den Entfall der Starrachse in Summe das Fahrzeuggewicht geringer sein wird. Das Gewicht des Leichtbaurahmens allein wird vermutlich nicht reduziert werden können indem man die Gusskonsolen durch Blechelemente ersetzt, da aufgrund der massiven steifen Blechstrukturen, die die ERA dringend benötigt, das Gewicht in diesem Rahmenabschnitt zu stark ansteigen würde.

Eine weitere innovative Möglichkeit das Gewicht zu senken, wäre die Querträger des Leichtbaurahmens aus Carbon auszuführen. Betrachtet man die Rahmenform nämlich von vorne, fällt die bootsrumpfähnliche U-Form auf. Greift man den Vergleich mit dem Rumpf einer Segelyacht weiter auf und analysiert die dort herrschenden Kräfte, so fallen weitere Parallelen auf. So wirken an den Seiten ebenfalls sehr hohe Segelkräfte in die gleiche Richtung wie die Kraft des Federbeins, wodurch der gesamte Rumpf auf Biegung beansprucht wird. Bei Hochleistungs-Regattayachten, werden aus diesem Grund bereits sehr häufig Rümpfe und Decks aus CFK-Werkstoffen ausgeführt. Dadurch werden die Boote sehr steif, leicht und schnell [52].

Im Rennsport sind solche kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffe, aufgrund der hohen gewichtsspezifischen Festigkeiten und Steifigkeiten schon weit verbreitet im Einsatz. Der deutsche Automobilhersteller BMW zeigt derzeit anhand des i3-Concept-Cars, das eine komplette Fahrgastzelle aus Carbonfasern besitzt [53], dass in naher Zukunft auch Serienfahrzeuge mit Kohlefaserelementen ausgestattet sein könnten.

Bis sich dieser Trend zu den Nutzfahrzeugen durchgesetzt hat, wird es vermutlich noch einige Jahre länger dauern, doch in einer Zeit schnelllebiger Produktideen, darf man zukunftssträchtige Innovationen und Verbesserungsmöglichkeiten nicht außer Acht lassen.

13 Anhang

13.1 Literaturverzeichnis

- [1] Ingelfinger D.; Liedke M.: *Leichtbau Fahrgestellentwicklung*, In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 09/2010
- [2] Engineering Center Steyr, Datenbank: Foto, [Zugriff: 02/2013]
- [3] Schwarz G.: *Nutzfahrzeug Leichtbaurahmen*, TU Graz, Diplomarbeit, 2009
- [4] Dassault Systems: CATIA, Verfügbar unter: <http://www.3ds.com/products/catia/welcome/>, [Datum des Zugriffs: 09.03.2013]
- [5] Dixius D.: *Simultane Projektorganisation*, Springer-Verlag, 1998
- [6] Ehrlenspiel K.: *Integrierte Produktentwicklung*, Carl-Hanser-Verlag, 4., überarbeitete Auflage, 2009
- [7] Hirschberg W.; Waser H. M.: *Kraftfahrzeugtechnik*, Skriptum, TU Graz, 2010
- [8] Hirschberg W.; Prenninger K.: *Nutzfahrzeugtechnik*, Skriptum, TU Graz, 2011
- [9] MAN Nutzfahrzeuge: *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik - Basiswissen Lkw und Bus*, Marketing Training 07/2004, S.3.9-3.23
- [10] ZF Sachs AG: *Fahrwerkkomponenten und -systeme*, In: NFZ-Fahrwerkkomponenten. 09-2010, Verfügbar unter: http://www.zf.com/media/media/de/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/cars_flyer/fahrwerkkomponentenundsystemefrnutzfahrzeuge.pdf, [Datum des Zugriffs: 11.02.2013]
- [11] Heißing B.; Ersoy M.; Gies E.: *Fahrwerkhandbuch 3.*, überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, 2011, S.414-455
- [12] Pahl H. J.: *Luftfedern in Nutzfahrzeugen*, Kapitel Kennwerte von Luftfedern, S.10-12
- [13] Willig R.: *Fahrwerkstechnik*.
- [14] Rene's Race Engineering: *Fahrwerktechnik und Race Engineering*, Verfügbar unter: <http://r-r-e.de/page105.html>, [Datum des Zugriffs: 11.02.2013]
- [15] ZF Friedrichshafen AG: *Innovation und Effizienz mit System*, Verfügbar unter: http://www.zf.com/media/media/de/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/bus_driveline_technology_flyer/Busbroschuere_12_DE_final.pdf, [Datum des Zugriffs: 15.02.2013]
- [16] Eickhoff M.; Wimmer H.: *Einzelradaufhängungen im schweren Nutzfahrzeug - Entwicklung eines universellen Baukastensystems für Omnibusanwendungen*, ZF Passau GmbH, 03/2003
- [17] Hoepke E.: *Neue Reisebusgeneration*, In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 11/2001

