
Entwicklungsmethodik für Fahrwerksysteme neuartiger Fahrzeugkonzepte

Zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor der Ingenieurwissenschaften
(Dr.-Ing.)**

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

Dissertation

von

Fabian Weitz, M. Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 25. November 2025
Erster Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Thomas Schirle

Kurzfassung

Mit der zunehmenden Urbanisierung und dem wachsenden Verkehrsaufkommen bei gleichzeitig schwindender Anzahl von Stellplätzen ergeben sich immer größere Herausforderungen für den innerstädtischen Verkehr. Das wachsende Umweltbewusstsein in der Bevölkerung und Politik erhöht zusätzlich die Anforderungen an eine nachhaltige und ressourcenschonende Mobilität der Zukunft. Der Bedarf eines leistungsfähigeren öffentlichen Verkehrssystems macht die Entwicklung innovativer, vielseitig einsetzbarer Fahrzeugkonzepte erforderlich. Die Elektromobilität ermöglicht durch den Wegfall des Antriebsstranges mit Verbrennungsmotor neue Gestaltungsspielräume und erlaubt Fahrzeugarchitekturen, die bisher nicht realisierbar waren. Gleichzeitig treiben Fortschritte im Bereich automatisierter Fahrzeuge diese Entwicklung weiter voran. Daraus ergibt sich auch im Bereich der Fahrwerkentwicklung die Herausforderung die Anforderungen neuartiger Fahrzeugkonzepte zu erfüllen. Der etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerke basiert auf Vorgänger- oder Referenzsystemen. Eine wesentliche Herausforderung bei der Neukonzeption von Fahrwerken für neuartige Fahrzeugkonzepte ist daher die Entwicklung eines neuen Systems ohne Vorgänger- oder Referenzmodell.

Neben der Entwicklung von Fahrwerksystemen für neuartige Fahrzeugkonzepte werden im Rahmen von Forschungsprojekten auch bestehende Fahrzeuge modifiziert. Ziel kann dabei beispielsweise der Umbau für die Erprobung alternativer Antriebskonzepte sein. Dazu ist es notwendig, vorhandene Fahrzeuge und deren Fahrwerksysteme an neue Einsatzbedingungen und Anforderungen anzupassen. Die Optimierung oder Weiterentwicklung der bestehenden Komponenten, wie sie im etablierten Entwicklungsprozess nach Ersoy vorgesehen ist, reicht dabei nicht aus. Vielmehr erfordert dies eine Neukonzeption des Fahrwerks innerhalb der Grenzen des vorhandenen Bauraums sowie unter Berücksichtigung weiterer unveränderlicher Rahmenbedingungen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Entwicklungsmethodik erarbeitet, die für beide Ansätze anwendbar ist. Im Fokus steht die Anwendung zur Entwicklung von Fahrwerksystemen ohne Vorgänger- oder Referenzmodell. Darüber hinaus wird auch die partielle Anwendung der vorgestellten Methodik zur Erweiterung und damit Adaption bestehender Fahrwerke gezeigt. Die Methodik wird zur Entwicklung der Fahrwerke zweier sehr verschiedener Fahrzeugkonzepte mit sehr unterschiedlichen Anforderungen angewendet und so die universelle Anwendbarkeit gezeigt.

Abstract

Increasing urbanization and the growing volume of traffic combined with a dwindling number of parking spaces are creating growing challenges for inner-city traffic. Growing environmental awareness among the population and politicians is also increasing the requirements for sustainable and resource-saving mobility of the future. The need for a more efficient public transport system requires the development of innovative, versatile vehicle concepts. By replacing the powertrain with a combustion engine, electromobility opens new opportunities for design and allows vehicle architecture that were previously not feasible. At the same time, advances in the field of automated vehicles are driving this development forward. This also results in the challenge of meeting the requirements of new vehicle concepts in the field of chassis development. The established development process for chassis is based on predecessor or reference systems. A major challenge in the redesign of chassis for new vehicle concepts is therefore the development of a new system without a predecessor or reference model.

In addition to developing chassis systems for innovative vehicle concepts, existing vehicles are also modified as part of research projects. The aim here could be, for example, to convert vehicles for testing alternative drive concepts. This requires existing vehicles and their chassis systems to be adapted to new operating conditions and requirements. The optimization or further development of existing components, as specified in the established development process according to Ersoy, is not sufficient. Rather, this requires a redesign of the chassis within the limits of the available installation space and taking into account other unchangeable boundary conditions.

In this thesis, a development methodology is developed that can be used for both approaches. The focus is on the application for the development of chassis systems without a predecessor or reference model. In addition, the partial application of the presented methodology for the extension and thus adaption of existing chassis is also shown. The methodology is used to develop the

chassis of two very different vehicle concepts with very different requirements, thus demonstrating its universal applicability.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand in meiner Zeit als Doktorand am Institut für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie. Ich möchte mich an dieser Stelle herzlich bei allen bedanken, die mich auf meinem zum Abschluss der Promotion begleitet und unterstützt haben.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin für die Betreuung dieser Arbeit, das mir entgegengebrachte Vertrauen und die Freiräume zur Umsetzung meiner Ideen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Schirle möchte ich für die Übernahme des Korreferats danken. Vielen Dank für den sehr inspirierenden fachlichen Austausch, die angenehmen Gespräche und die Hilfsbereitschaft, die bisweilen bis spät in die Nacht andauerte.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Michael Frey. Vielen Dank für die Betreuung bei der Bearbeitung meines Projekts und der Anfertigung dieser Arbeit. Die großen Freiräume bei der Umsetzung haben maßgeblich zu meiner fachlichen und persönlichen Entwicklung beigetragen. Bei Fragen konnte ich stets auf gute Unterstützung vertrauen. Darüber hinaus möchte ich mich für die kontinuierliche Förderung und das in mich gesetzte Vertrauen bedanken.

Ich danke auch Till Böse und Achim Winandi für die Unterstützung durch das Korrekturlesen der Arbeit und die sehr hilfreichen Anmerkungen. Ihre Ideen und Anregungen haben maßgeblich zur Qualität der Arbeit beigetragen.

Mein Dank gilt ebenso allen Kolleginnen und Kollegen am Institut, die stets ein offenes Ohr hatten und mir in den Höhen und Tiefen dieser Zeit eine verlässliche Stütze waren. Die angenehme und kollegiale Arbeitsatmosphäre hat entscheidend dazu beigetragen, auch in herausfordernden Phasen motiviert zu bleiben.

Ich möchte meiner Familie für die stetige Unterstützung auf meinem bisherigen Lebensweg danken. Der Rückhalt in der Familie hat mir über schwierige Phasen hinweggeholfen und immer Sicherheit gegeben.

Ebenso danke ich allen Freunden, die mich auf diesem Weg begleitet haben. In der gemeinsamen Zeit konnte ich immer wieder Kraft schöpfen.

Abschließend gilt mein tief empfundener Dank meiner Partnerin Gabriela für ihre kompromisslose Unterstützung, ihr Verständnis und ihre Rücksichtnahme in den letzten Jahren und insbesondere in den fordernden letzten Wochen bis zur Verteidigung. Vielen Dank für den unermüdlichen Beistand.

Karlsruhe, im November 2025

Fabian Weitz

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Danksagung	v
Inhaltsverzeichnis	vii
Abkürzungsverzeichnis	ix
1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation	2
1.2 Zielsetzung	4
2 Grundlagen	6
2.1 Technische Grundlagen	6
2.1.1 Fahrwerksparameter	6
2.1.2 Radaufhängungen	21
2.2 Stand des Wissens	42
2.2.1 Entwicklungs- und Problemlösungsmethoden mit hohem Abstraktionsniveau	42
2.2.2 Entwicklungsprozess für Fahrwerke	53
2.2.3 Neuentwicklungen in der Fahrzeugtechnik	58
2.3 Forschungsbedarf	61
3 Entwicklungsmethodik für Fahrwerksysteme	64
3.1 Anforderungen	67
3.1.1 Geometrische Randbedingungen	69
3.1.2 Physikalische Randbedingungen	69
3.2 Auswahl der Radaufhängung	71
3.3 Wahl der Kinematikpunkte	73
3.4 Topologiefindung	75
3.4.1 Definition Designspace und Non-Designspace aller Subsysteme	75
3.4.2 Design Subsysteme	76
3.4.3 Aufbau des Gesamtsystems in CAD	79

3.5	Validierung	80
3.6	Zusammenfassung	81
4	Anwendung	82
4.1	Fahrwerk im Projekt U- Shift	83
4.1.1	Anforderungen.....	94
4.1.2	Auswahl der Radaufhängung	99
4.1.3	Wahl der Kinematikpunkte.....	101
4.1.4	Topologiefindung	102
4.1.5	Validierung.....	109
4.1.6	Zusammenfassung.....	111
4.2	Fahrwerk im Projekt eVee	113
4.2.1	Anforderungen.....	114
4.2.2	Auswahl der Radaufhängung	121
4.2.3	Wahl der Kinematikpunkte.....	121
4.2.4	Topologiefindung	122
4.2.5	Validierung.....	139
4.2.6	Virtuelles Fahrwerk-Modul-System	147
4.2.7	Zusammenfassung	149
5	Zusammenfassung und Ausblick.....	150
5.1	Zusammenfassung	150
5.2	Ausblick.....	152
	Abbildungsverzeichnis	155
	Tabellenverzeichnis	164
	Literaturverzeichnis	167
	Anhang A: Projekte aus Literatur zum Stand des Wissens.....	201
	Anhang B: Zusätzliches Material zu den Anwendungsbeispielen.....	228

Abkürzungsverzeichnis

CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
FEM	Finite Elemente Methode
ICM	Innovationscampus Mobilität der Zukunft
MKS	Mehrkörpersimulation
VRM	Vorgänger- oder Referenzmodell vorhanden
FWP	Fahrwerksparameter

1 Einleitung

Das steigende Verkehrsaufkommen, insbesondere in Ballungsräumen, und der zunehmende Mangel an Parkplätzen, die stetige Weiterentwicklung automatisierter Fahrzeuge sowie die Forderung nach einer nachhaltigeren Mobilität und dem Ausbau des öffentlichen Verkehrs legen die Entwicklung neuartiger, universell einsetzbarer Fahrzeuge nahe. Ein Fahrzeug im Privatbesitz steht die meiste Zeit seines Lebens ungenutzt auf einem Parkplatz oder in einer Garage. Die durchschnittliche Betriebszeit eines Pkw beträgt nur 45 Minuten pro Tag [Nob-18]. Daraus ergibt sich ein großes Potenzial zur Steigerung der Fahrzeugauslastung und zur Entwicklung neuartiger Fahrzeugkonzepte. Im Zusammenhang mit der Elektromobilität haben sich neue Anforderungen und Restriktionen, aber auch neue Freiheitsgrade für die Gestaltung neuer Fahrzeugkonzepte ergeben [Höf-15; Lei-19]. Der Wegfall eines konventionellen Antriebsstranges mit Verbrennungsmotor ermöglicht bisher nicht umsetzbare Topologien neuer Fahrzeuge. Die Möglichkeiten werden auch durch die stetige Weiterentwicklung automatisierter Fahrzeuge und damit potenziell dem Wegfall einer Lenksäule erweitert. Im zukünftigen innerstädtischen Verkehr ist auch der Einsatz bidirektionaler Fahrzeuge, die für den Betrieb in beide Fahrtrichtungen ausgelegt sind, möglich, welche insbesondere in dichten urbanen Gebieten Vorteile durch ihre hohe Flexibilität bieten [Zhe-21].

Im Hinblick auf eine effiziente, nachhaltige und ressourcenschonende Mobilität der Zukunft bietet auch die Trennung der Fahrzeuge in eine Antriebseinheit und den Nutzraum eine mögliche Lösung. Dies ermöglicht eine höhere Auslastung der ressourcenintensiven Antriebseinheit und damit eine effizientere Nutzung der notwendigen Ressourcen. Neue, modulare Fahrzeugkonzepte ermöglichen es, die Antriebseinheit universell einzusetzen und nur das Aufbaumodul, also den Nutzraum, an den jeweiligen Einsatzzweck anzupassen. Durch Austausch des Aufbaumoduls ist es möglich, mit derselben Antriebseinheit sowohl Personen als auch Güter zu transportieren.

1.1 Ausgangssituation

Es wurde bereits eine Vielzahl neuartiger Fahrzeugkonzepte entwickelt (Kapitel 2.2). Abbildung 1-1 zeigt exemplarisch einige neuartige Fahrzeugkonzepte. Bei modularen Konzepten ist in der Regel ein Großteil oder die gesamte komplexe Antriebstechnik in der Antriebseinheit integriert. Der Nutzraum kann dadurch sehr ressourcenschonend und dem jeweiligen Einsatzzweck angepasst gestaltet werden. Durch die Nutzung der Antriebseinheit für ein breites Spektrum von Anwendungsfällen wird die integrierte Technik wesentlich effektiver ausgenutzt werden, als dies bei einem anwendungsspezifisch angepassten Fahrzeug der Fall ist. Daraus können sich auch besondere Herausforderungen für die Entwicklung des Fahrwerksystems ergeben.



Vision Urbanetic [Mer-18]



Microsnap [Rin-19]



Pop.Up next [Aud-18]



CityBot [Bar-20]



Pivo 3 [Nis-11]

Abbildung 1-1: Beispiele für neuartige Fahrzeugkonzepte

Die Entwicklung von Fahrwerkssystemen zählt zu den Kernkompetenzen vieler OEMs. Sie umfasst die Entwicklung verschiedener Bereiche wie Fahrverhalten, Sicherheit, Haltbarkeit oder NVH. Die Entwicklung unterliegt Einschränkungen und Randbedingungen wie dem Bauraum, den Kosten sowie funktionalen Zielkonflikten der verschiedenen Entwicklungsbereiche. [Wys-24]

Außerdem ist die Entwicklung des Fahrwerkssystems eines Fahrzeuges eine der wichtigsten Aufgaben der Fahrzeugentwicklung. Das Fahrwerk hat großen Anteil an der Zufriedenheit und am Wohlbefinden des Kunden während der Fahrt [Kha-19]

In der modernen Fahrwerksentwicklung ist der Einsatz effektiver und effizienter Werkzeuge und Methoden daher unerlässlich. [Hah-17; Gen-10; Ker-15]

Bei der Entwicklung neuartiger Fahrzeugkonzepte ergeben sich auch im Bereich der Fahrwerksentwicklung größer werdende Herausforderungen durch die größere Vernetzung der Fahrzeuge. Moderne Fahrwerke funktionieren als System aus Software, Hardware und Mechanik. Ohne Software sind Forderungen an moderne Fahrwerke nicht darstellbar, gleichsam hat Software auch Rückwirkungen auf beispielsweise die Lebensdauer der mechanischen Komponenten. [Fie-25]

Zugleich sind diesen innovativen Fahrzeugkonzepten weitreichende und komplizierte Produktionssysteme gegenübergestellt, die aufgrund der hohen Investitionen möglichst umfassend genutzt werden sollten. Um bestehende Anlagen und neue Produkte umfassend nutzen zu können, ist es erforderlich, schon frühzeitig virtuelle Untersuchungen zur Montagefähigkeit der Fahrzeuge vorzunehmen. Leistner et al. haben sich hierzu bereits mit einem methodischen Vorgehen zur Untersuchung der Montagefähigkeit neuartiger Fahrzeugkonzepte beschäftigt. [Lei-19]

Um die aktuellen Entwicklungen und Trends schnell und wirtschaftlich in Produkte zu überführen bedarf es eines optimierten Entwicklungsprozesses [ATZ-13].

1.2 Zielsetzung

Der etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerke konventioneller Fahrzeuge nach Ersoy ist für die Entwicklung von Fahrwerksystemen für neuartige Fahrzeugkonzepte im Allgemeinen ungeeignet. Ausgangspunkt des etablierten Entwicklungsprozesses nach Ersoy ist ein validiertes Vorgänger- oder Referenzsystem, mindestens aber eine validierte Konzeptstudie. Von diesem Vorgänger- oder Referenzsystem werden viele Eigenschaften übernommen und im Laufe des Entwicklungsprozesses gegebenenfalls für das geplante Fahrzeug optimiert [Ers-17b; Ers-17c]. Eine wesentliche Herausforderung bei der Entwicklung von Fahrwerken für neuartige Fahrzeugkonzepte ist daher die Konzeptionierung eines neuen Systems ohne Vorgänger- oder Referenzmodell. Eine allgemeine Vorgehensweise für die Entwicklung von Fahrwerken solcher neuartiger Fahrzeugkonzepte ist nicht dokumentiert (vgl. Kapitel 2.3).

Der angestrebte Beitrag dieser Arbeit ist die Erarbeitung einer Methodik zur Entwicklung von Fahrwerksystemen für neuartige Fahrzeugkonzepte ohne Vorgänger- oder Referenzsystem. Der Kern der Arbeit ist das methodische Vorgehen zur Neukonzeption eines validierbaren Referenzsystems, auf dessen Grundlage der etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerke nach Ersoy angewendet werden kann. Die vorgestellte Methodik wird am Beispiel der Entwicklung des Fahrwerkes für den Demonstrator des Projektes U-Shift [DLR-20] veranschaulicht und damit die Anwendbarkeit nachgewiesen. Bei diesem neuartigen Fahrzeugkonzept besteht eine Trennung zwischen Antriebseinheit und Nutzraum. Die Antriebseinheit kann durch den Wechsel der Aufbauten für verschiedene Einsatzzwecke genutzt werden.

Im Rahmen von Forschungsprojekten werden auch bestehende Fahrwerke modifiziert, um neue Technologien, wie etwa alternative Antriebskonzepte, erproben zu können. Dazu ist es notwendig, vorhandene Fahrzeuge und deren Fahrwerksysteme an neue Einsatzzwecke und Anforderungen anzupassen. Die Umrüstung bestehender Fahrzeuge ist jedoch herausfordernd und erfordert je nach Antriebskonzept eine erhebliche Veränderung der bestehenden Konstruktion, auch im Bereich des Fahrwerkes [Dan-13]. Dieser

Herausforderung begegnen auch Mitarbeiter in Forschungsprojekten, die Fahrwerke von Serienfahrzeugen für Forschungszwecke modifizieren [Irm-17].

Eine bloße Optimierung oder Weiterentwicklung der bestehenden Komponenten, wie sie im etablierten Entwicklungsprozess nach Ersoy vorgesehen ist, reicht hierfür nicht aus. Vielmehr erfordert dies eine vollständige Neukonzeption des Fahrwerks innerhalb der Grenzen des vorhandenen Bauraums sowie unter Berücksichtigung weiterer unveränderlicher Rahmenbedingungen.

Es wird gezeigt, dass die vorgestellte Methodik auch zur Erleichterung der Modifikation und Umrüstung von bestehenden Fahrwerksystemen angewendet werden kann. Hierzu werden nur die innerhalb des Referenzfalls notwendigen Schritte durchgeführt. Das nach der Methodik entwickelte Referenzsystem kann dann prototypisch hergestellt und im Forschungsfahrzeug verwendet werden. Diese Möglichkeit wird am Beispiel der Erweiterung des Fahrwerkes des Demonstrators eVee des Innovationscampus Mobilität des Zukunft (ICM) [ICM-23] gezeigt. Bei diesem Fahrzeug handelt es sich um einen modular aufgebauten Technologieträger, der zur Erprobung und Demonstration verschiedener Antriebskonzepte dient.

Mit der Anwendung der Methodik anhand zweier sehr unterschiedlicher Fahrzeugkonzepte mit sehr unterschiedlichen Anforderungen wird die universelle Anwendbarkeit gezeigt.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden alle zum Verständnis der Arbeit notwendigen Grundlagen erläutert. Die wichtigsten konstruktiv beeinflussbaren Fahrwerksparameter werden dargestellt und deren Einfluss auf das Fahrverhalten beurteilt. Im Anschluss wird auf die wichtigsten Ausführungsformen der Einzelradaufhängungen mit ihren jeweiligen Vorteilen und Nachteilen eingegangen. Nach den technischen Grundlagen werden Methoden zur Produktentwicklung und Problemlösung, sowie der etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerksysteme vorgestellt. Das Kapitel schließt mit der Aufarbeitung des relevanten Stands des Wissens im Bereich der Fahrwerkneukonzeptionierung und der Ableitung des Forschungsbedarfs, sowie der Formulierung der Forschungshypothesen.

2.1 Technische Grundlagen

2.1.1 Fahrwerksparameter

Zur Beeinflussung der Fahrzeugbewegung müssen die erforderlichen Kräfte und Momente am Reifen aufgebaut werden. Aus der momentanen Aufbaubewegung und Straßenanregung, der Fahrzeugmasse und Lage des Schwerpunktes, der Radmasse, der Reifen-vertikalsteifigkeit und der Aufbaufederung resultiert die Reifenvertikalkraft sowie eine relative Vertikalbewegung des Rades zum Aufbau. Bei einem gelenkten Rad kommt eine Lenklagegröße als weitere relative Bewegungsgröße hinzu. Bei ideal steifer Gelenkkinematik der Radführung lässt sich aus den Bewegungsgrößen die räumliche Bewegung des Rades zum Aufbau und somit die Bewegung des Rades zur Fahrbahn ableiten. Als wichtigste Größe ergibt sich daraus der Querschlupf bzw. Schräglauf des Rades. Der Längsschlupf wird über Antriebs- bzw. Bremsmomente am Rad beeinflusst. Auf den in Abbildung 2-1 [Sch-24] dargestellten Angriffspunkt, der sich aus den beiden Radebenen und der

Fahrbahnkontaktebene ergibt, wirken die aus den Reifeneigenschaften resultierenden Kräfte und Momente.

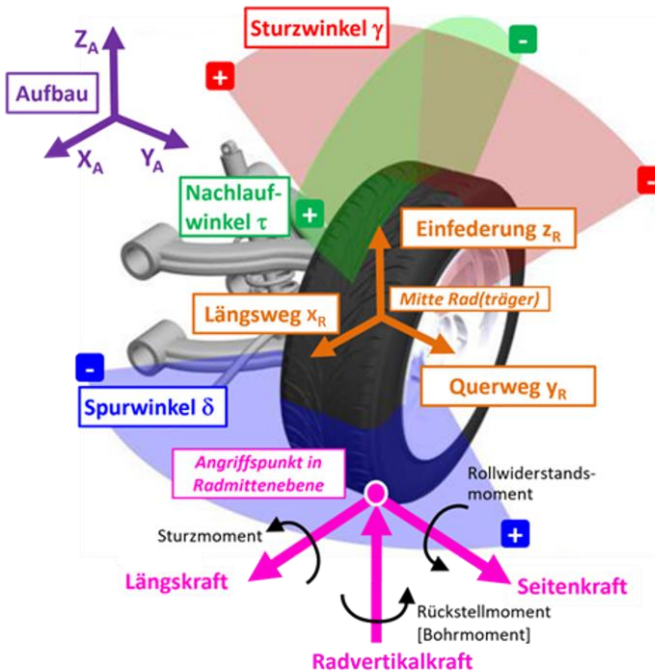


Abbildung 2-1: Größen der Relativbewegung des Radträgers zum Aufbau sowie einwirkende Reifenkräfte und Momente [Sch-24]

Die elastischen Nachgiebigkeiten realer Bauteile der Radführung führen bei einwirkenden Radkräften zu Abweichungen von der ideal steifen Radführungs kinematik. Bei PKW werden beispielsweise aus Gründen des Abrollkomforts oft große Längselastizitäten gefordert. Wenn die gewählte Art der Radführung durch eine geeignete Kombination von Gelenklagen und Nachgiebigkeiten die Realisierung der gewünschten Radstellung unter einwirkenden Kräften ermöglicht, spricht man von einer elastokinematischen Radführung. Ist dies nicht möglich, müssen die Nachgiebigkeiten begrenzt

werden, um vor allem unerwünscht große Spurwinkeländerungen und somit eine schlechte Richtungsstabilität zu vermeiden.

Die Änderung der kinematischen bzw. elastokinematischen Radstellung relativ zum Aufbau bei Einfederung und ggf. veränderter Lenklagegröße erzeugt Reifenkräfte und Rückwirkungen auf die Lenkung. Abbildung 2-2 [Sch-24] (Bild aus [Sim-86]) gibt eine kurze Übersicht, auch im Hinblick auf den Angriff von Radantriebs- und Bremskräften. Der Einfluss der verschiedenen Radstellungsänderungen ist nachfolgend kurz zusammengefasst.

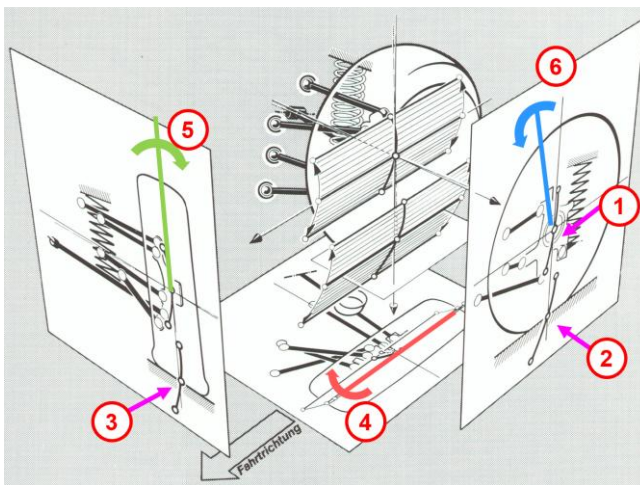


Abbildung 2-2: Relative Radstellungsänderung und Bewegungsbahnen von Radpunkten als Funktion des Radhubes. FWP: Fahrwerksparameter [Sch-24] (Bild aus [Sim-86])

Abbildung 2-2: 1 Radmittelpunkt in Längsrichtung

- Einfluss auf Antriebsstützwinkel
- Aufbaustützwirkung bei aufbauseitiger Momentabstützung
- Schrägfederung

Abbildung 2-2: 2 Radaufstandspunkt in Längsrichtung

- Einfluss auf Bremsstützwinkel
- Aufbaustützwirkung bei radträgerseitiger Bremsmomentabstützung
- Radstandsänderung

Abbildung 2-2: 3 Radaufstandspunkt in Querrichtung

- Einfluss auf Höhe des Momentanpols
- Aufbaustützwirkung bei Seitenkraft
- Spurweitenänderung

Abbildung 2-2: 4 Radlenkbewegung in Fahrbahnebene

- Spurwinkeländerung
- Baut Reifenseitenkraft auf

Abbildung 2-2: 5 Neigung Radmittelebene zur Fahrbahn

- Sturzwinkeländerung
- Baut Reifenseitenkraft auf
- Ggf. Einfluss auf Längskrafthebelarm

Abbildung 2-2: 6 Neigung Radträger zur Radquerebene

- Nachlaufwinkeländerung
- Einfluss Seitenkrafthebelarm auf Spurwinkel

Aus der Literatur ist eine Vielzahl von Parametern bekannt, die die Eigenschaften des Fahrwerks und damit das Fahrverhalten des Fahrzeugs beeinflussen. Diese sind teilweise unterschiedlich definiert. Im Folgenden wird die in dieser Arbeit verwendete Definition der relevantesten, bei der Konstruktion der Radaufhängung beeinflussbaren, Fahrwerksparameter kurz dargestellt. Die wichtigsten Einflüsse dieser Fahrwerksparameter auf das Fahrverhalten werden ebenfalls kurz erklärt.

Der realisierbare Wertebereich ist abhängig vom Typ der Radaufhängung und dem verfügbaren Bauraum. Neben ungünstigen Werten in der sogenannten Konstruktionslage kann eine zu starke Änderung dieser Fahrwerkparameter, beispielsweise über den Federweg oder aufgrund der Reifenkräfte, zu einer unerwünscht starken Änderung des Fahrverhaltens führen.

Für tiefergehende Beschreibungen wird auf die jeweils angegebene Literatur verwiesen. In Tabelle 2-1 sind die betrachteten Fahrwerkparameter vorab zusammengefasst.

Tabelle 2-1: Fahrwerkparameter

Abkürzung	Größe	Einheit
l	Radstand	mm
s	Spurweite	mm
δ_V	Lenkwinkel	mm
s_W	Federweg	mm
δ_T	Vorspurwinkel	°
γ	Sturzwinkel	°
n_k	Konstruktiver Nachlauf	mm
r_S	Lenkrollhalbmesser	mm
σ_S	Spreizungswinkel	°
$\delta_{V,max}$	Maximaler Lenkwinkel	°

Zunächst werden die fahrzeugkonzeptabhängigen, grundlegenden Fahrwerks- bzw. Achsparameter beschrieben.

Radstand

Der Radstand l ist gemäß ISO 612 [ISO-79] als der Abstand zwischen den senkrecht zur Längsmittlebene verlaufenden Linien durch die Radaufstandspunkte zweier aufeinander folgender Räder einer Fahrzeugseite definiert. In Abbildung 2-3 [Ers-17a] ist der Radstand zur Veranschaulichung skizziert.

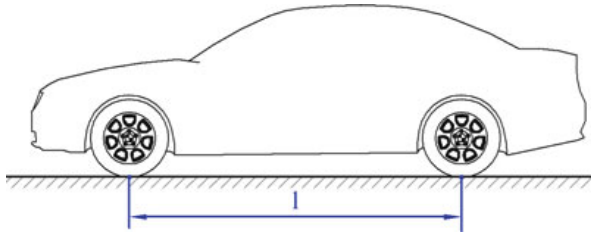


Abbildung 2-3: Radstand gemäß ISO 612 [Ers-17a]

Ein langer Radstand hat eine erhöhte Fahrsicherheit und höheren Fahrkomfort zur Folge. Ein kurzer Radstand wirkt sich dagegen positiv auf die Manövrierbarkeit und das Kurvenverhalten aus. Grundsätzlich empfiehlt es sich den Radstand möglichst groß zu wählen [Ers-17a].

Spurweite

Nach ISO 612 [ISO-79] ist die Spurweite s als die Summe der Abstände der Radaufstandspunkte zweier gegenüberliegender Räder zur Längsmittelebene des Fahrzeuges definiert (vgl. Abbildung 2-4 [Ers-17a]).

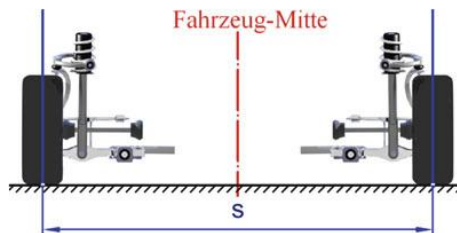


Abbildung 2-4: Spurweite gemäß ISO 612 [Ers-17a]

Eine breite Spurweite wirkt sich positiv auf Fahrverhalten und den Fahrkomfort aus, kann allerdings einen höheren Luftwiderstand zur Folge haben. Die Spurweiten der Vorder- und Hinterachse können sich unterscheiden [Ers-17a].

Lenkwinkel

Der Lenkwinkel δ_v wird zwischen der Fahrzeuglängsachse und der Radmittelebene gemessen. In Abbildung 2-5 [Gau-22] ist der Lenkwinkel am Beispiel eines Fahrzeuges mit Vorderachslenkung dargestellt. Der maximal mögliche Lenkwinkel $\delta_{v,max}$ hat Einfluss auf den Wendekreis und den Bauraumbedarf im Radkasten. Große Lenkwinkel verringern den Wendekreis und erhöhen so die Wendigkeit des Fahrzeuges, haben allerdings einen höheren Bauraumbedarf im Radkasten zur Folge [Ers-17a].

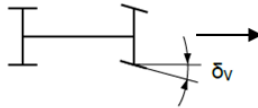


Abbildung 2-5: Lenkwinkel [Gau-22]

Federweg

Der Federweg s_w beschreibt die vertikale Verschiebung des Radmittelpunktes aus der Konstruktionslage. Beim Einfedern nimmt der Federweg positive Werte, beim Ausfedern negative Werte an (vgl. Abbildung 2-6). Ein großer Federweg ist für einen hohen Fahrkomfort und eine gute Geländegängigkeit erforderlich. Wenn bei einem großen Federweg die übrigen Radstellungsgrößen nur geringfügig geändert werden sollen, sind in der Regel aufwändigere Einzerradaufhängungen erforderlich.

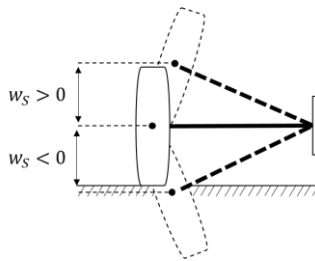


Abbildung 2-6: Federweg

Der Federweg hat sowohl Einfluss auf die Geländegängigkeit, als auch auf den Komfort eines Fahrzeuges. Bei Geländefahrzeugen sind hohe Federwege nötig, um die großen Unebenheiten überfahren zu können. Fahrzeuge aus der Premiumklasse profitieren von großen Federwegen, da dadurch die Aufbaufeder weicher ausgeführt und so der Komfort erhöht werden kann [Ers-17a].

Bei den folgenden Fahrwerksparametern hat eine Änderung über dem Federweg meist einen deutlichen Einfluss auf das Fahrverhalten. Die Wirkung ihrer statischen Voreinstellungswerte wird kurz erläutert.

Spurwinkel

Der Spurwinkel eines Rades hat einen positiven Wert, wenn die Radvorderseite in Vorwärtsfahrtrichtung zur Fahrzeugmitte hin zeigt. Ein so definierter positiver Spurwinkel wird auch als Vorspurwinkel δ_T bezeichnet [ISO-79]. In Abbildung 2-7 sind die Vorspurwinkel dargestellt, zur Hilfe sind die Parallelen zur Fahrzeugmittellinie an den Rädern eingezeichnet.

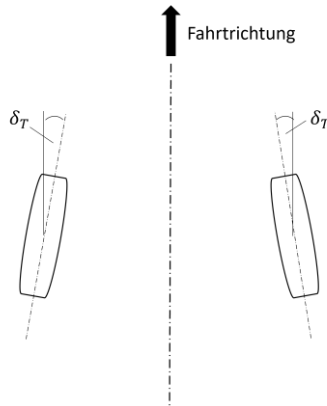


Abbildung 2-7: Vorspurwinkel

Durch in Konstruktionslage positive Vorspurwinkel wird die Fahrstabilität bei Geradeausfahrt verbessert und die Lenkkette vorgespannt. Den geringsten Rollwiderstand und damit auch Reifenverschleiß verursacht ein geradeaus rollendes Rad mit $\delta_T = 0$. Der Vorspurwinkel sollte also nicht größer als nötig gewählt werden [Ers-17a]. Ändert sich der Spurwinkel mit der Einfederung, kann bei Aufbauwanken das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs verändert werden. Auf unebenen Straßen mit großen Einfederwegen entstehen dadurch Seitenkräfte, die einen unruhigen Geradeauslauf zur Folge haben.

Sturzwinkel

Als Sturzwinkel γ wird der Winkel zwischen einer zur Fahrbahn senkrechten und parallel zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene verlaufenden Ebene und der Radmittelebene bezeichnet [ISO-79].



Abbildung 2-8: Sturzwinkel nach ISO 612 [Ers-17a]

Für ein nach außen geneigtes Rad nimmt der Sturzwinkel positive Werte an (vgl. Abbildung 2-8 [Ers-17a]). Durch negative Sturzwinkel am kurvenäußeren Rad entstehen Seitenkräfte, welche die Querführung verbessern. Um eine gute Seitenkraftübertragung zu ermöglichen, sollten positive Sturzwinkel auch unter Seitenkrafteinwirkung vermieden werden. Hohe Sturzwinkel erhöhen den Rollwiderstand und somit auch den Reifenverschleiß [Ers-17a]. Ändert sich der Sturzwinkel bei Ein- und Ausfederbewegungen, ändert sich die Reifenseitenkraft, was eine Richtungsänderung des Fahrzeugs verursacht. Bei üblichen PKW-Reifen erzeugt der Sturzwinkel ca. 20% der Seitenkraft eines entsprechend gleich großen Spurwinkels.

Die folgenden Fahrwerksparameter beeinflussen die Abstützung des Aufbaus. Geeignete Radaufhängungen können die Wank- und Nickbewegung des Aufbaus reduzieren, da sie Seiten-, Antriebs- und Bremskräfte teils direkt in den Aufbau einleiten und diesen somit stützen können.

Bremsabstützung

Der Winkel der Tangente an der Bahnkurve der Radstandsänderung als Funktion der Einfederung wird bei im Radaufstandspunkt angreifender Bremskraft F entsprechend Abbildung 2-9 [Sch-24] als Bremsstützwinkel der Radaufhängung bezeichnet, wenn die Abstützung des Bremsmoments am

Radträger erfolgt. Zur Veranschaulichung ist das Rad in seiner Größe auf den Kontaktpunkt geschrumpft dargestellt. Dessen lokale Bahnkurve definiert für die aktuelle Einfederung die Lage des Drehpunkts eines die Radaufhängungskinematik beschreibenden Ersatzstablenkers der Länge R .

Nach Aufstellen der Momentenbilanz um den Drehpunkt erkennt man den Aufbau-Stützmomentenanteil, der die Federung entlastet, die Federwegänderung der Achse verringert und somit das Nicken reduziert. Dieser Anteil wird meist in Form einer prozentualen Bremsabstützung angegeben. Bei einem radträgerfesten Antriebsmotor ergibt sich die gleiche prozentuale Stützwirkung. Deshalb kann der Fahrwerksparameter allgemeiner als prozentuale Abstützung bei Kraftangriff im Radaufstandspunkt bezeichnet werden.

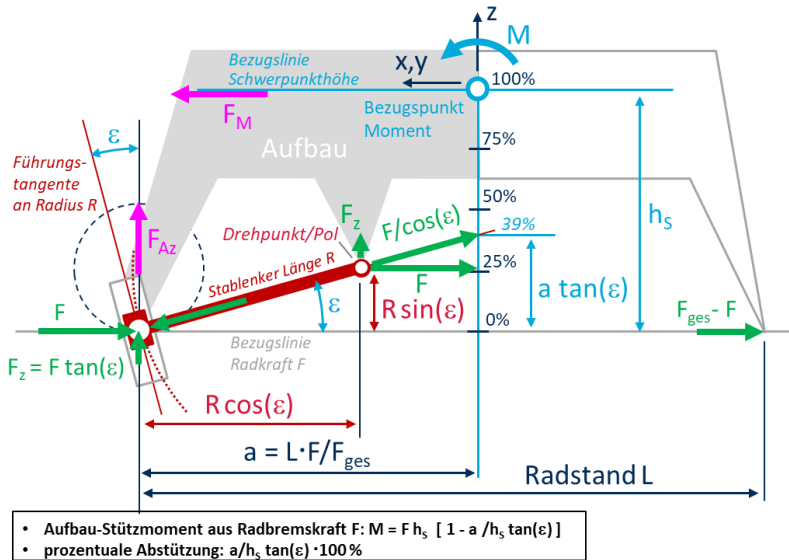


Abbildung 2-9: Aufbaustützung aufgrund Bremsstützwinkel ϵ aus Radstandänderung über Einfederung bei Bremsmomentenabstützung am Radträger [Sch-24]

Antriebsabstützung

Der Radantrieb erfolgt bei real ausgeführten Fahrzeugen selten über einen radträgerfesten Antriebsmotor. Der Radantrieb erfolgt in der Regel über eine Antriebswelle, deren Reaktionsmoment sich am Aufbau abstützt. Daher greift die Antriebslängskraft des Rades in dessen Mitte am Radträger an. Somit ist anstelle der Radstandsänderung (vgl. Bremsabstützung) für die Antriebsabstützung der Radmittenlängsweg als Funktion der Einfederung. Daraus ergibt sich die Schrägfederung bzw. der sogenannte Antriebsstützwinkel. Analog zur Bremsabstützung lässt sich damit eine prozentuale Abstützung bei Kraftangriff in Radmitte definieren. Dies gilt auch für den Fall sogenannter innenliegender Bremsen mit Momentenabstützung am Aufbau.

Wankabstützung

Betrachtet man Abbildung 2-9 [Sch-24] in der Fahrzeugquerebene, so ergibt sich bei der Reifenseitenkraft F im Aufstandspunkt des kurvenäußeren Rades das entsprechende, die Federung entlastende Stützmoment zur Verringerung des Aufbauwankwinkels. Dieses Stützmoment wird durch die Spurweitenänderung des Rades über dem Federweg ausgedrückt durch den Bahntangentenwinkel ε gegeben. Bei gleichen Seitenkräften an den Rädern einer Achse in Kurvenaußen- und Kurveninnenlage bei geringer Querbesehleunigung und vernachlässigbarem Wankwinkel lässt sich (wegen $a = 0,5 L$) direkt die Höhe des Momentanpols über der Fahrbahn ($h_{MP} = a \cdot \tan(\varepsilon)$) bestimmen. Die prozentuale Wankmomentenabstützung durch die Führung der beiden Räder der Achse beträgt $2 \cdot 0,5 \cdot L/hS \cdot \tan(\varepsilon) \cdot 100 \%$. Bei $\varepsilon = hS/L$ würde das gesamte Wankmoment aus der Zentrifugalkraft der achsanteiligen Aufbaumasse allein durch die Radführung abgestützt. Die im Verhältnis zur Spurweite große Schwerpunkthöhe würde dabei jedoch zu übermäßigen Spurweitenänderungen über Federweg und somit zu beträchtlichen Schräglaufwinkeln der Räder bei Federwegen auf welligen Fahrbahnen führen. Bei hohen Querbesehleunigungen wird das kurveninnere Rad meist nahezu vollständig entlastet und überträgt somit keine Seitenkraft mehr. Die vertikale Stützkraft der kurvenäußeren Radführung sorgt bei weicher Federung für ein Anheben des Aufbauschwerpunkts und vergrößert somit die Kippgefahr des Fahrzeugs.

Eine weitere Gruppe von Fahrwerksparametern ist vor allem für gelenkte Radaufhängungen von Bedeutung. Sie bestimmt das Niveau der in der Lenkanlage erforderlichen Kräfte sowie die durch deren Nachgiebigkeit verursachten unerwünschten Lenkbewegungen. Je nach Radaufhängung können sich diese Fahrwerksparameter bei größeren Radlenkwinkeln stark ändern. Zusammen mit großen Änderungen des Radsturzwinkels wechselt das resultierende Lenkungsrückstellmoment nach Geradeaus das Vorzeichen und verstärkt das selbsttätige weitere Einlenken.

Konstruktiver Nachlauf

Der Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn und der Radaufstandspunkt liegen in einer Ebene. Die, die beiden Punkte verbindende Strecke

n_k , die parallel zur Längsmittlebene des Fahrzeugs verläuft, wird als konstruktiver Nachlauf bezeichnet [ISO-79]. Wie in Abbildung 2-10 [Gau-22] dargestellt, kann der konstruktive Nachlauf durch eine Neigung, einen Versatz oder die Kombination aus beidem der Lenkachse erreicht werden.

