

Diplomarbeit

GFK Querblattfeder

Konzeptentwicklung einer PKW Radaufhängung
in Leichtbauweise

von Rupert Rohrmoser

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik
Member of Frank Stronach Institute

Vorstand: Univ.-Prof. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg
Betreuer: Univ.-Doz. Dr. techn. Arno Eichberger

Graz, im September 2011



Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich direkt oder indirekt bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben.

Zuerst möchte ich mich bei meinen beiden Betreuern bedanken. Seitens des Institutes für Kraftfahrzeugtechnik stand mir Univ.- Doz. Dr. techn. Arno Eichberger für alle Fragen zur wissenschaftlichen Arbeitsweise zur Seite. In technischen und organisatorischen Angelegenheiten seitens MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik wurde ich von Herrn Dipl.-Ing Walter Schimpl betreut. Er half mir auch die Kontakte zu weiteren MSF-Mitarbeitern herzustellen.

Von all jenen Personen die mich bei MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik unterstützt haben, möchte ich Herrn Werner Lindtner, Herrn Dieter Lubi, Herrn Thomas Schweighart und Herrn Gerald Wölfel meinen besonderen Dank aussprechen. Sie stellten mir ihr umfangreiches Fachwissen zur Verfügung und haben diese Arbeit damit erst ermöglicht.

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)

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Konzeptentwicklung einer PKW Rad-aufhängung in Leichtbauweise. Sie soll durch die Reduzierung der Masse des Fahrwerkes, einen Beitrag zur Senkung des CO₂ Ausstoßes im Personenverkehr liefern. Der gewählte Lösungsansatz ist die Funktionsintegration von Aufbaufeder, Wankstabilisator und Radführung in einer an zwei Punkten gelagerten Querblattfeder aus glasfaserverstärktem Kunststoff. Die Arbeit wird als Teil eines Gesamtfahrzeug-Projektes umgesetzt. Dabei wird im Speziellen auf die, durch das Frontmotorkonzept vorgegebene Bauraumsituation, Rücksicht genommen.

Zu Beginn wird mittels Patentrecherche der Stand der Technik erhoben. Anschließend werden Grundkonzepte auf Basis unterschiedlicher Achstypen erstellt und systematisch auf Kosten, Gewichtseinsparungspotential und der zu erwartenden kinematischen Eigenschaften bewertet. Sowohl eine radführende als auch eine nicht-radführende Variante werden in der Folge entwickelt. Die Konstruktion erfolgt dabei mit Hilfe des CAD Programmes CatiaV5, die Radkinematik wird mit dem MKS Programm ADAMS/Car und die Festigkeit durch das FEM Programm Abaqus berechnet. Die für diese Konzeptentwicklung getroffenen Vereinfachungen, und deren Auswirkungen auf die verwendeten Berechnungsmethoden, werden detailliert dargestellt. Da beide Konzepte charakteristische Stärken und Schwächen aufweisen, wird in der anschließenden Diskussion der Ergebnisse, eine Empfehlung des Autors abgegeben. Der Ausblick über weitere geplante Schritte, rundet den Umfang der Arbeit ab.

Abstract

This diploma thesis deals with the concept development of a passenger lightweight car suspension. By reducing the overall weight of the car, this suspension concept should contribute to the reduction of CO₂ emissions in personal transport. The chosen solution functionally integrates spring, roll stabilizer and wheel guidance into a two-bracket traverse leaf spring made of glass fiber reinforced plastic. This thesis is part of a full vehicle development. In this project special consideration is given to the packaging restrictions imposed by the front engine design.

The thesis starts with a patent research to define the state of technology. The next step is the creation of some basic concepts based on different types of axles and continues with the rating of those concepts according to cost, weight reduction potential and their expected kinematic behavior. A selected wheel guiding and a further non wheel guiding system are subsequently developed. The mechanical design is carried out in the CAD Suite CatiaV5, the kinematic properties are calculated with the multi-body-system ADAMS/Car and structural analysis is done with the FEA solver Abaqus. The simplifications made for concept development and the used calculation methodology are explained in detail. Since both systems have their strengths and weaknesses, the author gives a recommendation in the subsequent discussion of the results. An outlook over further planned steps completes the thesis.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	ii
Eidesstattliche Erklärung	iii
Kurzfassung	iv
Abstract	v
Inhaltsverzeichnis	viii
Abkürzungsverzeichnis	ix
Formelzeichen	xi
1. Einleitung	1
1.1. Zielsetzung	2
1.2. Gliederung und Methodik	3
2. Situationsanalyse	4
2.1. Analyse konventioneller Achsen	4
2.1.1. Pendelachse	5
2.1.2. McPherson-Federbeinachse	6
2.1.3. Doppelquerlenkerachse	8
2.2. Geschichte der Querblattfeder	11
2.2.1. Querblattfedern aus Stahl	11
2.2.2. Querblattfedern aus glasfaserverstärktem Kunststoff	12
2.2.2.1. Nicht-radführende Blattfeder	12
2.2.2.2. Radführende Blattfeder	13
2.3. Vorprojekte MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik	17
2.4. Anforderungen an Querblattfeder-Achse	17
2.4.1. Allgemeine Anforderungen an Vorderachsen	18
2.4.2. Entwicklungsziele und Lastenheft	18
3. Konzepte	20
3.1. Prinzip der Querblattfeder	20
3.1.1. Funktionsweise der Zweipunkt-Lagerung	20
3.1.2. Elastokinematik der Querblattfeder	23

3.2.	Patentrecherche	23
3.2.1.	Suche & Kategorisierung	24
3.2.2.	Aufrechte Patente	24
3.3.	Querblattfeder Anordnung	28
3.3.1.	Bewertung	41
3.3.2.	Bauraumuntersuchung und Auswahl	46
3.4.	Federlagerung am Aufbau	52
3.4.1.	Fest-/Loslager Prinzip	52
3.4.2.	Montage der Lenkung auf der Federlagerung	53
3.4.3.	Kinematische Lagerung	54
3.4.4.	Nachgiebige Lagerung	58
3.4.5.	Auswahl	64
4.	Konstruktion	66
4.1.	Auslegung Konzept 1 (radführend)	66
4.1.1.	Rahmenbedingungen	66
4.1.1.1.	Grundauslegung der Kinematik	66
4.1.1.2.	Bauraum	68
4.1.2.	Erstellen der 3D Geometrien	68
4.1.2.1.	Blattfeder	68
4.1.2.2.	Lager	75
4.1.2.3.	Konstruktion und Übernahme der übrigen Komponenten	77
4.1.3.	Vereinfachte Überprüfung der Kinematik	79
4.1.4.	FE-Rechnung	81
4.1.4.1.	Export der CAD Daten	81
4.1.4.2.	Modellierung und Berechnung der Steifigkeiten	82
4.1.4.3.	Überprüfung der Festigkeit mit Betriebslasten	83
4.1.4.4.	Ergebnisse der FE-Rechnung	84
4.1.5.	Import der Daten und abschließende Prüfung auf Freigang	85
4.2.	Auslegung Konzept 2 (nicht radführend)	86
4.2.1.	Erstellen der 3D Geometrien	87
4.2.1.1.	Blattfeder	87
4.2.1.2.	Querlenker	92
4.2.2.	Überprüfung der Kinematik	94
4.2.3.	FE-Rechnung	95
4.2.3.1.	Export der CAD Daten	95
4.2.3.2.	Modellierung und Berechnung der Steifigkeiten	96
4.2.3.3.	Überprüfung der Festigkeit mit Betriebslasten	96
4.2.3.4.	Ergebnisse der FE-Rechnung	97
4.2.4.	Vergleich der FE- und CAD-Geometrien	97
4.3.	Gegenüberstellung der beiden Konzepte	98
5.	Prinzipversuch	101
5.1.	Festlegen der Prinzipversuche	102

5.2. Konstruktion des Prüfstandes	102
6. Zusammenfassung	106
7. Ausblick und weitere Vorgehensweise	109
Literaturverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	VII
A. Abbildungen zu den Patenten	VIII
B. Dachkurve	XII
C. Lagerung und Tragelenk	XIII
D. unbelastete Feder	XV
E. Kinematik	XVI

Abkürzungsverzeichnis

CAD	Computer-Aided-Design
COAM	Cost Optimized Axle Module
CULT	Cars Ultra Light Technology
DQ	Doppelquerlenker
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GFK	glasfaserverstärkter Kunststoff
HA	Hinterachse
K&C	Kinematic & Compliance
KB	Kreuzblattfeder-Achse
MKS	Mehrkörper-Simulation
ML	Messlast
MP	Federbein-Achse
MSF	MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & CO KG
PA	Pendelachse
QBF	Querblattfeder
VA	Vorderachse

Formelzeichen

Lateinische Zeichen

A	m^2	Querschnittsfläche
a_y	m/s^2	Querbeschleunigung
b	m	Breite
b_F	m	Länge des freien Federendes
c	N/m	Federrate
c_p	N/m	gleichseitige Federrate
c_w	N/m	wechselseitige Federrate
e	m	Lagerabstand
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
f	Hz	Schwingfrequenz
F	N	Kraft
F_F	N	Federkraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe
h_c	mm	Federdicke Mittelteil
h_e	mm	Dicke der Federenden
I	mm^4	Flächenträgheitsmoment
I_B	mm^4	Biegeträgheitsmoment
k_l	mm/kN	Längsnachgiebigkeit
l	m	Länge
L	m	gestreckte Federlänge
m	kg	Masse
M_c	Nm	Biegemoment in Federmitte
m_f	kg	gefederte Masse des Aufbaus
r	m	Radius
V	m^3	Volumen

Griechische Zeichen

α	$^\circ$	Verdrehwinkel des Federendes
β	$[-]$	Längenverhältnis
γ	$^\circ$	Exzenterwinkel
Δy	m	Verschiebung in y-Richtung
ϵ	$[\%]$	Dehnung
ϕ	$^\circ$	Querlenkerwinkel
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	N/mm^2	Spannung

1. Einleitung

Der Personenverkehr zu Lande ist ein sehr wichtiger Wirtschaftsfaktor für den gesamten EU-Raum, jedoch durch die Verbrennung von fossilen Brennstoffen auch zugleich ein sehr großer CO₂ Emittent. Er schließt die folgenden Verkehrsarten ein:

- PKW
- Linien- sowie Reisebusse
- Züge

Aus Abb. 1.1 geht hervor, dass der PKW mit über 80% den weit aus größten Teil der Personentransport-km in der EU umfasst. Unter der Annahme, dass sich das Verhältnis der Verkehrsarten in naher Zukunft nicht signifikant ändern wird, müssen neue Lösungsansätze gefunden werden, um den Zielkonflikt zwischen individueller Mobilität und Umweltbewusstsein zu lösen. Gerade der große Anteil des PKW's macht ihn zu einem guten Angriffspunkt um mit kleinen Verbesserungen große Wirkungen im gesamten CO₂ Ausstoß des Personenverkehrs zu erreichen. Da der Kraftstoffverbrauch von Fahrzeugen als direktes Mass für den CO₂ Ausstoß herangezogen werden kann, gilt es diesen zu reduzieren. Er ist unter anderem von folgenden Parametern abhängig:

- Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine und des Antriebsstranges
- Rollwiderstand
- Luftwiderstand
- Fahrzeugmasse

Durch die Verbesserung der Antriebsaggregate konnte die Verbrauchsverschlechterung, die durch die Erhöhung von Fahrzeugmasse und Antriebsleistung in den letzten Jahren eingetreten ist, mehr als wettgemacht werden. Neben einer Reduzierung des Roll- und Luftwiderstandes ist es von großem Vorteil die Fahrzeugmasse so gering wie möglich zu halten, [3].

Bei einer Reduktion der Fahrzeugmasse um 100 kg kann mit einer Verbesserung des Kraftstoffverbrauches von ca. 0,3 Liter auf 100km gerechnet werden, [2] S.23. Doch obwohl die sogenannte negative Gewichtsspirale bereits vor mehr als zehn Jahren ein heiß diskutiertes Thema war, dreht sie sich noch immer in Richtung Gewichtserhöhung. Dieser Trend ist deshalb so schwer umzudrehen, weil die Komfortansprüche der Autofahrer

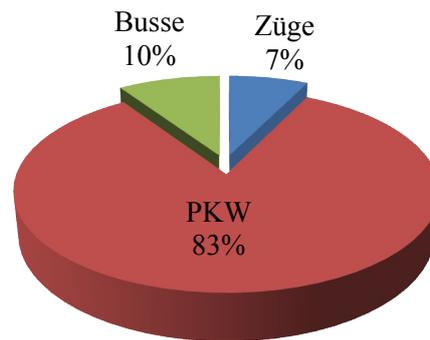


Abbildung 1.1.: Personenbeförderung nach Verkehrszweig in der EU im Jahr 2008, [8]

immer höher werden, und die gesetzlichen Vorschriften zur Verbesserung der sicherheitsrelevanten Fahrzeugkomponenten ebenfalls mit Zusatzgewicht verbunden ist, [2] S.30.

1.1. Zielsetzung

In dieser Arbeit soll das Gewichtseinsparungspotential einer PKW Vorderachse mit Frontmotor abgeschätzt werden. Dabei wird eine Konzeptuntersuchung für eine Querblattfeder aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) durchgeführt. Sie soll wenn möglich neben den Aufgaben der Aufbaufeder auch die des Wankstabilisators und der Querlenker übernehmen. Damit vereint sie folgende Funktionen in einem Bauteil:

- Federung des Aufbaus
- Wankstabilisierung
- Radführung

Neben der Funktionsintegration soll auch die Verwendung von Leichtbaumaterialien einen Beitrag zur Gewichtsreduzierung liefern.

Die zu beantwortenden Fragestellungen lassen sich grob zusammenfassen:

- Lässt sich eine Querblattfeder im Package eines frontgetriebenen Kleinfahrzeuges überhaupt unterbringen?
- Wenn ja, kann die angestrebte Funktionsintegration verwirklicht werden ohne Fahrdynamik oder Komfort negativ zu beeinflussen?
- Wie groß ist das Potential der Gewichtseinsparung?
- Welche Nachteile bringt das neue Konzept mit sich?
- Ist das gewählte Konzept schlussendlich wirtschaftlich realisierbar?

1.2. Gliederung und Methodik

Im ersten Teil der Arbeit wird der **Stand der Technik** dargestellt und mittels einer Literaturrecherche ein kurzer Überblick über die Vergangenheit der Querblattfeder gegeben. Anschließend werden die zur Zeit am Häufigsten verwendeten Achstypen kurz diskutiert, um die Argumentation in der Konzeptphase zu untermauern.

Dem Teil der **Konzeptfindung** wird dann größere Aufmerksamkeit geschenkt, da in diesem Kapitel wichtige Entscheidungen für das Endresultat des Projekts getroffen werden. Ausgegangen wird von Handskizzen, welche mit stark vereinfachten Bauraumabschätzungen im CAD ergänzt werden. Zur systematischen Bewertung der so entstandenen Grobkonzepte wird eine Entscheidungsmatrix angelegt. Die Befüllung dieser erfolgt in enger Zusammenarbeit mit den Fachabteilungen Betriebsfestigkeit, Mehrkörpersimulation sowie Fahrwerk und Antrieb von MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik (im Folgenden MSF genannt). Die Erfahrung der hier hinzugezogenen Experten, bildet neben der Theorie zu den einzelnen Achskonzepten, die wesentliche Grundlage zur Entscheidungsfindung.

Der darauffolgende Teil befasst sich mit der **CAD-Konstruktion** der im vorigen Kapitel für am Besten befundenen Konzepte. Es erfolgt der virtuelle Aufbau der kompletten Vorderachse. Die größte Aufmerksamkeit wird hier der Feder selbst und deren Schnittstellen zu Radträger und Aufbau gewidmet. Die restlichen Bauteile wie Lenkung, Radträger, Nabe, Bremse, Halbachse sowie Schwingungsämpfer und Hilfsrahmen spielen für diese Konzeptuntersuchung eine untergeordnete Rolle. Parallel zur CAD Konstruktion werden Mehrkörpersimulationen (MKS) und Finite-Elemente-Rechnungen (FEM) (beides nicht Umfang dieser Diplomarbeit) durchgeführt, welche ihrerseits wiederum als Input für die Konstruktion dienen.

Der letzte Teil der Arbeit beinhaltet die Planung und Konstruktion eines **Prinzipversuchs-Prüfstandes**. Dieser wird, so weit es geht, mit den Standardteilen des MSF Prüffeldes aufgebaut. Ausgehend von MSF Standardlastfällen, werden spezielle Testabläufe erarbeitet, aus denen die Betriebssicherheit, und die Achskennwerte zur Validierung der Simulationen abgeleitet werden können.

Abschließend werden die **Ergebnisse** in einer kurzen Diskussion noch einmal zusammengetragen, und ein **Ausblick** auf die folgenden Schritte gegeben.

2. Situationsanalyse

2.1. Analyse konventioneller Achsen

In der Geschichte des Automobils gab es zahlreiche Entwicklungen von Achssystemen, die im Laufe der Zeit stetig weiterentwickelt und damit immer leistungsfähiger wurden. Die Entwicklung beginnt bei vollkommen ungefederten Achsen, erstreckt sich über gefederte Lösungen mit starrer Koppelung beider Seiten (Starrachsen), und steht derzeit, nach aktuellem Stand der Technik, bei Einzelradaufhängungen. Die Verbundlenker Achse kann als eine Mischung zwischen Starrachse und Einzelradaufhängung gesehen werden. Dieser Typ wird sehr oft an Hinterachsen als kostengünstige Lösung verwendet. Drei typische Einzelradaufhängungen zur Verwendung als Vorderachse [17], wobei erstere als veraltet gilt, sind:

- Pendelachse (PA)
- McPherson-Federbeinachse (MP)
- Doppelquerlenkerachse (DQ)

Eine Mehrlenkerachse kann gegenüber der Doppelquerlenkerachse noch weitere Vorteile in Hinsicht auf die Gestaltungsfreiheit der Kinematik bieten, hat aber prinzipbedingt eine größere Anzahl an Einzelbauteilen. Da das Ziel dieser Arbeit jedoch eine Kosten und Gewichtsreduktion ist, scheint der Weg der Mehrlenkerachse als weniger zielführend, und wird daher nicht genauer betrachtet.

Im folgenden Abschnitt sollen diese häufig verwendeten Vorderachssysteme kurz vorgestellt werden, da sie auch die Basis der in Abschnitt 3 erarbeiteten Konzepte bilden. Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Bauweisen werden aufgezeigt, und für den Konstruktionsprozess bedeutende kinematische Zusammenhänge erläutert. In Abb. 2.1 ist der Anteil der im Jahre 2005 weltweit verbauten Achstypen dargestellt, wobei die Dominanz von Doppelquerlenker- und McPherson-Federbeinachse ersichtlich ist.

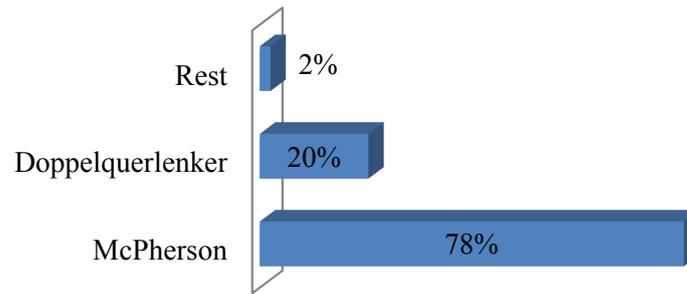


Abbildung 2.1.: Anteile 2005 weltweit verbauter Vorderachsen für Fahrzeuge bis 3,5 Tonnen, [16] S.411

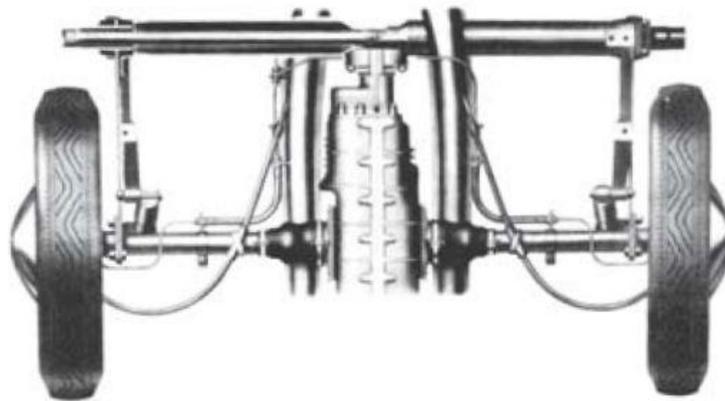


Abbildung 2.2.: Pendelachse (Hinterachse VW Käfer, Bj. 1948, [16] S.398

2.1.1. Pendelachse

Pendelachsen wurden früher oft als angetriebene Hinterachsen verwendet. Die beiden Querlenker waren dabei fast in Achsmitte gelagert, und führten die Seitenwellen. Da deswegen kein Längenausgleich notwendig war, konnten diese Achsen mit Kardangelen ausgestattet werden. Das wohl bekannteste Beispiel ist die Hinterachse des VW Käfer siehe Abb. 2.2, [16] S.398.

Kinematik der Pendelachsen

Abb. 2.3 zeigt den Aufbau einer Pendelachse mit der Lage des Wankpols. Dieser liegt verglichen mit den anderen Achstypen verhältnismäßig hoch, und hat damit eine gute statische Wankabstützung, was sich jedoch nachteilig bei dynamischen Manövern bemerkbar macht, [17].

Der Radaufstandspunkt W (Abb. 2.3) dreht sich bei Federbewegungen des Rades um

den Momentanpol M_W . Der momentane Geschwindigkeitsvektor v_W verdeutlicht dabei die Auswirkungen des hohen Wankpols. Es finden sehr große Querbewegungen und damit Spurweitenänderungen statt. Daraus resultieren ein erhöhter Reifenverschleiss und ein vermindertes Kraftschlusspotential.

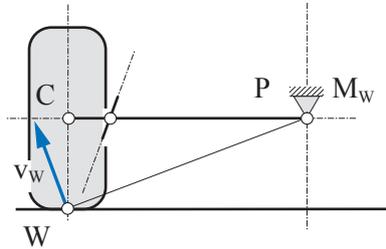


Abbildung 2.3.: Wankpol M_W einer Pendelachse, [17]

Vor- und Nachteile der Pendelachsen, [16] S.398:

- + einfach und kostengünstig
- Sturzänderungen beim Ein- und Ausfedern (Auswirkung auf Fahrdynamik und Reifenverschleiss)
- Wankpolposition

2.1.2. McPherson-Federbeinachse

Feder- und Dämpferbeinaufhängungen haben den besonderen Vorteil der geringen Bauteilezahl. Sie bestehen im wesentlichen lediglich aus einem untenliegenden Querlenker und einem Dämpferbein. Dieses ist starr mit dem Radträger verbunden und übernimmt über ein Drehschubgelenk zusätzlich zur Schwingungsdämpfung die Funktion der Radführung. Ist die Aufbaufeder als Spiralfeder ausgebildet und annähernd konzentrisch um das Dämpferbein angeordnet so spricht man von einem Federbein (Abb. 2.4). Dies ist der heute am Häufigsten verwendete Vorderachstyp, [16] S.407, [3] S.555.

Kinematik der McPherson-Federbeinachse

Die Kinematik der McPherson-Federbeinachse bietet die Möglichkeit die Höhe des Wankpols maßgebend mit der Stellung des unteren Querlenkers zu beeinflussen. Dadurch kann, wie in Abb. 2.5 ersichtlich ist, die nachteilige Querverschiebung des Reifens beim Einfedern stark reduziert werden [17].

Durch die Linearführung über das Dämpferbein ist die Gestaltung der Sturzkurve über dem Federweg nur sehr beschränkt möglich. Eine Doppelquerlenkerachse bietet diesbezüglich wesentlich mehr Freiheit.

Vor- und Nachteile der McPherson-Federbeinachse, [16] S.408, [3] S.555:

- + günstiger Bauraumbedarf
- + geringe Zahl an Bauteilen
- + niedrige Reaktionskräfte (große Abstützbasis am Aufbau)
- + kostengünstig
- + geringes Gewicht
- + lange Federwege leicht realisierbar
- ungünstigere Kinematik gegenüber Doppelquerlenker
- Reibung im Schwingungsdämpfer
- Biegebelastung Dämpferrohr

2.1.3. Doppelquerlenkerachse

Ist eine Achse nur durch zwei Querlenker geführt, so wird sie Doppelquerlenkerachse genannt. Diese beiden Lenker sind als 3-Punkt-Lenker ausgeführt, und können durch die am Aufbau doppelt ausgeführte Lagerung sowohl Querkräfte als auch Längskräfte aufnehmen (Abb. 2.6). Für Lenkbewegungen oder zum Fixieren der Spur wird ein zusätzlicher Spurlenker benötigt. Die Feder- und Dämpferkräfte werden über einen der beiden Querlenker übertragen. Dieser muss wegen der hohen auftretenden Biegebeanspruchung sehr massiv ausgeführt werden, wodurch Gewicht und Kosten steigen. Um das auftretende Moment gering zu halten, sollte die Einleitung der Kräfte so nah wie möglich am Radträger erfolgen, [16] S.401.

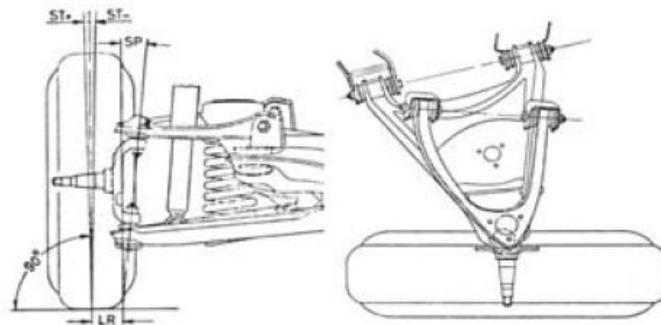


Abbildung 2.6.: Doppelquerlenkerachse mit dem radseitigen Anlenkpunkt des oberen Querlenkers innerhalb der Felge (Short Spindle), [16] S.400

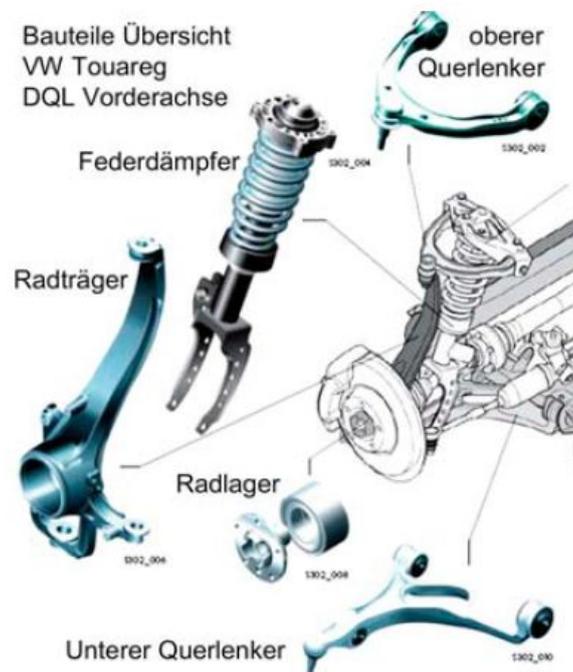


Abbildung 2.7.: Doppelquerlenkeraufhängung mit dem radseitigen Anlenkpunkt des oberen Querlenkers außerhalb der Felge über dem Reifen (Long Spindle), [16] S.402

Kinematik der Doppelquerlenker-Achse

Durch Variation der sechs Querlenkerpunkte lässt sich die Doppelquerlenkerachse sehr leicht optimieren. Zumeist ist der obere Querlenker kürzer ausgeführt, weil er dadurch beim Einfedern das kurvenäußere Rad nach innen ziehen kann. Damit wird ein Großteil der durch die Wankbewegung bei Kurvenfahrt hervorgerufenen Sturzänderung wieder ausgeglichen. Oft ist der Querlenker aus diesem Grund auch leicht nach unten hängend angeordnet, während der untere Querlenker nahezu horizontal liegt. Wird der obere Querlenker wie beschrieben ausgeführt, bietet er auch noch den Vorteil des geringeren Platzbedarfs, wodurch Package Probleme im Motorraum minimiert, oder die Durchladebreite im Kofferraum erhöht werden können, [16] S.400.

Abb. 2.8 zeigt symbolisch zwei unterschiedliche Fahrzeugtypen und deren Wankpolhöhe. Bei der Ausführung für Rennfahrzeuge wird auf Kosten der Bodenfreiheit der untere Querlenker ebenfalls nach unten geneigt. Der Wankpol (in Konstruktionslage) kann somit direkt auf der Fahrbahn liegen, wodurch eine reine Vertikalbewegung des Radaufstandspunktes W erzielt werden kann, [17].

Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung der Kinematik ist den radseitigen Anlenkpunkt des oberen Querlenkers nicht innerhalb der Felge zu positionieren, sondern außerhalb, über dem Reifen (Abb. 2.7). Dadurch wird zwar das Gewicht des Radträgers

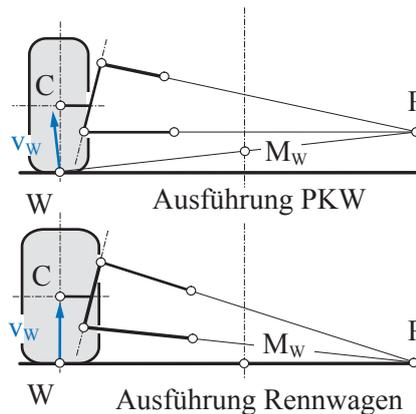


Abbildung 2.8.: Wankpol M_W einer Doppelquerlenkerachse, [17]

deutlich erhöht, aber durch den vergrößerten Wirkabstand sinken die Reaktionskräfte im oberen Querlenker. Dadurch kann wiederum eine präzisere Radführung erzielt werden. Es bietet sich zusätzlich die Möglichkeit die Lage der Lenkachse noch freier zu wählen, da die Bauraumprobleme in der Felge umgangen werden, und der obere äußere Querlenkerpunkt sehr weit nach außen geschoben werden kann, [16]. S.400

Vor- und Nachteile der Doppelquerlenker-Achse, [16] S.401:

- + großes Auslegungspotential (Auswahl Wank- und Nickpol)
- + hohe Quersteifigkeit
- höhere Herstellungskosten
- großer Raumbedarf (besonders ungünstig an oberer Lenkerebene)

Die oben beschriebenen Achssysteme wurden in den vergangenen Jahrzehnten von vielen Herstellern stetig weiter entwickelt, haben aber ihre prinzipbedingten charakteristischen Stärken und Schwächen. Die Einsatzgebiete und die Erwartungen an moderne Straßenfahrzeuge sind jedoch derart unterschiedlich, dass keiner der genannten Achstypen alle Anforderungen zur vollsten Zufriedenheit erfüllen kann. Die Anforderungen an eine Achse für ein Leichtbau Fahrzeug sind zwar grundsätzlich ähnlich einer konventionellen Achse, jedoch werden die Gewichtungen der einzelnen Kriterien anders verteilt sein. Aus diesem Grund wird in Kapitel 3 in einer Bewertungsmatrix eine eigene Gewichtung durchgeführt.

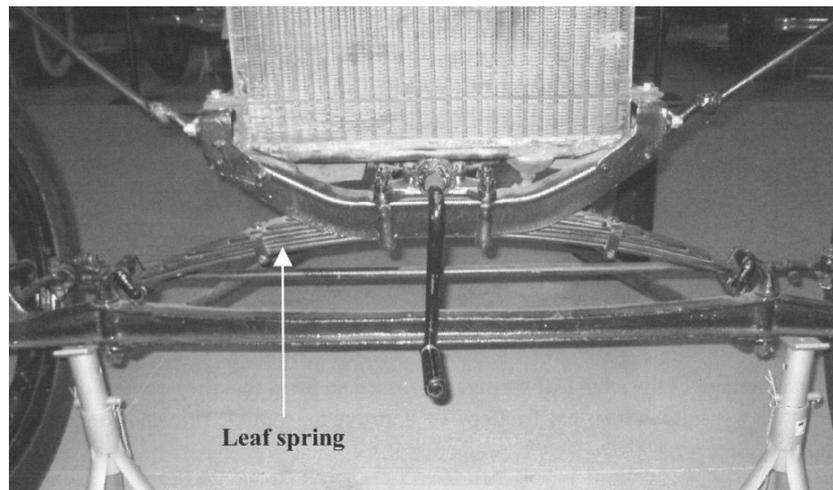


Abbildung 2.9.: Ford Model T Vorderachse (1925), [27]

2.2. Geschichte der Querblattfeder

Dieses Kapitel gibt einen kurzen Überblick über einige Anwendungen des Querblattfeder-Prinzips. Dabei sind ausgewählte Beispiele aus Stahl und Faserverbundwerkstoff angeführt.

2.2.1. Querblattfedern aus Stahl

Beispiel mit Starrachse

Eines der wohl bekanntesten Fahrzeuge mit einer Querblattfeder kam anfang des 20. Jahrhunderts mit dem Namen Model T von Ford auf den Markt. Abb. 2.9 zeigt die Vorderachse mit der quer liegenden Blattfeder, welche an den Enden mit einer starren Achse verbunden ist. Die Blattfeder übernimmt neben der Federfunktion auch die Dämpfung (Reibung zwischen den Platten) und die Querführung der Achse. Die Längskräfte werden über zusätzliche Lenker zum Aufbau abgestützt, [27].

Beispiele mit Einzelradaufhängung

Weitere Fahrzeuge mit untenliegender Querblattfeder an der Vorderachse sind die Modelle 500, 126 und 133 von Fiat sowie der Seat 850 (Abb.2.10). Dieses Konzept hat jedoch den Nachteil der Nachgiebigkeit in Querrichtung. Diese ist zwangsweise konstruktiv vorzusehen, da beim Durchfedern mit einer an zwei Punkten gelagerten Blattfeder ein Längenausgleich notwendig ist. Die oben angeführten Fahrzeuge sind eher klein und mit Heckmotor ausgestattet, weswegen der untere vordere Querlenker nicht so stark mit Querkräften belastet wird und das Problem nicht so stark in Erscheinung tritt, [25] S.222.

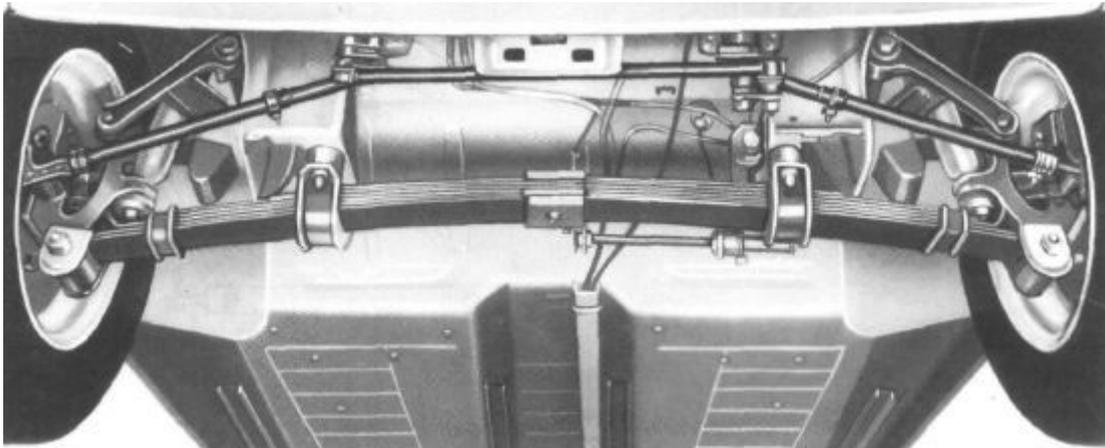


Abbildung 2.10.: Vorderachse des Fiat 133, [25] S.222

2.2.2. Querblattfedern aus glasfaserverstärktem Kunststoff

2.2.2.1. Nicht-radführende Blattfeder

General Motors baute bereits 1981 Querblattfedern aus faserverstärktem Kunststoff (Abb. 2.11 Pos. 1) in die Chevrolet Corvette an der Hinterachse ein. Durch den Einsatz von GFK anstelle von Stahl konnte die Masse der Feder von 19 kg auf ca. 3,6 kg gesenkt werden. 1984 wurde in der vierten Generation der Corvette das Konzept auch an der Vorderachse verbaut, [27].

Diese nicht radführende Feder ist zwar an zwei Punkten (Pos. 2 und 3) am Aufbau befestigt, kann aber aufgrund des kurzen Lagerabstandes nicht alleinig die gewünschte Wanksteifigkeit liefern. Aus diesem Grund ist der mit Position 11 gekennzeichnete Stabilisator notwendig, [25] S.244, [27].

Auch Volvo verbaute an der Hinterachse der 960er Serie (Modelljahr 1995) eine GFK-Querblattfeder. Aber auch hier musste zusätzlich ein Stabilisator eingesetzt werden.

Die erste Generation des Smart von MCC wurde ebenso mit einer Querblattfeder an der Vorderachse ausgeliefert. Diese Feder wurde von Delphi hergestellt und wie in Abb. 2.12 mit dem unteren Querlenker verbunden. Hier gelang es, den Stabilisator vollkommen zu ersetzen. Vorwiegend aus Kostengründen wurde jedoch später auf eine McPherson-Federbeinachse umgestellt.

Im Jahr 2001 begann die Fa. Liteflex, unter dem Namen Liteflex LLC, Blattfedern aus GFK für Fahrzeuge wie den IVECO S2000, Mercedes Sprinter und die Corvette herzustellen, [27].

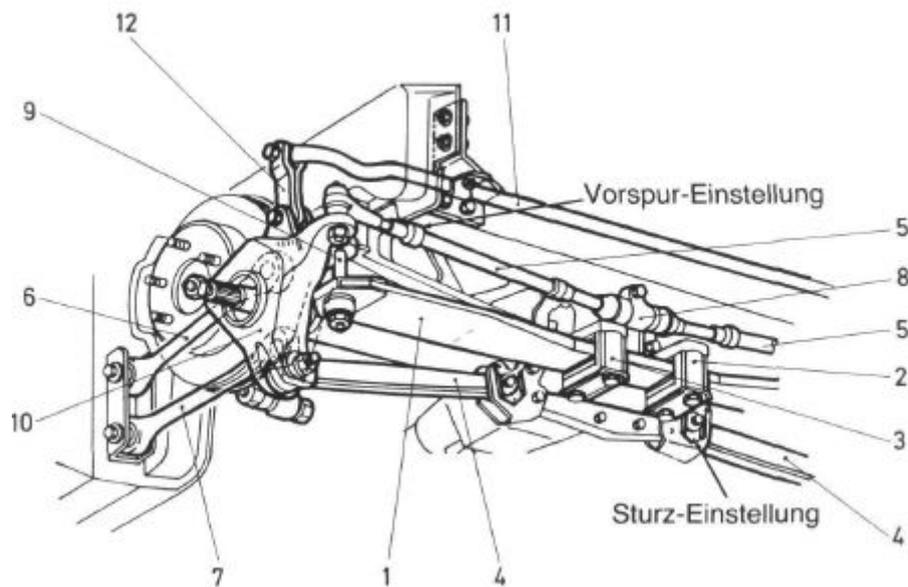


Abbildung 2.11.: Hinterachse der Chevrolet Corvette, [25] S.244

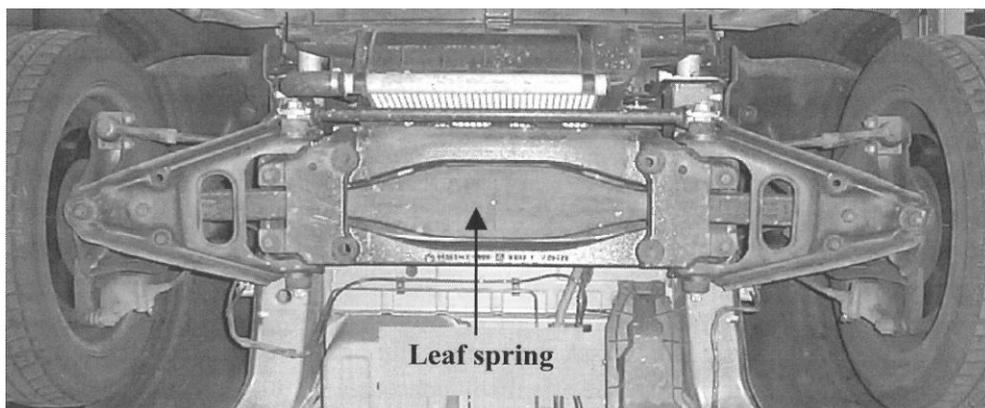


Abbildung 2.12.: MCC Smart Vorderachse mit Blattfeder, [27]

2.2.2.2. Radführende Blattfeder

Im Gegensatz zu den genannten Beispielen aus Stahl, konnten in der Literaturrecherche keine bereits realisierten radführenden GFK Blattfederanwendung ausfindig gemacht werden. Es hat sich aber gezeigt, dass derzeit einige Forschergruppen an einem solchen Konzept arbeiten, und auch teilweise schon Erprobungen am Prüfstand und im Fahrzeug durchgeführt haben.

Arbeitsgruppe Zandbergen

Zandbergen beschreibt in [27] seine Untersuchungen einer teilweise radführenden Querblattfeder für die Anwendung in einer Vorderachse. Diese sollte als Ersatz für das bestehende Fahrwerk eines Ford Fiesta konstruiert werden. Er dokumentiert in seiner Arbeit den Entwicklungsprozess für zwei seiner drei angedachten Varianten die jeweils Quer- aber keine Längskräfte über die Feder aufnehmen können.

Sein *Concept 1* erweist sich zwar als technisch lösbar, ist aber nur in Verbindung mit einem alternativen Antrieb anwendbar, da der Bauraum in der Mitte der Vorderachse von der Feder benötigt wird (Abb. 2.13). Die gerade durchlaufende Feder zwischen den Rädern macht den Einsatz einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine im Frontmotorkonzept unmöglich. Zusätzlich zur Feder kommen 2 Lenker zum Einsatz, welche die Längskräfte zum Aufbau abstützen. Diese Lenker dienen nicht nur der Kraftabstützung, sondern auch als Aufnahme für das Tragelenk und als Klemme für die Feder. Die Lagerung der Feder wird mittels zweier Halbschalen nach Vorbild des Porsche Patents gelöst (Abb. 3.34). Abgesehen von der Inkompatibilität zum Antriebsaggregat erfüllt dieses Konzept in den Prüfstandstest alle gestellten Anforderungen.

Das *Concept 2* unterscheidet sich vom ersten durch eine S-förmige Krümmung der Feder zwischen den beiden Lagerstellen, um Platz für das Antriebsaggregat zu schaffen (Abb. 2.14). Sowohl die Lagerung der Feder als auch die Längskraftabstützung erfolgen analog dem *Concept 1*. Die virtuellen Untersuchungen zeigten eine vielversprechende Tendenz, aber die Fertigung der komplizierter geformten Feder stellte sich als deutlich problematischer heraus. Es konnte kein brauchbarer Prototyp für Tests gefertigt werden.

Das *Concept 3* sah nach Abbildung 2.15 die Abstützung der Längs- anstatt Querkräfte in der Feder vor. Dieses wurde nach den virtuellen Untersuchungen aufgrund der höheren Lagerkomplexität nicht weiter verfolgt.

Die Arbeit von Zandbergen brachte schlussendlich keine radführende Querblattfederlösung hervor, welche in einem PKW mit Frontmotor eingesetzt werden könnte. Sie hat allerdings gezeigt, dass mit einem alternativen Antrieb das *Concept 1* sehr wohl die gewünschte Massenreduzierung bei guten Fahreigenschaften liefern kann, [27].