- [18] Wimmer H.; Alsdorf F.: *Moderne Vorderachssysteme für Stadtbusse*, In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 03/2006
- [19] ZF Friedrichshafen AG: *Evolution im Lkw-Fahrwerk*, Verfügbar unter: http://www.zf.com/media/media/de/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_broschures/commercial_vehicle_flyer/IS80TF_Broschuere_DE.pdf, [Datum des Zugriffs: 11.02.2013]
- [20] Volvo Trucks Austria: *Einzelradaufhängung vorn Pkw-ähnliche Fahreigenschaften*, Verfügbar unter: <http://www.volvotrucks.com/trucks/austria-market/de-at/trucks/volvo-fh-series/key-features/Pages/individual-front-suspension.aspx>, [Datum des Zugriffs: 07.02.2013]
- [21] Eurotransport.de: *Neuer FH mit Einzelradaufhängung*, Verfügbar unter: <http://www.eurotransport.de/news/volvo-neuer-fh-mit-einzelradaufhaengung-927910.html>, [Datum des Zugriffs: 07.02.2013]
- [22] Gigant-Group: *Neue Einzelradaufhängung für Trailer*, Verfügbar unter: http://www.lubitz-pr.de/uploads/media/Gigant_ERA.pdf, [Datum des Zugriffs: 15.02.2013]
- [23] Gigant-Group: *Einzelradaufhängung Rahmenrevolution im Trailerbau*, Verfügbar unter: <http://www.gigant-group.com/de/aktuelles/innovationen/62-einzelradaufhaengung.html>, [Datum des Zugriffs: 15.02.2013]
- [24] Meritor: *High-Mobility Independent Suspension*, Verfügbar unter: http://www.meritor.com/products/suspensions/defense_hmis/default.aspx, [Datum des Zugriffs: 15.02.2013]
- [25] Hendrickson: *Optimal Independent Suspension and Axle System*, Verfügbar unter: <http://www.hendrickson-defense.com/45745-352.pdf>, [Datum des Zugriffs: 15.02.2013]
- [26] Spiegel Online: *Aktives Bose-Fahrwerk - Schweben über Asphalt*, Verfügbar unter: <http://www.spiegel.de/auto/aktuell/aktives-bose-fahrwerk-schweben-ueber-asphalt-a-323683.html>, [Datum des Zugriffs: 07.02.2013]
- [27] Gebhardt N.: *Fluidtechnik in Kraftfahrzeugen: Kapitel 3 Personen und Nutzfahrzeuge*, Springer-Verlag, 2010, S.70-71
- [28] Reimpell J.; Betzler J.: *Fahrwerktechnik Grundlagen*, Vogel-Fachbuch, 4. Auflage 2000, S.309
- [29] Continental-Contitech: Online-Katalog, Verfügbar unter: <http://www.contitech.de/catalogs/asrepcatalogct/index.aspx?lang=de-DE>, [Datum des Zugriffs 12.02.2013]
- [30] Engineering Center Steyr, Datenbank: Excel-Sheet zur Dämpferauslegung, [Datum des Zugriffs: 29.10.2012]
- [31] Reimpell J.: *Fahrwerktechnik - Federung, Fahrwerkmechanik*, Vogel-Buchverlag, 2. Auflage, 1983, S.166-167
- [32] Mannesmann Sachs: *Stoßdämpfer für Nkw - Einbauhinweise für den Konstrukteur*, 1998