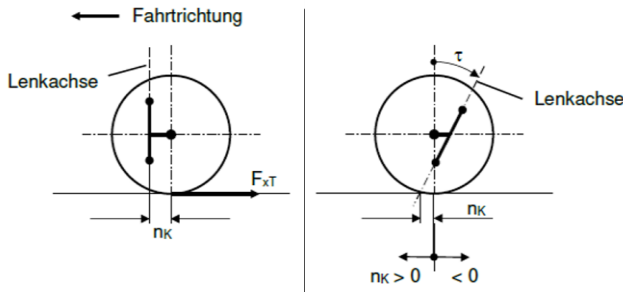


Abbildung 2-10: Konstruktiver Nachlauf durch links: Versatz der Lenkachse, rechts: Neigung der Lenkachse [Gau-22]

Es wird zwischen positivem und negativem Nachlauf unterschieden. Liegt der Durchstoßpunkt der Lenkachse in Fahrtrichtung vor dem Radaufstandspunkt, liegt positiver Nachlauf vor. Liegt der Durchstoßpunkt der Lenkachse in Fahrtrichtung hinter dem Radaufstandspunkt, liegt negativer Nachlauf, manchmal auch Vorlauf genannt, vor. Mit positivem Nachlauf entsteht durch die während der Fahrt auftretenden Seitenkräfte das Rückstellmoment, welches das Rad in Geradeausstellung zurückdreht. Mit negativem Nachlauf entsteht ein Lenkmoment, welches den Radeinschlag erhöht. Dadurch kann kein Rückstellmoment entstehen [Gau-22].

Lenkrollhalbmesser und Störkrafthebelarm

Der Lenkrollhalbmesser r_s bezeichnet den Abstand des Durchstoßpunktes der Verlängerung der Lenkachse mit der Fahrbahn zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahn [ISO-79]. Der Lenkrollhalbmesser kann positive und negative Werte annehmen. Liegt der Durchstoßpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahn von der Radmittelebene aus in Richtung Fahrzeuginnenseite, nimmt der Lenkrollhalbmesser positive Werte an. Liegt

der Durchstoßpunkt in Richtung Fahrzeugaußenseite, nimmt der Lenkrollhalbmesser negative Werte an. Aus dem Lenkrollhalbmesser multipliziert mit dem Cosinus des Spreizungswinkels σ ergibt sich der Hebelarm für Längskräfte in der Fahrbahnkontaktebene, wie sie bei Brems- oder Antriebsaktoren mit radträgerseitiger Momentenabstützung vorliegen.

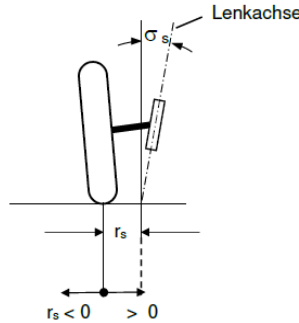


Abbildung 2-11: Lenkrollhalbmesser und Spreizungswinkel gemäß ISO 612 [Gau-22]

Der Störkrafthebelarm trägt die in der Radmitte angreifende Längskraft als Moment um die Lenkachse in die Lenkung ein. Er ist positiv, wenn die Lenkachse vom Radmittelpunkt aus innerhalb der Fahrzeugmitte liegt. Die dort angreifenden Längskräfte entstehen aus den Radantriebs- und Radbremsmomenten bei aufbauseitiger Abstützung oder aus der Reaktionskraft bei der Drehbeschleunigung des Rads aufgrund von Reifeneinfederung bei Fahrbahnunebenheiten.

Bei positiven Werten der Hebelarme bewirken Bremskräfte bei den linken Rädern ein Lenkmoment um die Lenkachse nach links, bei den rechten Rädern nach rechts. Bei negativen Werten der Hebelarme oder Antriebs- statt Bremskräften wirken die Lenkmomente entsprechend umgekehrt. Mit einem negativen Lenkrollhalbmesser kann beim Bremsen auf Untergrund mit ungleichem Reibkoeffizient μ ein Lenkmoment und somit ein Lenkwinkel entstehen, der stabilisierend auf das Fahrzeug wirkt, da die aufgrund des durch den Lenkrollhalbmessers bewirkten Lenkkräfte dem beim Bremsen auf

ungleichem Untergrund entstehenden Giermoment entgegenwirken. Durch die Verbreitung der individuellen Radregelungen mit ABS, wird der Lenkrollradius moderner Fahrzeuge meist nahe 0 mm gewählt. So kann der Einfluss des ABS auf das Lenkmoment eliminiert werden [Ers-17a].

Spreizungswinkel

Der Spreizungswinkel σ_S bezeichnet den Neigungswinkel der Lenkachse zu einer Orthogonalen zur Fahrbahnoberfläche in der y-z-Ebene [ISO-79] (vgl. Abbildung 2-11 [Gau-22]). Ist die Lenkachse nach innen geneigt, nimmt der Spreizungswinkel positive Werte an. Um die Hebelarme der am Rad angreifenden Kräfte möglichst gering zu halten, sollte der Abstand zwischen Lenkachse und Radmittelebene klein gehalten werden. Der Spreizungswinkel hat Einfluss auf die Größe des Lenkrollhalbmessers und durch diesen auf die Lenkrückstellung. Außerdem beeinflusst der Spreizungswinkel auch die Spurstangenlänge und die Nachlaufänderung. Im Allgemeinen sollte darauf geachtet werden, die Änderung des Spreizwinkels beim Einfedern zu minimieren. Mit der Änderung des Spreizwinkels ändert sich der Störkrafthebelarm und bei unterschiedlicher Einfederung der Räder, beispielsweise bei Kurvenfahrt treten unerwünschte Lenkmomente auf [Ers-17a].

2.1.2 Radaufhängungen

Der Stand der Technik bietet viele verschiedene Ausführungsmöglichkeiten für Radaufhängungen. Von Starrachsen, über Verbundlenkerachsen bis hin zu Einzelradaufhängungen und Mischformen sind viele Konzepte und Lösungen bekannt.

2.1.2.1 Starrachsen

Bei ungelenkten Starrachsen sind die Räder an einen gemeinsamen starren Achskörper angebunden. Sie können daher keine Relativbewegungen zueinander ausführen und beim Ein- und Ausfedern eines Rades wird die Stellung des anderen Rades beeinflusst. Der Starrachskörper benötigt für die Fahrt auf Fahrbahnen mit Hub- und Wankanregung zwei Freiheitsgrade gegenüber dem Aufbau, um kinematisch eindeutig bestimmt zu sein. Bei

gelenkten Starrachsen kommt für jedes gelenkte Rad jeweils ein kinematischer Lenkfreiheitsgrad hinzu. Bei der im Anhängerbau verwendeten lenkbaren Deichselachse wird der Achsträger gelenkt, an dem die Federung und gegebenenfalls die Führung des Starrachskörpers befestigt sind. [Mat-07]

In Abbildung 2-12 (Quelle Bilder: [Mat-07]) sind verschiedene ungelenkte Starrachsausführungen dargestellt. Die linke Gruppe umfasst kinematisch bestimmte Varianten mit zentralem Kugelgelenk bzw. Kugelgelenk-Linearführung zwischen Starrachskörper und Aufbau. Die mittlere Gruppe besteht ebenfalls aus kinematisch bestimmten Bauformen, allerdings mit einem rein lenkergeführten Starrachskörper. Die rechte Gruppe zeigt mit a) eine kinematisch überbestimmte, lenkergeführte Achse. Aufgrund der parallelen Lage der Längslenker kann sie Hub- und Wankbewegungen relativ zum Aufbau ausführen. Die Achse b) ist kinematisch unterbestimmt, wobei die räumlich wirkenden Blattfederkräfte die Führung des Starrachskörpers effektiv unterstützen. Die Achsen sind dabei wie folgt geführt:

Abbildung 2-12 links:

- a) Kugelgelenk und (Panhard-) Stablenker
- b) lineare Kugelgelenkführung und 3 Stablenker
- c) lineare Kugelgelenkführung und Kugelgelenk
- d) Kugelgelenk und "Scheren"-Lenker
- e) Kugelgelenk und Watt-Gestänge

Abbildung 2-12 Mitte:

- a) 2 Stablenker und 1 Dreiecklenker
- b) 4 Stablenker

Abbildung 2-12 rechts: ohne kinematisch exakte Führung:

- a) Kinematisch überbestimmt, 1 Freiheitsgrad
- b) Kinematisch unterbestimmt, 3 Freiheitsgrad

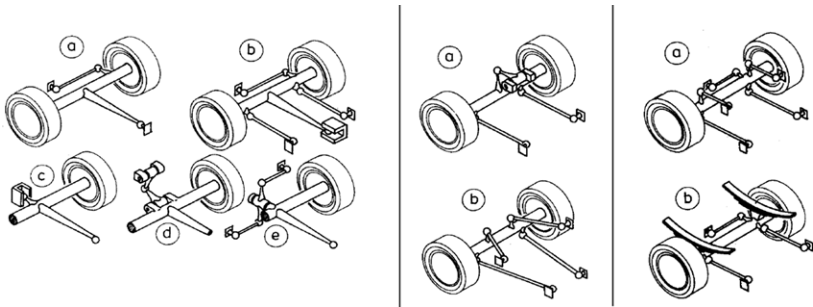


Abbildung 2-12: Übersicht möglicher Starrachsausführungen (Quelle Bilder: [Mat-07])

Die Wahl der Achsführung hängt vom Fahrzeugkonzept und der damit verbundenen Randbedingungen ab. Starrachsen werden meist bei Nutzfahrzeugen oder Geländewagen genutzt. [Mat-07]

Bei Geländewagen werden Starrachsen vor allem aufgrund ihrer Robustheit und einfachen Bauweise, der großen möglichen Verschränkung und der konstanten Bodenfreiheit im Bereich unter der Achse beim Ein- und Ausfedern eingesetzt. Das Achsgetriebe und die Radantriebswellen sind geschützt im Starrachskörper integriert. Typische Geländewagen haben Starrachsen und einen Leiter- oder Kastenrahmen. Für SUV werden meist keine Starrachsen eingesetzt. Da bei diesen Fahrzeugen die Geländegängigkeit nicht im Vordergrund steht, überwiegen die Nachteile der Starrachse. Dies sind vor allem das hohe Gewicht der Achse und damit die hohen ungefederten Massen, sowie die gegenseitige Beeinflussung der Räder beim Ein- und Ausfedern. SUV haben meist eine selbsttragende Karosserie und Einzerradaufhängung. [Pyt-24; Som-01]

Bei Nutzfahrzeugen werden Starrachsen ebenfalls wegen ihrer Robustheit und dem einfachen Aufbau genutzt. Darüber hinaus wird die Starrachse aufgrund ihrer Eignung für schwere Lasten eingesetzt. Die hohe vertikale Last wird nahe dem Rad direkt in den Starrachskörper eingeleitet, wodurch die Führungslenker und deren Gelenke geringer belastet werden und leichter ausgeführt werden können. [Hoe-16]

2.1.2.2 Einzelradaufhängungen

Bei einer Einzelradaufhängung beeinflusst die Bewegung eines Rades der Achse beim Ein- und Ausfedern nicht die Stellung des anderen Rades. Jedes Rad ist kinematisch unabhängig vom anderen Rad der Achse. Die ungelenkte Einzelradaufhängung mit einem kinematischen Freiheitsgrad ist kinematisch bestimmt. Für die Lenkbarkeit einer kinematisch bestimmten Einzelradaufhängung ist ein weiterer Freiheitsgrad erforderlich. Die Einzelradaufhängung zeichnet sich insbesondere durch ihre großen elastokinematischen Freiheitsgrade aus [Ers-17d; Mat-07]. Diese Freiheitsgrade kommen der Entwicklung eines differenzierten Fahrwerksystems zugute. In Abbildung 2-13 (Quelle Bilder: [Mat-07]) ist eine gruppierte Übersicht heute üblicher Ausführungen von kinematisch bestimmten Einzelradaufhängungen dargestellt.

Abbildung 2-13-1: Drehgelenk

- a) Längspendel
- b) Schrägpendel
- c) Schraubpendel

Abbildung 2-13-2: Sphärisch

- a) Doppelstrebe
- b) Längspendel

Abbildung 2-13-3: Trapezlenker mit Radträger als Koppler für Viergelenkkette

Abbildung 2-13-4: Viergelenkkette mit einem Stablenker

- a) Doppelquerlenker
- b) Inverser Doppelquerlenker
- c) McPherson

Abbildung 2-13- 5: Führungen mit 3 Stablenkern und

- a) Querlenker
- b) McPherson
- c) Koppel-Lenker

Abbildung 2-13-6: Führungen mit 5 Stablenkern

- a) Raumlenerker
- b) Integrallenker

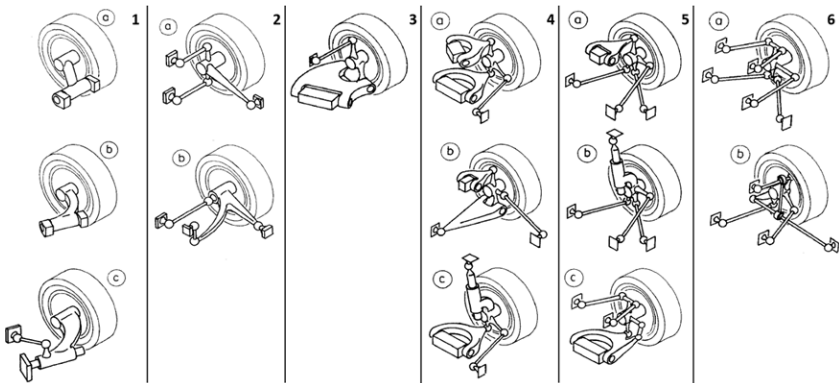


Abbildung 2-13: Übersicht möglicher Ausführungen von Einzelradaufhängungen (Quelle Bilder: [Mat-07])

In der ersten Gruppe sind Ausführungsformen zu sehen, bei denen der Radträger direkt über ein Gelenk mit dem Aufbau verbunden ist. Die Längslenkerachse a) weist über dem Federweg keine Spurweitenänderung auf und hat somit eine Momentanpolhöhe von Null über Fahrbahn. Damit ist keine Wankabstützung gegeben. Es sind auch im Stand große Federwege ohne Reifenquerkräfte möglich. Die räumliche Neigung der Drehachse der Schräglenkerachse b) bei negativem Radsturz beim Einfedern bedingt eine große Spurweitenänderung und somit eine nachteilige Erhöhung der Radlast und ein Aufstützen des Aufbaus bei schneller Kurvenfahrt. Die Schraubenlenkerachse c) vermeidet diese für Hinterachsen nachteiligen

Eigenschaften durch eine vom Sturz unabhängige Spurweitenänderung über Einfederung. Alle Radführungen dieser Gruppe werden heute nur bei Hinterachsen verwendet. Sie verstärken unter Seitenkraft ein übersteuerndes Fahrverhalten und weisen eine hohe Längssteifigkeit auf. Die ursprüngliche Querpendelachse hat wegen zu großer Sturzänderung und ungünstiger Krafteinleitung in heutige Karosseriestrukturen keine Relevanz mehr. Beides kann nur bedingt durch elastisch gelagerte Achsträgerahmen ausgeglichen werden. Eine brauchbare Anfahr-Nickabstützung würde eine hohe Drehachslage erfordern, die bei Pkw aufgrund der Raumanforderungen im Fondbereich kaum realisierbar ist. Vorteilhaft ist die geringe Zahl an Bauteilen. [Sch-24]

Die zweite Gruppe beinhaltet die sphärischen Einzelradaufhängungen, deren Radmittelpunkt sich aufgrund der Kugelgelenk-Anbindung des Radträgers an den Aufbau auf einer Kugelfläche bewegt. Die Anordnung der beiden hinteren Stablenker ermöglicht einen nahezu idealen Spurwinkel bei gleichzeitig definierter Sturzwinkeländerung über Einfederung. Für eine gute Anfahrabstützung bei angetriebenen Hinterachsen ist das vordere Kugelgelenk entsprechend hoch zu legen, was im Fond jedoch nicht einfach möglich ist. Die hinter der Radmitte liegenden Lenker ermöglichen eine Elastokinematik mit großer Längsnachgiebigkeit und ein neutrales bzw. untersteuerndes Fahrverhalten bei Kurvenfahrt. Bei Ausführung a) muss aus Package-Gründen die Aufbaufeder meist auf den oberen Stablenker wirken, was entsprechend viel Bauraum über der Achse erfordert. Eine kinematisch überbestimmte Variante setzt die Feder auf einen weiteren, tief angeordneten Stablenker hinter die Radmitte. Um Verwindungen zu vermeiden, ist der Radträger hin zur vorderen Anbindung sehr querelastisch ausgeführt. [Sch-24]

Die dritte Gruppe zeigt die nach der Form des unteren Lenkers benannte Trapezlenkerachse. Bis auf die Sturzabstützung überträgt der Trapezlenker alle sonstigen Radkräfte. Er ist in der Regel entsprechend massiv ausgeführt. Eine große Längsnachgiebigkeit bei geringer Spurwinkeländerung ist mit dieser Ausführung kaum zu realisieren. [Sch-24]

Die vierte Gruppe umfasst die sogenannten Doppelquerlenker-Radführungen, bei denen die obere Lenkerebene zur anteiligen Übertragung von Längs Kräften

genutzt wird. Die Varianten a) und c) sind lenkbar, während bei Variante b) eine Strebe die Längskraft des Rades hauptsächlich überträgt. Die Lage und Orientierung der Dreiecklenker-Drehachsen bestimmen die Aufbaustützwirkungen sowie die Spurweiten- und Sturzünderungen. Bei Variante c) wird die obere Lenkerebene durch einen Lenker mit Dreh-Schubgelenk und Kugelgelenk gebildet. Diese Variante ist auch als McPherson-Federbein bekannt. Sind in Richtung des Schubgelenks Aufbaufeder und Dämpfer integriert, spricht man von einem radführenden Federbein. Diese Variante ist wegen der hohen Funktionsintegration weit verbreitet. Ein Nachteil der lenkbaren Ausführungen, vor allem für Fahrzeuge mit leistungsstarken Radbremsen, ist der große Lenkrollhalbmesser und der bei Ausführungen mit Federbein oder tief liegender oberer Lenkerebene große Störkrafthebelarm. Bei Federbeinachsen wird das Federbein mit reinem Schubgelenk ausgeführt und eine separate Lenkachse zum Radträger hin nahe zur Radmittenebene eingefügt. Ein Nachteil radführender Federbeine ist die Reibung der Schubführung, die zu einem schlechteren Ansprechen bei kleinen Anregungen führt. [Sch-24]

Zur Realisierung einer virtuellen Drehachse im Bereich der Radmittenebene, werden die Radführungen a) und b) der Gruppe fünf durch zwei Stablenker ersetzt, deren virtuelle Verlängerungen sich im Bereich der Radmittenebene schneiden. Die Seitenkraft wird hauptsächlich durch eine quer angeordnete Strebe übertragen, die Längskraft durch eine längsorientierte Strebe. Die entsprechend angeordnete Spurstange ermöglicht die Lenkbarkeit bzw. die Änderung des Spurwinkels über den Federweg. Die Ausführung c) verfügt über eine sogenannte Pendelstütze, die den Radträger mit dem unteren Querlenker verbindet. Diese Anordnung ermöglicht eine erweiterte elastokinematische Auslegung bei gewünschter hoher Längsnachgiebigkeit. [Sch-24]

Die sechste Gruppe beinhaltet Radführungen mit fünf Stablenkern. Damit können die Änderungen aller Radstellungsgrößen kinematisch unabhängig voneinander über den gesamten Radfederweg festgelegt werden. Die Variante b), bei der ein Stablenker als sogenannter Integrallenker zwei andere Stablenker verbindet, kann hinsichtlich der Steifigkeit der Achse bei hohen

Antriebs- und Bremskräften vorteilhaft sein. Der in Längsrichtung liegende untere Stablenker sorgt für eine sehr weiche, längselastische Aufnahme der Radlängskräfte. Die Anordnung der unteren Querstreben sorgt bei einem Längsweg des Radträgers für die Spurkonstanz des Rades. Um Lenkeffekte bei unsymmetrischer Längskraft an den Rädern der Achse zu vermeiden, ist der Längsstablenker direkt am Aufbau und nicht am Achsträger angebunden. Bei Variante a) bestehen ebenso große Auslegungsspielräume für eine wirksame Elastokinematik. Bei einer hochliegenden oberen Lenkerebene mit geringem Abstand der Kugelgelenkpunkte kommt diese Bauform auch für gelenkte Vorderachsen zum Einsatz. [Sch-24]

Im Folgenden wird auf verschiedene Grundbauformen von Einzelradaufhängen eingegangen. Die wichtigsten Varianten werden kurz vorgestellt ihre Vor- und Nachteile dargestellt. Für weitergehendes Wissen wird auf die jeweils angegebene Literatur verwiesen.

Doppelquerlenker

Bei der Doppelquerlenkerradaufhängung wird der Radträger mit zwei quer liegenden Lenkern geführt. Dabei muss ein Lenker oberhalb der Radmitte und ein Lenker unterhalb der Radmitte angebracht sein, um alle Kräfte und Momente abstützen zu können (vgl. Abbildung 2-14 [Gie-23]). Weitere Lenker müssen zur Aufnahme von Brems- und Antriebskräften, zum Definieren der Spur bei nicht lenkbaren Rädern, oder zum Lenken vorgesehen werden. Ein Beispiel einer ausgeführten Doppelquerlenkerradaufhängung ist in Abbildung 2-15 [Aud-25] dargestellt. Es handelt sich dabei um die Vorderachse eines Audi R8.

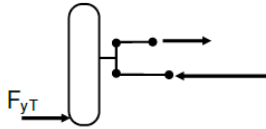


Abbildung 2-14: Doppelquerlenkerradaufhängung [Gie-23]

Die Vorteile und Nachteile der Doppelquerlenkerradaufhängung nach [Ers-17d] sind in Tabelle 2-2 zusammengefasst.

Tabelle 2-2: Vor- und Nachteile der Doppelquerlenkerradaufhängung

Vorteile	Nachteile
- Großes kinematisches Auslegungspotential	- Herstellungskosten und Bauaufwand
- Großes elastokinematisches Optimierungspotential	- Raumbedarf
- Geringe Spurweitenänderung	- Hohe Längssteifigkeit und damit geringer Abrollkomfort
- Hohe Quersteifigkeit	- Erhöhte Nebenfederraten durch Gummilager
	- Hohe Kräfte an Lagerpunkten erfordern Achsträger

Audi R8

Doppelquerlenker Vorderachse mit Differenzial
Double-wishbone front axle with differential
01/07



Abbildung 2-15: Ausgeführte Doppelquerlenkerradaufhängung an der Vorderachse eines Audi R8 [Aud-25]

McPherson

McPherson-Federbeinachsen sind aus der Doppelquerlenkerachse entstanden. Das Außenrohr des Stoßdämpfers wird fest mit dem Radträger verbunden. Die Verbindung mit dem unteren Querlenker erfolgt über ein Drehgelenk. Der obere Querlenker wird bei dieser Radaufhängung durch ein Kugelgelenk ersetzt, welches das Federbein mit dem Aufbau verbindet. Der Dämpfer wirkt zusätzlich wie eine Linearführung. Dabei entsteht ein Biegemoment auf die Kolbenstange des Dämpfers mit:

$$M = b_1 \times F_{zT}$$

Abbildung 2-16 [Gie-23] zeigt den prinzipiellen Aufbau der McPherson-Federbeinachse, sowie die Ursachen des Biegemoments auf die Kolbenstange des Dämpfers [Gie-23].

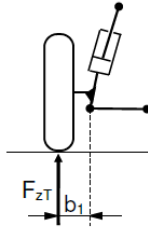


Abbildung 2-16: McPherson-Federbeinachse [Gie-23]

In Tabelle 2-3 sind die Vor- und Nachteile der McPherson-Federbeinachse zusammengefasst [Ers-17d]. Abbildung 2-17 [Aud-25] zeigt eine ausgeführte McPherson-Radaufhängung an der Vorderachse des Audi TT.

Tabelle 2-3: Vor- und Nachteile der McPherson-Federbeinachse [Ers-17d]

Vorteile	Nachteile
- Alle Federungs- und Führungsteile in einem Bauteil zusammengefasst	- Auswirkungen auf Package des Gesamtfahrzeuges durch hohe Position der oberen Lagerung
- Wenig Raumbedarf in der Breite	- Vertikalkräfte direkt an Radkasten eingeleitet, dieser muss verstärkt werden
- Hohe Feder und Dämpferübersetzung	- Isolation der Fahrbahngeräusche erschwert
- Niedrigere Karosseriebelastung als Doppelquerlenkerradaufhängung	- Geringe Abstützung der Nickbewegung beim Bremsen
- Kosten- und gewichtssparend	- Störkrafthebelarm nur bedingt reduzierbar
- Große Längselastizitäten realisierbar	- Querkraft-Belastung der Kolbenstange des Dämpfers
- Geringere ungefederte Masse	
- Günstige Unterbringung der Schraubenfeder	

Audi TT
Vorderachse
Front axle
06/06



Abbildung 2-17: Ausgeführte McPherson-Radaufhängung an der Vorderachse eines Audi TT [Aud-25]

Längslenker

Die Längslenkerradaufhängung besteht aus einem Längslenker und einem Radträger. Der Längslenker muss alle Längs- und Querkräfte aufnehmen. Beim Beschleunigen wird der Längslenker auf Druck und beim Bremsen auf Zug belastet. Bei auftretenden Querkräften kommt außerdem eine Belastung auf Biegung und Torsion hinzu [Ers-17d]. Beim Bremsen wird durch das Bremsmoment M_{Br} (vgl. Abbildung 2-18 [Gie-23]) das Nickverhalten beeinflusst, da Ausfedern an der Hinterachse vermindert wird [Gie-23].

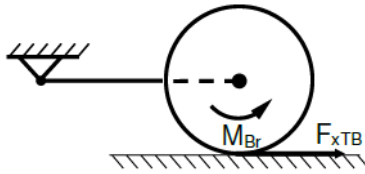


Abbildung 2-18: Längslenkerradaufhängung [Gie-23]

In Tabelle 2-4 sind die Vorteile und Nachteile der Längslenkerradaufhängung nach [Ers-17d] zusammengefasst. In Abbildung 2-19 [Möd-97] ist eine ausgeführte Längslenkerradaufhängung dargestellt. Es handelt sich dabei um die Hinterachse der A-Klasse W168.

Tabelle 2-4: Vor- und Nachteile der Längslenker Radaufhängung [Ers-17d]

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> - Einfacher Aufbau - Geringer Raumbedarf - Günstige Auswirkung auf Nickpol - Voneinander unabhängige Radmassen 	<ul style="list-style-type: none"> - Geringe Quersteifigkeit - Ohne zusätzliche Maßnahmen Übersteuern bei Seitenkraft - Geringe Rollsteifigkeit ohne Stabilisator - Eingeschränkte Schwingungsisolierung zum Aufbau - Große Sturzänderungen bei Kurvenfahrt

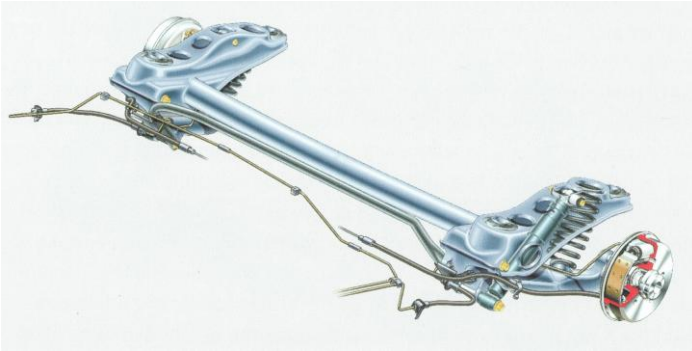


Abbildung 2-19: Ausgeführte Längslenkerhinterachse der A-Klasse W168 [Möd-97]

Pendelachse

Bei Pendelachsen ist der Querlenker nahe der Achsmitte pendelnd gelagert. Die einfachste Ausführung besteht nur aus den Lenkern, welche um das Differenzial am Fahrzeugboden pendeln. Zusätzlich kann ein Längslenker oder eine Zugstrebe zur Längsführung vorgesehen werden.

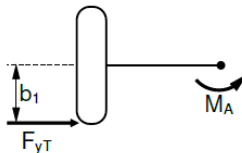


Abbildung 2-20: Pendelachse [Gie-23]

Die Radaufhängung mit einer Pendelachse ist ein sehr einfaches und kostengünstiges Konzept. Aufgrund der ungünstigen kinematischen Eigenschaften kommt die Pendelachse heute nicht mehr zum Einsatz, weshalb auf eine Zusammenfassung der Vor- und Nachteile im Folgenden verzichtet

wird. Die Seitenkraft F_{yT} bewirkt einen Aufstützeffekt (vgl. Abbildung 2-20 [Gie-23]) über:

$$M_A = b_1 \times F_{yT}$$

So wird in der Kurve zwar der Wankwinkel verringert, aber auch positive Sturzwinkel am kurvenäußeren Rad verursacht. Insbesondere kleine Pendellängen verursachen zudem große Sturzänderungen und Spurweitenänderungen, was sich negativ auf den Geradeauslauf auf unebenen Straßen auswirkt [Gie-23]. Abbildung 2-21 zeigt eine ausgeführte Pendelachse an der Hinterachse eines VW Käfer [Har-01].



Abbildung 2-21: Ausgeführte Pendelachse an der Hinterachse eines VW Käfer [Har-01]

Schräglenker

Die Schräglenkerradaufhängung stellt eine Kombination aus Längslenkerradaufhängung und Pendelachse dar. Die Vorteile der beiden Radaufhängungen werden kombiniert, ohne die gravierenden Nachteile insbesondere der Pendelachse zu übernehmen. Die Längs- und Querkräfte werden durch einen schräg angeordneten Lenker abgestützt. Abbildung 2-22 [Gie-23] zeigt die drei Radaufhängungen im Vergleich. Eine ausgeführte Schräglenkerradaufhängung am Beispiel eines Mercedes-Benz Vito ist in Abbildung 2-23 [Mer-14] dargestellt.

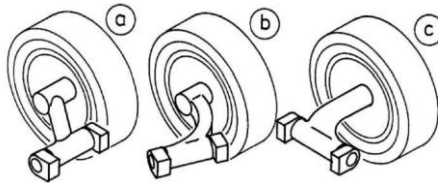


Abbildung 2-22: Vergleich: a Längslenker, b Schräglenker, c Pendelachse [Gie-23]

In Tabelle 2-5 sind die Vorteile und Nachteile der Schräglenkerradaufhängung zusammengefasst [Ers-17d].



Abbildung 2-23: Ausgeführte Schräglenkerradaufhängung an der Hinterachse des Mercedes-Benz Vito [Mer-14]

Tabelle 2-5: Vor- und Nachteile der Schräglenker Radaufhängung [Ers-17d]

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> - Guter Kompromiss aus Längslenker und Pendelachse - Einfache Konstruktion - Optimierungspotential durch Variation der Steifigkeiten der Gummilager - Auslegungspotential durch Optimierung des Pfeilungswinkels und Dachwinkels - Flache Bauweise 	<ul style="list-style-type: none"> - Seitenkräfte zwingen kurvenäußeres Rad in Nachspur - Sturzänderungen beim Einfedern - Keine unabhängige Auslegung der Sturz- und Vorspurkinematik möglich - Steife Lenker und Anlenkpunkte erforderlich - Großer Abstand der Lenkerlager erforderlich - Guter Komfort nur mit Achsträger zu erreichen - Häufig Hilfsrahmen erforderlich

Verbundlenkerachse

Die Verbundlenkerradaufhängung nach Abbildung 2-24 [Gie-23] stellt einen Kompromiss zwischen Starrachse und Einzelradaufhängung dar. Die beiden Radträger, die über kugelgelenkartige Lager an den Aufbau angebunden sind, sind über ein profiliertes Querrohr sturz- und spursteif miteinander verbunden. Die Profilierung des Querrohrs und seine Position in Längsrichtung definieren die wechselseitige Federrate der Achse ebenso wie die elastische Änderung des Spurwinkels, die je nach Position des Querrohres eher einer Starrachse oder einer Längspendelachse ähnelt. Liegt das Querrohr nahe der Anbindung zur Karosserie, ergibt sich eine zur Längslenkerradaufhängung ähnlichen Radbewegung. Liegt das Querrohr nahe an den Rädern, ergibt sich eine zur Schräglenkerradaufhängung ähnliche Radbewegung. Wie die Längslenkerradaufhängung weist auch diese Radaufhängung eine geringe Quersteifigkeit auf. In der Praxis wird daher häufig zusätzlich ein Panhardstab oder ein Wattgestänge zur Querkraftabstützung eingesetzt. [Gie-23]

Aus Bauraum- und Kostengründen haben rein kinematische Verbundlenkerachsen heute keine Bedeutung mehr, da sie zudem keine Funktionsvorteile gegenüber Einzelradaufhängungen aufweisen.

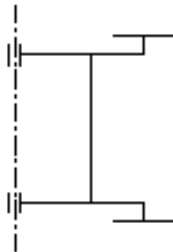


Abbildung 2-24: Verbundlenkerachse in Draufsicht [Gie-23]

Tabelle 2-6 fasst die Vor- und Nachteile der Verbundlenkerradaufhängung zusammen. Eine beispielhafte Ausführung der Verbundlenkerachse ist in

Abbildung 2-25 [Aud-18] dargestellt. Die Abbildung zeigt die Hinterachse eines Audi A1 Sportback.

Tabelle 2-6: Vor- und Nachteile der Verbundlenkerradaufhängung [Gie-23; Ers-17d]

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none">- Ausgewogene technisch-wirtschaftliche Eigenschaften	<ul style="list-style-type: none">- Ohne zusätzliche Maßnahmen geringe Quersteifigkeit- Ohne zusätzliche Maßnahmen Übersteuern bei Seitenkraft- Geringe Rollsteifigkeit ohne Stabilisator- Eingeschränkte Schwingungsisoliation

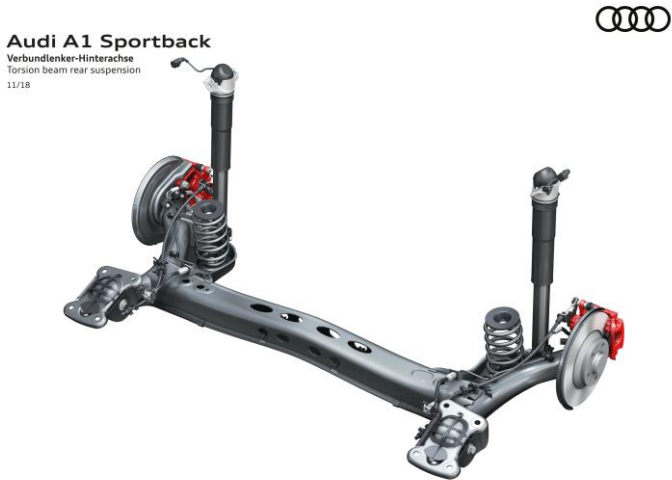


Abbildung 2-25: Ausgeführte Verbundlenkerradaufhängung an der Hinterachse des Audi A1 Sportback [Aud-18]

Mehrlenkerachse

Die Mehrlenkerachse ist eine Weiterentwicklung der Doppelquerlenkerradaufhängung. Die beiden Querlenker werden zu je zwei einzelnen Lenkern aufgelöst. Ein zusätzlicher Lenker dient als Spurstange zur Radführung. Es sind aber auch Ausführungen möglich, bei denen nur ein Querlenker aufgelöst wird. Mehrlenkerachsen ermöglichen eine Vielzahl von Ausführungsformen, in Abbildung 2-26 [Ers-17d] ist der grundsätzliche Aufbau dargestellt.

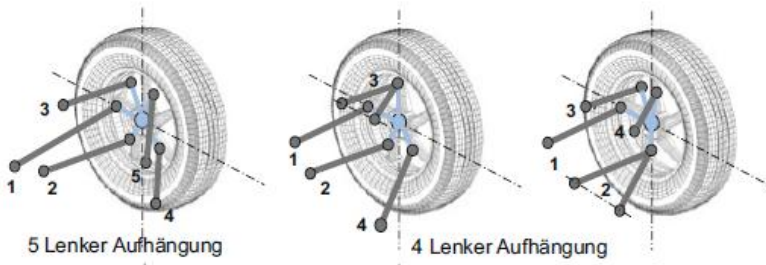


Abbildung 2-26: Mehrlenkerradaufhängungen [Ers-17d]

Tabelle 2-7 fasst die allgemeinen Vorteile und Nachteile der Mehrlenkerradaufhängungen zusammen [Ers-17d]. In Abbildung 2-27 [Aud-25] ist eine ausgeführte Mehrlenkerradaufhängung am Beispiel einer Fünflenker-Vorderachse des Audi A6 dargestellt.

Tabelle 2-7: Vor- und Nachteile der Mehrlenkerradaufhängung

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> - Großer Gestaltungsspielraum für Raderhebungskurven und Elastokinematik - Gute Längselastizität - Einsatz an der Vorderachse ermöglicht optimale Auslegung der Lenkachse - Einsatz an der Hinterachse ermöglicht sehr hohe Quersteifigkeiten 	<ul style="list-style-type: none"> - Viele Lenker - Hohe Nebenfederraten durch viele Gummilager - Hilfsrahmen erforderlich



Abbildung 2-27: Ausgeführte Mehrlenkerradaufhängung am Beispiel einer Fünflenker-Vorderachse des Audi A6 [Aud-25]

2.2 Stand des Wissens

In diesem Kapitel wird der Stand des Wissens im Bereich der Entwicklungsmethoden aufgearbeitet. Aus der Literatur sind eine Vielzahl von Entwicklungs- und Problemlösungsmethoden bekannt.

Gemäß der Definition nach VDI 2223 beschreibt eine Methode ein planmäßiges Vorgehen zum Erreichen eines bestimmten Ziels. Eine Methodik fasst mehrere Methoden oder Arbeitsmittel zusammen. [VDI-04]

Es kann zwischen Methoden mit hohem Abstraktionsniveau und spezifischen Methoden unterschieden werden. Methoden mit hohem Abstraktionsniveau können sowohl zur Entwicklung technischer Systeme als auch zur allgemeinen Problemlösung und Entscheidungsfindung innerhalb von Organisationen angewendet werden. Spezifische Methoden sind auf bestimmte Anwendungsfälle, wie beispielsweise der Fahrwerkentwicklung angepasst. Nachfolgend werden erst Methoden mit hohem Abstraktionsniveau und anschließend der Entwicklungsprozess in der Fahrwerkentwicklung vorgestellt.

2.2.1 Entwicklungs- und Problemlösungsmethoden mit hohem Abstraktionsniveau

2.2.1.1 Produktgenerationsentwicklung (PGE)

Das PGE-Modell nach Albers bildet die konzeptionelle Grundlage zur systematischen Beschreibung von Produktentwicklungsprozessen in Unternehmen. Ziel dieses Modells ist die Erforschung und Weiterentwicklung geeigneter Methoden, Werkzeuge und Prozessstrukturen zur Unterstützung der Produktentwicklung. [Alb-15]

Gemäß der Beschreibung der Produktgenerationsentwicklung nach Albers liegt jeder Produktentwicklung mindestens ein Referenzsystem zugrunde [Alb-19]. Diese Referenzsysteme können sowohl vorläufige Entwicklungsstände als auch bereits realisierte Produkte oder deren Teilsysteme umfassen. Die darin enthaltenen Funktions- und Baustrukturen

lassen sich teilweise in neue Generationen überführen und bilden zugleich die Basis für gezielte Variationen. Die in diesem Zusammenhang betrachteten Teilsysteme und deren Komponenten können sowohl dem Zielsystem (z. B. Produktprofil, Anforderungen, Grenzwerte) als auch dem Objektsystem (z. B. Lösungsprinzipien, Gestalt) zugeordnet werden. Für die Anpassung dieser Teilsysteme werden drei grundlegende Variationsarten unterschieden:

Prinzipvariation: Das zugrunde liegende Lösungsprinzip eines Teilsystems wird verändert.

Gestaltvariation: Das Lösungsprinzip bleibt erhalten, jedoch wird die äußere Form bzw. Gestalt wesentlich angepasst.

Übernahmevariation: Sowohl Prinzip als auch Gestalt werden weitgehend beibehalten; lediglich an Schnittstellen zu anderen Teilsystemen erfolgen minimale Anpassungen.

Die Auswahl und Kombination dieser Variationsarten beeinflusst maßgeblich die Innovationskraft, sowie das technische und wirtschaftliche Risiko des neuen Produkts. [Alb-19; Alb-19-2; Alb-15; Alb-19-3]

2.2.1.2 Integriertes Produktentstehungsmodell (iPeM)

Das integrierte Produktentstehungsmodell iPeM adressiert die Herausforderungen klassischer Produktentstehungsmodelle, die entweder auf streng sequenziellen und wenig flexiblen Prozessschritten beruhen oder auf offenen Prozessstrukturen, bei denen die Vorgaben für Entwickler oft unpräzise bleiben. Durch das iPeM sollen beide Ansätze kombiniert und so ein ausgewogenes Modell geschaffen werden, das sowohl Struktur als auch Flexibilität bietet. [Alb-16]

Jede Ebene bildet ein Handlungssystem und beinhaltet die drei zentralen Systeme Aktivitätenmatrix, Ressourcensystem und Phasenmodell (vgl. Abbildung 2-28 [Alb-16]).