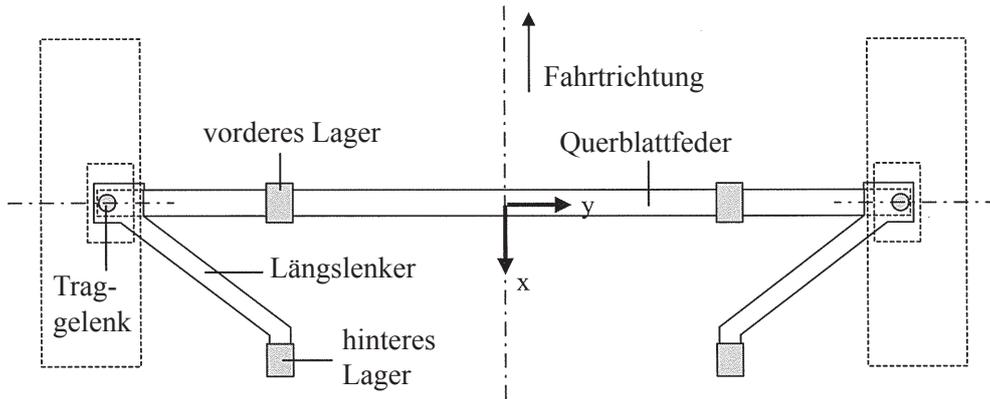


Abbildung 2.13.: Zandbergen *concept 1*, in Anlehnung an [27]

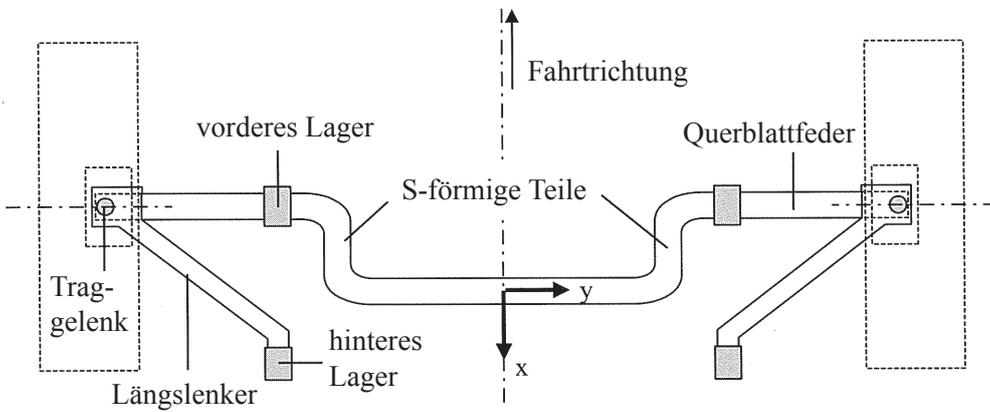


Abbildung 2.14.: Zandbergen *concept 2*, in Anlehnung an [27]

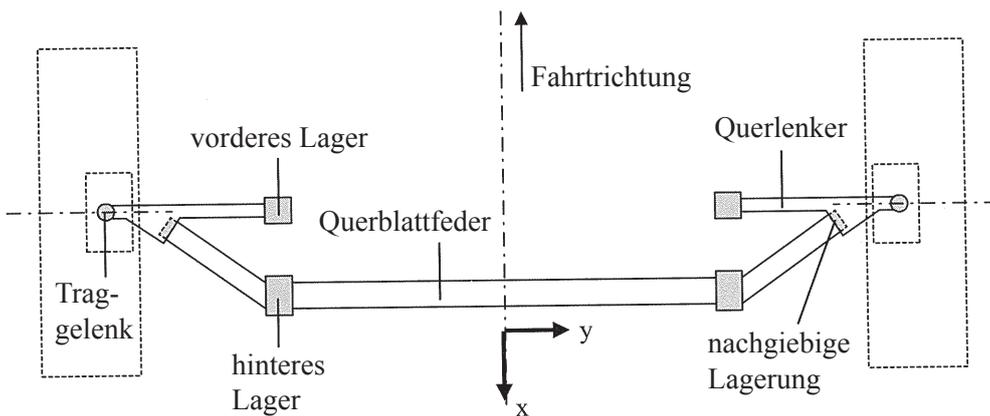


Abbildung 2.15.: Zandbergen *concept 3*, in Anlehnung an [27]

2.3. Vorprojekte MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik

Bei MSF wurden vor Beginn dieser Arbeit bereits zwei Untersuchungen bezüglich einer GFK Querblattfeder unter dem Namen *COAM* (Cost Optimized Axle Module) abgewickelt.

Dieses Projekt beinhaltete unter anderem die Entwicklung einer GFK Querblattfeder für die Hinterachse eines Opel Signum. Dabei übernahm die Feder im Gegensatz zu dem in dieser Arbeit angedachten Konzepten jedoch keinerlei radführende Funktionen. Der gewünschte Stabilisatoreffekt für eine Hinterachse konnte aber bereits in diesem Projekt durch eine Zweipunktlagerung erzielt werden (Abs. 3.1.1). Durch die Substitution der original verbauten Spiralfedern und des Stabilisators inkl. Lagerungen in einem Prototyp, gelang es neben der Kostensenkung um 10 Euro, eine Gewichtsreduzierung von 5 kg nachzuweisen, [22]. Mit der Erprobung am Prüfstand konnten in der Folge wertvolle Informationen über die Dauerfestigkeitsgrenzen von GFK Werkstoffen gesammelt werden. Die Fahrversuche am realen Fahrzeug lieferten anschließend den praktischen Nachweis der guten Eignung als Fahrwerkskomponente.

Nach der erfolgreichen Umsetzung der Blattfeder am Prototyp des Opel Signum, wurde ein äquivalentes virtuelles Konzept für einen Ford Focus erstellt. Dabei wurde eine Reduzierung der Masse von 6 kg erreicht, [22]. Die sehr aufwändige Lagerung der Blattfeder am Querlenker mittels Koppelstangen trug jedoch zu einer Erhöhung der Gesamtkosten bei, wodurch die Kostenziele nicht erreicht werden konnten. Da eine Senkung der Kosten das primäre Projektziel war, wurde kein Prototyp entwickelt.

2.4. Anforderungen an Querblattfeder-Achse

Im Unterschied zu in Abschnitt 2.3 beschriebenen *COAM* Projekt, sollen für das Projekt *COAM-2* sowohl eine Hinter- als auch Vorderachse mit Querblattfeder entwickelt werden. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Ausarbeitung von Vorderachskonzepten während die Hinterachse in einer parallel laufenden Diplomarbeit [10] behandelt wird.

Die folgende Aufzählung beinhaltet die für diese Arbeit maßgebenden Unterschiede zwischen den Projekten *COAM* und *COAM-2*:

- keine Substitution einer bestehenden Feder sondern Neuentwicklung der Achse
- Funktionsintegration der Radführung
- Entwicklung einer Vorderachse
- größerer Stabilisatoreffekt erforderlich

2.4.1. Allgemeine Anforderungen an Vorderachsen

Eine Vorderachse hat die Übertragung der Brems-, Antriebs- und Seitenkräfte sowie eine präzise Führung des Rades zur Aufgabe. Heißing [16] S.410 fasst die Aufgaben folgendermaßen zusammen:

- Stellung des Rades präzise halten
- ungewünschte Hub-, Wank- und Rollbewegungen unterbinden
- Kräfte mit kurzer Reaktionszeit übertragen (hohe Steifigkeit)
- Weiterleitung von Schwingung und Stöße verhindern (isolieren)
- Achsbauteile sollen sich bei hohen Belastungen plastisch verformen aber nicht brechen
- Störungen durch Drehmomentschwankungen sind von der Lenkung fernzuhalten
- schnelle, gleichmäßige Lenkradrückstellung
- untersteuerndes bis neutrales Eigenlenkverhalten in Kurven
- ungleiche Reibwerte am linken und rechten Rad dürfen nicht zu unangemessenen Lenkmomenten führen und den Fahrer beim Ausregeln möglichst unterstützen
- stets ein direktes Gefühl zur Straße vermitteln

2.4.2. Entwicklungsziele und Lastenheft

Die zu entwickelnde Achse des Projektes *COAM-2* soll grundsätzlich ähnliche Fahreigenschaften erzielen, wie sie mit einer herkömmlichen Achse in dieser Fahrzeugklasse üblich sind. Um dieses Ziel zu erreichen, müssen die longitudinalen als auch transversalen Steifigkeiten der Achse auf das richtige Niveau ausgelegt werden. Darüber hinaus sollen die parallel und wechselseitig geforderten Radfederraten laut Lastenheft in Tabelle 2.1 bereitgestellt werden. Diese unterscheiden sich von den eigentlichen Federraten bezogen auf die Federenden geringfügig, da vom Radaufstandspunkt bis zum Tragelenk bereits ein geringes Übersetzungsverhältnis herrscht. Durch die Verwendung von Faserverbundwerkstoff als tragendes Fahrwerksmaterial darf die Dauerfestigkeit des Gesamtsystems nicht beeinträchtigt werden. Neben diesen Vorgaben ist auch auf die Wirtschaftlichkeit zu achten. An dieser Stelle sei als oberstes Ziel, noch einmal die Reduzierung der Masse des Gesamtsystems erwähnt.

In Tabelle 2.1 sind die Eckdaten des zu entwickelnden Fahrzeuges im Projekt *CULT* zusammengefasst. Als Bezugsgewicht für die Bestimmung der Federraten wurde die Messlast 2 (kurz ML 2) gewählt. Im Vergleich zu anderen Fahrzeugen ist die Aufbaufrequenz mit 1,4 Hz an der Vorder- bzw. 1,6 Hz an der Hinterachse relativ hoch. Dies ist notwendig, da die zulässige Beladung, trotz wesentlich geringerer Fahrzeugeigenmasse, nicht sehr viel

		VA	HA	Fahrzeug
Radstand	mm	—	—	2300
Wendekreis	mm	—	—	9500
Spurweite	mm	1380	1380	—
ML 1 [90% Tankinhalt; ohne Fahrer]	kg	330	270	600
ML 2 [inkl. 2 Fahrer + Gepäck]	kg	400	350	750
Aufbaumasse bei ML 2	kg	330	300	630
Erste Eigenfrequenz des Aufbaus	Hz	1,4	1,6	—
Radfederrate [gleich- / wechselseitig]	N/mm	12,7 / 30	15 / 25	—
Federrate [gleich- / wechselseitig]	N/mm	12,4 / 29,8	14,1 / 23,4	—
Einfederweg	mm	70	80	—
Ausfederweg	mm	80	80	—
Bodenfreiheit voll eingefedert	mm	50	50	—
Freigang zu aufbaufesten Bauteilen	mm	—	—	10
Freig. zu Felge, Reifen, Schneekette	mm	—	—	15
Freig. zu Motor, Getriebe, Achsen	mm	20	—	—

Tabelle 2.1.: Lastenheft *CULT*

kleier ist als bei schwereren Fahrzeugen. Um dem übermäßigen Einsinken des Aufbaus bei Beladung entgegenzuwirken, wird die für einen PKW unüblich hohe Eigenfrequenz gewählt.

Mit der Aufbaumasse m und der Schwingfrequenz f können die notwendigen Achsfedersteifigkeiten c nach (2.1) berechnet werden. Für die Radsteifigkeiten gilt der halbe Wert.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.1)$$

3. Konzepte

Die im Vorfeld dieser Arbeit von MSF durchgeführten Untersuchungen zu den Gewichtseinsparungspotentialen einer konventionellen PKW-Achse haben ergeben, dass die Funktionsintegration von Feder, Querlenker und Stabilisator in eine radführende Querblattfeder, eine wesentliche Reduzierung der Masse bringen kann. Dies wäre mittels einer an zwei Punkten gelagerten Querblattfeder realisierbar (siehe Abschnitt 3.1). Da die genaue Abklärung eben dieser Aussage das Thema der vorliegenden Arbeit ist, wurde in den generierten Konzepten im weiteren Sinne stets von dieser Querblattfederanordnung als Basis ausgegangen. Obwohl Lenkung, Achsschenkel oder Dämpfer ebenso zu einer funktionierenden Achse gehören wie die Feder selbst, wurden diese nur so detailliert betrachtet, dass eine Abschätzung über etwaige Gewichtsveränderungen gemacht werden konnte.

3.1. Prinzip der Querblattfeder

3.1.1. Funktionsweise der Zweipunkt-Lagerung

Das in dieser Arbeit angestrebte Vorderachskonzept versucht eine Funktionsintegration von Feder, Querlenker und Stabilisator in ein Bauteil umzusetzen. Dazu wird eine Querblattfeder am Aufbau an zwei Punkten gelagert. Sie wird damit einer Biegung um vier Punkte unterworfen. Die Blattfeder wird in zwei Bereiche unterteilt:

Mittelteil zwischen den Lagerstellen; für Federung und Stabilisierung

Endstücke außerhalb der Lagerstellen; für Federung und Radführung

Bei einer gleichseitigen Belastung, wie es in Konstruktionslage und bei gleichseitigen Federbewegungen der Fall ist, erfährt der Mittelteil ein konstantes Biegemoment M_c , berechnet durch

$$M_c = F_F * b_F \quad (3.1)$$

wobei F_F die Aufstandskraft und b_F die Länge des freien Federendes nach Abbildung 3.1 darstellen.

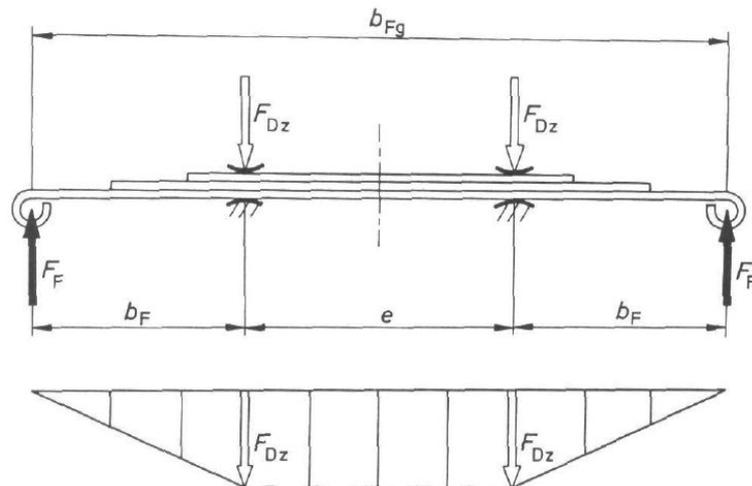


Abbildung 3.1.: gleichseitige Belastung einer an zwei Punkten gelagerten Querblattfeder, [25] S.224

Bei der Kurvenfahrt tritt eine wechselseitige Belastung der Feder auf. Die Kurvenaußenseite wird mit $+\Delta F_F$ und die Kurveninnenseite mit $-\Delta F_F$ belastet. Die Feder erfährt den in Abbildung 3.2 dargestellten Biegemomentenverlauf mit einem Nulldurchgang zwischen den Lagerstellen. Sie versucht daher eine S-Form einzunehmen. Durch die Umkehr der Momentenrichtung ist die Federrate bei wechselseitiger höher als bei gleichseitiger Belastung. Die Gleichungen zur Berechnung der Steifigkeiten sind in Abschnitt 4.1.2.1 angeführt.

Das Verhältnis von wechsel- zu gleichseitiger Federrate kann mit dem Abstand e zwischen den Lagerstellen beeinflusst werden. Je größer er gewählt wird, desto größer wird auch das Verhältnis der Federraten, [25] S.223.

Eine zweite Möglichkeit das Verhältnis der Steifigkeiten zu beeinflussen ist die Variation des Querschnittes entlang der Feder. Eine Feder mit weicher Charakteristik zwischen den Lagerstellen und steifen Endstücken, bewirkt eine Erhöhung der wechselseitigen Federrate bei konstant gehaltener gleichseitiger Federrate, [27].

Die erhöhte Federrate bei wechselseitiger Belastung soll als Stabilisatoreffekt genutzt werden, und damit einen herkömmlichen Stabilisator ersetzen.

Die Federrate hängt direkt vom Widerstand der Feder gegen Biegung ab. Das Flächenträgheitsmoment eines Rechteckquerschnittes ist dabei durch (3.2) gegeben. Die Masse m der Feder ist mit (3.3) von der Dichte ρ des Materials und dem Volumen V der Feder abhängig. Ist das Material und die Länge der Feder gegeben, so muss laut (3.3) versucht werden, die Querschnittsfläche A so klein wie möglich zu gestalten um die Masse zu minimieren. Um das geforderte Flächenträgheitsmoment I bei möglichst geringer Masse zu erreichen ist daher nach (3.2) ein kleiner Flächenquerschnitt aber eine große Dicke

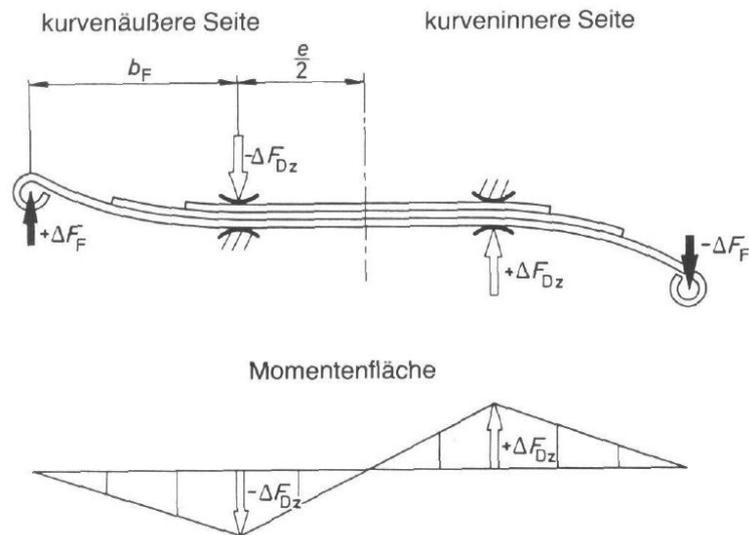


Abbildung 3.2.: wechselseitige Belastung einer an zwei Punkten gelagerten Querblattfeder, [25] S.224

h der Feder anzustreben. Da die Dehnung der Randfaser mit steigender Dicke ebenfalls zunimmt, muss bei der Auslegung darauf geachtet werden, innerhalb der vom Werkstoff zulässigen Grenzen zu bleiben.

$$I = (b * h^3)/12 = (A * h^2)/12 \quad (3.2)$$

$$m = \rho * V = \rho * A * l \quad (3.3)$$

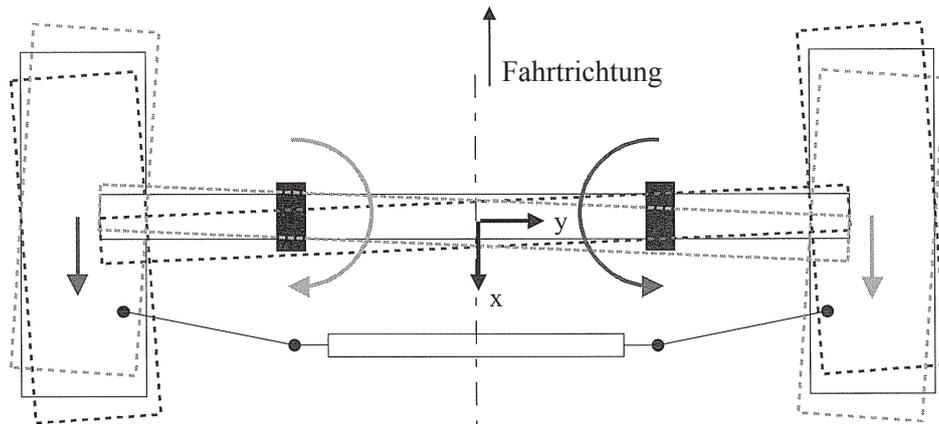


Abbildung 3.3.: Koppelleffekt Pendelbewegung, in Anlehnung an [27]

3.1.2. Elastokinematik der Querblattfeder

Die Elastokinematik in Längsrichtung wird durch die Biegesteifigkeit der Blattfeder und die Steifigkeit der Aufbaulager in Fahrzeuginnenrichtung beeinflusst. Für ein Mindestmaß an Fahrkomfort müssen die Räder eine gewisse Längsnachgiebigkeit aufweisen. Um die zulässige Dehnung der Randfaser in der Feder nicht zu überschreiten, wird die Querblattfeder wesentlich breiter als dick sein. Die Steifigkeit in Längsrichtung wird damit sehr viel höher als die vertikale sein. Eine gewisse Längsnachgiebigkeit der Aufbaulager ist daher notwendig.

Die Koppelung der beiden Räder über die Querblattfeder kann in Kombination mit der nachgiebigen Lagerung aber wie in Abbildung 3.3 gezeigt wird, zu einem unerwünschten Pendeleffekt und oszillierenden Schwingungen der beiden Räder führen, [27].

Die Elastokinematik in Querrichtung ist fast ausschließlich durch die Steifigkeit der Aufbaulager bestimmt. Hier ist ein Zielkonflikt zu erwarten. Einerseits muss die Lagerung für den Sehnenlängen-Ausgleich beim Durchfedern in Querrichtung eine gewisse Nachgiebigkeit aufweisen, und andererseits soll eine Vorderachse für präzise Lenkmanöver in Querrichtung so steif wie möglich ausgeführt sein. Diese beiden gegenläufigen Anforderungen verlangen eine genauere Untersuchung der Thematik (siehe Abschnitt 4.1).

3.2. Patentrecherche

Da die Idee der an zwei Punkten gelagerten Querblattfeder nicht neu ist (siehe Abschnitt 2.2), wurde zu Beginn der Konzeptphase eine Patentrecherche durchgeführt. Diese diente nicht nur dem Zweck keine bestehenden Patentrechte zu verletzen, sondern wurde auch zur Ideengenerierung herangezogen.

3.2.1. Suche & Kategorisierung

Die systematische Suche nach Patenten betreffend der Querblattfeder und deren Lagerung wurde mit einer Stichwortsuche in der Espacenet Datenbank begonnen, [7]. Dabei stellte sich heraus, dass es sehr viele Patentmeldungen zu dieser Thematik gibt. Die Suche nach Stichworten brachte zwar viele Treffer, ließ aber dennoch vermuten, dass damit bei weitem nicht alle relevanten Patente zuverlässig gefunden wurden.

Es zeigte sich aber, dass einige der dabei gefundenen Schriften gegenseitig aufeinander verweisen. Vor allem bei den in den letzten 10 Jahren angemeldeten Patenten war eine verstärkte Vernetzung auffällig. Ein sehr oft angeführtes Patent war jenes von Eoro aus dem Jahre 1997 mit der Patentnummer EP0760750, [6]. Aus diesem Grund wurde die weitere Suche von diesem Patent ausgehend sternförmig weiter verfolgt. Es wurden dabei alle im Recherchenbericht angeführten Patente als auch die Entgegenhaltungen geprüft. Mit den so gefundenen 16 neuen Patenten wurde anschließend analog weiter recherchiert. Das Ergebnis daraus war eine Liste von weit über 100 Patentmeldungen zum Thema Querblattfeder und Lagerung.

Um bei der großen Zahl an Patentschriften den Überblick zu bewahren und einen späteren Zugriff zu erleichtern, wurde versucht die Inhalte mehreren Kategorien zuzuordnen.

1. Federanordnung im Gesamtpackage
2. Federgeometrie
3. Kinematik & Zusatzfunktionen
4. Achsniveaustellung
5. Material, Aufbau und Herstellung der Feder
6. Aufbaulagerung
7. Radträgerlagerung

Zur Veranschaulichung zeigt Tabelle 3.1 den Auszug der direkt mit dem Eoro Patent in Verbindung stehenden Schriften, und die Themen denen sie zugeordnet wurden.

3.2.2. Aufrechte Patente

Die in Abschnitt 3.2.1 gefundenen Patente wurden im weiteren Fortschritt des Projektes immer wieder zur Ideengenerierung in der Konzeptfindung der Feder und Lagerung verwendet (siehe Abschnitte 3.3 und 3.4).

Um die Verletzung von Patentrechten zu vermeiden, mussten die Patente anschließend auf Gültigkeit überprüft werden. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die hier beschriebene Patentrecherche im Zuge der Diplomarbeit selbständig durchgeführt wurde,

Patentnummer	Anmelder	Prioritätsdatum	Federanordnung	Federgeometrie	Kinematik/Zusatzfunktion	Achsniveau	Material/Aufbau/Herstellung	Aufbaulagerung	Radträgerlagerung
EP0760750	ESORO AG	1997	x		x	x		x	x
Anführungen:									
1	US4768807	GEN Motors Corp [US]	1987					x	
2	FR2607449	Peugeot [FR]; Citroen SA	1986	x					
3	DE7532852	Audi NSU Auto Union AG	1975	x					x
4	DE4140236	Daimler Benz AG [DE]	1991	x	x				
5	EP0445620	BASF AG [DE]	1990				x		
6	FR2632573	Peugeot [FR]; Citroen SA	1988		x				
7	WO8701339	GKN Technology LTD [GB]	1985		x			x	
8	EP0476714	Honda Motor CO LTD [JP]	1987	x	x				
9	EP0318753	Honda Motor CO LTD [JP]	1987	x					
10	FR2671762	Honda Motor CO LTD [JP]	1991		x			x	
11	EP0251850	Bertin & Cie [FR]	1986	x	x				
12	FR2717124	Renault [FR]	1994						x
13	US4509774	Booher Benjamin V	1983	x	x	x	x		
14	US4613152	Booher Benjamin V [US]	1985		x	x	x	x	
15	WO2009028942	TNO [NL]; Van de Weil [NL]	2007	x		x		x	
16	DE102008000982	Zahnradfabrik Friedrichshafen [DE]	2008	x					

Tabelle 3.1.: Auszug der Patentrecherche in der Espacenet Datenbank, [7] vom 22.03.2011

und seitens der verwendeten Datenbank von Espacenet [7] keinerlei Gewähr auf Richtigkeit und Vollständigkeit gegeben wird. Eine genaue Prüfung mittels einer geeigneten Institution, ist vor einer weiteren Detaillierung, der in dieser Arbeit erarbeiteten Konzepte, daher dringend zu empfehlen.

Dieser Abschnitt zieht mit der Gültigkeitsprüfung aller gefundenen Patente, die Grenze zwischen derzeit patentierten Lösungen und dem freien Stand der Technik. Es blieben dabei 16 Patente übrig, deren Gültigkeit nicht durch die Datenbank widerlegt werden konnte. Das heißt die Gültigkeit war auf zumindest einem der relevanten Absatzmärkte zum Prüfzeitpunkt aufrecht, oder es wurden keine näheren Informationen dazu gefunden. Die betrachteten Absatzmärkte waren Zentral-Europa, USA und Japan.

Patentnummer	Anmelder	Prioritätsdatum	Federanordnung	Federgeometrie	Kinematik/Zusatzfunktion	Achsniveau	Material/Aufbau/Herstellung	Hauptlager	Endlager	
1	EP0760750	ESORO AG	1997	x		x	x		x	x
2	DE4201180	Honda Motor CO LTD [JP]	1991			x			x	
3	DE102008000982	Zahnradfabrik Friedrichshafen [DE]	2008	x						
4	EP1080953	Ford Global Tech Inc [US]	1999	x	x	x			x	
5	EP0763438	Porsche AG [DE]	1995	x		x			x	
6	EP1378382	Ford Global Tech Inc [US]	2002	x	x				x	
7	DE102009028574	Zahnradfabrik Friedrichshafen [DE]	2009						x	
8	JP7257131	Nissan Motor	1991	x						
9	DE10215378	Visteon Global Technologies [US]	2001					x	x	
10	JP4252712	Daihatsu Motor CO LTD	1991	x						
12	EP1120298	Peugeot Citroen Automobiles SA [FR]	2000		x	x			x	x
13	EP1400380	PD & E Automotive B V [NL]	2002		x					x
14	WO2010072563	Zahnradfabrik Friedrichshafen [DE]	2008	x						
15	WO2010119212	Peugeot Citroen Automobiles SA [FR]	2009	x						
16	EP1645445	Ford Global Tech LLC [US]	2004	x					x	
17	WO2011023549	Zahnradfabrik Friedrichshafen [DE]	2009						x	

Tabelle 3.2.: zum Prüfzeitpunkt (22.03.2011) aufrechte Patente

In Tabelle 3.2 sind die zu beachtenden Patente und die betreffenden Themengebiete aufgelistet.

Um die engen Zusammenhänge der Patente zu verdeutlichen, ist in Abbildung 3.4 ein graphische Zusammenhang dargestellt. Die Patente sind darin nach deren Veröffentlichungsdatum sortiert, wobei das älteste Patent von Honda DE4201180 ganz oben angeordnet wurde. Wie bereits erwähnt wurde vom Esoro Patent EP0760750 ausgegangen. Die damit verbundenen Patente sind mit roten Pfeilen gekennzeichnet. Die darauffolgende Suche ergab die mit blauen Pfeilen markierten Patente. Die schwarzen Pfeile stellen die in dritter Instanz gefundenen Patente, und jene der vorangegangenen Stichwortsuche dar. Durchgestrichene Patente sind als nicht mehr gültig zu werten.

Es ist sehr gut zu erkennen, dass fast alle 16 aufrechten Patente in irgend einer Weise miteinander verbunden sind. Daraus kann geschlossen werden, dass in diesem Themen-

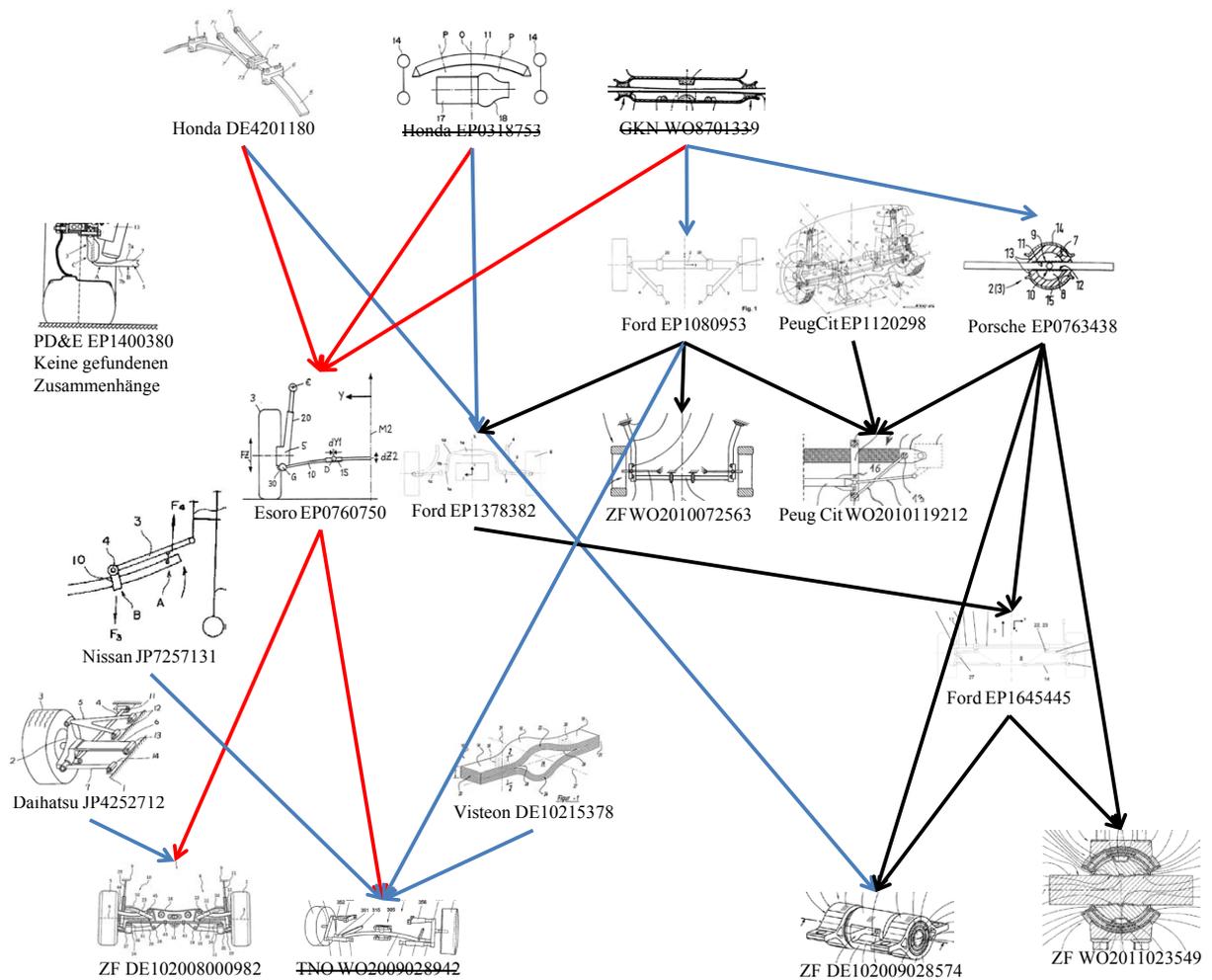


Abbildung 3.4.: Graphische Darstellung der Zusammenhänge zwischen den Patenten

gebiet wahrscheinlich bereits die meisten Patente gefunden worden sind. Es ist damit aber nicht ausgeschlossen, dass außerhalb dieser Gruppe nicht noch vereinzelt relevante Patente existieren. Da eine weitere Suche den Zeitrahmen der Diplomarbeit zu sehr beansprucht hätte, und die detaillierte Prüfung mittels einer Patentabteilung ohnehin unumgänglich ist, wurde die Recherche an dieser Stelle gestoppt.

3.3. Querblattfeder Anordnung

Die nachfolgend näher beschriebenen Konzepte stellen einen Auszug aus den gesammelten Ideen dar. Als Basis wurden die in Abschnitt 2.1 beschriebenen Achstypen herangezogen und um einen weiteren Typ ergänzt. Die Funktionsweise dieser Kreuzblattfederachse wird auf Seite 41 näher beschrieben. Die gewählte Nomenklatur der Konzept-Bezeichnungen besteht dabei aus drei Blöcken.

Block 1: Achsposition

- VA... Vorderachse
- HA... Hinterachse
- VHA... Vorder & Hinterachse

gefolgt von Block 2: Kurzbezeichnung der Basisachse

- PA... Pendelachse
- MP... McPherson-Federbeinachse
- DQ... Doppelquerlenkerachse
- KB... Kreuzblattfederachse

und Block 3: Konzeptnummer

Konzept VA_MP_1

Das erste Konzept stellt zugleich auch das Einfachste dar. Es wird von einer McPherson-Federbeinachse als Basis abgeleitet, wobei der untere Querlenker durch die Querblattfeder und das Federbein durch ein Dämpferbein ersetzt werden. Die Radbaugruppe bleibt dabei unverändert. Dieses Konzept hat keinerlei zusätzliche Lenker in Längs- oder Querichtung. Alle auftretenden Kräfte am Rad werden durch die Feder und das Dämpferbein an den Aufbau übertragen (Abb. 3.5 und 3.6).

Ein großer Vorteil dieses Konzeptes ist die einfache Geometrie der Feder, dadurch könnte diese sehr kostengünstig hergestellt werden. Selbst wenn ein variabler Querschnitt über die Federlänge notwendig sein sollte, ist aus den Erfahrungen mit nicht-radführenden Federn (siehe Abschnitt 2.2.2.1) darauf zu schließen, dass keine großen Probleme in der Fertigung auftreten werden. Die einfache Geometrie und das Fehlen von zusätzlichen Lenkern, lässt die Erwartungen an die Gewichtseinsparung im Vergleich zu allen anderen Konzepten am Höchsten ausfallen.

Ohne zusätzliche Lenker sind Kinematik und Elasto-Kinematik dieser Achse vollkommen von den Eigenschaften der Feder inklusive deren Lagerung abhängig. Die Möglichkeiten für fine-tuning sind daher sehr beschränkt. Die Quersteifigkeit der gesamten Achse hängt

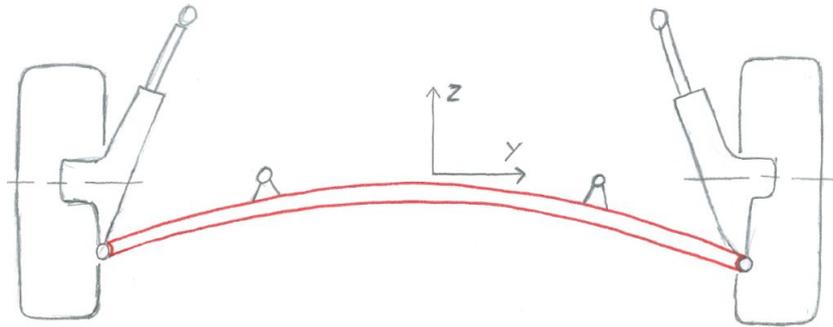


Abbildung 3.5.: Frontansicht aller MP-Konzepte

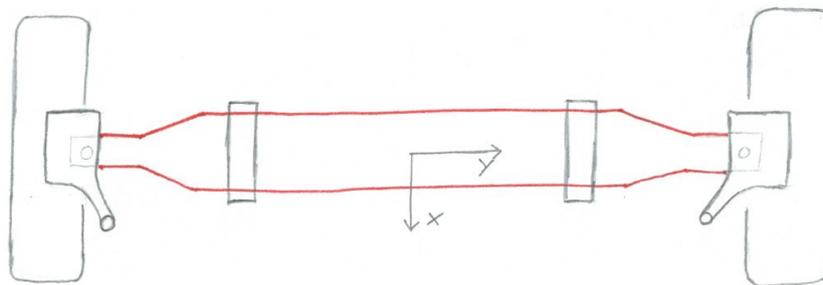


Abbildung 3.6.: Draufsicht VA_MP_1

fast ausschließlich von den Aufbauagern der Feder ab, da diese für den Längenausgleich beim Durchfedern der Feder nachgiebig gestaltet werden müssen (siehe Abschnitt 3.1.2). Zugleich muss in den Lagern auch die Längsnachgiebigkeit der Räder gewährleistet werden. Durch die Vielzahl der Funktionen die die Aufbaulager erfüllen müssen, wird deren Auslegung sehr komplex sein. Hier ist ein nur schwer lösbarer Zielkonflikt zu erwarten.

Ein weiterer großer Nachteil ist die hohe Wahrscheinlichkeit der Kollision von Feder und Motor-Getriebe-Einheit, da die Feder zwischen den Aufbau-Lagerstellen Freiraum zum Durchfedern benötigt. Die Notwendigkeit der Längskraftaufnahme bei diesem Konzept schränkt auch die freie Querschnittsgestaltung ein. Die Feder muss zur Längskraftaufnahme breiter, und um die vertikale Federsteifigkeit nicht zu erhöhen, dünner gestaltet werden. Dadurch sinkt die Materialausnutzung und ein Anstieg der Federmasse ist zu erwarten (siehe (3.2) und (3.3))

Konzept VA_MP_2

Zusätzlich zu VA_MP_1 hat dieses Konzept eine Zug- oder Druckstrebe (je nach Ausrichtung) zur Aufnahme von Längskräften. Die Blattfeder gibt die Funktion der Längskraftübertragung ab, und kann daher schmaler aber dicker ausgeführt werden. Dieser Vorteil wird allerdings mit zusätzlichem Lenkergewicht erkauft. Die Komplexität der Aufbauanlagerung ist im Vergleich zu VA_MP_1 geringer einzuschätzen.

Auch Zandbergen verfolgt diese Bauweise als *Concept 1* und befindet sie, untermauert durch die durchgeführten Tests, als mögliche Lösung für zukünftige Fahrzeuge mit alternativem Antrieb. Er gibt eine Gewichtseinsparung von mindestens 6 kg an. Das entspricht in etwa 20% der Gesamtmasse des sogenannten *centre module* (beinhaltet Feder, Lager, Lenker und Hilfsrahmen). Die konstruktive Umsetzung und die Erprobungen dazu sind in [27] näher beschrieben.

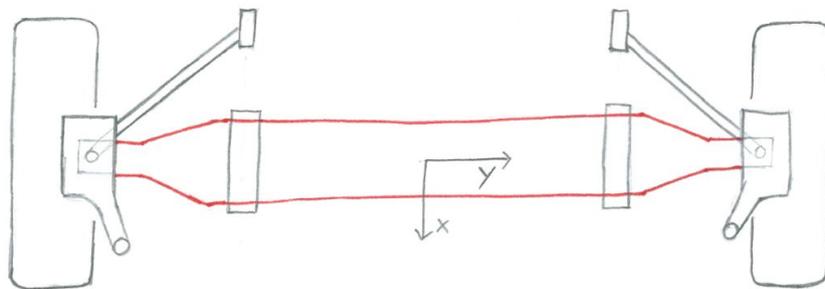


Abbildung 3.7.: Draufsicht VA_MP_2

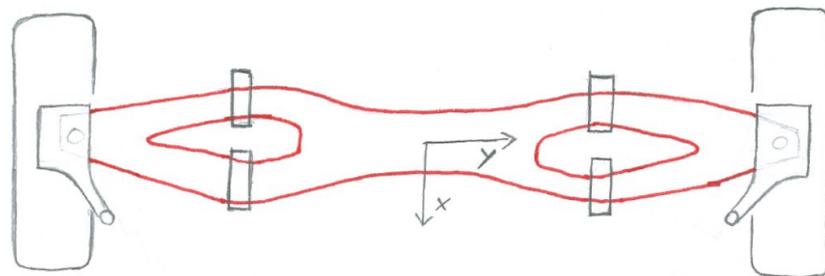


Abbildung 3.8.: Draufsicht VA_MP_3

Konzept VA_MP_3

Dieses Konzept bietet die Möglichkeit der Längskraftabstützung ohne einen zusätzlichen Lenker. Die Feder wird kurz nach der Kugelhakenanbindung in zwei Äste aufgespalten und nun durch insgesamt vier Lagerstellen am Aufbau befestigt (Abb. 3.8).

Der Vorteil gegenüber VA_MP_2 liegt darin, dass die Längskraftabstützung nun auch zur vertikalen Federung beitragen kann, da sie selbst ein Teil der Feder ist. Durch die Integration der Längskraftabstützung steigt jedoch die Komplexität der Aufbau- und Montageanordnung wieder an, und das Bauraumproblem mit dem Getriebe wäre auch hier noch nicht gelöst. Die Herstellungskosten dieser Federbauart sind mit Sicherheit höher als die der beiden vorigen.

Konzept VA_MP_4

Die drei zuvor beschriebenen Konzepte laufen alle Gefahr, nicht im Package des zu entwickelnden Fahrzeuges Platz zu finden. Das Konzept VA_MP_4 beinhaltet nun einen Ansatz, um dieses Problem zu lösen. Es handelt sich zwar grundsätzlich wieder um die Abwandlung einer McPherson-Federbeinachse, nur wird die Blattfeder zwischen den linken und rechten Aufbau- und Montageanordnungen vollkommen aufgespalten geführt. Damit sollte es möglich sein, das Packageproblem in den Griff zu bekommen.

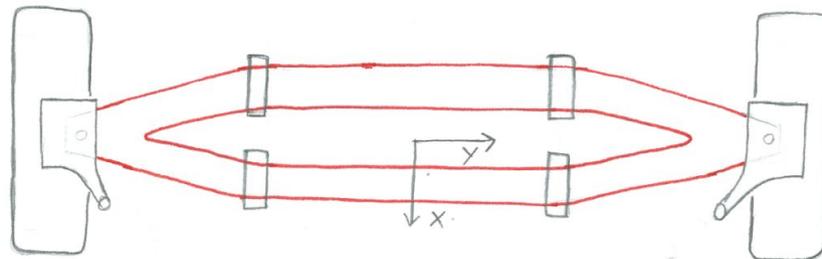
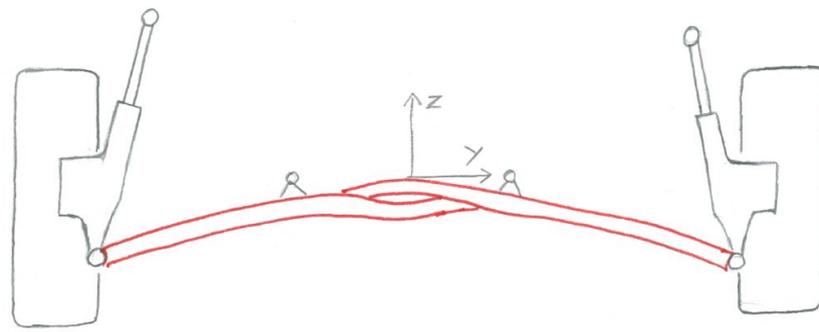


Abbildung 3.9.: Draufsicht VA_MP_4

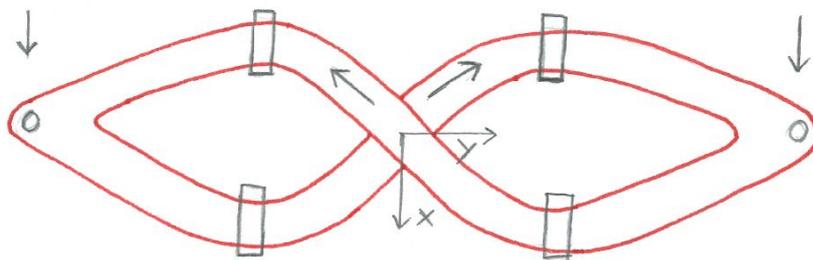
Konzept VA_MP_5

Diese Federanordnung versucht die Komplexität der Aufbau- und Montageanordnung zu mindern. Die geforderte Längsnachgiebigkeit muss hier nicht in Fahrzeuginnenrichtung gewährleistet werden, sondern wird in die Fahrzeugaußenrichtung umgelenkt. Wenn nun wie in Abbildung 3.10(b) dargestellt eine Längskraft auf die Federenden wirkt, wird die entstehende Druckkraft im hinteren Teil auf den unter Zug stehenden vorderen Teil der Gegenseite übertragen. Die Erwartung ist eine längsnachgiebige Aufhängung ohne die Aufbau- und Montageanordnungen axial verschieben zu müssen.