- [33] Jörn Lagerkatalog - Technische Informationen, 2008
- [34] Engineering Center Steyr, Archiv: ZF Kugelgelenke - Datenblätter
- [35] SKF: *SKF Gelenklager und Gelenkköpfe*, 2000, S.16-18
- [36] Schaeffler Technologies AG & Co.KG: *Gelenklager, Gleitbuchsen und Gelenkköpfe*, Katalog 238, 07-2011
- [37] Dassault Systems: *Catia Training Foils - Generative Part Structural Analysis Fundamentals V5 R16*, 11/2005
- [38] Dassault Systems: *Catia Schulung - Generative Part Structural Analysis (GPS)*, 02/2004
- [39] Grote K.-H.; Feldhusen J.: *Dubbel - Taschenbuch für Maschinenbau*, Springer-Verlag, 23. Auflage, 2011, S.C6
- [40] Dassault Systems: *Catia Training Foils - Generative Part Structural Analysis Expert V5 R16*, 11/2005
- [41] Zehn M.: *Mechanik I*, Skriptum, TU Berlin, 2007/08, Verfügbar unter: http://mech2.pi.tu-berlin.de/strukturmechanik/entwurf/Mechanik%20I/MI_Script%20GESAMT/Kapitel%2008.8.pdf, [Datum des Zugriffs: 09.03.2013]
- [42] Gährken A.: *Geometrische Optimierung dreidimensionaler Strukturen unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode*, TU Braunschweig, Diplomarbeit, 2010, Verfügbar unter: <http://www.infam.tu-bs.de/infam2/include/Studium/stuDipl/stud2010-GaehrkenAndreas.pdf>, [Datum des Zugriffs: 09.03.2013]
- [43] Bergische Universität Wuppertal: *Thixoforming - zwischen Gießen und Schmieden*, Verfügbar unter: <http://www.wissensfloater.uni-wuppertal.de/downloads/produktionstechnik-fertigungstechnik/thixoforming-zwischengießen-und-schmieden.html>, [Datum des Zugriffs: 18.02.2013]
- [44] Muckelbauer M.; Arndt J.: *Schmiedeteile behaupten sich erfolgreich im Automobilwettbewerb*, In: *Schmiede-Journal* 03/2008, S.36-S38, Verfügbar unter: <http://www.cdp.de/fileadmin/downloads/muckelbauer-arndt.pdf>, [Datum des Zugriffs: 16.02.2013]
- [45] Huchtemann B.; Schüler V.: *Thyssen Edelstahl, Technische Berichte*, 16. Band 1990, Heft 1, S.3-11, Verfügbar unter: <http://www.metalfarm.de/periodica/00000104.pdf>, [Datum des Zugriffs: 16.02.2013]
- [46] Esch-Feinblech: *Kaltgewalztes Feinblech*, Verfügbar unter: <http://www.esch-feinblech.de/kaltgewalzt.php>, [Datum des Zugriffs: 20.02.2013]
- [47] Wegner K.-W.: *Werkstoffentwicklung für Schmiedeteile im Automobilbau*, In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 12/1998, S.918-927
- [48] Pan Xuguang GmbH: *Grauguss, Sphäroguss*, Verfügbar unter: <http://www.pan-xuguang.de/pdf/grauguss.pdf>, [Datum des Zugriffs: 27.02.2013]

- [49] Braess H.-H.; Seiffert U.: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 4. Auflage 2005, S.701
- [50] Weichai-Power: *Truck diesel engine*, Verfügbar unter: http://www.weichai.com/e_products/channel/list_02.shtml, [Datum des Zugriffs: 09.03.2013]
- [51] ZF-Pressbericht: *IAA-Nutzfahrzeuge 2012*, Verfügbar unter: http://www.zf.com/corporate/de/press/press_releases/corporation/corporation_detail.jsp?newsId=21935144, [Datum des Zugriffs: 06.03.2013]
- [52] Maschinenmarkt.de: *Carbonfaser-Sandwichbauweise bringt Segelyacht auf Tempo*, Verfügbar unter: <http://www.maschinenmarkt.vogel.de/themenkanale/konstruktion/werkstoffe/articles/384759>, [Datum des Zugriffs: 21.02.2013]
- [53] BMW Group: *Das Carbon-Zeitalter beginnt*, Verfügbar unter: https://www.press.bmwgroup.com/pressclub/p/at/pressDetail.html?title=das-carbon-zeitalter-beginnt-%E2%80%93-joint-venture-von-bmw-group-und-sgl-group-er%C3%B6ffnet-neues&outputChannelId=18&id=T0120135DE&left_menu_item=node__2200, [Datum des Zugriffs: 21.02.2013]