Die Aktivitätenmatrix enthält das methodische Wissen, das für die Durchführung der Produktentstehung erforderlich ist. Die Aktivitäten der

Produktentstehung orientieren sich am Produktlebenszyklus, sind jedoch nicht in einer festen logischen oder zeitlichen Reihenfolge angeordnet. Sie bestehen aus wiederkehrenden Handlungen. Die Aktivitäten der Problemlösung dienen der operativen Umsetzung und basieren auf der Problemlösungsmethode SPALTEN. [Alb-16]

Das Ressourcensystem umfasst alle personellen, materiellen und immateriellen Ressourcen, die zur Umsetzung der Aktivitäten benötigt werden. [Alb-16]

Das Phasenmodell bildet die zeitliche Planung und den Verlauf des spezifischen Produktentstehungsprozesses ab. [Alb-16]

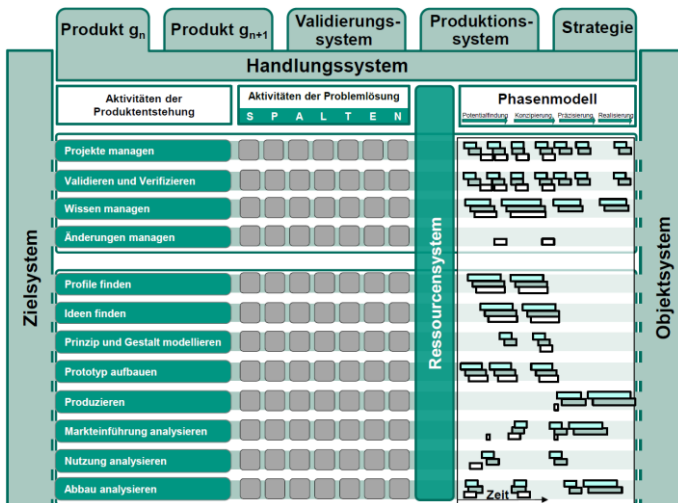


Abbildung 2-28: Ebene des integrierten Produktentstehungsmodells [Alb-16]

Die Reiter am oberen Rand einer Ebene des iPeM zeigen zusätzliche Ebenen, die im Rahmen der Produktgenerationsentwicklung berücksichtigt werden. Die oberste Ebene beschreibt die grundlegende Entwicklung eines Produkts (g_n), während die darunterliegende Ebene die Weiterentwicklung in Form nachfolgender Produktgenerationen (g_{n+1}) abbildet. Die Ebene

des Validierungssystems umfasst die Entwicklung erforderlicher Prüfstände, den Aufbau von Modellen sowie den Bedarf an geeigneter Messtechnik. Das Produktionssystem stellt eine eigenständige Entwicklungsebene dar, die die Herstellung des Produkts unterstützt und selbst einem Entwicklungsprozess unterliegt. Die Strategieebene beinhaltet das Produktzielsystem, welches sich an den übergeordneten Unternehmenszielen orientiert. Hierbei werden die Aktivitäten der Produktentstehung mit der strategischen Perspektive des Managements verknüpft, um eine konsistente Zielverfolgung sicherzustellen. [Alb-16]

Die dreidimensionale Darstellung dieser erweiterten Modellstruktur ist in Abbildung 2-29 [Alb-16] dargestellt.

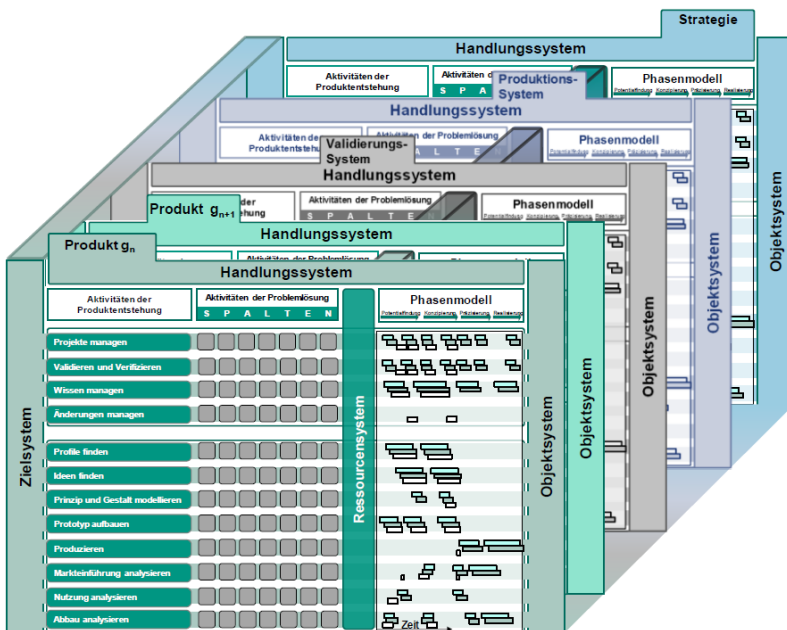


Abbildung 2-29: Dreidimensionale Darstellung der iPeM Modellstruktur [Alb-16]

2.2.1.3 SPALTEN

SPALTEN ist ein Akronym, das die sieben aufeinanderfolgenden Schritte der Problemlösung beschreibt, die systematisch durchlaufen werden müssen (vgl. Abbildung 2-30 [Alb-16-2]). Die Methode ist fraktal aufgebaut, was bedeutet, dass sie nicht nur als Gesamtprozess, sondern auch innerhalb jedes einzelnen Schritts erneut angewendet werden kann. Diese Eigenschaft ermöglicht eine flexible und tiefgehende Bearbeitung komplexer Problemstellungen. [Alb-16-2]

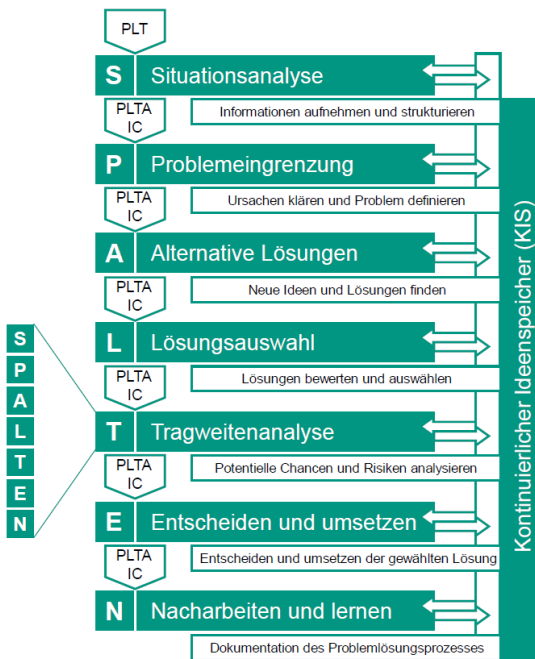


Abbildung 2-30: Übersicht der Problemlösungsmethode SPALTEN [Alb-16-2]

Neben den sieben Hauptschritten umfasst SPALTEN drei zusätzliche, unterstützende Elemente:

Problemlösungsteam (PLT): Zu Beginn jedes SPALTEN-Prozesses wird ein Team zusammengestellt, das über die erforderlichen Kompetenzen zur Bearbeitung der jeweiligen Aufgaben verfügt. Dieses Team wird im Verlauf des Prozesses kontinuierlich überprüft und angepasst (**PLTA**), um sicherzustellen, dass die richtigen Fähigkeiten zur richtigen Zeit verfügbar sind. [Alb-16-2]

Kontinuierlicher Ideenspeicher (KIS): Während des Problemlösungsprozesses werden fortlaufend Ideen gesammelt. Vorschläge, die nicht unmittelbar umgesetzt werden, werden im KIS abgelegt. Diese Ideen stehen zu einem späteren Zeitpunkt innerhalb desselben Prozesses oder für zukünftige Projekte zur Verfügung. [Alb-16-2]

Informationscheck (IC): Vor jedem Schritt wird geprüft, ob die vorhandenen Informationen ausreichen, um die nächste Aktivität sinnvoll durchzuführen. Falls notwendig, wird gezielt nach zusätzlichen Informationen gesucht, um die Entscheidungsgrundlage zu verbessern. [Alb-16-2]

Diese ergänzenden Elemente stärken die methodische Struktur von SPALTEN und fördern eine adaptive, wissensbasierte Problemlösung im Rahmen der Produktentwicklung. [Alb-16-2]

2.2.1.4 Contact, Channel und Connector Ansatz (C&C²)

Der C&C²-Ansatz ist ein Metamodell zur Abbildung der Beziehung zwischen Funktion und Gestalt. Der Ansatz basiert auf drei zentralen Modellelementen (vgl. Abbildung 2-31 [Mat-18]):

Wirkflächenpaar (WFP): Die Schnittstelle, an der zwei Bauteiloberflächen zur Funktionserfüllung miteinander in Kontakt treten. [Mat-02]

Leitstützstruktur (LSS): Die physikalische Struktur, die zwei WFP miteinander verbindet. [Mat-02]

Connector (C): Das Modell der Systemgrenze, das die Umgebung des betrachteten Systems beschreibt. [Mat-02]

Neben den Kernelementen können auch Struktur- und Nebenelemente zur Modellbildung herangezogen werden. So beschreibt die Tragstruktur ein Strukturelement, das sich aus allen möglichen LSS zusammensetzt. Die Reststruktur hingegen gehört zu den Nebenelementen und umfasst Volumenbereiche, die zu keinem Zeitpunkt Teil der Tragstruktur sind. [Mat-02]

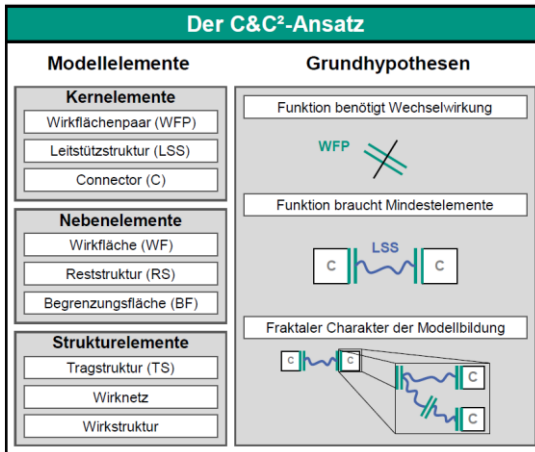


Abbildung 2-31: Elemente und Grundhypothesen des C&C²-Ansatz [Mat-18]

Zur Modellbildung dienen drei Grundhypothesen:

Wechselwirkung: Für die Funktionserfüllung muss eine Wechselwirkung zwischen mindestens zwei funktionsrelevanten Elementen stattfinden. Diese Wechselwirkung erfolgt ausschließlich in einem WFP. [Mat-02]

Systemintegration: Eine Funktion wird durch mindestens zwei WFP erfüllt, die über eine LSS verbunden und durch einen Connector in die Systemumgebung eingebunden sind. [Mat-02]

Fraktalität: Die Modellierung ist fraktal aufgebaut. Das bedeutet, dass das C&C²-Modell je nach Betrachtungsebene und Zielsetzung unterschiedliche Abstraktions- und Detaillierungsgrade aufweisen kann. [Mat-02]

Diese systematische Betrachtung unterstützt Produktentwickler dabei, ein tieferes Verständnis technischer Systeme zu erlangen und die Analyse sowie Synthese von Produkten gezielt zu verbessern.

2.2.1.5 VDI-Richtlinie 2221

Nach VDI 2221 [VDI-19] lässt sich der Prozess der Problemlösung oder Entwicklung technischer Systeme in verschiedene aufeinanderfolgende Aktivitäten unterteilen. Diese Aktivitäten werden nacheinander durchlaufen, während sich die Reihenfolge durch zusätzliche Iterationen während des Prozesses ändern kann. In Abbildung 2-32 [VDI-19] ist der Ablauf der Aktivitäten eines typischen Problemlösungsprozesses dargestellt. Die einzelnen Aktivitäten sind im Folgenden kurz zusammengefasst.

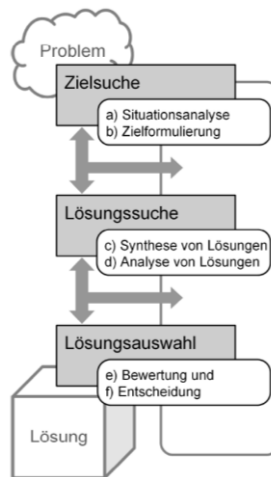


Abbildung 2-32 Aktivitäten eines typischen Problemlösungsprozesses [VDI-19]

Situationsanalyse

Am Anfang des Problemlösungsprozesses steht die Situationsanalyse, bei der der Problemlöser sich mit der Lücke zwischen Problem und Lösung auseinandersetzen muss. Dabei ist oft eine über das Ausgangsproblem hinausgehende Analyse hilfreich, um zusätzliche Informationen über die Problemstellung und die Schwerpunkte und Bedingungen zu gewinnen. Durch die umfangreiche Analyse lassen sich auch mögliche Lösungswege finden [VDI-19].

Zielformulierung

Mit der Formulierung der Ziele und der Präzisierung des Problems wird der Kern des Problems und die zu beachtenden Bedingungen herausgearbeitet. Die Aufgabe wird dadurch klarer und die Suche nach möglichen Lösungen erleichtert, ohne dabei im Voraus auf einen bestimmten Lösungsweg fixiert zu sein [VDI-19].

Synthese von Lösungen

Bei der Lösungssuche steht nicht nur das Erarbeiten konkreter Lösungen im Vordergrund. Bei dieser Aktivität soll auch gezielt nach alternativen Lösungswegen gesucht werden [VDI-19].

Analyse von Lösungen

Die gefundenen Lösungsmöglichkeiten werden bezüglich ihrer Eigenschaften analysiert. Dadurch werden alle für die Entscheidung und Lösungsauswahl notwendigen Informationen gewonnen [VDI-19].

Bewertung

Die gefundenen Lösungswege und Alternativen werden hinsichtlich ihrer Eigenschaften und Eignung zum Erreichen des formulierten Ziels bewertet. Die Bewertung dient als Grundlage für die folgende Entscheidung [VDI-19].

Entscheidung

Zuletzt wird die Entscheidung zur Bestimmung einer oder mehrerer zur Erfüllung des Ziels geeigneter Lösungen getroffen. Es folgt die Umsetzung der Lösung, eine weitere Iteration oder der Abbruch des Vorgehens [VDI-19].

2.2.1.6 V-Modell nach VDI 2206

Das V-Modell dient der Strukturierung und Entwicklung mechatronischer und cyberphysischer Systeme. Der linke Schenkel des „V“ repräsentiert die Zerlegung des Gesamtsystems in einzelne Elemente und Teilsysteme (vgl. Abbildung 2-33 [VDI-21]). Auf dem rechten Schenkel erfolgt anschließend die schrittweise Integration dieser Komponenten zu einem funktionierenden Gesamtsystem. Zwischen diesen beiden Phasen, der Analyse und der Integration, werden die Eigenschaften des sich in Entwicklung befindlichen Systems fortlaufend überprüft und abgesichert, sowohl durch Verifikation als auch durch Validierung. [VDI-21]

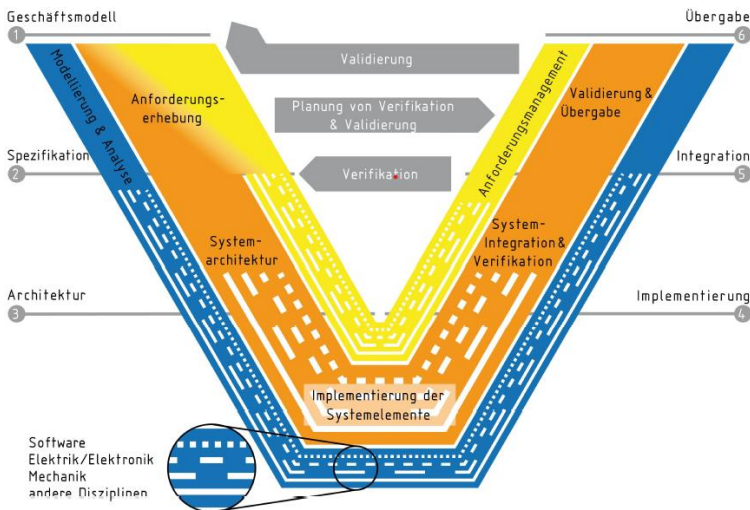


Abbildung 2-33: V-Modell [VDI-21]

2.2.1.7 Stage-Gate-Prozess nach Cooper

Der Stage-Gate-Prozess wird in Arbeitsphasen, den Stages und Entscheidungspunkte, den Gates unterteilt. Ein Stage-Gate-Prozess dient als konzeptionelle und operative Landkarte, um neue Produktentwicklungen von der Idee bis zur Markteinführung und darüber hinaus zu führen. Er zeigt Schritt für Schritt auf, was getan werden und wie es getan werden muss, um das Projekt zum Erfolg zu bringen. Ein Standard-Stage-Gate-System, das für größere Produktentwicklungen konzipiert ist, ist in Abbildung 2-34 [Coo-08] dargestellt. Der Prozess beginnt mit einer Ideenfindungsphase, genannt Discovery und endet mit der Bewertung nach Markteinführung (Postlaunch Review). Vor der Entscheidung zur Entwicklungsfreigabe (Go-to-Development Gate), nach der ernsthafte finanzielle Verpflichtungen eingegangen werden, finden zwei vorbereitende Phasen (Scoping und Build Business Case) statt. Zwischen der eigentlichen Entwicklungsphase (Development) und der Markteinführung findet die Validierungsphase (Testing & Validation) statt. [Coo-08]

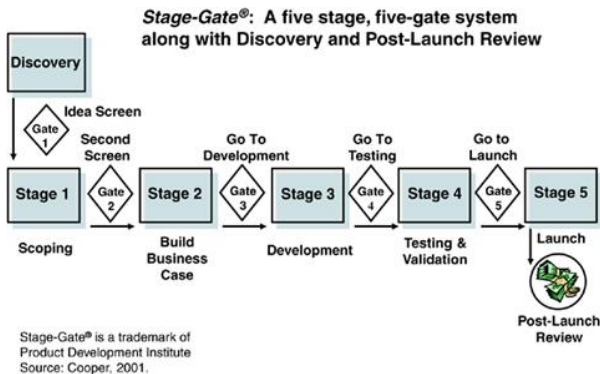


Abbildung 2-34: Stage-Gate-System nach Cooper [Coo-08]

2.2.1.8 Zusammenfassung

Die vorgestellten Methoden können aufgrund ihres hohen Abstraktionsniveaus zur Entwicklung technischer Systeme sowie teils auch zur allgemeinen Problemlösung und Entscheidungsfindung innerhalb von Organisationen angewendet werden.

Der Prozess der Produktentwicklung kann auch als Problemlösung gesehen werden. [Alb-16-2; Alb-16; Ben-21]

Diese Methoden dienen als Werkzeug zur Unterstützung und Strukturierung bei der Produktentwicklung und dazu komplexe Systeme zu verstehen und anschaulich darzustellen. Sie können ähnlich einer Sprache und Grammatik genutzt werden, um Wissen abzubilden. [Ben-21; Lin-09]

Bei der Entwicklung eines Produktes werden diese Methoden unterstützend zur Strukturierung der Vorgehensweise [Alb-06; Wim-15; Alb-19-3; Alb-17] oder zum Erkenntnisgewinn zwischen Funktion und Gestalt einer Baugruppe [Mat-18-2; Mat-18; Mat-12] angewendet.

Um die vorgestellten Methoden bei der Entwicklung eines konkreten Produktes anwenden zu können sind zusätzlich umfassendes Fachwissen und Kenntnisse über etablierte Standardprozesse notwendig.

Diese Methoden bieten einen Rahmen mit einer allgemein anwendbaren Strukturierung von Entwicklungsprozessen verschiedenster Produkte. Grundsätzlich sind sie daher auch für die Entwicklung von Fahrwerksystemen geeignet. Allerdings sind diese Methoden dafür allein nicht ausreichend, da sie keine konkrete Anleitung für die Neukonzeptionierung eines Fahrwerks bieten. Die Vorgehensweisen sind für eine so spezielle Anwendung zu allgemeingültig formuliert. Es fehlen beispielsweise Entscheidungshilfen zur Klärung der Anforderungen, zur Auswahl der grundlegenden Bauform der Radaufhängung oder zur konstruktiven Gestaltung der einzelnen Komponenten.

2.2.2 Entwicklungsprozess für Fahrwerke

Der in der Industrie etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerke wurde im Fahrwerkhandbuch von Ersoy dargestellt [Ers-17b]. Der Prozess ist auch in anderen Veröffentlichungen beschrieben [Hah-17; Bra-13; Bub-15; Sch-23; Gie-09; Oel-00; Ang-17; Mey-07; Sch-22; Wag-14; Wat-12; Mat-07]. Die grundlegende Vorgehensweise, die Unterteilung in Phasen, sowie der Inhalt

der einzelnen Phasen stimmen mit der Beschreibung nach Ersoy überein. Die Nomenklatur unterscheidet sich jedoch teilweise. In der vorliegenden Arbeit wird die Nomenklatur nach Ersoy verwendet.

Vorab muss noch Klarheit über die Verwendung des Begriffes Referenzsystem geschaffen werden. Die vorliegende Arbeit orientiert sich an der Nomenklatur nach Ersoy und beschreibt mit dem Begriff des Referenzsystems ein Fahrwerksystem eines Vorgängerfahrzeuges oder ein validiertes Konzept mit zumindest ähnlichen Anforderungen und Einsatzzwecken, auf dessen Grundlage das Fahrwerk für ein geplantes Fahrzeug weiterentwickelt werden kann.

Damit wird von der Verwendung des Begriffs nach Albers abgewichen, bei der ein Referenzsystem auch domänenübergreifend definiert wird (Beispiel: das Fahrzeug Lotus Elise und ein Laptop sind Referenzsysteme des Tesla Roadster). [Alb-19-2]

Der in der Industrie etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerke lässt sich in sechs Phasen unterteilen, an deren Ende das Serienfahrwerk steht. In Abbildung 2-35 sind die Phasen schematisch dargestellt und im Folgenden nacheinander beschrieben.

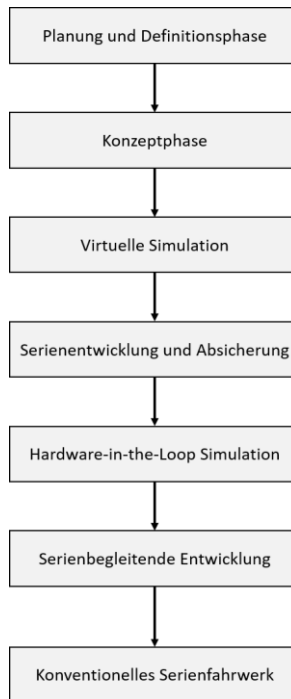


Abbildung 2-35: Entwicklungsprozess für Fahrwerke nach Ersoy [Ers-17b]

Planung und Definitionsphase

Zu Beginn der Planung und Definitionsphase wird ein vorläufiges Lastenheft erstellt. Es folgt die Detaillierung von Konzepten, die sich in der Serie bewährt haben oder für die Machbarkeits- und Risikountersuchungen vorliegen. Diese Konzepte dienen im weiteren Verlauf der Entwicklung als Referenzsystem. Die Konzepte werden im Hinblick auf Technik, Qualität und Wirtschaftlichkeit beurteilt. Es können noch mehrere dieser Konzepte parallel verfolgt werden, in späteren Phasen wird der Fokus immer mehr auf ein Konzept konzentriert. Die Kinematikpunkte der Konzepte werden in das Package aufgenommen und Anforderungen an die Subsysteme von den Baugruppen bis zu den einzelnen Komponenten abgeleitet [Ers-17b].

Konzeptphase

In der Konzeptphase werden die zuvor ausgewählten Konzepte validiert. Sofern in der Planung und Definitionsphase mehrere Konzepte parallel verfolgt werden, wird in der Konzeptphase eine endgültige Auswahl getroffen. Die Variationsfreiheit ist in dieser Phase bereits stark eingeschränkt. Es kann nur noch auf zuvor validierte und ausgereifte Technologien zurückgegriffen werden. Am Ende dieser Phase steht bereits das Package-Freeze des Fahrwerkes. Auf Grundlage des Package-Freeze wird ein Konzeptfahrzeug zur physikalischen Absicherung des Fahrwerkes aufgebaut [Ers-17b].

Virtuelle Simulation

Die Nutzung von CAE (Computer Aided Engineering) Software wird nach Ersoy virtuelle Simulation genannt. Die Phase der virtuellen Simulation überschneidet sich teilweise mit anderen Phasen. In der Konzeptphase wird bereits versucht möglichst umfassend Werkzeuge der CAE Software zur Validierung zu nutzen. Die beiden wesentlichen Felder sind dabei die Mehrkörpersimulation (MKS) und die Finite Elemente Methode (FEM). Eingangsgrößen für die virtuelle Simulation sind sowohl erste CAD-Modelle, als auch Annahmen bezüglich Fahrzeuggeometrie, Massen, Steifigkeiten, Dämpfungen oder ähnliches. In späteren Entwicklungsphasen können auch gemessene Kennwerte mit in die Simulation einfließen. Durch den Einsatz der virtuellen Simulation können einerseits sowohl Zeit als auch Kosten eingespart werden und andererseits die Entwicklungsqualität verbessert werden [Ers-17b]. Für tiefergehende Informationen wird an dieser Stelle auf das Kapitel 5.4. „Virtuelle Simulation“ im Fahrwerkhandbuch [Ers-17b] verwiesen.

Serienentwicklung und Absicherung

In dieser Phase liegt der Fokus auf der Auslegung der Bauteile, Optimierung der Funktionen, sowie der Sicherstellung der Betriebsfestigkeit und der Einhaltung der Zeitpläne. Grundlegende Veränderungen an den Konzepten sind nicht mehr möglich, insbesondere da parallel zur Produktentwicklung die Planung der Fertigungsanlagen und Werkzeuge begonnen hat. Zur

Beschleunigung der Bauteilentwicklung findet in dieser Phase die vollständige Modellierung aller Teile im CAD-System statt. Um die Konzepte unabhängig vom Gesamtfahrzeug abzusichern, werden Konzeptfahrzeuge eingesetzt [Ers-17b].

Hardware-in-the-Loop Simulation

Das Testobjekt für die Hardware-in-the-Loop Simulation kann als Modell, Softwarekomponente oder in Form von tatsächlicher Hardware vorliegen. Je nach betrachteter Komponente unterscheidet sich die entsprechende Testumgebung. Die Hardware-in-the-Loop Simulation ermöglicht eine frühe Fehleridentifikation und Absicherung der Objekteigenschaften, wodurch der Reifegrad gesteigert wird. Sie kann entwicklungsphasenübergreifend eingesetzt werden und ermöglicht auch in frühen Phasen eine effiziente Entwicklung. Durch die Standardisierung von Testumgebungen, Modellen, Kalibriermethoden, Daten und Ergebnissen werden qualitativ hochwertige Software- und Hardwarelösungen gewährleistet [Ers-17b].

Serienbegleitende Entwicklung

Der reibungslose und störungsfreie Produktionsprozess steht bei der serienbegleitenden Entwicklung im Vordergrund. Die Serienproduktion wird durch ein kleines Entwicklungsteam begleitet. Für auftauchende Probleme müssen in der Regel sehr schnell Lösungen gefunden werden. Zusätzlich werden während der Serienproduktion kontinuierliche Verbesserungsprozesse eingesetzt, um die Kosten zu senken. Aufgrund von Gesetzen oder Markttrends können Weiterentwicklungen erforderlich sein, so dass die Entwicklung fortgesetzt wird [Ers-17b].

Standardlastfälle

Im frühen Stadium der Fahrwerksentwicklung sind meist noch keine Längs- und Querkräfte oder Radlasten bekannt. Daher werden die Belastungen aus Standardlastfällen abgeleitet. Grundlage für die Standardlastfälle sind Standardfahrmanöver, welche als quasistatisch, also zeitunabhängig angenommen werden. Die Standardlastfälle sind in Tabelle 2-8 [Ers-17b]

zusammengefasst. Da die Vorzeichen in der Tabelle von Ersoy inkonsistent sind, werden hier die Beschleunigungen betragsmäßig übernommen und die Vorzeichen angepasst. Die Lastfälle sind meist in Form von Beschleunigungen angegeben. Sie werden von vielen Fahrzeugherstellern in ähnlicher Form genutzt [Ers-17b].

Tabelle 2-8: Standardlastfälle für Strukturfestigkeit nach [Ers-17b]

	Standardlastfälle Strukturfestigkeit	Beschleunigung [g]		
		x	y	z
1	Stehendes Auto	0,00	0,00	1,00
2	Vertikaler Stoß 3,0 g	0,00	0,00	3,00
3	Längsstoß 2,50 g	-2,50	0,00	1,00
4	Seitlicher Stoß 2,50 g	0,00	2,50	1,00
5	Kurvenfahrt rechts 1,25 g	0,00	-1,25	1,00
6	Bremsen bei Kurvenfahrt	-0,75	0,75	1,00
7	Rückwärtsbremsen 1,0 g	1,00	0,00	1,00
8	Beschleunigen -0,5 g	-0,50	0,00	1,00
9	Kurvenbeschleunigung 0,7 g	0,50	0,50	1,00
10	Diagonallast	0,00	0,00	1,75
11	Vertikal Einfedern 2,25 g	0,00	0,00	2,25
12	Vertikal Ausfedern 0,75 g	0,00	0,00	0,75
13	Kurvenfahrt rechts 0,75 g	0,00	-0,75	1,00
14	Kurvenfahrt links 0,75 g	0,00	0,75	1,00
15	Bremsen 0,75 g	-0,75	0,00	1,00
16	Beschleunigen 0,5 g	0,50	0,00	1,00

2.2.3 Neuentwicklungen in der Fahrzeugtechnik

In diesem Kapitel wird der Stand des Wissens im Bereich der Entwicklung neuartiger Fahrzeugkonzepte aufgearbeitet.

Im Fokus liegen neuartige Fahrzeug- und Mobilitätskonzepte, ohne Vorgänger- oder Referenzsystem. In Tabelle 2-9 sind neuartige Fahrzeugkonzepte zusammengefasst. Eine kurze Beschreibung der gelisteten Projekte ist im Anhang zu finden, für weiterführende Informationen wird auf

die angegebenen Quellen verwiesen. Die Zusammenfassung der bekannten Konzepte zeigt, dass es für die meisten neuartigen Fahrzeuge und Mobilitätskonzepte kein Vorgänger- oder Referenzmodell gibt (vgl. Tabelle 2-9). Bei vereinzelt Konzepten sind zwar Vorgängermodelle vorhanden, allerdings handelt es sich bei diesen um Weiterentwicklungen innerhalb einer Fahrzeugfamilie, innerhalb derer es dennoch ein erstes Fahrzeugmodell gibt, welches ohne Vorgänger- oder Referenzsystem entwickelt wurde. Hier sei beispielsweise die Weiterentwicklung der Plattform des INYO Movers für den Fahrzeugtyp Cab im Projekt NeMo.bil genannt [INY-23].

Die Tabelle 2-9 verdeutlicht außerdem, dass ein Bedarf an neuartigen Fahrzeugkonzepten besteht, um zukünftige Anforderungen an Mobilitätssysteme zu erfüllen und neue Märkte zu bedienen. Aus eigener Erfahrung und Gesprächen mit Projektpartnern aus anderen Forschungseinrichtungen und der Industrie ist bekannt, dass bisher keine klare Vorgehensweise definiert wurde. Zum Aufbau von Prototypen und Demonstratoren werden meist verfügbare Komponenten aus dem Ersatzteilmarkt genutzt, über deren Auslegung keine Informationen verfügbar sind. Ziel ist es dabei nicht, ein alltagstaugliches Fahrzeug aufzubauen, sondern grundsätzliche Funktionalitäten und Potentiale zu zeigen, auf deren Umsetzung der Fokus bei der Entwicklung liegt. Für die vollumfängliche Umsetzung aller Funktionen und den Übertrag der Konzepte in die Vorserien- und Serienentwicklung sollte eine möglichst universell nutzbare Entwicklungsmethodik gefunden werden. Der nächste Schritt besteht also darin, eine Methodik für die Neukonzeptionierung von Fahrwerksystemen zu finden.

Tabelle 2-9: Neuartige Fahrzeugkonzepte. VRM: Vorgänger- oder Referenzmodell vorhanden

Konzept	Quelle	VRM
autoMoVe	[Rau-21]	
Autonom Shuttle Evo (Navya)	[Nav-15]	
BEE (Continental)	[Pig-17]	
Blanc Robot (AEV Robotics)	[Krä-22]	
CityBot (EDAG)	[Bar-20; Rie-24]	
Climb-E (Italdesign)	[Ita-23; Mül-23]	
Cube (Continental)	[Har-19; Pin-17]	(X)
EasyMile	[Eas-15; Boe-18]	
EO Smart Connecting Car	[Jah-12; Bir-12]	
e-Palette (Toyota)	[Toy-18; Uhl-18]	
EZ-Pro (Renault)	[Ren-21]	
FlexCAR	[Lah-23; Lah.-21]	
HY-Wire (General Motors)	[Per-04]	
Matryoshka	[Bak-17]	
MAUDE	[Ulr-19]	
Metrosnap (Rinspeed)	[Rin-20]	(X)
Microsnap (Rinspeed)	[Rin-19]	(X)
Mover (Schaeffler)	[Kra.-20; Kra-18]	
NeMo.bil Pro	[INY-23; Ost-23]	(X)
Next Generation Car (DLR)	[DLR-16; Fri-18]	
NXT (Scania)	[Sca-19]	
Ohmio LIFT	[Ohm-17]	
P-1 Shuttle (Coast)	[Coa-20]	
Pivo (Nissan)	[Nis-11; Yan-08]	(X)
Pop.Up next	[Aud-18; Ita-18]	
REE Automotive	[REE-20]	
Robomobil	[Bün-14; DLR-14]	
Schirle	[Sch-19]	
Snap (Rinspeed)	[Rin-18]	
UNICARagil	[Mar-20; Woo-20; Woo-18]	
upBus	[Mei-21]	
U-Shift	[Mün-22; DLR-20]	
Vision Urbanetic	[Mer-18]	
Zoox Robotaxi	[Zhe-21; Zhe-24]	

2.3 Forschungsbedarf

Fahrwerksysteme für neue Fahrzeugmodelle können grundsätzlich von Grund auf neu oder auch auf Grundlage vorhandener Referenzsysteme entwickelt werden. Ist ein Referenzsystem verfügbar, kann die Entwicklung des Fahrwerkes nach dem etablierten Prozess nach Ersoy durchgeführt werden. Bei der Entwicklung von Fahrwerken für neuartige Fahrzeugkonzepte besteht meist nicht die Möglichkeit auf einem Vorgänger- oder Referenzsystem aufzubauen. Der etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerke nach Ersoy ist für die Entwicklung von Fahrwerken für solche neuartigen Fahrzeugkonzepte im Allgemeinen ungeeignet, da er sich auf Systeme bestehender Fahrzeuge bezieht [Ers-17b; Ers-17c].

Aus dem Stand des Wissens ist eine Vielzahl neuartiger Fahrzeugkonzepte bekannt. Daraus geht hervor, dass ein Bedarf an neuartigen Fahrzeugen und Mobilitätskonzepten besteht, um eine Lösung für die Herausforderungen der Mobilität der Zukunft bieten zu können. Eine allgemeine Vorgehensweise für die Entwicklung der Fahrwerksysteme solcher Fahrzeugkonzepte ist jedoch nicht bekannt.

Aus dem Stand der Technik und Wissenschaft im Bereich der Fahrwerk- und Fahrzeugentwicklung sind vor allem Methoden zur Optimierung vorhandener Systeme bekannt [Wat-12; Vem-15; Abe-17; Pac-12; Kim-03; Kim-03-2; Fan-15; Lv-21; Sei-16; Pal-13; Fad-05; Gob-99; Xue-23; Sel-22; Esk-06; Kha-19; Wol-14].

In Veröffentlichungen zu neu konzeptionierten oder auch weiterentwickelten Fahrzeugen aus dem Bereich der Forschung werden meist nur Entwicklungsergebnisse vorgestellt, teilweise aber auch die zu lösenden Herausforderungen beschrieben. Die genaue Vorgehensweise bei der Umsetzung ist nicht dokumentiert [Mar-16; Cha-06; Tre-20; Kei-19; Gie-09; Pie-21; Str-16; Kle-13; Bir-12; Boe-18; Bün-14; Fri-18; Jah-12; Mar-20; Mei-21; Mün-22; Ost-23; Rau-21; Sch-19; Ulr-19; Woo-18; Woo-20].

Auch in Veröffentlichungen aus dem Bereich der Forschung in der Industrie werden meist nur Visionen oder Entwicklungsergebnisse vorgestellt [Pud-19;

Gie-19; Jac-19; Mei-17; Hin-18; Töp-08; Fuj-97; Bar-20; Har-19; Krä-22; Kra.-20; Kra-18; Per-04; Rie-24; Uhl-18; Yan-08; Zhe-21; Zhe-24]. Die grundlegenden Tätigkeiten in den Bereichen Forschung und Vorentwicklung werden in Prozessmodellen meist nur oberflächlich beschrieben. Das ist darauf zurückzuführen, dass sie stark von der jeweiligen Innovation abhängig sind, unternehmensspezifisch gestaltet werden und häufig der Geheimhaltung unterliegen [Hah-17].

Daraus ergibt sich eine wesentliche Herausforderung bei der Entwicklung von Fahrwerken für neuartige Fahrzeugkonzepte ohne Vorgänger- oder Referenzmodell. Die erste Forschungsfrage, die im Rahmen dieser Arbeit beantwortet werden soll, lautet daher:

1. Wie kann ein methodisches Vorgehen zur Neukonzeption eines Fahrwerkes ohne Vorgänger- oder Referenzmodell aussehen?

Neben der Entwicklung von Fahrwerksystemen für neuartige Fahrzeugkonzepte, werden im Zuge von Forschungsprojekten auch Fahrwerke bestehender Fahrzeuge für die Erprobung neuer Technologien, wie beispielsweise alternativer Antriebskonzepte, modifiziert. Dafür müssen bestehende Fahrzeuge und Fahrwerke an neue Einsatzzwecke und Anforderungen angepasst werden. Eine Optimierung oder Weiterentwicklung der vorhandenen Komponenten, wie es die Entwicklung nach dem etablierten Entwicklungsprozess nach Ersoy vorsieht, reicht dafür nicht aus. Dies erfordert eine Neukonzipierung des Fahrwerksystems innerhalb der Grenzen des vorhandenen Bauraumes und weiterer unverrückbarer Randbedingungen.

Als repräsentatives Beispiel soll hier das Projekt Editha der Universität Magdeburg genannt werden [Dan-13; Irm-17].

Im Zuge dieses Projektes wurde ein Smart Fortwo der Baureihe 450 umgerüstet. Zunächst wurde der bestehende Antriebsstrang mit Dieselmotor zu einem elektrischen Antriebsstrang mit radnahen Antrieben umgebaut. Die Umsetzung des neuen Antriebskonzeptes erforderte eine erhebliche Veränderung der bestehenden Konstruktion des Fahrwerkes. [Dan-13]

In einem zweiten Schritt wurden zusätzlich ein Messrad zur Ermittlung der dynamischen Radlasten aufgrund erhöhter ungefederten Massen, sowie modifizierte Radträger an der Hinterachse eingebaut, um die ungefederten Massen beeinflussen zu können. [Irm-17]

Wenn bestehende Fahrzeuge durch Modifikation und Umrüstung an aus dem neuen Einsatzzweck resultierende Anforderungen angepasst werden sollen, ergeben sich zusätzliche Herausforderungen. Diese sollen durch die zweite Forschungsfrage adressiert werden:

2. Wie kann ein bestehendes Fahrwerk so modifiziert werden, dass die Komponenten leicht austauschbar sind und durch den Austausch von Komponenten die Eigenschaften des Systems an verschiedene Einsatzzwecke angepasst werden können?

Im Rahmen dieser Arbeit soll eine Methodik erarbeitet werden, welche die Neukonzeption eines Fahrwerksystems für ein Fahrzeug ohne Vorgänger- oder Referenzmodell ermöglicht. Darüber hinaus soll durch die partielle Anwendung der Methodik innerhalb eines Referenzfalls die Modifikation oder Umrüstung bestehender Fahrzeuge erleichtert werden. Mit Hilfe dieser Methodik sollen die formulierten Forschungsfragen beantwortet werden.

3 Entwicklungsmethodik für Fahrwerksysteme

Mit der in diesem Kapitel vorgestellten Entwicklungsmethodik soll ein Beitrag dazu geleistet werden, die Neukonzeptionierung von Fahrwerksystemen neuartiger Fahrzeugkonzepte zu erleichtern. Die Methodik soll damit eine Antwort für die offenen Forschungsfragen liefern. Im Mittelpunkt stehen Fahrwerke für Fahrzeuge der Klassen PKW und leichte Nutzfahrzeuge, mit einer Zulassung für den öffentlichen Straßenverkehr. Das nach dieser Methodik entwickelte Fahrwerksystem kann sowohl zum Aufbau von Prototypen als auch als Referenzsystem für die Anwendung des etablierten Entwicklungsprozesses nach Ersoy verwendet werden.

Bei der Neukonzeption eines Fahrzeuges liegt die Priorität bei der Erfüllung der Gesamtfahrzeugfunktion innerhalb des verfügbaren Bauraumes. Dadurch können sich Einschränkungen in den Bereichen der Teilsysteme, also auch im Bereich des Fahrwerksystems ergeben. Darüber hinaus sollten weitere allgemeine Randbedingungen beachtet werden. Unabhängig vom geplanten Konzept sollte vorab die Verfügbarkeit aller eingeplanten Komponenten geprüft werden. Sind nicht alle Komponenten verfügbar, so sollte geklärt werden, ob deren Entwicklung zeitlich und finanziell möglich ist.

Je nach Komplexität eines geplanten Konzeptes sollte ehrlich eingeschätzt werden, ob die eigene Organisation die notwendige Entwicklungsleistung erbringen kann. Falls dies nicht möglich ist, sollte wiederum geklärt werden, ob die Einbeziehung von Entwicklungspartnern möglich ist. Neben der Entwicklung der Teilsysteme sollte auch deren produktionsgerechte Gestaltung von Anfang an beachtet werden [Lei-19]. Mit Blick auf den späteren Markt sollten außerdem die Betriebs- und Servicekosten abgeschätzt werden. Die grundsätzliche Umsetzbarkeit der notwendigen Serviceumfänge sollte abhängig vom geplanten Absatzmarkt ebenfalls geprüft werden. [Mat-07; Ers-17a]

Bei der Neukonzeptionierung eines Fahrwerksystems nach der vorgestellten Methodik ist es daher, insbesondere aus den oben genannten Gründen, das Ziel, alle Anforderungen mit einem rein mechanischen System zu erfüllen. Im Fokus steht dabei die Entwicklung der Komponenten der Radaufhängung. Weitere Teilsysteme werden durch freizuhaltende Bauräume und spezifische Randbedingungen berücksichtigt.