Als größter Nachteil sei die in Abbildung 3.10(a) dargestellte Überlappung erwähnt. Die auftretenden Relativbewegungen zwischen den beiden Federsträngen beim Abfedern von Längskräften macht es notwendig die beiden Stränge entweder gleitend zu lagern, oder einen ausreichenden Sicherheitsabstand einzuplanen. Die dafür zusätzlich notwendige Bauhöhe der Feder im Überlappungsbereich wird das Package Problem mit dem Getriebe noch weiter verstärken.

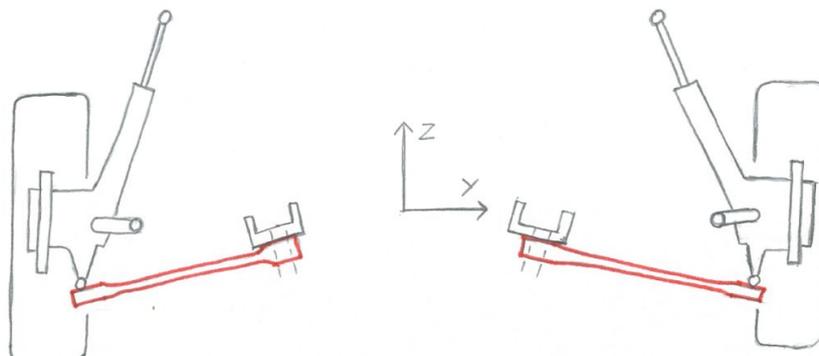


(a) Vorderansicht

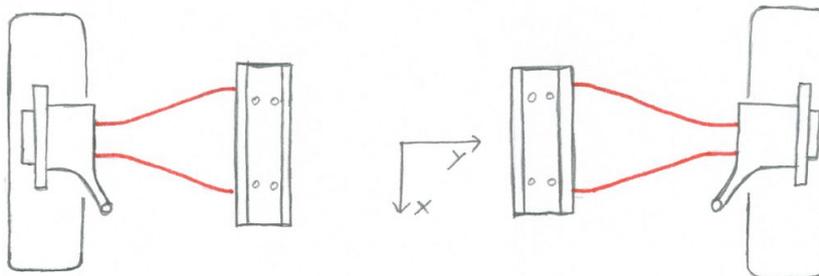


(b) Draufsicht

Abbildung 3.10.: Ansichten VA_MP_5



(a) Vorderansicht



(b) Draufsicht

Abbildung 3.11.: Ansichten VA_MP_6

Konzept VA_MP_6

Dieser Typ unterscheidet sich von allen bisher beschriebenen dadurch, dass die beiden Räder nicht durch eine einzelne durchgehende Querblattfeder verbunden sind. Diese Anordnung passt zwar nicht in das Schema der an zwei Punkten gelagerten Querblattfeder, aber durch den großen Vorteil der Bauraumfreigabe für das Getriebe werden auch hier weitere Überlegungen zur Machbarkeit angestellt. Die Federn sind hier momentensteif am Aufbau oder Längsträger befestigt und übertragen dabei die Aufstandskräfte (Abb. 3.11(a)). Die beiden Radträger sind nach wie vor über ein Kugelzapfengelenk mit den Federn verbunden.

Ein weiterer Vorteil neben dem Packaging ist, dass die Federn links und rechts nicht verbunden sind. Es muss also kein Längenausgleich in den Aufbaulagern ermöglicht werden. Desweiteren findet auch keine Koppelung nach Abbildung 3.3 statt.

Die um die Fahrzeuglängsachse momentensteif ausgeführte Anbindung der Federn an den Aufbau macht es notwendig die betreffenden Stellen am Aufbau sehr steif auszuführen, oder aber gezielt als zusätzliche Federn einzusetzen. Diese Anbindungen müssen folgende Kriterien erfüllen:

- momentensteif um die Fahrzeuglängsachse
- quersteif für präzise Lenkeigenschaften
- Längsnachgiebigkeit der Räder muss gewährleistet sein

Bei diesem Konzept muss auch beachtet werden, dass die Funktion des Stabilisators nicht mehr erfüllt werden kann. Soll dieser dennoch eingespart werden, bleibt noch die Möglichkeit das Wankzentrum zu heben. Dies ist jedoch bei allen hier beschriebenen Konzepten (in beschränktem Ausmaß) möglich, wird allerdings aus fahrdynamischen Gründen nicht als ernstzunehmende Alternative gesehen.

Konzept VA_MP_7

Dies ist das erste hier angedachte Konzept in welchem die Blattfeder nicht radführend ausgeführt ist. Die Feder wird in beiden Querlenkern doppelt gelagert, so dass ein Kräftepaar auf dieselben wirkt. Die erste Lagerstelle befindet sich an der Oberseite des Lenkers wo die Feder mittels verschiebbaren Gummiblöcken aufliegt (Abb. 3.12(b)). Das Gegenlager ist nicht am Aufbau, sondern ebenfalls am Querlenker zu finden. In Abb. 3.12(a) ist diese Lagerstelle genau in der Drehachse der Querlenker gezeichnet. Diese Position kann jedoch variiert werden, um zum Beispiel den Mittenhub der Feder zu beeinflussen. Das Patent von Volvo [28] in Abb. 3.13 zeigt eine sehr ähnliche Lösung. Es handelt sich dabei um eine Doppelquerlenker-Hinterachse mit Querblattfederung (Pos. 31). Die beiden inneren Lagerstellen (Pos. 32) sind jedoch nicht genau an der Drehachse des unteren Querlenkers (Pos. 13) positioniert, sondern weiter in Fahrzeugmitte am Hilfsrahmen. Die beiden Federenden liegen mittels Gummiblöcken (Pos. 34) am unteren Querlenker auf.

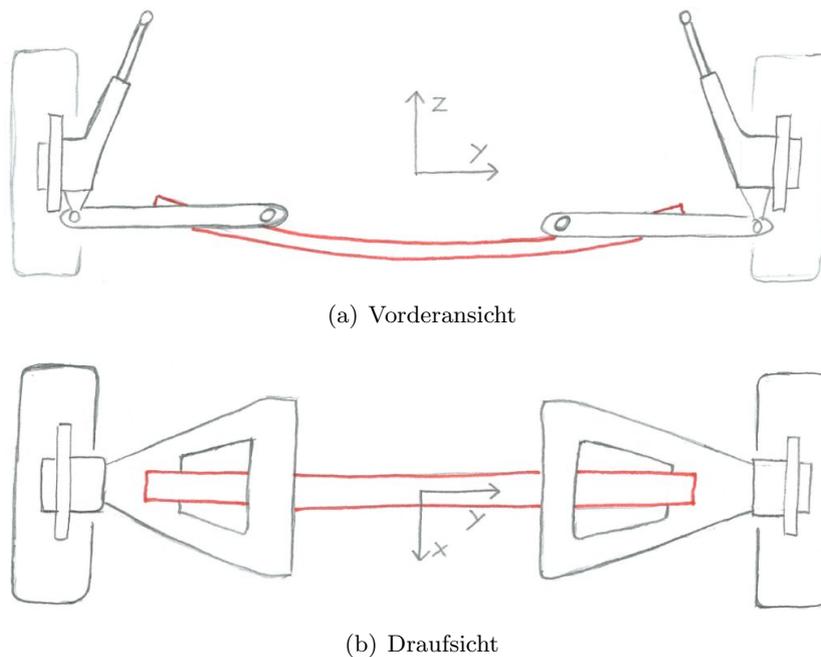


Abbildung 3.12.: Ansichten VA_MP_7

Da die Radführung nicht in den Aufgabenbereich der Blattfeder VA_MP_7 fällt, kann mit sehr einfachen Federlagern gearbeitet werden. Als kostengünstige Lösung bieten sich dabei Gummiblöcke an. Diese sollten in Schubrichtung weich sein, um die Längenänderung der Feder mitmachen zu können. Die Querlenker können nahezu unabhängig mit den üblichen MKS-Methoden ausgelegt werden, um die gewünschte Kinematik und Elastokinematik zu erreichen.

Als negativer Aspekt ist wiederum der kritische Bauraumbedarf zwischen Gebtriebe und Bodengrenzfläche anzuführen. Durch die Vorkrümmung der Feder in Konstruktionslage wird dieses Problem noch zusätzlich verstärkt. Der in Abb. 3.12(a) dargestellte Fall stellt dabei lediglich die Grundidee dar, in welcher die Feder in einen nahezu ebenen Querlenker eingeklemmt wird. Durch Versetzen der Lagerpositionen in der Höhe kann natürlich die Feder in Konstruktionslage auch ohne Vorkrümmung konstruiert werden.

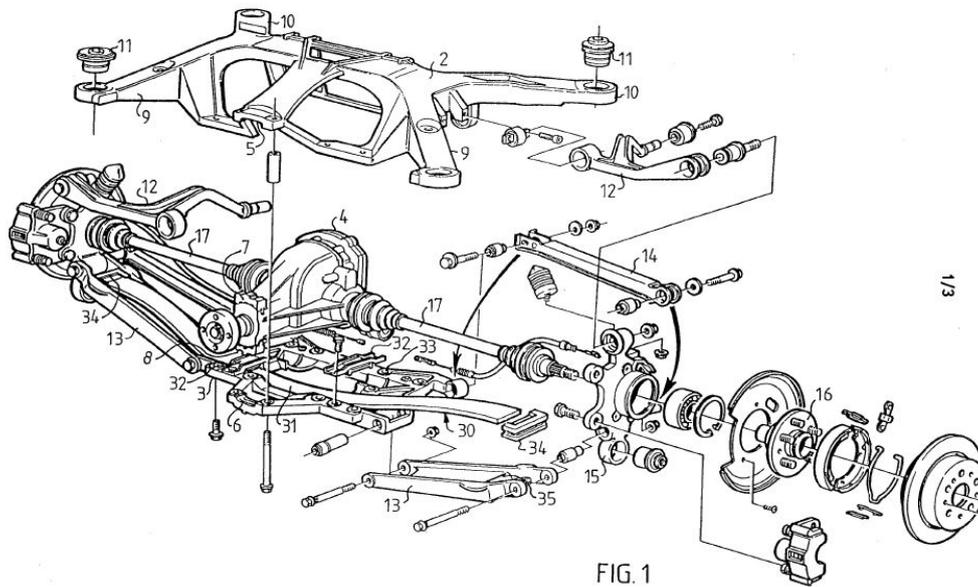


Abbildung 3.13.: Patent WO9600661 von Volvo 1996, [28]

Konzept VA_MP_8

Der Unterschied zu VA_MP_7 liegt in der Verbindung zwischen Querlenker und Feder. Der Kraftübertragungspunkt wird hier ganz nach innen zur Drehachse der Querlenker gezogen. Hier ist eine momentensteife Einspannung notwendig, um die Aufstandskräfte vom Reifen über die Querlenker zur Feder übertragen zu können.

Die Vorteile sind in den Abbildungen 3.14(a) und 3.14(b) leicht ersichtlich. Die Feder baut sehr kurz, und es können zur Optimierung des Längenausgleiches die Position der Anbindung und die Krümmung in Konstruktionslage frei gewählt werden. Die einfache Geometrie (Kreisbogen) und die kurze Bauweise begünstigen dabei eine wirtschaftliche Herstellung. Durch die Trennung von Radführung und Abfederung können Kinematik und Elastokinematik wie beim vorherigen Konzept konventionell ausgelegt, und die Position der Feder in Fahrzeuglängsrichtung nahezu beliebig gewählt werden (Abb. 3.14(c)). Die Feder könnte beispielsweise auch vor der Achsmittle angeordnet besser in ein Fahrzeugkonzept passen.

Neben den Vorteilen finden sich natürlich auch hier einige Nachteile. Ein sehr wichtiger Punkt ist die Belastung des Querlenkers auf Biegung und Torsion. Es ist zu untersuchen, ob die notwendigen Versteifungsmaßnahmen nicht sogar den Gewichtsvorteil der Querblattfeder gegenüber Spiralfeder und Stabilisator wieder relativieren.

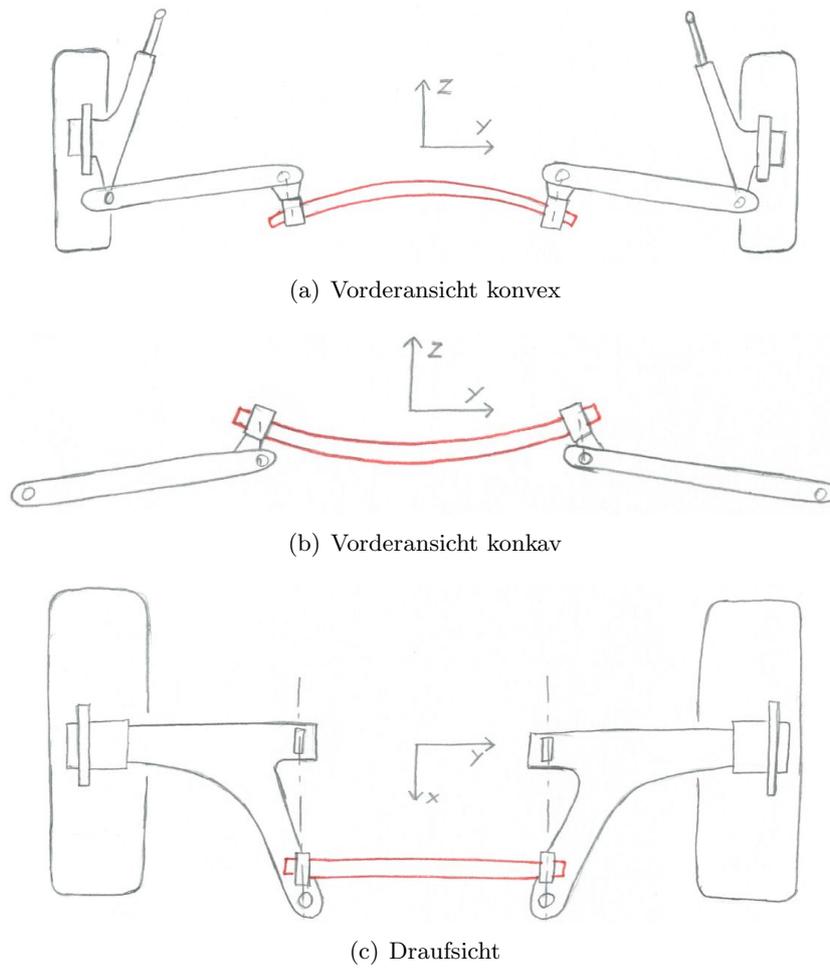


Abbildung 3.14.: Ansichten VA_MP_8

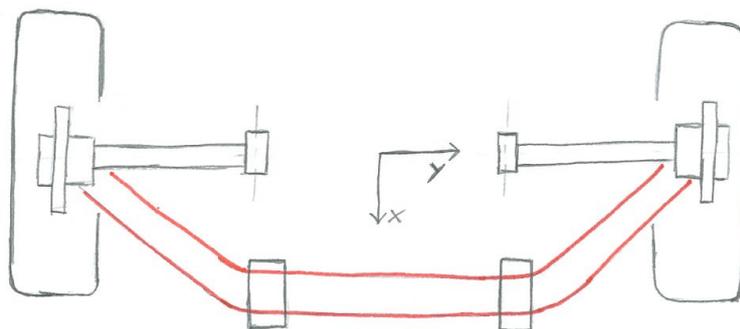


Abbildung 3.15.: Draufsicht VA_MP_9

Konzept VA_MP_9

Konzept VA_MP_9 hat sehr große Ähnlichkeit mit VA_MP_2. Hier übernimmt die Blattfeder allerdings die an den Rädern wirkenden Längskräfte und stützt diese zum Aufbau ab. Die Querkkräfte werden über den Querlenker geleitet. Vorteilhaft dabei ist, dass die Bushings zur Querkraftabstützung sehr steif ausgelegt werden können.

Da die Aufbaulager in Fahrzeuginnenrichtung deutlich hinter dem Krafteinleitungspunkt liegen, wird durch die Aufstandskraft ein Moment um die Verbindungsachse der Aufbaulager erzeugt. Dieses tordiert die Feder in den Endstücken und muss in den Aufbaulagern abgefangen werden. Würde dieses Moment nicht vollständig abgefangen, so käme die Funktion einem herkömmlichen Stabilisator und nicht einer Aufbaufeder gleich. Vor allem die gleichseitige Federrate hängt somit von der rotatorischen Steifigkeit der Lagerstellen ab. Eine momentensteife Verbindung zwischen Querlenker und Blattfederende im Bereich der Kugelzapfengelenke könnte hier zwar Abhilfe schaffen, die Anforderungen an die Aufbaulager bleiben aber dennoch sehr komplex.

Im direkten Vergleich zu VA_MP_2 wird allerdings genügend Platz für das Antriebsaggregat mit Getriebe-Einheit in der Achsmittle geboten. Die zur Verfügung stehende hohe Quersteifigkeit der Achse wäre im dynamischen Fahrbetrieb ebenfalls sehr wünschenswert.

Die Literaturrecherche hat ergeben, dass auch Zandbergen diese Anordnung als *concept 3* (Abb. 2.15) in Erwägung zog. Aufgrund der höheren Anforderungen an die Aufbaulagerung wurde dieses Konzept zugunsten seines *concept 2* (Abb. 2.14) nach den virtuellen Untersuchungen jedoch nicht weiter verfolgt, [27].

Konzept VA_DQ_1

In Abb. 3.16(a) ist eine Doppelquerlenkerachse mit obenliegender Querblattfeder dargestellt. Alle bisher im Rahmen der McPherson-Federbeinachse diskutierten Federanordnungen im unteren Querlenker, könnten prinzipiell auch mit dem Doppelquerlenker-Prinzip kombiniert werden. Durch den zusätzlichen oberen Lenker hätten sie jedoch gegenüber einer McPherson-Federbeinachse alle den Nachteil der größeren Masse und eines steigenden Bauraumbedarfs. Aus diesem Grund werden Doppelquerlenkerachsen mit untenliegender Querblattfeder hier nicht explizit aufgelistet.

Den oberen Querlenker durch eine radführende Querblattfeder zu ersetzen scheint im ersten Moment sehr praktisch, da die Kollision mit der Getriebe-Einheit wegfällt. Bei genauerer Betrachtung stößt man jedoch auf ähnliche Probleme mit dem Zylinderblock, dem Zylinderkopf oder der Ansaugvorrichtung. Da die Feder keinesfalls durch den Motor gehen kann, und zwischen Ventildeckel und Motorhaube kein Platz sein wird, muss die Feder zwangsläufig vor oder hinter dem Antriebsaggregat vorbei. Durch die leichte Schrägstellung des Dämpfers nach hinten ergibt sich, dass die Feder nur hinter dem Motor vorbeigeführt werden kann. Das letztlich einzig sinnvoll scheinende Konzept einer Doppelquerlenkerachse mit Querblattfeder ist in Abbildung 3.16(b) dargestellt.

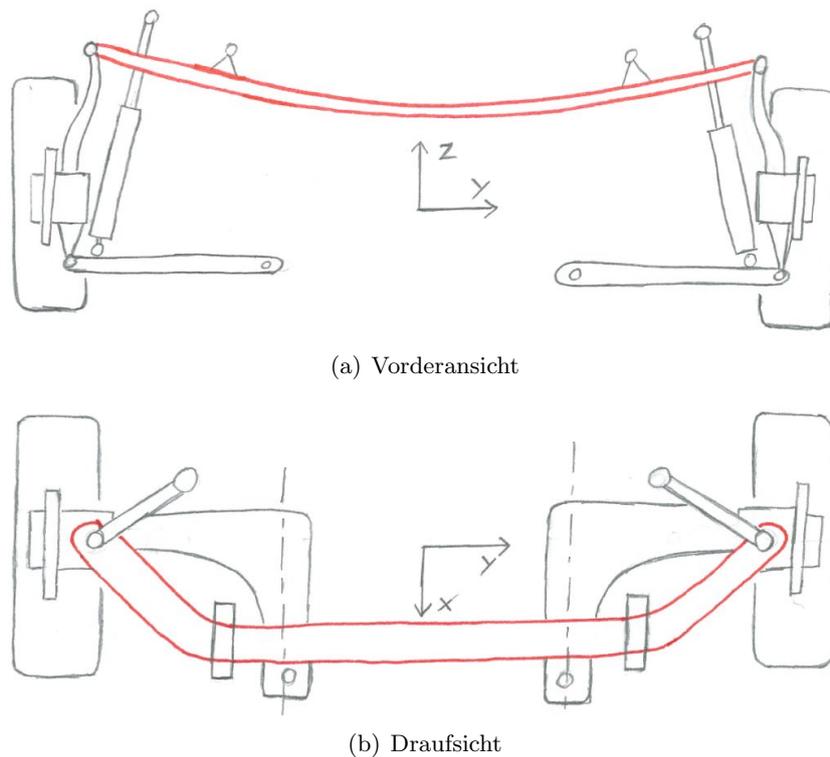


Abbildung 3.16.: Ansichten VA_DQ_1

Wie in Abschnitt 2.1.3 beschrieben, wird der obere Querlenker aus Gründen der Radsturz-Kinematik und des eingeschränkten Bauraumes sehr oft kürzer als der untere gestaltet. Will man bei einer Querblattfeder die freie Federlänge welche als eine Art Querlenker dient verkürzen, so muss der Abstand zwischen den Aufbauagern im selben Verhältnis geändert werden. Andernfalls würden gleich- und wechselseitige Federrate nicht mehr zusammenpassen. Dabei ist auch zu bedenken, dass eine kurze freie Federlänge bei gegebenem Federweg sehr große Mittenhübe der Blattfeder bewirkt.

Ein Konzept mit obenliegender Feder profitiert jedoch von den Hebelverhältnissen zwischen dem Radaufstandspunkt, dem Traggelenk und dem Führungsgelenk. Bei großem Gelenksabstand sind die auftretenden Lateral- und Longitudinalkräfte im oberen Querlenker wesentlich geringer als im unteren (Long Spindle Konzept Abb. 2.7). Bei gleicher zulässiger Querverschiebung der Achse während der Kurvenfahrt, sinken demnach auch die Ansprüche an die Quersteifigkeit der Aufbauagernstellen, was als Vorteil einer obenliegenden Feder zu sehen ist.

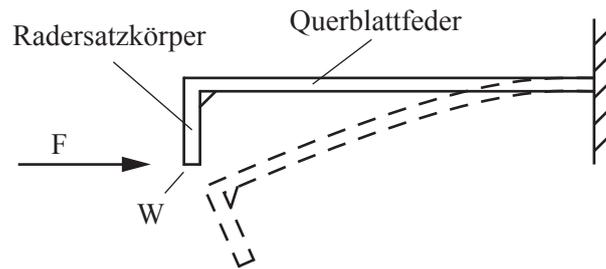


Abbildung 3.17.: Radhubtendenz durch Querkräfte

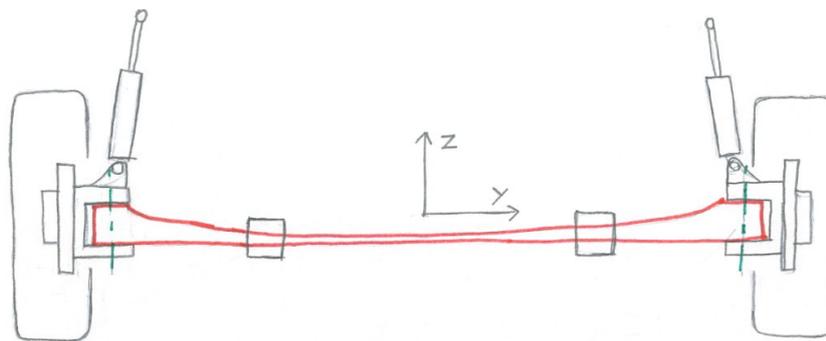
Konzept VA_PA_1

Das hier als Pendelachse bezeichnete Konzept ähnelt von der Kompaktheit her gesehen einer McPherson-Federbeinachse. Alle Feder-Lenker Anordnungen der MP-Konzepte können auch für die Pendelachsen übernommen werden. Abbildung 3.18 stellt dabei nur eine Möglichkeit dar. Der wesentliche Unterschied zu den MP-Konzepten besteht darin, dass das durch eine im Latsch angreifende Querkraft hervorgerufene Kippmoment des Rades, sich nicht über ein Biegemoment im Dämpferbein zum Aufbau abstützen kann, da hier ein Scharniergelenk zwischengeschaltet ist, Abbildung 3.18(b) grüne Achse. Dieses Kippmoment wird stattdessen von der Feder mittels eines weiteren Scharniergelenkes, Abbildung 3.18(a) grüne Achse, welches das Schwenken des Rades um die Hochachse erlaubt, abgefangen.

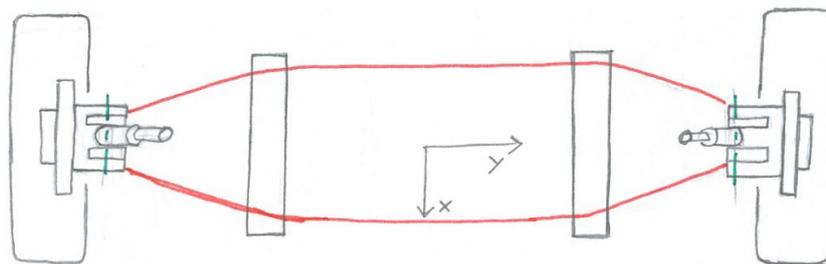
Greift eine Querkraft F am Radaufstandspunkt W an, so entsteht eine ausfedernde Tendenz am kurvenäußeren Rad, Abbildung 3.17. Diese wirkt der steigenden Radaufstandskraft dann entgegen, und unterstützt somit die Wankstabilisierung. Dabei ist zu beachten, dass die auftretende Reaktionskraft nicht durch das Einfedern des gegenüberliegenden Rades erzeugt wird wie beim klassischen Wankstabilisator, sondern durch die am betreffenden Rad angreifende Querkraft im Latsch. Es handelt sich dabei also nicht um einen Koppel Effekt zwischen den beiden Rädern einer Achse.

Die Blattfeder bestimmt durch die Art der Anbindung somit maßgeblich den Sturz des Rades, wodurch der Einfluss von Aufbau-Wankbewegungen auf den Radsturz geringer als beim McPherson-Prinzip gehalten werden könnte. Die Anbindung an der Feder hat aber auch zur Folge, dass Querkräfte den Sturz des Rades elastisch verändern können. Dieser Effekt ist äußerst kritisch zu betrachten, da es sich um ein ungedämpft schwingfähiges Feder-Masse-System handelt.

Ein weiterer Nachteil ist die Sturzkinematik bei gleichseitigen Radhubbewegungen. Das Rad führt dabei bezüglich des Aufbaus die gleichen Bewegungen wie beim Wanken aus, wodurch große Radsturzänderungen auftreten können. Dies ist bei unterschiedlichen Beladungszuständen äußerst kritisch, da die Reifenabnutzung sehr sturzempfindlich ist.

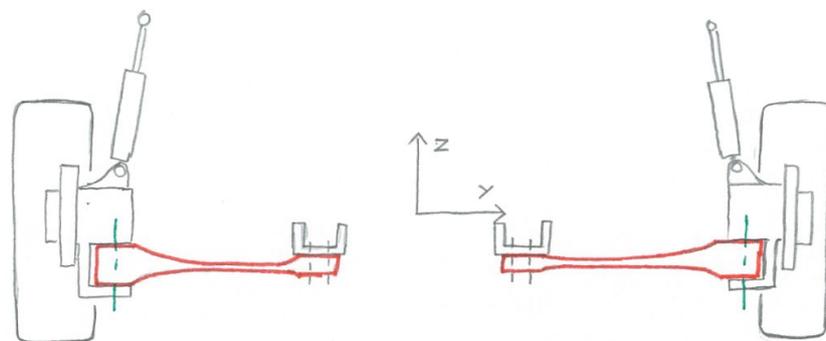


(a) Vorderansicht

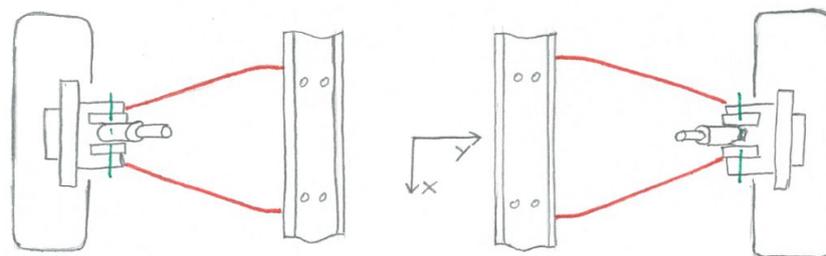


(b) Draufsicht

Abbildung 3.18.: Ansichten VA_PA_1



(a) Vorderansicht



(b) Draufsicht

Abbildung 3.19.: Ansichten VA_PA_2

Konzept VA_PA_2

Das zweite Pendelachsen-Konzept (Abb. 3.19) stellt eine Kombination aus VA_PA_1 und VA_MP_6 dar, und versucht dabei die jeweiligen Vorteile beider zu übernehmen. Während die Radbaugruppe mit den beiden Scharniergelenken (grüne Achsen) ident aus dem Konzept VA_PA_1 übernommen wird, ist die Blattfeder analog VA_MP_6 zwischen den Aufbauagern nicht durchgehend ausgeführt. Dieses neue Konzept beabsichtigt, den wankstabilisierenden Effekt aus Abb. 3.17 zu nutzen, um den Stabilisationsverlust durch den Wegfall der Federmitte zu kompensieren, ohne das Wankzentrum sehr weit anheben zu müssen.

Der Vorteil einer Entkoppelung beider Räder bezüglich longitudinaler Kräfte gemäß Abbildung 3.3, und der Bauraumgewinn im Getriebebereich bleiben von Konzept VA_MP_6 ebenso erhalten wie der Nachteil der komplexen Aufbaulagerung.

Konzept VHA_KB_1

Streng genommen handelt es sich hier nicht um eine reine Querblattfeder. Die Blattfedern bei diesem Konzept erstrecken sich über zwei Achsen eines Fahrzeuges. Es sind dabei jeweils die beiden diagonalen Räder mit einer an zwei Punkten gelagerten Blattfeder verbunden. Die Federn übernehmen sowohl an der Vorder- als auch Hinterachse die longitudinalen Kräfte, während die lateralen Kräfte über Querlenker abgestützt werden.

Die Idee dahinter ist der sich aus der Anordnung ergebende Vorteil einer zusätzlich zur Wankabstützung auftretenden Nickabstützung. Diesem Vorteil steht ein sehr großer Nachteil gegenüber welcher in Zuge des Projektes *COAM-2* als Ausschlussgrund zu werten ist. Mit der Skizze in Abb. 3.20 lässt sich dieser sehr schön zeigen:

Die Federn kreuzen sich prinzipbedingt in der Fahrzeugmitte. Dies ist jedoch auch genau die Stelle an der der Mittenhub sein Maximum erreicht. Stellt man sich nun einen Zustand vor, in welchem eine Diagonale des Fahrzeuges sehr weit ein-, und die andere sehr weit ausgefedert ist, so müsste man um eine Kollision der beiden Federn zu vermeiden, sehr viel Platz zwischen der Bodengrenzfläche und der Bodenplatte des Fahrzeuges vorsehen. Da dies jedoch auf Kosten des Platzes in der Fahrgastzelle gehen müsste, erscheint die Lösung für das angestrebte Fahrzeugkonzept nicht passend.

3.3.1. Bewertung

Die Bewertung der einzelnen Konzepte erfolgte in Zusammenarbeit mit den Abteilungen für Betriebsfestigkeit, Mehrkörpersimulation sowie Fahrwerk und Antrieb von MSF. Die Erfahrungen und die unterschiedlichen Ansichtsweisen der beteiligten Personen brachten im Zuge dieser Diskussionen des öfteren neue Ideen hervor. Durch die neuen Inputs wurden Konzeptfindung und Bewertung mehrmals durchlaufen. Viele der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Konzepte sind erst im Laufe dieses Prozesses entstanden.

	Vorteile	Nachteile
VA_MP_1	+ geringe Anzahl an Bauteile + kostengünstige Herstellung	- Package (Kollision mit Getriebe) - Festigkeit (Längskräfte) - Elasto-Kinematik - komplexe Aufbaulager
VA_MP_2	+ Festigkeit unproblematisch + (kostengünstige Herstellung)	- Package (Kollision mit Getriebe) - zusätzlicher Lenker notwendig
VA_MP_3	+ Festigkeit unbedenklich	- Package (Kollision mit Getriebe) - höhere Herstellkosten - Elasto-Kinematik - komplexe Aufbaulager
VA_MP_4	+ Festigkeit unbedenklich + Bauraumkompatibel	- höhere Herstellkosten - Elasto-Kinematik - komplexe Aufbaulager
VA_MP_5	+ Längsnachgiebigkeit in der Feder	- sehr hohe Herstellkosten - Elasto-Kinematik - schlechte Bauraumkompatibilität - komplexe Aufbaulager
VA_MP_6	+ günstige Herstellkosten + kein Packageproblem mit Getriebe + Entkoppelung der longitudinalen Kräfte	- kein Stabilisator Effekt - Einfluss des Aufbaus auf Federrate - komplexe Aufbaulager
VA_MP_7	+ günstige Herstellkosten der Feder + einfache, kostengünstige Lagerung	- Packageproblem mit Getriebe - zusätzliche Querlenker notwendig - Bodenfreiheit kritisch
VA_MP_8	+ sehr günstige Herstellkosten der Feder + einfache, kostengünstige Lagerung + Federpos. in Längsrichtung frei wählbar + kein Packageproblem mit Getriebe	- zusätzliche Querlenker notwendig - Querlenker auf Biegung und Torsion belastet
VA_MP_9	+ hohe Quersteifigkeit + kein Packageproblem mit Getriebe	- zusätzliche Querlenker notwendig - Blattfeder auf Torsion belastet - komplexe Aufbaulagerung - Herstellkosten der Feder
VA_DQ_1	+ kein Packageproblem mit Getriebe + geringere Reaktionskräfte + geringere Anforderungen an Aufbaulager	- Masse - große Mittenhübe durch kurze Querlenker
VA_PA_1	+ Wankstabilisierender Effekt bei Querkraft + Sturzkinematik Wanken	- Sturzänderung durch Querkraft - Sturzkinematik gleichseitig federn
VA_PA_2	+ Wankstabilisierender Effekt bei Querkraft + Sturzkinematik Wanken + kein Packageproblem mit Getriebe + Entkoppelung der longitudinalen Kräfte	- Sturzänderung durch Querkraft - Sturzkinematik gleichseitig federn
VHA_KB_1	+ Nickabstützung über die Federn	- Package des Gesamtfahrzeuges nicht lösbar

Tabelle 3.3.: Vor- und Nachteile der Konzepte

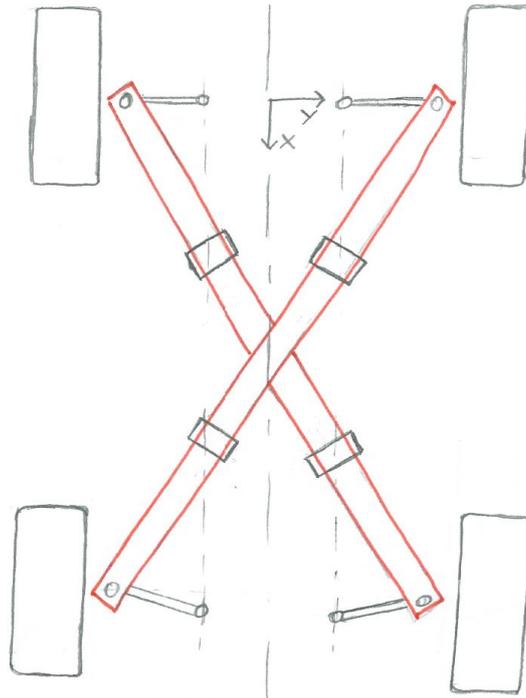


Abbildung 3.20.: Draufsicht VHA_KB_1

Zur systematischen Bewertung der Konzepte wurde eine Bewertungsmatrix erstellt. Dabei wurden fünf Kriterien betrachtet und anschließend zu zwei Gruppen zusammengefasst. Diese waren:

1. das Entwicklungsrisiko
2. das Potential der Ergebnisse

Da es sich beim Projekt *COAM-2* um eine Machbarkeitsstudie handelt, war ein gewisses Maß an Pioniergeist erforderlich. Die Gruppe *Entwicklungsrisiko* wurde daher nicht zur Reihung der zu untersuchenden Konzepte verwendet, sondern lediglich zu deren Verwerfung wenn eine erfolgreiche Umsetzung als sehr unwahrscheinlich eingeschätzt wurde. Die Reihung erfolgte somit anhand der Erwartungen an das Endergebnis einer Entwicklung. Tabelle 3.4 zeigt die beiden Gruppen mit den jeweiligen Kriterien und deren Gewichtung. Als Referenz wurde die McPherson-Federbeinachse herangezogen, da sie aufgrund ihrer vielen Vorzüge auch in den Benchmark-Fahrzeugen zum Einsatz kommt. Die Bewertung erstreckt sich von der Ziffer 1, welche als *sehr gute Eignung* zu werten ist, bis zur Ziffer 5. Da keines der Konzepte zu dem Zeitpunkt der Bewertung bereits entwickelt war, konnten auch keine Messungen oder Test durchgeführt werden. Die Note 5 bedeutet deshalb nicht, dass ein Konzept in diesem Teilpunkt die Anforderungen überhaupt nicht erfüllen könnte, sondern lediglich, dass eine sehr schlechte Eignung dafür vorliegt. Die betreffenden Konzepte wurden aus diesem Grund in der Folge aber nicht weiter betrachtet.

Machbarkeit und Risiko

Das Kriterium **Package** gibt die Abschätzung von Bauraumkonflikten durch neue Bauteile wieder. Eine gute Bewertung ist daher mit wenigen und kleinen Bauteilen erreichbar. Diese sind im Idealfall auch noch variabel zu positionieren. Die McPherson-Federbeinachse hat als bereits etablierte Lösung durch die geringe Anzahl an Bauteile wenig Probleme beim Package. Die Querlenker können auch sehr frei gestaltet werden, daher wurde sie mit 1 bewertet. Dasselbe trifft auch auf die nahezu baugleichen VA_MP_6 und VA_PA_2 zu. Die Konzepte VA_MP_8 und VA_MP_9 benötigen im Bereich hinter dem Getriebe etwas mehr Platz sind aber sonst als unkritisch zu betrachten. Mit 3 bewertet wurden die VA_MP_4, da sie auch im Bereich vor dem Differential Platz benötigt, und VA_DQ_1, da an der Oberseite hinter dem Motor normalerweise viele Aggregate montiert sind, und das Platzangebot möglicherweise stark eingeschränkt wird. Die restlichen Konzepte wurden seitens des Package als äußerst kritisch eingestuft, da es sehr unwahrscheinlich schien, dass eine Feder direkt unter dem Differential Platz finden könnte.

Im Kriterium **Festigkeit** kommen Bedenken bezüglich des Kraftflusses zum Tragen. Eine reine Biegebelastung hervorgerufen durch die Aufstandskräfte, wie es bei nicht-radführenden Konzepten der Fall ist, wurde dabei als unproblematisch gesehen. Kommen zusätzlich Quer- oder Längskräfte hinzu, oder treten in der Feder durch ihre Formgebung Torsionsspannungen auf, verschlechtert sich die Bewertung, da eine Überbelastung wahrscheinlicher wird. Auch hier erhielt das McPherson-Prinzip mit seinen unzähligen bereits realisierten Anwendungen die beste Benotung. Aber auch die nicht-radführenden Konzepte VA_MP_7 und VA_MP_8 gaben keinerlei Grund für Bedenken, da sowohl radführende Querlenker als auch nicht-radführende GFK Blattfedern bereits in Serie verbaut werden (siehe Abschnitt 2.2.2.1. Das radführende Konzept VA_MP_2 wurde mit der Note 2 etwas besser alle anderen radführenden Konzepte bewertet, da hier nur die lateralen Kräfte in die Feder eingeleitet werden. Bei Kombination von lateralen und longitudinalen Kräften in der Feder wurde dann die Note 3 vergeben (VA_MP_1, VA_PA_1, VHA_KB_1). Bei den verbleibenden Konzepten kommt zusätzlich zur Biegebelastung noch eine Torsionsbelastung hinzu wodurch die Ansprüche an die Festigkeit steigen. Eine momentensteife Einspannung am Aufbau führte ebenfalls zu einer schlechten Bewertung. Der Grund dafür ist, dass bei allen durchgehenden Feder Varianten in den Lagerstellen am Aufbau bereits eine Verdrehung zugelassen wird. Es muss also nicht die gesamte Verformung beim Einfedern außerhalb der Lagerstellen erfolgen. Durch die momentensteife Einspannung fällt dieser Effekt weg und die notwendige Verformung bei Federbewegungen steigt.

Die beiden bisher beschriebenen Kriterien dienen wie bereits erwähnt, nicht zu einer Reihung der Konzepte, wohl aber zu deren Ausschluss falls die Note 5 vergeben wurde. Hiervon sind VA_MP_6, VA_PA_2 und VHA_KB_1 betroffen.

Abschätzung der Potentiale

Mit den verbleibenden Konzepten wurde anschließend eine Reihung durchgeführt. Das Kriterium mit der höchsten Gewichtung (50%) dabei war die zu erwartende **Masse** des Gesamtsystems. Wenige, leichte Bauteile führten hier zu einer guten Bewertung. Damit ähnelt dieses Kriterium dem zuvor beschriebenen Package-Kriterium, mit dem Unterschied, dass hier die Flexibilität der Anordnung außer Acht gelassen wird. Die Konzepte VA_MP_1 und VA_MP_4 erhielten dabei die beste Benotung da sie ohne zusätzliche Lenker auskommen. Die Note 2 wurde bei komplexer geometrischer Gestaltung der Feder vergeben, da hierdurch mit etwas Mehrgewicht gerechnet wurde (VA_MP_3). Das gleiche galt für einen zusätzlich notwendigen Lenker (VA_MP_2 und VA_MP_9). Bei sehr komplexen Geometrien oder wenn sogar ein ganzer Dreiecks-Querlenker benötigt wurde, verschlechterte sich die Note bereits auf 3. Die als Referenz dienende McPherson-Federbeinachse erhielt definitionsgemäß die Note 5.

Die **Kosten** gingen mit 20% in die Wertung ein. Die McPherson-Federbeinachse gilt bereits als sehr preiswerte Lösung, was eine weitere Kostensenkung sehr schwierig macht. Das einzige Konzept, das dennoch eine Kostenreduzierung durch geringe Anzahl von Bauteilen und einfachen Federn versprach, wurde daher mit 1 bewertet (VA_MP_1), während die Referenzachse mit der Note 2 noch immer gut abschnitt. Es wurde bei der Beurteilung sehr stark auf die Formgebung der Feder geachtet, da hierdurch deutlich steigende Kosten in der Fertigung erwartet wurden. Ein konstanter Querschnitt über die gesamte Fedelänge galt als die kostengünstigste Lösung, während bei variablem Querschnitt bereits Zusatzkosten erwartet wurden. Jede zusätzliche Rundung sowie eine Aufspaltung oder Zusammenführung der Faserstränge erhöhte die erwarteten Kosten zusätzlich. Die Notwendigkeit zusätzlicher Lenker oder Gelenke ergaben ebenfalls jeweils eine um einen Grad schlechtere Note. Davon betroffen waren VA_MP_3, VA_MP_5, VA_MP_9 und VA_DQ_1. Die restlichen Konzepte wurden bezüglich der zu erwartenden Kosten einer McPherson-Federbeinachse gleichgestellt.