13.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 Modularer Aufbau des Leichtbaurahmens [2].....	1
Abbildung 2.1 Simultaneous Engineering beim Durchführen der Arbeit.....	4
Abbildung 3.1 - Starrachse mit 2-fach Parabelfedern [9].....	6
Abbildung 3.2 - Schwingungsdämpfung im Nutzfahrzeug [10].....	7
Abbildung 3.3 - Bauarten von Blattfedern [8].....	8
Abbildung 3.4 - Vergleich Stahlfeder Luftfeder [12].....	9
Abbildung 3.5 - Einrohr und Zweirohr-Teleskopdämpfer [9].....	10
Abbildung 3.6 - Vertikalmodell des Teilfahrzeugs [8].....	10
Abbildung 3.7 - Vereinfachtes Vertikalmodell [8].....	11
Abbildung 3.8 - Vereinfachtes Vertikalmodell des Teilfahrzeugs [8].....	11
Abbildung 3.9 - Lineare Dämpfung (theoretisch).....	12
Abbildung 3.10 - Variable nichtlineare Dämpfung.....	12
Abbildung 3.11 - Radstand bei mehrachsigen LKW [5].....	12
Abbildung 3.12 - Spurweite [5].....	13
Abbildung 3.13 - Sturz [13].....	13
Abbildung 3.14 - Vorspur [14].....	14
Abbildung 3.15 - Spreizung [13].....	14
Abbildung 3.16 - Lenkrollradius [13].....	15
Abbildung 3.17 - Positiver Nachlauf [13].....	16
Abbildung 3.18 - Spurdifferenzwinkel (Ackermann) [13].....	16
Abbildung 3.19 - Eigenschaftsprofil für die Starrachsen.....	17
Abbildung 3.20 - Gegens. Beeinfl. der Räder bei Starrachse im Vergleich zur ERA.....	17
Abbildung 3.21 - Stäbe und Gelenke einer ERA.....	19
Abbildung 3.22 - Eigenschaftsprofil der Doppelquerlenkeraufhängung.....	21
Abbildung 3.23 - Gehäuse mit Doppelgelenk bei aufgelöstem Dreipunktlenker.....	21
Abbildung 3.24 - Virtuelle Lenkachse beim Audi A4 (Baujahr 2007).....	22
Abbildung 3.25 - Federbein (links), Dämpferbein (rechts).....	23
Abbildung 3.26 - Eigenschaftsprofil für die Federbeinaufhängungen.....	25
Abbildung 3.27 - Mc-Pherson-Achse mit Dreieckslenker (li.) und aufgel. Dreieckslenker (re.).....	25
Abbildung 3.28 - Anteile der PKW-Vorderachstypen weltweit in 2005 und 2010.....	28
Abbildung 3.29 – ZF Einzelradaufhängung der Vorderräder [17].....	29
Abbildung 3.30 - Stadtbuss-Einzelradaufhängung RL 75EC [18].....	29
Abbildung 3.31 - Luftfederkraft bei Bauart Achsschenkelträger und Kugelgelenke [16].....	31
Abbildung 3.32 - Lenkrollradius bei Bauart Achsschenkelträger und Kugelgelenke [16].....	31
Abbildung 3.33 - Reifenhüllkontur im Radkasten [18].....	31
Abbildung 3.34 - ZF IS 80 TF [19].....	32
Abbildung 3.35 - Volvo Individual Front Suspension [21].....	32
Abbildung 3.36 - Gigant ERA für Trailer [23].....	33
Abbildung 3.37 - High-Mobility Independent Suspension (HMIS) [24].....	34
Abbildung 3.38 - Optimal Independent Suspension and Axle System [25].....	34
Abbildung 3.39 - Bose Suspension System mit elektromagnetischem Linearmotor [26].....	35
Abbildung 3.40 - Komponenten einer Zahnstangenhydrolenkung [27].....	36
Abbildung 5.1 - Doppelquerlenker Vorauslegung im Aufriss.....	41
Abbildung 5.2 - Einstellen des Lenktrapezes im Skizziermodus von CATIA.....	42
Abbildung 5.3 - Masterskelett für die Bauart mit Kugelgelenken.....	42
Abbildung 5.4 - Simulation der Kinematik.....	42
Abbildung 5.5 - Bauraummodell für Radträger.....	43
Abbildung 5.6 - Erstes Modell für den Oberen Querlenker.....	44
Abbildung 5.7 - Erstes Modell für den unteren Querlenker.....	44
Abbildung 5.8 - Kriterien bei der Einbaulage des Federbeins.....	44
Abbildung 5.9 - Gewählte Luftfeder: 4705 N1 P03 [29].....	45