Reifen, Felgen und Bremsen müssen anwendungsfallspezifisch ausgewählt werden. Je nach gewähltem Reifen ergeben sich Werte für maximalen Sturzwinkel und notwendige Freiräume für Feder- und Lenkbewegungen der Räder. Für die Auswahl geeigneter Reifen und Felgen wird an dieser Stelle auf das Vorgehen nach Leister [Lei-09] verwiesen. Dieser beschreibt Schritt für Schritt, wie die passenden Reifen und die passenden Felgen anhand der Parameter des geplanten Fahrzeuges ausgewählt werden können.

Aus dem geplanten Einsatzzweck des Fahrzeuges ergeben sich unter anderem die Fahrbahnbeschaffenheit, die maximale Geschwindigkeit und ein Zielwert für die maximale Aufbaubewegung. Eine getrennte Schnittstelle zur Schwingungsentkopplung des Aufbaus zur Kompensation der Aufbaubewegung ist nicht vorgesehen. Die Schwingungsentkopplung des Aufbaus wird innerhalb des Fahrwerksystems berücksichtigt. Aus diesen Randbedingungen ergeben sich Anforderungen an den Federweg und innere Kräfte im Federsystem, welche bei der Auswahl des Federsystems berücksichtigt werden müssen. Das Federsystem wird, für das mit der vorgestellten Methodik entwickelte, erste Referenzmodell, als Feder-Dämpfer-Einheit aus passivem Dämpfer und Schraubenfeder vorgesehen und entsprechende Bauräume und Kinematikpunkte als Randbedingungen berücksichtigt. Ergeben sich aus dem geplanten Fahrzeugkonzept besondere Anforderungen wie beispielsweise einer Luftfeder, so können diese durch zusätzliche Bauräume berücksichtigt werden.

Neben den Reifen beeinflussen Elastomerlager den Abrollkomfort wesentlich. Bei sehr steifen Niederquerschnitts- oder Runflat-Reifen muss der Abrollkomfort primär durch Elastomerlager erzielt werden [Sau-06]. Bei der Auswahl geeigneter Elastomerlager können jedoch Zielkonflikte zwischen

möglichst steifen Lagern für eine gute Fahrdynamik oder weichen Lagern für hohen Fahrkomfort entstehen [Wys-24].

Das Lenksystem wird zunächst als rein mechanisch betrachtet und durch freizuhaltende Bauräume und Kinematikpunkte berücksichtigt. Das Fahrwerkdesign kann den Energiebedarf des Lenksystems beeinflussen [Röm-22]. Ist die Funktion für die auftretenden Kräfte oder innerhalb des verfügbaren Bauraumes nicht gegeben, können zusätzliche Aktoren integriert werden.

Aus dem Antriebskonzept und Fahrerassistenzsystemen, wie beispielsweise ESP, können sich weitere Randbedingungen für die Radaufhängung ergeben. Ein ESP-System regelt jedes Rad einzeln, daher sollte die gegenseitige Beeinflussung der Räder vermieden werden. Beeinflussen sich die Räder gegenseitig, wird die Regelung komplexer.

Wie bereits einleitend erwähnt, sieht der etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerksysteme die Referenz auf ein Vorgänger- oder Referenzsystem vor, welches mit der Anwendung der vorgestellten Methodik entwickelt werden kann. Abbildung 3-1 zeigt den Entwicklungsprozess nach Ersoy mit der Erweiterung zur Anwendbarkeit für neuartige Fahrzeugkonzepte.

Die Schritte der Entwicklungsmethodik werden im Folgenden beschrieben. Außerdem werden die Voraussetzungen zur Erfüllung der Aufgaben des jeweiligen Schrittes, sowie die Konsequenzen der Nichterfüllung erläutert.

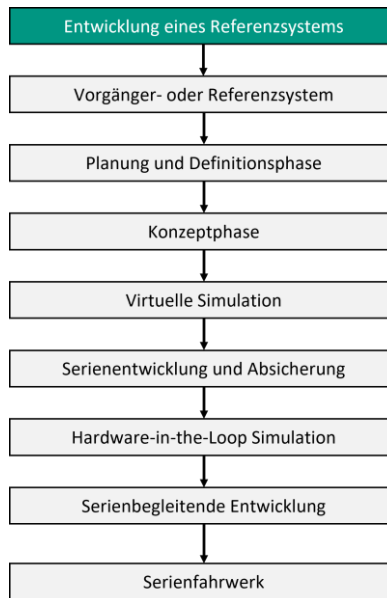


Abbildung 3-1: Entwicklungsprozess nach Ersoy [Ers-17b; Ers-17c] mit Erweiterung zur Anwendbarkeit für neuartige Fahrzeugkonzepte (grün hinterlegt)

3.1 Anforderungen

Im ersten Schritt der Entwicklungsmethodik müssen alle Anforderungen an das Fahrwerk geklärt werden, die für die Entwicklung eines validierten Referenzsystems notwendig sind. Diese ergeben sich aus dem Konzept des Gesamtfahrzeuges, dem Fahrzeuggewicht, sowie den geplanten Einsatzzwecken des Fahrzeuges. Nachstehend sind die im Zuge dieser Arbeit betrachteten Anforderungen zusammengefasst. Die Notwendigkeit der Erweiterung des etablierten Prozesses wird bereits in diesem ersten Schritt deutlich. Der Prozess nach Ersoy basiert auf bekannten Anforderungen eines Vorgänger- oder Referenzsystems, die für das geplante Fahrwerk direkt übernommen werden oder von denen die Anforderungen an das geplante

Fahrwerk abgeleitet werden können. Bei der hier vorgestellten Methodik müssen alle Anforderungen im ersten Schritt definiert werden.

Tabelle 3-1: Übersicht der betrachteten Anforderungen, AV: abgeleitet von Vorgänger, WV: wie Vorgänger, UB: unbekannt

Anforderungen	Ersoy	Weitz
Konzept Gesamtfahrzeug		
Package	AV	UB
Antriebskonzept	WV	UB
Radaufhängung	WV	UB
Konzeptbedingte Anforderungen z. B. Hubsystem, Modularität, maximale Lenkwinkel	WV	UB
Fertigungsbedingte Anforderungen z. B. Fahrschemel	WV	UB
Fahrzeuggewicht		
Leergewicht, max. Zuladung, ggf. Radlastverteilung	AV	UB
Einsatzgebiet		
Fahrbahnbeschaffenheit (Offroad, befestigte Straße, Rennstrecke,...) z. B. Federweg, Bodenfreiheit	WV	UB
Maximalgeschwindigkeit	AV	UB
Fahreigenschaften z. B. Längs-/ Querbeschleunigungen, Fahrkomfort	AV	UB
Beförderung von Gütern, Personen oder beidem	WV	UB
Beförderung mobilitätseingeschränkter Personen	WV	UB

Aus den Anforderungen des Gesamtfahrzeugkonzeptes werden die geometrischen Randbedingungen, also die maximal verfügbaren Bauräume und Parameter wie Radstand und Spurweite abgeleitet. Die Anforderungen aus den Kategorien Fahrzeuggewicht und Einsatzgebiet ergeben eine erste Abschätzung der Kräfte, die auf die Komponenten der Radaufhängung wirken.

3.1.1 Geometrische Randbedingungen

Die Summe der geometrischen Randbedingungen definiert den maximal möglichen Bauraum für die Komponenten der Radaufhängung. Die geometrischen Randbedingungen ergeben sich insbesondere aus den Bauraumbeschränkungen vom Package des Gesamtfahrzeuges und des Antriebskonzeptes. Darüber hinaus ergeben sich auch aus den Einsatzzwecken weitere geometrische Randbedingungen. Je nach Einsatzzweck können große Lenkwinkel, Federwege oder Niveauregulierungen notwendig sein, welche große Freiräume für bewegliche Komponenten erfordern und so den Bauraum für die Komponenten der Radaufhängung einschränken.

3.1.2 Physikalische Randbedingungen

Die physikalischen Randbedingungen definieren die Kräfte für die spätere Festigkeitsauslegung der Komponenten der Radaufhängung. Zu Beginn eines Entwicklungsprozesses stehen keine Fahrzeuge oder Komponenten zur Verfügung [Wol-14; Lei-19; Hah-12]. Ziel dieses Schrittes ist daher eine Abschätzung der wirkenden Kräfte, um das neu konzeptionierte Referenzsystem validieren zu können. Die genaue Berechnung der Kräfte, sowie abschließende Simulationen und Prüfstandversuche finden im Zuge der späteren Anwendung des Prozesses nach Ersoy statt. Für die Abschätzung der Kräfte werden die Standardlastfälle 2 Vertikaler Stoß, 3 Längsstoß und 4 Seitlicher Stoß aus dem Schritt „Virtuelle Simulation“ des Prozesses nach Ersoy genutzt. Diese stellen besonders hohe Belastungen dar und bieten somit eine zusätzliche Sicherheit, insbesondere bei fehlenden Erfahrungswerten von Referenzmodellen. In Tabelle 3-2 sind die Standardlastfälle in Anlehnung an Ersoy zusammengefasst, sowie die jeweilige Resultierende ergänzt. Die Vorzeichen in der Tabelle nach Ersoy sind inkonsistent, daher werden die Beschleunigungen betragsmäßig übernommen und die Vorzeichen angepasst. Die Lastfälle werden als quasistatisch, also zeitunabhängig angenommen. Durch Multiplikation der maximalen Fahrzeugmassen mit den Beschleunigungen der Standardlastfälle ergeben sich die maximalen von außen wirkenden Kräfte in allen Raumrichtungen, bezogen auf die

Radmittelpunkte. Auf Grundlage dieser maximalen Kräfte erfolgt die Auslegung der Komponenten des Referenzsystems. Die getroffenen Abschätzungen werden gegebenenfalls im Zuge der feineren Auslegung der Komponenten in der Phase „Virtuelle Simulation“ des Prozesses nach Ersoy nachgeschärft.

Tabelle 3-2: Standardlastfälle (nach [Ers-17b]) mit angepassten Vorzeichen, die drei Lastfälle mit der größten Resultierenden sind grau hinterlegt

Standardlastfälle		Beschleunigung [g]			Resultierende [g]
		x	y	z	
1	Stehendes Auto	0,00	0,00	1,00	1,00
2	Vertikaler Stoß	0,00	0,00	3,00	3,00
3	Längsstoß	-2,50	0,00	1,00	2,69
4	Seitlicher Stoß	0,00	2,50	1,00	2,69
5	Kurvenfahrt rechts	0,00	-1,25	1,00	1,60
6	Bremsen bei Kurvenfahrt	-0,75	0,75	1,00	1,46
7	Rückwärtsbremsen	1,00	0,00	1,00	1,41
8	Beschleunigen rückwärts	-0,50	0,00	1,00	1,12
9	Kurvenbeschleunigung	0,50	0,50	1,00	1,22
10	Diagonallast	0,00	0,00	1,75	1,75
11	Vertikal Einfedern	0,00	0,00	2,25	2,25
12	Vertikal Ausfedern	0,00	0,00	0,75	0,75
13	Kurvenfahrt rechts	0,00	-0,75	1,00	1,25
14	Kurvenfahrt links	0,00	0,75	1,00	1,25
15	Bremsen	-0,75	0,00	1,00	1,25
16	Beschleunigen	0,50	0,00	1,00	1,12

3.2 Auswahl der Radaufhängung

In diesem Schritt wird zunächst eine Eingrenzung und anschließend eine detailliertere Wahl der grundsätzlichen Bauart der Radaufhängung durchgeführt. Auch hier zeigt sich die Notwendigkeit der Erweiterung des Entwicklungsprozesses nach Ersoy, da dieser eine Auswahl der Radaufhängung nicht vorsieht. Die Bauart der Radaufhängung wird beim Prozess nach Ersoy vom Vorgänger- oder Referenzsystem übernommen.

In Abbildung 3-2 ist ein Entscheidungsbaum zur Unterstützung bei der Eingrenzung der Auswahl der Radaufhängung abgebildet. Entlang der Äste des Baumes wird die Auswahl der möglichen grundsätzlichen Bauart der Radaufhängung durch die konzeptabhängigen Anforderungen aus Einsatzgebiet, Fahrgeschwindigkeiten und Einsatzzweck immer weiter eingeschränkt. Mit steigenden Anforderungen fällt die Wahl meist auf eine Einzelradaufhängung. Bei der Auswahl der Bauart der Radaufhängung kann nochmals geprüft werden, ob eine vereinfachte Art der Einzelradaufhängung, die Verbundlenkerachse, den Anforderungen genügt. Die verschiedenen gängigen Bauarten der Einzelradaufhängungen, sowie deren Vor- und Nachteile wurden bereits in den Grundlagen beschrieben (vgl. Abschnitt 2.1.2). Diese sind in Tabelle 3-3 zusammengefasst. Die Tabelle bietet eine Entscheidungsmatrix, in der die verschiedenen Bauarten der Radaufhängung gemäß ihrer Eignung für das geplante Fahrzeug bewertet werden können. Die Pendelachse wird hier nicht aufgeführt, da diese wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, aufgrund der Nachteile heute nicht mehr üblich ist. Konzeptbedingte Randbedingungen können dazu führen, dass die am besten bewertete Radaufhängung nicht umsetzbar ist. In diesem Fall wird die danach am besten bewertete Radaufhängung gewählt.

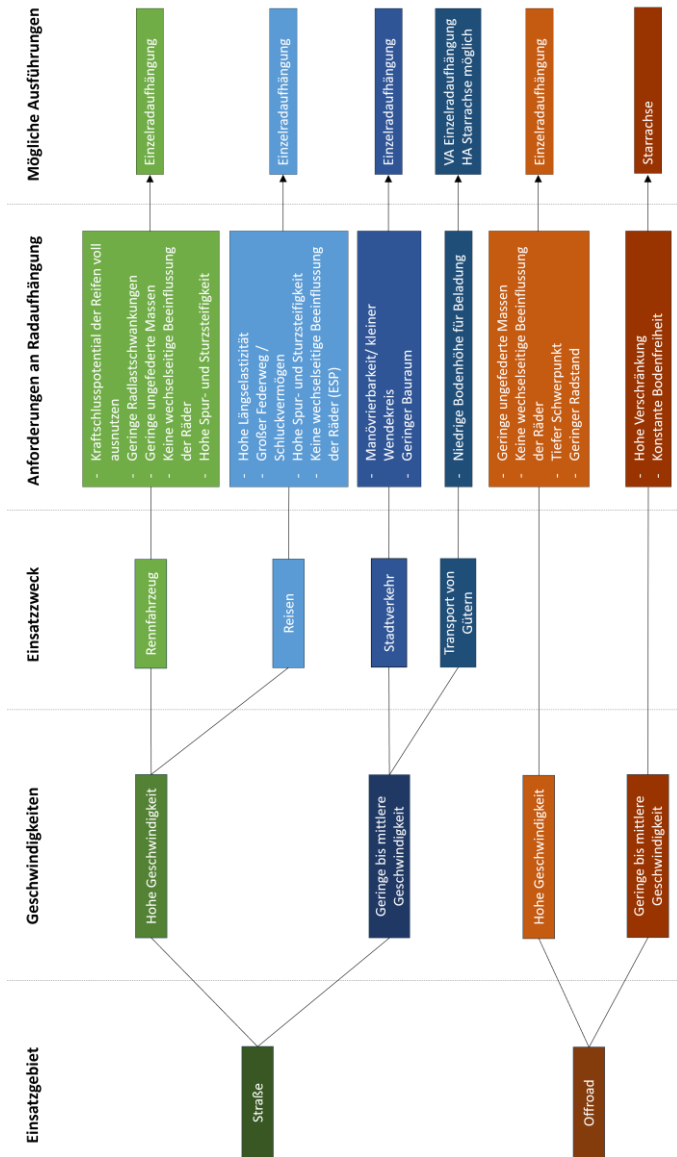


Abbildung 3-2: Entscheidungsbaum zur Eingrenzung der Auswahl

Die initiale Bewertung erfolgt anhand der zuvor beschriebenen Vor- und Nachteile der jeweiligen Radaufhängungen. Je nach Einsatzzweck des geplanten Fahrzeuges ergeben sich unterschiedliche Prioritäten für die grundlegenden Eigenschaften der Radaufhängungen. Diese werden durch Gewichtungsfaktoren berücksichtigt. Durch die Multiplikation der initialen Bewertung mit den Gewichtungsfaktoren ergibt sich die Summe mit dem Wert *. Anhand dieser Summe kann die Entscheidung für die grundsätzliche Bauart der Radaufhängung getroffen werden. Die Radaufhängung mit der höchsten Summe ist am besten für das geplante Fahrzeug geeignet.

Tabelle 3-3: Entscheidungsmatrix zur Auswahl der Radaufhängung, KA: kinematisches Auslegungspotential, BB: Bauraumbedarf, KB: Karosseriebelastung an Lagerpunkten, K: Komplexität, EF: Einfluss auf Fahreigenschaften, KO: Kosten, FW: große Federwege realisierbar, S: Summe

	KA	BB	KB	K	EF	KO	FW	S
Doppelquerlenker	+	-	-	-	+	-	++	*
McPherson	0	0	-	+	0	+	-	*
Längslenker	--	+	0	++	--	++	+	*
Verbundlenker	-	-	+	+	-	+	+	*
Schräglenker	+	0	0	0	0	0	-	*
Mehrlenkerachse	++	--	0	--	++	--	0	*

3.3 Wahl der Kinematikpunkte

Nachdem die grundsätzliche Bauart der Radaufhängung ausgewählt wurde, müssen in diesem Schritt die Kinematikpunkte definiert werden. Auch dieser Schritt verdeutlicht die Notwendigkeit der Erweiterung des Entwicklungsprozesses nach Ersoy. Beim Prozess nach Ersoy werden die Kinematikpunkte nicht neu definiert, sondern vom Vorgänger- oder Referenzsystem abgeleitet und nur auf Grundlage von gewonnenen Erfahrungen optimiert.

Es ist zu Beginn der Entwicklung noch nicht notwendig, die optimale Position der Kinematikpunkte zu finden. Es soll zunächst die grundsätzliche Funktion sichergestellt werden. Die Bewertung der resultierenden fahrdynamischen Eigenschaften erfolgt in der Regel zu einem späteren Zeitpunkt. [Vem-15]

Die Wahl der Kinematikpunkte ist ein iterativer Prozess. Die Kinematikpunkte bilden die Schnittstellen zwischen den Komponenten der Radaufhängung sowie zwischen der Radaufhängung und dem Fahrzeugaufbau. Dabei sind grundsätzliche Kriterien und Abhängigkeiten zu beachten. Ziel bei der Wahl der Kinematikpunkte ist ein funktionsfähiges und validierbares System. Die grundsätzliche Funktion wird durch die Prüfung der notwendigen Bewegungsfreiräume und Kollisionfreiheit in CAD sichergestellt. Lässt die Position der gewählten Kinematikpunkte eine gewünschte Bewegung nicht zu, muss diese geändert und die Prüfung erneut durchgeführt werden (siehe Abschnitt 3.4.3).

In der „Planung und Definitionsphase“ des Prozesses nach Ersoy kann die Position der Kinematikpunkte gegebenenfalls nochmals nachgeschärft werden.

Kriterien

- Geeignete Geometrie am Aufbau
- Sinnvolle Krafteinleitung durch Schnittstellen

Abhängigkeiten

- Fahrzeugkonzept (Karosserieform, gewünschte Fahreigenschaften)
- Bauart der Radaufhängung
- Package

Ziel

- Funktionsfähiges, validierbares System

Ist es in diesem Schritt nicht möglich, die notwendigen Kinematikpunkte für die gewählte Bauart der Radaufhängung zu definieren, muss zur Auswahl der Radaufhängung (3.2) zurückgekehrt werden. Die zuvor gewählte Bauart wird

dann nicht mehr berücksichtigt. Anschließend wird der Schritt mit der dann am besten bewerteten Bauart wiederholt.

3.4 Topologiefindung

In diesem Schritt erfolgt der konstruktive Entwurf des Referenzsystems. Dieser Schritt verdeutlicht den Unterschied zwischen der vorgestellten Methodik und dem Entwicklungsprozess nach Ersoy. Im Prozess nach Ersoy findet die Optimierung der durch das Vorgänger- oder Referenzsystem vorgegebenen Topologie statt. Der Designspace für die Topologieoptimierung der Komponenten entspricht im wesentlichen dem Bauraum der Komponenten des Vorgänger- oder Referenzsystems. Beim Entwurf des Referenzsystems gemäß der vorgestellten Methodik muss die Topologie der Komponenten der Radaufhängung von Grund auf neu gefunden werden. Dafür werden die Werkzeuge der Topologieoptimierung zur Topologiefindung eingesetzt. Das Vorgehen wird im Folgenden erläutert.

3.4.1 Definition Designspace und Non-Designspace aller Subsysteme

Mit Hilfe der geometrischen Randbedingungen, der grundlegenden Bauart der Radaufhängung und der Schnittstellen an den definierten Kinematikpunkten können die maximal verfügbaren Bauräume für die einzelnen Komponenten der Radaufhängung festgelegt werden. Diese maximalen Bauräume dienen als Designspace. Die Schnittstellen der verschiedenen Fahrwerkskomponenten müssen an der definierten Position verbleiben und werden daher als Non-Designspace in die spätere Anwendung der Werkzeuge der Topologieoptimierung einbezogen. In Abbildung 3-3 [Deb-22] ist beispielhaft der Designspace des unteren Querlenkers einer Doppelquerlenker-radaufhängung dargestellt. Der Designspace ist in Rot dargestellt, die Schnittstellen, welche im Zuge der Topologieoptimierung nicht verändert werden, in blau. Die Schnittstellen befinden sich an den Kinematikpunkten zwischen der Komponente und dem Fahrschemel, zwischen der Komponente

und dem Traggelenk, sowie zwischen der Komponente und dem Dämpfer. Aus den geometrischen Randbedingungen sind die Aussparung für den Bewegungsspielraum des Stoßdämpfers und der Beschnitt zur Gewährleistung der Lenkwinkel des Rades abgeleitet. Die am Beispiel eines unteren Querlenkers dargestellte Definition des Designspace wird für jede Komponente der Radaufhängung durchgeführt.

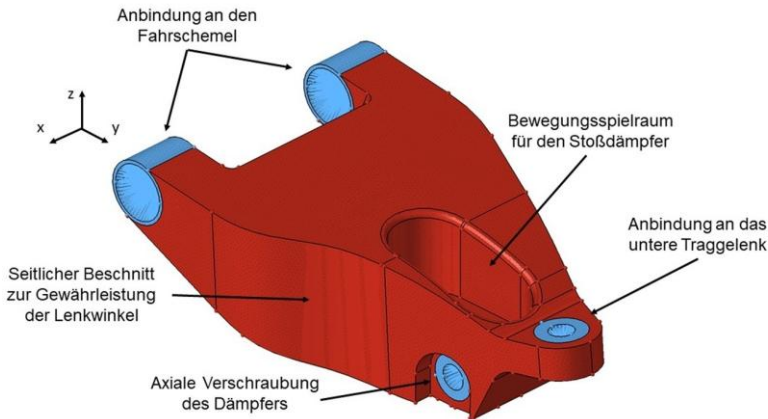


Abbildung 3-3: Designspace des unteren Querlenkers einer Doppelquerlenkerradaufhängung, rot: Designspace, blau Non-Designspace [Deb-22]

3.4.2 Design Subsysteme

Der erste Entwurf der jeweiligen Bauteilgeometrie wird mit Hilfe der Werkzeuge der Topologieoptimierung erstellt. Eingangsgrößen hierfür sind der in Abschnitt 3.4.1 definierte Designspace und die physikalischen Randbedingungen aus Abschnitt 3.1.2. sowie die zu wählenden Parameter der Berechnung. Diese sind die durchschnittliche Elementgröße, die Minimum Member Size, die Spannungsgrenze und die Masseanteils Grenze bezogen auf den Designspace. Bei der Wahl der durchschnittlichen Elementgröße, für das der Topologieoptimierung zugrundeliegende Netz, muss ein guter

Kompromiss aus Rechenaufwand, Arbeitsspeicherbedarf und notwendiger Auflösung gefunden werden. Ein kleiner Designspace kann bei gleichem Rechenaufwand feiner aufgelöst werden als ein größerer Designspace, Einschränkungen sind durch Rechenzeit und Arbeitsspeicherbedarf gegeben. Die Minimum Member Size bestimmt die Dimension der bei der Optimierung gebildeten Streben innerhalb des Bauteils. Die Wahl des Fertigungsverfahrens hat Einfluss auf die Wahl der Parameter. Bei der konventionellen Fertigung, beispielsweise in Form einer Schweißkonstruktion, wird die Minimum Member Size größer gewählt, um einfach herstellbare Geometrien zu erhalten. Gleichzeitig ist dann ein sehr feines Netz nicht sinnvoll, da der Aufwand einer höheren Auflösung bei dicken Streben keine Vorteile bringt. Je detailreicher eine Geometrie ist, desto feiner sollte sie vernetzt werden. Für einfache Geometrien mit einem großen Anteil ebener Flächen ist auch eine gröbere Vernetzung ausreichend. Die Spannungsgrenze der Topologieoptimierung sollte unterhalb der Streckgrenze des vorgesehenen Materials gewählt werden, um Freiheit bei der Nachmodellierung zu haben. Um die Spannungsgrenzen zu bestimmen, werden Kennwerte von zum jeweiligen Einsatzzweck passenden Materialien genutzt. Je nach Einsatzzweck können bei der Materialwahl Leichtbaupotenzial, hohe Festigkeit, geringer Preis, einfache Bearbeitung oder weitere Kriterien im Fokus stehen. Darüber hinaus muss auch die Masseanteilsgrenze bezogen auf den Designspace definiert werden. Die optimale Bauteilgeometrie wird durch iterative Anpassung der Spannungsgrenze und Masseanteilsgrenze bezogen auf den Designspace gefunden. Je nach Einsatzzweck des Bauteils müssen die Prioritäten der beiden Einflussgrößen festgelegt werden. Liegt der Fokus beispielsweise auf Leichtbau, sollte zunächst ein niedriger Masseanteil festgelegt werden und die maximale Spannung iterativ erhöht werden, bis ein Ergebnis gefunden wird. Der Masseanteil sollte dann erst erhöht werden, wenn die notwendigen maximalen Spannungen keine akzeptable Materialauswahl oder keine herstellbare Geometrie mehr zulassen. Ist es nicht möglich ein Ergebnis zu finden muss der Designspace auf Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse überarbeitet und der in Abschnitt 3.4.1 beschriebene Schritt erneut durchgeführt werden. Die gewonnenen Erkenntnisse gehen als zusätzliche geometrische Randbedingungen in die Überarbeitung ein.

In Abbildung 3-4 [Deb-22] ist das Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers aus Abbildung 3-3 [Deb-22] dargestellt. Die Topologieoptimierung wurde im Rahmen einer Abschlussarbeit durchgeführt. Die vorliegende Methodik wurde vom Student genutzt, um ein Ergebnis mit einem möglichst geringen Masseanteil zu finden. Der Masseanteil beträgt nach der letzten Iteration etwa 7 % der Masse des Designspace.

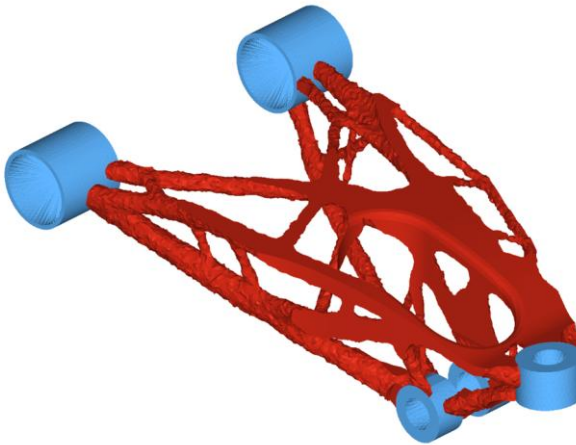


Abbildung 3-4: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers aus Abbildung 3-3, rot: genutzter Designspace, blau Non-Designspace [Deb-22]

Das Ergebnis der Topologieoptimierung muss in ein CAE-Programm zurückgeführt werden und kann im Anschluss fertigungsgerecht auskonstruiert werden. Das finale Modell des unteren Querlenkers aus Abbildung 3-4 [Deb-22] ist in Abbildung 3-5 [Deb-22] dargestellt.

Das final auskonstruierte Modell jeder Komponente wird im Anschluss simulativ validiert. Hierzu wird eine Steifigkeits- und Festigkeitsanalyse unter Berücksichtigung des an der Komponente angreifenden Lastkollektivs aus den physikalischen Randbedingungen durchgeführt. Sind die maximal auftretenden Spannungen aller Komponenten unterhalb der Spannungsgrenze

und die maximalen Verformungen innerhalb des Bereiches der maximal zulässigen Verformungen, ist dieser Schritt abgeschlossen. Erfüllt eine Komponente die Anforderungen nicht, müssen weitere Iterationen unter Berücksichtigung der gewonnenen Erkenntnisse durchgeführt werden. Dies können beispielsweise konstruktive Veränderungen zur Optimierung zu stark belastetem Stellen oder weitere Durchläufe der Topologieoptimierung mit geringerer Spannungsgrenze sein.

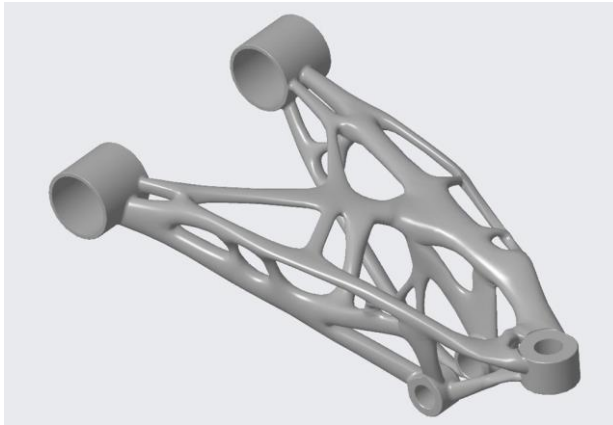


Abbildung 3-5: Finales Modell des unteren Querlenkers [Deb-22]

3.4.3 Aufbau des Gesamtsystems in CAD

In diesem Schritt werden die Komponenten des Fahrwerks jeder Achse zu einem virtuellen Gesamtmodell zusammengefügt. Neben den Komponenten werden auch die Kontaktbedingungen und möglichen Freiheitsgrade der Bewegung der Komponenten zueinander definiert. Mit Hilfe dieses Mehrkörpersystems werden alle einsatzzweckspezifischen kinematischen Anforderungen wie maximaler Lenkwinkel (vgl. Abbildung 3-6 [Deb-22]) oder Federweg geprüft. Sollten Kollisionen auftreten oder die Komponenten an ihren vorgesehenen Schnittstellen nicht zusammen passen, müssen unter Berücksichtigung der festgestellten Abweichungen weitere Iterationen gemäß Abschnitt 3.4.2 Design Subsysteme durchgeführt werden. Sofern dies nicht zu

einer Lösung führt, muss gegebenenfalls der Designspace der betroffenen Komponenten an den betroffenen Stellen überarbeitet werden und weitere Iterationen gemäß Abschnitt 3.4.1 Definition Designspace und Non-Designspace aller Subsysteme durchgeführt werden.

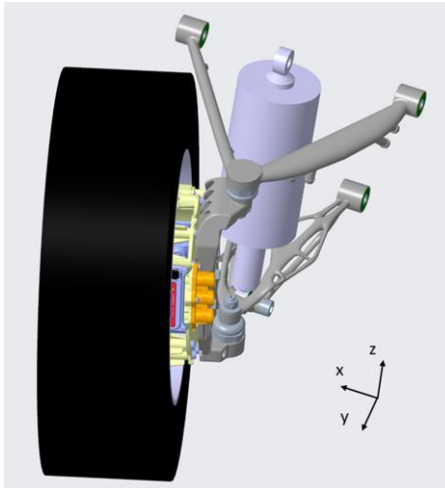


Abbildung 3-6: Mehrkörpersystem einer Doppelquerlenkerradaufhängung [Deb-22]

3.5 Validierung

Nach der Validierung aller kinematischen Anforderungen folgt in diesem Schritt die simulative Validierung der Gesamtsysteme auf Grundlage der physikalischen Randbedingungen. Jedes Gesamtsystem wird hierfür mit dem einsatzzweckspezifischen Lastkollektiv am Radmittelpunkt beaufschlagt. Äquivalent zur Validierung der einzelnen Komponenten müssen alle Spannungen unterhalb der Spannungsgrenze und alle Verformungen innerhalb des Bereiches der maximal zulässigen Verformungen liegen. Sind beide Bedingungen bei allen Gesamtsystemen erfüllt, ist der Entwurf des Referenzsystems abgeschlossen und dieses kann als Referenzsystem zur

Anwendung des Entwicklungsprozesses nach Ersoy genutzt werden. Genügen nicht alle Komponenten den Anforderungen, müssen für die betroffenen Komponenten weitere Iterationen gemäß 3.4.2 Design Subsysteme durchgeführt werden.

3.6 Zusammenfassung

Bei der Entwicklung der vorliegenden Methodik wurde eine Vorgehensweise zur Neukonzeption von Fahrwerksystemen für neuartige Fahrzeugkonzepte ohne Vorgänger- oder Referenzsystem erarbeitet. Der Schwerpunkt lag dabei auf der Entwicklung der Komponenten der Radaufhängung. Das Ergebnis ist ein Referenzsystem, auf dessen Grundlage der etablierte Entwicklungsprozess für Fahrwerksysteme nach Ersoy angewendet werden kann. Weitere Teilsysteme des Fahrwerkes wie Reifen, Felgen, Federsystem, Lenksystem oder Antriebs- und Bremssystem werden durch entsprechende Randbedingungen berücksichtigt.

4 Anwendung

In diesem Kapitel wird die Anwendung der in Kapitel 3 vorgestellten Methodik anhand von zwei verschiedenen Fahrzeugkonzepten gezeigt. Die beiden Beispiele verdeutlichen die Anwendbarkeit für verschiedenste Fahrzeugkonzepte und adressieren jeweils eine der offenen Forschungsfragen. Die beiden Fahrzeugkonzepte unterscheiden sich stark voneinander. Das Driveboard des Projektes U-Shift ist mit seinem Maximalgewicht von 5 t der Klasse der leichten Nutzfahrzeuge zuzuordnen. Der Versuchsträger eVee ist in seiner aktuellen Ausbaustufe für ein Maximalgewicht von 600 kg ausgelegt. Durch die Anwendung der vorgestellten Methodik für die Konstruktion und Auslegung der Fahrwerke beider Fahrzeuge, wird die universelle Anwendbarkeit der Methodik nachgewiesen. Mit der Anwendung der Methodik am Beispiel des Driveboards des Projektes U-Shift wird gezeigt, dass diese eine Antwort auf die erste Forschungsfrage liefert:

1. Wie kann ein methodisches Vorgehen zur Neukonzeption eines Fahrwerkes ohne Vorgänger- oder Referenzmodell aussehen?

Mit der Anwendung der Methodik zur Erweiterung des Fahrwerksystems für den Versuchsträger eVee wird gezeigt, dass diese auch eine Antwort für die zweite Forschungsfrage liefert:

2. Wie kann ein bestehendes Fahrwerk so modifiziert werden, dass die Komponenten leicht austauschbar sind und durch den Austausch von Komponenten die Eigenschaften des Systems an verschiedene Einsatzzwecke angepasst werden können?

4.1 Fahrwerk im Projekt U- Shift

Im Zuge des Projekts U-Shift [DLR-20] wird ein „on-the-Road“-modulares Fahrzeug entwickelt. Das heißt, ein Fahrzeug, das in der Lage ist, seinen Aufbau am Einsatzort selbstständig zu wechseln. Um dies zu ermöglichen, wird das Fahrzeug in eine Antriebseinheit, das Driveboard, und einen Nutzraum, die so genannten Kapseln, unterteilt. Das Driveboard kann mit verschiedenen Kapseltypen kombiniert werden, um Personen oder Güter zu transportieren. Der modulare Aufbau ermöglicht eine große Auswahl an Kapseln und damit die Bedienung vieler Einsatzszenarien durch das Driveboard. In der Nacht können die Cargokapseln beispielsweise Waren zu Geschäften transportieren, mobile Packstationen aufstellen oder Abfallcontainer zum Recycling transportieren. Tagsüber können die Personenkapseln zur Unterstützung des öffentlichen Personennahverkehrs in Stoßzeiten eingesetzt werden. Abbildung 4-1 zeigt das Driveboard mit der so genannten Personenkapsel. Aus dem Konzept des Gesamtfahrzeugs sowie den Einsatzzwecken der einzelnen Kapseln ergeben sich große Herausforderungen für die Konstruktion und Auslegung des Fahrwerks.

Um den Kapselwechsel zu ermöglichen, muss ein Hubsystem vorgesehen werden, das es ermöglicht das Driveboard abzusenken und wieder anzuheben. Das Driveboard soll im abgesenkten Zustand unter die Kapsel fahren und diese durch das Anheben aufnehmen (vgl. Abbildung 4-1 [DLR-20]).

Um den Einsatzbereich insbesondere im urbanen Raum nicht einzuschränken, muss das Fahrzeug sehr wendig sein. Hierfür kommt ein speziell entwickeltes Lenksystem zum Einsatz, das es ermöglicht, die mechanische Kopplung der Räder aufzuheben und diese ebenfalls gegensinnig einzuschlagen. Durch den Einschlag beider Räder kann der Drehpunkt des Fahrzeuges auf den Mittelpunkt der Hinterachse verschoben werden, was das Wenden um die Hinterachse ermöglicht.

Die großen Unterschiede zwischen Leergewicht und Maximalgewicht stellen eine weitere Herausforderung für die Entwicklung des Fahrwerkes dar. Es ist aufgrund des Gesamtkonzeptes nicht vorgesehen, zwischen den verschiedenen

Einsatzzwecken Fahrwerkskomponenten auszutauschen. Das Fahrwerk muss daher einen guten Kompromiss für alle Einsatzzwecke bieten.

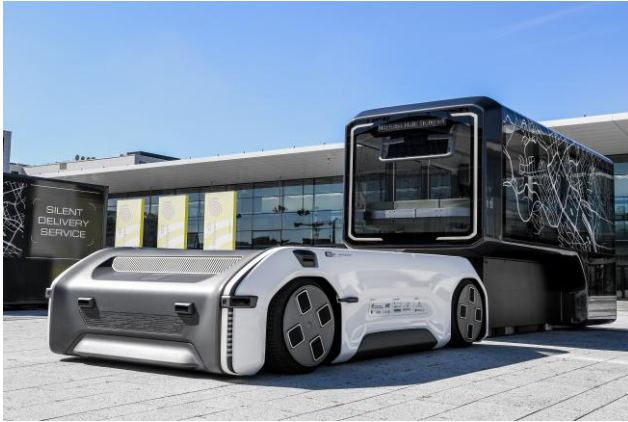


Abbildung 4-1: Driveboard bei Aufnahme der Personenkapsel [DLR-20]

Zunächst werden die eigens entwickelten Teilsysteme des Fahrwerkes vorgestellt. Die Teilsysteme wurden iterativ und parallel zur Radaufhängung entwickelt, da diese die Randbedingungen für den Entwurf der Komponenten der Radaufhängung beeinflussen. Bei der Vorstellung der Teilsysteme sind daher die Ergebnisse des Entscheidungsprozesses wie beispielsweise der Wahl der Radaufhängung vorweggenommen. Die Entscheidungsprozesse werden im Zuge der Anwendung der Methodik auf die Komponenten der Radaufhängung erläutert (Abschnitt 4.1.1 bis 4.1.5). Um die Randbedingungen für die Entwicklung der Komponenten der Radaufhängung besser nachvollziehen zu können, ist es jedoch sinnvoll die anderen Teilsysteme zuerst vorzustellen.

Für die Erfüllung aller Anforderungen wird das Fahrwerksystem in Module unterteilt. An der Vorderachse sind das die Radaufhängung, das Lenksystem, ein spezieller Fahrschemel zur Entkopplung von Radaufhängung und Hubsystem und das Hubsystem. Für den Kapselwechsel muss ein Hubsystem integriert werden, mit welchem der Aufbau angehoben und abgesenkt werden kann. Die ausgewählte Doppelquerlenkerradaufhängung macht es notwendig

die Hubbewegung von der Radaufhängung zu entkoppeln, was durch einen speziellen Fahrschemel erreicht wird. Der große Höhenunterschied würde aufgrund der Radhubkinematik sonst zu einer großen Spurweitenänderung führen. Da der Kapselwechsel und damit auch die Hubbewegung im Stand stattfinden, hätte die große Spurweitenänderung ohne Entkopplungsmaßnahmen erhebliche Belastungen auf die Fahrwerkskomponenten zur Folge.

Fahrschemel

Der Fahrschemel bietet Schnittstellen zur Montage aller Teilsysteme des Fahrwerks der Vorderachse und wird über das Hubsystem mit dem Rahmen des Driveboards verbunden (vgl. Abbildung 4-2 [Wei-24-5]). Somit wird zusätzlich eine einfache Vormontage des Fahrwerksystems ermöglicht. Beim Hubvorgang während des Kapselwechsels bleibt das Höhenniveau des Fahrschemels unverändert. Über das Hubsystem wird der Rahmen des Driveboards relativ zum Fahrschemel angehoben oder abgesenkt. Die Radaufhängung wird dadurch von der Hubbewegung entkoppelt und Spurweitenänderungen durch den Hub werden vermieden. Durch den modularen Aufbau können Teilsysteme einfach ausgetauscht oder nachträglich hinzugefügt werden. [Wei-24]

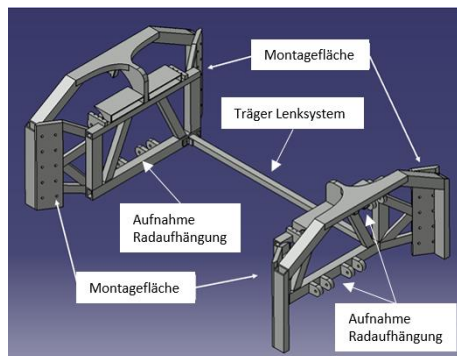


Abbildung 4-2: CAD Modell des Fahrschemels [Wei-24-5]

Hubsystem - Vorderachse

Das Hubsystem der Vorderachse besteht aus vier Hubaktoren, die zwischen Driveboard-Rahmen und Fahrschemel montiert werden (vgl. Abbildung 4-3 [Wei-24-5]). Beim Hubvorgang behält so der Fahrschemel mit allen Komponenten der Radaufhängung und des Lenksystem sein Höhenniveau bei und nur der Rahmen des Driveboards wird angehoben.