Als Benchmark für die **Kinematik** diente abermals die McPherson-Federbeinachse. Bei diesem Kriterium wurden vor allem die Steifigkeiten in die drei Raumrichtungen und der Sturzverlauf über dem Radhub bewertet. Alle nicht-radführenden Konzepte wurden durch die ausgereifte Lenkerführung der McPherson-Federbeinachse mit der Note 1 gleichgestellt (VA_MP_7, VA_MP_8). Einzig die VA_DQ_1 erhielt durch die obenliegende Feder und der damit geringeren Reaktionskräfte auf die Aufbaulager die Note 2. Die Möglichkeit mit ihrer Doppelquerlenker-Anordnung auf den Sturzverlauf Einfluss zu nehmen wurde ebenfalls als vorteilhaft gewertet.

Die VA_MP_9 schaffte als ein Sonderfall noch 2,5 da hier durch den Lenker eine sehr steife Lagerung in lateraler Richtung möglich ist, und reihte sich damit vor der VA_MP_2 mit der Bewertung 3 ein. Hier ist zwar ein zusätzlicher Lenker zur kinematischen Entlastung der Aufbaulager vorhanden, aber dieser ermöglicht keine quersteife Aufhängung. Die Note 4 erhielten alle Konzepte ohne zusätzliche Lenkerführung, da eine exakte Radführung ausschließlich über die weichen Querblattfederlagerungen als sehr schwierig eingestuft wurde.

	Package	Festigkeit	Entwicklungsrisiko	Masse	Kosten	Kinematik / Elastokinematik	Endergebnis	Reihung nach Priorität
	50%	50%		50%	20%			
McPherson	1	1	1	5	2	1	3,2	---
VA_MP_1	4	3	3,5	1	1	4	1,9	1
VA_MP_2	4	2	3	2	2	3	2,3	6
VA_MP_3	4	4	4	2	4	4	3	---
VA_MP_4	3	4	3,5	1	2	4	2,1	2
VA_MP_5	4	4	4	3	5	4	3,7	---
VA_MP_6	1	5	3	---	---	---	---	---
VA_MP_7	4	1	2,5	3	2	1	2,2	3
VA_MP_8	2	1	1,5	3	2	1	2,2	3
VA_MP_9	2	4	3	2	2,5	2,5	2,25	5
VA_DQ_1	3	4	3,5	3	3	2	2,7	7
VA_PA_1	4	3	3,5	3	2	4	3,1	---
VA_PA_2	1	5	3	---	---	---	---	---
VHA_KB_1	5	3	4	---	---	---	---	---

Tabelle 3.4.: Bewertungsmatrix der Federkonzepte

3.3.2. Bauraumuntersuchung und Auswahl

Aus Tabelle 3.4 geht die Reihung anhand der Benotung der Konzepte in der sie untersucht werden hervor. Da es sich hierbei immer noch um eine zu große Anzahl an Konzepten handelt, wurde beschlossen dass zur weiteren Selektierung eine grobe Bauraumuntersuchung mittels CAD durchgeführt wird. Alle Konzepte die eine Note kleiner als 3 erhielten sollen weiter geprüft werden.

Bauraumuntersuchung VA_MP_1

Als grober Anhaltswert für die Positionierung der Blattfeder wurden von der MKS-Abteilung die Kinematikpunkte einer auf das Fahrzeug skalierten McPherson-Federbeinachse zur Verfügung gestellt. An ihr wurde die Blattfeder als Querlenkerersatz ausgerichtet. Mit

den groben Motor- und Differentialpositionen konnte nun sehr schnell erkannt werden, dass ein Konzept mit gerade zwischen den Rädern verlaufender Querblattfeder nicht in das angestrebte Gesamtfahrzeug-Konzept passt. Die Feder kollidiert dabei bereits in Konstruktionslage mit dem Differential. Durch ein Ausfedern der beiden Reifen würde dieses Problem noch zusätzlich verschärft. Damit wurden neben der in Abbildung 3.21 dargestellten VA_MP_1 auch bereits die Konzepte VA_MP_7 und VA_MP_2 ausgeschlossen.

Bauraumuntersuchung VA_MP_4

Durch die Aufspaltung der Feder zwischen den Aufbaulagern konnte bei diesem Konzept die Bauraumkollision mit dem Differential vorerst vermieden werden. Der Darstellung von VA_MP_4 in Abbildung 3.21 ist jedoch zu entnehmen, dass bei dieser Motor-Getriebe-Position die Feder sehr weit nach vorne bauen muss, und damit bei großen Mittenhuben eine Durchdringung mit der Ölwanne entstehen kann.

Bauraumuntersuchung VA_MP_8

Hier traten bei der groben Untersuchung des Bauraumes keine Probleme auf. Die Feder wurde hinter dem Differential angeordnet (Abb. 3.22, da hier vorerst keine Beschränkungen in der Bauhöhe gegeben war).

Bauraumuntersuchung VA_MP_9

Die Positionierung eines einfachen Querlenkers, anstelle des Dreiecks-Querlenkers der McPherson-Basis, war bei dem Konzept VA_MP_9 ebenso problemlos möglich wie die Unterbringung der gebogenen Querblattfeder. Rein aus der Sicht des Bauraumes hätte dieses Konzept also keinen Nachteil gegenüber der VA_MP_8.

Um die Anforderungen des zuvor definierten Lastenheftes aus Abschnitt 2.4.2 bezüglich des Wendekreises zu erfüllen, musste die Freigängigkeit des Rades für sehr große Radlenkwinkel vorgesehen werden. Hier zeigte sich eine ausgeprägte Schwäche der VA_MP_9. Bedingt durch den geforderten Radlenkwinkel am kurveninneren Rad war es nötig die Blattfeder etwa auf halber Querlenkerlänge zu befestigen, anstatt sehr nahe am Radträger (rote Markierung in Abb. 3.22). Die ohnehin als bedenklich eingestufte Längskraftabstützung dieses Konzeptes wurde damit noch weiter verschlechtert und führte zur Verwerfung des Konzeptes.

Bauraumuntersuchung VA_DQ_1

Als letztes Konzept wurde die VA_DQ_1 im Groben untersucht. Dabei kamen grundsätzlich das *Short-* und *Long Spindle* Prinzip in Frage, Abb. 3.23. Ersteres musste jedoch wiederum wegen der großen Radlenkwinkel verworfen werden. Das *Long Spindle* Prinzip erschien in dieser Betrachtung als realisierbar. Mit dem Fortschritt des Projektes *CULT* wurden schrittweise weitere Komponenten in den DMU des Gesamtfahrzeuges integriert.

Dabei stellte sich heraus, dass die Querblattfeder des Konzeptes VA_DQ_1 nicht mit der aus den Crash-Anforderungen hervorgehenden Position des Längsträgers vereinbar ist. Dieses Konzept konnte damit ebenso nicht umgesetzt werden.

Aus der groben Bauraumuntersuchung folgt daher, dass zur detaillierten Konstruktion in Abschnitt 4 zwei Konzepte verbleiben:

Konzept 1: VA_MP_4 radführendes Konzept auf Dämpferbein-Basis

Konzept 2: VA_MP_8 nicht-radführendes Konzept auf Dämpferbein-Basis

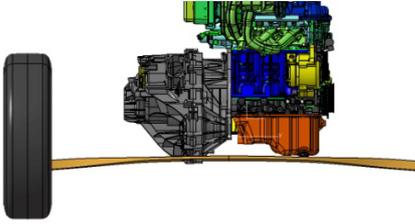
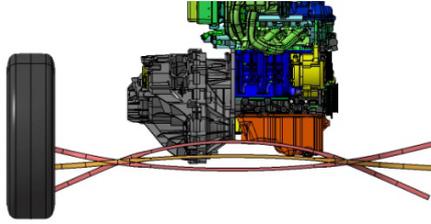
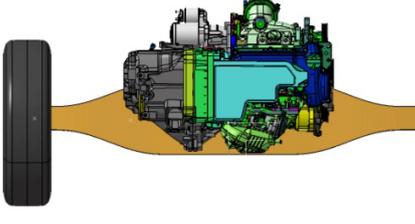
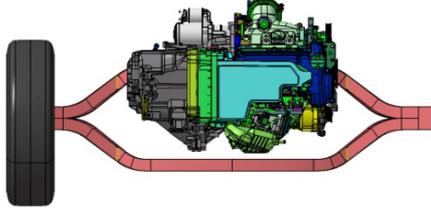
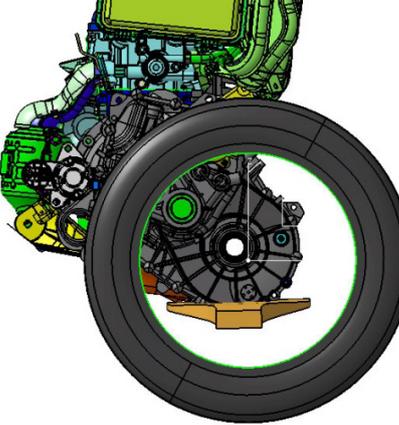
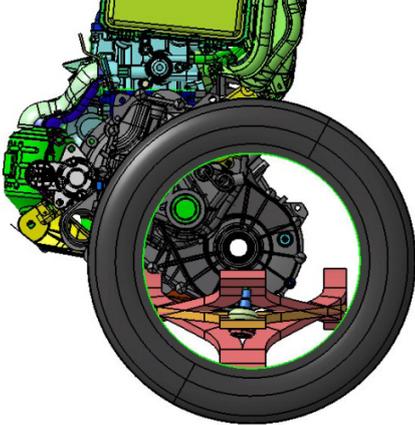
Bezeichnung	VA_MP_1	VA_MP_4
Aufriss		
Grundriss		
Seitenriss		
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> + volle Funktionsintegration + einfachste Lösung + am wenigsten Bauteile + geringe Masse und Kosten 	<ul style="list-style-type: none"> + volle Funktionsintegration + gute Längskraftabstützung + geringe Masse
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> - Längskraftabstützung - Package Getriebe - Zielkonflikt Lagersteifigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> - Kosten - Kollision mit Ölwanne - Zielkonflikt Lagersteifigkeit
Ausschlusskriterium	Package Differential	

Abbildung 3.21.: Bauraumuntersuchungen VA_MP_1 und VA_MP_4

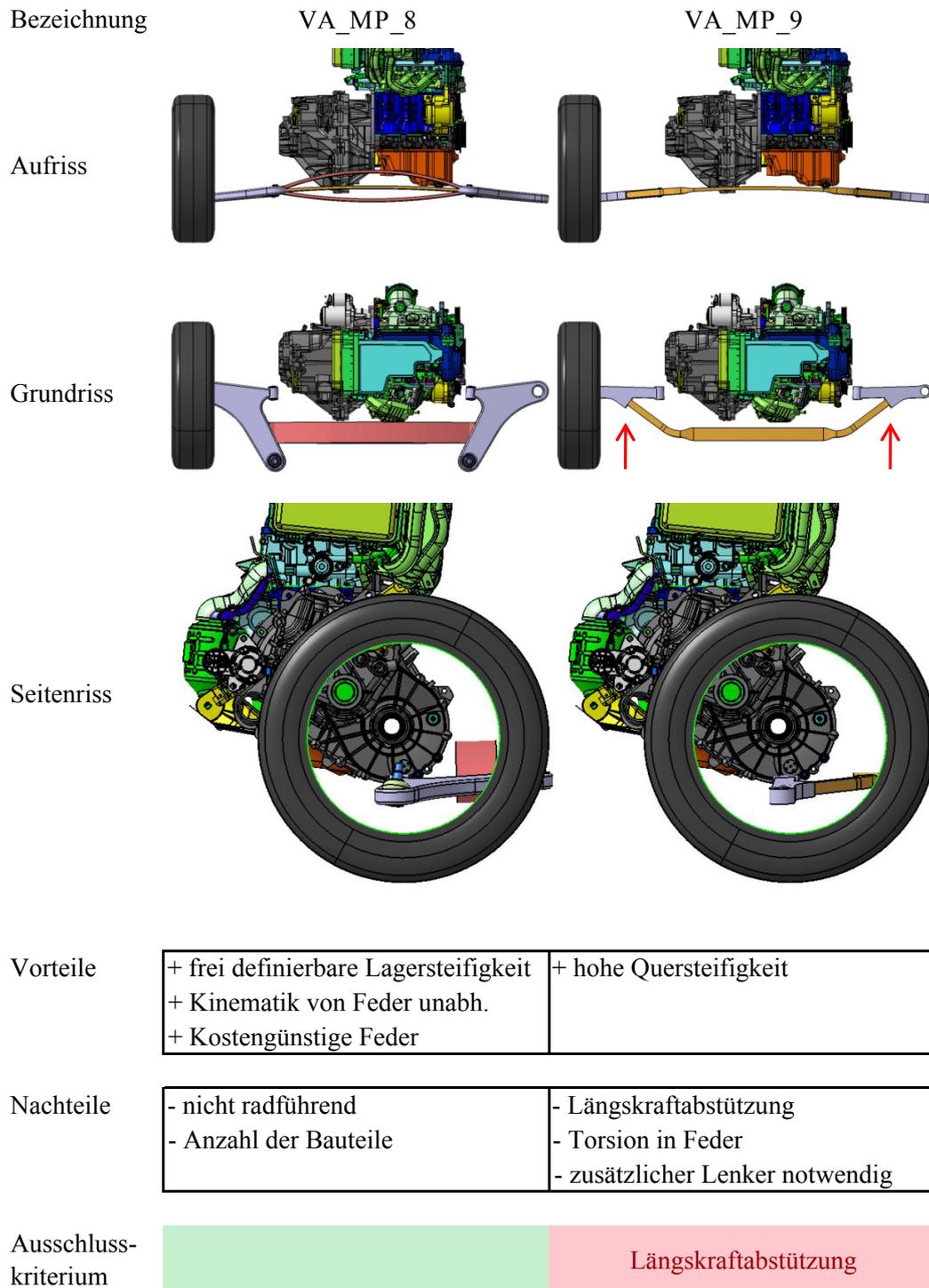


Abbildung 3.22.: Bauraumuntersuchungen VA_MP_8 und VA_MP_9

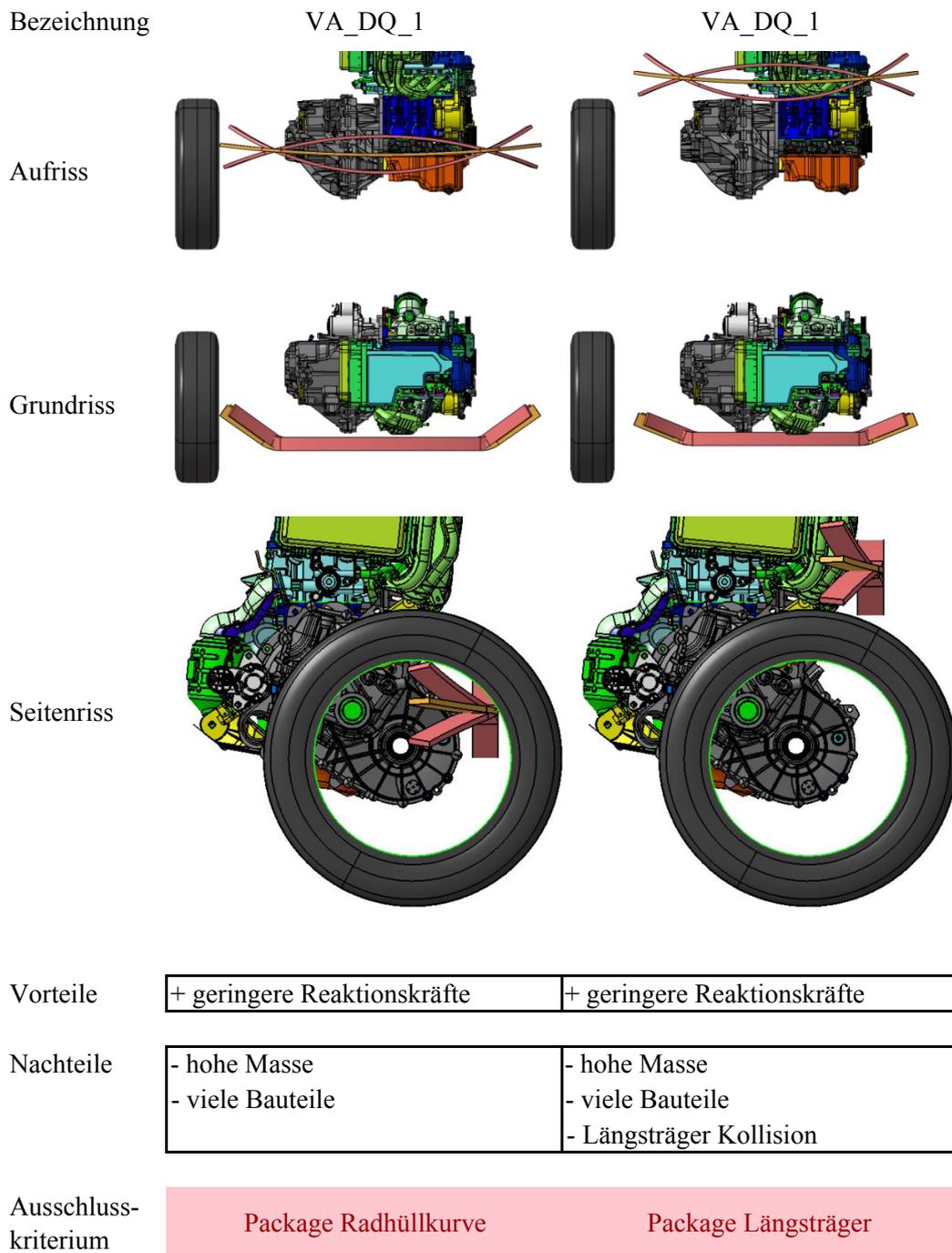


Abbildung 3.23.: Bauraumuntersuchungen VA_DQ_1 Short- und Long Spindle

3.4. Federlagerung am Aufbau

Bei einer radführenden Blattfeder müssen die Lagerstellen zum Übertragen der Querkräfte an den Aufbau in Fahrzeugquerrichtung Kräfte übertragen können. Das heisst, es ist eine kraft- oder formschlüssige Verbindung zwischen Lager und Feder notwendig.

Die Bogenlänge an der Federoberfläche wird sich bei Radhubbewegungen, abgesehen von etwa 1,5% Dehnung (MSF Erfahrung aus Projekt *COAM*), nicht maßgeblich ändern. Sehr wohl aber die Sehnenlänge, da sich beim Durchfedern die Krümmung der Feder ändern wird. Wenn man den Aufbau dabei als starren Körper betrachtet, muss der entstehende Längenunterschied folglich in den Lagern aufgenommen werden. Dies erfordert eine in *Querrichtung weiche Aufhängung*.

Das Lenksystem eines Fahrzeuges ist aber sehr steif mit dem Aufbau verbunden. Treten bei Kurvenfahrt Querkräfte auf, so wird die Feder in ihren weichen Lagern verschoben. Es entsteht dabei zwangsläufig ein Lenkwinkel an den Rädern, der das Lenkverhalten des Fahrzeuges beeinflusst. Für ein präzise arbeitendes Lenksystem ist es daher wichtig, dass die Verschiebung der Feder unter der Einwirkung von Querkräften so gering wie möglich gehalten wird. Es ist daher eine in *Querrichtung steife Aufhängung* anzustreben.

Das Wirkprinzip einer an zwei Punkten aufgehängten radführenden Querblattfeder, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, erzeugt also einen Zielkonflikt bei der Auslegung der Aufbau- lager. Die beiden Forderungen bezüglich der Lagerung in Querrichtung sind:

1. Nachgiebigkeit für den Bogenausgleich
2. Quersteifigkeit für präzises Lenkverhalten

Das folgende Kapitel beschreibt die erarbeiteten Lösungsansätze für das eben dargestellte Problem. Die Vorschläge werden dabei in 4 Gruppen eingeteilt:

1. Fest-/Loslager Prinzip
2. Montage der Lenkung auf der Federlagerung
3. kinematische Lagerung
4. nachgiebige Lagerung

3.4.1. Fest-/Loslager Prinzip

Zum Umgehen des Zielkonfliktes wäre eine Fest-/Loslager Lösung dem ersten Anschein nach sehr gut geeignet. Das Festlager könnte die nötige Quersteifigkeit bieten, während das Loslager den Längenausgleich ohne Probleme bewältigt, Abbildung 3.24.

Dieses Prinzip erfüllt zwar die beiden genannten Kriterien sehr gut, birgt aber eine andere große Schwachstelle. Das Rad auf der Seite des Festlagers würde sehr genau geführt

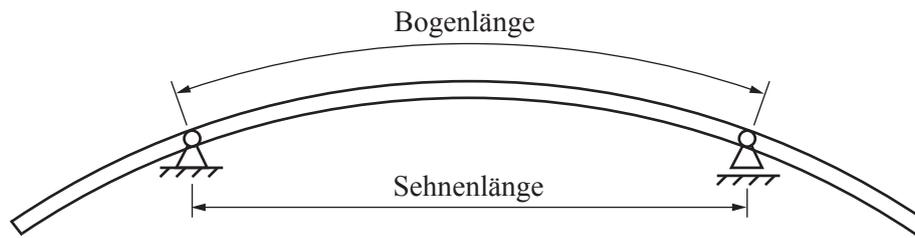


Abbildung 3.24.: Fest-/Loslager Prinzip der Aufbauhalter

werden, während das andere durch die doppelte Verschiebung eine noch stärkere Lenkbewegung ausführen würde. Das völlig unsymmetrische Verhalten ist in diesem Fall nicht akzeptabel, da der Geradeauslauf bei Bodenwellen quer zur Fahrtrichtung stark beeinträchtigt wäre.

3.4.2. Montage der Lenkung auf der Federlagerung

Dieses Konzept versucht das Problem von einer anderen Seite aus zu lösen. Anstelle der Erhöhung der Quersteifigkeit der Blattfederlagerung könnte man die Lenkungslagerung nachgiebiger gestalten. Dies macht natürlich nur Sinn, wenn die zusätzliche Nachgiebigkeit an die der Feder gekoppelt ist. Das Prinzip ist in Abbildung 3.25 skizziert.

Die Blattfeder wird wie zuvor, an zwei Punkten (Pos. 1) am Aufbau befestigt. Diese kann aber nahezu ohne Rücksicht auf die Quersteifigkeit gerade so weich ausgelegt werden, dass der Sehnenlängen-Ausgleich problemlos stattfinden kann. Die Montage der Lenkung (Pos. 2) erfolgt direkt auf der Blattfeder selbst. Um die durch den Mittenhub der Feder auftretenden vertikalen Bewegungen der Lenkung gering zu halten, sollte diese so nahe wie möglich oder direkt an den Aufbauhaltern befestigt werden. Mit dieser Anordnung wird erreicht, dass bei einer Querverschiebung der Blattfeder das Lenksystem mit verschoben wird, und keine ungewollten Lenkwinkel auftreten.

Bei diesem Konzept ist aber zu beachten, dass der Sehnenlängen-Ausgleich nun auch in der Lenkungslagerung erfolgen muss. Es wird das Grundproblem des Zielkonfliktes also nicht gelöst, sondern lediglich von der Lagerung der Blattfeder auf die der Lenkung weitergereicht. Um eine Verschiebung zwischen Lenkung und Feder zu unterbinden, könnte man sich mit einer Art Nutführung (Pos. 3) in Fahrzeugmitte behelfen. Da die Spurstangenkräfte aufgrund der Hebelwirkung des Spurbhebels sehr viel kleiner sind als die Querführungskräfte des Rades, könnte hier leichter ein Kompromiss gefunden werden. Ein Ausgleich der Bewegungen des Lenkgetriebes gegenüber dem aufbaufesten Lenkrad muss in der Lenksäule (Pos. 4) stattfinden.

Obwohl die neu auftretenden Probleme leicht lösbar scheinen, ist in Summe mit einem erheblichen Maß an Zusatzgewicht zu rechnen. Dies, und die Tatsache dass eine Neuent-

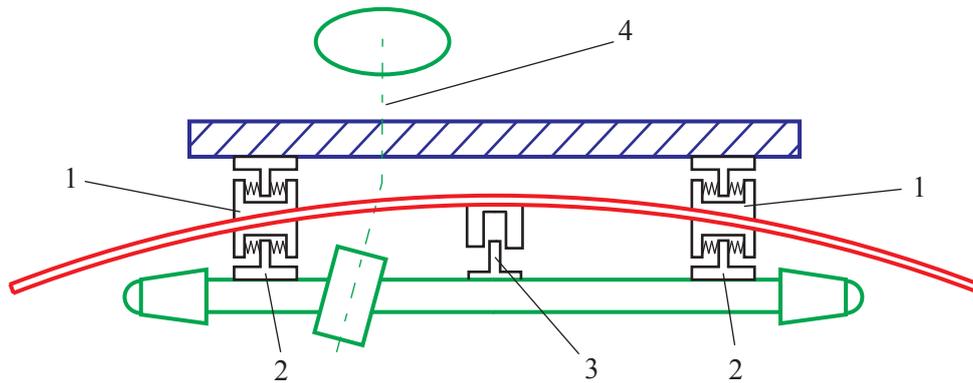


Abbildung 3.25.: Montage der Lenkung auf der Blattfederlagerung

wicklung der Lenkung durchgeführt werden müsste, schließt das Konzept im Zuge des Projektes *COAM-2* aus.

3.4.3. Kinematische Lagerung

Bei der Gruppe der kinematischen Federlagerungen kann auf bewährte Systeme zurückgegriffen werden. Dabei sind vor allem der Panhardstab und das Wattgestänge interessant. Beide nutzen dabei zusätzliche Lenker um die Feder zu führen.

Panhardstab

Der Panhardstab wird sehr oft bei Starrachsen zur Führung in Querrichtung verwendet, Abbildung 3.26. Es handelt sich dabei üblicherweise um einen sehr langen, nahezu horizontal quer im Fahrzeug eingebauten Lenker, Pos 7. Er verbindet Aufbau und Achse mit zwei Gelenken (Pos. 71 und 73), um Federbewegungen zuzulassen. Der Panhardstab ist damit eine sehr einfache und kostengünstige Lösung.

Er birgt aber den Nachteil, dass die Achse bei Federbewegungen durch eine unsymmetrische Führung zwangsläufig quer verschoben wird. Dieser Effekt kann minimiert werden, indem man den Panhardstab möglichst lange ausgeführt.

Abbildung 3.26 zeigt ein Patent von Honda [19] aus dem Jahre 1992. Die Montage des Stabes (Pos. 7) erfolgt hier sehr nahe einer Lagerstelle (Pos. 6) wodurch ebenfalls eine Art Fest- Loslager Prinzip zustande kommt. Den Verschiebungen durch das Panhardprinzip werden hier noch jene der oben beschriebenen Fest- Loslager Lösung überlagert. So kann es zwar vorkommen, dass sich die Verschiebungen teilweise aufheben, eine wirklich exakt symmetrische Führung wird allerdings nicht realisierbar sein.

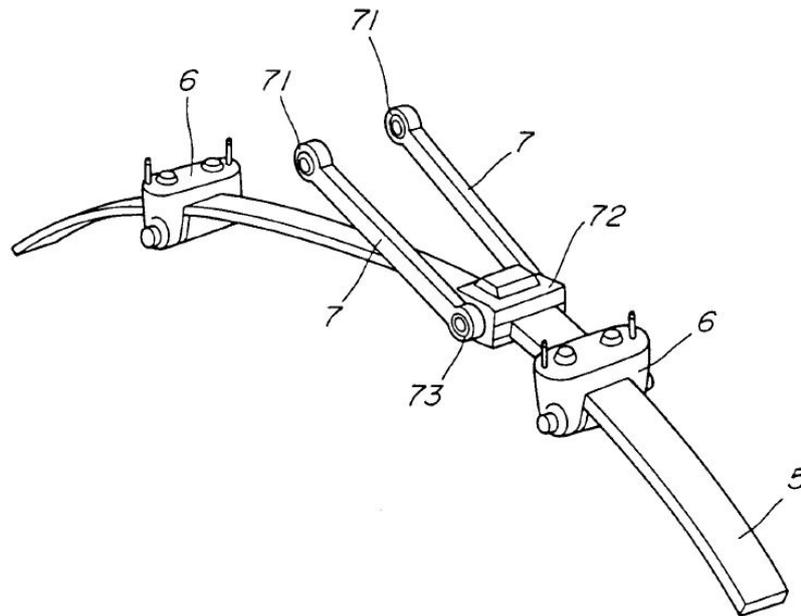


Abbildung 3.26.: Patent Honda: Querblattfeder mit Panhardstab, [19]

Wattgestänge

Das Prinzip des Wattgestänges (Abb. 3.27) funktioniert über drei gekoppelte Stabelemente, Pos. 81, 83 und 86. Am mittleren Element (Pos. 86) wird die zu führende Blattfeder drehbar montiert. Die beiden verbleibenden Stäbe werden wie zwei Panhardstäbe aufbauseitig befestigt. Die Punkte 87 und 88 bewegen sich daher auf Kreisbahnen um die Punkte 82 und 84. Durch diese kinematische Anordnung erfährt die Mittelachse des mittleren Elements eine über einen weiten Bereich nahezu lineare Bewegung.

Der Vorteil gegenüber dem Panhardstab sind die kürzeren Lenker. Das Wattgestänge kann daher in Fahrzeugmitte montiert werden und wirkt als Festlager, die beiden in Querrichtung weich ausgeführten Aufbaulager sind als Loslager zu sehen.

Als Nachteil sei die große Anzahl an Bauteile erwähnt. Die vielen Gelenkstellen bringen Kosten und Zusazugewicht mit sich.

Oval-Lager

Der Panhardstab und das Wattgestänge sind von den Starrachsen-Anwendungen übernommen und können die Anforderungen der hier zu entwickelnden Leichtbauachse nicht zur vollen Zufriedenheit erfüllen. Deshalb wurde eine besser geeignete kinematische Führung gesucht. Die Grundidee ist sehr einfach zu beschreiben:

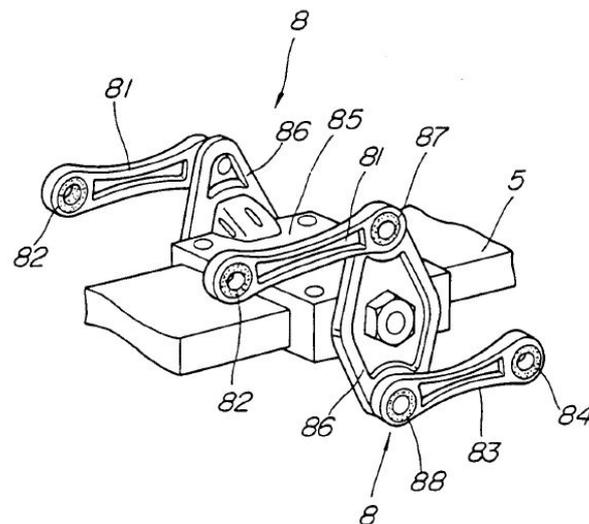


Abbildung 3.27.: Patent Honda: Querblattfeder mit Wattgestänge, [19]

Das Problem bei der Lagerung tritt wie zu Beginn des Abschnitts 3.4 beschrieben durch die Verformung der Blattfeder auf. Die entstehende Längenänderung hängt direkt mit der Krümmung der Feder, und damit mit der Verdrehung in den Aufbau lagerstellen zusammen. Das hier beschriebene Oval-Lager nutzt genau diese Verdrehung um einen kinematischen Ausgleich zu erreichen.

Abbildung 3.28 zeigt eine Blattfeder (Pos. 1) in Konstruktionslage. Auf ihr ist mittels einer Zwischenschicht aus Gummi (Pos. 2) der eigentliche Ausgleichsblock (Pos. 3a und 3b) montiert. Dieser Block stützt sich auf der Innenseite des Gehäuses (Pos. 4) ab. Beim Ein- oder Ausfedern der Achse wird der Block mit der Feder verdreht. Durch seine Formgebung wälzt er auf der Innenseite des Gehäuses ab, und verschiebt die Feder dabei nach rechts. Die Berührlinie zwischen Ausgleichsblock und Gehäuse wandert dabei nach oben. Als erste Näherung wurde der Block als einfaches Zylindersegment modelliert. Es lässt sich dabei ein Querverschiebungs-Ausgleich bereits bis auf wenige zehntel Millimeter realisieren. Mit der entsprechenden Optimierung der Kontur ist ein nahezu vollkommener Ausgleich denkbar.

Die Übertragung der vertikalen Kräfte erfolgt mittels zweier Bolzen (Pos. 5) welche in einer Nut geführt werden. Diese Führung ist eine einfache Art um die Wirkweise des Lagers zu beschreiben. Wird das Konzept jedoch für eine tatsächliche Anwendung in Betracht gezogen, bedarf es hier einer anderen Lösung. Der Einsatz von Wälzlager wäre ein denkbarer Ansatz.

Ein klar ersichtlicher Nachteil des Oval-Lagers ist seine Bauhöhe. Diese resultiert aus der Abwälzkinematik und beträgt im gezeigten Fall bereits über 120 mm. Durch den

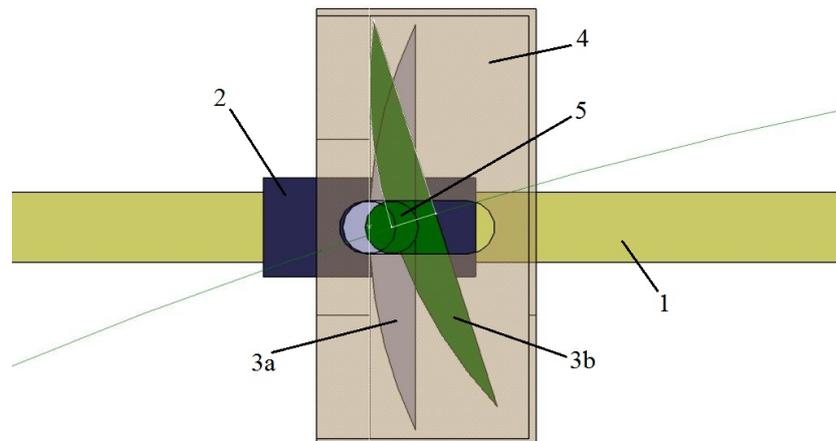


Abbildung 3.28.: Prinzip des Oval-Lagers (Blattfeder 1, Gummischicht 2, Ausgleichsblock in Konstruktionslage 3a, Ausgleichsblock ausgefedert 3b, Gehäuse 4, Bolzen 5)

symmetrischen Aufbau muss dabei auch etwa 50 mm Bauraum unterhalb der Feder vorgesehen werden. Dies reduziert die zur Verfügung stehende Bodenfreiheit drastisch.

Es sei auch bemerkt, dass die Kontaktfläche zwischen Ausgleichsblock und Gehäuse Verschleiß unterworfen sein wird, da es sich im Falle der hier gezeigten linearen Nutführung, um keine reine Wälzbewegung handelt sondern Gleiten auftritt. Eine entsprechende Schmierung und Kapselung des Gehäuses wird daher notwendig sein.

Bewertung der kinematischen Lager

Die Bewertung der Lagerungen ist in Tabelle 3.5 zusammengefasst. Die Werte sind dabei analog zur Benotung aus Abschnitt 3.3.1 zu sehen. Es werden zusätzlich neue Kriterien mit folgenden Inhalten verwendet:

Funktion gibt an wie präzise die kinematische Führung ist

Einbau / Montage Anzahl der Verschraubungen und Einzelteile

Verschleiss berücksichtigt die zu erwartende Lebensdauer und Wartungsintensität

Es ergibt sich eine Reihung der drei Systeme bei der das Panhardprinzip trotz seiner funktionalen Nachteile bevorzugt wird.

	10%	25%	10%	25%	10%	20%		
	Package / Bauraum	Masse	Kosten	Funktion	Einbau / Montage	Verschleiss	Bewertung	Reihung
Panhardstab	1	2	2	3	1	1	1,9	1
Wattgestänge	4	3	4	2	2	2	2,7	3
Oval-Lager	2	2	3	1	1	4	2,2	2

Tabelle 3.5.: Bewertung und Reihung der kinematischen Lager

3.4.4. Nachgiebige Lagerung

Die vierte Gruppe wird von den nachgiebigen Lagerungen gebildet. Da es in diesem Bereich sehr viele Patentanmeldungen gibt, wird des öfteren auf den Abschnitt der Patentrecherche 3.2 dieser Arbeit verwiesen. Dort werden die Zusammenhänge der Patente dargestellt. Da sehr viele Patente bereits ausgelaufen sind oder fallen gelassen wurden, dienen sie hier zur Definition des freien Standes der Technik.

Konzept 1: Y-Lager

Das Y-Lager besteht aus einem oberen Montageblech (Pos. 1) zur Verschraubung am Aufbau und Gummielementen (Pos. 2) zur Verformungsaufnahme. Der Gummi kann als einzelner Block in Y-Form, wie in Abbildung 3.29 gezeigt, oder aus zwei separaten Gummielementen bestehen, Abbildung 3.30. Die Montage auf der Feder erfolgt direkt mit dem Gummiblock durch verkleben oder vulkanisieren. Sollte eine spätere Untersuchung ergeben, dass ein reiner Kraftschluss aus Gründen der Festigkeit oder Betriebssicherheit nicht ausreichend ist, kann das Y-Lager problemlos für eine formschlüssige Verbindung abgeändert werden.

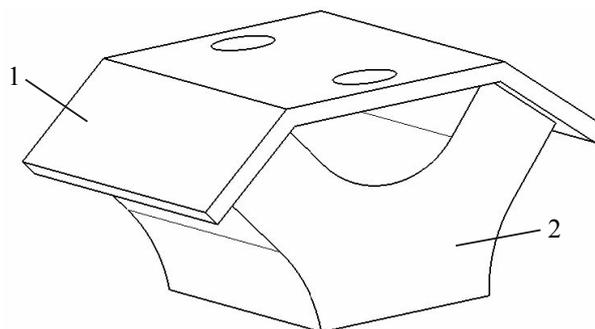


Abbildung 3.29.: Y-Lager

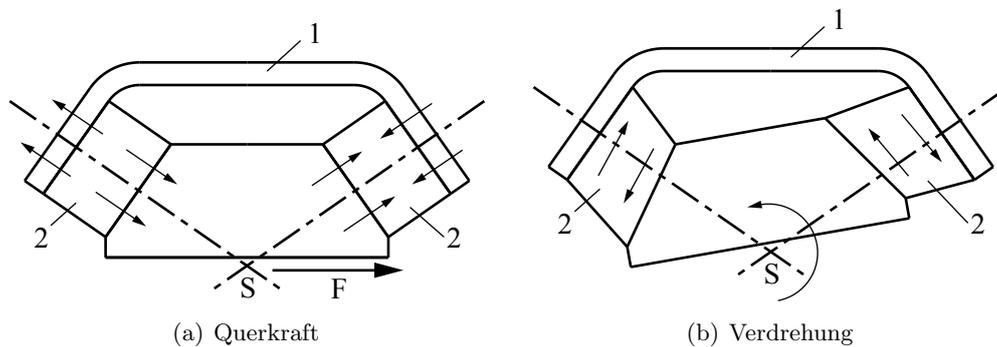


Abbildung 3.30.: Wirkprinzip Y-Lager

Die Funktionsweise des Y-Lagers basiert wie bei allen anderen hier angeführten Konzepten auf der Nachgiebigkeit von Gummi-Elementen. Gummi verhält sich gegenüber Zugdruck-Belastungen eher steif, während er auf Scherung sehr nachgiebig reagiert. Diese Eigenschaften versucht das Y-Lager durch eine geeignete Anordnung der Gummi-Elemente so zu nutzen, dass eine Rotation mit wenig Widerstand zugelassen wird. Der Drehpunkt soll dabei in etwa der Schnittpunkt S der beiden Mittellinien der Gummiblöcke (Pos. 2) sein, Abbildung 3.30(a).

Bei einer Federbewegung dreht sich das Lager um den Schnittpunkt S und bewirkt in den beiden zum Aufbau führenden Gummiblöcken theoretisch betrachtet fast ausschließlich Scherbelastung, Abbildung 3.30(b). Querkräfte hingegen stützen sich über Zug- und Druckkräfte auf den Gummiblöcken ab, Abbildung 3.30(a). Dadurch wird die für die Lenkpräzision notwendige Quersteifigkeit erreicht.

Konzept 2: Seitliche Bushings

Eine technisch sehr einfache Anbindung der Feder an den Aufbau stellt die Verwendung von zwei seitlichen Bushings (Pos. 1) aus Gummi dar, Abbildung 3.31. Diese werden in Rohrstücke (Pos. 2) gepresst welche am Aufbau befestigt werden müssen (in Abb. 3.31 nicht dargestellt). Die Feder wird von einer Klammer (Pos. 3) umfasst und mittels einer dünnen Gummischicht gegen Oberflächenbeschädigungen geschützt. Auf der Klammer werden über aufgeschweisste Bolzen die beiden Bushings befestigt. Die durch die beiden Bushings definierte Drehachse kann auf Höhe der neutralen Faser der Feder, oder in beliebiger Abweichung davon positioniert werden.

Nachteilig ist die Baulänge in Fahrzeugrichtung, und die aufwändige Montage der Bushings am Aufbau. Die äußeren Hülsen müssen geteilt werden um eine Montage überhaupt zu ermöglichen. Um eine Montierbarkeit zu gewährleisten, muss der Presssitz des Bushings reduziert werden. Hierdurch könnte erhöhter Verschleiß durch Relativbewegungen auftreten.

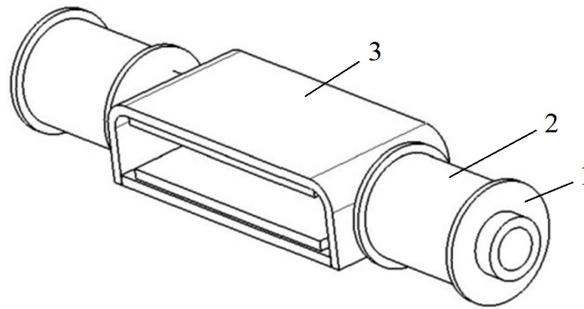


Abbildung 3.31.: Seitliche Bushings

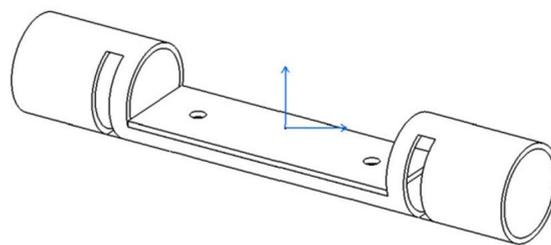


Abbildung 3.32.: Rohr-Lager

Sehr ähnliche Lösungen wurden von Esoro [6], Honda [19] und ZF [30] in Patenten veröffentlicht. General Motors hat jedoch bereits 1988 ein ebenfalls sehr ähnliches Patent [5] angemeldet, wodurch die Lösung als freier Stand der Technik zu sehen ist. Die Abbildungen zu den Patenten sind in Anhang A zu finden.

Konzept 3: Rohr-Lager

Diese Version hat von der Funktionsweise sehr viel Ähnlichkeit mit den seitlichen Bushings. Für die Herstellung wird ein Rohr als Rohmaterial verwendet. Der wesentliche Unterschied zu Konzept 2 besteht jedoch darin, dass die Bushings in das Rohr eingepresst werden welches an der Feder montiert ist. Die Innenseite der Bushings kann aufbauseitig wie bei konventionellen Querlenkern, mittels zweier Laschen und einem axialen Bolzen, befestigt werden.

Die Vorteile gegenüber dem Konzept 2 sind die geringeren Herstellungskosten aufgrund des Rohmaterials. Es ist auch eine etwas geringere Masse zu erwarten, da die Lagerchale am Aufbau nicht geteilt werden muss, und somit viele Schrauben entfallen. Die Montage wird dadurch erheblich erleichtert. Durch den eindeutig definierten Presssitz des Bushings im Rohrteil, kann Verschleiß durch Relativbewegungen zwischen Gummi und Rohr minimiert werden.