Abbildung 5.10 - Hebelarme am unteren Querlenker [31].....	46
Abbildung 5.11 - Kraft-/Wegübersetzung i des Federbeins	47
Abbildung 5.12 - Dämpfermodelle von Mannesmann Sachs [32].....	48
Abbildung 5.13 - Längen des Dämpfers N45 in seinen Endlagen bei Zug und Druck [32] ...	48
Abbildung 5.14 - Eingefedert (85mm)	49
Abbildung 5.15 - Ausgefedert (-120mm).....	49
Abbildung 5.16 - Eingefedert (85mm).....	49
Abbildung 5.17 - Ausgefedert (-120mm).....	49
Abbildung 5.18 - Radaufhängung im Gesamtfahrzeug (ohne Rahmen).....	50
Abbildung 5.19 - Dem Biegemomentenverlauf angepasste Hutprofile	50
Abbildung 5.20 - Versteifungsplatte 6mm	50
Abbildung 5.21 - Rahmen-Modul für ERA.....	51
Abbildung 5.22 - Quertäger	51
Abbildung 5.23 - Rahmen-Modul mit ERA	52
Abbildung 5.24 - Obere Lagerung des Federbeins	52
Abbildung 5.25 - Einstellen des Lenktrapezes	53
Abbildung 5.26 - Skizze des Aufrisses.....	53
Abbildung 5.27 - Masterskelett für die Bauart Achsschenkelträger	53
Abbildung 5.28 - Vergleich Bauart Achsschenkelträger mit Bauart Kugelgelenke [16].....	54
Abbildung 5.29 - Erstes Modell des Achsschenkelträgers	54
Abbildung 5.30 - Standard-Radkopf.....	55
Abbildung 5.31 - Verdrehung der Bremse um 20°	55
Abbildung 5.32 - Zusammenhang zwischen Sturz und Verlust des Federweges	56
Abbildung 5.33 - Gewählte Luftfeder: 946 N P03 [29].....	57
Abbildung 5.34 - Berechnung der Federsteifigkeit auf das Rad bezogen [30].....	58
Abbildung 5.35 - Berechnung der Dämpferkraft Zug - Druck [30]	58
Abbildung 5.36 - Belastungslimits der N-Dämpfer von ZF [10].....	59
Abbildung 5.37 - ZF - Luftfeder-Dämpfer-Modul [10]	59
Abbildung 5.38 - Kritische Stellen bei neutraler Lage	60
Abbildung 5.39 - Kritische Stellen bei voll eingefedertem Rad	60
Abbildung 5.40 - Kritische Stellen bei voll ausgefedertem Rad	61
Abbildung 5.41 - Untersuchung mit separatem Dämpfer	61
Abbildung 5.42 - Rahmen für die Variante mit Achsschenkelträger	62
Abbildung 5.43 - L-Profile an der Innenseite des Rahmens	63
Abbildung 5.44 - Längsträger an der Innenseite des Rahmens	63
Abbildung 5.45 - Rahmen mit Radaufhängung	63
Abbildung 6.1 - Bestimmung des Fahrzeug-Schwerpunkts.....	66
Abbildung 6.2 - Änderung der Radaufstandskraft ΔR_z	68
Abbildung 6.3 - Radkräfte bei Kurvenfahrt.....	69
Abbildung 6.4 - Lagerbezeichnung Bauart Kugelgelenke	70
Abbildung 6.5 - Freischnitt Lastfall 1 - Statische Kräfte (KB).....	71
Abbildung 6.6 - Freischnitt Lastfall 3 - Stoß von vorne (KB).....	75
Abbildung 6.7 - Freischnitt Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn (KB).....	78
Abbildung 6.8 - Freischnitt 1 Lastfall 5 - Bremsen (KB).....	80
Abbildung 6.9 - Freischnitt 2 Lastfall 5 - Bremsen (KB).....	82
Abbildung 6.10 - Freischnitt Lastfall 6 - Kurvenfahrt (KB)	84
Abbildung 6.11 - Lagerbezeichnung Bauart Achsschenkelträger	87
Abbildung 6.12 - Freischnitt Lastfall 1 - Statische Kräfte (AST).....	88
Abbildung 6.13 - Freischnitt Lastfall 3 - Stoß von vorne (AST).....	92
Abbildung 6.14 - Freischnitt Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn (AST)	96
Abbildung 6.15 - Freischnitt 1 Lastfall 5 - Bremsen (AST)	98
Abbildung 6.16 - Freischnitt 2 Lastfall 5 - Bremsen (AST)	100
Abbildung 6.17 - Freischnitt Lastfall 6 - Kurvenfahrt (AST)	102
Abbildung 7.1 – ZF Molekularlager mit Durchgangsbohrung [34]	105