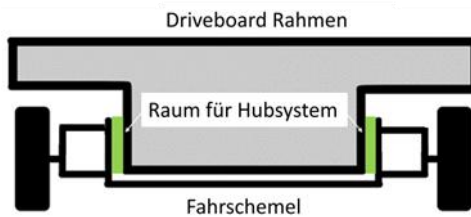


Abbildung 4-3: Prinzipskizze der Vorderachse [Wei-24-5]

Der Hubaktor ist als komplette Einheit konzipiert, um eine separate Entwicklung, sowie den einfachen Austausch und eine Nachrüstung zu ermöglichen. Das Gesamtsystem ist in Abbildung 4-4 [Wei-24-5] dargestellt. Ein Servomotor treibt die Welle (1) an, die im Gehäuse (2) montiert und mit der Seilwinde (3) verbunden ist. Die drei Stahlseile (4) werden auf die Seilwinde aufgerollt und mit dem Adapter (5) verbunden, der auf den Kugelumlaufwagen (6) geschraubt wird. Der Kugelumlaufwagen wird von der Profilschiene (7) geführt, die ebenfalls mit dem Gehäuse verschraubt ist. Der Verriegelungsmechanismus (8) ist mit dem Adapter verbunden, der sich parallel zum Kugelumlaufwagen im Gehäuse bewegt. Im Verriegelungsmechanismus befinden sich Verriegelungsbolzen (9), die in den benachbarten Gehäusewänden eingreifen. Die Verriegelungsbolzen werden durch Federn ständig nach außen gedrückt und greifen in die dafür vorgesehenen Aussparungen (10) in der Gehäusewand ein, sobald sie erreicht werden. Vor einem Hebevorgang werden die Bolzen durch elektrisch betätigte Magnete zurückgezogen.

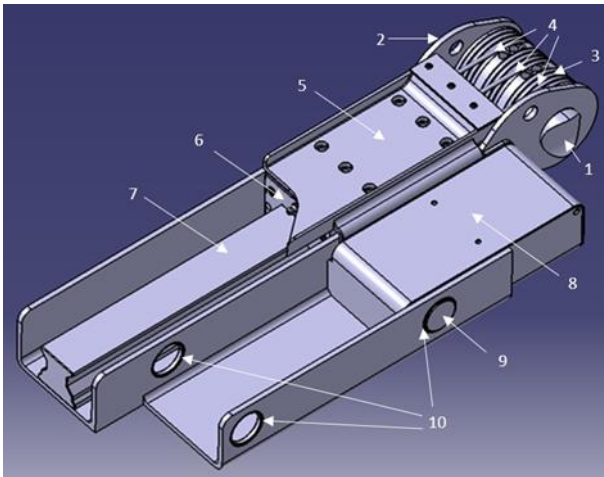


Abbildung 4-4: Hubaktor CAD Modell [Wei-24-5]

Hubsystem - Hinterachse

Das Fahrwerksystem an der Hinterachse wird äquivalent zur Vorderachse in Module zur Erfüllung der Teilaufgaben unterteilt. Die Module sind die Radaufhängung und das Hubsystem. Auch an der Hinterachse muss ein Hubsystem integriert werden, das den Kapselwechsel ermöglicht. Eine Trennung von Hubsystem und Radaufhängung ist nicht notwendig, da es aufgrund der Längslenkerradaufhängung bei der Hubbewegung nur zu geringen Änderungen des Radstands, nicht aber der Spurweite kommen kann. Diese Änderungen sind unkritisch, da die Räder diese Bewegung durch Abrollen ausgleichen können und somit keine erhöhten Belastungen auf die Komponenten wirken.

Abbildung 4-5 [Wei-22] zeigt den Aufbau des Hubsystems und die Integration in das Gesamtsystem der Hinterachse anhand des CAD Modells. Durch Verkippen oder Aufrichten des Federbeins kann das Driveboard abgesenkt oder angehoben werden. Die Funktionsweise ist nachfolgend beschrieben, wobei sich die Nummerierung der Komponenten auf Abbildung 4-6 bezieht.



Abbildung 4-5: Hubsystem der Hinterachse, links: Fahrposition, rechts: abgesenkter Zustand [Wei-22]

Um die Funktionen Hub, Niveauregulierung und Federung und Dämpfung platzsparend und einfach zu ermöglichen, werden alle Funktionen vereint. Die Feder-Dämpfer-Einheit (6) ist drehbar mit dem Radträger am Rad (7) sowie mit dem Drehgelenk (3) verbunden. Die Schubstange (5) und die Führungsöse (1) sind drehbar mit dem Drehgelenk (3) verbunden. Die Führungsöse (1) ist horizontal entlang der Führungsstange (2) verschiebbar. Die Führungsstange (2) ist an der Karosserie befestigt. Die Feder-Dämpfer-Einheit (6) steht beim Fahrbetrieb mit maximaler Beladung des Fahrzeuges senkrecht zur Fahrbahn (Abbildung 4-6, links [Wei-21]). Durch das lastbedingte Einfedern der Feder-Dämpfer-Einheit (6) ergibt sich die Höhe h zwischen der Führungsstange (2) und dem Verbindungsgelenk des Rades (7) und der Feder-Dämpfer-Einheit (6).

Für die Umsetzung des Kapselwechsels muss die Karosserie erst abgesenkt und anschließend wieder angehoben werden. Zum Absenken der Karosserie wird mit dem Aktor (4) die Schubstange (5) bewegt, sodass die Führungsöse (1) entlang der Führungsschiene (2) verschoben wird (Abbildung 4-6, rechts [Wei-21]). Durch das resultierende Kippen der Feder-Dämpfer-Einheit (6) wird die Höhe h verringert. Die aus geometrischen Gründen resultierende Verringerung der Höhe h wird durch physikalische Einflüsse noch unterstützt: Durch das Kippen der Feder-Dämpfer-Einheit (6) aus der senkrechten Lage ändert sich die Wirkrichtung der abstützenden Federkraft, was zu einer höheren auf die Feder wirkenden resultierenden Kraft führt. Durch diese höhere Kraft federt die Feder bei konstanter Federrate stärker ein, die Feder-

Dämpfer-Einheit (6) wird verkürzt und die effektive Änderung der Höhe h verstärkt. Durch diesen physikalischen Einfluss ist, verglichen mit einer rein geometrischen Verschiebung starrer Körper, für einen bestimmten Hub ein geringerer Längsweg der Führungsöse (1) erforderlich. Das Anheben der Karosserie erfolgt sinngemäß in umgekehrter Richtung.

Die Niveauregulierung funktioniert nach dem gleichen Prinzip wie die Hubfunktion. Bei Beladung des Fahrzeuges mit der maximalen Last, ist die auf die Feder wirkende Kraft und somit der Einfederweg am größten. Durch Kippen der Feder-Dämpfer-Einheit (6) kann die Höhe des Fahrzeuges auch bei niedrigerer Beladung auf das gleiche Niveau geregelt werden.

Vergleichbare Konzepte wurden auch in anderen Veröffentlichungen vorgestellt [Eva-10; Eve-08].

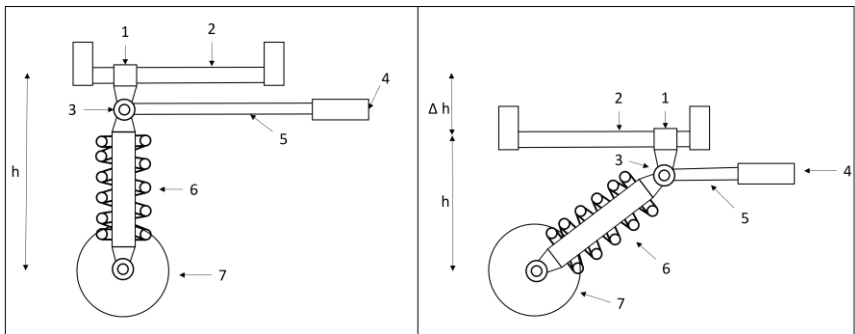


Abbildung 4-6: Prinzipskizze Hubsystem Hinterachse, links: Fahrzeug auf Fahrniveau, rechts: abgesenkter Zustand [Wei-21]

Lenksystem

Um die Einsatzmöglichkeiten des Fahrzeugs vor allem in städtischen Gebieten zu erweitern, muss der Platzbedarf für die Manöver zum Kapselwechsel möglichst gering sein. Um diesen Platzbedarf zu optimieren, wurden mehrere Manöver untersucht [Wei-24-3].

Die Funktionsweise des Lenksystems kann in zwei Betriebsmodi unterteilt werden. Ein Modus ist die normale Fahrt, also Geradeausfahrt (vgl. Abbildung 4-7) und Kurvenfahrt (vgl. Abbildung 4-8), der andere das Manövrieren und Wenden auf der Stelle.

Die Spurstangen (6, 7) sind über Gelenke (8) mit den Lenkhebeln und den Umlenkhebeln (2, 3) verbunden. Die Spurstangen (4, 5) sind mit dem Lenkgetriebe gekoppelt und ebenfalls mit den Umlenkhebeln (2, 3) verbunden (vgl. Abbildung 4-7 [Wei-24-4]). Wie bei herkömmlichen Lenkungen werden die Räder (9) in der Spur gehalten. Auftretende Lenkmomente werden von den Rädern über das Lenkgestänge als Kräfte auf die Gelenke und das Lenkgetriebe übertragen, wo sie sich gegenseitig abstützen. Die Aufgabe der Umlenkhebel ist es, die Bewegungen und Kräfte der Spurstangen (4, 5) auf die Spurstangen (6, 7) zu übertragen. Aufgrund der durch den Bauraum gegebenen besonderen Lage des Lenkgetriebes sind die Umlenkhebel auch notwendig, um die Bewegung der Spurstangen (4, 5, 6, 7) auf ein Minimum zu begrenzen und so die Kollision mit anderen Baugruppen zu verhindern. [Wei-24-4]

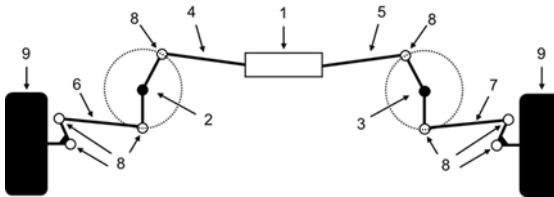


Abbildung 4-7: Lenkgestänge bei Geradeausfahrt [Wei-24-4]

Bei Kurvenfahrt bleibt die mechanische Kopplung innerhalb des Lenkgetriebes erhalten. Bei einem Lenkmanöver bewegen sich die Spurstangen (4, 5) in dieselbe Richtung. Über die Umlenkhebel (2, 3) und die Gelenke wird die Schubbewegung der Spurstangen (4, 5) auf die Spurstangen (6, 7) und von dort über die Spurhebel auf die Räder übertragen. Die Verschiebung der Spurstangen (4, 5) durch das Lenkgetriebe führt dazu, dass sich die Räder in dieselbe Richtung drehen (vgl. Abbildung 4-8 [Wei-24-4]). [Wei-24-4]

Die Konfiguration des Lenkgetriebes bei Kurvenfahrt ist in Abbildung 4-10 [Wei-24-4] dargestellt. Die Kupplung (21) ist geschlossen und die Kupplung (22) ist geöffnet. Das Drehmoment des Antriebs wird auf die Zahnriementriebe (18, 19) übertragen. Auf der Abtriebsseite wird das Drehmoment auf die Kugelgewindetriebe (23) übertragen. Durch die vorhandene Verbindung der Kupplungen liegt an beiden Kugelgewindetrieben die gleiche Drehrichtung vor und die Zahnstangen werden in die gleiche Richtung verschoben, was zu einem gleichsinnigen Radeinschlag führt. Die auf die Räder wirkenden Kräfte werden durch die vorhandene mechanische Kopplung (24) gegenseitig abgestützt. [Wei-24-4]

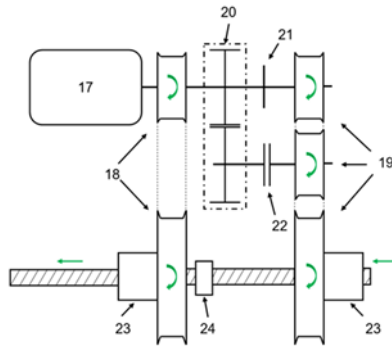


Abbildung 4-10: Lenkgetriebe bei Kurvenfahrt [Wei-24-4]

Für den gegensinnigen Radeinschlag beim Wenden auf der Stelle, muss die Kupplung (22) geschlossen und die Kupplung (21) geöffnet werden. Die vom Antrieb (17) erzeugte Drehrichtung wird durch das Zahnradgetriebe (20) umgekehrt. Dadurch haben die beiden Zahnriementriebe (18, 19) eine entgegengesetzte Drehrichtung, die sie auf die Kugelgewindetriebe (23) übertragen. Die entgegengesetzten Drehrichtungen der Kugelumlaufspindeln führen zu einer Verschiebung der Zahnstangen in entgegengesetzte

Richtungen, so dass die Räder gegensinnig eingeschlagen werden (vgl. Abbildung 4-11 [Wei-24-4]). [Wei-24-4]

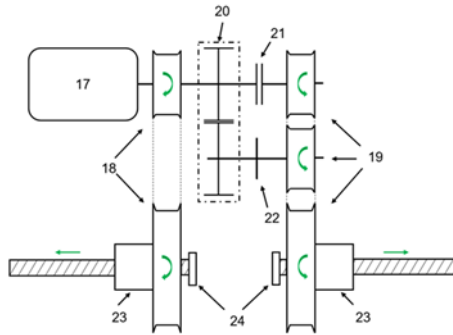


Abbildung 4-11: Lenkgetriebe bei gegensinnigem Radeinschlag [Wei-24-4]

In Abbildung 4-12 [Wei-22-2] ist die konstruktive Umsetzung des gesamten Lenksystems dargestellt.

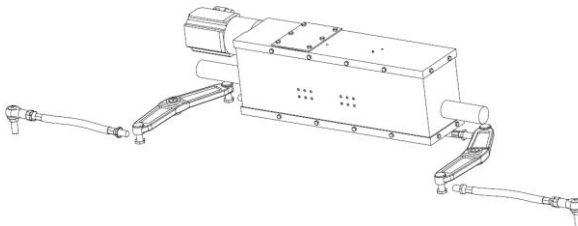


Abbildung 4-12: Lenksystem Gesamtmodell [Wei-22-2]

Nach der Vorstellung der zusätzlichen Komponenten des Fahrwerkes wird die in dieser Arbeit im Fokus stehende Entwicklung der Komponenten der Radaufhängung erläutert. Im Folgenden wird die vorgestellte Methodik am Beispiel der Komponenten der Radaufhängung des Driveboards des Projektes U-Shift angewendet. Die konstruktive Gestaltung der Komponenten der Radaufhängung wurde durch den studentischen Mitarbeiter Christian Simon

Debnar, der im Rahmen einer Hiwi-Tätigkeit am Projekt U-Shift beteiligt war, unter Verwendung der vorgestellten Methodik umgesetzt (Abschnitte 4.1.4.1 bis 4.1.5). Randbedingungen und Ziele wurden durch den Autor dieser Arbeit vorgegeben.

4.1.1 Anforderungen

Die Anforderungen an das Fahrwerk ergeben sich aus dem Konzept des Gesamtfahrzeuges, dem Fahrzeuggewicht und den Anforderungen aus dem geplanten Einsatzgebiet. Nachstehend sind die Anforderungen an das Fahrwerk des Driveboards dargestellt.

Konzept Gesamtfahrzeug

Das Driveboard des Projekts U-Shift soll durch Radnabenmotoren angetrieben werden. Der Einsatz dieser Antriebe muss bei der Entwicklung der Komponenten der Radaufhängung berücksichtigt werden und der notwendige Bauraum freigehalten sowie eine passende Schnittstelle gestaltet werden. Das Konzept des Gesamtfahrzeuges macht zum Kapselwechsel ein Hubsystem notwendig, das eine Hubbewegung von 200 mm ermöglichen muss. Darüber hinaus ergeben sich weitere Vorgaben für Fahrwerksparameter aus dem Fahrzeugkonzept, die in Tabelle 4-1 zusammengefasst sind. Die u-förmige Gestalt des Driveboards sorgt außerdem für stark unterschiedliche Platzverhältnisse an Vorder- und Hinterachse. Für weiterführende Informationen zum Gesamtsystem wird auf bereits erfolgte Veröffentlichungen verwiesen (vgl. [Wei-22-3; Wei-22]).

Die Möglichkeit, verschiedene Kapseln mit demselben Driveboard zu bewegen bringt einige Herausforderungen mit sich. Neben den stark unterschiedlichen Leergewichten und Nutzlasten der Kapseln ändert sich beim Wechsel zwischen verschiedenen Kapseltypen auch die Lastverteilung im Gesamtfahrzeug. Die verschiedenen Werte sind in Tabelle 4-2 zusammengefasst.

Tabelle 4-1: Aus Gesamtkonzept resultierende Fahrwerksparameter

Fahrwerksparameter	Wert
Radstand	2745 mm
Spurweite	2245 mm
Bodenfreiheit abgesenkt	20 mm
Federweg	± 50 mm
Hubweg	200 mm
Lenkwinkel gleichsinnig	± 60°
Lenkwinkel gegensinnig	73 °

Fahrzeuggewicht

Tabelle 4-2: Massen und Lastverteilung von Driveboard und Kapseln

Masse	Wert [kg]
Driveboard leer	1800
Cargokapsel	900 + 1200 Zuladung
Driveboard mit Cargokapsel max	3900
Personenkapsel	2100 + 810 Zuladung
Driveboard mit Personenkapsel max	4710
Maximale Masse für Auslegung	5000
Lastverteilung	Wert [%]
Lastverteilung Drivebord leer	60 Vorderachse, 40 Hinterachse
Lastverteilung Driveboard mit Personenkapsel	30 Vorderachse, 70 Hinterachse

Einsatzzwecke

Das Fahrzeug soll insbesondere im urbanen Raum und auf Industriegeländen zum Einsatz kommen. Ein Einsatz abseits befestigter Straßen ist nicht vorgesehen. Allerdings soll neben ebenen Untergründen auch Kopfsteinpflaster befahren werden. Ein besonderer Belastungsfall stellt die Bordsteinüberfahrt dar. In der ersten Ausbaustufe sind Geschwindigkeiten von 20 – 30 km/h vorgesehen, im weiteren Projektverlauf auch bis zu 80 km/h. Das

Driveboard soll mit den jeweiligen Kapseln sowohl Personen als auch Güter transportieren.

Geometrische Randbedingungen

Die geometrischen Randbedingungen werden, neben den in Tabelle 4-1 dargestellten Parametern, vor allem durch die Geometrie des Driveboardrahmens definiert. Der Rahmen ist in Abbildung 4-13 dargestellt.

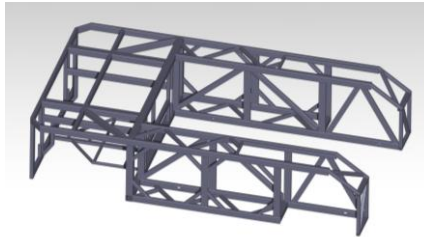


Abbildung 4-13: CAD-Modell des Driveboardrahmens

Die durch die Geometrie des Rahmens begrenzten Bauräume sind in Abbildung 4-15 in Untersicht und in Abbildung 4-14 in Seitenansicht dargestellt.

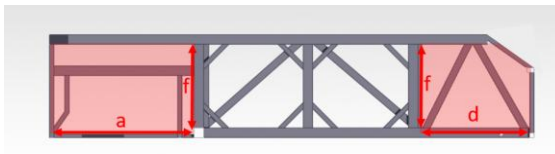


Abbildung 4-14: Driveboardrahmen in Seitenansicht

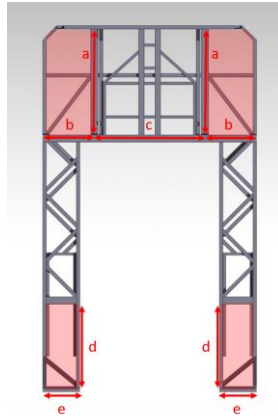


Abbildung 4-15: Driveboardrahmen in Untersicht

Die nachfolgende Tabelle 4-3 fasst die in Abbildung 4-15 und Abbildung 4-14 markierten Maße zusammen.

Tabelle 4-3: Bauraumabmessungen aus Driveboardrahmen

Benennung	Kennzeichnung	Wert [mm]
Länge Bauraum vorne	a	1070
Breite Bauraum vorne	b	800
Breite Mittelwagen	c	900
Länge Bauraum hinten	d	875
Breite Bauraum hinten	e	480
Höhe Bauraum	f	730

Physikalische Randbedingungen

Zur Ermittlung der physikalischen Randbedingungen werden die relevanten Lastfälle gemäß Tabelle 3-2 genutzt. Die Lastfälle sind in Tabelle 4-4 zusammengefasst. In Tabelle 4-5 sind die maximalen an der Vorderachse bzw. der Hinterachse abzustützenden Gesamtmassen, sowie die maximal pro Rad abzustützenden Massen dargestellt.

Tabelle 4-4: Relevante Lastfälle gemäß Tabelle 3-2

Standardlastfälle		Beschleunigung [g]		
		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,00	0,00	3,00
3	Längsstoß	-2,50	0,00	1,00
4	Seitlicher Stoß	0,00	2,50	1,00

Tabelle 4-5: Maximal durch eine Achse bzw. ein Rad abzustützende Masse

Achse	Gesamtmasse $m_{ges,max}$ [kg]	Masse pro Rad $m_{R,max}$ [kg]
Vorderachse	1500	750
Hinterachse	3500	1750

Durch Multiplikation der Beschleunigungen aus den Lastfällen mit der Masse pro Rad können die am Radmittelpunkt wirkenden Kräfte abgeschätzt werden. Die resultierenden maximalen Kräfte am Radmittelpunkt an der Vorderachse sind in Tabelle 4-6, die maximalen Kräfte am Radmittelpunkt an der Hinterachse in Tabelle 4-7 zusammengefasst.

Tabelle 4-6: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt an der Vorderachse

Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	22,1
3	Längsstoß	-18,4	0,0	7,4
4	Seitlicher Stoß	0,0	18,4	7,4

Tabelle 4-7: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt an der Hinterachse

Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	51,5
3	Längsstoß	-43,0	0,0	17,2
4	Seitlicher Stoß	0,0	43,0	17,2

4.1.2 Auswahl der Radaufhängung

In diesem Schritt erfolgt die Auswahl der grundlegenden Bauart der Radaufhängung anhand des Entscheidungsbaums und der Entscheidungsmatrix aus Abschnitt 3.2. Das Fahrzeug soll nur auf befestigten Straßen und mit geringer bis mittlerer Geschwindigkeit betrieben werden. Außerdem bestehen besondere Anforderungen an die Manövrierbarkeit, da es vor allem im urbanen Raum eingesetzt werden soll. Der Entscheidungsbaum schränkt damit die Auswahl auf Einzelradaufhängungen ein.

Wie zuvor erwähnt, sorgt die u-förmige Gestalt des Driveboards für stark unterschiedliche Platzverhältnisse an Vorder- und Hinterachse. Daher erfolgt die Auswahl der grundlegenden Bauart der Radaufhängung getrennt nach Vorder- und Hinterachse.

Vorderachse

Zum einen bestehen an der Vorderachse durch die großen geforderten Lenkwinkel und den großen Hubweg besondere Anforderungen an die Kinematik. Andererseits muss die Abstützung der hohen Achslasten gewährleistet werden. Daher werden die Kriterien Kinematisches Auslegungspotential (KA) und Karosseriebelastung an Lagerpunkten (KB) in der Entscheidungsmatrix höher priorisiert und doppelt gewichtet. Das Ergebnis der Bewertung ist in Tabelle 4-8 dargestellt. Die Verbundlenker- und die Schräglenkerradaufhängung erhalten zwar die höchste Bewertung, allerdings sind diese aufgrund der Bauraumrestriktionen nicht umsetzbar. Die Anbindung der Radaufhängung an den Fahrschemel ist nur an einer zur x-z-

Ebene parallelen Fläche möglich (vgl. Abbildung 4-16 [Wei-24-2]). Gegen die Verbundlenkerachse spricht außerdem, dass kein Bauraum für eine Strebe zur Verbindung der Achshälften zur Verfügung steht. Nach der Verbund- und Schräglenkerradaufhängung sind Doppelquerlenker, Längslenker, und Mehrlenkerachse gleich bewertet. Längslenker scheiden aus den gleichen Gründen wie die Schräglenkerradaufhängung aus. Um die Anforderungen an die Radaufhängung mit einer möglichst einfachen Bauart und wenigen Komponenten umsetzen zu können, fällt die Wahl auf die Doppelquerlenkerradaufhängung.

Tabelle 4-8: Entscheidungsmatrix zur Auswahl der Radaufhängung der Vorderachse für das Driveboard des Projektes U-Shift, KA: kinematisches Auslegungspotential, BB: Bauraumbedarf, KB: Karosseriebelastung an Lagerpunkten, K: Komplexität, EF: Einfluss auf Fahreigenschaften, KO: Kosten, FW: große Federwege realisierbar, S: Summe

	KA 2 x	BB	KB 2 x	K	EF	KO	FW	S
Doppelquerlenker	+	-	-	-	+	-	++	0
McPherson	0	0	-	+	0	+	-	-1
Längslenker	--	+	0	++	--	++	+	0
Verbundlenker	-	-	+	+	-	+	+	1
Schräglenker	+	0	0	0	0	0	-	1
Mehrlenkerachse	++	--	0	--	++	--	0	0

Hinterachse

Aufgrund der schmalen Form der Schenkel ist an der Hinterachse nur eine Längslenkerradaufhängung sinnvoll umsetzbar. Die Anwendung einer Bewertungsmatrix ist daher hier nicht sinnvoll. Für die Entwicklung des

Fahrwerksystems werden daher im Folgenden Vorderachse und Hinterachse getrennt voneinander betrachtet.

4.1.3 Wahl der Kinematikpunkte

Die Wahl der Kinematikpunkte ist ein iterativer Prozess. Die Kinematikpunkte bilden an der Vorderachse sowohl die Schnittstellen zwischen Radaufhängung und Fahrschemel als auch zwischen den verschiedenen Komponenten der Radaufhängung. An der Hinterachse bilden die Kinematikpunkte die Schnittstellen zwischen Radaufhängung und Fahrzeugrahmen, sowie zwischen den einzelnen Komponenten der Radaufhängung.

Vorderachse

In Abbildung 4-16 [Wei-24-2] ist die Position der Kinematikpunkte zwischen den Komponenten der Radaufhängung und dem Fahrschemel dargestellt. Ausschlaggebend für die Wahl der Positionen ist neben den Restriktionen durch Package und Bauart der Radaufhängung insbesondere die sinnvolle Einleitung der Kräfte aus den Komponenten der Radaufhängung in den Fahrschemel, welche durch eine FEM-Simulation sichergestellt wurde. Die Kinematikpunkte zwischen den Komponenten der Radaufhängung sind in Abbildung 4-17 zu sehen.

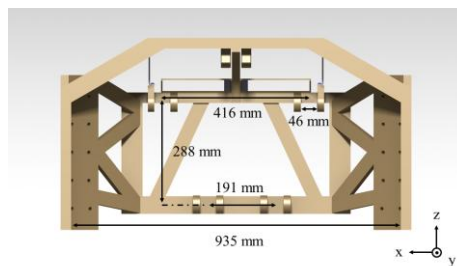


Abbildung 4-16: Position der Kinematikpunkte zwischen Radaufhängung und Fahrschemel [Wei-24-2]

Hinterachse

Die starken Bauraumrestriktionen an der Hinterachse lassen nur sehr geringe Freiheiten bei der Wahl der Kinematikpunkte zu. Im Fokus steht eine möglichst breite Abstützbasis zur Einleitung der Kräfte aus den Längslenkern in den Rahmen des Driveboards (vgl. Abbildung 4-23).

4.1.4 Topologiefindung

Aus den zuvor definierten geometrischen Randbedingungen und der gewählten grundlegenden Bauart der Radaufhängung werden zunächst die verfügbaren Bauräume für die Fahrwerkskomponenten abgeleitet. Auf Grundlage der Bauräume und der physikalischen Randbedingungen werden die Werkzeuge der Topologieoptimierung zur Topologiefindung der Komponenten der Radaufhängung eingesetzt. Die Entwicklung der Komponenten wird im Folgenden am Beispiel des oberen Querlenkers der Vorderachse detailliert dargestellt. Für die weiteren Komponenten wird auf den Anhang verwiesen.

4.1.4.1 Definition Designspace und Non-Designspace aller Subsysteme

Abbildung 4-17 zeigt in grau den aus den Randbedingungen abgeleiteten maximalen Bauraum, also den Designspace der Komponenten der Radaufhängung. Neben Schnittstellen mit dem Fahrschemel ist auch die passende Flanschfläche für den in Gelb dargestellten Radnabenmotor berücksichtigt. Der Designspace ist so gestaltet, dass es selbst bei vollständiger Ausnutzung im Betrieb in keinem Fall zu Kollisionen innerhalb der Baugruppe oder mit anderen Baugruppen kommen kann. Um dies zu gewährleisten sind entsprechende Aussparungen vorgesehen.

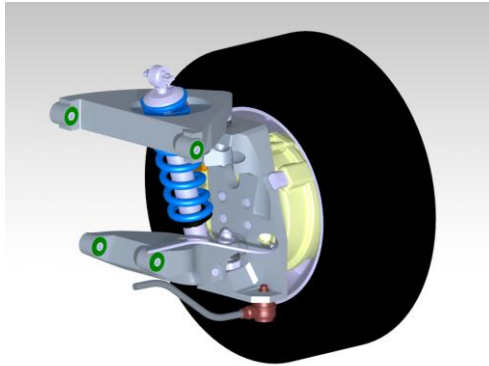


Abbildung 4-17: Abgeleitete Designräume an der Vorderachse

4.1.4.2 Design Subsysteme

Unter Berücksichtigung der physikalischen Randbedingungen (vgl. Abschnitt 4.1.1) wird mit Hilfe der Werkzeuge der Topologieoptimierung innerhalb des Designspace eine, auf die Eingabeparameter bezogen, optimale Bauteilgeometrie erstellt. Schnittstellen werden als Non-Designspace definiert, um die Beibehaltung der Schnittellengeometrie sicherzustellen. Die erhaltene Geometrie wird in eine CAE-Umgebung zurückgeführt und im Hinblick auf Fertigbarkeit nachbearbeitet. Die einzelnen Bauteile werden dann simuliert und die Einhaltung der physikalischen Randbedingungen nachgewiesen.

Im Folgenden wird das Design des oberen Querlenkers dargestellt und die der finalen Topologie zugrundeliegenden Parameter angegeben. Die Topologieoptimierung ist ein iterativer Prozess, die Parameter werden je nach Bauteil mehrfach angepasst, um zum vorgestellten Ergebnis zu kommen.

Der Designspace, die physikalischen Randbedingungen und die Parameter aus Tabelle 4-9 gehen als Eingangsgrößen in die Topologieoptimierung des oberen Querlenkers ein. In Abbildung 4-18 ist die optimale Ergebnisgeometrie

dargestellt. Der genutzte Designspace ist in Rot, der Non-Designspace in blau dargestellt.

Tabelle 4-9: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	2 mm
Material	Stahl S460
Spannungsgrenze	400 MPa
Minimum Member Size	15 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	10 %

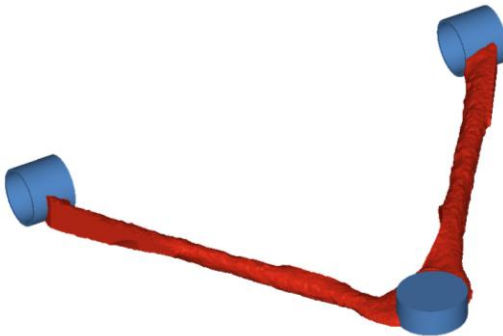


Abbildung 4-18: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace

Der obere Querlenker ist als Schweißkonstruktion aus Flachmaterial und Rohrstücken ausgeführt. Zur Validierung wird dieser mit den Kräften aus den physikalischen Randbedingungen beaufschlagt. Die stärksten Belastungen erfährt das Bauteil beim Lastfall 3 Längsstoß. Das Ergebnis der Simulation dieses Lastfalls ist in Abbildung 4-19 dargestellt. Da die maximalen Spannungen unterhalb der Streckgrenze des vorgesehenen Materials liegen, muss der obere Querlenker nicht weiter bearbeitet werden.

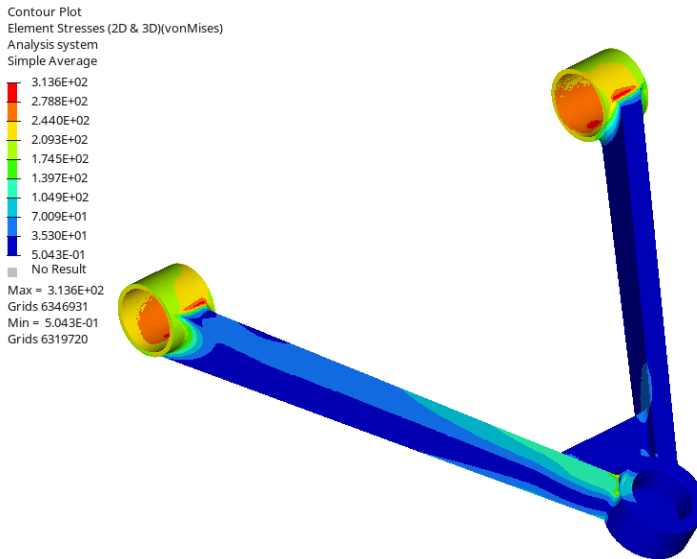


Abbildung 4-19: FEM-Analyse des oberen Querlenkers, Lastfall Längsstoß

Exkurs

Mit dem Fokus auf der additiven Fertigung und der Integration von zusätzlichen Funktionen in die Fahrwerkskomponenten sind völlig neue Möglichkeiten in der Gestaltung der Komponenten gegeben. Auf das Potential der additiven Fertigung, aufbauend auf die vorgestellte Methodik, soll an dieser Stelle als Exkurs hingewiesen werden. Hierfür werden Leitungen für Kühlwasser und Bremsflüssigkeit, sowie zusätzlich notwendige Schnittstellen als Non-Designspace für die Topologieoptimierung definiert (vgl. Abbildung 4-20 [Wei-24-6]) [Wei-25]. Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist in Abbildung 4-21 [Wei-24-6] dargestellt. Durch zusätzliche Funktionsintegration kann die Bauteilmasse bei vergleichbarer Steifigkeit um etwa 20 % reduziert werden. Gleichzeitig wird auch die Bauteiloberfläche um etwa 20 % vergrößert, wodurch ein erhöhter Kühleffekt auf die durchströmenden Fluide zu erwarten ist [Wei-24-6].

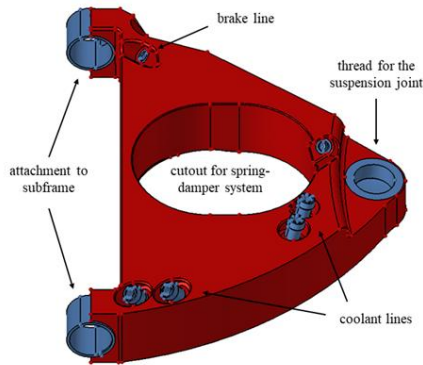


Abbildung 4-20: Designspace (rot) und Non-Designspace (blau) des oberen Querlenkers [Wei-24-6]

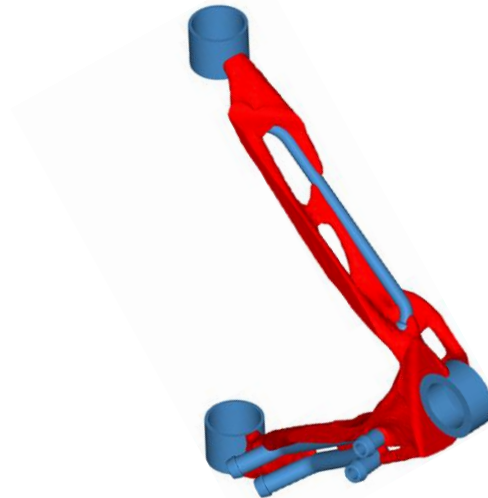


Abbildung 4-21: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Wei-24-6]

Die Weiterentwicklung der Fertigungsmöglichkeiten könnte zukünftig auch die additive Fertigung mit Multimaterialmix ermöglichen. Durch lokal unterschiedliche Legierungen können die Eigenschaften der verschiedenen Materialien noch besser ausgenutzt werden. Auch die direkte Integration energieführender Leitungen in die Fahrwerksbauteile wird damit möglich.

4.1.4.3 Aufbau des Gesamtsystems in CAD

In diesem Abschnitt wird aus den zuvor konstruierten Komponenten der Radaufhängung und den weiteren Komponenten des Fahrwerks der Vorderachse und Hinterachse je ein Gesamtsystem in CAD zusammengesetzt. Im Gesamtmodell werden alle Kontaktbedingungen zwischen den Komponenten, sowie deren Freiheitsgrade definiert. Die Komponenten der Radaufhängung werden über Elastomerlager mit den Anbindungspunkten am Fahrschemel verbunden. Die Verbindung über die Elastomerlager wird hier vereinfachend als starr angenommen. Mit Hilfe des Modells wird die Einhaltung der geforderten Fahrwerksparameter und geometrischen Randbedingungen geprüft. Da sich sowohl die Geometrie als auch die Lasten beider Achsen sehr stark unterscheiden, werden diese nach der getrennten Entwicklung auch getrennt voneinander validiert.

Vorderachse

Das Gesamtmodell der Vorderachse ist in Abbildung 4-22 dargestellt. Mit Hilfe des Modells wird die Einhaltung der Maße und Positionen der Schnittstellen zum Lenksystem und Radnabenmotor (links) und zum Fahrschemel (Mitte) geprüft. Außerdem wird durch die Kombination mit dem Fahrschemel der benötigte Bewegungsraum der Querlenker für die möglichen Federwege nachgewiesen. Durch die Integration des Rades ins Modell (rechts) wird der notwendige Freiraum für die geforderten Lenkwinkel kontrolliert.

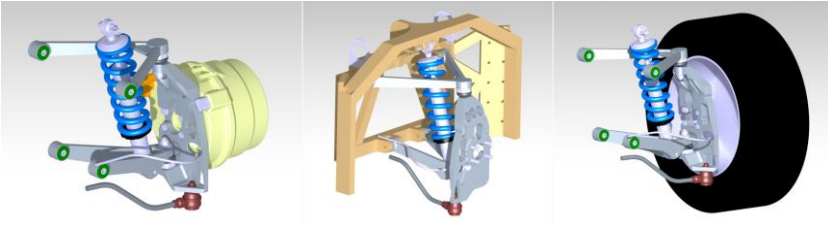


Abbildung 4-22: Gesamtmodell der Vorderachse mit links: Spurstange und Radnabenmotor, Mitte: Spurstange und Fahrschemel, rechts: Spurstange und Rad

Hinterachse

Abbildung 4-23 zeigt das Gesamtmodell der Hinterachse. Mit Hilfe des Modells wird die Einhaltung der Maße und Positionen der Schnittstellen zum Fahrzeugrahmen, zur Feder-Dämpfer Einheit, sowie zum Radnabenmotor geprüft. Darüber hinaus wird der notwendige Bewegungsraum für mögliche Federwege und die Bewegung der Feder-Dämpfer Einheit beim Hubvorgang kontrolliert.

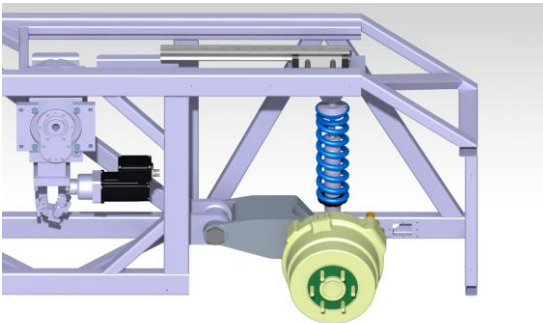


Abbildung 4-23: Gesamtsystem der Hinterachse

4.1.5 Validierung

In diesem Schritt erfolgt die simulative Validierung des Gesamtsystems auf Grundlage der physikalischen Randbedingungen. Nach dem Festigkeitsnachweis der Komponenten wird die Steifigkeit des Gesamtsystems untersucht. Hierbei liegt der Fokus vor allem auf der Steifigkeit in x-Richtung und y-Richtung, da für die Federbewegung ein Freiheitsgrad in z-Richtung besteht. Die Untersuchung erfolgt getrennt nach Vorderachse und Hinterachse.

Vorderachse

Die Komponenten sind im Lastfall 3 Längsstoß und Lastfall 4 Seitlicher Stoß den höchsten Belastungen ausgesetzt. In

Abbildung 4-24 sind die maximalen Verformungen beim Lastfall 3 Längsstoß in x-Richtung und y-Richtung dargestellt. Abbildung 4-25 zeigt die maximalen Verformungen beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß in x-Richtung und y-Richtung.