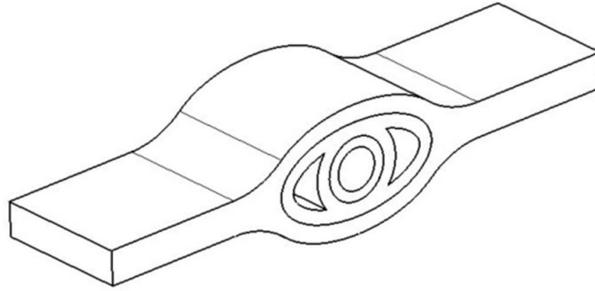


Abbildung 3.33.: Integriertes Bushing

Konzept 4: Integriertes Bushing

Das in Abbildung 3.33 gezeigte integrierte Bushing hat ein paar wesentliche Vorteile. Die Bauweise in Fahrzeuginnenrichtung ist sehr kurz. Durch das direkte Einpressen des Bushings in das Federauge, werden keine zusätzlichen Teile benötigt. Mittels zweier aufbauseitiger Laschen und einem Bolzen ist die Anbindung am Hilfsrahmen ebenso kostengünstig wie einfach und leicht.

Nachteile ergeben sich aus der Form der Feder. Die Fertigung ist sehr viel komplexer und wird daher auch bedeutend teurer sein. Der direkte Kontakt zwischen Feder und Gummilager zwingt zu einem Presssitz um Relativbewegungen zu vermeiden. Der ohnehin komplexen Aufgabenstellung der Feder kommt damit noch ein weiterer Punkt hinzu.

Die Patentrecherche hat ergeben, dass Visteon eine solche Lösung bereits angemeldet hat. Siehe Abbildung A.5 in Anhang A.

Konzept 5: zentrische Lagerung ober- und unterhalb der Feder

Es gibt sehr viele Patente die ähnliche Lösungen verfolgen. Die Feder hat an der Lagerstelle eine konkave, konvexe oder gewellte Oberfläche, Abbildung 3.34, Pos. 11, 12 durch welche ein Formschluss zu den oben- und untenliegenden Lagerhalbschalen (Pos. 14, 15) gewährleistet wird. Zwischen den Lagerschalen und der Feder befindet sich das flexible Gummi-Element (Pos. 13).

Als Vorteil sei die relativ kurze Baulänge in Fahrzeuginnenrichtung erwähnt, wobei die etwas größere Bauhöhe des Lagers verglichen mit den anderen Konzepten als nachteilig zu sehen ist.

Die Patentsuche hat ergeben, dass Esoro [6], ZF [29], Ford [12] und Porsche [24] (Abb. 3.34) Patente dazu angemeldet haben. Bereits abgelaufene Patente wurden auch von Fiat [9], GKN Technology [20] und Honda [18] gefunden. Die ergänzenden Abbildungen dazu sind in Anhang A zu finden.

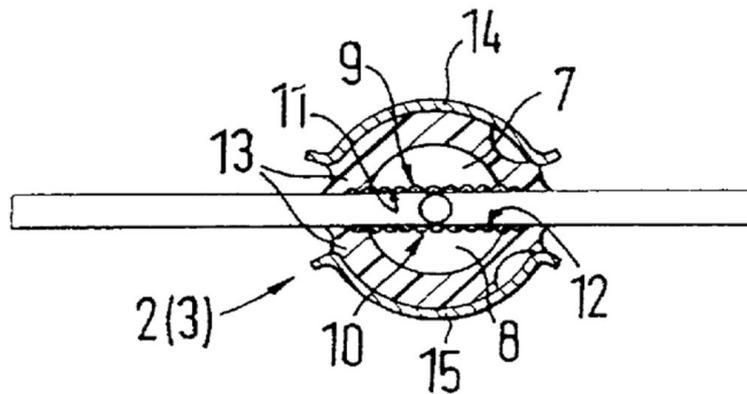


Abbildung 3.34.: Patent Porsche EP0763438, [24]

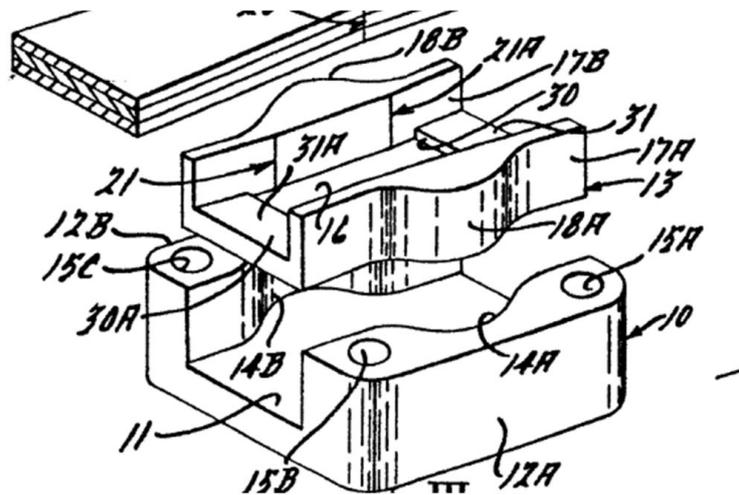


Abbildung 3.35.: Patent Ford EP0188133, [11]

Konzept 6: Lagerung in Anlehnung an Patent Ford

Ebenfalls zum freien Stand der Technik zählt die Lagerung des in Abbildung 3.35 dargestellten Patentes von Ford, [11]. Hier wird ein Formschluss durch seitliche Wölbungen erreicht. Die Winkeländerung bei Federbewegungen muss ausschließlich im Gummi zwischen der Lagerschale und der Feder ausgeglichen werden. Da hier keine Drehbewegungen zugelassen werden, ist dieses Konzept für große Winkelauslenkungen wahrscheinlich ungeeignet.

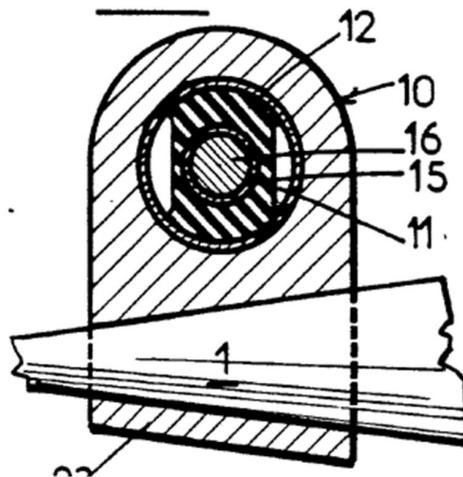


Abbildung 3.36.: Patent Bertin & Cie WO8602887, [4]

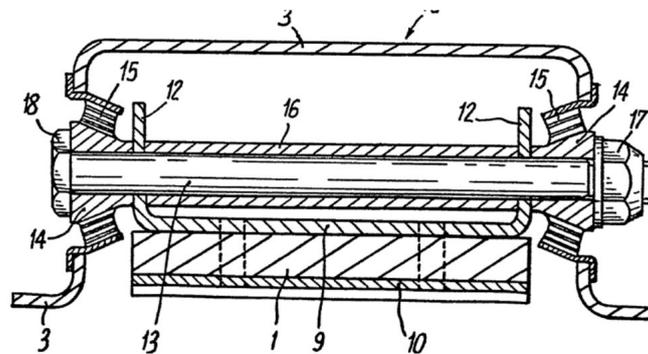


Abbildung 3.37.: Patent Societe Nationale Industrielle Aerospatiale EP0089858, [23]

Konzept 7: Bushing zentrisch über der Feder

Das Patent von Bertin & Cie in Abbildung 3.36 zeigt ein zentral über der Feder (Pos. 1) angeordnetes Bushing. Vorteilhaft dabei ist wiederum die kurze Baulänge. Die weit außerhalb der neutralen Faser angeordnete Drehachse bewirkt bei einer Verdrehung zwangsweise sehr große Bewegungen der Feder in Fahrzeugquerrichtung. Dies kann zum Ausgleich der Sehnenlängenänderung verwendet werden. Wird die Feder ausgehend von der gestreckten Lage in beide Richtungen gebogen, so ist der Ausgleichseffekt nur beim Ausfedern hilfreich. Beim Einfedern hingegen würde der Federlagerpunkt nach außen gezwungen, wobei er durch die Sehnenverkürzung aber zur Fahrzeugmitte wandern müsste.

Konzept 8: Bushing außermittig über der Feder

Konzept 8, Abbildung 3.37, zeigt eine ähnliche Anordnung wie Konzept 7 jedoch werden anstelle des zentrisch über der Feder angeordneten Bushings zwei Bushings seitlich der

Feder verwendet. Dies hat Auswirkungen auf die Baulänge und die Exzentrizität der Lagerachse von der neutralen Faser der Feder. Die Charakteristik des Lagers mit dem Sehnenlängenausgleich bleibt damit erhalten, fällt jedoch etwas geringer aus.

Bewertung der nachgiebigen Lager

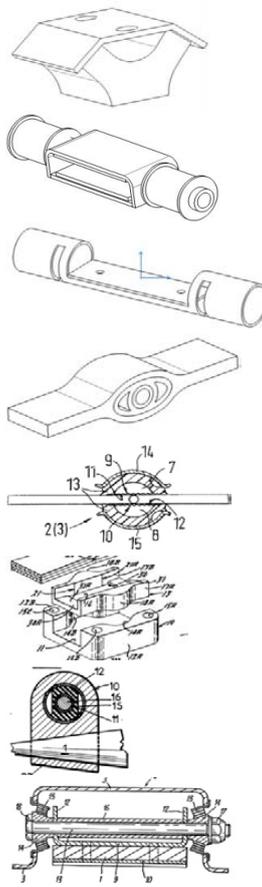
Bei der Bewertung der nachgiebigen Lagerkonzepte wird analog zu Abschnitt 3.4.3 vorgegangen. Die Kriterien und Gewichtungen bleiben ident bestehen. Querverbindungen zwischen den kinematischen und nachgiebigen Lagerungen können dennoch nicht direkt gezogen werden, da bei der Benotung von einer unterschiedlichen Basis ausgegangen wird. Es wird zum Beispiel beim Kriterium Masse der kinematischen Lagerungen, von vornherein mit Zusatzgewicht gerechnet. Dieses scheint in der Beurteilung nicht auf, es werden nur die Unterschiede der einzelnen Konzepte bewertet.

Die Reihung in Tabelle 3.6 ist daher unabhängig von den kinematischen Lagerungskonzepten zu betrachten.

3.4.5. Auswahl

Das **Fest- Loslager Prinzip** und die **Montage der Lenkung auf der Federlagerung** wurden in den Abschnitten 3.4.1 und 3.4.2 bereits ausgeschlossen.

Das Konzept 1 (Y-Lager) der **nachgiebigen Lager** hat gegenüber dem Panhardstab der **kinematischen Lager** den großen Vorteil der geringeren Masse. Da eine Reduzierung der Masse oberstes Ziel des Projektes *CULT*, und damit auch des Unterprojektes *COAM-2* ist, wird zur weiteren Entwicklung das Y-Lager priorisiert.



	10%	25%	10%	25%	10%	20%		
	Package / Bauraum	Masse	Kosten	Funktion	Einbau / Montage	Verschleiss	Bewertung	Reihung
Konzept 1	3	2	1	2	1	2	1,9	1
Konzept 2	2	4	4	4	4	3	3,6	7
Konzept 3	2	3	3	4	2	2	2,9	5
Konzept 4	1	1	3	4	2	3	2,5	2
Konzept 5	4	3	4	4	3	3	3,5	6
Konzept 6	2	5	4	5	2	4	4,1	8
Konzept 7	3	2	2	4	2	2	2,6	3
Konzept 8	3	3	3	3	2	2	2,7	4

Tabelle 3.6.: Bewertung und Reihung der nachgiebigen Lager

4. Konstruktion

Im Folgenden werden die einzelnen Schritte des Entwicklungsprozesses, der aus Abschnitt 3 hervorgehenden Konzepte, beschrieben. Aus der Konzeptphase geht auch hervor, dass Konzept 1 die bevorzugte Variante darstellt.

4.1. Auslegung Konzept 1 (radführend)

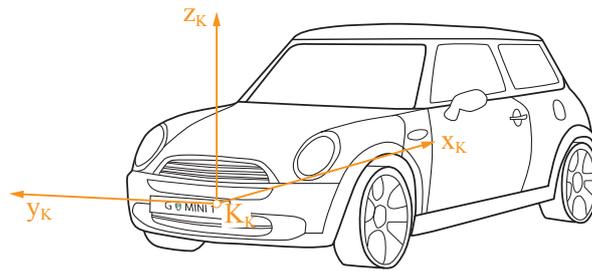
Das in diesem Kapitel dargestellte Achskonzept besteht aus der Blattfederanordnung VA_MP_4 aus Abschnitt 3.3 und dem Lagerkonzept 1 (Y-Lager) aus Abschnitt 3.4.

4.1.1. Rahmenbedingungen

4.1.1.1. Grundauslegung der Kinematik

Die grundlegenden Fahrzeugparameter stammen aus der Definition des zu entwickelnden Gesamtfahrzeuges *CULT*. Spurweite, Radstand sowie der angestrebte Wendekreis und die Aufbaufrequenz sind daher bereits im Lastenheft fixiert worden.

Mit diesen Voraussetzungen war der erste Schritt im Auslegungsprozess von Konzept 1, die Erstellung der Kinematikpunkte. Diese wurden von der MKS-Abteilung zur Verfügung gestellt. Als Richtwert für die Querblattfederachse wurden die Kinematikpunkte einer bestehenden McPherson-Federbeinachse auf die Spurweite des Projektes *CULT* skaliert. Als Basis wurde eine, aus einem früheren Projekt der MKS-Abteilung, vorhandene Federbeinachse herangezogen. Die Werte der Tabelle 4.1 beziehen sich auf das in Abbildung 4.1 dargestellte Konstruktions-Koordinatensystem mit dem Ursprung K_K auf der Vorderachse.

Abbildung 4.1.: Konstruktions-Koordinatensystem K_K , (in Anlehnung an [17])

CULT Front Suspension Grundausslegung		x	y	z
Dreieckslenker innen, hinten	A	255,2	-328,7	-110,0
Dreieckslenker innen, vorne	B	-8,9	-336,3	-117,4
Dämpfer oben	DO	56,8	-520,0	475,8
Dämpfer Radträger	DU	8,7	-541,8	63,3
Dreieckslenker außen	E	-16,1	-665,0	-134,7
Radmittelpunkt	H	0,0	-690,0	0,0
Spurstange außen	K	112,1	-625,0	-24,7
Spurstange innen	L	148,6	-275,0	-14,3

Tabelle 4.1.: Kinematikpunkte als Grundausslegung

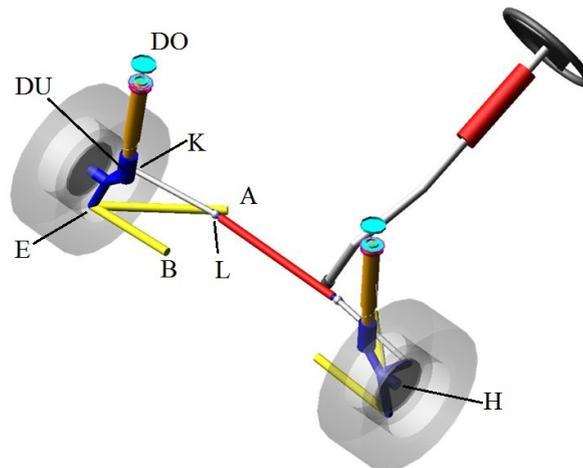


Abbildung 4.2.: Darstellung der Kinematik in ADAMS/Car

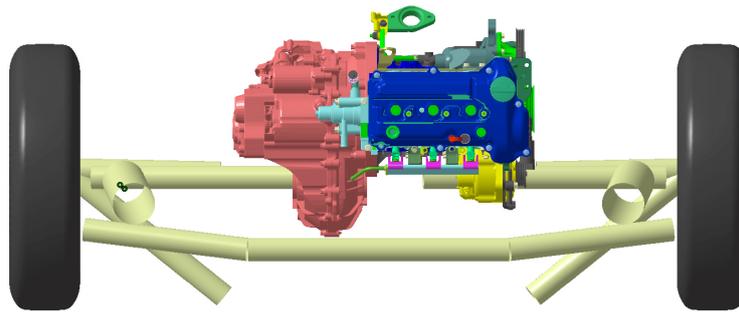


Abbildung 4.3.: Bauraum Situation zu Beginn des Projektes *CULT*

4.1.1.2. Bauraum

Da die Entwicklung der Blattfeder gleich zu Beginn des Projektes *CULT* begonnen wurde, gab es vorerst sehr wenige Bauraumbeschränkungen. Die genauen Typen von Motor und Getriebe standen zu diesem Zeitpunkt noch nicht fest. Als erste Abschätzung wurde daher einer der zur Auswahl stehenden Motoren mit Getriebe verwendet, und in der Baugruppe platziert. Da die Position des Antriebssystems durch die Beugewinkel der Antriebswellen ohnehin sehr unflexibel ist, war eine Abschätzung des benötigten Bauraumes mit dieser Anordnung möglich.

4.1.2. Erstellen der 3D Geometrien

4.1.2.1. Blattfeder

Mit dem groben Bauraummodell und den anzustrebenden Kinematikpunkten waren Grundriss und Biegelinie der Feder in Konstruktionslage bereits sehr genau bestimmt. Der für die Federrate notwendige Querschnitt wurde im nächsten Schritt erarbeitet.

Dimensionierung mit konstantem Querschnitt

Aus dem Bauraummodell ist bereits ersichtlich, dass es nicht möglich sein wird eine im Grundriss ungekrümmte Feder zu verwenden. Die beiden Stränge vor und hinter dem Differential müssen zum Rad hin zusammengeführt, und damit im Grundriss gekrümmt ausgeführt werden. Aus Gründen der kostengünstigen Fertigung ist aber ein konstanter Querschnitt über die gesamte Federlänge anzustreben. Im Fall des Konzept 1 müsste die Feder nach der Zusammenführung der beiden Einzelstränge genau die doppelte Breite bei gleicher Dicke aufweisen.

Von einer an zwei Punkten gelagerten Blattfeder mit konstantem Querschnitt und Biegesteifigkeit, können die gleichseitige Federrate c_p und die wechselseitige Federrate c_w mit

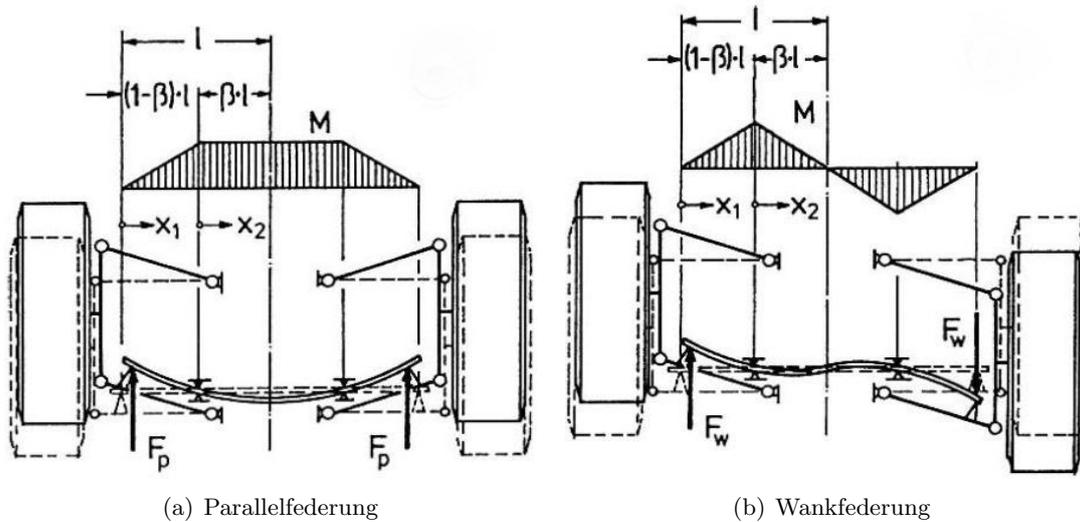


Abbildung 4.4.: an zwei Punkten gelagerte Querblattfeder, [21] S.108

(4.1) und (4.2) berechnet werden, [21] S.108. Die Biegesteifigkeit ist mit dem Elastizitätsmodul E und dem Biegeträgheitsmoment I_B gegeben. Wie in Abbildung 4.4 gezeigt, bezeichnet l den Abstand zwischen Federende und Fahrzeugmitte und β gibt das Verhältnis zwischen dem Lagerabstand und der gesamten Federlänge wieder.

$$c_p = \frac{3EI_B}{l^3(1-\beta)^2(1+2\beta)} \quad (4.1)$$

$$c_w = \frac{3EI_B}{l^3(1-\beta)^2} \quad (4.2)$$

Unter Verwendung dieser Gleichungen wurde die Annahme getroffen, dass sich durch die gesplante Feder keine Änderung der Federraten ergibt. Das Verhältnis der beiden Federraten ist

$$\frac{c_w}{c_p} = 1 + 2\beta \quad (4.3)$$

womit mit den Werten aus dem Lastenheft ein β von 0,7 berechnet werden kann. Für Konzept 1 ergibt sich anschließend aus β und der Federlänge l die notwendige y -Koordinate des Aufbauagers von ± 449 mm, Abbildung 4.4.

Aus (4.2) kann mit dem Elastizitätsmodul E des Glasfaserverbundwerkstoffes das Biegeträgheitsmoment I_B bestimmt werden. Der Elastizitätsmodul wurde analog dem COAM

	McPherson Grundausslegung	konstanter Querschnitt	variabler Querschnitt
$\beta[-]$		0,7	0,6
y-Koordinate [mm]	333	449	385

Tabelle 4.2.: Vergleich der Lagerpositionen

Projekt mit 41500 N/mm^2 angenommen, wodurch sich I_B zu 5600 mm^4 ergibt. Das Biegeträgheitsmoment I_B eines Rechteck-Querschnittes läßt sich mit (4.4) berechnen und kann daher aus mehreren Kombinationen von Breite b und Dicke h erreicht werden.

$$I_B = \frac{bh^3}{12} \quad (4.4)$$

Der Vergleich der berechneten y-Koordinate der Aufbaulager mit den Querlenkerlagerpunkten der Kinematik Grundausslegung in Tabelle 4.2 zeigt, dass die Querlenkerlänge um 116 mm verkürzt werden müsste. Dadurch würde sich jedoch ein sehr großer Mittenhub der Blattfeder beim Durchfedern und sehr große Querbewegungen im Aufbaulager ergeben. Das geforderte Federratenverhältnis von 2,4 wird daher mit einer Blattfeder konstanter Biegesteifigkeit nicht erreichbar sein.

Dimensionierung mit variablem Querschnitt

Um den Mittenhub und die Lagerquerverschiebung zu reduzieren müssen die Aufbaulager weiter zusammengeschoben, und die Feder mit variablem Querschnitt ausgeführt werden. Es erfolgt damit auch wieder eine Annäherung an die ursprünglichen Lagerposition der Kinematik Grundausslegung aus Tabelle 4.1. Der Wert β wird von 0,7 auf 0,6 reduziert. Die neue Lagerposition ist Tabelle 4.2 zu entnehmen.

Um mit dem schmälere Lagerabstand die gleichen Federraten zu erreichen, wird die Feder zwischen den Lagerstellen weicher, und an den Federenden steifer ausgeführt. Es sind daher zwei unterschiedliche Biegeträgheitsmomente I_{Bc} und I_{Be} erforderlich. Um die Fertigung nicht unnötig kompliziert zu gestalten, wird versucht, die Querschnittsfläche A , trotz veränderlicher Biegeträgheitsmomente, konstant zu halten. Zur Berechnung der Federquerschnitte wird ein bereits bestehendes, von MSF entwickeltes Matlab-Tool verwendet. Nach Eingabe der Fahrzeugparameter und Werkstoffdaten aus Tabelle 4.3 werden die erforderlichen Biegeträgheitsmomente in den beiden Federteilen berechnet. Anschließend wird eine Dicke des Mittelteiles h_c angenommen, und mit (4.4) die zugehörige Breite b_c errechnet, um das vorhin bestimmte Biegeträgheitsmoment I_{Bc} zu erreichen. Die mit (4.5) zu bestimmende Querschnittsfläche A , ergibt mit dem erforderlichen Biegeträgheitsmoment I_{Be} , nach dem Umformen der von (4.6) die Dicke der Feder im äußeren Teil h_e . Analog (4.5) ist auch b_e damit eindeutig bestimmt.

$$A = h_c b_c \quad (4.5)$$

halbe Federlänge	l	[mm]	641
y-Koordinate Aufbauhalter		[mm]	385
Elastizitätsmodul	E	[N/mm]	41500
Dichte	ρ	[kg/dm ³]	1,73
Federrate gleichseitig	c_p	[N/mm]	12,4
Federrate wechselseitig	c_w	[N/mm]	29,8
max Einfederweg		[mm]	70
anteilige Aufbaumasse	m	[kg]	330

Tabelle 4.3.: Eingangsdaten der Berechnung in Matlab

$$I_{Be} = \frac{Ah^2}{12} \quad (4.6)$$

Mit der Aufbaumasse, der wechselseitigen Federrate und dem maximalen Einfederweg lässt sich die größte, theoretisch mögliche Federkraft am Tragelenk bestimmen. Daraus kann wiederum auf das Biegemoment M_b , die maximale Spannung σ_{max} und die Dehnung ϵ gerechnet werden.

Um eine Optimierung zwischen Masse m und der Belastung des Werkstoffes (Dehnung ϵ) durchführen zu können, wird der Berechnungsprozess mit einem Array verschiedener Federdicken h_c wiederholt.

Die Ergebnisse der Variantenrechnung sind in Abbildung 4.5 über dem Eingangsparameter h_c graphisch dargestellt. Die Masse sinkt mit zunehmender Dicke h_c sehr rasch ab, weswegen eine möglichst dicke Feder angestrebt wird, Abbildung 4.5(d). Dieser sind jedoch aufgrund der maximal zulässigen Dehnungen ϵ von 1,5% Grenzen gesetzt, Abbildung 4.5(c). Die Federdicke im Mittelteil h_c wird daher bei einer Dehnung von 1,46% mit 11 mm gewählt. Die Längsnachgiebigkeit beträgt dabei laut Berechnung etwa 1,9 mm/kN, Abbildung 4.5(b). Dieser Wert berücksichtigt allerdings nicht die Form der Feder im Grundriss, sondern geht von einer gerade verlaufenden Feder aus. Durch die Dreieckslenkerartige Gabelung der Feder wird sie in Realität wesentlich steifer sein. Die für die errechneten Biegeträgheitsmomente erforderlichen Querschnittswerte sind Abbildung 4.5(a) zu entnehmen. Alle Ergebnisse mit der gewählten Federdicke $h_c = 11$ mm sind in Tabelle 4.4 zusammengefasst.

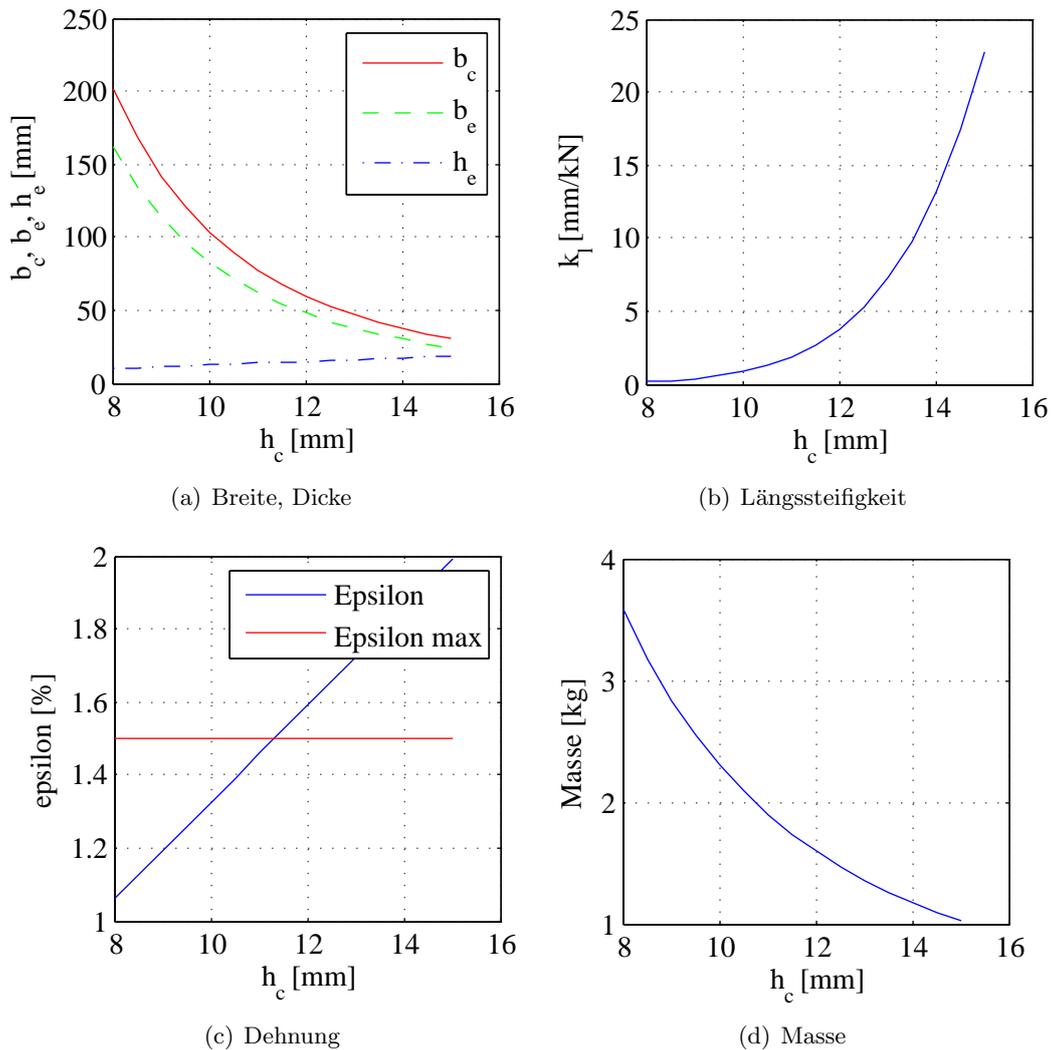


Abbildung 4.5.: Ergebnisse der Berechnung in Matlab

Anpassung der Kinematik für QBF

Wie obenstehend beschrieben, mussten einige Änderungen der Kinematik vorgenommen werden.

- Um bei Federbewegungen keine unterschiedlichen Querverschiebungen der Aufbau- und Lagerstellen zu erhalten, mussten die Lagerstellen in y -Richtung ident positioniert werden.
- Die y -Koordinate der Aufbau- und Lagerstellen musste an die Ergebnisse der Matlab Rechnung angepasst werden (siehe Tabelle 4.2)

Mittelteil	Biegeträgheitsmoment	I_{Bc}	[mm ⁴]	8626
	Federdicke	h_c	[mm]	11
	Federbreite	b_c	[mm]	77,8
Endteil	Biegeträgheitsmoment	I_{Be}	[mm ⁴]	13521
	Federdicke	h_e	[mm]	13,8
	Federbreite	b_e	[mm]	62,1
gesamte Feder	Querschnittsfläche	A	[mm ²]	855
	Masse	m	[g]	1897
	Spannung	σ	[N/mm ²]	606
	Dehnung	ϵ	[%]	1,46
	Längsnachgiebigkeit	k_l	[mm/kN]	1,9

Tabelle 4.4.: Ergebnisse der Berechnung in Matlab

- Die z-Position der Aufbauhalter wurde ebenfalls angeglichen, um einen einfacheren Datenaustausch zwischen Berechnung und Konstruktion zu ermöglichen. Die ursprüngliche Schrägstellung von 1,6° diente der Nickabstützung und kann in einem detaillierten Entwicklungsprozess durchaus realisiert werden. Für die hier durchgeführte Machbarkeitsstudie spielt diese Vereinfachung keine Rolle.

Mittenhub Mit der Kinematik, dem Bauraum und der durchgeführten Querschnittsdimensionierung konnte die Feder konstruiert werden. Um sicherzustellen, dass die Feder in allen auftretenden Fahrzuständen keine Kollisionen mit anderen Bauteilen oder der Fahrbahn erfährt, wurde sie nicht nur in Konstruktionslage konstruiert, sondern auch in voll ein- und ausgefederter Lage. Abbildung 4.6 zeigt alle drei Positionen. Die gelb dargestellte Feder in Konstruktionslage (Pos. A) darf die gesetzlich vorgeschriebene Mindestfreiheit von 110 mm, (Pos. 2) nicht unterschreiten. Diese Forderung kann erfüllt werden.

Problematischer ist die Situation in voll eingefederter Lage, (Pos. B). Hier senkt sich der gesamte Aufbau, und damit auch die Lagerung der Blattfeder, um 70 mm ab. Bei diesem Fahrzustand ist aber auch der Mittelteil der Feder an seiner tiefsten Lage, (Pos. B). Hier darf es allerdings trotzdem nicht zum Fahrbahnkontakt (Pos. 1) kommen, weswegen 50 mm Sicherheitsabstand im Lastenheft gefordert werden, Tabelle 2.1. Die oberste der drei dargestellten Linien, (Pos. 3) hat daher einen Fahrbahnabstand von 120 mm. Da der Federmittelteil in voll eingefederter Lage (Pos. B) diese Linie nicht berührt, ist auch diese Forderung erfüllt. Dazu mussten allerdings die Lagerpunkte leicht angehoben werden.

Eine weitere Forderung, die den Mittenhub betrifft, ist der Sicherheitsabstand zu Motor und Getriebe. Durch die weiche Motorlagerung am Aufbau zur Schwingungsisolierung, muss hier ein Abstand von 20 mm eingehalten werden (MSF Standard).

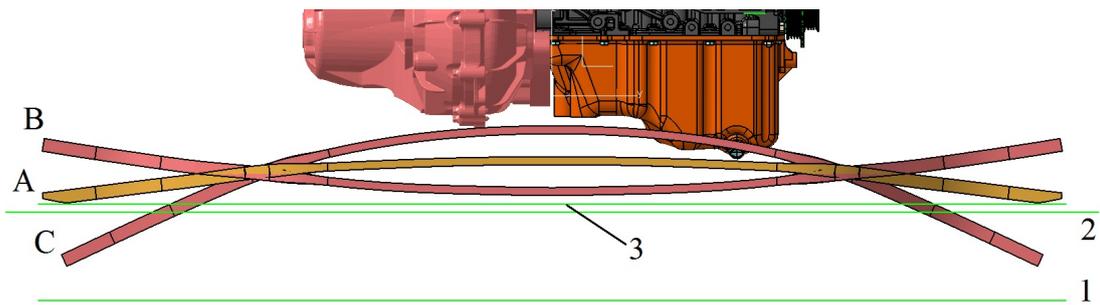


Abbildung 4.6.: Berücksichtigung der geforderten Bodenfreiheit

Freigängigkeit Zur Überprüfung der Freigängigkeit bezüglich Lenken und Durchfedern wurde ein bestehendes, bewegliches Kinematikmodell (Abb. 4.7) in CatiaV5 verwendet. Darin können, durch eine Dachkurve (Anhang B.1) von Zahnstangenhub und Federweg begrenzt, alle möglichen Radstellungen abgefahren werden. Mit dem Kinematik Modell wurden auch die maximalen Lenkwinkel bestimmt, und damit der Wendekreis unter Berücksichtigung des Aufbauüberhanges kontrolliert. Die Prüfung des Freiganges erfolgte mit allen relevanten Bauteilen. Die Mindestabstände wurden laut Lastenheft in Tabelle 2.1 festgelegt:

20 mm zu Motor, Getriebe und Halbachsen

15 mm zur Radbaugruppe mit Felge, Reifen und Schneekette

10 mm zu allen aufbaufesten Bauteilen

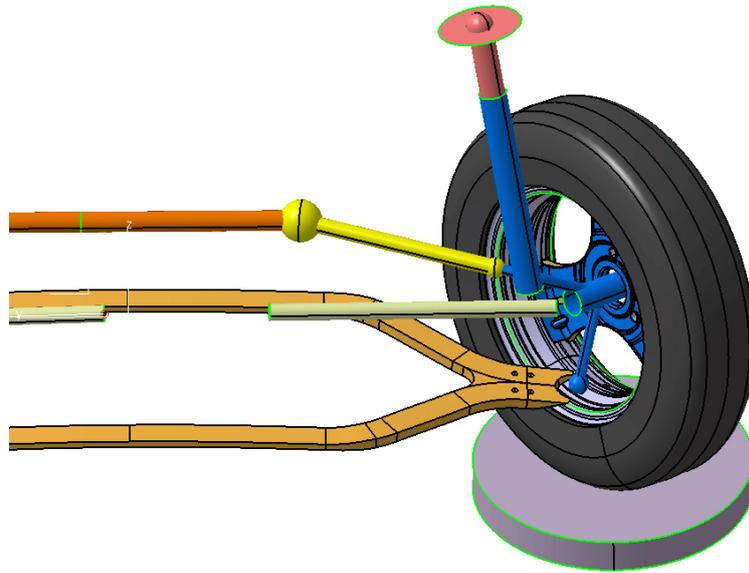


Abbildung 4.7.: Prüfung auf Freigängigkeit im beweglichen Kinematikmodell

4.1.2.2. Lager

Quersteifigkeit der Achse Wie in den vorigen Kapiteln des öfteren erwähnt wurde, gibt es bei der Auslegung der nachgiebigen Aufbau­lager einen Zielkonflikt bezüglich der Steifigkeit in y -Richtung. Einerseits soll aus Gründen der Fahrdynamik, die Steifigkeit so hoch wie möglich sein, aber andererseits muss der Sehnenlängenausgleich der Feder beim Durchfedern ohne große Verspannungen der Lager bewältigt werden können. Die Quersteifigkeit wird daher auf das von der Fahrdynamik als Minimum geforderte Maß ausgelegt.

Als Richtwert für eine zulässige Querverschiebung der Achse, wurde eine von MSF entwickelte Vorderachse der unteren Mittelklasse herangezogen, da hier die Daten zugänglich waren. Die MKS-Abteilung stellte aus einer Fahrdynamiksimulation, die Querverschiebung Δy des kurvenäußeren Querlenkers bei einer Kurvenbeschleunigung von $7,95 \text{ m/s}^2$ zur Verfügung. Diese betrug $0,45 \text{ mm}$. Dieser Wert liegt für diese Fahrzeugklasse in einem üblichen Bereich. Das Fahrzeug *CULT* strebt laut Lastenheft den Titel *Best in Class* bezüglich Fahrdynamik an. Da in dieser Fahrzeugklasse die Erwartungen des Kunden jedoch nicht so hoch wie in der Mittelklasse sind, kann die Anforderung an die Steifigkeit durchaus reduziert werden. Eine Senkung der erforderlichen Quersteifigkeit um 33% wird daher als akzeptabel eingestuft.

Mit der gefederten Masse der Vorderachse m_f , der Querbeschleunigung a_y und der definierten zulässigen Verschiebung Δy , kann die mindest zu erreichende Quersteifigkeit c mittels

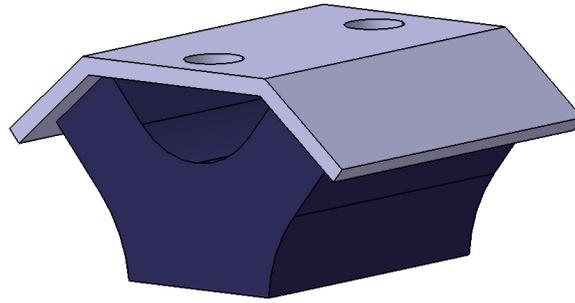


Abbildung 4.8.: Y-Lager Version a

$$c = \frac{m_f * a_y}{\Delta y} \quad (4.7)$$

zu 3850 N/mm errechnet werden.

Konstruktion Die konstruktive Umsetzung des Lagerkonzeptes 1 (Y-Lager) aus Abschnitt 3.4 gestaltete sich, durch die geringe Anzahl an Einzelteilen, sehr einfach. Version a), Abbildung 4.8, bestand aus einem Y-förmigen Vollgummitteil mit einem doppelt gebogenem Blechoberteil. In der Abbildung sind die beiden Löcher zur Verschraubung am Hilfsrahmen angedeutet.

Parallel zur Entwicklung der in dieser Arbeit beschriebenen Vorderachse, fand bei MSF auch die der Hinterachse des Projektes *CULT* statt, [10]. Die Berechnung der Hinterachsfeder samt Lager wurde zeitlich vor der Vorderachse gestartet. Die ersten Ergebnisse zeigten, dass das Lagerkonzept in Y-Richtung zu weich war, und die geforderte Steifigkeit nicht erreicht hat. Mit dem Projektfortschritt der Hinterachse wurde die Idee des Y-Lagers daher weiter entwickelt, wobei Aufbau und Geometrie des Lagers, sowie die Shore-Härte des Gummis verändert wurden.

Version b), Abbildung 4.9, wird nun mittels eines dünnen Blechbiegeteils auf der Feder verklebt. Das in Version a) dominierende Gummiprofil wurde auf zwei getrennte Gummistreifen mit einem Querschnitt von 10 x 15 mm abgeändert. Das Blechbiegeteil zur Montage am Hilfsrahmen blieb abgesehen von leichten Winkeländerungen grundsätzlich unverändert. zeigt das bereits mit der Aufstandskraft belastete Lager in der Version b). Weitere Ansichten des Aufbauhalters finden sich in Anhang C.

Die Aufbauhalter der Vorder- und Hinterachse streben ein Gleichteile-Konzept an. Es wird daher versucht die selbe Geometrie zu verwenden, um in einer späteren Serienproduktion, beispielsweise mittels Strangpressverfahren, eine günstige Herstellbarkeit zu

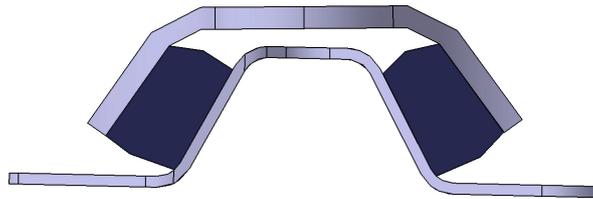


Abbildung 4.9.: Y-Lager Version b front

gewährleisten. Nach der Optimierung des Lagerkonzeptes an der Hinterachse, wurde es auf die Vorderachse übertragen und löste damit Version a) ab. Dabei wurde lediglich die Länge des Lagers verändert, da an der Vorderachse statt einem längeren, je zwei kürzere Lager Verwendung finden.

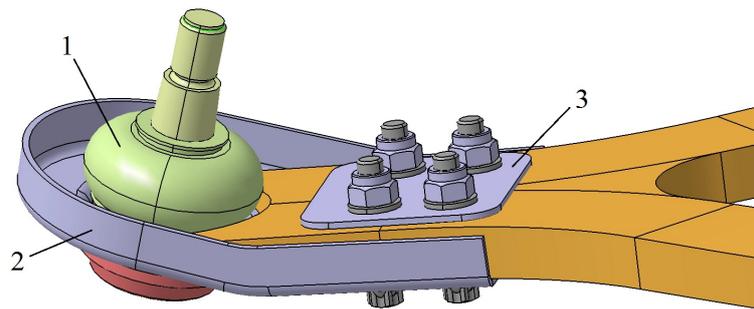
4.1.2.3. Konstruktion und Übernahme der übrigen Komponenten

Radträger Zu Beginn des Projektes wurde versucht einen bestehenden Radträger zu übernehmen, um sich die Konstruktion, vor allem aber die teure Absicherung der Betriebsfestigkeit zu sparen. Als Spenderfahrzeug kam der Suzuki Alto in Frage. Im Zuge der Entwicklung wurde jedoch klar, dass die angestrebte Kinematik nicht mit den Punkten des Alto-Radträgers vereinbar war. Unter Beibehaltung der Dimensionierung wurde daher im späteren Verlauf der Konstruktion die Geometrie auf die gewünschte Spurhebel- und Bremsenposition abgeändert. Auf die in Abschnitt 4.1.3 erläuterte Anpassung des Traggelenkpunktes wurde aus Gründen des konstruktiven Aufwandes verzichtet.

Dämpferbein Das Dämpferbein wurde vom MCC Smart übernommen, da es relativ kurz baut, und die Dimensionierung wegen der sehr ähnlichen Achslasten der beiden Fahrzeuge günstig ist.

Traggelenk Durch die Funktionsintegration von Feder und Querlenker in der Querblattfeder, muss das Traggelenk, Abbildung 4.10, Pos. 1 neben den Quer- und Längskräften auch die Federkraft übertragen können. Da es sich um eine hängende Anordnung handelt, wirkt diese Kraft in Zugrichtung, wodurch die Anforderungen an das Traggelenk zusätzlich steigen.