Abbildung 7.2 – ZF Kugelgelenk mit kegeligem Anschluss [34]	106
Abbildung 7.3 - ZF Molekularlager mit Befestigungspratzen [34]	107
Abbildung 7.4 - Dynamische Lagerbelastung und statische Lagerbelastung [35].....	108
Abbildung 7.5 - Radiale Belastung, axiale Belastung und kombinierte Belastung [35]	108
Abbildung 7.6 - Einseitig wirkende Belastung und wechselseitig wirkende Belastung [35]..	109
Abbildung 7.7 - Radial-Gelenklager: Kombinierte Belastung [36].....	109
Abbildung 7.8 - Richtwerte für wartungsfreie Gelenklager bei dynamischer Belastung [36]	110
Abbildung 7.9 - Lagergröße, Belastung und Cr(Ca)/P-Verhältnis [36].....	111
Abbildung 7.10 - Wichtige Maße des Lagers GE-40-UK-2RS [36]	112
Abbildung 7.11 – ZF Molekularlager mit Durchgangsbohrung [34]	113
Abbildung 7.12 - Schräg-Gelenklager: Kombinierte Belastung [36].....	114
Abbildung 7.13 - Maße für das gewählte Lager GE25-SW [36].....	115
Abbildung 7.14 - ZF Molekularlager mit Befestigungspratzen [34]	117
Abbildung 7.15 - Maße für das gewählte Lager GE-35-UK-2RS [36]	118
Abbildung 8.1 - Genereller Ablauf einer Finite-Elemente Simulation und Auswertung [37] .	120
Abbildung 8.2 - Vernetzung einer Kugel mit einem groben und einem feinen Netz [40]	121
Abbildung 8.3 - Beschreibung der Verschiebung des Punktes P [41]	122
Abbildung 8.4 - Deformationsanteile eines Körpers [41]	122
Abbildung 8.5 - Prinzipielle Vorgehensweise einer Festigkeitshypothese [41]	122
Abbildung 8.6 - Starre Bohrungskontur [40].....	124
Abbildung 8.7 - Verformte Bohrungskontur [40].....	124
Abbildung 8.8 - Iterationsprozess des Radträgers	126
Abbildung 8.9 - Kugelgelenk der oberen Lagerstelle am Radträger.....	127
Abbildung 8.10 - Kollision des Zapfens mit dem Felgenrand	127
Abbildung 8.11 - Zugkraft im Kugelgelenk	127
Abbildung 8.12 - Druckkraft durch Absenken von D und Umdrehen des Gelenks.....	128
Abbildung 8.13 - Untere Lagerstelle D am Radträger	128
Abbildung 8.14 - Einspannung des Radträgers.....	128
Abbildung 8.15 - Spannungen im Radträger.....	129
Abbildung 8.16 - Iterationsprozess des oberen Querlenkers.....	130
Abbildung 8.17 - Montage des oberen Querlenkers am Rahmen	130
Abbildung 8.18 - Einspannung des oberen Querlenkers.....	131
Abbildung 8.19 - Spannungen im oberen Querlenker	131
Abbildung 8.20 - Normalspannung im oberen Querlenker	131
Abbildung 8.21 - Oberer Querlenker aus 2 Blechschalen	132
Abbildung 8.22 - Spannungen im Blech-Querlenker	132
Abbildung 8.23 - Iterationsprozess des unteren Querlenkers.....	133
Abbildung 8.24 - Rahmenfeste Lagerung des unteren Querlenkers.....	134
Abbildung 8.25 - Lagerung des Federbeins am unteren Querlenker.....	134
Abbildung 8.26 - Einspannung des unteren Querlenkers.....	135
Abbildung 8.27 - Spannungen im unteren Querlenker	135
Abbildung 8.28 - Krafterleitung einer Starrachse in einen Leiterraahmen [9].....	136
Abbildung 8.29 - Krafterleitung der ERA-KB in das Rahmen-Modul	136
Abbildung 8.30 - Iterationsprozess des Rahmen-Moduls.....	137
Abbildung 8.31 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 1).....	138
Abbildung 8.32 - Spannungen im Rahmen-Modul (Variante 1).....	139
Abbildung 8.33 - Displacement im Rahmen-Modul (Variante 1).....	139
Abbildung 8.34 - Veränderungen bei Variante 2a	140
Abbildung 8.35 - Neue Querträger.....	140
Abbildung 8.36 - Einspannung bei Variante 2a	141
Abbildung 8.37 - Spannungen im Rahmen-Modul (Variante 2a).....	141
Abbildung 8.38 - Displacement im Rahmen-Modul (Variante 2a).....	142
Abbildung 8.39 - Verdrehung der Hutprofile.....	142
Abbildung 8.40 - Materialeinsparungen zur Gewichtsreduktion	143