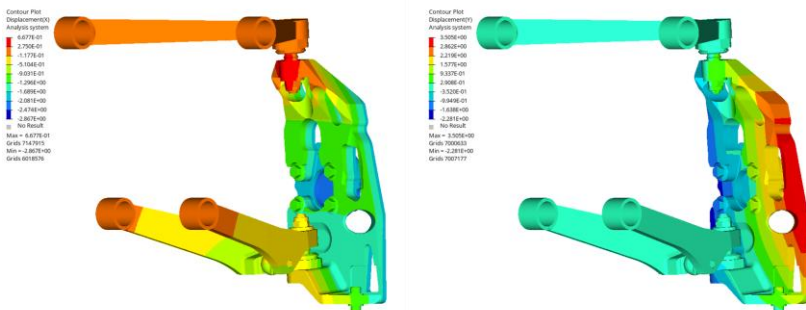


Abbildung 4-24: Maximale Verformung beim Lastfall 3 Längsstoß, links: in x-Richtung, rechts: in y-Richtung

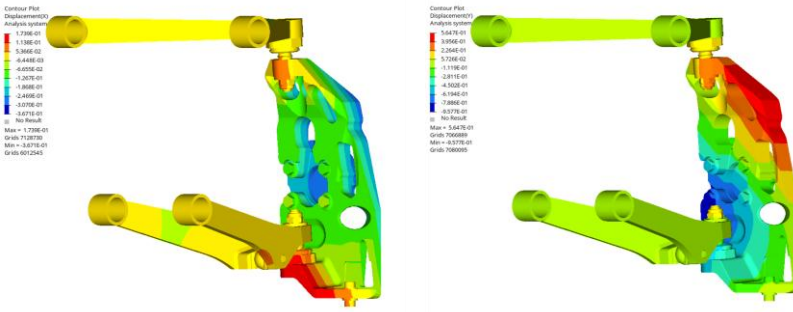


Abbildung 4-25: Maximale Verformung beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß, links: in x-Richtung, rechts: in y-Richtung

Die größten Verformungen des Gesamtsystems treten im Lastfall 3 Längsstoß auf, diese betragen im Maximum 3,5 mm. Im Lastfall 4 Seitlicher Stoß liegen alle Verformungen unter 1 mm. Die Verformungen gelten für das Gesamtsystem, sind also als kumulative Verformung bzw. Verschiebung aller Komponenten unter Berücksichtigung der Kontaktbedingungen und Freiheitsgrade zu verstehen. Die Verformungen der einzelnen Bauteile liegen in allen Lastfällen im elastischen Bereich. Damit ist die ausreichende Steifigkeit des Gesamtsystems nachgewiesen und die Konstruktion der Radaufhängung der Vorderachse abgeschlossen. Die Radaufhängung der Vorderachse kann als Referenzsystem für die Anwendung des Entwicklungsprozesses nach Ersoy genutzt werden. Sollten im weiteren Verlauf der Entwicklung erhöhte Anforderungen an die Steifigkeit des Gesamtsystems gestellt werden, so können diese in der Planungs- und Definitionsphase festgelegt und im weiteren Prozess berücksichtigt werden.

Hinterachse

Der Längslenker erfährt im Lastfall 4 Seitlicher Stoß die größten Belastungen. Abbildung 4-26 zeigt die bei diesem Lastfall maximal auftretenden Verformungen in x-Richtung und y-Richtung. Die Verformungen liegen, wie an der Radaufhängung der Vorderachse, alle unterhalb von 3,5 mm und im elastischen Bereich, was für die Anwendung als ausreichend angenommen

wurde. Damit ist auch die ausreichende Steifigkeit des Gesamtsystems der Hinterachse nachgewiesen und die Konstruktion abgeschlossen. Auch die Radaufhängung der Hinterachse kann damit als Referenzsystem für die Anwendung des Entwicklungsprozesses nach Ersoy genutzt werden. Höhere Anforderungen an die Steifigkeit können im weiteren Prozess berücksichtigt werden.

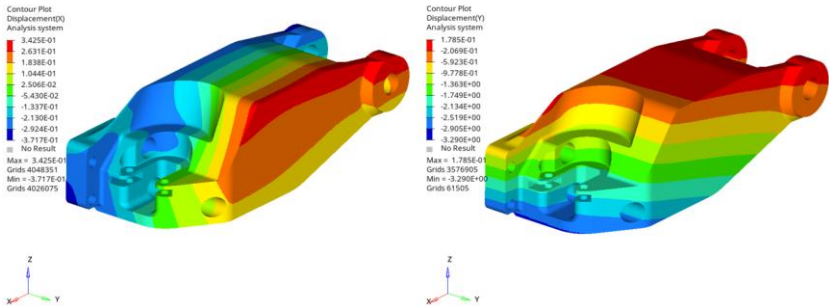


Abbildung 4-26: Maximale Verformung beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß, links: in x-Richtung, rechts: in y-Richtung

4.1.6 Zusammenfassung

Bei der Neukonzeption des Fahrwerks für das Driveboard des Projekts U-Shift stand die Realisierung der geforderten Teilfunktionen wie Hubfunktion und Wenden um die Hinterachse im Vordergrund. Mit Hilfe der vorgestellten Methodik wurde eine Radaufhängung für ein Fahrwerksystem entwickelt, das Subsysteme für die Erfüllung aller Teilfunktionen enthält. Mit der Anwendung der Methodik wurde gezeigt, dass diese eine Lösung der ersten Forschungsfrage darstellt:

1. Wie kann ein methodisches Vorgehen zur Neukonzeption eines Fahrwerkes ohne Vorgänger- oder Referenzmoll aussehen?

Für das Fahrwerk des Driveboards konnte durch Anwendung der Methodik ein völlig neues System entwickelt werden. Es konnte dabei nicht auf ein

Vorgänger- oder Referenzmodell zurückgegriffen werden. Das entwickelte Gesamtsystem kann als Referenzsystem für die Anwendung des Entwicklungsprozesses nach Ersoy genutzt werden. Die Erweiterung des Prozesses nach Ersoy um die vorgestellte Methodik bietet damit ein Vorgehen für die Entwicklung eines Fahrwerksystems von der ersten Idee des neuartigen Fahrzeugkonzeptes bis zur Serie.

4.2 Fahrwerk im Projekt eVee

Der Versuchsträger eVee [ICM-23], der im Rahmen des Innovationscampus Mobilität der Zukunft (ICM) aufgebaut wurde, dient der Präsentation eines modularen Antriebskonzeptes und gemeinsamer Schnittstellen. Das modulare Integrationskonzept des Antriebsstranges ermöglicht einen einfachen Wechsel zwischen Batterie und Brennstoffzelle, sowie zwischen verschiedenen Motoren und Getrieben. [ICM-23]. Somit kann mit dem Versuchsträger ein breites Anwendungsgebiet mit unterschiedlichen Anforderungen abgedeckt werden. Die vorgestellte Methodik soll genutzt werden, um das bestehende Fahrwerk zu modifizieren, sodass es durch den Austausch von Komponenten an zusätzliche Einsatzzwecke angepasst werden kann, welche bei der initialen Auslegung nicht betrachtet wurden. Eine Optimierung oder Weiterentwicklung der vorhandenen Komponenten, wie es die Entwicklung nach dem etablierten Entwicklungsprozess nach Ersoy vorsieht, reicht dafür nicht aus. Dies erfordert eine Neukonzipierung des Fahrwerksystems innerhalb der Grenzen des vorhandenen Bauraumes der initialen Auslegung und weiterer festgelegter Randbedingungen. In Abbildung 4-27 ist eine erste Version des Fahrzeuges dargestellt.



Abbildung 4-27: Versuchsträger eVee [ICM-23]

Die konstruktive Gestaltung der Fahrwerkskomponenten wurde im Rahmen der Masterarbeiten [Bad-24] und [Haw-24] unter Verwendung der vorgestellten Methodik umgesetzt (Abschnitte 4.2.4 bis 4.2.6). Randbedingungen und Ziele wurden durch den Autor dieser Arbeit vorgegeben.

Im Rahmen der beiden Abschlussarbeiten sollten zusätzliche Komponenten der Radaufhängung entwickelt werden, um einen Fahrwerkbaukasten zu schaffen. Dieser Baukasten soll es ermöglichen, durch den einfachen Austausch von Fahrwerkskomponenten die Eigenschaften des Gesamtsystems an verschiedene Einsatzzwecke anzupassen. Das bestehende Fahrwerk wurde als Basisvariante genutzt und für zusätzliche Einsatzzwecke erweitert. Da die prototypischen Komponenten des bestehenden Fahrwerkes aus sehr einfachen Halbzeugen hergestellt oder als im Handel verfügbare Komponenten beschafft wurden, wurde zunächst eine geometrisch optimierte Version des Basis-Fahrwerkes erstellt. Die Fahrwerksparameter des Basis- Fahrwerkes blieben unverändert.

In einer Arbeit wurden Komponenten entwickelt, die sich an den Komfortanforderungen eines Oberklassefahrzeuges und den Anforderungen eines Rallyefahrzeuges orientieren. [Bad-24]

In der anderen Arbeit wurde das vorhandene Fahrwerk um Komponenten erweitert, die die Anforderungen eines leichten Nutzfahrzeuges und eines Rennfahrzeuges erfüllen. [Haw-24]

4.2.1 Anforderungen

Die Anforderungen an das Fahrwerk ergeben sich aus dem Fahrzeugkonzept, dem Fahrzeuggewicht und den speziellen Anforderungen aus den geplanten Einsatzzwecken. Im Folgenden werden die Anforderungen an das Fahrwerk des Versuchsträgers eVee beschrieben.

Konzept Gesamtfahrzeug

Der Versuchsträger dient zur Erprobung und Demonstration neuer Technologien. Alle Teilsysteme des Fahrzeuges sind austauschbar und die Erprobung der Technologien kann die Darstellung verschiedenster Einsatzszenarien erfordern. Es soll ein erweitertes Fahrwerksystem entwickelt werden, das es ermöglicht, durch den Austausch einzelner Komponenten, das Fahrverhalten des Fahrzeuges zu verändern. Der Rahmen des Fahrzeuges bleibt dabei unverändert, zur Anpassung an die verschiedenen Einsatzszenarien werden nur Ausstattungsmodule, Antriebsmodule und Fahrwerksmodule ausgetauscht. Hierfür werden verschiedene Einsatzzwecke definiert. Die aktuelle Ausbaustufe des Fahrzeuges wird als Basisfahrzeug verwendet und soll mit einem für den Stadtverkehr und kurze Strecken geeigneten, preiswerten Fahrwerk ausgestattet werden. Darüber hinaus werden jeweils ein Fahrwerk für ein komfortorientiertes Fahrzeug, ein offroadfähiges Fahrzeug für den Rallyesport, ein Track-Fahrzeug für den Rennsport auf asphaltierten Rennstrecken und ein Cargo-Fahrzeug für den Warentransport entwickelt.

Fahrzeuggewicht

Für die verschiedenen Einsatzzwecke werden jeweils passende Fahrzeugkonfigurationen angenommen. Je nach Konfiguration ergeben sich daraus das Gesamtgewicht sowie die Lastverteilung des Fahrzeuges. Die jeweiligen Werte für die unterschiedlichen Konfigurationen sind in Tabelle 4-10 zusammengefasst.

Die Werte für die Konfiguration Basis ergeben sich aus den Daten der aktuellen Ausbaustufe des Versuchsträgers eVee.

Für die Konfiguration Komfort wird ein höheres Gesamtgewicht angenommen. Das zusätzliche Gewicht setzt sich aus verschiedenen Bestandteilen zusammen. Zum einen wird ein, bei Oberklassefahrzeugen typischer, Allradantrieb angenommen, zum anderen wird zusätzliches Gewicht für einen größeren Energiespeicher zur Erhöhung der Reichweite berücksichtigt. Außerdem wird auch für die Innenausstattung, wie

beispielsweise einen komfortableren Sitz von einem höheren Gewicht ausgegangen. Das Basisfahrzeug ist mit einem Heckantrieb ausgestattet, daher ergibt sich beim komfortorientierten Fahrzeug insbesondere aufgrund des Allradantriebs eine zugunsten der Vorderachse verschobene Lastverteilung.

Für die Konfiguration Rallye werden für eine erhöhte Fahrleistung und Traktion ebenfalls ein Allradantrieb, jedoch kein zusätzlicher Energiespeicher vorgesehen. Für das Gesamtkonzept wird angenommen, dass das zusätzliche Gewicht durch Leichtbaumaßnahmen im Innenraum und der Karosserie an anderer Stelle wieder eingespart werden kann. Aufgrund des Allradantriebes wird auch bei diesem Konzept von einer ausgeglichenen Lastverteilung ausgegangen.

Für die Konfiguration Track wird, äquivalent zum Rallyefahrzeug, eine Erhöhung des Gewichtes durch Allradantrieb und die Einsparung des zusätzlichen Gewichtes durch Leichtbaumaßnahmen an anderer Stelle angenommen. Die Lastverteilung wird laut Literatur bei Rennfahrzeugen jedoch typischerweise nicht ausgeglichen, sondern mit einem höheren Anteil auf der Hinterachse ausgelegt [Haw-24].

Die Konfiguration Cargo nutzt das gleiche Antriebskonzept wie das Basisfahrzeug. Es wird eine mögliche Zuladung von 200 kg vorgesehen. Die Ladefläche bildet keinen Überhang, wodurch die Last von beiden Achsen abgestützt wird. Daher wird gegenüber dem Basisfahrzeug eine Verschiebung der Lastverteilung in Richtung der Vorderachse angenommen.

Tabelle 4-10: Masse und Lastverteilung der verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen

Konfiguration	Masse [kg]	Lastverteilung [%]
Basisfahrzeug	600	30 VA / 70 HA
Komfort	750	50 VA / 50 HA
Rallye	600	50 VA / 50 HA
Track	600	40 VA / 60 HA
Cargo	600 + 200 Zuladung	40 VA / 60 HA

Einsatzzwecke

Aus den Einsatzzwecken ergeben sich unterschiedliche Anforderungen an das Fahrverhalten des Fahrzeuges und damit auch an die Kinematik und die Eigenschaften des Fahrwerks. Als Ausgangspunkt dient das bereits vorhandene Fahrwerk, die zugehörige Ausbaustufe wird im Folgenden als Basis-Fahrzeug beschrieben. Die Wahl der Parameter der Fahrzeugkonfigurationen Komfort, Rallye, Track und Cargo basieren auf typischen Werten der jeweiligen Fahrzeugklassen, welche auf Basis einer im Rahmen der Abschlussarbeiten durchgeführten Recherche zum Stand basieren. Die Parameter werden so gewählt, dass sie im typischen Bereich des jeweiligen Einsatzzwecks liegen und im Gesamtsystem realisierbar sind. Ergeben sich aus einem Einsatzzweck keine besonderen Anforderungen für einzelne Parameter, werden diese vom Basis-Fahrzeug übernommen. Die Parameter sind in Tabelle 4-11 [Bad-24; Haw-24] zusammengefasst.

Tabelle 4-11: Fahrwerkparameter der verschiedenen Einsatzzwecke [Bad-24; Haw-24]

Parameter	Basis	Komfort	Rallye	Track	Cargo
Radstand [mm]	1686 (vorgegeben durch Basisfahrzeug)				
Spurweite [mm]	1222	1222	1422	1222 (variabel)	1222
Federweg [mm]	± 50	± 80	-116 bis +134	-20 bis +30	± 75
Lenkwinkel VA / HA [°]	25 / 0	25 / 5	30 / 0	25 / 0	25 / 0
Sturz [°]	-1 bis 0	-1	-4 bis -1 (variabel)	-1 (variabel)	-1
Spreizung [°]	5	5	5	5	5
Lenkrollradius [mm]	20	20	20	20	20
Nachlaufwinkel [°]	5	5	5 (variabel)	5	5
Nachlaufstrecke [mm]	10	10	10	10	10
Nachlaufversatz [mm]	-14,3	-14,3	-14,3	-14,3	-14,3
Wankzentrum Höhe [mm]	120	120	225	73	200
Bremsnickausgl eich VA / HA [%]	-	35 / 45	-	30 / 40	-
Anfahrnickausgl eich VA / HA [%]	-	10 / 20	-	10 / 15	-

Geometrische Randbedingungen

Die geometrischen Randbedingungen werden, neben den in Tabelle 4-11 angegebenen Parametern, vor allem durch die Geometrie des Fahrzeugrahmens definiert. In Abbildung 4-28 [Bad-24] ist das CAD Modell des Versuchsträgers in Seitenansicht dargestellt. Die rot markierten Bereiche sind mögliche Anbindungsstellen für die Anbindung der Radaufhängung an den Fahrzeugrahmen. In Gelb sind mögliche Bereiche für die Anbindung der Feder-Dämpfer-Einheit markiert. Der grün markierte Bereich stellt die Anbindung der Radaufhängung an das Lenksystem dar. Die Anbindungspunkte an das Lenksystem müssen als Schnittstelle definiert werden. Vor allem durch den elektrischen Antrieb wird der Bauraum für die beweglichen Fahrwerkkomponenten eingeschränkt. Diese Störgeometrien müssen insbesondere bei der späteren Definition der Designräume beachtet werden, um die geforderten Bewegungsräume der Fahrwerkkomponenten einzuhalten.



Abbildung 4-28: CAD Modell des Versuchsträgers mit markierten Anbindungsstellen [Bad-24]

Physikalische Randbedingungen

Die physikalischen Randbedingungen ergeben sich aus den relevanten Lastfällen gemäß Tabelle 3-2 und den jeweiligen maximalen an der Vorderachse bzw. der Hinterachse abzustützensen Gesamtmassen, sowie die maximal pro Rad abzustützensen Massen. Grundlage für die Berechnung der maximal wirkenden Kräfte sind die Lastfälle 2 Vertikaler Stoß, 3 Längsstoß und 4 Seitlicher Stoß. In Tabelle 4-12 sind die maximalen abzustützensen Massen zusammengefasst.

Tabelle 4-12: Maximale Masse pro Achse und maximale Masse pro Rad je Fahrzeugkonfiguration

Achse	Gesamtmasse $m_{ges,max}$ [kg]	Pro Rad abzustützensen Masse $m_{R,max}$ [kg]
VA Basis	180	90
HA Basis	420	210
VA Komfort	375	187
HA Komfort	375	187
VA Rallye	300	150
HA Rallye	300	150
VA Track	240	120
HA Track	360	180
VA Cargo	320	160
HA Cargo	480	240

Die am Radmittelpunkt wirkenden Kräfte können durch Multiplikation der Beschleunigungen aus den Lastfällen mit den maximal pro Rad zu abzustützensen Massen ermittelt werden. Die maximalen Kräfte am Radmittelpunkt der Fahrzeugkonfiguration Basis sind in Tabelle 4-13 zusammengefasst. Die maximalen Kräfte am Radmittelpunkt der anderen Fahrzeugkonfigurationen sind dem Anhang zu entnehmen.

Tabelle 4-13: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt der Fahrzeugkonfiguration Basis

Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Vorderachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	2,6
3	Längsstoß	-2,2	0,0	0,9
4	Seitlicher Stoß	0,0	2,2	0,9
Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Hinterachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	6,2
3	Längsstoß	-5,2	0,0	2,1
4	Seitlicher Stoß	0,0	5,2	2,1

4.2.2 Auswahl der Radaufhängung

Die vorgestellte Methodik wird in diesem Anwendungsbeispiel genutzt, um das bestehende Fahrwerk zu modifizieren, sodass durch den Austausch von Komponenten die Eigenschaften des Systems an verschiedenen Einsatzzwecke angepasst werden können. Da das Ausgangsfahrwerk mit Doppelquerlenkerradaufhängungen an Vorder- und Hinterachse ausgeführt ist, müssen auch die Komponenten der Erweiterung zu dieser Form der Radaufhängung passen.

4.2.3 Wahl der Kinematikpunkte

Die Komponenten der erweiterten Radaufhängung sollen einfach austauschbar und kombinierbar sein. Daher müssen die Kinematikpunkte der zusätzlichen Komponenten mit den Kinematikpunkten des Basisfahrwerkes kompatibel sein. Für die zusätzlichen Komponenten werden daher die Kinematikpunkte weitestgehend übernommen.

4.2.4 Topologiefindung

Um die Vielfalt von Einzelteilen zu beschränken, wird versucht möglichst viele Gleichteile für die verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen zu verwenden. Zur Vereinfachung werden die Elastomerlager hier als starr angenommen. Aus der Forderung der Lenkbarkeit aller Achsen, sowie der Möglichkeit, alle Achsen als angetriebene und nicht angetriebene Achse zu gestalten, ergeben sich viele Restriktionen für die Gestaltung des Radträgers. Die daher geringe Gestaltungsfreiheit legt nahe, das gleiche Design des Radträgers für alle Fahrzeugkonfigurationen zu verwenden. Die unterschiedlichen geforderten Fahrwerkparameter aus Tabelle 4-11 werden durch die geeignete Gestaltung der oberen und unteren Querlenker erreicht. Die Gestaltung der Komponenten wird im Folgenden für eine Fahrzeugseite durchgeführt, die Systeme werden für die gegenüberliegende Fahrzeugseite gespiegelt.

4.2.4.1 Definition Designspace und Non-Designspace aller Subsysteme

Aus den zuvor definierten geometrischen Randbedingungen und der gewählten Radaufhängung werden die verfügbaren Bauräume für die Fahrwerkskomponenten abgeleitet. Die Schnittstellen zwischen den Komponenten der Radaufhängung sowie zwischen der Radaufhängung und dem Fahrzeugrahmen befinden sich an den jeweiligen Kinematikpunkten und gelten daher als Non-Designspace. Die Designspaces der verschiedenen Subsysteme werden nachfolgend vorgestellt. Da der Radträger für alle Einsatzzwecke genutzt werden soll, werden bei der Ableitung des Designspace die Restriktionen aller Einsatzzwecke beachtet. Die Designspaces der übrigen Komponenten berücksichtigen dagegen nur die Restriktionen des jeweiligen Einsatzzwecks. Die Gestaltung der Schnittstellen und Aussparungen wird anhand des Radträgers und der Querlenker des Basisfahrzeuges erläutert. Die Designspaces der Gesamtsysteme aller weiteren Einsatzzwecke sind im Anhang zu finden.

Radträger

In Abbildung 4-29 [Haw-24] ist der Designspace des Radträgers dargestellt. Der Designspace ist zum einen durch die geforderte Bewegungsfreiheit des Radträgers beschränkt, zum anderen werden Aussparungen und Flanschflächen als Schnittstelle zu anderen Teilsystemen vorgegeben. Die Schnittstelle zwischen Radträger und oberem bzw. unterem Querlenker bildet jeweils ein Traggelenk, wofür passende Anbindungspunkte im Designspace des Radträgers vorgesehen sind. Außerdem werden Flanschflächen für die Anbindung des Bremssattels und des Radlagersatzes vorgegeben. Für die Anbindung des Radträgers an die Spurstangen des Lenksystems wird ebenfalls eine Anbindung gestaltet.

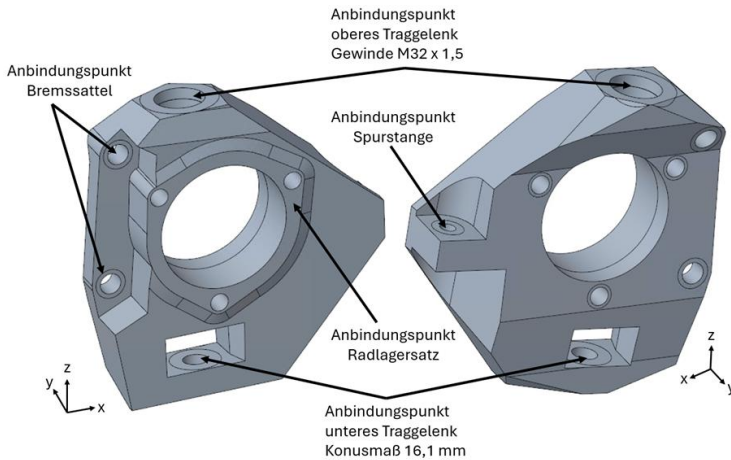


Abbildung 4-29: Designspace des Radträgers, links: radseitige Ansicht, rechts: aufbauseitige Ansicht [Haw-24]

Fahrzeugkonfiguration Basis

In Abbildung 4-30 [Haw-24] ist der Designspace des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis dargestellt. Die äußere Form des Designspace ist durch die geforderte Bewegungsfreiheit der bewegten Teile vorgegeben. Außerdem sind Anbindungspunkte für die Trag gelenke zur Verbindung mit dem Radträger vorgesehen. Die Schnittstelle zum Fahrzeugrahmen bilden Gelenklager, für die ebenfalls geeignete Anbindungspunkte im Designspace vorgesehen sind. Eine weitere Schnittstelle ist die Anbindung an die Feder-Dämpfer-Einheit, sowie eine Aussparung für die notwendige Bewegungsfreiheit beim Ein- und Ausfedern. Zur Verhinderung von Kollisionen ist darüber hinaus eine Aussparung für die Antriebseinheit vorgesehen.

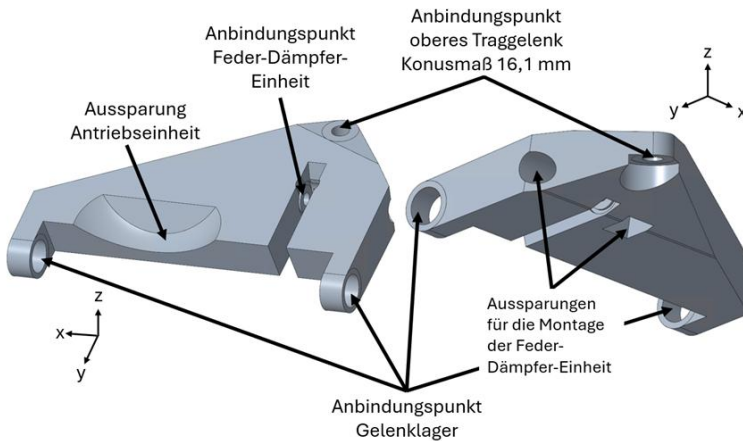


Abbildung 4-30: Designspace des oberen Querlenkers der Hinterachse des Basisfahrzeuges, links: aufbauseitige Ansicht von oben, rechts: radseitige Ansicht von unten [Haw-24]

Abbildung 4-31 [Haw-24] zeigt den Designspace des oberen Querlenkers der Vorderachse. Dieser ist aufgrund des geforderten Lenkwinkels deutlich stärker beschnitten als der Designspace des oberen Querlenkers der Hinterachse. Außerdem entfällt die Aussparung für die Antriebseinheit, da für das Basisfahrzeug nur ein Heckantrieb vorgesehen ist. In Abbildung 4-32 [Haw-24] sind die Designspaces der oberen Querlenker zum Vergleich gegenübergestellt.

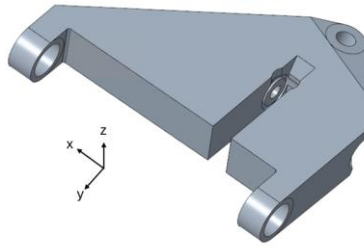


Abbildung 4-31: Designspace des oberen Querlenkers der Vorderachse des Basisfahrzeuges in aufbauseitiger Ansicht von oben [Haw-24]

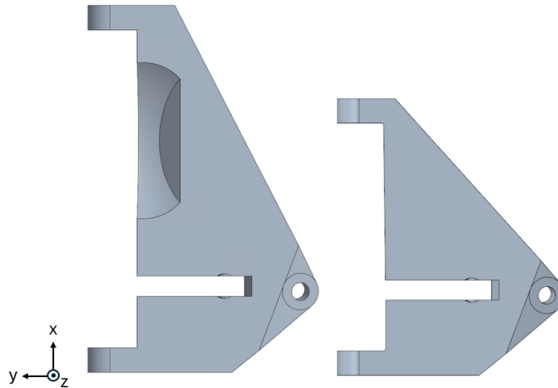


Abbildung 4-32: Vergleich der Designspaces der oberen Querlenker der Fahrzeugkonfiguration Basis, links: Hinterachse, rechts: Vorderachse [Haw-24]

Der Designspace des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis ist in Abbildung 4-33 [Haw-24] dargestellt. Es sind ebenfalls Anbindungspunkte für Gelenklager zur Verbindung mit dem Fahrzeugrahmen und Anbindungspunkte für das Tragelenk zur Verbindung mit dem Radträger vorgesehen. Da der untere Querlenker sowohl für die Hinterachse als auch für die Vorderachse verwendet wird, findet hier keine Unterscheidung statt. Abbildung 4-34 [Haw-24] zeigt den gesamten Designspace der Radaufhängung.

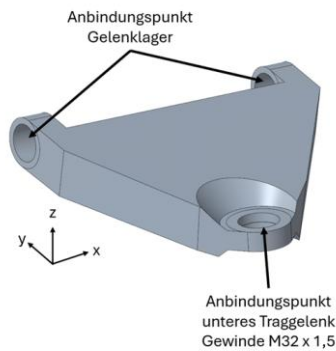


Abbildung 4-33: Designspace des unteren Querlenkers des Basisfahrzeuges in radseitiger Ansicht von oben [Haw-24]

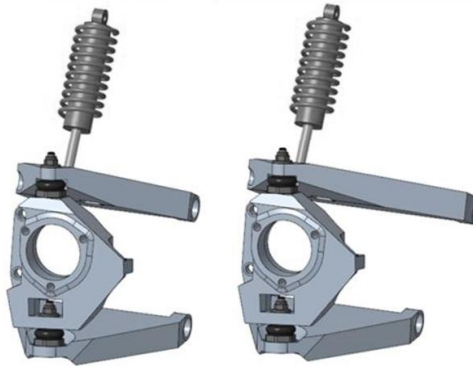


Abbildung 4-34: Designspace der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Basis, links: Vorderachse, rechts: Hinterachse [Haw-24]

4.2.4.2 Design Subsysteme

Auf Grundlage der physikalischen Randbedingungen (vgl. Abschnitt 4.2.1) wird mit Hilfe der Werkzeuge der Topologieoptimierung innerhalb des Designspace eine, auf die Eingabeparameter bezogen, optimale Bauteilgeometrie erstellt. Schnittstellen werden als Non-Designspace definiert, um die Beibehaltung der Schnittellengeometrie sicherzustellen. Die Ergebnisgeometrie wird im Hinblick auf Fertigbarkeit nachbearbeitet. Im Anschluss werden die Belastungen der einzelnen Bauteile simuliert und die Einhaltung der physikalischen Randbedingungen nachgewiesen. Im Folgenden wird das Design der einzelnen Komponenten am Beispiel des Radträgers Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Basis dargestellt und die der finalen Topologieoptimierung zugrundeliegenden Parameter angegeben. Das Design aller anderen Fahrzeugkonfigurationen ist dem Anhang zu entnehmen. Die Komponenten der Radaufhängung sollen bevorzugt als einfache Gussbauteile fertigbar sein. Außerdem sollen die Bauteile möglichst leicht gestaltet sein, um möglichst geringe ungefederte Massen zu erreichen. Die Aluminiumlegierung $AlSi7Mg0,3$ ist gängige Legierung für Fahrwerkskomponenten [Ers-17d], daher soll soweit möglich diese Legierung eingesetzt werden.

Radträger

Der Designspace, die physikalischen Randbedingungen und die Parameter aus Tabelle 4-14 [Haw-24] stellen die Eingangsgrößen für die Topologieoptimierung des Radträgers dar. In Abbildung 4-35 [Haw-24] ist die optimale Ergebnisgeometrie dargestellt. Der optimierte Designspace ist in Rot, der Non-Designspace in blau dargestellt.

Tabelle 4-14: Parameter für Topologieoptimierung des Radträgers [Haw-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1 mm
Material	AlSi7Mg0,3
Spannungsgrenze	150 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	45 %

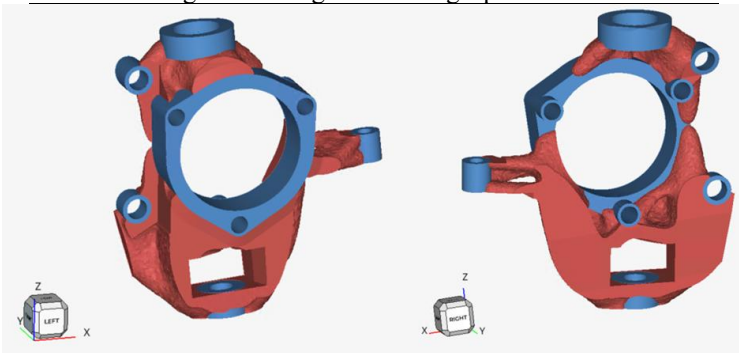


Abbildung 4-35: Ergebnis der Topologieoptimierung des Radträgers, links: radseitige Ansicht, rechts aufbauseitige Ansicht; rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]

Die optimierte Geometrie wird in eine CAE-Umgebung zurückgeführt und im Hinblick auf Fertigbarkeit nachbearbeitet. In Abbildung 4-36 [Haw-24] ist das finale CAD-Modell des Radträgers dargestellt. Dieser ist als Kokillengussteil ausgeführt.



Abbildung 4-36: Finales CAD-Modell des Radträgers, links: radseitige Ansicht, rechts: aufbauseitige Ansicht [Haw-24]

Zur Validierung wird der Radträger mit den Kräften aus den physikalischen Randbedingungen beaufschlagt. Da der Radträger für alle Einsatzzwecke genutzt werden soll, wird der Lastfall mit den höchsten Belastungen aller Einsatzzwecke zur Validierung genutzt. Die größten Belastungen erfährt das Bauteil beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß der Fahrzeugkonfiguration Cargo. Das Ergebnis der Simulation dieses Lastfalls ist in Abbildung 4-37 [Haw-24] dargestellt. Es tritt eine Spannungsspitze auf, welche die Streckgrenze des Materials überschreitet. Aufgrund der vorliegenden Netzfeinheit können bei Spannungsspitzen die Fernfeldspannungen zur Beurteilung der Kritikalität herangezogen werden. Hierfür ist eine Elementgröße im Bereich der Homogenisierungsgrenze von etwa 0,5 mm bis 1 mm (drei- bis fünffache Korngröße des Werkstoffs) geeignet. Überhöhte Vergleichsspannungen an scharfen Kanten sind daher ein Hinweis auf vorzeitiges mikroskopisches Versagen. Ob sich ein Riss tatsächlich ausbreitet oder die Rissausbreitung an der nächsten Korngrenze zum Stillstand kommt, lässt sich anhand der Fernfeldspannungen in einem Abstand von der ein- bis fünffachen Elementgröße normal zur scharfen Kante mit dem Spannungsüberschuss beurteilen [Wel-15]. Da die Fernfeldspannungen unterhalb der Streckgrenze des Materials liegen, muss der Radträger nicht weiter bearbeitet werden. Für eine spätere Anwendung muss der Lastfall gegebenenfalls nochmals genauer

nachgerechnet werden, die Bewertung anhand der Fernfeldspannungen ist aber an dieser Stelle für den Nachweis der Methodik ausreichend.

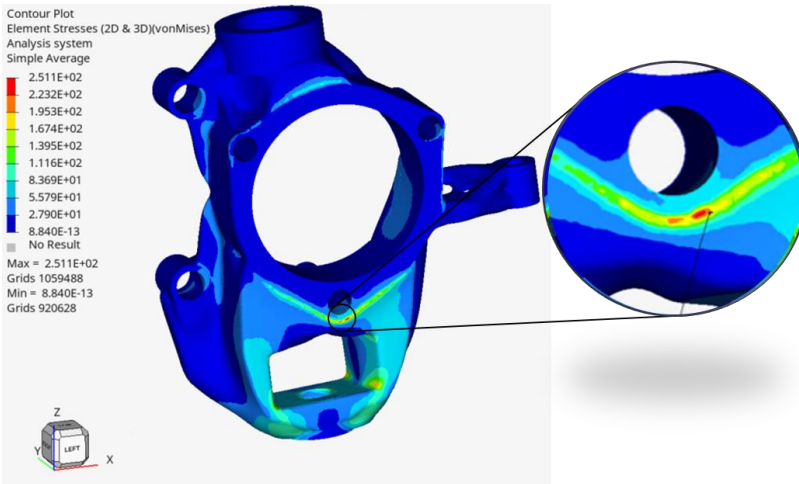


Abbildung 4-37: FEM-Analyse des Radträgers, Lastfall Seitlicher Stoß, Quelle Daten: [Haw-24]

Oberer Querlenker

Der obere Querlenker der Vorderachse kann schmäler ausgeführt werden als der obere Querlenker der Hinterachse, da an der Vorderachse keine Aussparung für den Antrieb vorgesehen werden muss. Zusätzlich kann dieser aufgrund der geringeren an der Achse abzustützensen Masse leichter ausgeführt werden als der obere Querlenker der Hinterachse (vgl. Tabelle 4-12). Dieser Unterschied zeigt sich auch in den verschiedenen Masseanteilsgrenzen der finalen Parameter der Topologieoptimierung der beiden Komponenten (vgl. Tabelle 4-15 [Haw-24] und Tabelle 4-16 [Bad-24]). Tabelle 4-15 [Haw-24] stellt die Eingangsgrößen der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Hinterachse dar.

Tabelle 4-15: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis [Haw-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1 mm
Material	AlSi7Mg0,3
Spannungsgrenze	150 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	15 %

In Abbildung 4-38 [Haw-24] ist das Ergebnis der Topologieoptimierung dargestellt. Der optimierte Designspace ist in Rot, der Non-Designspace in blau dargestellt. Das im Hinblick auf Fertigbarkeit als Gussteil nachbearbeitete finale CAD-Modell ist in Abbildung 4-39 [Haw-24] abgebildet.

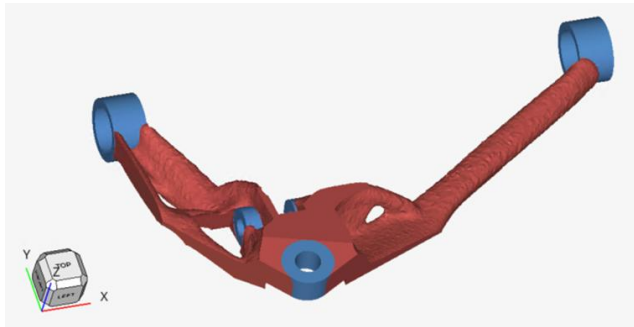


Abbildung 4-38: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]

Der obere Querlenker der Hinterachse erfährt im Lastfall 2 Vertikaler Stoß die höchste Beanspruchung. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 4-40 [Haw-24] dargestellt. Die auftretenden Spannungsspitzen sind wie beim Radträger auf Singularitäten aufgrund der Vernetzung zurückzuführen. Nach Betrachtung der Fernfeldspannungen liegen alle auftretenden Spannungen

unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials. Das Bauteil muss daher nicht weiter bearbeitet werden.



Abbildung 4-39: Finales CAD-Modell des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis in radseitiger Ansicht, links: von oben, rechts: von unten [Haw-24]

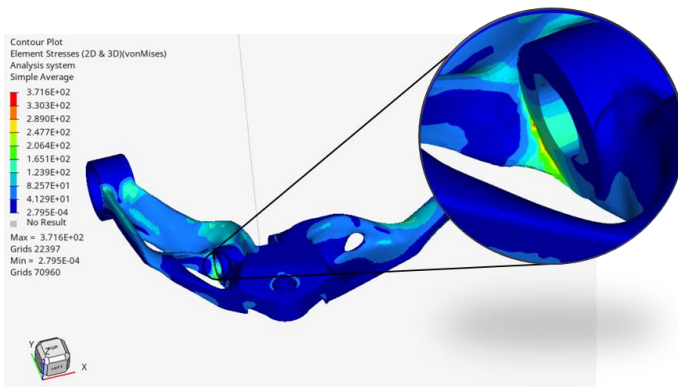


Abbildung 4-40: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, Lastfall Vertikaler Stoß, Quelle Daten: [Haw-24]

In Tabelle 4-16 [Bad-24] sind die Parameter für die Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Vorderachse zusammengefasst. Wie zuvor erwähnt, kann dieser aufgrund der geringeren Achslast leichter ausgeführt werden als der obere Querlenker der Hinterachse. Daher ist die Masseanteilsgrenze bei der finalen Iteration geringer als beim oberen Querlenker der Hinterachse. Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist in Abbildung 4-41 [Haw-24] dargestellt.

Tabelle 4-16: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis [Bad-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1 mm
Material	AlSi7Mg0,3
Spannungsgrenze	150 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	10 %



Abbildung 4-41: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]

Das finale Bauteil ist in Abbildung 4-42 [Haw-24] dargestellt. Zum Nachweis der Festigkeit wird eine FEM-Analyse auf Grundlage der physikalischen Randbedingungen durchgeführt. Das Bauteil erfährt im Lastfall 2 Vertikaler Stoß die höchsten Beanspruchungen. Das Ergebnis der Simulation dieses Lastfalls ist in Abbildung 4-43 [Haw-24] dargestellt. Da alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials liegen, muss das Bauteil nicht weiter bearbeitet werden.

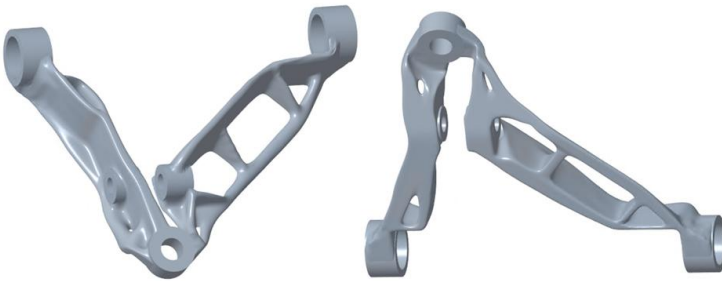


Abbildung 4-42: Finales CAD-Modell des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis in radseitiger Ansicht, links: von oben, rechts: von unten [Haw-24]

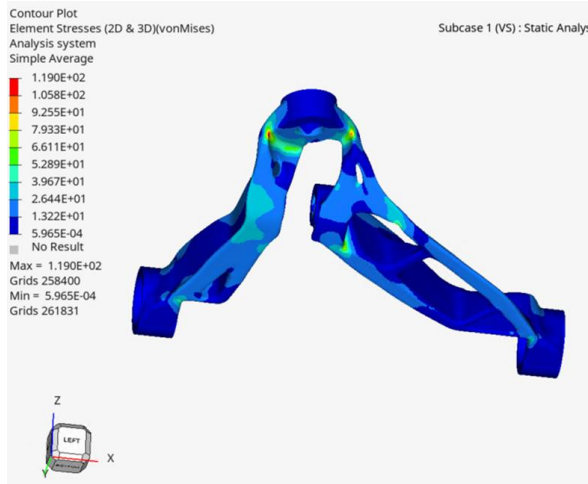


Abbildung 4-43: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24]

Unterer Querlenker

Nach dem oberen Querlenker wird der im Folgenden die Gestaltung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis beschrieben, welcher wie bereits erwähnt, sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse zum Einsatz kommt.

Die Parameter der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers sind in Tabelle 4-17 [Haw-24] zusammengefasst. Abbildung 4-44 [Haw-24] zeigt das Ergebnis der Topologieoptimierung und Abbildung 4-45 [Haw-24] das finale CAD-Modell.

Tabelle 4-17: Parameter für Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis [Haw-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1 mm
Material	AlSi7Mg0,3
Spannungsgrenze	150 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	10 %



Abbildung 4-44: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]

Mit Hilfe einer FEM-Analyse wurde nachgewiesen, dass die maximal auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials liegen. Die höchsten Belastungen wirken auf den unteren Querlenker beim Lastfall 3 Längsstoß. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 4-46 [Haw-24] zu sehen.