Ein speziell dafür ausgelegter Typ konnte im Sortiment des Herstellers Frap gefunden werden. Dieses Gelenk kam auch bereits erfolgreich im KTM X-Bow zum Einsatz. In diesem Fahrzeug müssen allerdings zusätzlich noch die Dämpferkräfte über das Gelenk geleitet werden, welche um Größenordnungen über jenen der Federung liegen können. Da dieses Traggelenk für den Einsatz im *CULT* etwas überdimensioniert ist, wurde eine gesonderte Überprüfung auf Festigkeit bei der Übernahme nicht durchgeführt. Eine

Abbildung 4.10.: Traggelenk Lösung für Prototyp *CULT*

genaue Auslegung auf die auftretenden Kräfte, könnte die Masse des Traggelenkes in einer Serienanwendung reduzieren.

Traggelenkanbindung Zur Anbindung des Traggelenkes an die Feder kommt ein Tiefziehteil, Abbildung 4.10, Pos. 2 zum Einsatz. In Kombination mit einer ebenen Verschraubungsplatte (Pos. 3) wird dieses mit der Feder verschraubt und verklebt. Die Traggelenkanbindung wurde als Neuteil gestaltet, da kein eigenes Traggelenk für den Prototyp *CULT* gefertigt werden kann. Zur weiteren Gewichtsreduzierung in einer Serienanwendung wäre es sinnvoll, das Gehäuse des Traggelenkes als Gussteil auszuführen, und dabei die Verschraubung zu integrieren. Ein Beispiel dafür stellt Abbildung C.3 im Anhang dar.

Radnabe und Radlager Das verwendete Radlager ist ein Übernahmeteil des MCC Smart, Abbildung 4.11. Es handelt sich um die Generation 4, daher sind Radlager, Nabe und Verschraubungsflansch zum Radträger bereits integriert. Es wird das Lager der Smart Hinterachse verwendet, da die Verzahnung für die Gelenkwellen ebenfalls benötigt wird.

Bremse Bremsscheibe und Bremssattel, Abbildung 4.12, Pos. 1 werden aus einer Smart-Vorderachse übernommen.

Lenkung Die verwendete Lenkung wurde vom Fiat Panda, Abbildung 4.12, Pos. 2 übernommen, da sie den richtigen Zahnstangenhub und Lenkübersetzung aufweist. Sie hat zwar einen etwas kleineren Kugelpunkt-Abstand als von der Kinematik gefordert wird, kann aber mittels Zwischenstücke auf die gewünschte Länge geändert werden.

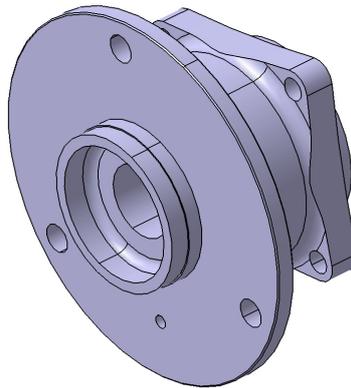


Abbildung 4.11.: Radnabe des MCC Smart mit integriertem Radlager

Hilfsrahmen Dieser erfüllt gleich mehrere Funktionen. Neben der üblichen Aufnahme von Längs- und Querkräften, muss er auch die Vertikalkräfte über die Federlagerung übertragen können. Dazu wird er, im Vergleich zu einem herkömmlichen Hilfsrahmen, um eine vertikale Strebe, zum massiven Längsträger, erweitert, Abbildung 4.12, Pos. 3. Er hat auch die Funktion der Lenkungsaufnahme und ist Bestandteil der Crashstruktur. Als Halbzeuge für die Fertigung, kommen vorwiegend Stahlrohre mit unterschiedlichen Dimensionen zum Einsatz.

Nach dem Zusammenbau der kompletten Vorderachse, Abbildung 4.12, wurde nochmals eine Prüfung auf Freigängigkeit im Kinematikmodell durchgeführt.

4.1.3. Vereinfachte Überprüfung der Kinematik

Im Konstruktionsprozess wurde die Kinematik der Grundausslegung mehrfach geändert (siehe auch Abschnitt 4.1.2.1). Hauptsächlich betroffen waren die Lagerpositionen am Aufbau. Um die Auswirkungen zu überprüfen, wurde die aktualisierte Kinematik in ADAMS/Car simuliert und der Grundausslegung gegenüber gestellt.

Bei der Simulation wurden die Querblattfederenden durch einen einfachen Querlenker ersetzt. Die Auswirkungen sind in den Abbildungen 4.13(a) und 4.13(b) schematisch dargestellt. Während sich das Traggelenk bei der Verwendung eines Querlenkers, auf einem Kreisbogen um dessen Drehachse bewegt, wird es durch die Querblattfederverkürzung und der damit verbundenen Aufbaulagerverschiebung beim Durchfedern, weiter nach innen gezogen. Dadurch ändert sich der Sturzverlauf, als auch die Vorspurkurve über dem Federweg, 4.14.

Die getroffene Vereinfachung hat jedoch den Vorteil der schnellen und einfachen Berechnung. Bei der Interpretation der Ergebnisse aus Abbildung 4.14 müssen die Auswirkungen unbedingt berücksichtigt werden. Die dargestellten Verläufe dienen daher nur

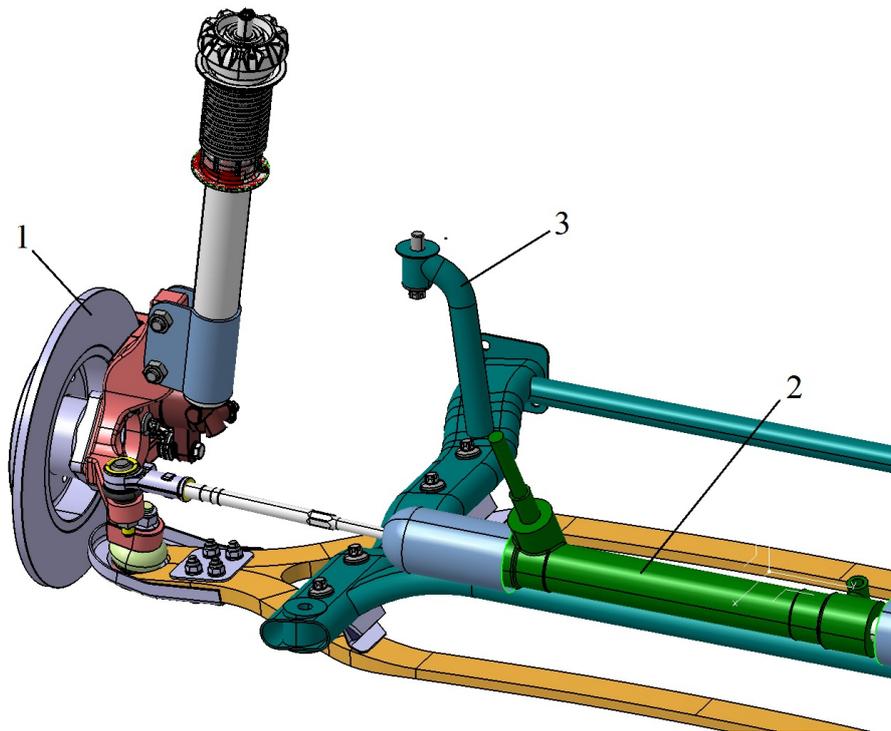
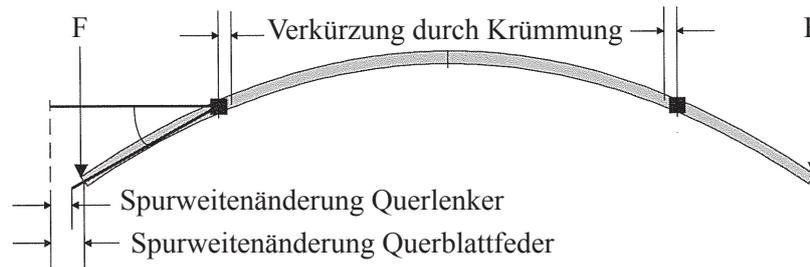


Abbildung 4.12.: gesamte Vorderachsbaugruppe Konzept 1

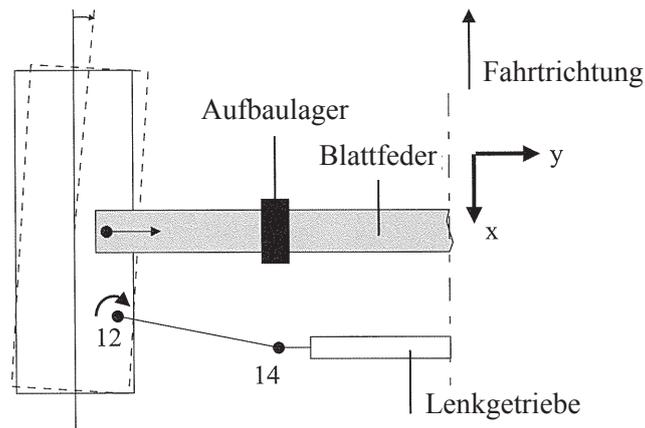
zur groben Überprüfung der Kinematik. Eine genauere Berechnung von Kinematik und Elastokinematik, ist mit den tatsächlichen Eigenschaften der Querblattfeder unbedingt erforderlich. Die entsprechenden Werte dazu können beispielsweise im praktischen Versuch oder mittels FEM ermittelt werden.

Abbildung 4.14 zeigt das Ergebnis der kinematischen Analyse in ADAMS/Car. Die kinematische Erstausslegung ist in grau, die durch die Konstruktion geänderte Kinematik des Konzept 1 in rot dargestellt. Die Auswirkungen der höher positionierten Aufbau-lager sind sehr gut an der höheren Position des Rollzentrums in Konstruktionslage zu sehen. Dieses wurde von den 50 mm der Grundausslegung auf 134,4 mm angehoben. Auch die Änderung des Radsturzes über dem Federweg hat sich deutlich erhöht. Beide Werte befinden sich jedoch noch in einem für die Konzeptuntersuchung akzeptablen Rahmen. Mit einer höheren Position des Traggelenks könnte beiden Effekten entgegengewirkt werden. Da zu Beginn des Projektes die Übernahme eines bereits bestehenden Radträgers angestrebt wurde, konnte diese Maßnahme jedoch nicht mehr umgesetzt werden.

Die Vorspurkurve der Grundausslegung konnte durch Variation der Position des Lenkgetriebes und der Spurstangenlänge sehr gut erreicht werden. Weitere Diagramme der Kinematikanalyse befinden sich im Anhang E.



(a) Einfluss auf Sturz



(b) Einfluss auf Vorspur

Abbildung 4.13.: Fehler der Kinematikanalyse durch die Verwendung eines Ersatzquerlenkers, in Anlehnung an [27]

4.1.4. FE-Rechnung

Die Berechnung der Federeigenschaften und der Festigkeit wurde von der Abteilung für Betriebsfestigkeit in Abaqus durchgeführt. Dazu war ein Export der CAD Daten aus CatiaV5 notwendig.

4.1.4.1. Export der CAD Daten

Da die Feder in der gezeichneten Konstruktionslage bereits mit der gefederten Masse des Aufbaus vorbelastet ist, musste vor dem Export die Geometrie der unbelasteten Feder erstellt werden. Diese wurde später auch für die Erstellung der Fertigungszeichnung verwendet.

Um nach der Belastung der Feder, mit der gefederten Gewichtskraft in Abaqus, die angestrebte Konstruktionslage möglichst genau zu erreichen, wurde der unbelastete Krüm-

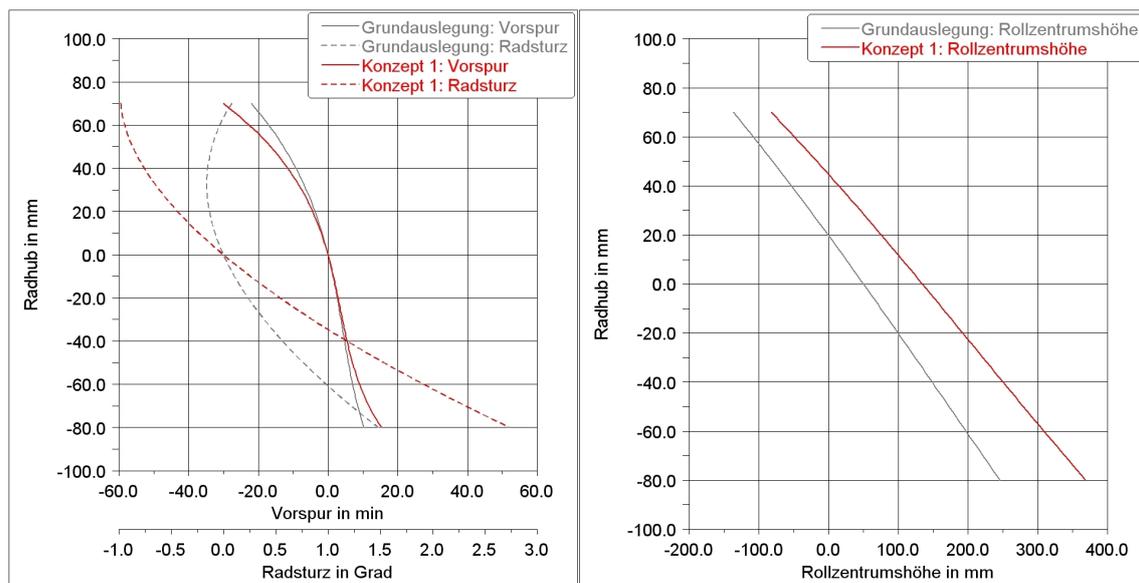


Abbildung 4.14.: Kinematischer Spur-, Sturz- und Rollzentrumshöhenverlauf des Konzepts 1 in Abhängigkeit vom Federweg

mungsradius geschätzt, und im iterativen Prozess optimiert. Um die im Grundriss ersichtliche Geometrie der Feder zu erreichen, wurde die Länge der neutralen Faser aus der Konstruktionslage, über dem unbelasteten Krümmungsradius abgewälzt. Es ergaben sich daraus erwartungsgemäß, bereits nach der ersten Berechnungsschleife, sehr gute Übereinstimmungen mit der angestrebten Form der Feder. Eine Zeichnung der so entstandenen unbelasteten Feder ist im Anhang D zu finden.

Für den Export zur Berechnung wurde die neutrale Faserfläche der Feder und die Positionen der Lager als auch der Kraftangriffspunkte am Tragelenk verwendet. Für die spätere Berechnung auf Festigkeit mit definierten Lastfällen, wurden zusätzlich der Radauflandpunkt, der Radmittelpunkt, der obere Dämpferlagerpunkt und die Spurstangenanbindung mit übergeben.

4.1.4.2. Modellierung und Berechnung der Steifigkeiten

Von der Abteilung für Betriebsfestigkeit wurde zur Berechnung ein Schalenmodell im FE-Preprozessor Medina aufgebaut. Darin erfolgte auch die Vernetzung und die Zuweisung von Lagenaufbau und Werkstoffdaten. Die Aufbauablage mit den Gummielementen wurde mittels Volumenelementen abgebildet.

Im Anschluss erfolgte die Berechnung in Abaqus. Hier wurde die importierte Federgeometrie des unbelasteten Zustandes, im **ersten Berechnungsschritt** in Konstruktionslage gebracht. Dazu wurde sie mit den statischen Aufstandskräften F ,

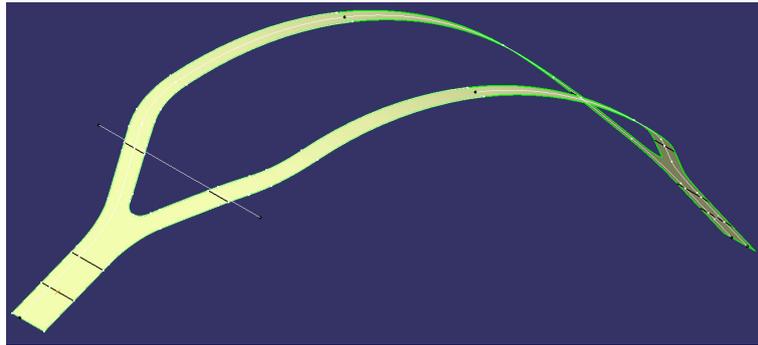


Abbildung 4.15.: Fläche der neutralen Faser in CatiaV5 (unbelasteter Zustand)

$$F = \frac{m_{gef} * g}{2}, \quad (4.8)$$

mit 1600 N je Seite belastet.

Durch die Krümmungsänderung der Feder entsteht bei diesem Rechenschritt eine sehr große Querbewegung der Lagerstellen. Die beiden Aufbaulager wurden deshalb nur in Längs- und Vertikalrichtung fixiert. Die Verschiebung um die y-Achse und eine Verdrehung um die x-Achse, wurden vorerst noch zugelassen. Die Feder selbst wurde an einem Knoten in Fahrzeugmitte ($y = 0$) fixiert. Nach dem Erreichen der Konstruktionslage, wurden dann alle sechs Freiheitsgrade der Lager eingefroren.

Um von der unbelasteten Feder in die angestrebte Konstruktionslage mit der richtigen Standhöhe und Federsteifigkeiten zu gelangen, mussten mehrere Berechnungsschleifen durchlaufen werden, wobei der Krümmungsradius der unbelasteten Feder in CatiaV5 und der Lagenaufbau im Preprozessor schrittweise angepasst wurden. Als gute Lösung stellte sich dabei die vorwiegende Verwendung von unidirektionalen Fasermaterial heraus. In den Federenden wird zur Aufnahme der entstehenden Torsionsmomente auch verwebtes Material verwendet.

4.1.4.3. Überprüfung der Festigkeit mit Betriebslasten

Im **zweiten Berechnungsschritt** wurde die Feder samt Lagerung definierten Lastfällen ausgesetzt, um die Festigkeit und Nachgiebigkeit der Radaufhängung zu ermitteln.

Die verwendeten Lastfälle der Längsdynamik stammen aus dem MSF Standardkatalog, Tabelle 4.5. Aufgrund des großen Verhältnisses von Schwerpunktshöhe und Spurweite des *CULT*, wurde bei den Lastfällen der Querdynamik auf vereinfachte Berechnungen zurückgegriffen. Abgesehen von den Lastfällen 6 und 8, greifen alle in Tabelle 4.5 dargestellten Kräfte im Radaufstandspunkt an. Im FE-Modell musste daher, mit den importierten Kinematikpunkten, eine starre Ersatzradbaugruppe definiert werden.

Nr.	Bezeichnung		Rad VA außen	Rad VA innen	Rad HA außen	Rad HA innen	Angriffs- punkt
LF 1	Durchfedern		+70 mm	+70 mm	+80 mm	+80 mm	Latsch
LF 2	max Wanken	Fz	4000	0	4000	500	Latsch
LF 3	Kurve 1g	Fz, Fy	4000	0	4000	500	Latsch
LF 4	Bremsen maximal	Fz	3500	3500	500	500	Latsch
		Fx	4000	4000	2000	2000	Latsch
LF 5	Bremsen rückwärts	Fz	1000	1000	3500	3500	Latsch
		Fx	2000	2000	2000	2000	Latsch
LF 6	Schlechtweg	Fz	4500	4500	5500	5500	Radmitte
		Fx	3000	3000	3500	3500	Radmitte
LF 7	Kurve 0,4g	Fz	2600	1300	3500	1500	Latsch
		Fy	1000	500	1500	500	Latsch
LF 8	Schlechtweg einseitig	Fz	4500	2000	5500	2500	Radmitte
		Fx	3000	0	3500	0	Radmitte

Tabelle 4.5.: Kräfte der einzelnen Lastfälle

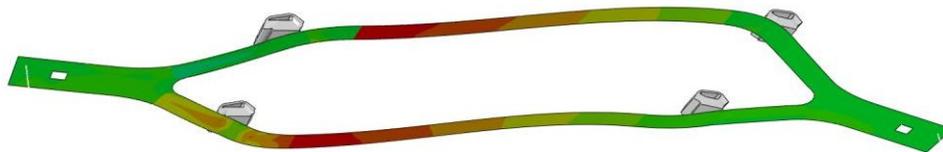


Abbildung 4.16.: Darstellung der Spannungen an der Federunterseite in Faserrichtung bei einer Kurvenfahrt mit 1g Querbeschleunigung (Lastfall 3)

Der Lastfall 3 erzeugt durch die resultierende Rollbewegung, die größte Zugspannung in der Feder von ca. 550 N/mm^2 . Diese tritt an der Federunterseite auf und ist in Abbildung 4.16 rot dargestellt. Aus der maximal zulässigen Dehnung von 1,5% und dem Elastizitätsmodul von 41500 N/mm^2 ergibt sich eine maximal zulässige Spannung von ca. 620 N/mm^2 . Da diese bei keinem der berechneten Lastfälle überschritten wurde, ist die Festigkeit der Feder als erprobungswürdig einzustufen.

4.1.4.4. Ergebnisse der FE-Rechnung

Neben den Spannungen wurden in der FE-Rechnung auch die Steifigkeiten der Radaufhängung in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung ermittelt. In Tabelle 4.6 sind die erreichten Werte jenen der Zielsetzung gegenübergestellt.

Es ist zu erkennen, dass alle Zielwerte nicht exakt erreicht worden sind. Alle geforderten Steifigkeiten wurden um etwa 10% unterschritten. Die gleichseitige Federrate um 8%

		Soll	Ist	Abweichung
Gleichseitige Federrate	[N/mm]	12,4	11,4	-8%
Wechselseitige Federrate	[N/mm]	29,8	25,9	-13%
Verhältnis	[-]	2,4	2,27	-5%
Quersteifigkeit Achse	[N/mm ²]	3850	3460	-10%

Tabelle 4.6.: Vergleich der Ziel- und Istwerte von Konzept 1

zu erhöhen stellt keine technische Herausforderung dar, da entweder der Lagenaufbau geändert, oder die Breite der Feder um genau diesen Wert erhöht werden könnte. Diese Veränderungen würde sich auch auf die wechselseitige Federrate auswirken und diese ebenfalls erhöhen. Das Verhältnis der beiden Federraten wurde mit einer Abweichung von 5% erreicht, was als durchaus akzeptabel zu werten ist.

Die notwendige Quersteifigkeit der Aufbauhalter aus Abschnitt 4.1.2.2 wurde ebenfalls um 10% nicht erreicht. Eine einfache Verlängerung der Lager um diesen Wert kann die Abweichung jedoch sehr einfach beseitigen. Damit würde auch die rotatorische Steifigkeit der Lager erhöht, wodurch die Federraten in geringem Ausmaß mit beeinflusst werden.

Aus Gründen des Konstruktions- und Rechenaufwandes wurde eine Optimierung der Werte jedoch nicht mehr durchgeführt, da bereits erfolgreich gezeigt werden konnte, dass die angestrebten Federraten realisierbar wären.

Bei den Lastfällen mit Längskräften war weiters auffällig, dass sich die Achse in Längsrichtung relativ weit verschoben hat. Dem könnte durch den Einsatz von zusätzlichen Gummipuffern mit progressiver Charakteristik entgegengewirkt werden, um den Einfluss auf das Eigenlenkverhalten gering zu halten. Diese Puffer würden beispielsweise direkt mit den Schrauben der Aufbauhalterbefestigung, am Hilfsrahmen verschraubt werden.

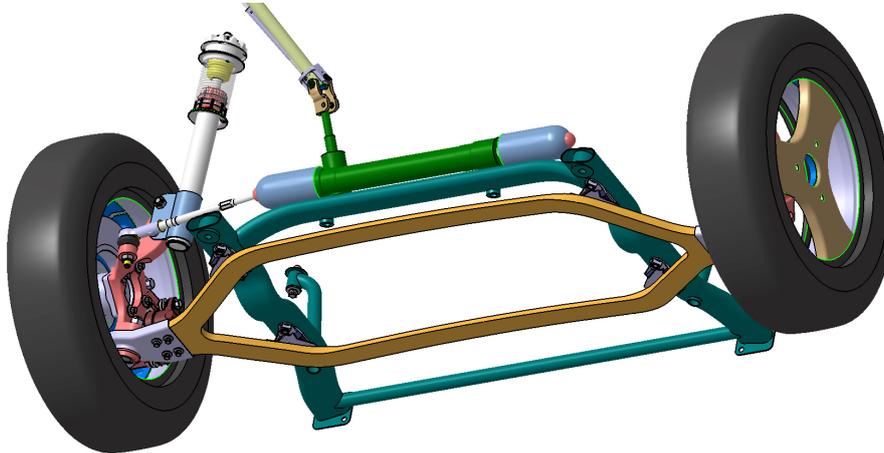
4.1.5. Import der Daten und abschließende Prüfung auf Freigang

Als geometrisches Ergebnis der FE-Rechnung, wurden die Biegelinien der Feder in Konstruktionslage, sowie voll ein- und ausgefedert im CAD übernommen. Dazu wurden die Knotenpunkte der vernetzten Feder aus Abaqus ausgeschrieben. Diese konnte mittels eines Makros in CatiaV5 importiert werden. Aus den so entstandenen Biegelinien wurde wiederum die Fläche der neutralen Faser aufgespannt.

Der durch den Lagenaufbau beeinflusste Querschnitt der FE-Rechnung, wich dabei vor allem im äußeren Teil der Feder von den Erwartungen ab. Dieser musste sowohl dicker als auch breiter gestaltet werden (Tab. 4.7). Die neuen Querschnitte wurden damit ebenso wie die Biegelinien in die Konstruktion übernommen, und die Feder in ihren drei, für den Bauraum wichtigen Lagen konstruiert.

[mm]	h_c	b_c	h_e	b_e
Matlab Konzept 1	11	77,8	13,8	62,1
FEM Konzept 1	10	80	16	80

Tabelle 4.7.: Vergleich der Federquerschnitte von Konzept 1 aus CAD und FE

Abbildung 4.17.: Konzept 1 im Vorderwagen des *CULT*

Obwohl die importierte Geometrie aus Abaqus mit der ursprünglichen Auslegung sehr gut übereingestimmt hat, wurde wegen der geänderten Querschnitte, zur Absicherung des Bauraumes, eine abschließende Prüfung auf Freigang im Kinematikmodell durchgeführt.

Abbildung 4.17 zeigt die Radaufhängung des Konzepts 1 mit allen Fahrwerks-Bauteilen und der Motor-Getriebe-Einheit.

4.2. Auslegung Konzept 2 (nicht radführend)

Im folgenden Teil wird das Grundkonzept der VA_MP_8 (im Folgenden Konzept 2 genannt) aus Abschnitt 3.3 detaillierter betrachtet. Es besteht aus einer nicht radführenden Blattfeder, welche in zwei Querlenkern, durch eine Gummilagerung, momentensteif eingespannt wird. Die Aufstandskraft wird dabei über Biegemomente in den Querlenkern und dessen Lagerung auf den Aufbau übertragen. Die Feder selbst hat keine direkte Verbindung zum Aufbau.

Die Grundausslegung der Kinematik, die Radbaugruppe, das Dämpferbein und die Lenkung werden aus Konzept 1 unverändert übernommen. Die Bauraumsituation mit Motor und Getriebe ist ebenfalls mit Konzept 1 ident.

4.2.1. Erstellen der 3D Geometrien

Unter Berücksichtigung der Übernahmeteile aus Konzept 1, müssen lediglich die Querlenker, die Blattfeder und die Einspannung als Schnittstelle der beiden konstruiert werden.

4.2.1.1. Blattfeder

Optimierung der Federanbindungs-Position

Da der Querlenker in Fahrzeuginnenrichtung weiter nach hinten baut als die Feder in Konzept 1, muss das hintere Querlenkerlager zwischen der Radhüllkurve und dem im Vorderwagen quer eingebauten Endtopf der Abgasanlage Platz finden. Die beiden aufbauseitigen Querlenkerlager der Kinematik-Grundauslegung müssen daher um 15 mm nach außen verschoben werden.

Um die momentensteife Einspannung der Blattfeder im Querlenker nicht unnötig kompliziert zu gestalten, wird versucht, die relative Verschiebung zwischen Querlenker und Feder beim Durchfedern der Aufhängung, minimal zu halten. Da die Querlenkerposition aufgrund des Bauraumes bereits sehr genau vorgegeben ist, können nur mehr die Federgeometrie und die Lagerposition am Querlenker verändert werden.

Im **ersten Schritt** soll also versucht werden, die Verschiebung des Lagerpunktes federseitig so gering wie möglich zu gestalten, (4.9 - 4.12), Abb. 4.18.

$$L = r * \alpha \quad (4.9)$$

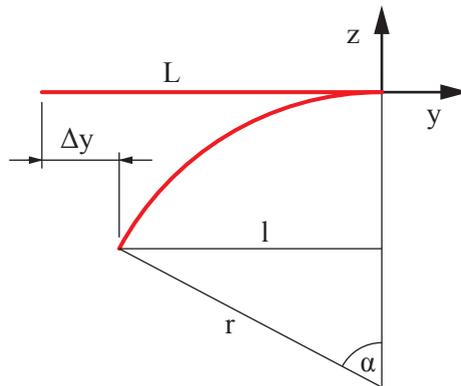
$$l = r * \sin \alpha \quad (4.10)$$

$$l = \frac{L}{\alpha} * \sin \alpha \quad (4.11)$$

$$\Delta y = L * \left(1 - \frac{\sin \alpha}{\alpha}\right) \quad (4.12)$$

Die grüne Linie in Abbildung 4.19 zeigt die Querverschiebung der Feder nach (4.12), wenn diese in voll eingefederter Position ihre Strecklage hat (Querlenkerwinkel ϕ von der voll eingefederten Lage gemessen). Diese Federanordnung wird daher nicht um ihre Strecklage, sondern ausschließlich in eine Richtung verbogen. Eine absolute Verkürzung, bis zum voll ausgefederten Zustand, von 15 mm ist die Folge.

Viel zweckmäßiger erscheint es jedoch, die Feder um ihre Strecklage genau gleich weit ein- und ausfedern zu lassen. Die im Lastenheft geforderten Ein- und Ausfederwege an der Vorderachse sind nicht ident, und der Querlenker hängt in Konstruktionslage bereits um den Winkel ϕ_0 schräg nach unten. Das hat zur Folge, dass sich unterschiedliche maximale Verdrehwinkel des Querlenkers beim Ein- und Ausfedern ergeben. Das heißt,

Abbildung 4.18.: Querbewegung Δy des Federendes

die Feder soll im vorliegenden Fall, in Konstruktionslage bereits um den Winkel α_0 von der xy -Ebene gemessen nach oben gekrümmt sein. Der genau Wert errechnet sich mit (4.13). Das Ergebnis ist in Abbildung 4.19 in blau dargestellt. Beim Ausfedern bis zur Konstruktionslage verlängert sich die Feder um 3,6 mm, und geht bis zum voll ausgefedertem Zustand wieder auf den ursprünglichen Wert zurück.

$$\alpha_0 = \frac{\phi_{aus} - \phi_{ein}}{2} \quad (4.13)$$

Der **zweite Schritt** zur Minimierung der Relativbewegung ist die exzentrische Lagerung der Feder am Querlenker. Jeder Punkt des Querlenkers erfährt bei der Drehbewegungen ϕ eine Cosinus-Funktion der y -Koordinate. Es soll also jener Punkt gefunden werden, der die nicht vermeidbare Verschiebung der Feder selbst laut (4.12), so gut wie möglich ausgleichen kann. Da die Federverschiebung ebenfalls einer Winkelfunktion folgt, sollen die Phasen genau so verschoben werden, dass die Maximalwerte genau aufeinander treffen, und sich dadurch am Besten aufheben.

Da die Feder aus der Optimierung im ersten Schritt, beim Ausfederwinkel α_0 die maximale Länge hat, soll zu diesem Zeitpunkt auch der Montagepunkt auf dem Querlenker sein Maximum erreicht haben. Der Exzenterwinkel γ wird bestimmt durch

$$\gamma = \alpha_0 + \phi_0, \quad (4.14)$$

wobei ϕ_0 der Neigungswinkel des Querlenkers in Konstruktionslage ist. Durch den Exzenterwinkel $\gamma = 5,5^\circ$ sind die Phasen der Winkelfunktionen gleichgerichtet. Es kann nun durch die Wahl der Exzenterlänge l_e , die Amplitude der Querlenkerbewegung Δy ,

$$\Delta y = l_e(1 - \cos(\phi - \phi_{ein} + \phi_0 - \gamma)), \quad (4.15)$$

bestimmt werden. Bei einer Länge von $l_e = 170$ mm ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung mit der Amplitude der Federverschiebung. Die absolute Bewegung des Querlenkerpunktes ist in Abbildung 4.21 rot dargestellt. Die gelbe Linie veranschaulicht eine

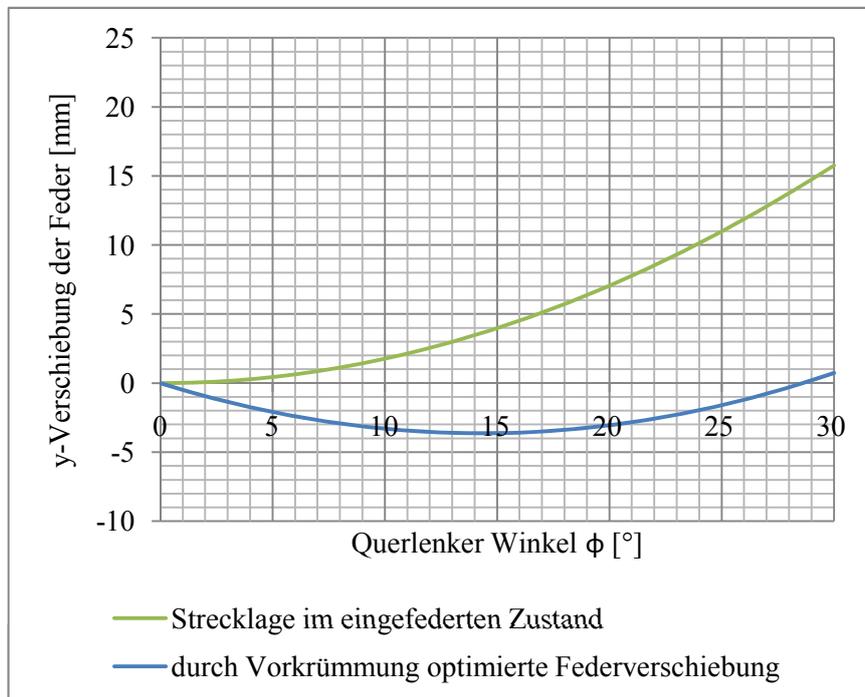


Abbildung 4.19.: Querbewegung des Anbindungspunktes auf der Feder

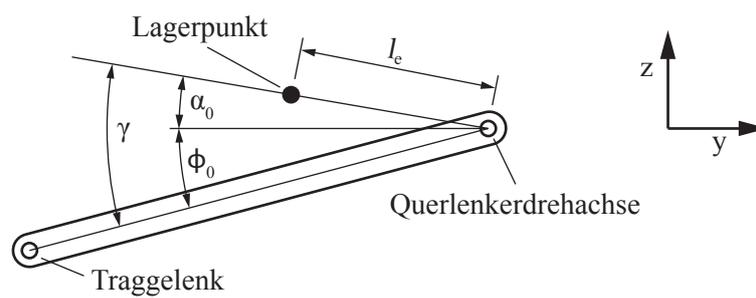


Abbildung 4.20.: exzentrischer Lagerpunkt am Querlenker

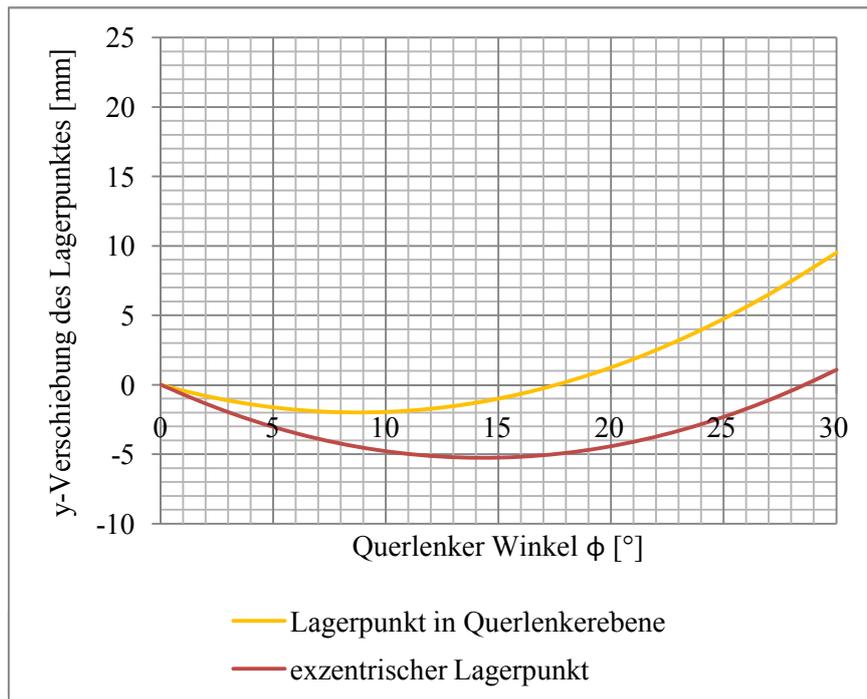


Abbildung 4.21.: Querbewegung des Anbindungspunktes am Querlenker bei 170mm exzentrischer Lagerung

Variante ohne Exzenterwinkel.

Der **dritte Schritt** führt die beiden ersten zusammen. Die schwarze Kurve in Abbildung 4.22 wird aus der Differenz von Feder- und Querlenkerverschiebung gebildet, und stellt damit den im Lager auszugleichenden Längenunterschied dar. Mit dem errechneten Exzenterwinkel und der iterativ erhaltenen Exzenterlänge, kann die Verspannung im Aufbau Lager daher fast gänzlich vermieden werden.

Die Bauraumsituation ließ die konstruktive Umsetzung der Lagerposition allerdings nicht zu, da die Feder durch die 170 mm exzentrische Lagerposition, weit in das Reifenhüllgebirge stehen würde. Es konnte lediglich ein Wert von 3 mm umgesetzt werden, wobei der unter *Schritt 2* angestrebte Ausgleich damit nahezu nicht mehr stattfinden kann (siehe rote Linie in Abb. 4.23). Es bleibt also laut der schwarzen Linie eine Längendifferenz von 3,5 mm übrig. Dieser muss vollständig vom Lager aufgenommen werden können.

Zusätzlich ist zu bedenken, dass die Position der Feder im Querlenker nur knapp vor dem hinteren Lager festgelegt ist. Die Federlagerung muss daher auch nahezu die vollständigen Querbewegungen des Komfortlagers aufnehmen.

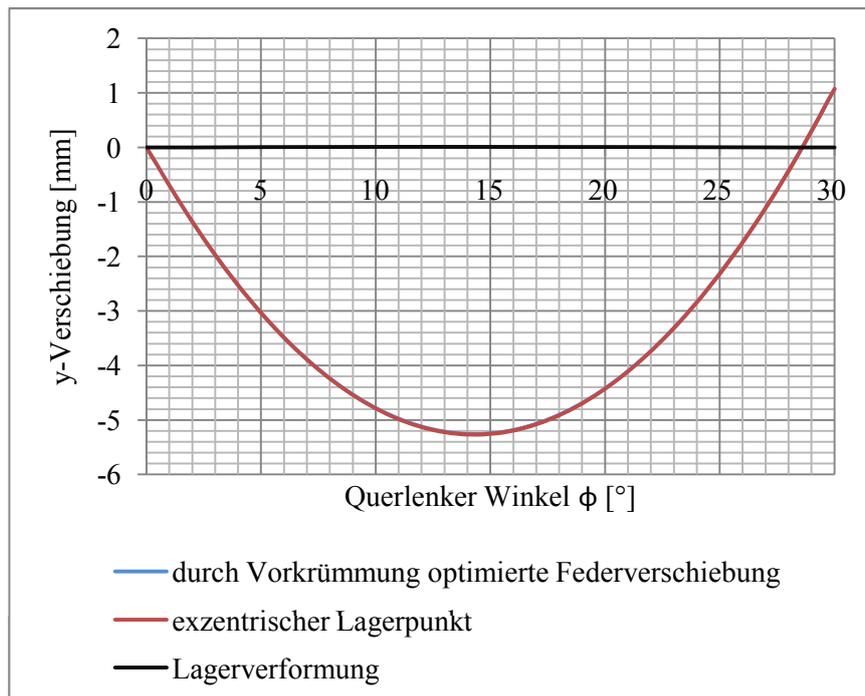


Abbildung 4.22.: Notwendiger Längenausgleich im Federlager bei 170mm exzentrischer Lagerung

Grobe Dimensionierung des Querschnittes

Konzept 1 hat gezeigt, dass um die Federraten zu erreichen, die Federenden gegenüber dem Federmittelteil sehr viel steifer sein müssen. Diese Erkenntnis lässt sich auch auf Konzept 2 übertragen. Die verwendeten Querlenker repräsentieren die steifen Federenden von Konzept 1 dabei sehr gut. Es ist also auch ohne explizite Berechnung anzunehmen, dass der Federmittelteil, dem von Konzept 1 ebenso ähnlich sein muss. Der Querschnitt der Feder wird daher nach Tabelle 4.7 mit 10 mm Dicke und 80 mm Breite gewählt.

Mittenhub Da der Querschnitt der Feder über die ganze Länge gleich bleibt, und nur Biegemomente über die Einspannungsstellen eingeleitet werden, müssen die Biegelinien der Feder, bei gleichzeitiger Belastung, stets Kreisbogenform haben. Es wird davon ausgegangen, dass sich die Feder in den Einspannungsstellen absolut steif mit dem Querlenker mitdreht.

Mit den so erhaltenen Biegelinien konnte eine Bauraumabschätzung durchgeführt werden. Mit der Kinematik Grundauslegung konnte die notwendige Bodenfreiheit nicht eingehalten werden. Es mussten daher die Querlenkerlagerpunkte um 30 mm angehoben werden, Abbildung 4.24.

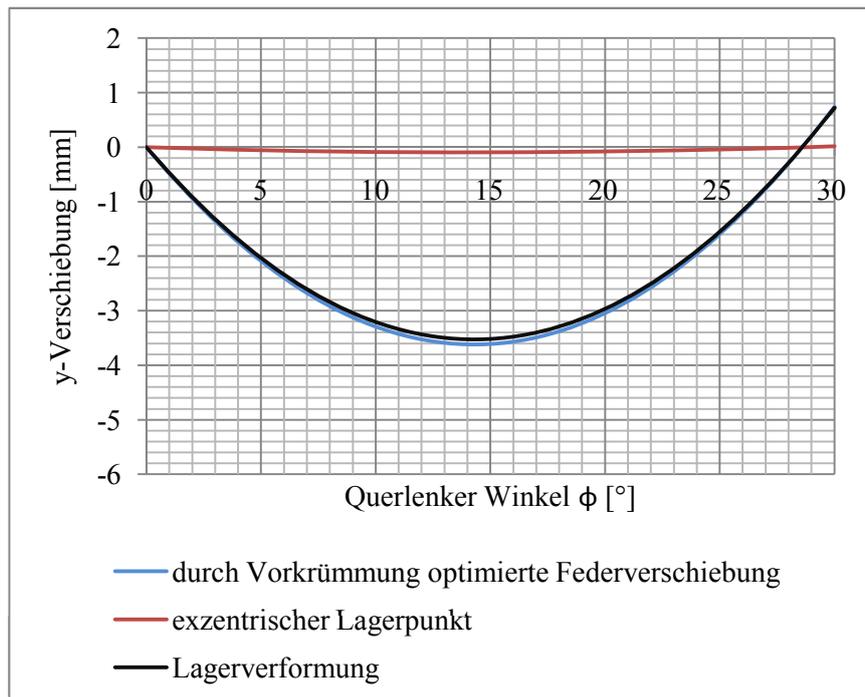


Abbildung 4.23.: Notwendiger Längenausgleich im Federlager bei 3mm exzentrischer Lagerung

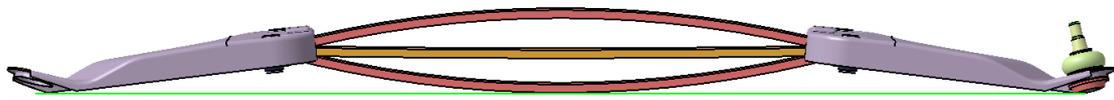


Abbildung 4.24.: Berücksichtigung der geforderten Bodenfreiheit

4.2.1.2. Querlenker

Anforderungen Um die Aufstandskräfte übertragen zu können, muss der Querlenker sehr biegesteif ausgeführt sein. Durch seine L-förmige Geometrie zwischen der Federeinspannstelle und dem Tragelenk, entstehen zusätzlich auch Torsionsmomente.