Abbildung 8.41 - Versteifungsbleche für Lagerstelle (links) und Rahmen (rechts)	143
Abbildung 8.42 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 2b).....	144
Abbildung 8.43 - Spannungen im Rahmen-Modul (Variante 2b).....	144
Abbildung 8.44 - Spannungen in den Querträgern.....	145
Abbildung 8.45 - Verformung des Rahmen-Moduls (Variante 2b).....	145
Abbildung 8.46 - Wesentliche Veränderungen bei Variante 3.....	146
Abbildung 8.47 - Modifizierter Rahmen der Variante 3.....	147
Abbildung 8.48 - Materialeinsparungen bei den Querträgern.....	147
Abbildung 8.49 - Freischnitt an den Längsträgern	147
Abbildung 8.50 - Materialeinsparung im vorderen Rahmenbereich.....	148
Abbildung 8.51 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 3).....	148
Abbildung 8.52 - Spannungen im Lastfall Schlagloch (Variante 3).....	149
Abbildung 8.53 - Lokales Spannungsmaximum 333 MPa.....	149
Abbildung 8.54 - Displacement der Variante 3 im Vergleich mit Variante 2a.....	150
Abbildung 8.55 - Verschiebungswerte an der Lagerstelle	150
Abbildung 8.56 - Spannungen im Lastfall Bremsen (Variante 3).....	151
Abbildung 8.57 - Displacement beim Lastfall Bremsen.....	151
Abbildung 8.58 - Modifizierter Querträger bei Variante 5	152
Abbildung 8.59 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 4).....	153
Abbildung 8.60 - Spannungen im Lastfall Schlagloch bei Variante 4	153
Abbildung 8.61 - Lokale Spannungsspitzen (364 MPa) an den Lagerstellen	153
Abbildung 8.62 - Displacement beim Lastfall Schlagloch (Variante 4)	154
Abbildung 8.63 - Spannungen im Lastfall Bremsen (Variante 4).....	154
Abbildung 8.64 - Versteifung der unteren Lagerstelle	155
Abbildung 8.65 - Displacement im Lastfall Bremsen (Variante 4)	155
Abbildung 8.66 - Angepasster konventioneller Radträger	156
Abbildung 8.67 - Iterationsprozess des Achsschenkelträgers	157
Abbildung 8.68 - Achsschenkelträger von hinten (links) und vorne (rechts).....	157
Abbildung 8.69 - Lagerung mit Schräg-Gelenklager in C (links) und D (rechts)	158
Abbildung 8.70 - Lagerung des LDM am AST	158
Abbildung 8.71 - Einspannung des Achsschenkelträgers	159
Abbildung 8.72 - Spannungen im Achsschenkelträger.....	159
Abbildung 8.73 - Iterationsprozess des oberen Querlenkers.....	160
Abbildung 8.74 - Befestigung des oberen Querlenkers am Rahmen.....	160
Abbildung 8.75 - Einspannung des oberen Querlenkers.....	161
Abbildung 8.76 - Spannungen im oberen Querlenker	161
Abbildung 8.77 - Normalspannungen im oberen Querlenker	162
Abbildung 8.78 - Iterationsprozess des unteren Querlenkers.....	162
Abbildung 8.79 - Einspannung des unteren Querlenkers.....	163
Abbildung 8.80 - Spannungen im unteren Querlenker	163
Abbildung 8.81 - Normalspannungen im unteren Querlenker	164
Abbildung 8.82 - Iterationsprozess des Rahmen-Moduls.....	165
Abbildung 8.83 - Erste Variante des Rahmen-Moduls für die ERA mit AST.....	166
Abbildung 8.84 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 1).....	166
Abbildung 8.85 - Spannungen im Rahmen-Modul (Variante 1).....	167
Abbildung 8.86 - Displacement im Rahmen-Modul (Variante 1).....	167
Abbildung 8.87 - Modifikationen des Rahmen-Moduls (Variante 2)	168
Abbildung 8.88 - Lagerung des Federbeins.....	168
Abbildung 8.89 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 2).....	169
Abbildung 8.90 - Spannungen im Rahmen-Modul (Hotspot 413 MPa) bei Variante 2	169
Abbildung 8.91 - Displacement im Rahmen-Modul (Variante 2).....	170
Abbildung 8.92 - Einspannung des Rahmen-Moduls (Variante 3).....	171
Abbildung 8.93 - Spannungen im Rahmen-Modul beim Lastfall Schlagloch (Variante 3)....	171
Abbildung 8.94 - Displacement im Rahmen-Modul beim Lastfall Schlagloch (Variante 3)...	172

Abbildung 8.95 - Spannungen im Rahmen-Modul beim Lastfall Bremsen (Variante 3)	172
Abbildung 8.96 - Displacement im Rahmen-Modul beim Lastfall Bremsen (Variante 3).....	173
Abbildung 8.97 - Querträger und Zwischenblech mit abgeflachter Innenkontur	173
Abbildung 8.98 - Spannungen im Lastfall Schlagloch (Variante 4).....	174
Abbildung 8.99 - Displacement im Lastfall Schlagloch (Variante 4)	174
Abbildung 8.100 - Spannungen im Lastfall Bremsen (Variante 4).....	175
Abbildung 8.101 - Displacement im Lastfall Bremsen (Variante 4).....	175
Abbildung 9.1 - Neutrale Lage DQL-KB: schräg-hinten (links), schräg-vorne (rechts).....	177
Abbildung 9.2 - Kritische Stellen im voll eingefederten Zustand (kurveninnen)	178
Abbildung 9.3 - Kritische Stellen im voll eingefederten Zustand (kurvenaußen).....	178
Abbildung 9.4 - Kritische Stellen im voll ausgefederten Zustand (kurveninnen)	179
Abbildung 9.5 - Kritische Stellen in voll ausgefedertem Zustand (kurvenaußen).....	179
Abbildung 9.6 - ERA-Modul mit Kugelgelenken im Gesamtfahrzeug	180
Abbildung 9.7 - Mindestabstand zwischen Rahmen und Motor.....	180
Abbildung 9.8 - Schnitt in der Symmetrieebene des Fahrzeugs.....	181
Abbildung 9.9 - Kontrolle Abstand Oberkante Rahmen zum Unterboden	181
Abbildung 9.10 - Kollision des Turboladers mit dem Rahmen.....	182
Abbildung 9.11 - Vorderachse als ERA mit Achsschenkelträger und Zahnstangenlenkung	183
Abbildung 9.12 - Kritische Situationen im voll eingefederten Zustand (kurveninnen)	184
Abbildung 9.13 - Kritische Situationen im voll eingefederten Zustand (kurvenaußen).....	184
Abbildung 9.14 - Kritische Situationen im voll ausgefederten Zustand (kurveninnen)	185
Abbildung 9.15 - Kritische Situationen im voll ausgefederten Zustand (kurvenaußen).....	185
Abbildung 9.16 - ZF-Servoline Linearlenkung [51]	186
Abbildung 9.17 - Angepasste ZF Zahnstangenlenkung	186
Abbildung 9.18 - Voller Lenkeinschlag nach rechts -97mm	187
Abbildung 9.19 - Voller Lenkeinschlag nach links 97mm	187
Abbildung 9.20 - ERA mit Achsschenkelträger im Gesamtfahrzeug.....	188
Abbildung 9.21 - Frontansicht mit eingeblendetem Unterboden des Fahrerhauses	188
Abbildung 9.22 - Kollision mit Turbolader	189
Abbildung 9.23 - Schnittansicht: Verdrehung des Motors um 5°	189
Abbildung 9.24 - Lenkfehler KB	190
Abbildung 9.25 - Lenkfehler AST	191
Abbildung 9.26 - Kein Lenkfehler bei einer Starrachse	191
Abbildung 9.27 - Spurweitenänderung KB	192
Abbildung 9.28 - Spurweitenänderung AST.....	192
Abbildung 9.29 - Keine Spurweitenänderung bei der Starrachse.....	193
Abbildung 9.30 - Sturzverlauf von KB und AST	193
Abbildung 9.31 - Keine Änderung des Sturzwinkels bei der Starrachse.....	194
Abbildung 9.32 - Ackermann Abweichung KB	195
Abbildung 9.33 - Ackermann Abweichung AST	195