Abbildung 4-45: Finales CAD-Modell des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis in radseitiger Ansicht von oben [Haw-24]

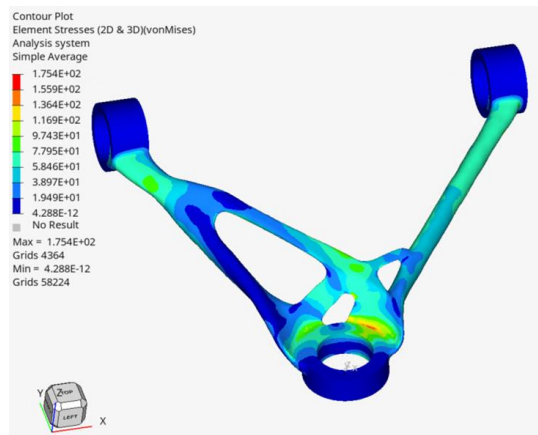


Abbildung 4-46: FEM-Analyse des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis, Lastfall Längsstoß [Haw-24]

4.2.4.3 Aufbau des Gesamtsystems in CAD

In diesem Abschnitt wird aus den zuvor konstruierten Komponenten je ein Gesamtsystem der verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen in CAD zusammengesetzt. Im Gesamtmodell werden alle Kontaktbedingungen zwischen den Komponenten, sowie deren Freiheitsgrade definiert. Mit Hilfe des Modells wird die Einhaltung der geforderten Fahrwerksparameter und geometrischen Randbedingungen, sowie die Einhaltung der Maße und Positionen der Schnittstellen nachgewiesen. Nachfolgend werden die Gesamtsysteme der Vorder- und Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis dargestellt. Die weiteren Gesamtsysteme sind im Anhang zu finden.

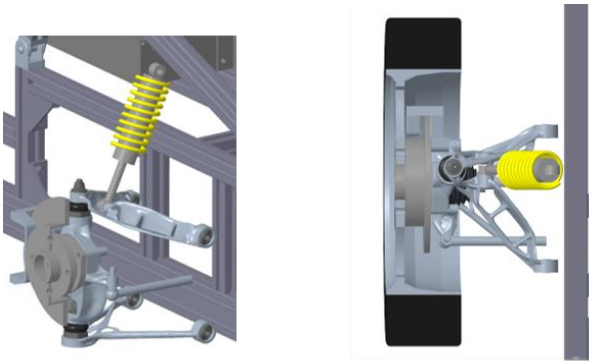


Abbildung 4-47: Gesamtsystem der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Haw-24]

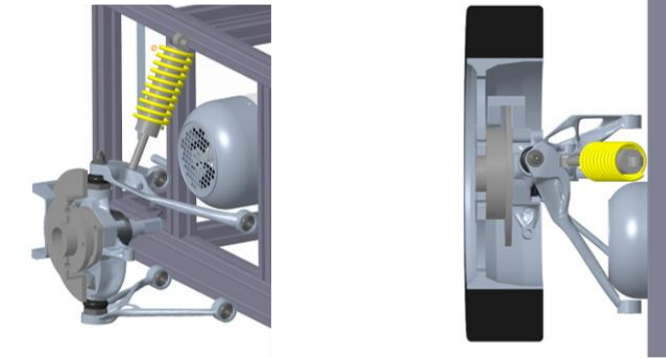


Abbildung 4-48: Gesamtsystem der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Haw-24]

4.2.5 Validierung

Nach der Prüfung aller kinematischen Anforderungen folgt in diesem Schritt die simulative Validierung des Gesamtsystems auf Grundlage der physikalischen Randbedingungen. Nach dem Festigkeitsnachweis der Komponenten wird die Steifigkeit des Gesamtsystems untersucht. Hierbei liegt der Fokus vor allem auf der Steifigkeit in x-Richtung und y-Richtung, da für die Federbewegung ein Freiheitsgrad in z-Richtung besteht. Bei einer maximalen Verschiebung von jeweils 1 mm in x- Richtung und y- Richtung und einer maximalen resultierenden Verschiebung von 1,5 mm wird das Gesamtsystem als ausreichend steif akzeptiert. Diese Grenze wird aufgrund der Annahme festgelegt, dass Verformungen unterhalb der Grenze aufgrund von Toleranzen im Gesamtfahrzeugsystem vernachlässigbar sind. Der Fahrzeugrahmen besteht aus Aluminiumprofilen, die über verschiebbare, schraubbare Klemmverbindungen verbunden sind. Der Aufbau des Rahmens lässt daher Verwindungen und Verformungen zu. Eine weitere Forderung zur Validierung ist, dass alle auftretenden Verformungen elastisch sein müssen. Trag- und Führungsgelenke werden zugunsten des Rechenaufwands und der Simulationszeit durch entsprechende Kontaktbedingungen abgebildet. Die

Untersuchung erfolgt für jede Fahrzeugkonfiguration einzeln und wird im Folgenden anhand des jeweils kritischsten Lastfalls vorgestellt.

Fahrzeugkonfiguration Basis

Die maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis tritt beim Lastfall Längsstoß auf. Die Verformungen gelten für das Gesamtsystem, sind also als kumulative Verformung bzw. Verschiebung aller Komponenten unter Berücksichtigung der Kontaktbedingungen und Freiheitsgrade zu verstehen. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 4-49 [Bad-24] dargestellt. In Tabelle 4-18 [Bad-24] sind die Verformungen in die einzelnen Raumrichtungen zusammengefasst. Die Verschiebung in x- und y- Richtung liegen unter dem Grenzwert von 1 mm. Auch die resultierende Verschiebung liegt unter dem Grenzwert von 1,5 mm. Das Gesamtsystem wird daher als ausreichend steif angenommen.

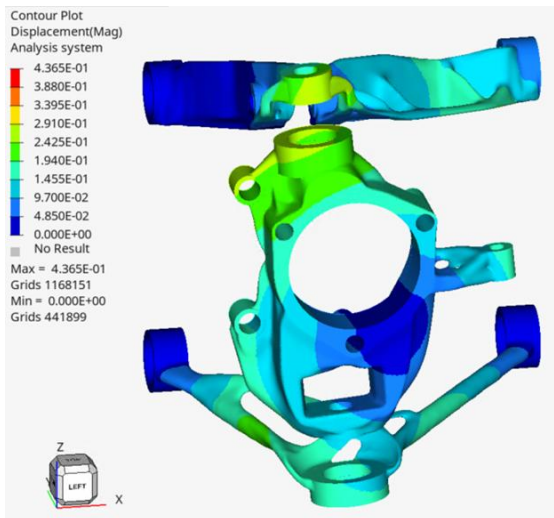


Abbildung 4-49: Maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]

Tabelle 4-18: Maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]

x-Richtung	Maximale Verformung [mm]		Resultierende
	y-Richtung	z-Richtung	
0,43	0,16	0,22	0,43

Auch die maximalen Verformungen der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis liegen unterhalb der Grenzwerte. Diese treten beim Lastfall Vertikaler Stoß auf. Das Ergebnis der Simulation dieses Lastfalls ist in Abbildung 4-50 [Bad-24] dargestellt, sowie die Verformungen in die einzelnen Raumrichtungen in Tabelle 4-19 [Bad-24] zusammengefasst. Da kein Grenzwert überschritten wird, wird auch dieses Gesamtsystem als ausreichend steif angenommen.

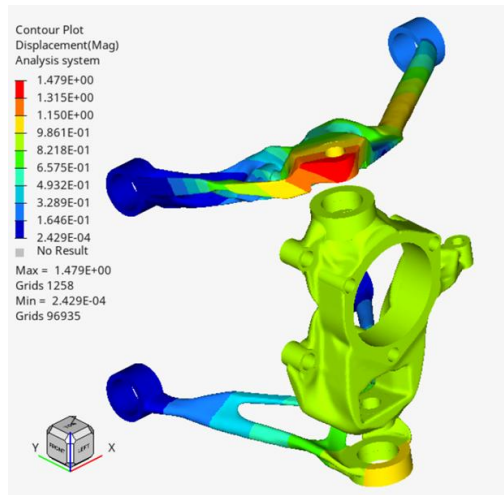


Abbildung 4-50: Maximale Verformung der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis beim Lastfall Vertikaler Stoß [Bad-24]

Tabelle 4-19: Maximale Verformung der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis beim Lastfall Vertikaler Stoß [Bad-24]

Maximale Verformung [mm]			
x-Richtung	y-Richtung	z-Richtung	Resultierende
0,45	0,73	1,24	1,48

Fahrzeugkonfiguration Komfort

Die maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Komfort tritt beim Lastfall Längsstoß auf. Abbildung 4-51 [Bad-24] zeigt das Ergebnis der Simulation. In Tabelle 4-20 [Bad-24] sind die Verformungen in die einzelnen Raumrichtungen zusammengefasst. Die Verschiebung in x- und y- Richtung liegen unter dem Grenzwert von 1 mm. Auch die resultierende Verschiebung liegt unter dem Grenzwert von 1,5 mm. Das Gesamtsystem wird daher als ausreichend steif angenommen.

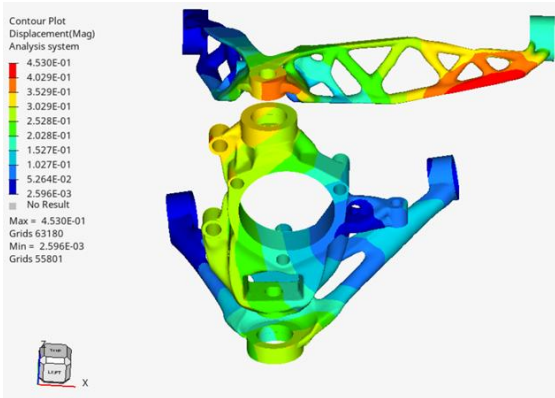


Abbildung 4-51: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Komfort beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]

Tabelle 4-20: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Komfort beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]

Maximale Verformung [mm]			
x-Richtung	y-Richtung	z-Richtung	Resultierende
0,26	0,21	0,45	0,45

Fahrzeugkonfiguration Rallye

Bei der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Rallye treten beim Lastfall Längsstoß die größten Verformungen auf. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 4-52 [Bad-24] dargestellt. Wie Tabelle 4-21 [Bad-24] zu entnehmen, liegen die Verschiebungen in x- und y- Richtung unter dem Grenzwert von 1 mm und die resultierende Verschiebung unter dem Grenzwert von 1,5 mm. Das Gesamtsystem wird daher als ausreichend steif angenommen.

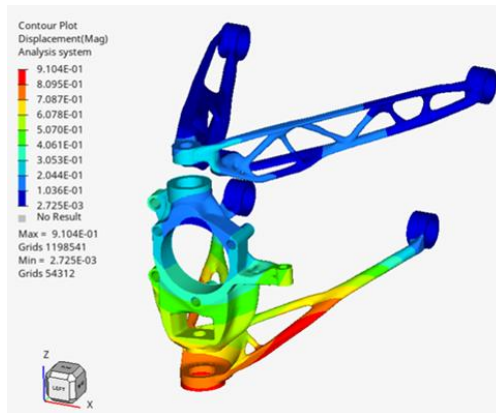


Abbildung 4-52: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Rallye beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]

Tabelle 4-21: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Rallye beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]

x-Richtung	Maximale Verformung [mm]		Resultierende
	y-Richtung	z-Richtung	
0,9	0,23	0,65	0,92

Fahrzeugkonfiguration Track

Die maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Track tritt beim Lastfall Vertikaler Stoß auf. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 4-53 [Haw-24] dargestellt. Die Verformungen in die einzelnen Raumrichtungen zusammengefasst sind in Tabelle 4-22 [Haw-24] zusammengefasst. Die Verschiebung in x- und y- Richtung liegen unter dem Grenzwert von 1 mm. Auch die resultierende Verschiebung liegt unter dem Grenzwert von 1,5 mm. Das Gesamtsystem wird daher als ausreichend steif angenommen.

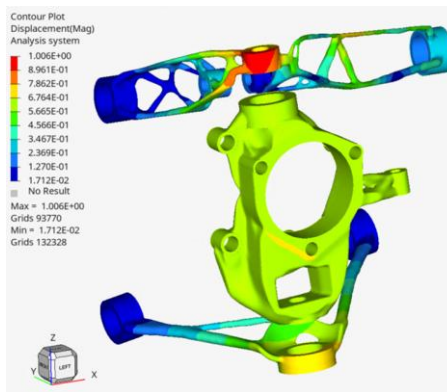


Abbildung 4-53: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Track beim Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24]

Tabelle 4-22: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Track beim Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24]

Maximale Verformung [mm]			
x-Richtung	y-Richtung	z-Richtung	Resultierende
0,33	0,49	0,84	1,0

Fahrzeugkonfiguration Cargo

An der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo treten die größten Verformungen beim Lastfall Längsstoß auf. Abbildung 4-54 [Haw-24] zeigt das Ergebnis der Simulation. Wie Tabelle 4-23 [Haw-24] zu entnehmen, liegen die Verschiebungen in x- und y- Richtung unter dem Grenzwert von 1 mm und die resultierende Verschiebung unter dem Grenzwert von 1,5 mm. Das Gesamtsystem wird daher als ausreichend steif angenommen werden.

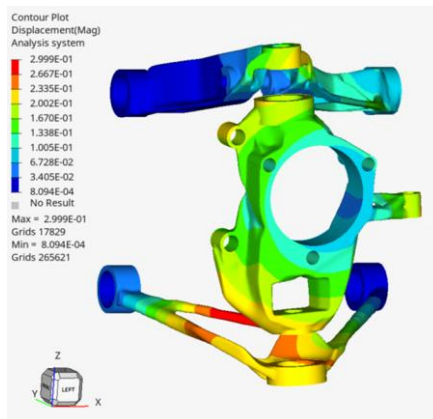


Abbildung 4-54: Maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo beim Lastfall Längsstoß [Haw-24]

Tabelle 4-23: Maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo beim Lastfall Längsstoß [Haw-24]

x-Richtung	Maximale Verformung [mm]		Resultierende
	y-Richtung	z-Richtung	
0,23	0,12	0,23	0,29

Auch die maximalen Verformungen der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo liegen unterhalb der Grenzwerte. Diese treten beim Lastfall Seitlicher Stoß auf. Abbildung 4-55 [Haw-24] zeigt das Ergebnis der Simulation dieses Lastfalls. Die Verformungen in die einzelnen Raumrichtungen sind in Tabelle 4-24 [Haw-24] zusammengefasst. Da kein Grenzwert überschritten wird, wird auch dieses Gesamtsystem als ausreichend steif angenommen

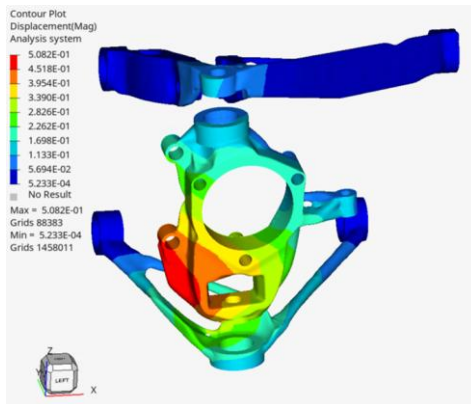


Abbildung 4-55: Maximale Verformung der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo beim Lastfall Seitlicher Stoß [Haw-24]

Tabelle 4-24: Maximale Verformung der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo beim Lastfall Seitlicher Stoß [Haw-24]

x-Richtung	Maximale Verformung [mm]		Resultierende
	y-Richtung	z-Richtung	
0,08	0,49	0,24	0,5

Durch die Prüfung aller Gesamtsysteme auf die maximale Verschiebung in x- und y- Richtung, sowie der resultierenden Verschiebung konnte die ausreichende Steifigkeit aller Radaufhängungen nachgewiesen werden. Damit erfüllen die Gesamtsysteme die Anforderungen für den jeweiligen Einsatzzweck und die Auslegung und Konstruktion der Radaufhängungen ist abgeschlossen.

4.2.6 Virtuelles Fahrwerk-Modul-System

Aus allen entwickelten Komponenten sowie einigen Standardkomponenten ergibt sich das virtuelle Fahrwerk-Modul-System für den Versuchsträger eVee. Das Gesamtsystem ist in Abbildung 4-56 [Bad-24; Haw-24] dargestellt. Die Basis bildet der Radträger, der über Traggelenke und Führungsgelenke mit einem oberen Querlenker und einem unteren Querlenker verbunden wird. Die Querlenker werden über Gelenklager mit Konsolen verbunden, welche wiederum mit dem Fahrzeugrahmen verschraubt werden. Durch den Austausch der Querlenker kann die Achskinematik und damit das Fahrverhalten des Fahrzeuges verändert werden. Die geforderte Einstellbarkeit des Sturzwinkels bei den Fahrzeugkonfigurationen Rallye und Track wird über Distanzscheiben zwischen Konsolen und Fahrzeugrahmen realisiert.

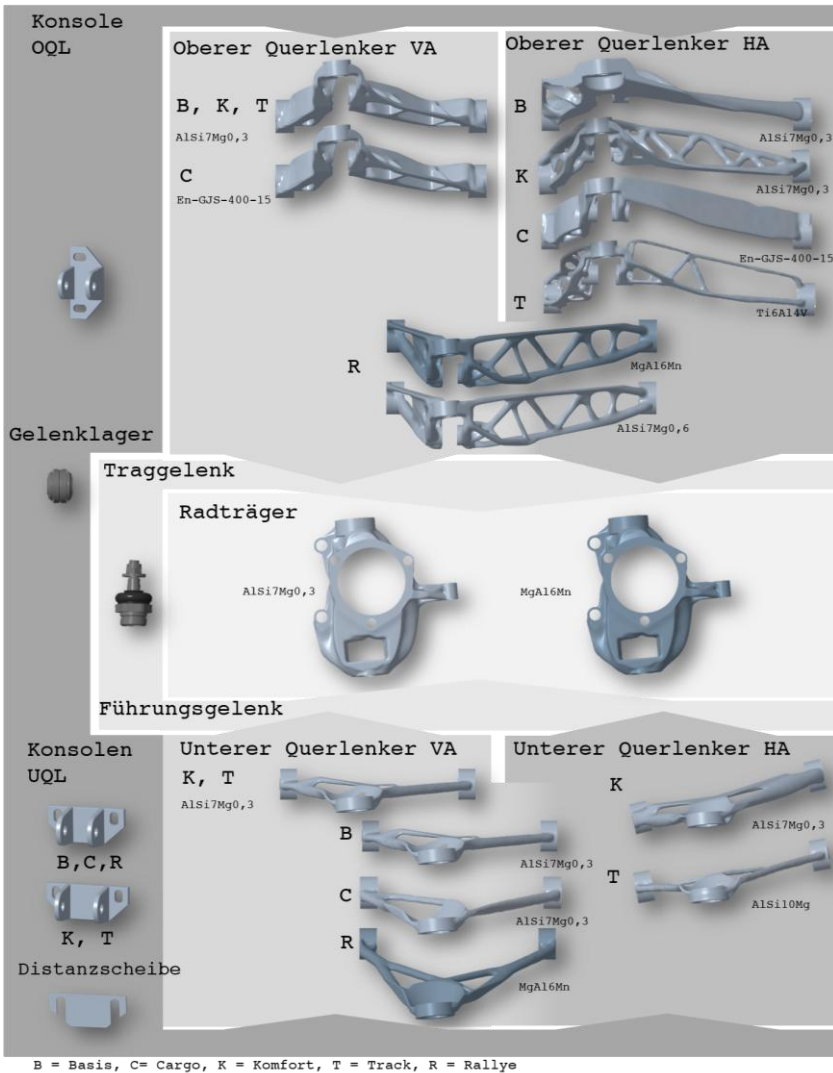


Abbildung 4-56: Virtuelles Fahrwerk-Modul-System, Quelle Daten: [Bad-24; Haw-24]

4.2.7 Zusammenfassung

Das, mit der vorgestellten Methodik entwickelte virtuelle Fahrwerk-Modul-System bietet die Möglichkeit, das Fahrwerk des Fahrzeuges durch den Austausch einzelner Komponenten an zusätzliche Einsatzzwecke anzupassen. Somit kann durch die Anwendung der Methodik am Beispiel des eVee gezeigt werden, dass diese eine Lösung für die zweite Forschungsfrage bietet.

2. Wie kann ein bestehendes Fahrwerk so modifiziert werden, dass die Komponenten leicht austauschbar sind und durch den Austausch von Komponenten die Eigenschaften des Systems an verschiedene Einsatzzwecke angepasst werden können?

Die Anwendung der Methodik ermöglicht es ein bestehendes Fahrwerk so zu modifizieren, dass die Komponenten leicht austauschbar sind und durch den Austausch von Komponenten die Voraussetzungen geschaffen werden, die Eigenschaften des Systems an verschiedene Einsatzzwecke anpassen können.

Durch die Einbeziehung weiterer Fahrwerkparameter in die Anforderungen, sowie die Konstruktion weiterer Radträgergeometrien können weitere Variationsmöglichkeiten geschaffen werden. Der nächste Schritt in der Entwicklung des Fahrwerksystems ist die Validierung der Änderung der Fahreigenschaften durch eine Fahrdynamiksimulation.

5 Zusammenfassung und Ausblick

5.1 Zusammenfassung

Der Stand der Technik und Forschung im Bereich der Entwicklung neuartiger Fahrzeugkonzepte wurden durch eine umfassende Literaturrecherche aufgearbeitet.

Dieser zeigt eine Vielzahl neuartiger Fahrzeugkonzepte auf, was den bestehenden Bedarf an innovativen Fahrzeugen und Mobilitätslösungen unterstreicht. Diese sollen dazu beitragen, den Herausforderungen der Mobilität der Zukunft gerecht zu werden. Eine allgemeine Vorgehensweise für die Entwicklung von Fahrwerksystemen, für solche neuartigen Fahrzeugkonzepte, die ohne die Basis eines Vorgänger- oder Referenzsystems entwickelt wurden, ist bisher nicht dokumentiert. Für die Anwendung des etablierten Entwicklungsprozesses für Fahrwerksysteme nach Ersoy wird ein Vorgängersystem oder zumindest ein validiertes Referenzsystem benötigt. Insbesondere im Bereich der Fahrwerkentwicklung besteht daher weiterer Forschungsbedarf.

Der angestrebte und umgesetzte Beitrag dieser Arbeit lag im Fokus auf der Entwicklung einer Vorgehensweise zur Neukonzeptionierung von Fahrwerkssystemen ohne Vorgänger- oder Referenzsystem. Die vorgestellte Methodik bietet eine Erweiterung des etablierten Prozesses und liefert das zur Anwendung dieses etablierten Prozesses notwendige validierte Referenzsystem.

Beim Abarbeiten der Methodik müssen zunächst die Anforderungen an das Fahrwerk geklärt werden, welche sich aus dem Konzept des Gesamtfahrzeuges ergeben. Darauf aufbauend folgt die Auswahl der grundlegenden Bauform der Radaufhängung und die iterative Wahl der Kinematikpunkte. Basierend auf diesen Randbedingungen erfolgt der Prozess der Topologiefindung, für welchen die Werkzeuge der Topologieoptimierung genutzt werden. Nach dem Design und der Validierung der Einzelkomponenten folgt der Aufbau des

Gesamtsystems in CAD und die Validierung des Gesamtsystems. Am Ende steht ein validiertes Fahrwerksystem, das als Referenzsystem für die Anwendung des etablierten Entwicklungsprozesses nach Ersoy genutzt werden kann.

Die vorgestellte Methodik liefert eine Antwort auf die erste Forschungsfrage:

1. Wie kann ein methodisches Vorgehen zur Neukonzeptionierung eines Fahrwerkes ohne Vorgänger- oder Referenzmodell aussehen?

Durch die Anwendung bei der Entwicklung des Fahrwerkes für das Driveboard des Projektes U-Shift, wurde die Anwendbarkeit der Methodik zur Neukonzeptionierung eines Fahrwerksystems nachgewiesen.

Neben der Lösung der Kernfragestellung, sollte auch gezeigt werden, dass durch die partielle Anwendung der vorgestellten Methodik auch bestehende Fahrwerksysteme erweitert und so an zusätzliche Einsatzzwecke und Anforderungen angepasst werden können. Dazu wurde die vorgestellte Methodik zur Erweiterung des Fahrwerks des Versuchsträgers eVee angewendet.

Das, mit der vorgestellten Methodik entwickelte virtuelle Fahrwerk-Modul-System bietet die Möglichkeit, das Fahrwerk durch den Austausch einzelner Komponenten an verschiedene Einsatzzwecke anzupassen. Somit kann durch die Anwendung der Methodik am Beispiel des eVee gezeigt werden, dass diese auch eine Lösung für die zweite Forschungsfrage bietet.

2. Wie kann ein bestehendes Fahrwerk so modifiziert werden, dass die Komponenten leicht austauschbar sind und durch den Austausch von Komponenten die Eigenschaften des Systems an verschiedene Einsatzzwecke angepasst werden können?

Durch die Definition der Anforderungen und Definition der Schnittstellen nach der vorgestellten Methodik konnte nachgewiesen werden, dass durch die Anwendung der Methodik ein Fahrwerk so konstruiert werden kann, dass die Komponenten leicht austauschbar sind und dadurch die Voraussetzungen

geschaffen werden, das Fahrwerk an verschiedene Einsatzzwecke anpassen können.

Die beiden Fahrzeugkonzepte unterscheiden sich auch sehr stark in ihren Anwendungsfällen. Im Driveboard des Projektes U-Shift stand die Erfüllung von Teilfunktionen im Fokus. Beim Versuchsträger eVee sollte dagegen hauptsächlich die Anpassung des Fahrverhaltens durch den Austausch von Komponenten ermöglicht werden. Durch die Anwendung der vorgestellten Methodik für die Konstruktion der Fahrwerke der beiden Fahrzeuge konnte gezeigt werden, dass die Methodik universell anwendbar ist und eine Lösung für die beiden definierten Forschungsfragen bietet.

5.2 Ausblick

Zukünftig könnte die vorliegende Methodik durch detaillierte Auswahlmethoden für Teilsysteme wie Reifen und Felgen, Feder-Dämpfer-Systeme, Lenksysteme und Elastomerlager erweitert werden. Die verschiedenen Auswahlmethoden können danach mit der Entscheidungsmatrix zur Auswahl der Radaufhängung verknüpft werden, da die Auswahl eines Teilsystems Auswirkungen auf die Eignung der anderen Teilsysteme haben kann. Durch die Verknüpfung der Auswahlmethoden können auch Zielkonflikte frühzeitig erkannt und abgemildert werden.

In weiteren Arbeiten kann die Methodik darüber hinaus durch die Einbeziehung weiterer Anforderungen wie Fahrdynamik, Fahrkomfort, Funktionsintegration, Kosten, Lebensdauer, Crash Verhalten, NVH-Eigenschaften, Recycling, Design oder auch Aerodynamik erweitert werden. Auch das Einbeziehen weiterer Ausführungsformen von Radaufhängungen oder weiterer Fahrzeugklassen ist denkbar.

Neben den Möglichkeiten zur Erweiterung der Methodik bietet die Einbeziehung neuer Fertigungsverfahren wie der additiven Fertigung ein großes Potenzial zur Optimierung von Fahrwerkskomponenten. Durch die Fokussierung auf die additive Fertigung und die Integration zusätzlicher Funktionen in die Fahrwerkskomponenten ergeben sich aufbauend auf der

vorgestellten Methodik völlig neue Möglichkeiten in der Gestaltung der Komponenten. Erste Untersuchungen am Fahrwerk des in Kapitel 4.1 beschriebenen Fahrzeugs aus dem Projekt U-Shift bestätigen diese Möglichkeiten. Weiterführende Arbeiten könnten auf den bereits gewonnenen Erkenntnissen aufbauen und diese Untersuchungen weiterführen.

Die Weiterentwicklung der Fertigungsmöglichkeiten könnte zukünftig auch die additive Fertigung mit Multimaterialmix ermöglichen. Durch lokal unterschiedliche Legierungen können die Eigenschaften der verschiedenen Materialien noch besser ausgenutzt werden. Auch die direkte Integration energieführender Leitungen in die Fahrwerksbauteile wird damit möglich.

Aktuell und auch zukünftig ergeben sich größer werdende Herausforderungen durch größere Vernetzung der Fahrzeuge. Moderne Fahrwerke funktionieren als System aus Software, Hardware und Mechanik [Fie-25]. Im Zuge dieser Arbeit wurden Vorgehensweisen zur Auswahl von grundlegenden Bauformen der Radaufhängungen beschrieben. Zukünftige Arbeiten könnten sich mit einer entsprechenden Vorgehensweise zur Auswahl von Regelstrategien und Reglerstrukturen beschäftigen. Darauf aufbauend kann eine Methodik zum Entwurf eines vernetzten Gesamtsystems erarbeitet werden. Des Weiteren entstehen durch mechatronische Funktionen zusätzliche akustische Aufgaben, denen man mit geeigneten Methoden begegnen muss [Sch-21].

Während sich die Entwicklung neuartiger Fahrzeugkonzepte insbesondere an die Mobilität der Zukunft richtet, gibt es auch Überlegungen zu Lösungen für die Übergangszeit. Die Elektrifizierung von Straßenfahrzeugen spielt vor allem in Schwellenländern eine Schlüsselrolle bei der Dekarbonisierung der Industriegesellschaft. Ein schneller Übergang von konventioneller zu elektrischer Mobilität ist hierfür ein notwendiger und weithin akzeptierter Schritt. Ein schneller Übergang ist jedoch mit erheblichen Umweltauswirkungen verbunden, die durch die Entsorgung von Millionen konventioneller Fahrzeuge entstehen. [Rea-22]

Die Elektrifizierung bestehender Fahrzeuge mit konventionellem Antrieb durch eine gut konzipierte Nachrüstung bietet die Möglichkeit, die Lebensdauer bestehender Fahrzeuge zu verlängern, ihre vorzeitige Entsorgung

zu vermeiden und die Menge der benötigten Ressourcen zur Bereitstellung effizienter elektrischer Mobilitätssysteme zu reduzieren. [Rea-22; Sha-22]

Insbesondere für Schwellenländer wie Indien bietet die Möglichkeit der Nachrüstung bestehender Fahrzeuge mit konventionellem Antrieb zu Elektrofahrzeugen großes Potential zur Reduzierung von Emissionen. In Indien befinden sich sieben der zehn am stärksten verschmutzten Städte der Welt, und der Verkehrssektor ist ein Hauptverursacher von Emissionen. Batterieelektrische Fahrzeuge könnten eine Lösung bieten, da sie keine lokalen Abgasemissionen haben. Ihre Einführung ist allerdings aufgrund begrenzter Verfügbarkeiten und hoher Kosten schwierig. Eine kostengünstige Alternative bietet die Umrüstung bestehender Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor auf batterieelektrischen Antrieb. Aggarwal et al. sehen in ihrer Untersuchung die Machbarkeit und das Potenzial einer Emissionsreduktion [Agg-21].

Aufbauend auf den gewonnenen Erkenntnissen dieser Arbeit kann die vorgestellte Methodik auch zur Erleichterung der Umrüstung von Straßenfahrzeugen eingesetzt werden.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Beispiele für neuartige Fahrzeugkonzepte	2
Abbildung 2-1: Größen der Relativbewegung des Radträgers zum Aufbau sowie einwirkende Reifenkräfte und Momente [Sch-24]	7
Abbildung 2-2: Relative Radstellungsänderung und Bewegungsbahnen von Radpunkten als Funktion des Radhubes. FWP: Fahrwerksparameter [Sch-24] (Bild aus [Sim-86]).....	8
Abbildung 2-3: Radstand gemäß ISO 612 [Ers-17a].....	11
Abbildung 2-4: Spurweite gemäß ISO 612 [Ers-17a]	11
Abbildung 2-5: Lenkwinkel [Gau-22].....	12
Abbildung 2-6: Federweg.....	13
Abbildung 2-7: Vorspurwinkel.....	14
Abbildung 2-8: Sturzwinkel nach ISO 612 [Ers-17a]	15
Abbildung 2-9: Aufbaustützung aufgrund Bremstützwinkel ε aus Radstandständerung über Einfederung bei Bremsmomentenabstützung am Radträger [Sch-24].....	17
Abbildung 2-10: Konstruktiver Nachlauf durch links: Versatz der Lenkachse, rechts: Neigung der Lenkachse [Gau-22]	19
Abbildung 2-11: Lenkrollhalbmesser und Spreizungswinkel gemäß ISO 612 [Gau-22].....	20
Abbildung 2-12: Übersicht möglicher Starrachsausführungen (Quelle Bilder: [Mat-07])	23
Abbildung 2-13: Übersicht möglicher Ausführungen von Einzelradaufhängungen (Quelle Bilder: [Mat-07])	25

Abbildung 2-14: Doppelquerlenkerradaufhängung [Gie-23]	29
Abbildung 2-15: Ausgeführte Doppelquerlenkerradaufhängung an der Vorderachse eines Audi R8 [Aud-25]	30
Abbildung 2-16: McPherson-Federbeinachse [Gie-23]	31
Abbildung 2-17: Ausgeführte McPherson-Radaufhängung an der Vorderachse eines Audi TT [Aud-25]	32
Abbildung 2-18: Längslenkerradaufhängung [Gie-23]	33
Abbildung 2-19: Ausgeführte Längslenkerhinterachse der A-Klasse W168 [Möd-97]	34
Abbildung 2-20: Pendelachse [Gie-23]	34
Abbildung 2-21: Ausgeführte Pendelachse an der Hinterachse eines VW Käfer [Har-01]	35
Abbildung 2-22: Vergleich: a Längslenker, b Schräglenker, c Pendelachse [Gie-23]	36
Abbildung 2-23: Ausgeführte Schräglenkerradaufhängung an der Hinterachse des Mercedes-Benz Vito [Mer-14]	37
Abbildung 2-24: Verbundlenkerachse in Draufsicht [Gie-23]	38
Abbildung 2-25: Ausgeführte Verbundlenkerradaufhängung an der Hinterachse des Audi A1 Sportback [Aud-18]	39
Abbildung 2-26: Mehrlenkerradaufhängungen [Ers-17d]	40
Abbildung 2-27: Ausgeführte Mehrlenkerradaufhängung am Beispiel einer Fünflenker-Vorderachse des Audi A6 [Aud-25]	41
Abbildung 2-28: Ebene des integrierten Produktenstehungsmodells [Alb-16]	44
Abbildung 2-29: Dreidimensionale Darstellung der iPeM Modellstruktur [Alb-16]	45
Abbildung 2-30: Übersicht der Problemlösungsmethode SPALTEN [Alb-16-2]	46
Abbildung 2-31: Elemente und Grundhypothesen des C&C ² -Ansatz [Mat-18]	48

Abbildung 2-32 Aktivitäten eines typischen Problemlösungsprozesses [VDI-19].....	49
Abbildung 2-33: V-Modell [VDI-21].....	51
Abbildung 2-34: Stage-Gate-System nach Cooper [Coo-08]	52
Abbildung 2-35: Entwicklungsprozess für Fahrwerke nach Ersoy [Ers-17b]	55
Abbildung 3-1: Entwicklungsprozess nach Ersoy [Ers-17b; Ers-17c] mit Erweiterung zur Anwendbarkeit für neuartige Fahrzeugkonzepte (grün hinterlegt)	67
Abbildung 3-2: Entscheidungsbaum zur Eingrenzung der Auswahl	72
Abbildung 3-3: Designspace des unteren Querlenkers einer Doppelquerlenkerradaufhängung, rot: Designspace, blau Non-Designspace [Deb-22]	76
Abbildung 3-4: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers aus Abbildung 3-3, rot: genutzter Designspace, blau Non-Designspace [Deb-22]	78
Abbildung 3-5: Finales Modell des unteren Querlenkers [Deb-22]	79
Abbildung 3-6: Mehrkörpersystem einer Doppelquerlenkerradaufhängung [Deb-22].....	80
Abbildung 4-1: Driveboard bei Aufnahme der Personenkapsel [DLR-20].....	84
Abbildung 4-2: CAD Modell des Fahrschemels [Wei-24-5].....	85
Abbildung 4-3: Prinzipskizze der Vorderachse [Wei-24-5]	86
Abbildung 4-4: Hubaktor CAD Modell [Wei-24-5].....	87
Abbildung 4-5: Hubsystem der Hinterachse, links: Fahrposition, rechts: abgesenkter Zustand [Wei-22].....	88
Abbildung 4-6: Prinzipskizze Hubsystem Hinterachse, links: Fahrzeug auf Fahrniveau, rechts: abgesenkter Zustand [Wei-21]	89
Abbildung 4-7: Lenkgestänge bei Geradeausfahrt [Wei-24-4]	90
Abbildung 4-8: Lenkgestänge bei Kurvenfahrt [Wei-24-4]	91

Abbildung 4-9: Lenkgetriebe bei Geradeausfahrt [Wei-24-4]	91
Abbildung 4-10: Lenkgetriebe bei Kurvenfahrt [Wei-24-4]	92
Abbildung 4-11: Lenkgetriebe bei gegensinnigem Radeinschlag [Wei-24-4].....	93
Abbildung 4-12: Lenksystem Gesamtmodell [Wei-22-2]	93
Abbildung 4-13: CAD-Modell des Driveboardrahmens	96
Abbildung 4-14: Driveboardrahmen in Seitenansicht	96
Abbildung 4-15: Driveboardrahmen in Untersicht.....	97
Abbildung 4-16: Position der Kinematikpunkte zwischen Radaufhängung und Fahrschemel [Wei-24-2]	101
Abbildung 4-17: Abgeleitete Designräume an der Vorderachse	103
Abbildung 4-18: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace	104
Abbildung 4-19: FEM-Analyse des oberen Querlenkers, Lastfall Längsstoß	105
Abbildung 4-20: Designspace (rot) und Non-Designspace (blau) des oberen Querlenkers [Wei-24-6]	106
Abbildung 4-21: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Wei-24-6]	106
Abbildung 4-22: Gesamtmodell der Vorderachse mit links: Spurstange und Radnabenmotor, Mitte: Spurstange und Fahrschemel, rechts: Spurstange und Rad	108
Abbildung 4-23: Gesamtsystem der Hinterachse	108
Abbildung 4-24: Maximale Verformung beim Lastfall 3 Längsstoß, links: in x-Richtung, rechts: in y-Richtung	109
Abbildung 4-25: Maximale Verformung beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß, links: in x-Richtung, rechts: in y-Richtung	110

Abbildung 4-26: Maximale Verformung beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß, links: in x-Richtung, rechts: in y-Richtung	111
Abbildung 4-27: Versuchsträger eVee [ICM-23]	113
Abbildung 4-28: CAD Modell des Versuchsträgers mit markierten Anbindungsstellen [Bad-24]	119
Abbildung 4-29: Designspace des Radträgers, links: radseitige Ansicht, rechts: aufbauseitige Ansicht [Haw-24]	123
Abbildung 4-30: Designspace des oberen Querlenkers der Hinterachse des Basisfahrzeuges, links: aufbauseitige Ansicht von oben, rechts: radseitige Ansicht von unten [Haw-24]	124
Abbildung 4-31: Designspace des oberen Querlenkers der Vorderachse des Basisfahrzeuges in aufbauseitiger Ansicht von oben [Haw-24]	125
Abbildung 4-32: Vergleich der Designspaces der oberen Querlenker der Fahrzeugkonfiguration Basis, links: Hinterachse, rechts: Vorderachse [Haw-24]	125
Abbildung 4-33: Designspace des unteren Querlenkers des Basisfahrzeuges in radseitiger Ansicht von oben [Haw-24]	126
Abbildung 4-34: Designspace der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Basis, links: Vorderachse, rechts: Hinterachse [Haw-24]	127
Abbildung 4-35: Ergebnis der Topologieoptimierung des Radträgers, links: radseitige Ansicht, rechts aufbauseitige Ansicht; rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]	128
Abbildung 4-36: Finales CAD-Modell des Radträgers, links: radseitige Ansicht, rechts: aufbauseitige Ansicht [Haw-24]	129
Abbildung 4-37: FEM-Analyse des Radträgers, Lastfall Seitlicher Stoß, Quelle Daten: [Haw-24]	130

Abbildung 4-38: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]	131
Abbildung 4-39: Finales CAD-Modell des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis in radseitiger Ansicht, links: von oben, rechts: von unten [Haw-24]	132
Abbildung 4-40: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, Lastfall Vertikaler Stoß, Quelle Daten: [Haw-24]	132
Abbildung 4-41: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]	133
Abbildung 4-42: Finales CAD-Modell des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis in radseitiger Ansicht, links: von oben, rechts: von unten [Haw-24]	134
Abbildung 4-43: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24]	135
Abbildung 4-44: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]	136
Abbildung 4-45: Finales CAD-Modell des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis in radseitiger Ansicht von oben [Haw-24]	137
Abbildung 4-46: FEM-Analyse des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis, Lastfall Längsstoß [Haw-24]	137

Abbildung 4-47: Gesamtsystem der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Haw-24].....	138
Abbildung 4-48: Gesamtsystem der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Haw-24].....	139
Abbildung 4-49: Maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis beim Lastfall Längsstoß [Bad-24].....	140
Abbildung 4-50: Maximale Verformung der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis beim Lastfall Vertikaler Stoß [Bad-24].....	141
Abbildung 4-51: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Komfort beim Lastfall Längsstoß [Bad-24].....	142
Abbildung 4-52: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Rallye beim Lastfall Längsstoß [Bad-24].....	143
Abbildung 4-53: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Track beim Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24].....	144
Abbildung 4-54: Maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo beim Lastfall Längsstoß [Haw-24].....	145
Abbildung 4-55: Maximale Verformung der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo beim Lastfall Seitlicher Stoß [Haw-24].....	146
Abbildung 4-56: Virtuelles Fahrwerk-Modul-System, Quelle Daten: [Bad-24; Haw-24]	148
Abbildung 5-1: Konzept autoMoVe [TUB-21]	201
Abbildung 5-2: Autonom Shuttle Evo (Navya) [Nav-15]	202