Bauweise Der in Abbildung 4.25 gezeigte Querlenker besteht aus zwei Schalen. Die Oberschale ist als Tiefziehteil ausgeführt, in welche die Unterschale eingeschweißt wird. Beiden wurde eine Materialstärke von 2mm und der Werkstoff Stahl zugewiesen. Die

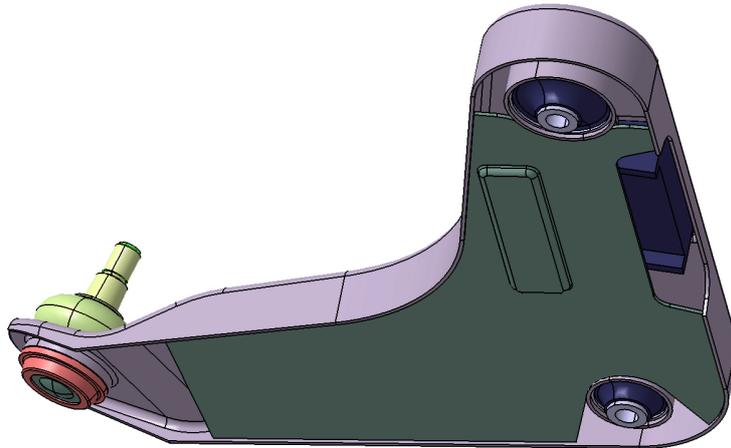


Abbildung 4.25.: zweischaliger Querlenker mit den drei Gelenken

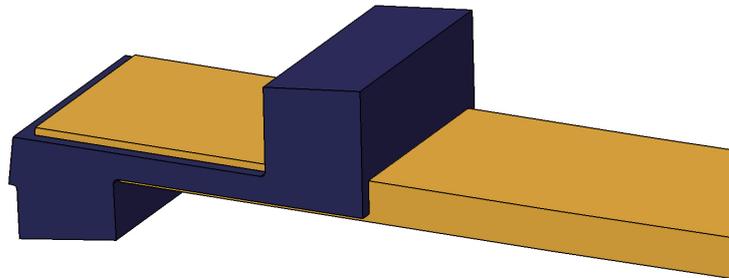


Abbildung 4.26.: Gummiblock zur momentensteifen Einspannung und Zentrierung der Feder

Konstruktion sieht dem Momentenverlauf in Abbildung 4.4 folgend, eine nach außen hin sinkende Biegesteifigkeit vor.

Das Traggelenk wird analog Konzept 1 von unten eingepresst. Da es durch die Federkräfte ständig unter Zug steht, muss es axial nicht zusätzlich gesichert werden. Das vordere Aufbaulager ist zum Zwecke der Querkraftabstützung hart ausgelegt, während das hintere zugunsten des Fahrkomforts etwas weicher und voluminöser ist.

Die Lagerung der Blattfeder im Querlenker erfolgt mit dem in Abbildung 4.26 dargestellten Gummi-Element. Dieses hat auch die Aufgabe der Federzentrierung in Fahrzeugmitte. Um einem Verrutschen vorzubeugen, sind Vertiefungen in den beiden Querlenkerschalen vorgesehen, Abbildung 4.25.

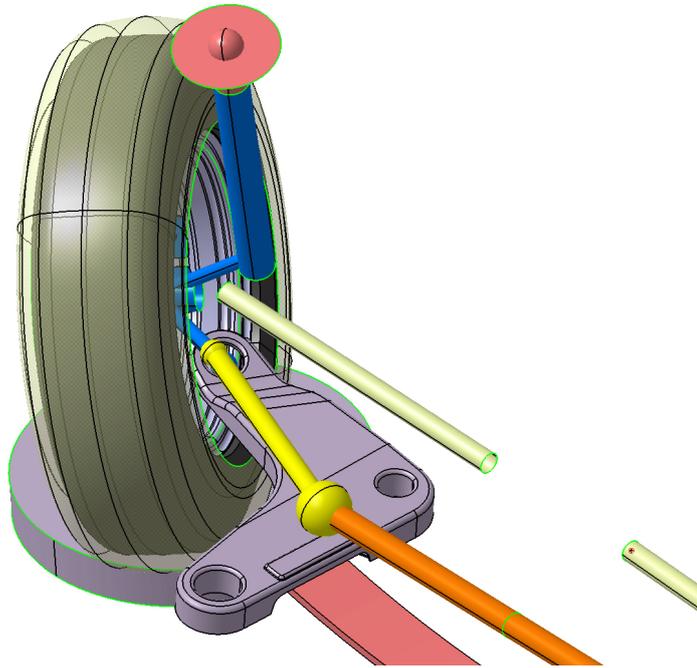


Abbildung 4.27.: Prüfung auf Freigängigkeit im beweglichen Kinematikmodell

Freigängigkeit Die Überprüfung der Feder auf Freigang, wurde hinsichtlich der Bodfreiheit und der Lenkung bereits während der Konstruktion berücksichtigt. Die Überprüfung der Radbaugruppe mit dem Querlenker im beweglichen Kinematikmodell analog zu Konzept 1 ergab zunächst eine Kollision. Wegen der Berücksichtigung einer Schneekette, musste der Querlenker von seiner ursprünglich Dreiecks-, auf eine L-Form abgeändert werden, Abbildung 4.27.

4.2.2. Überprüfung der Kinematik

Bei der Konstruktion von Konzept 2 mussten ähnliche Änderungen der Kinematik wie bei Konzept 1 durchgeführt werden. Die Analyse in ADAMS/Car zeigt, Abbildung 4.28, dass das Anheben der inneren Querlenkerpunkte und die Verkürzung der Querlenkerlänge wie in Abschnitt 2.1.2 näher erläutert wird, in einem erhöhten Rollzentrum resultieren. Dieses wird von den 50 mm der Grundauslegung auf 100 mm erhöht, und ist damit auch verantwortlich für die stärkere Radsturzänderung beim Durchfedern. Ein Anheben des Traggelenkes, und damit die Abänderung des Radträgers, könnte analog zu Konzept 1 die Auswirkungen minimieren.

Wie Abbildung 4.28 zeigt, ist auch die Änderung der Vorspur gestiegen. Der Anbindungspunkt am Radträger und eventuell die Position des Lenkgetriebes müssten daher von

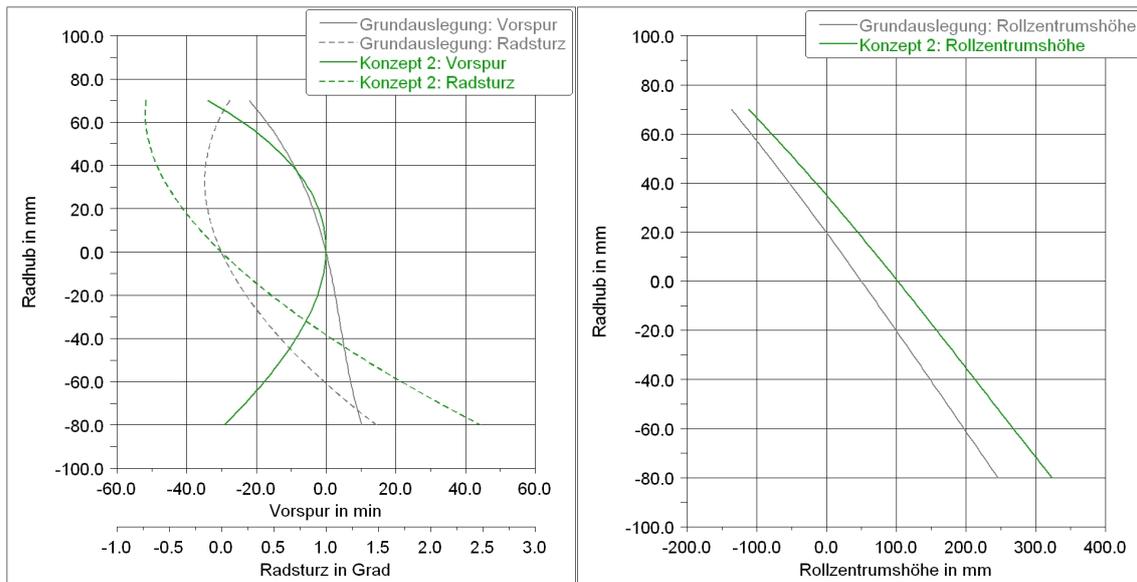


Abbildung 4.28.: Kinematischer Spur-, Sturz- und Rollzentrumshöhenverlauf des Konzepts 2 in Abhängigkeit vom Federweg

Konzept 1 auf Konzept 2 leicht geändert werden. Da die Optimierung der Kinematik einer konventionellen Dämpferbeinachse jedoch nicht das Ziel dieser Arbeit ist, wird wegen des konstruktiven Aufwandes auf eine weitere Detaillierung verzichtet.

4.2.3. FE-Rechnung

4.2.3.1. Export der CAD Daten

Der Export der CAD Daten zur Modellierung in Medina, folgte dem Beispiel von Konzept 1. Nachdem die Fläche der neutralen Faser in unbelastetem Zustand erstellt war, wurde diese mitsamt der in Konstruktionslage zu erzielenden Geometrie an die Berechnungsabteilung übergeben. Die exportierte Fläche war in diesem Fall lediglich der Teil einer Zylinderfläche. Als Anhaltswert für die notwendige Krümmung, wurden die Werte aus Konzept 1 herangezogen.

Dem Export wurde auch der Querlenker hinzugefügt. Dieser wurde in Medina ebenso wie die Feder als Schalenmodell modelliert, um seine Eigenschaften sehr schnell anpassen zu können. Eine grobe Dimensionierung für die auftretenden Biegemomente konnte somit durchgeführt werden.

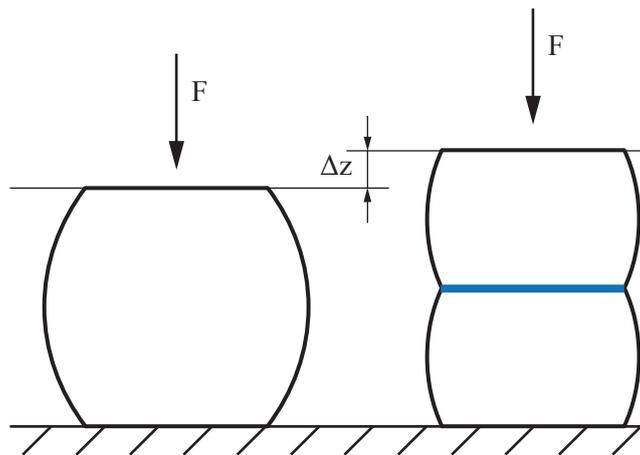


Abbildung 4.29.: Versteifung der Gummiblöcke gegen Druckbelastung

4.2.3.2. Modellierung und Berechnung der Steifigkeiten

Das System wurde anschließend in Abaqus im **ersten Berechnungsschritt** wieder mit der gefederten Gewichtskraft belastet, um es in Konstruktionslage zu bringen. Da sich bereits bei diesem ersten Berechnungsschritt große Verformungen des Querlenkers in der Zone der Federlagerung zeigten, wurden dessen Eigenschaften, zugunsten der Steifigkeit, im Rechenmodell geändert. Da der Querlenker kein konzeptkritisches Bauteil ist, wurde diese Hilfsmaßnahme gewählt.

Ein weiteres Resultat der Belastung war eine sehr große Verformung der Gummiblöcke im Lager. Diese beulten sich tonnenförmig aus, und reduzierten somit sowohl Standhöhe als auch Federraten. Die in Abschnitt 4.2.1.1 optimierte Federform in Konstruktionslage, konnte somit vorerst nicht erreicht werden.

Durch Aufdickung der Gummiblöcke, und der Einlage eines Blechteiles auf halber Höhe, Abbildung 4.29 blau, konnte der Tonnen-Effekt erfolgreich reduziert, und somit Standhöhe als auch Federraten zufriedenstellend erreicht werden. Dazu waren wiederum mehrere Berechnungsschleifen notwendig, in denen die Lager- und Federeigenschaften verändert wurden.

4.2.3.3. Überprüfung der Festigkeit mit Betriebslasten

Da Konzept 2 die Verwendung von Querlenkern vorsieht und diese wegen der auftretenden Biegemomente ohnehin stabiler ausgeführt wurden, kann eine Absicherung mit den Lastfällen der Längs- und Querkräfte vorerst entfallen. Der Querlenker muss in einer

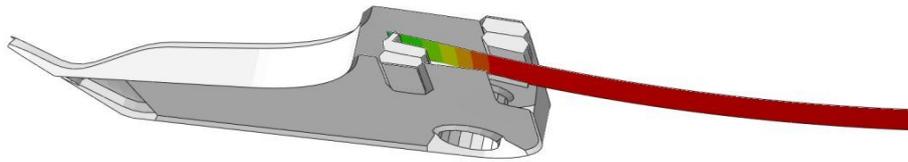


Abbildung 4.30.: Belastung beim Durchfedern von Konzept 2

		Soll	Ist	Abweichung
Gleichseitige Federrate	[N/mm]	12,4	12,2	-2%
Wechselseitige Federrate	[N/mm]	29,8	28,7	-4%
Verhältnis	[-]	2,4	2,35	-2%

Tabelle 4.8.: Vergleich der Ziel- und Istwerte von Konzept 2

detaillierteren Untersuchung auf Steifigkeit und Gewicht optimiert werden. Dabei muss auch Rücksicht auf dessen Fertigung und die für eine Serienproduktion entstehenden Kosten genommen werden. Aus der hier durchgeführten Untersuchung geht lediglich hervor, dass ein Querlenker mit der Masse von 2 kg realisierbar scheint.

Viel interessanter für diese Arbeit dagegen sind die Lastfälle zur vorwiegenden Belastung der Feder. Diese sind beim Durchfedern und Wanken maximal. Es wurden von der Abteilung für Betriebsfestigkeit im **zweiten Berechnungsschritt** daher die Lastfälle 1 und 2 aus Tabelle 4.5 simuliert.

Abbildung 4.30 zeigt den Spannungsverlauf des Lastfalls 1. Die auftretenden Zugspannungen von 460 N/mm^2 liegen deutlich unter der zulässigen Spannung von 620 N/mm^2 . Auch bei Wankbewegungen nach Lastfall 2 wird die Spannungsgrenze nicht überschritten. Die Festigkeit der Feder ist damit abgesichert.

4.2.3.4. Ergebnisse der FE-Rechnung

Die Ergebnisse der Fe-Rechnung sind die oben erwähnten Spannungen, als auch die gleich- und wechselseitige Steifigkeit der Radaufhängung. Tabelle 4.8 zeigt den Vergleich der Ziel- und Istwerte. Es ist ersichtlich, dass die gestellten Anforderungen bereits sehr präzise erreicht werden konnten.

4.2.4. Vergleich der FE- und CAD-Geometrien

Auch bei der Entwicklung von Konzept 2 wurde nach der FE-Berechnung ein Abgleich der FE-Ergebnisse mit der CAD-Konstruktion durchgeführt. Die Biegelinien wurden wieder aus den Knotenpunkten der Berechnung exportiert und in CatiaV5 abgebildet.

[mm]	h	b
FEM Konzept 1	10	80
FEM Konzept 2	11,2	80

Tabelle 4.9.: Vergleich der Federquerschnitte von Konzept 2 aus CAD und FE

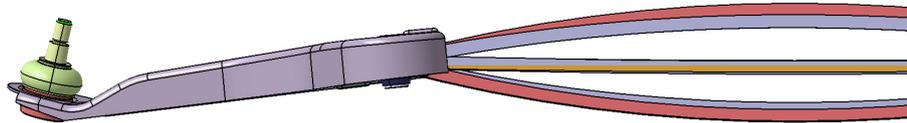


Abbildung 4.31.: Vergleich der Krümmungen aus Abaqus und CatiaV5

Entlang der so entstandenen Splines, wurde anschließend der in Abaqus errechnete Querschnitt nach Tabelle 4.9 ausgezogen.

Wie Abbildung 4.31 zeigt, stimmt die Federkrümmung in Konstruktionslage aus der FE Rechnung (grau Mitte) sehr genau mit den Erwartungen aus der CAD Konstruktion überein (orange). Hierzu war allerdings die Anpassung der Querlenker und Gummilager wie in Abschnitt 4.2.3.2 beschrieben notwendig.

Die Biegelinien der voll ein- und ausgefederten Positionen weichen jedoch etwas mehr ab. Die Mittenhübe der FE-Rechnung (grau oben & unten) ergeben geringere Werte als mittels CAD Konstruktion erwartet (rot oben & unten). Das lässt sich durch die trotz der Versteifungsmaßnahmen noch immer vorhandene Nachgiebigkeit der Gummi-Elemente auf Druck erklären. Die rot dargestellten Federn, wurden jedoch im CAD, unter der Annahme einer absolut steifen Einspannung erstellt. Durch den geringer als erwartet ausgefallenen Mittenhub, musste keine neuerliche Prüfung des Freiganges durchgeführt werden. Abbildung 4.32 zeigt die komplette Radaufhängung des Konzept 2 im Fahrzeug *CULT*.

4.3. Gegenüberstellung der beiden Konzepte

Die Untersuchungen haben ergeben, dass beide Konzepte die Voraussetzungen des Bau- raumes, als auch die technischen Eigenschaften erfüllen können.

Durch die Verwendung von Querlenkern zur Radführung bei Konzept 2, gibt es kei- nen Grund zur Annahme, dass die gewünschten kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften nicht erreicht werden könnten. Aus der Konzeptuntersuchung lässt sich daher bereits ableiten, dass dieses Radaufhängungssystem ohne großen Aufwand technisch realisierbar ist.

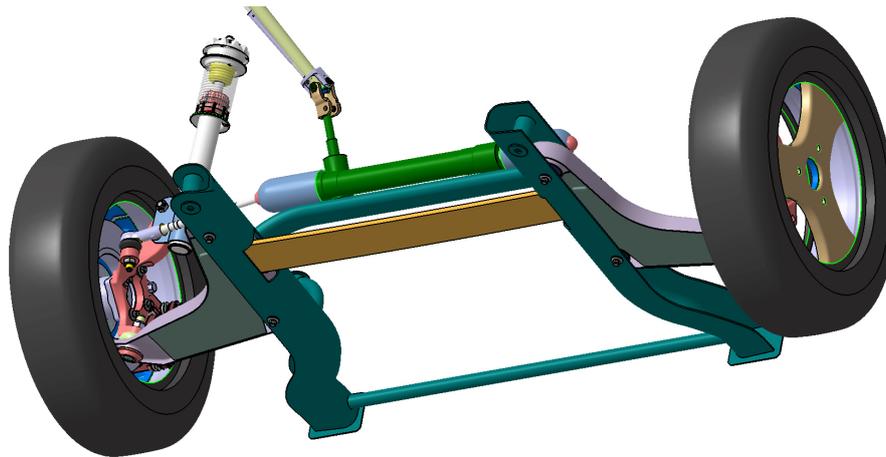


Abbildung 4.32.: Konzept 2 im Vorderwagen des *CULT*

Konzept 1 dagegen birgt, durch dessen Neuheitsgrad getrieben, bereits einige Unsicherheiten in der Konzeptuntersuchung.

1. Die Auswirkungen der in Abschnitt 4.1.3 getroffenen Vereinfachungen bei der kinematischen Analyse sind nur abgeschätzt, und müssen noch näher geklärt werden.
2. Das elastokinematische Verhalten der Aufbauhalter gegenüber Querkräften ist noch genauer zu prüfen.
3. Die sehr komplexe Federgeometrie könnte bei der Herstellung zu Schwierigkeiten, und damit Mehrkosten führen.
4. Die Sicherheit auf Missbrauch muss im Praxistest geprüft werden.

Den zahlreichen Herausforderungen von Konzept 1, steht dessen großer Vorteil, die geringere Gesamtmasse gegenüber. Die Werte des Benchmarks in Tabelle 4.10 stammen aus dem Durchschnitt der drei gewählten Fahrzeuge. Die zur Berechnung verwendeten Werte wurden der online Datenbank A2mac1 [1] entnommen und auf die Fahrzeugmasse des *CULT* skaliert. Die Werte der beiden Konzepte wurden aus den CAD Daten abgeleitet. Beim Hilfsrahmen wurde nur das Mehrgewicht, bezogen auf einen nicht vertikalkraftführenden Hilfsrahmen angegeben, da die Bauweisen der Benchmarkfahrzeuge sehr schwer vergleichbar waren. Die Summe gibt daher auch nicht das Gesamtgewicht der Varianten wieder, sondern dient lediglich zu deren Vergleich.

Aus Tabelle 4.10 ist ersichtlich, dass bereits Konzept 2 eine Gewichtsreduzierung von 3,8 kg erwarten lässt. Konzept 1 verspricht eine nochmalige Reduzierung der Gesamtmasse, und wird schlussendlich 5,5 kg leichter als der Benchmark sein.

Da das oberste Ziel dieser Konzeptentwicklung die Gewichtsreduzierung ist, wurde entschlossen, dass Konzept 1 einigen Prüfstandtests unterzogen werden soll.

	Konzept 1	Konzept 2	Benchmark
Feder	2,41	1,08	2,64
Federlagerung Aufbau	0,62	—	0,48
Verschraubung-Mehrgewicht	0,50	0,00	—
Querlenker inkl Bushings	—	5,00	4,48
Traggelenk	0,88	inkl.	inkl.
Hilfsrahmen-Mehrgewicht	0,80	0,80	—
Stabilisator	—	—	3,12
Summe	5,21	6,88	10,72
Gewichtseinsparung	-5,51	-3,84	—

Tabelle 4.10.: Gewichtseinsparungspotentiale [kg]

5. Prinzipversuch

Der vorläufigen Konzeptentscheidung aus Abschnitt 4.3 folgend, wurde die Fertigung der Vorderachsfeder nach Konzept 1 in Auftrag gegeben. Die aus dem parallel gelaufenem Projekt der Hinterachse hervorgegangene Feder wurde zeitgleich beauftragt.

Da die Geometrie der Hinterachsfeder wesentlich einfacher zu fertigen ist als die der Vorderachse, kann mit einer kürzeren Lieferzeit gerechnet werden. Diese liegt jedoch noch immer bedeutend über jener der Aufbauhalter, und übersteigt die zeitlichen Rahmenbedingungen dieser Diplomarbeit. Um die Zwischenzeit zur Weiterentwicklung der bereits gefertigten Aufbauhalter (Abb. 5.1) nutzen zu können, wurde zur ersten Funktionsüberprüfung der Lager zusätzlich die in Abbildung 5.2 dargestellte Stahlblechfeder geordert. Die Geometrie wurde dabei so gewählt, dass die Eigenschaften jenen der GFK-Blattfeder ähnlich sind.

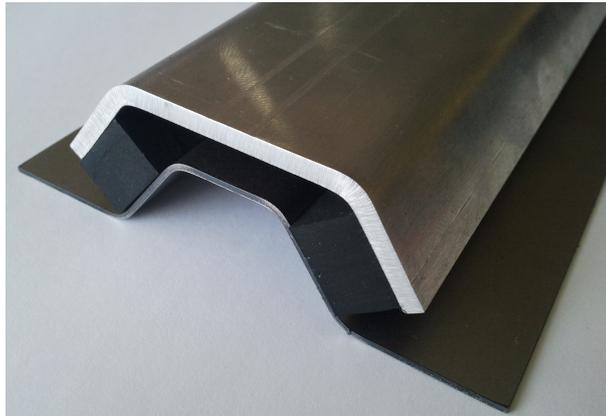


Abbildung 5.1.: Y-Lager für die Prinzipversuche



Abbildung 5.2.: Ersatzblattfeder aus Federstahl

Im ersten Prüfschritt wird daher die Funktion des Y-Lagerkonzeptes, mit einer Stahlblattfeder der Hinterachse überprüft. Laufen diese Tests erfolgreich, können in der Folge mit den GFK-Blattfedern der Hinterachse, zusätzlich deren Steifigkeiten, und die Verbindung zwischen Lager und Feder getestet werden. Die Ergebnisse sollen dann auf das Konzept 1 der Vorderachse übertragen werden, bevor diese selbst am Prüfstand aufgebaut wird.

5.1. Festlegen der Prinzipversuche

Der Prüfumfang der Prinzipversuche umfasst neben Hub- und Rollfederrate, sowie den Messungen der Quer- und Längssteifigkeit, auch die in der FE-Berechnung verwendeten Lastfälle aus Tabelle 4.5. Die Vorspannung der Feder in Konstruktionslage, und damit die Standhöhe des Fahrzeuges, sollen anschließend überprüft werden. Ein Kriechtest unter konstanter Belastung, schließt den Prüfumfang der quasistatischen Tests ab.

Die dynamischen Tests beinhalten den Dauerlauf einer voll durchfedernden gleich- und wechselseitigen Bewegung mit der Prüfstandskonfiguration in Abbildung 5.5. Die Belastungen in Quer- und Längsrichtung werden wie in den Abbildungen 5.6 und 5.7 gezeigt, mit einer fixierten Standhöhe durchgeführt.

5.2. Konstruktion des Prüfstandes

Der Prinzipversuchsprüfstand besteht vorwiegend aus Standardkomponenten des MSF Prüffeldes. Dazu zählen alle Modulträger und Hydraulik-Zylinder, als auch deren Montagematerial. Zum Aufspannen der Feder mit ihren Lagerungen, musste eine Vorrichtung konstruiert werden. Diese wurde so gestaltet, dass sie für die Prüfung der Hinter- und Vorderachse geeignet ist.

Die wesentlichen Teile der Aufspannvorrichtung, Abbildung 5.3, sind eine Grundplatte (Pos. 1) und die beiden im Winkel verstellbaren Aufspannplatten (Pos. 2). Die Verstellmöglichkeit dient dabei der Anpassung an die unterschiedlichen Winkel der Vorder- und Hinterachse, sowie einer leichteren Montage der Blattfeder. Die Vorrichtung ist daher für etwaige Folgeprojekte ebenso adaptierbar.

Zur Einleitung der Kräfte in das System werden Koppelstangen (Pos. 3) verwendet, die auf die in Abbildung 5.4 dargestellte Federklemme (Pos. 4) wirken.

Die Abbildungen 5.5, 5.6 und 5.7 zeigen die Konfigurationen des gesamten Aufbaus für Vertikal-, Quer- und Längskräfte. Die Modulträger sind dabei so angeordnet, dass sie alle zur selben Zeit aufgebaut werden können, und sich dabei nicht gegenseitig den Platz verstellen. Durch den Umbau der beiden Akuatoren, kann damit zwischen den Konfigurationen gewechselt werden.

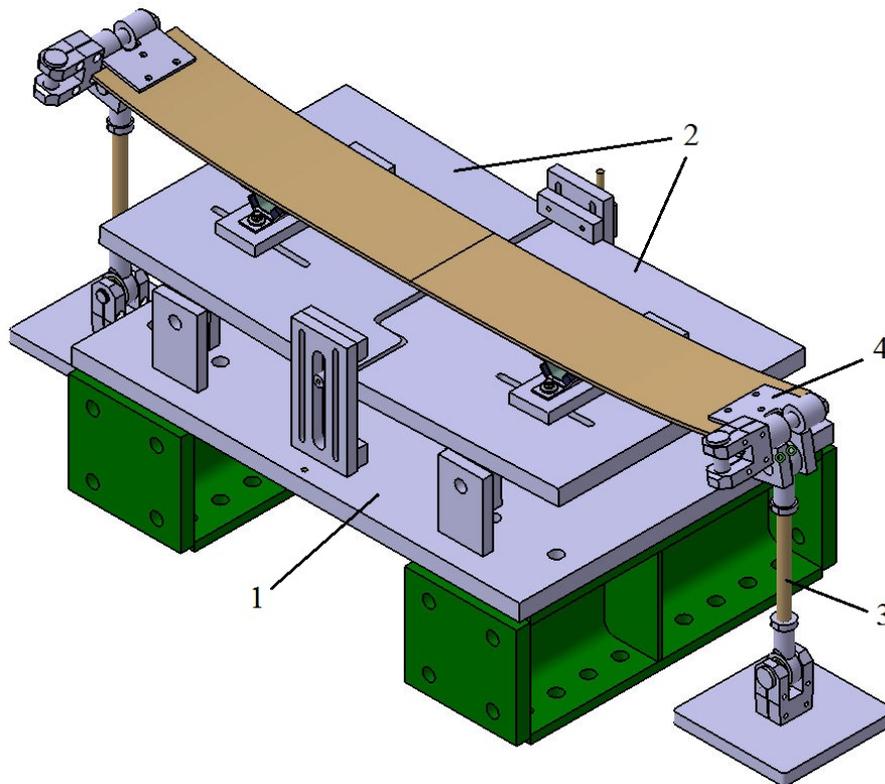


Abbildung 5.3.: Aufspannvorrichtung des Prinzipversuches

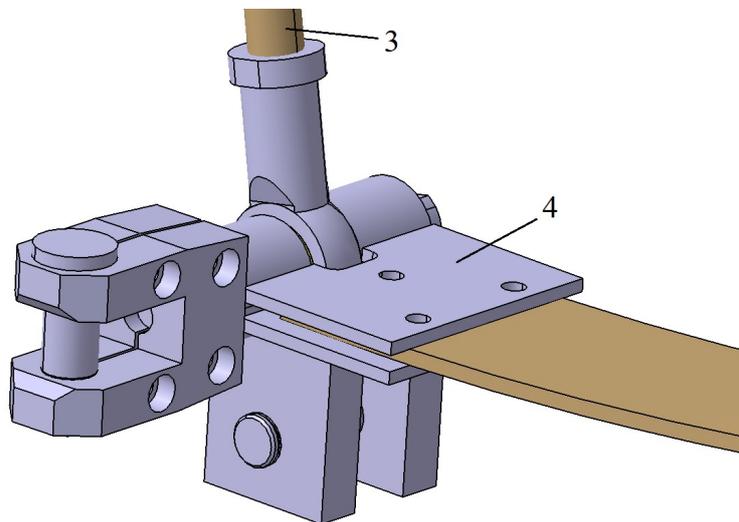


Abbildung 5.4.: Federklemme zur Krafteinleitung

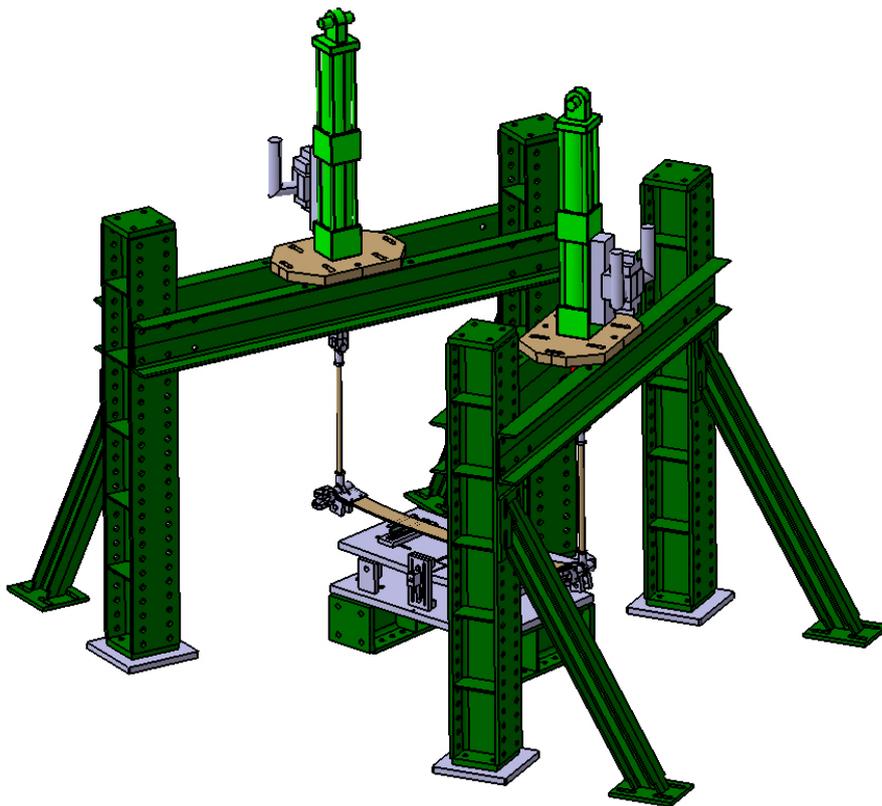


Abbildung 5.5.: Prüfstandskonfiguration für Vertikalkräfte

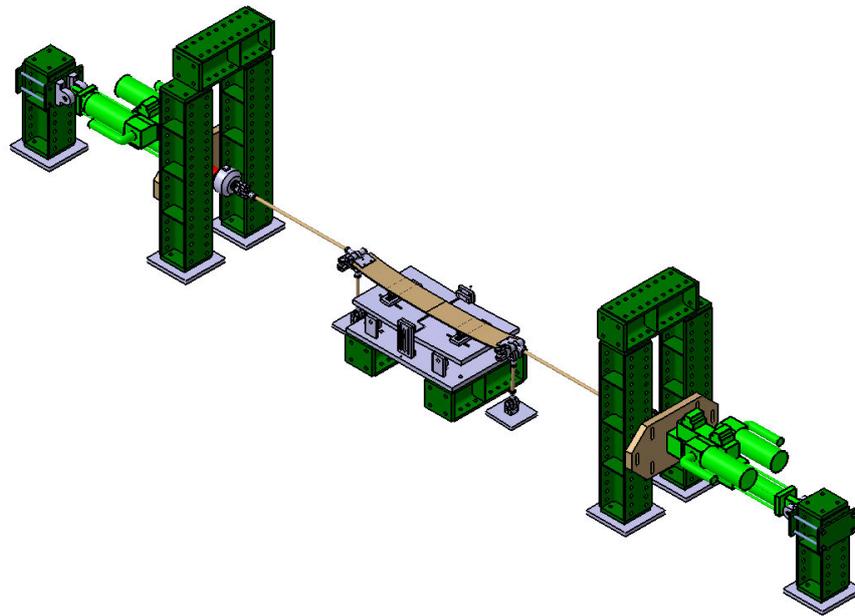


Abbildung 5.6.: Prüfstandskonfiguration für Querkräfte

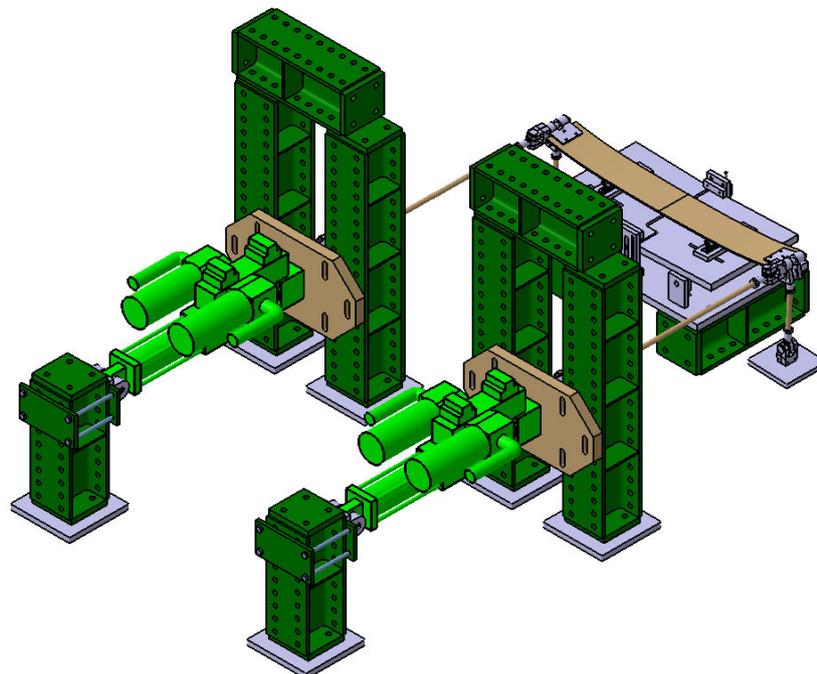


Abbildung 5.7.: Prüfstandskonfiguration für Längskräfte

6. Zusammenfassung

Um dem steigenden CO₂ Ausstoß des Personenverkehrs entgegen zu wirken, befasst sich diese Arbeit mit der Reduktion der Masse von Fahrwerken. Sie ist ein Teil des Projektes *COAM-2* von MSF. Ziel war es, Konzepte einer PKW Radaufhängung in Leichtbauweise, für den Einsatz im Fahrzeug *CULT* zu erarbeiten. Die Bezeichnung *CULT* steht dabei für *Cars ultra light technology* und ist als Technologieträger von MSF zu sehen. Durch das Einbeziehen mehrerer Fachabteilungen und deren Know-How, konnte von einer sehr breiten Ideen-Basis ausgegangen werden.

Die zu Beginn ausgearbeiteten Konzepte wurden systematisch bewertet und schrittweise nach vordefinierten Kriterien gefiltert. Im Anschluss wurden die beiden am Besten bewerteten Konzepte ausgearbeitet und die erzielten Ergebnisse verglichen. Das dabei bevorzugte Konzept 1 wurde in der Folge, zum Zwecke näherer Untersuchungen, für Prüfstandstests vorbereitet.

Nach der Konzeptentwicklung fand die Planung und Konstruktion des Prüfstandsbaus statt, womit der Umfang der vorliegenden Arbeit endet. Im abschließenden Kapitel 7 sind Vorschläge für die weitere Vorgehensweise angeführt.

Alle im folgenden angeführten Werte beziehen sich auf die bisher erzielten Ergebnisse. Durch die getroffenen Vereinfachungen müssen diese, vor einer weiteren Detaillierung der Konzepte, mittels der bereits geplanten Prüfstandstest validiert werden. Gegebenfalls sind die Berechnungsmethoden danach anzupassen.

Die Untersuchungen zu Konzept 1 lieferten folgende Erkenntnisse:

- Die notwendige **Festigkeit** einer radführenden Querblattfeder, ist mit der in Konzept 1 erarbeiteten Geometrie als unproblematisch einzustufen. Die im Vorfeld aufgetretenen Bedenken seitens der Federbelastung auf Torsion, haben sich im Entwicklungsprozess als unkritisch erwiesen.
- Die gleich- und wechselseitigen **Federraten** wurden im Konstruktionsprozess nur mit einer Abweichung von ca. 10% erreicht. Es konnte jedoch gezeigt werden, dass die große Spreizung zwischen gleich- und wechselseitiger Federrate von 2,4 durchaus machbar ist. Es muss dazu jedoch von einem konstanten Flächenquerschnitt der Feder Abstand genommen werden. Eine genauere Anpassung der Federraten an die

Sollwerte, könnte durch eine Querschnittsänderung jedoch leicht erfolgen, wurde allerdings aufgrund des damit verbundenen Rechenaufwandes nicht umgesetzt.

- Die **Lagerung** der Feder am Aufbau stellte sich als sehr kritisch heraus. Durch die Vielzahl an Funktionen, die bei einer radführenden Blattfeder erfüllt werden müssen, steigt die Anforderung an das Aufbaulager deutlich an. Der Zielkonflikt aus Sehnenlängenausgleich und Quersteifigkeit konnte nur mit Kompromissen behaftet gelöst werden.
- Die **Kinematik** einer Querblattfeder zeigte sich in der groben Abschätzung als brauchbar. Eine genauere Untersuchung mittels MKS Simulation und Prüfstandstest muss jedoch erfolgen.
- Die **Elastokinematik** wird vorrangig durch die Aufbaulagerung negativ beeinflusst. Der Einfluss des nachgiebigen Lagerkonzeptes ist detailliert zu prüfen. Gegebenfalls muss auf ein anderes Konzept gewechselt werden.
- Während die **Kosten** der Aufbaulagerung als durchaus serientauglich eingeschätzt werden, ist die Untersuchung bezüglich einer wirtschaftlichen Herstellbarkeit der Feder aus Konzept 1 noch in Arbeit. Über die genauen Kosten kann zur Zeit noch keine genaue Aussage gemacht werden, da noch am Herstellungsverfahren gearbeitet wird.
- Das **Gewichtseinsparungspotential** des Konzept 1 fällt, durch den hohen Grad der Funktionsintegration, wie erwartet mit **5,5 kg** am Höchsten aus. Dieser Wert konnte wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, jedoch bereits ohne die Funktionsintegration der Radführung an Hinterachsen erreicht werden. Durch die zusätzliche Funktionsintegration der Radführung, konnten die durch das Package in einem Vorderwagen entstehenden Nachteile wieder kompensiert werden, weswegen die Gewichtseinsparung in etwa gleich ausfällt. Grund dafür sind die sehr steif zu dimensionierenden Federenden, welche die Feder relativ schwer werden lassen.

Die Schlussfolgerungen zu Konzept 2 sind:

- Durch die nahezu reine Biegebelastung um eine Achse, lässt sich die Blattfeder sehr gut zwischen Gewicht und zulässiger Dehnung optimieren. Die **Festigkeit** der Feder ist, bei korrekter Auslegung, damit vollkommen unbedenklich.
- Die **Federraten** wurden bereits sehr genau erreicht. Eine Anpassung an andere Zielwerte ist mit dem Querschnitt leicht möglich, wobei die Änderung der Spreizung zwischen gleich- und wechselseitiger Federrate fast ausschließlich über die Querlenkerlänge gemacht werden kann.
- Die **Lagerung** der Feder in den Querlenkern gestaltet sich relativ unkompliziert, da nur die beiden Anforderungen der Drucksteifigkeit und der Nachgiebigkeit in Querrichtung bestehen. Beide sind durch den Einsatz geeigneter Gummikombinationen realisierbar.

- Die **Kinematik** entspricht der eines McPherson-Federbeines. Im gezeigten Beispiel wurde zwar ein sehr hohes Wankzentrum festgestellt. Dies kann jedoch sehr leicht mit der Höhenänderung des äußeren Radträgerpunktes korrigiert werden.
- Da die Radführungsfunktion nicht in die Feder integriert ist, hat diese auch keinen Einfluss auf die **Elastokinematik** der Radaufhängung.
- Die **Gesamtkosten** des Konzept 2 liegen unter jenen von Konzept 1. Es ist auch durchaus denkbar, dass die Gesamtkosten des Konzept 2 unter jenen der Benchmarkfahrzeuge zu liegen kommen. Die einfache Geometrie und der geringe Materialeinsatz lassen vermuten, dass die Kosten der Feder selbst, jenen der beiden Spiralfedern ähnlich sein wird. Gelingt es nun den biegesteifen Querlenker so auszulegen, dass er nur unwesentlich teurer als ein herkömmlicher ist, kann durch den Wegfall der Stabilisatorkosten, eine leichte Reduzierung der Gesamtkosten erwartet werden.
- Die Abschätzung der **Masse** der Einzelbauteile hat ergeben, dass eine Reduzierung der Gesamtmasse um ca. **3,8 kg** zu erwarten ist.

Eine Funktionsintegration von Federung, Stabilisierung und Radführung, lässt sich trotz einer im Vorderwagen platzierten Verbrennungskraftmaschine, mittels Querblattfederung realisieren. Der daraus resultierende Gewichtsvorteil muss allerdings mit Mehrkosten erkaufte werden. Es ist also zwischen der Masse und den Kosten abzuwiegen. Damit hängt die Entscheidung von den gesetzten Gesamtfahrzeugzielen ab.

7. Ausblick und weitere Vorgehensweise

- Die Charakteristik der Längssteifigkeit der Aufbauhalter aus Konzept 1 ist zu überprüfen, und gegebenenfalls mit der in Abschnitt 4.1.4.4 erläuterten Maßnahme zu optimieren.
- Der Aufbau eines neuen MKS-Modells, mit den realen Federeigenschaften anstelle des starren Ersatzquerlenkers, soll zur genaueren Analyse und Optimierung der Kinematik dienen.
- Zur Validierung der simulierten Daten sollen Prüfstandstests, wie sie in Abschnitt 5.1 beschrieben sind, durchgeführt werden.
- Mit den Ergebnissen des Prüfstandes, soll die endgültige Entscheidung über das zu realisierende Konzept getroffen werden.
- Spezielle Prüfungen wie Steinschlag sowie Temperatur- und chemische Beständigkeit würden das Testprogramm vervollständigen (siehe [15]).
- Ein dreiachsiger Dauerlaufprüfstand, mit allen Radaufhängungskomponenten inklusive dem Hilfsrahmen, soll zur endgültigen Absicherung der Betriebsfestigkeit aufgebaut werden.
- Eine Kinematik & Compliance Prüfung der im Fahrzeug eingebauten Achse, zum Abgleich mit den Prüfstands- und Simulationsdaten ist zu empfehlen.
- Den letzten großen Punkt würden Fahrdynamiktests und deren Auswertung bilden.