13.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1 - Bewertungsmatrix Teil 1	39
Tabelle 4.2 - Bewertungsmatrix Teil 2	40
Tabelle 6.1 - Variablen für Berechnung (KB)	70
Tabelle 6.2 - Lagerkräfte in Lastfall 1 - Statische Kräfte (KB).....	73
Tabelle 6.3 - Lagerkräfte in Lastfall 2 - Schlagloch (KB)	74
Tabelle 6.4 - Lagerkräfte in Lastfall 3 - Stoß von vorne (KB).....	77
Tabelle 6.5 - Lagerkräfte in Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn (KB)	79
Tabelle 6.6 - Lagerkräfte in Lastfall 5 - Bremsen (KB)	83
Tabelle 6.7 - Lagerkräfte in Lastfall 6 - Kurvenfahrt (KB)	86
Tabelle 6.8 - Variablen für Berechnung (AST)	87
Tabelle 6.9 - Lagerkräfte in Lastfall 1 - Statische Kräfte (AST)	90
Tabelle 6.10 - Lagerkräfte in Lastfall 2 - Schlagloch (AST)	91
Tabelle 6.11 - Lagerkräfte in Lastfall 3 - Stoß von vorne (AST)	95
Tabelle 6.12 - Lagerkräfte in Lastfall 4 - Stoß gegen Felgenhorn (AST)	97
Tabelle 6.13 - Lagerkräfte in Lastfall 5 - Bremsen (AST)	101
Tabelle 6.14 - Lagerkräfte in Lastfall 6 - Kurvenfahrt (AST)	104
Tabelle 7.1 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen A1 und A2	105
Tabelle 7.2 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 50 [34]	105
Tabelle 7.3 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen B1 und B2	106
Tabelle 7.4 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 62 [34]	106
Tabelle 7.5 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen C, D und E.....	106
Tabelle 7.6 - Gewählte Lager: ZF Kugelgelenke mit kegeligem Anschluss [34]	107
Tabelle 7.7 - Maximale Belastung in der Lagerstelle F	107
Tabelle 7.8 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 65 [34]	107
Tabelle 7.9 - Maximale Belastung in der Lagerstelle G.....	109
Tabelle 7.10 - Gewähltes Lager für Lagerstelle G [36].....	112
Tabelle 7.11 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen A1 und A2	113
Tabelle 7.12 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 50 [34]	113
Tabelle 7.13 - Maximale Belastungen in den Lagerstellen B1 und B2	113
Tabelle 7.14 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 62 [34]	113
Tabelle 7.15 - Maximale Belastung in den Lagerstellen C und D.....	114
Tabelle 7.16 - Gewähltes Lager für Lagerstelle C [36].....	115
Tabelle 7.17 - Gewähltes Lager für Lagerstelle D [36].....	116
Tabelle 7.18 - Maximale Belastung in Lagerstelle E	116
Tabelle 7.19 - Maximale Belastung in Lagerstelle F	117
Tabelle 7.20 - Gewähltes Lager: ZF Molekularlager Nenngröße 62 [34]	117
Tabelle 7.21 - Maximale Belastung in der Lagerstelle G.....	117
Tabelle 7.22 - Gewähltes Lager für Lagerstelle D [36].....	118
Tabelle 9.1 - Gegenüberstellung der ERA-Radaufhängungsgewicht	196
Tabelle 9.2 - Gewicht einer Starrachse.....	197
Tabelle 9.3 - Gegenüberstellung Gesamtgewicht der Systeme	197
Tabelle 9.4 - Gegenüberstellung Konzepte Leichtbaurahmen mit Leiterraum	198
Tabelle 9.5 - Gegenüberstellung der ungefederten Massen	198
Tabelle 10.1 - Bewertung der ERA Konzepte	201