Literaturverzeichnis

- [1] *Fahrzeugdatenbank A2mac1.com*, Verfügbar unter: www.a2mac1.com, [Datum des Zugriffs: 05.02.2011]
- [2] Basshuysen, R.: *Fahrzeugentwicklung im Wandel*, 1. Auflage, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2010
- [3] Braess, H.; Seiffert, U.: *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 3. Auflage, Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2003
- [4] Bertin & Cie: *Connection device for spring suspension leaves of a vehicle and method for installing said devices*, Patent WO8602887, 1986
- [5] General Motors Corporation: *Wheel suspension*, Patent US4768807, 1987
- [6] ESORO AG: *Radaufhängung mit Querblattfederung*, Patent EP0760750, 1997
- [7] *Patentdatenbank Espacenet*, Verfügbar unter: www.espacenet.com, [Datum des Zugriffs: 22.03.2011]
- [8] *Datenbank Eurostat*, Verfügbar unter: <http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home/>, [Datum des Zugriffs: 15.07.2011]
- [9] Fiat: *Leaf Spring Suspension for Motor Vehicles*, Patent US2697613, 1954
- [10] Filzwieser, G.: *Entwicklung einer Leichtbauachse mit radführende Querblattfeder aus glasfaserverstärktem Kunststoff*, FH JOANNEUM Graz, Diplomarbeit, 2011
- [11] Ford Motor Company: *A leaf spring clamp assembly*, Patent EP0188133, 1985
- [12] Ford Global Technologies: *Blattfederabhängung*, Patent EP1645445, 2004
- [13] Fruhmann, G.; Elbers, C.; Stretz, K.: *Achskonzeptstudie mit radführende Querblattfeder*, In: Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2010, 19. Kolloquium Aachen
- [14] Fruhmann, G.; etal: *Innovative Suspension with Wheel-Guiding Transverse Leaf Spring*, In: FISITA - World Automotive Congress, 2010, Budapest

-
- [15] Fruhmann, G.; etal: *Radführende Querblattfeder - Ergebnisse aus Fahrzeug- und Prüfstandstests*, In: Automobiltechnisches Kolloquium, 2011, 2. Kolloquium München
- [16] Heißing, B.; Ersoy, M.: *Fahrwerkhandbuch*, 1. Auflage, Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2007
- [17] Hirschberg, W.; Waser, H.: *Kraftfahrzeugtechnik*, Vorlesungsskriptum, Institut für Kraftfahrzeugtechnik, TU Graz, 2008
- [18] Honda, Patent JP4059406, 1992
- [19] Honda Giken Kogyo: *Radaufhängung mit Querblattfeder*, Patent DE4201180, 1992
- [20] GKN Technology: *Vehicle Suspension*, Patent WO8600854, 1986
- [21] Matschinsky, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*, 3. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2007
- [22] MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik, *Projektdokumentation MSF COAM-1*
- [23] Societe Nationale Industrielle Aerospatiale: *Suspension elastique pour un train de deux roues dun vehicule et lame elastique pour une telle suspension*, Patent EP0089858, 1983
- [24] Porsche AG: *Radaufhängung für ein Kraftfahrzeug mit einer radführenden Blattfeder*, Patent EP0763438, 1996
- [25] Reimpell, J.: *Fahrwerktechnik: Radaufhängungen*, 2. Auflage, Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1988
- [26] Visteon Global Technologies: *Faserverstärktes Aufhängungselement*, Patent DE10215378, 2002
- [27] Zandbergen, P.: *A Composite Beam as a Multifunctional Suspension Component*, TU Eindhoven, Dissertation, 2004
- [28] VOLVO: *Wheel Suspension for a Pair of Driven Vehicle Wheels*, Patent WO9600661, 1996
- [29] ZF Friedrichshafen AG: *Lagervorrichtung einer im Bereich einer Fahrzeugachse eines Fahrzeuges montierbaren Querblattfeder*, Patent WO2011023549, 2011
- [30] ZF Friedrichshafen AG: *Vorrichtung zum Lagern einer Querblattfeder eines Fahrzeuges*, Patent DE102009028574, 2011

Abbildungsverzeichnis

1.1. Personenbeförderung nach Verkehrszweig in der EU im Jahr 2008, [8] . . .	2
2.1. Anteile 2005 weltweit verbauter Vorderachsen für Fahrzeuge bis 3,5 Tonnen, [16] S.411	5
2.2. Pendelachse (Hinterachse VW Käfer, Bj. 1948, [16] S.398	5
2.3. Wankpol M_W einer Pendelachse, [17]	6
2.4. Federbein-Radführung (links) und Dämpferbein-Radführung (rechts), [16] S.407	7
2.5. Wankpol M_W einer McPherson-Federbeinachse [17]	7
2.6. Doppelquerlenkeraufhängung mit dem radseitigen Anlenkpunkt des oberen Querlenkers innerhalb der Felge (Short Spindle), [16] S.400	8
2.7. Doppelquerlenkeraufhängung mit dem radseitigen Anlenkpunkt des oberen Querlenkers außerhalb der Felge über dem Reifen (Long Spindle), [16] S.402	9
2.8. Wankpol M_W einer Doppelquerlenkerachse, [17]	10
2.9. Ford Model T Vorderachse (1925), [27]	11
2.10. Vorderachse des Fiat 133, [25] S.222	12
2.11. Hinterachse der Chevrolet Corvette, [25] S.244	13
2.12. MCC Smart Vorderachse mit Blattfeder, [27]	13
2.13. Zandbergen <i>concept 1</i> , in Anlehnung an [27]	15
2.14. Zandbergen <i>concept 2</i> , in Anlehnung an [27]	15
2.15. Zandbergen <i>concept 3</i> , in Anlehnung an [27]	15
2.16. ZF Prototyp einer Hinterachse, [15]	16
3.1. gleichseitige Belastung einer an zwei Punkten gelagerten Querblattfeder, [25] S.224	21
3.2. wechselseitige Belastung einer an zwei Punkten gelagerten Querblattfeder, [25] S.224	22
3.3. Koppelleffekt Pendelbewegung, in Anlehnung an [27]	23
3.4. Graphische Darstellung der Zusammenhänge zwischen den Patenten . . .	27
3.5. Frontansicht aller MP-Konzepte	29
3.6. Draufsicht VA_MP_1	29
3.7. Draufsicht VA_MP_2	30
3.8. Draufsicht VA_MP_3	30
3.9. Draufsicht VA_MP_4	31
3.10. Ansichten VA_MP_5	32

3.11. Ansichten VA_MP_6	32
3.12. Ansichten VA_MP_7	34
3.13. Patent WO9600661 von Volvo 1996, [28]	35
3.14. Ansichten VA_MP_8	36
3.15. Draufsicht VA_MP_9	36
3.16. Ansichten VA_DQ_1	38
3.17. Radhubtendenz durch Querkräfte	39
3.18. Ansichten VA_PA_1	40
3.19. Ansichten VA_PA_2	40
3.20. Draufsicht VHA_KB_1	43
3.21. Bauraumuntersuchungen VA_MP_1 und VA_MP_4	49
3.22. Bauraumuntersuchungen VA_MP_8 und VA_MP_9	50
3.23. Bauraumuntersuchungen VA_DQ_1 Short- und Long Spindle	51
3.24. Fest-/Loslager Prinzip der Aufbau Lager	53
3.25. Montage der Lenkung auf der Blattfederlagerung	54
3.26. Patent Honda: Querblattfeder mit Panhardstab, [19]	55
3.27. Patent Honda: Querblattfeder mit Wattgestänge, [19]	56
3.28. Prinzip des Oval-Lagers (Blattfeder 1, Gummischicht 2, Ausgleichsblock in Konstruktionslage 3a, Ausgleichsblock ausgefedert 3b, Gehäuse 4, Bol- zen 5)	57
3.29. Y-Lager	58
3.30. Wirkprinzip Y-Lager	59
3.31. Seitliche Bushings	60
3.32. Rohr-Lager	60
3.33. Integriertes Bushing	61
3.34. Patent Porsche EP0763438, [24]	62
3.35. Patent Ford EP0188133, [11]	62
3.36. Patent Bertin & Cie WO8602887, [4]	63
3.37. Patent Societe Nationale Industrielle Aerospatiale EP0089858, [23]	63
4.1. Konstruktions-Koordinatensystem K_K , (in Anlehnung an [17])	67
4.2. Darstellung der Kinematik in ADAMS/Car	67
4.3. Bauraum Situation zu Beginn des Projektes <i>CULT</i>	68
4.4. an zwei Punkten gelagerte Querblattfeder, [21] S.108	69
4.5. Ergebnisse der Berechnung in Matlab	72
4.6. Berücksichtigung der geforderten Bodenfreiheit	74
4.7. Prüfung auf Freigängigkeit im beweglichen Kinematikmodell	75
4.8. Y-Lager Version a	76
4.9. Y-Lager Version b front	77
4.10. Tragelenk Lösung für Prototyp <i>CULT</i>	78
4.11. Radnabe des MCC Smart mit integriertem Radlager	79
4.12. gesamte Vorderachsbaugruppe Konzept 1	80

4.13. Fehler der Kinematikanalyse durch die Verwendung eines Ersatzquerlenkers, in Anlehnung an [27]	81
4.14. Kinematischer Spur-, Sturz- und Rollzentrumshöhenverlauf des Konzepts 1 in Abhängigkeit vom Federweg	82
4.15. Fläche der neutralen Faser in CatiaV5 (unbelasteter Zustand)	83
4.16. Darstellung der Spannungen an der Federunterseite in Faserrichtung bei einer Kurvenfahrt mit 1g Querbeschleunigung (Lastfall 3)	84
4.17. Konzept 1 im Vorderwagen des <i>CULT</i>	86
4.18. Querbewegung Δy des Federendes	88
4.19. Querbewegung des Anbindungspunktes auf der Feder	89
4.20. exzentrischer Lagerpunkt am Querlenker	89
4.21. Querbewegung des Anbindungspunktes am Querlenker bei 170mm exzentrischer Lagerung	90
4.22. Notwendiger Längenausgleich im Federlager bei 170mm exzentrischer Lagerung	91
4.23. Notwendiger Längenausgleich im Federlager bei 3mm exzentrischer Lagerung	92
4.24. Berücksichtigung der geforderten Bodenfreiheit	92
4.25. zweischaliger Querlenker mit den drei Gelenken	93
4.26. Gummiblock zur momentensteifen Einspannung und Zentrierung der Feder	93
4.27. Prüfung auf Freigängigkeit im beweglichen Kinematikmodell	94
4.28. Kinematischer Spur-, Sturz- und Rollzentrumshöhenverlauf des Konzepts 2 in Abhängigkeit vom Federweg	95
4.29. Versteifung der Gummiblöcke gegen Druckbelastung	96
4.30. Belastung beim Durchfedern von Konzept 2	97
4.31. Vergleich der Krümmungen aus Abaqus und CatiaV5	98
4.32. Konzept 2 im Vorderwagen des <i>CULT</i>	99
5.1. Y-Lager für die Prinzipversuche	101
5.2. Ersatzblattfeder aus Federstahl	101
5.3. Aufspannvorrichtung des Prinzipversuches	103
5.4. Federklemme zur Krafteinleitung	103
5.5. Prüfstandskonfiguration für Vertikalkräfte	104
5.6. Prüfstandskonfiguration für Querkräfte	105
5.7. Prüfstandskonfiguration für Längskräfte	105
A.1. Patent Esoro EP0760750, [6]	VIII
A.2. Patent Honda DE4201180, [19]	VIII
A.3. Patent ZF DE102009028574, [30]	IX
A.4. Patent General Motors US4768807, [5]	IX
A.5. Patent Visteon DE10215378, [26]	X
A.6. Patent Esoro WO9627507, [6]	X
A.7. Patent ZF WO2011023549, [29]	XI
A.8. Patent Ford EP1645445, [12]	XI

B.1. Dachkurve zur Freigängigkeitsprüfung	XII
C.1. Y-Lager Version b; Ansicht von oben	XIII
C.2. Y-Lager Version b; isometrische Ansicht	XIV
C.3. Tragelenk mit Gussgehäuse und integrierter Verschraubung	XIV
D.1. Fertigungszeichnung der unbelasteten Blattfeder	XV
E.1. kinematische Nachlaufstrecke, Nachlaufwinkel, Lenkrollradius und Sprei- zungswinkel in Abhängigkeit des Federweges (Konzept 1)	XVI
E.2. Ackermann Fehler und Lenkwinkel des äußeren Rades in Abhängigkeit vom inneren Lenkwinkel (Konzept 1)	XVII
E.3. Lenkübersetzung in Abhängigkeit vom Lenkradwinkel; Nachlaufstrecken- verlauf in Abh. vom Lenkwinkel (Konzept 1)	XVII
E.4. kinematische Nachlaufstrecke, Nachlaufwinkel, Lenkrollradius und Sprei- zungswinkel in Abhängigkeit des Federweges (Konzept 2)	XVIII
E.5. Ackermann Fehler und Lenkwinkel des äußeren Rades in Abhängigkeit vom inneren Lenkwinkel (Konzept 2)	XVIII
E.6. Lenkübersetzung in Abhängigkeit vom Lenkradwinkel; Nachlaufstrecken- verlauf in Abh. vom Lenkwinkel (Konzept 2)	XIX

Tabellenverzeichnis

2.1. Lastenheft <i>CULT</i>	19
3.1. Auszug der Patentrecherche in der Espacenet Datenbank, [7] vom 22.03.2011	25
3.2. zum Prüfzeitpunkt (22.03.2011) aufrechte Patente	26
3.3. Vor- und Nachteile der Konzepte	42
3.4. Bewertungsmatrix der Federkonzepte	46
3.5. Bewertung und Reihung der kinematischen Lager	58
3.6. Bewertung und Reihung der nachgiebigen Lager	65
4.1. Kinematikpunkte als Grundausslegung	67
4.2. Vergleich der Lagerpositionen	70
4.3. Eingangsdaten der Berechnung in Matlab	71
4.4. Ergebnisse der Berechnung in Matlab	73
4.5. Kräfte der einzelnen Lastfälle	84
4.6. Vergleich der Ziel- und Istwerte von Konzept 1	85
4.7. Vergleich der Federquerschnitte von Konzept 1 aus CAD und FE	86
4.8. Vergleich der Ziel- und Istwerte von Konzept 2	97
4.9. Vergleich der Federquerschnitte von Konzept 2 aus CAD und FE	98
4.10. Gewichtseinsparungspotentiale [kg]	100

A. Abbildungen zu den Patenten

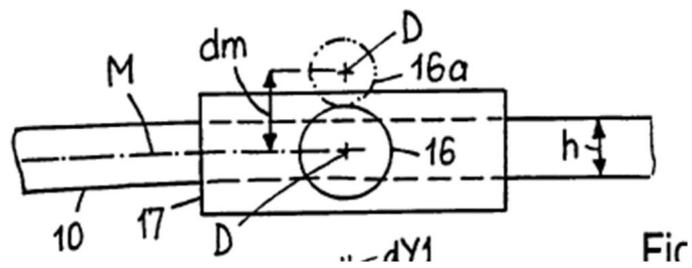


Abbildung A.1.: Patent Esoro EP0760750, [6]

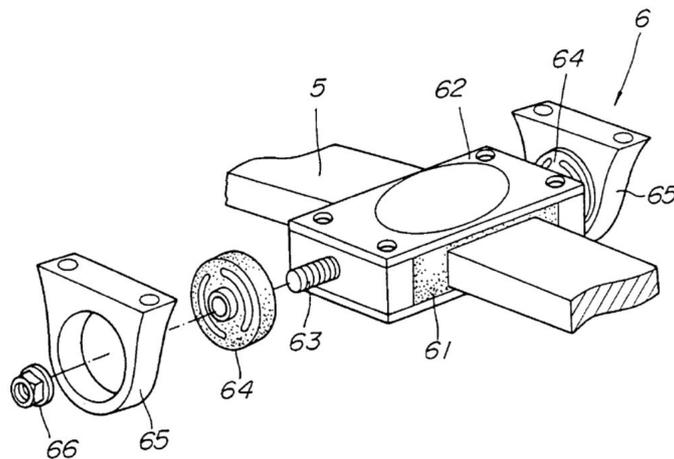


Abbildung A.2.: Patent Honda DE4201180, [19]

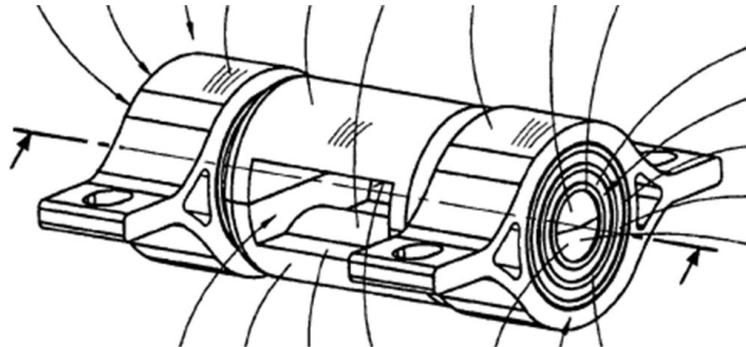


Abbildung A.3.: Patent ZF DE102009028574, [30]

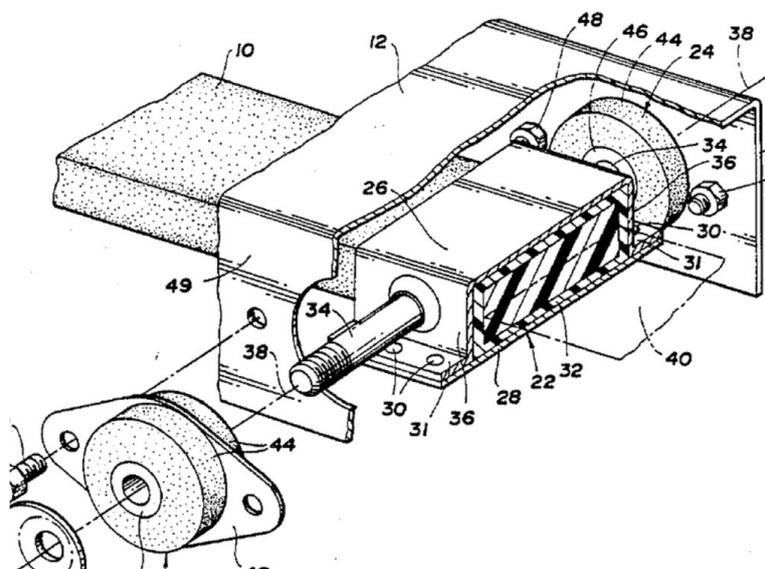


Abbildung A.4.: Patent General Motors US4768807, [5]

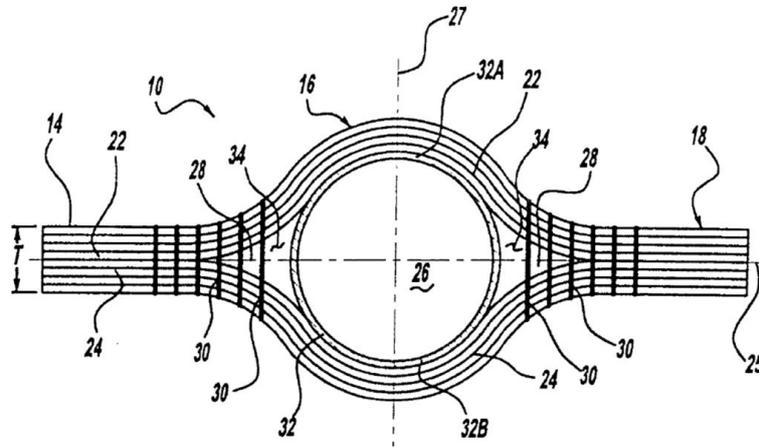


Abbildung A.5.: Patent Visteon DE10215378, [26]

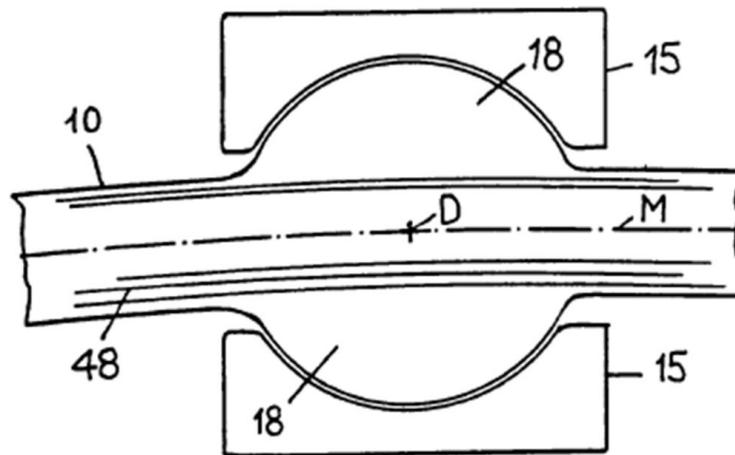


Abbildung A.6.: Patent Esoro WO9627507, [6]

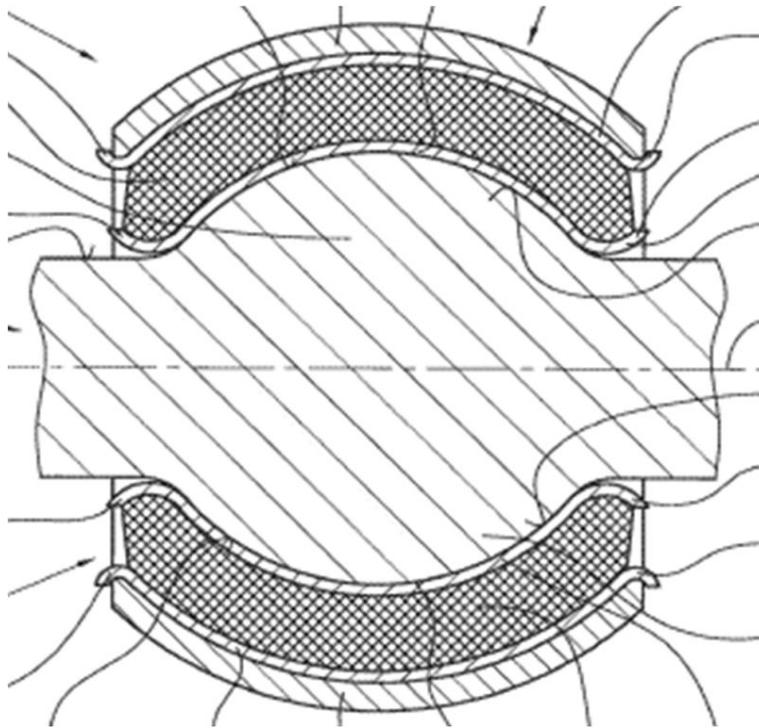


Abbildung A.7.: Patent ZF WO2011023549, [29]

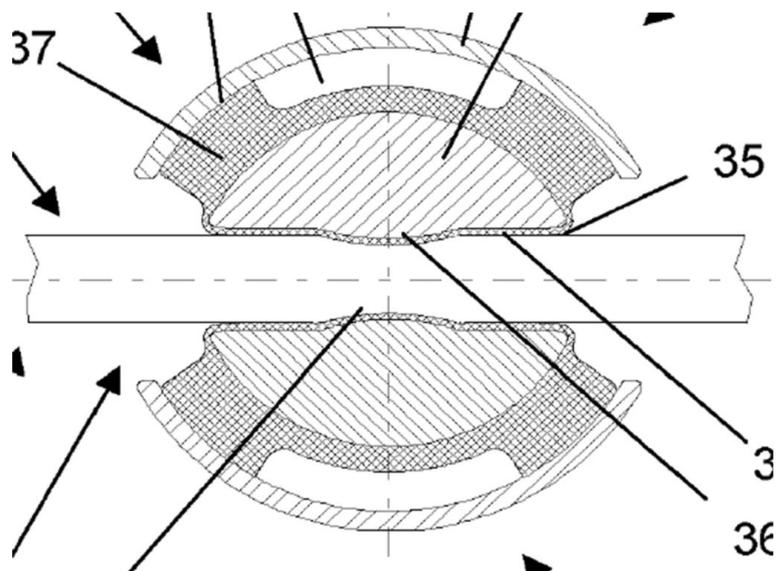


Abbildung A.8.: Patent Ford EP1645445, [12]

B. Dachkurve

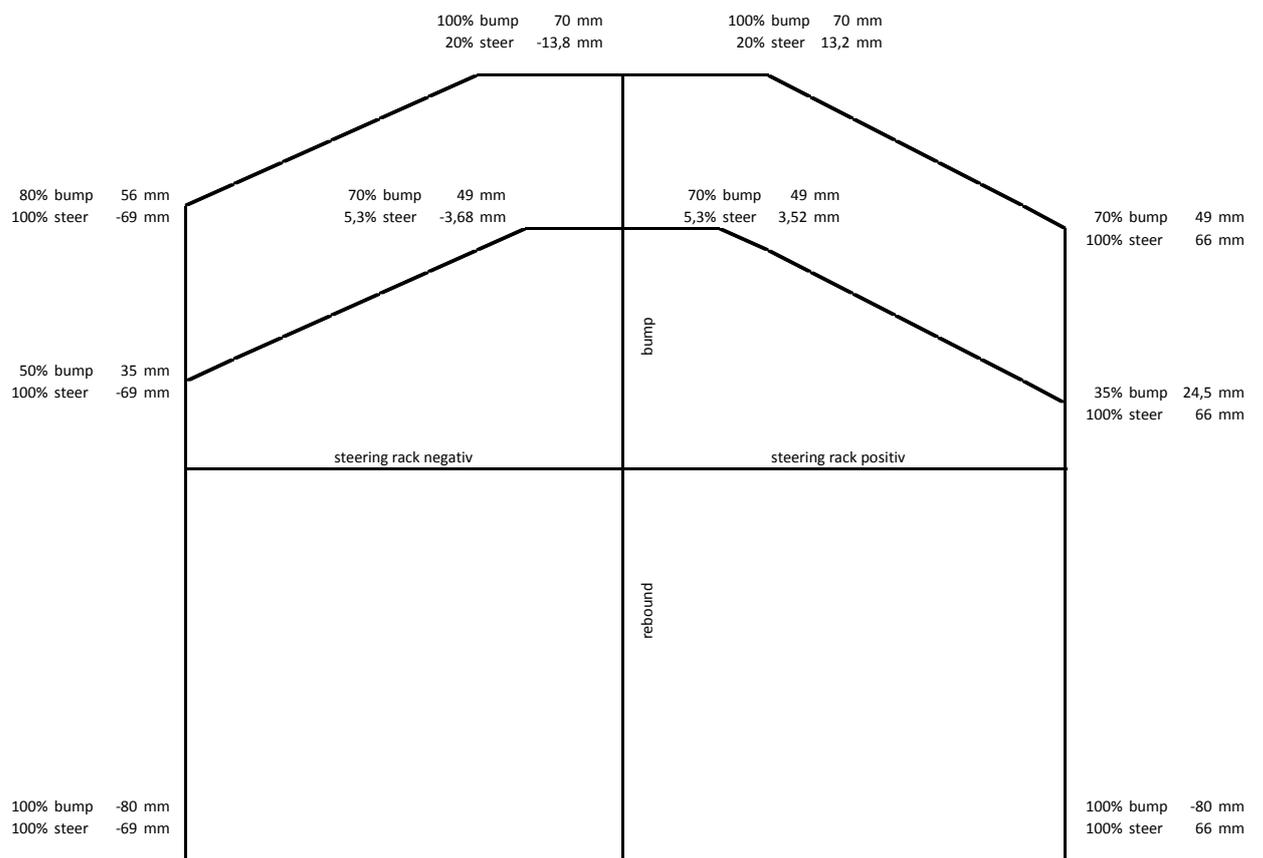


Abbildung B.1.: Dachkurve zur Freigängigkeitsprüfung

C. Lagerung und Tragelenk

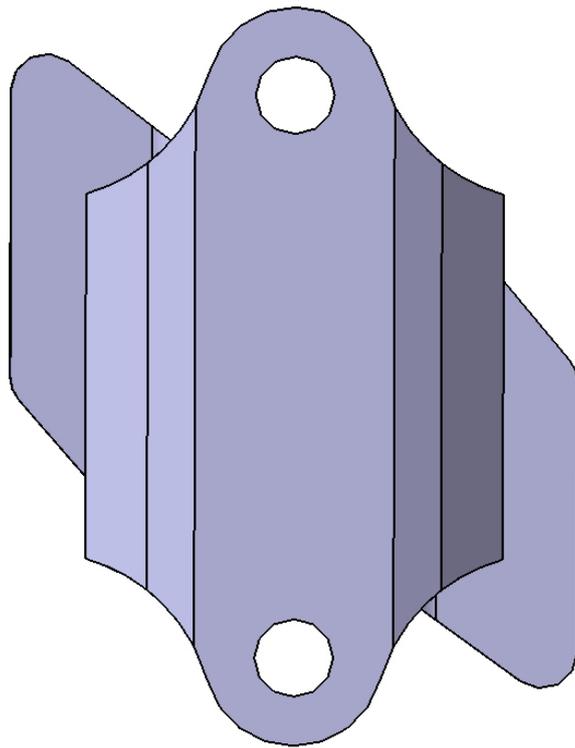


Abbildung C.1.: Y-Lager Version b; Ansicht von oben

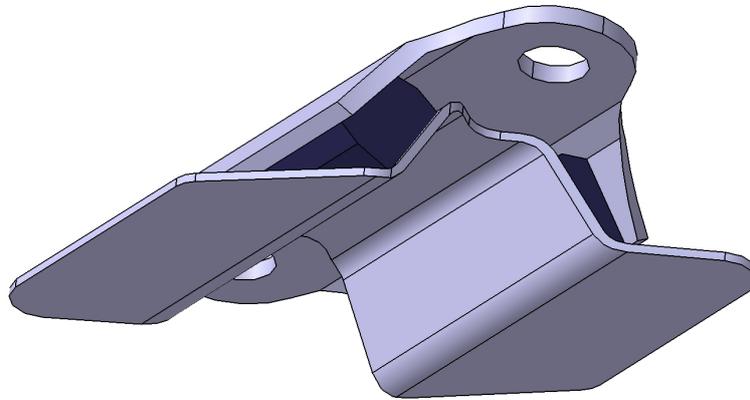


Abbildung C.2.: Y-Lager Version b; isometrische Ansicht



Abbildung C.3.: Traggelenk mit Gussgehäuse und integrierter Verschraubung

E. Kinematik

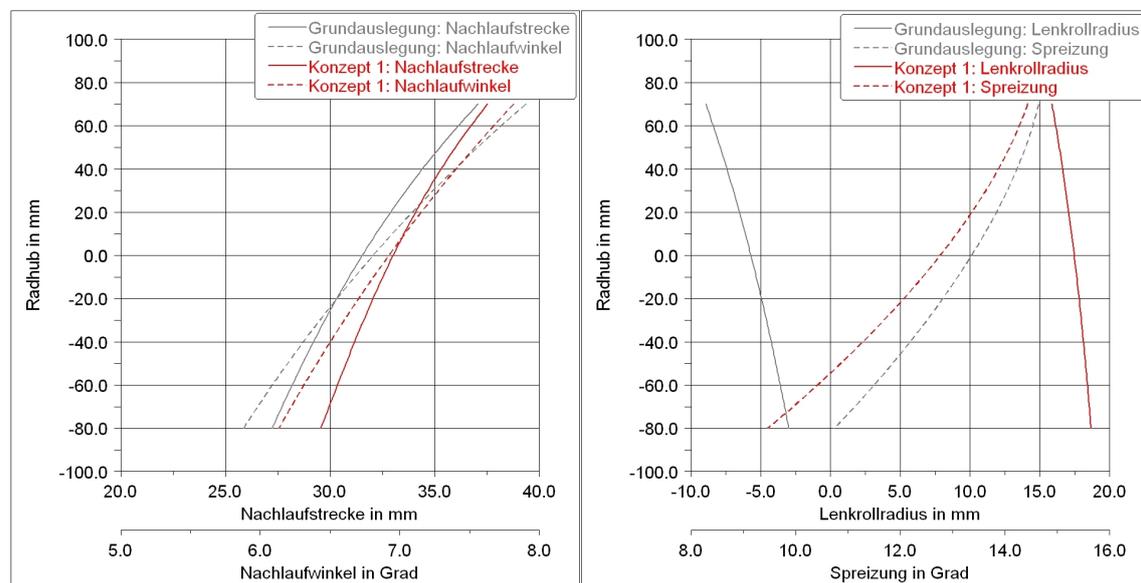


Abbildung E.1.: kinematische Nachlaufstrecke, Nachlaufwinkel, Lenkrollradius und Spreizungswinkel in Abhängigkeit des Federweges (Konzept 1)

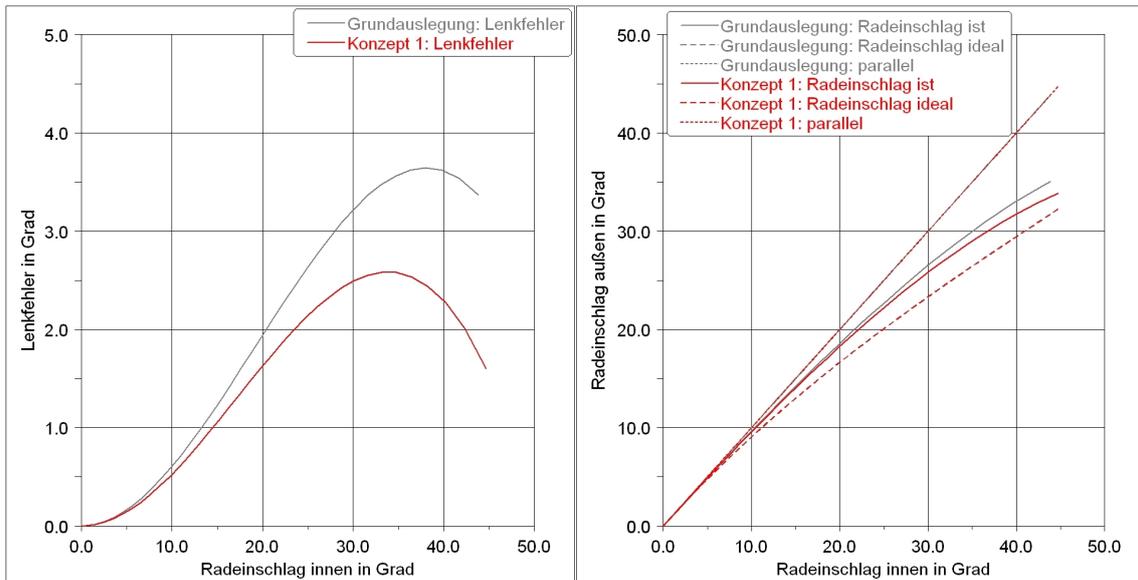


Abbildung E.2.: Ackermann Fehler und Lenkwinkel des äußeren Rades in Abhängigkeit vom inneren Lenkwinkel (Konzept 1)

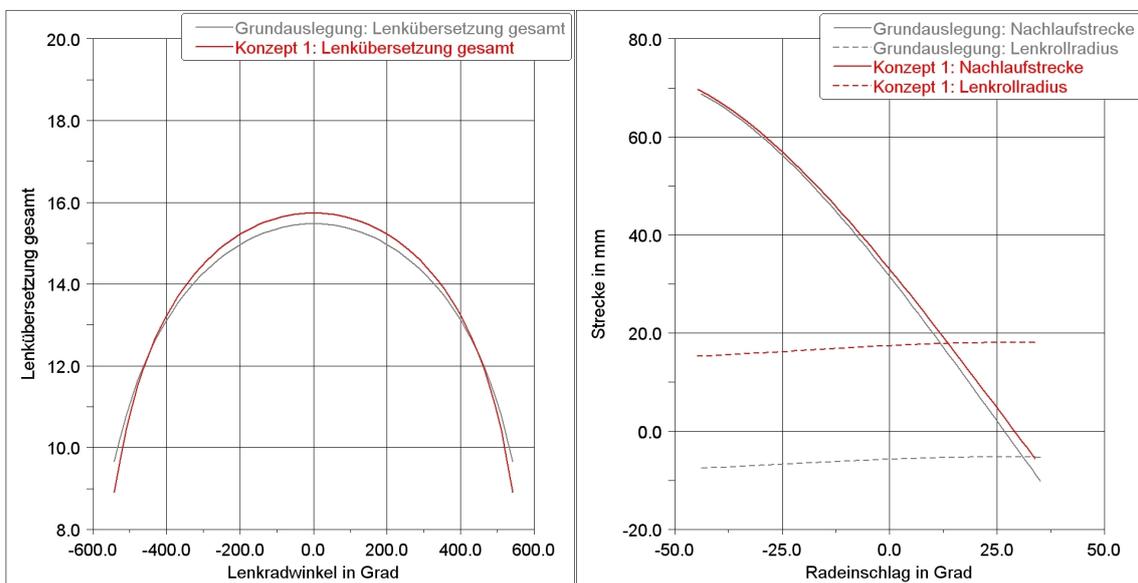


Abbildung E.3.: Lenkübersetzung in Abhängigkeit vom Lenkradwinkel; Nachlaufstreckenverlauf in Abh. vom Lenkwinkel (Konzept 1)

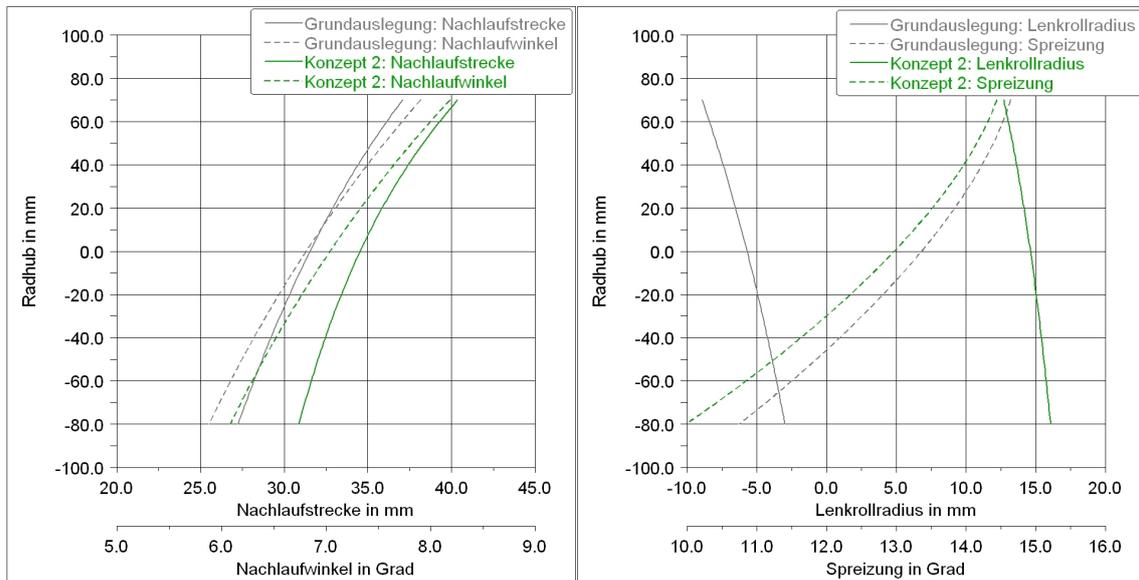


Abbildung E.4.: kinematische Nachlaufstrecke, Nachlaufwinkel, Lenkrollradius und Spreizungswinkel in Abhängigkeit des Federweges (Konzept 2)

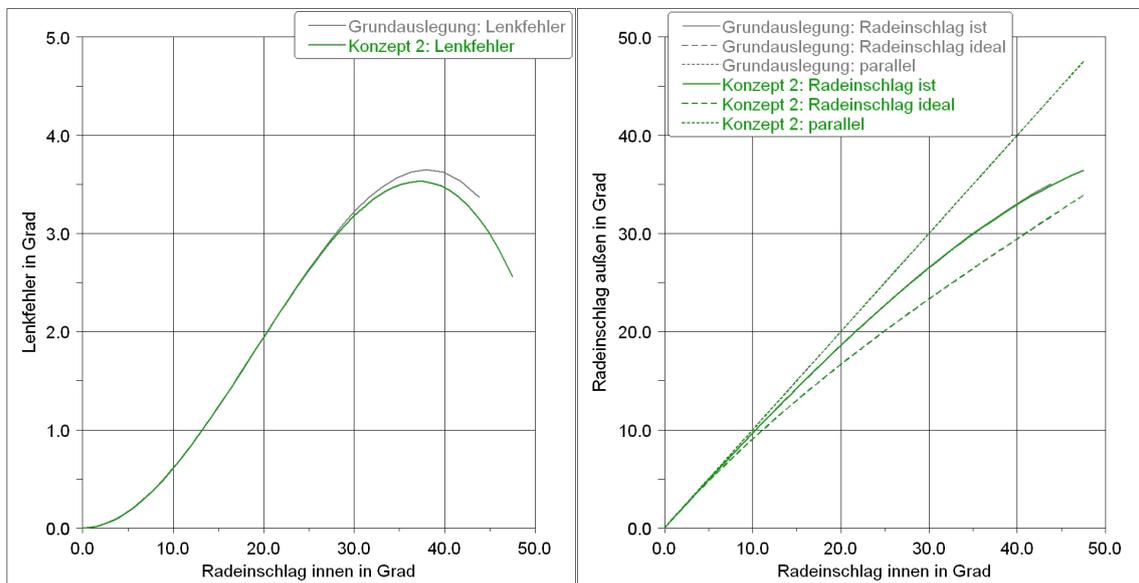


Abbildung E.5.: Ackermann Fehler und Lenkwinkel des äußeren Rades in Abhängigkeit vom inneren Lenkwinkel (Konzept 2)

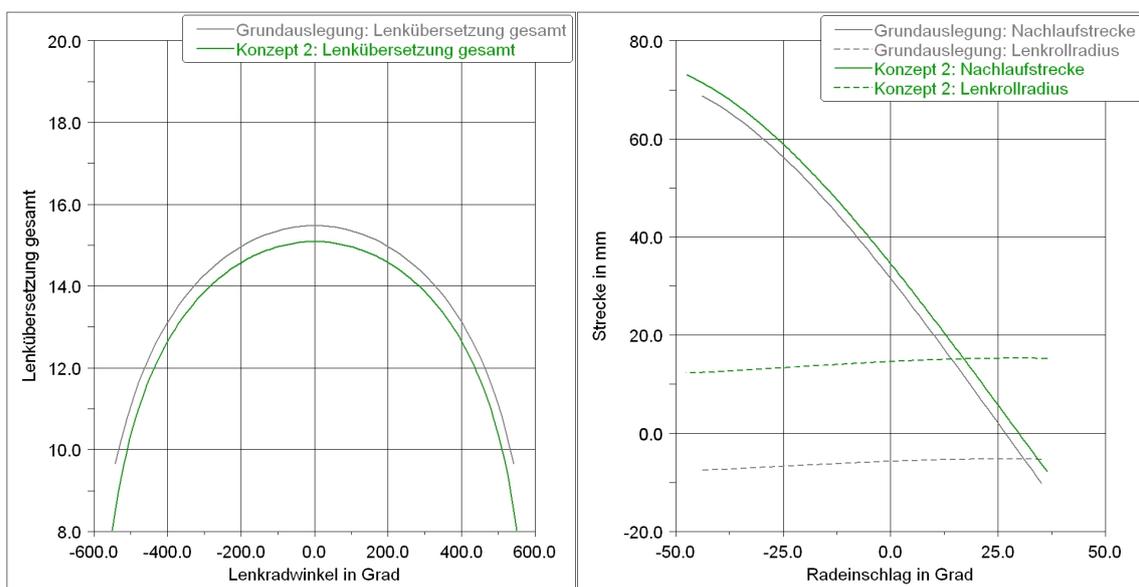


Abbildung E.6.: Lenkübersetzung in Abhängigkeit vom Lenkradwinkel; Nachlaufstreckenverlauf in Abh. vom Lenkwinkel (Konzept 2)