Abbildung 5-3: BEE oben: Personenbeförderung, unten: moderne Lastkarre [Pig-17]	203
Abbildung 5-4: AEV Blanc Robot [AEV-21]	204
Abbildung 5-5: Modulkonfigurationen des CityBot [Bar-20]	204
Abbildung 5-6: Climb-E bei der Übergabe von Aufzug auf Fahrzeug [Ita-23]	205
Abbildung 5-7: Continental Cube [Har-19]	206
Abbildung 5-8: EsayMile Fahrzeuge, links: EZTow, rechts: EZ10 [Eas-15]	207
Abbildung 5-9: EO Smart Connecting Car [Jah-12]	207
Abbildung 5-10: Fahrzeuge des e-Palette Konzeptes [Toy-18]	208
Abbildung 5-11: Renault EZ-Pro [Ren-21]	209
Abbildung 5-12: FlexCAR [Lah-23]	209
Abbildung 5-13: General Motors HY-Wire [Per-04]	210
Abbildung 5-14: Matryoshka [Bak-17]	211
Abbildung 5-15: Driveboard mit verschiedenen Kapsel [Ulr-19]	212
Abbildung 5-16: Metrosnap [Rin-20]	213
Abbildung 5-17: Microsnap [Rin-19]	213
Abbildung 5-18: Plattformkonzept des Schaeffler Mover [Kra.-20]	214
Abbildung 5-19: Fahrzeugplattform des NeMo.bil Cab (INYO Mover) [INY-23]	215
Abbildung 5-20: Next Generation Car Visualisierung der Fahrzeugmodelle [DLR-16]	216
Abbildung 5-21: Scania NXT [Sca-19]	217
Abbildung 5-22: Ohmio LIFT [Ohm-17]	217
Abbildung 5-23: Coast P-1 Shuttle [Coa-20]	218
Abbildung 5-24: Pivo 3 (Nissan) [Nis-11]	219
Abbildung 5-25: Pop.Up next [Aud-18]	220
Abbildung 5-26: Reeboard [REE-20]	220

Abbildung 5-27: Robomobil, links: Fahrzeug, rechts: Radaufhängung [DLR-14].....	221
Abbildung 5-28: Gesamtfahrwerk mit allen Funktionserweiterungen [Sch-19].....	222
Abbildung 5-29: Snap [Rin-18].....	223
Abbildung 5-30: UNICARagil Gesamtkonzept, links oben: autoSHUTTLE, rechts oben: autoTAXI, links unten: autoELF, rechts unten: autoCARGO [Rüd-23]	224
Abbildung 5-31: upBus Gesamtsystem [Mei-21].....	225
Abbildung 5-32: Driveboard mit Kapseln [Mün-22].....	225
Abbildung 5-33: Vision Urbanetic ©Mercedes-Benz [Mer-18].....	226
Abbildung 5-34: Autonomes Robotaxi Zoox [Zhe-21]	227

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Fahrwerksparemeter.....	10
Tabelle 2-2: Vor- und Nachteile der Doppelquerlenkerradaufhängung	29
Tabelle 2-3: Vor- und Nachteile der McPherson-Federbeinachse [Ers-17d]	31
Tabelle 2-4: Vor- und Nachteile der Längslenker Radaufhängung [Ers-17d]	33
Tabelle 2-5: Vor- und Nachteile der Schräglenker Radaufhängung [Ers-17d]	37
Tabelle 2-6: Vor- und Nachteile der Verbundlenkerradaufhängung [Gie-23; Ers-17d]	39
Tabelle 2-7: Vor- und Nachteile der Mehrlenkerradaufhängung	41
Tabelle 2-8: Standardlastfälle für Strukturfestigkeit nach [Ers-17b].....	58
Tabelle 2-9: Neuartige Fahrzeugkonzepte. VRM: Vorgänger- oder Referenzmodell vorhanden	60
Tabelle 3-1: Übersicht der betrachteten Anforderungen, AV: abgeleitet von Vorgänger, WV: wie Vorgänger, UB: unbekannt	68
Tabelle 3-2: Standardlastfälle (nach [Ers-17b]) mit angepassten Vorzeichen, die drei Lastfälle mit der größten Resultierenden sind grau hinterlegt.....	70
Tabelle 3-3: Entscheidungsmatrix zur Auswahl der Radaufhängung, KA: kinematisches Auslegungspotential, BB: Bauraumbedarf, KB: Karosseriebelastung an Lagerpunkten, K: Komplexität, EF: Einfluss auf Fahreigenschaften, KO: Kosten, FW: große Federwege realisierbar, S: Summe.....	73
Tabelle 4-1: Aus Gesamtkonzept resultierende Fahrwerksparemeter	95

Tabelle 4-2: Massen und Lastverteilung von Driveboard und Kapseln.....	95
Tabelle 4-3: Bauraumabmessungen aus Driveboardrahmen	97
Tabelle 4-4: Relevante Lastfälle gemäß Tabelle 3-2	98
Tabelle 4-5: Maximal durch eine Achse bzw. ein Rad abzustütze nde Masse	98
Tabelle 4-6: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt an der Vorderachse	98
Tabelle 4-7: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt an der Hinterachse.....	99
Tabelle 4-8: Entscheidungsmatrix zur Auswahl der Radaufhängung der Vorderachse für das Driveboard des Projektes U-Shift, KA: kinematisches Auslegungspotential, BB: Bauraumbedarf, KB: Karosseriebelastung an Lagerpunkten, K: Komplexität, EF: Einfluss auf Fahreigenschaften, KO: Kosten, FW: große Federwege realisierbar, S: Summe.....	100
Tabelle 4-9: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers	104
Tabelle 4-10: Masse und Lastverteilung der verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen	116
Tabelle 4-11: Fahrwerkparameter der verschiedenen Einsatzzwecke [Bad-24; Haw-24]	118
Tabelle 4-12: Maximale Masse pro Achse und maximale Masse pro Rad je Fahrzeugkonfiguration	120
Tabelle 4-13: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt der Fahrzeugkonfiguration Basis.....	121
Tabelle 4-14: Parameter für Topologieoptimierung des Radträgers [Haw-24]	128
Tabelle 4-15: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis [Haw-24]	131

Tabelle 4-16: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis [Bad-24]	133
Tabelle 4-17: Parameter für Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Basis [Haw-24]	136
Tabelle 4-18: Maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Basis beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]	141
Tabelle 4-19: Maximale Verformung der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Basis beim Lastfall Vertikaler Stoß [Bad-24]	142
Tabelle 4-20: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Komfort beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]	143
Tabelle 4-21: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Rallye beim Lastfall Längsstoß [Bad-24]	144
Tabelle 4-22: Maximale Verformung der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Track beim Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24]	145
Tabelle 4-23: Maximale Verformung der Radaufhängung der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo beim Lastfall Längsstoß [Haw-24]	146
Tabelle 4-24: Maximale Verformung der Radaufhängung der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo beim Lastfall Seitlicher Stoß [Haw-24]	147

Literaturverzeichnis

Eigene Beiträge

[Mün-22]

Münster, M.; Brost, M.; Siefkes, T.; Kopp, G.; Beeh, E.; Rinderknecht, F.; Schmid, S.; Osebek, M.; Scheibe, S.; Hahn, R.; Heyner, D.; Klein, P.; Piazza, G.; Ulrich, C.; Kraft, W.; Philipps, F.; Köhler, L.; Buchholz, M.; Wodtko, T.; Dietmayer, K.; Frey, M.; Weitz, F.; Gauterin, F.; Stoll, H.; Schindewolf, M.; Guissouma, H.; Krauter, F.; Sax, E.; Neubeck, J.; Müller, S.; Eberts, S.; Göldner, M.; Teichmann, S.; Kiebler, J.; Saljanin, M.; Bargende, M.; Wagner, A.; *U-Shift II Vision and Project Goals*, in: M. Bargende, H.-C. Reuss, A. Wagner (Hrsg.), *22. Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2022, S. 18–31, https://www.researchgate.net/publication/359212027_U-Shift_II_Vision_and_Project_Goals.

Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-3-658-37010-7. DOI: 10.1007/978-3-658-37011-4.

[Wei-21]

Weitz, F.; Frey, M.; *Radaufhängung: Offenlegung: DE102021127309A1*, 21.10.2021.

[Wei-22]

Weitz, F.; Frey, M.; Gauterin, F.; *Fahrwerkskonzept für große Lastbereiche mit integrierter Hubfunktion*, in: , *Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn: Im Spannungsfeld von Sicherheit und Umwelt*, Düsseldorf, VDI Verlag, 2022, S. 73–82. ISBN: 978-3-18-092398-7. DOI: 10.51202/9783181023983.

[Wei-22-2]

Weitz, F.; Hodapp, S.; *Lenkgetriebe und Lenksystem mit dem Lenkgetriebe: Patent: DE 10 2022 113 937 B4*, 02.06.2022.

[Wei-22-3]

Weitz, F.; Frey, M.; Gauterin, F.; *Chassis Concept for Large Load Ranges with Integrated Level Control for the U-Shift Project*, in: Michael Bargende, Hans-Christian Reuss, Andreas Wagner (Hrsg.), 22. *Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2022, S. 220–228. ISBN: 978-3-658-37008-4. DOI: 10.1007/978-3-658-37009-1.

[Wei-24]

Weitz, F.; Frey, M.; Gauterin, F.; *Methodical Design of a Subframe for a Novel Modular Chassis Concept without Knowledge of Final Vehicle Parameters*, in: SAE International Journal of Commercial Vehicles, 17, 2024, S. 91–101. DOI: 10.4271/02-17-01-0006.

[Wei-24-2]

Weitz, F.; Debnar, C.; Frey, M.; Gauterin, F.; *Additively Manufactured Wheel Suspension System with Integrated Conductions*, in: Vehicles, 6, 2024, S. 1051–1069. DOI: 10.3390/vehicles6030050.

[Wei-24-3]

Weitz, F.; Frey, M.; Gauterin, F.; *Decouplable Steering System with the Possibility of Same- and Opposite-Direction Wheel Engagement*, in: Peter Pfeffer (Hrsg.), *13th International Munich Chassis Symposium 2022*, Berlin, Heidelberg, Springer Berlin Heidelberg, 2024, S. 31–42. ISBN: 978-3-662-68162-6. DOI: 10.1007/978-3-662-68163-3.

[Wei-24-4]

Weitz, F.; Gauterin, F.; Frey, M.; Ostendorff, N.; *Steering System with Mechanical Coupling of the Wheels and the Possibility of Wheel Steering in Opposite Directions*, in: Fabian Weitz, Frank Gauterin, Michael Frey, Niklas Ostendorff (Hrsg.), *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2024. DOI: 10.4271/2024-01-2970.

[Wei-24-5]

Weitz, F.; Ostendorff, N.; Frey, M.; Gauterin, F.; *Lifting Actuator Concept and Design Method for Modular Vehicles with Autonomous Capsule Changing Capabilities*, in: Vehicles, 6, 2024, S. 1070–1088,

<https://www.mdpi.com/2624-8921/6/3/51>.

Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.3390/vehicles6030051.

[Wei-24-6]

Weitz, F.; Debnar, C.; Frey, M.; Gauterin, F.; *Additively Manufactured Wheel Suspension System with Integrated Conductions and Optimized Structure*, in: Fabian Weitz, Christian Debnar, Michael Frey, Frank Gauterin (Hrsg.), *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2024. DOI: 10.4271/2024-01-2973.

[Wei-25]

Weitz, F.; Debnar, C.; *Achselnker: Offenlegung: DE102023128425A1*, 2025.

Literatur

[Abe-17]

Abel, H.; Clauß, R.; Wagner, A.; Prokop, G.; *Analytical extension of the effective axle characteristics concept for the development of a structured chassis design process*, in: *Vehicle System Dynamics*, 55, 2017, S. 1297–1320,

<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423114.2017.1309055#abstract>.

Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1080/00423114.2017.1309055.

[AEV-21]

Applied EV; *Meet Blanc Robot*, 2021, <https://www.appliedev.com/blanc-robot>.

Abgerufen am 21.09.2023.

[Agg-21]

Aggarwal, A.; Chawla, V. K.; *A sustainable process for conversion of petrol engine vehicle to battery electric vehicle: A case study*, in: *Materials Today: Proceedings*, 38, 2021, S. 432–437,

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785320357321>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1016/j.matpr.2020.07.617.

[Alb-06]

Albers, Albert; Gschweidl, Kurt; Schyr, Christian; Kunzfeld, Stephan;
Methoden und Werkzeuge zur modellbasierten, in: ATZ -
Automobiltechnische Zeitschrift, 108, 2006, S. 980–987,
<https://link.springer.com/article/10.1007/BF03221840>.
Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/BF03221840.

[Alb-15]

Albers, A.; Bursac, N.; Wintergerst, E.; *Produktgenerationsentwicklung –
Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen
Perspektive*, in: H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, D. Roth (Hrsg.),
*Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung, SSP 2015: Entwicklung
smarter Produkte für die Zukunft*, Stuttgart, Fraunhofer IAO, 2015, S. 1–
11,
https://www.researchgate.net/publication/279539363_Produktgenerationsentwicklung_-_Bedeutung_und_Herausforderungen_aus_einer_entwicklungsmethodischen_Perspektive.
Abgerufen am 07.08.2025.

[Alb-16]

Albers, Albert; Reiss, Nicolas; Bursac, Nikola; Richter, Thilo; *iPeM –
Integrated Product Engineering Model in Context of Product Generation
Engineering*, in: Procedia CIRP, 50, 2016, S. 100–105. DOI:
10.1016/j.procir.2016.04.168.

[Alb-16-2]

Albers, A.; Reiß, N.; Bursac, N.; Breitschuh, J.; *15 years of SPALTEN
problem solving methodology in product development*, in: Casper Boks
(Hrsg.), *Proceedings of NordDesign 2016: August 10-12, 2016,
Trondheim, Norway*, Bristol, United Kingdom, The Design Society, 2016,
S. 411–420,
https://www.designsociety.org/publication/39318/15_years_of_spalten_pr

oblem_solving_methodology_in_product_development.

Abgerufen am 07.08.2025. ISBN: 978-1-904670-80-3.

[Alb-17]

Albers, A.; Bursac, N.; Rapp, S.; *PGE – Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads*, in: Forschung im Ingenieurwesen, 81, 2017, S. 13–31,

<https://link.springer.com/article/10.1007/s10010-016-0210-0>.

Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/s10010-016-0210-0.

[Alb-19]

Albers, A.; Rapp, S.; Spadinger, M.; Richter, T.; Birk, C.; Marthaler, F.; Heimicke, J.; Kurtz, V.; Wessels, H.; *The Reference System in the Model of PGE: Proposing a Generalized Description of Reference Products and their Interrelations*, in: Proceedings of the Design Society: International Conference on Engineering Design, 1, 2019, S. 1693–1702. DOI: 10.1017/dsi.2019.175.

[Alb-19-2]

Albers, A.; Rapp, S.; Spadinger, M.; Richter, T.; Birk, C.; Marthaler, F.; Heimicke, J.; Kurtz, V.; Wessels, H.; *Das Referenzsystem im Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung: Vorschlag einer generalisierten Beschreibung von Referenzprodukten und ihrer Wechselbeziehungen*, 2019, <https://core.ac.uk/download/pdf/197480788.pdf>.

Abgerufen am 07.08.2025.

[Alb-19-3]

Albers, A.; Haug, F.; Heitger, N.; Fahl, J.; Hirschter, T.; *Entwicklungsgenerationen zur Steuerung der PGE – Produktgenerationsentwicklung: Von der Bauteil- zur Funktionsorientierung in der Automobilentwicklung*, in: H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, O. Riedel, D. Spath, D. Roth (Hrsg.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung, SSP 2019: Agilität und kognitives Engineering*, Stuttgart, Fraunhofer IAO, 2019, S. 1–11, https://www.researchgate.net/publication/337339631_Entwicklungsgenerationen_zur_Steuerung_der_PGE_-_Produktgenerationsentwicklung_Von_der_Bauteil-

zur Funktionsorientierung in der Automobilentwicklung.
Abgerufen am 07.08.2025.

[Ang-17]

Angrick, C.; *Subsystemmethodik für die Auslegung des niederfrequenten Schwingungskomforts von PKW*, Dresden, 2017, Dissertation, Dresden,
<https://cuvillier.de/de/shop/publications/7677-subsystemmethodik-fur-die-auslegung-des-niederfrequenten-schwingungskomforts-von-pkw>.
Abgerufen am 14.08.2025.

[ATZ-13]

ATZ; *Neue Entwicklungsmethoden für das Fahrwerk*, in: ATZ -
Automobiltechnische Zeitschrift, 115, 2013, S. 466–467,
<https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-013-0132-1#citeas>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-013-0132-1.

[Aud-18]

Audi AG; *Audi MediaCenter: Audi A1 Sportback*, 2018a,
<https://www.audi-mediacyenter.com/de/fotos/detail/audi-a1-sportback-70006>.
Abgerufen am 11.06.2025.

[Aud-18]

Audi AG; *Pop.Up Next*, 2018b, <https://www.audi-mediacyenter.com/de/suche?type=&query=pop.up%20next&order=relevance&filter=>.
Abgerufen am 11.07.2023.

[Aud-25]

Audi AG; *Audi Technology Portal: Vorderachse*, 2025,
<https://www.audi-technology-portal.de/de/fahrwerk/radaufhaengungen-lenkung/vorderachse>.
Abgerufen am 11.06.2025.

[Bad-24]

Bader, L.; *Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerksbaukastens*,
Karlsruhe, 2024, Masterarbeit, Karlsruhe.

[Bak-17]

Bakulin Motors Group; *Matroschka*, 2017,
<https://www.volgabus.ru/matreshka/>.
Abgerufen am 11.7.2023.

[Bar-20]

Barckmann, J.; Herchet, H.; Körbel, G.; *Mobilitätskonzept eines Straßenroboters*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 122, 2020, S. 16–21, <https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-020-0214-9>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-020-0214-9.

[Ben-21]

Bender, Beate; Gericke, Kilian; *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*, Berlin, Heidelberg. Springer Berlin Heidelberg, 2021. ISBN: 978-3-662-57302-0.
DOI: 10.1007/978-3-662-57303-7.

[Bir-12]

Birnschein, T.; Kirchner, F.; Girault, B.; Yuksel, M.; Machowinski, J.; *An innovative, comprehensive concept for energy efficient electric mobility - EO smart connecting car*, in: , 2012 IEEE International Energy Conference and Exhibition (ENERGYCON), IEEE, 2012, S. 1028–1033, <https://ieeexplore.ieee.org/document/6347720>.
Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-1-4673-1454-1.

[Boe-18]

Boersma, R.; van Arem, B.; Rieck, F.; *Application of Driverless Electric Automated Shuttles for Public Transport in Villages: The Case of Appelscha*, in: World Electric Vehicle Journal, 9, 2018, S. 15–22, <https://www.mdpi.com/2032-6653/9/1/15>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.3390/wevj9010015.

[Bra-13]

Braess, H.; Seiffert, U.; *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, Wiesbaden. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. ISBN: 978-3-658-01690-6. DOI: 10.1007/978-3-658-01691-3.

[Bub-15]

Bubb, H.; Bengler, K.; Grünen, R.; Vollrath, M.; *Automobilergonomie*,

Wiesbaden. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN: 978-3-8348-1890-4. DOI: 10.1007/978-3-8348-2297-0.

[Bün-14]

Bünthe, T.; Ho, L. M.; Satzger, C.; Brembeck, J.; *Zentrale Fahrdynamikregelung der Robotischen Forschungsplattform RoboMobil*, in: ATZe Elektronik, 9, 2014, S. 72–79,
<https://link.springer.com/article/10.1365/s35658-014-0434-4>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1365/s35658-014-0434-4.

[Cha-06]

Chatillon, M. M.; Jezequel, L.; Coutant, P.; Baggio, P.; *Hierarchical optimisation of the design parameters of a vehicle suspension system*, in: Vehicle System Dynamics, 44, 2006, S. 817–839,
<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423110500497918>.
Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1080/00423110500497918.

[Coa-20]

Coast; *Coast Road Machines: Coast P-1 Shuttle*, 2020,
<https://www.coastautonomous.com/#overview>.
Abgerufen am 28.08.2023.

[Coo-08]

Cooper, Robert G.; *Perspective: The Stage-Gate® Idea-to-Launch Process—Update, What's New, and NexGen Systems **, in: Journal of Product Innovation Management, 25, 2008, S. 213–232,
<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1540-5885.2008.00296.x>.
Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1111/j.1540-5885.2008.00296.x.

[Dan-13]

Daniel, C.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J.; *Konstruktion, Berechnung und experimentelle Belastungsmessung des Antriebsstranges von „Editha“*, in: 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage 2013, 2013,
https://www.automotive.ovgu.de/editha_media/Ticker/2013/mmt2013/mmt2013_daniel_konstruktion_editha.pdf.
Abgerufen am 14.08.2025.

[Deb-22]

Debnar, C.; *Geometrieoptimierung und Konstruktion einer Radaufhängung aus Additiver Fertigung*, Karlsruhe, August 2022, Bachelorarbeit, Karlsruhe.

[DLR-14]

Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR); *ROboMObil*, 2014, <https://www.dlr.de/de/sr/forschung-und-transfer/projekte/raumfahrtforschung/virtuelle-fahrt-im-romo-hardware-in-the-loop-simulation>.
Abgerufen am 08.05.2025.

[DLR-16]

Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR); *Next Generation Car*, 2016, <https://www.dlr.de/de/fk/forschung-transfer/projekte/innovative-fahrzeugkonzepte/next-generation-car>.
Abgerufen am 06.05.2025.

[DLR-20]

Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR); *U-Shift: On-the-Road modular Vehicle*, Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR), 2020, <https://verkehrsforschung.dlr.de/de/projekte/u-shift>.
Abgerufen am 20.09.2023.

[Eas-15]

EasyMile; *EZ 10*, 2015, <https://easymile.com/technology>.
Abgerufen am 28.08.2023.

[Ers-17a]

Ersoy, M.; Gies, S.; *Fahrwerkauslegung: Kenngrößen des Fahrwerks am Fahrzeug*, in: M. Ersoy, S. Gies (Hrsg.), *Fahrwerkhandbuch*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. ISBN: 978-3-658-15467-7. DOI: 10.1007/978-3-658-15468-4.

[Ers-17b]

Ersoy, M.; Gies, S.; *Fahrwerkentwicklung*, in: M. Ersoy, S. Gies (Hrsg.), *Fahrwerkhandbuch*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. ISBN: 978-3-658-15467-7. DOI: 10.1007/978-3-658-15468-4.

[Ers-17c]

Ersoy, M.; Gies, S.; *Fahrwerkentwicklung: Simulation der Fertigungsverfahren*, in: M. Ersoy, S. Gies (Hrsg.), *Fahrwerkhandbuch*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. ISBN: 978-3-658-15467-7. DOI: 10.1007/978-3-658-15468-4.

[Ers-17d]

Ersoy, M.; Gies, S.; *Bestandteile der Radführung*, in: M. Ersoy, S. Gies (Hrsg.), *Fahrwerkhandbuch*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017a, S. 542–596. ISBN: 978-3-658-15467-7. DOI: 10.1007/978-3-658-15468-4.

[Ers-17d]

Ersoy, M.; Gies, S.; *Achsen und Radaufhängungen*, in: M. Ersoy, S. Gies (Hrsg.), *Fahrwerkhandbuch*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017b. ISBN: 978-3-658-15467-7. DOI: 10.1007/978-3-658-15468-4.

[Esk-06]

Eskandari, A.; Mirzadeh, O.; Azadi, Sh.; *Optimization of a McPherson Suspension System Using the Design of Experiments Method*, in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2006, S. 1953–1963, <https://saemobilus.sae.org/papers/optimization-a-mcpherson-suspension-system-using-design-experiments-method-2006-01-1953>. Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.4271/2006-01-1953.

[Eva-10]

Evangelou; *Control of motorcycles by variable geometry rear suspension*, in: , *2010 IEEE International Conference on Control Applications*, IEEE, 2010, S. 148–154, https://www.researchgate.net/publication/221621212_Control_of_Motorcycles_by_Variable_Geometry_Rear_Suspension. Abgerufen am 12.08.2025. ISBN: 978-1-4244-5362-7.

[Eve-08]

Evers, W.-J.; Knaap, A.; Besselink, I.; Nijmeijer, H.; *Analysis of a Variable Geometry Active Suspension*, in: *Proceedings of the 27th*

Benelux meeting on Systems and Control, 2008,
https://www.researchgate.net/publication/241198460_Analysis_of_a_Variable_Geometry_Active_Suspension.
 Abgerufen am 12.08.2025.

[Fad-05]

Fadel, G.; Haque, I.; Blouin, V.; Wiecek, M.; *Multi-criteria Multi-scenario Approaches in the Design of Vehicles*, in: 6th World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization, 2005, S. 1–11,
https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/86623998/download-libre.pdf?1653782206=&response-content-disposition=inline%3B+filename%3DMulti_criteria_multi_scenario_approaches.pdf&Expires=1754912477&Signature=BR9uwFzBvCkteSQ7A3c4WmHxY4kbQdpGUzIZC5CsMSs8ECPIaHsSbaQHDGP--Vxe6ZE1j8YrawEfEX6hZHCGUAcDN6EC4o~a9-OB09UvJ8cGB7Le~xdRZrekAYzlPrI-I~~I0mqkNZTHegk~O3n5XhWAQ4WPAV3tCX8wm-T1xhnO8ujEtRn0uNTJtGPIsIw2L4v9E47sit0aoWGoPhNw-4LHqs1Cgb42gog-H0xPNoIHde5nC6zXIIHSTqjh0Cu1fXdRuHLdWeIsxwX5riu06FkJu~iwOrwQ7NU4Qt-2ODj3vas2HPjPjWH7ip0US5cxi9baiwgg-k9fJqL7pDwHA__&Key-Pair-Id=APKAJLOHF5GGSLRBV4ZA.
 Abgerufen am 11.08.2025.

[Fan-15]

Fang, X.; Tan, K.; *Efficient Concept Design of Twist Beam Rear Axles*, in: Auto Tech Review, 4, 2015, S. 24–29,
<https://link.springer.com/article/10.1365/s40112-015-0852-6#citeas>.
 Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1365/s40112-015-0852-6.

[Fie-25]

Fietkau, P.; Diebold, L.; *Neuer virtueller Entwicklungsprozess für intelligente Fahrsysteme*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 127, 2025, S. 46–51, <https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-024-2198-3>.
 Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-024-2198-3.

[Fri-18]

Friedrich, H. E.; Beeh, E.; Roider, C. S.; *Solutions for Next Generation Automotive Lightweight Concepts Based on Material Selection and Functional Integration*, in: Dmytro Orlov, Vineet Joshi, Kiran N. Solanki, Neale R. Neelameggham (Hrsg.), *Magnesium Technology 2018*, Cham, Springer International Publishing, 2018, S. 343–348. ISBN: 978-3-319-72331-0. DOI: 10.1007/978-3-319-72332-7.

[Fuj-97]

Fuja, S.; Schmid, H.; Ryan, J.; *Synthesis of Chassis Parameters for Ride and Handling on the 1997 Chevrolet Corvette*, in: SAE Transactions, 1997, S. 45–53, <https://www.jstor.org/stable/44731158?seq=1>.
Abgerufen am 08.08.2025.

[Gau-22]

Gauterin, F.; Gießler, M.; *Skript zur Vorlesung: Grundlagen der Fahrzeugtechnik I*, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Wintersemester 2022/2023.

[Gen-10]

Genuit, K.; *Sound-Engineering im Automobilbereich*, Berlin, Heidelberg. Springer Berlin Heidelberg, 2010. ISBN: 978-3-642-01414-7. DOI: 10.1007/978-3-642-01415-4.

[Gie-09]

Gies, S.; Faßbender, S.; Lesemann, M.; Ickert, L.; Hartmann, B.; *Entwicklung eines Konzeptfahrzeugs am Beispiel eines Nachfolgers zum Ford-Modell T*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 111, 2009, S. 466–475, <https://link.springer.com/article/10.1007/BF03222085#citeas>.
Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/BF03222085.

[Gie-19]

Gies, S.; *The new Touareg – Innovision on 4 wheels*, in: Michael Bargende, Hans-Christian Reuss, Andreas Wagner, Jochen Wiedemann (Hrsg.), *19. Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 1037–1051, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-25939-6_83.

Abgerufen am 08.08.2025. ISBN: 978-3-658-25938-9. DOI: 10.1007/978-3-658-25939-6.

[Gie-23]

Gießler, M.; Gauterin, F.; *Skript zur Vorlesung: Grundlagen der Fahrzeugtechnik II*, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Sommersemester 2023.

[Gob-99]

Gobbi, M.; Mastinu, G.; Doniselli, C.; *Optimising a Car Chassis*, in: *Vehicle System Dynamics*, 32, 1999, S. 149–170, <https://www.tandfonline.com/doi/pdf/10.1076/vesd.32.2.149.2085>.
Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1076/vesd.32.2.149.2085.

[Hah-12]

Hahn, J.; Hazelaar, M.; Grote, K.-H.; *Unterstützung der eigenschaftsbasierten Fahrzeugkonzeption in der frühen Konzeptphase*, in: F. Rieg, J. Feldhusen, R. Stelzer, K.-H. Grote, K. Brökel (Hrsg.), *Entwerfen, entwickeln, erleben: Methoden und Werkzeuge in der Produktenentwicklung*, Dresden, TUDpress, 2012, S. 441–458, [https://tud.qucosa.de/landing-page/?tx_dlf\[id\]=https%3A%2F%2Ftud.qucosa.de%2Fapi%2Fqucosa%2F53A30519%2Fmets](https://tud.qucosa.de/landing-page/?tx_dlf[id]=https%3A%2F%2Ftud.qucosa.de%2Fapi%2Fqucosa%2F53A30519%2Fmets).
Abgerufen am 12.08.2025. ISBN: 978-3-942710-80-0.

[Hah-17]

Hahn, Janna; *Eigenschaftsbasierte Fahrzeugkonzeption: Eine Methodik in der frühen Konzeptphase*, Wiesbaden, 2017, Dissertaion, Wiesbaden, <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-658-20101-2>.
Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/978-3-658-20101-2.

[Har-01]

Harald Huppertz; *Pendelachse*, 2001, <https://www.kfz-tech.de/Biblio/Radaufhaengung/Pendelachse.htm>.
Abgerufen am 11.06.2025.

[Har-19]

Hartmannsgruber, A.; Seitz, J.; Schreier, M.; Strauss, M.; Balbierer, N.;

Hohm, A.; *CUBe: A Research Platform for Shared Mobility and Autonomous Driving in Urban Environments: 30th IEEE Intelligent Vehicles Symposium : 9-12 June 2019, Paris*, in: 2019 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, 2019, S. 2315–2322,
<https://ieeexplore.ieee.org/servlet/opac?punumber=8792328>. DOI:
 10.1109/IV44621.2019.

[Haw-24]

Hawryschko, N.; *Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerksbaukastens*, Karlsruhe, 2024, Masterarbeit, Karlsruhe.

[Hin-18]

Hintereder, J.; Sattler, S.; Gunzert, U.; *Entwicklung einer disruptiven Leichtbausattelzugmaschine*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 120, 2018, S. 104–111, <https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-018-0097-1#citeas>.

Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-018-0097-1.

[Hoe-16]

Hoepke, E.; Breuer, S.; *Nutzfahrzeugtechnik*, Wiesbaden. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. ISBN: 978-3-658-09536-9. DOI:
 10.1007/978-3-658-09537-6.

[Höf-15]

Höfer, A.; Zeitvogel, D.; Friedrich, H.; Wiedemann, J.; *Ganzheitliche Betrachtung von Fahrwerk Antrieb und Fahrdynamikregelung*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 117, 2015, S. 68–73,
<https://elib.dlr.de/95782/>.

Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-015-0003-z.

[ICM-23]

Innovationscampus Mobilität der Zukunft (ICM); *BUP14 - Versuchsträger "eVee"*, 2023, <https://www.icm-bw.de/forschung/projektuebersicht/detailseite/bup14>.
 Abgerufen am 18.09.2023.

[INY-23]

INYO Mobility GmbH; *NeMo.bil*, 2023, <https://nemo-bil.de/>.
Abgerufen am 06.05.2025.

[Irm-17]

Irmscher, C.; Koch, S.; Woschke, E.; *Radlastmessung an einem Elektrofahrzeug bei verschiedenen Fahrbahnbelägen inklusive Sonder- und Missbrauchseignissen*, in: 13. Magdeburger Maschinenbau-Tage 2017: autonom-vernetzt-nachhaltig, 2017, S. 94–104,
https://www.researchgate.net/profile/Cornelius-Strackeljan/publication/330213662_Radlastmessung_an_einem_Elektrofahrzeug_bei_verschiedenen_Fahrbahnbelagen_inklusive_Sonder-und_Missbrauchseignissen/links/5c3461bda6fdccd6b59b01cb/Radlastmessung-an-einem-Elektrofahrzeug-bei-verschiedenen-Fahrbahnbelagen-inklusive-Sonder-und-Missbrauchseignissen.pdf.
Abgerufen am 14.08.2025.

[ISO-79]

International Organization for Standardization; *ISO 612*.

[Ita-18]

Italdesign; *Pop.Up Next*, 2018, <https://www.italdesign.it/en/project/pop-up-next/>.
Abgerufen am 09.05.2025.

[Ita-23]

Italdesign; *Italdesign and Climb-E @CES 2023*, 2023,
<https://www.italdesign.it/italdesign-climb-e-ces-las-vegas/>.
Abgerufen am 11.07.2023.

[Jac-19]

Jachowski, B.; *Aerodynamics of the new Porsche 911 Carrera*, in: Michael Bargende, Hans-Christian Reuss, Andreas Wagner, Jochen Wiedemann (Hrsg.), *19. Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 1067–1084,
https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-25939-6_85.
Abgerufen am 08.08.2025. ISBN: 978-3-658-25938-9. DOI: 10.1007/978-3-658-25939-6.

[Jah-12]

Jahn, M.; Schröder, M.; Yoo, Y.-H.; Yüksel, M.; Kirchner, F.; *Concept of Actuation and Control for the EO Smart Connecting Car (EO scc)*, in: David Hutchison, Takeo Kanade, Josef Kittler, Jon M. Kleinberg, Friedemann Mattern, John C. Mitchell, Moni Naor, Oscar Nierstrasz, C. Pandu Rangan, Bernhard Steffen, Madhu Sudan, Demetri Terzopoulos, Doug Tygar, Moshe Y. Vardi, Gerhard Weikum, Chun-Yi Su, Subhash Rakheja, Honghai Liu (Hrsg.), *Intelligent Robotics and Applications*, Berlin, Heidelberg, Springer Berlin Heidelberg, 2012, S. 87–98, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-642-33509-9_9. Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-3-642-33508-2. DOI: 10.1007/978-3-642-33509-9.

[Kei-19]

Keilhoff, D.; Niedballa, D.; Reuss, H.-C.; Buchholz, M.; Gies, F.; Dietmayer, K.; Lauer, M.; Stiller, C.; Ackermann, S.; Winner, H.; Kampmann, A.; Alrifae, B.; Kowalewski, S.; Klein, F.; Struth, M.; Woopen, T.; Eckstein, L.; *UNICARagil – New architectures for disruptive vehicle concepts*, in: Michael Bargende, Hans-Christian Reuss, Andreas Wagner, Jochen Wiedemann (Hrsg.), *19. Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 830–842, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-25939-6_65. Abgerufen am 08.08.2025. ISBN: 978-3-658-25938-9. DOI: 10.1007/978-3-658-25939-6.

[Ker-15]

Kersten, T.; Gies, S.; *Modern chassis development as a result of skilfully combining testing and simulation*, in: Michael Bargende, Hans-Christian Reuss, Jochen Wiedemann (Hrsg.), *15. Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, S. 799–809, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-08844-6_53. Abgerufen am 12.08.2025. ISBN: 978-3-658-08843-9. DOI: 10.1007/978-3-658-08844-6.

[Kha-19]

Khan, S.; Horoub, M.; Shafiq, S.; Ali, S.; Bhatti, U.; *Optimization of*

Vehicle Suspension System Using Genetic Algorithm, in: , 2019 *IEEE 10th International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering (ICMAE)*, IEEE, 2019, S. 203–207,
<https://ieeexplore.ieee.org/document/8880941>.
Abgerufen am 11.08.2025. ISBN: 978-1-7281-5535-7. DOI:
10.1109/ICMAE.2019.8880941.

[Kim-03]

Kim, H.; Rideout, D.; Papalambros, P.; Stein, J.; *Analytical Target Cascading in Automotive Vehicle Design*, in: *Journal of Mechanical Design*, 125, 2003, S. 481–489,
<https://asmedigitalcollection.asme.org/mechanicaldesign/article/125/3/481/476066/Analytical-Target-Cascading-in-Automotive-Vehicle>.
Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1115/1.1586308.

[Kim-03-2]

Kim, H.; Michelena, N.; Papalambros, P.; Jiang, T.; *Target Cascading in Optimal System Design*, in: *Journal of Mechanical Design*, 125, 2003, S. 474–480,
<https://asmedigitalcollection.asme.org/mechanicaldesign/article/125/3/474/476050/Target-Cascading-in-Optimal-System-Design>.
Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1115/1.1582501.

[Kle-13]

Klein, M.; Mihailescu, A.; Hesse, L.; Eckstein, L.; *Einzelradlenkung des Forschungsfahrzeugs Speed E*, in: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 115, 2013, S. 782–787,
<https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-013-0272-3>.
Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-013-0272-3.

[Kra.-20]

Kraus, M.; Harkort, C.; Wuebbolt-Gorbatenko, B.; *A solution for future urban mobility: the Schaeffler mover - the fusion of chassis and drive*, in: P. Pfeffer (Hrsg.), *10th International Munich Chassis Symposium 2019*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 47–55,
https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-26435-2_8#citeas.

Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-3-658-26434-5. DOI:
10.1007/978-3-658-26435-2.

[Kra-18]

Kraus, M.; Harkort, C.; Wuebbolt-Gorbatenko, B.; Laumann, M.;
Verschmelzung von Antrieb und Fahrwerk für einen People Mover, in:
ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 120, 2018, S. 48–53,
<https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-018-0074-8>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-018-0074-8.

[Krä-22]

Krähling, M.; Imlauer, S.; Einig, L.; *Modular and Laser-based Robot for
Automated Logistics Processes*, in: ATZ worldwide, 124, 2022, S. 46–49,
<https://link.springer.com/article/10.1007/s38311-022-0797-8>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1007/s38311-022-0797-8.

[Lah.-21]

Lahres, M.; *FlexCAR: Entwicklung einer offenen Fahrzeugplattform für
die Mobilität der Zukunft*, ARENA2036 e.V., 2021,
<https://www.arena2036.de/de/flexcar>.
Abgerufen am 07.07.2023.

[Lah-23]

Lahres, M.; Hofele, H.; Frey, K.; Müller, S.; Schneider, T.; Gerlicher, A.;
FlexCAR - eine autonome Fahrzeugforschungsplattform der Zukunft, in:
T. Siefkes, E. Beech (Hrsg.), *WerkstoffPlus Auto*, Deutsches Zentrum für
Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) - Institut für Fahrzeugkonzepte, 2023, S.
1–18, [https://elib.dlr.de/195227/1/Lahres_Frey_Mercedes-
Benz_DLR.pdf](https://elib.dlr.de/195227/1/Lahres_Frey_Mercedes-Benz_DLR.pdf).
Abgerufen am 14.08.2025.

[Lei-09]

Leister, Günter; *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung: Strategie,
Methoden, Tools*, 1. Auflage, Wiesbaden. Vieweg + Teubner, 2009.
ISBN: 978-3-8348-0671-0.

[Lei-19]

Leistner, B.; *Fahrwerkentwicklung und produktionstechnische Integration*

ab der frühen Produktentstehungsphase, Wiesbaden, 2019a, Dissertation, Wiesbaden, <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-658-26867-1>. Abgerufen am 12.08.2025. DOI: 10.1007/978-3-658-26867-1.

[Lei-19]

Leistner, B.; Mayer, R.; Berkan, D.; *Produktentwicklungsprozess für das Fahrwerk*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 121, 2019b, S. 74–79, <https://www.springerprofessional.de/produktentwicklungsprozess-fuer-das-fahrwerk/16362424>. DOI: 10.1007/s35148-018-0199-9.

[Lin-09]

Lindemann, Udo; *Methodische Entwicklung technischer Produkte*, Berlin, Heidelberg, Springer Berlin Heidelberg, 2009, <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-01423-9>. Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-3-642-01422-2. DOI: 10.1007/978-3-642-01423-9.

[Lv-21]

Lv, T.; Zhang, Y.; Duan, Y.; Yang, J.; *Kinematics & compliance analysis of double wishbone air suspension with frictions and joint clearances*, in: Mechanism and Machine Theory, 156, 2021, S. 104–127, <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X20303426>. Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104127.

[Mar-16]

Marinescu, D.; Nicolae, V.; Popescu, C.; Calin, L.; Mierloiu, N.; *DUSTER ZERO—Electric Vehicle Research 4WD*, in: Cristian Andreescu, Adrian Clenci (Hrsg.), *Proceedings of the European Automotive Congress EAEC-ESFA 2015*, Cham, Springer International Publishing, 2016, S. 37–49, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-27276-4_4#citeas. Abgerufen am 08.08.2025. ISBN: 978-3-319-27275-7. DOI: 10.1007/978-3-319-27276-4.

[Mar-20]

Martens, T.; Pouansi, Majiade, L.; Henkel, N.; Eckstein, L.; Wielgos, S.; Schlupek, M.; *UNICARagil Dynamics Module*, in: 29th Aachen

Colloquium Sustainable Mobility 2020, 2020, S. 863–884,
<https://publications.rwth-aachen.de/record/816408/files/816408.pdf>.
 Abgerufen am 14.08.2025.

[Mat-02]

Matthiesen, S.; *Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells “Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen” zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme*, Karlsruhe, 2002, Dissertation, Karlsruhe, https://www.researchgate.net/profile/Sven-Matthiesen/publication/35172624_Ein_Beitrag_zur_Basisdefinition_des_Elementmodells_Wirkflächenpaare_Leitstützstrukturen_zum_Zusammenhang_von_Funktion_und_Gestalt_technischer_Systeme_A_contribution_to_the_basis_definition_of_the_elem/links/58be68fe45851591c5ea4535/Ein-Beitrag-zur-Basisdefinition-des-Elementmodells-Wirkflächenpaare-Leitstützstrukturen-zum-Zusammenhang-von-Funktion-und-Gestalt-technischer-Systeme-A-contribution-to-the-basis-definition-of-the.pdf.
 Abgerufen am 07.08.2025.

[Mat-07]

Matschinsky, W.; *Radführungen der Straßenfahrzeuge*, Berlin, Heidelberg. Springer Berlin Heidelberg, 2007. ISBN: 978-3-540-71196-4. DOI: 10.1007/978-3-540-71197-1.

[Mat-12]

Matthiesen, S.; Ruckpaul, A.; *New Insights on the Contact & Channel-Approach - Modelling of Systems with several logical States*, in: DS 70: Proceedings of DESIGN 2012, the 12th International Design Conference, 2012, S. 1019–1028,
https://www.designsociety.org/publication/32070/new_insights_on_the_contact_channel-approach_%E2%80%93_modelling_of_systems_with_several_logical_states.
 Abgerufen am 08.08.2025.

[Mat-18]

Matthiesen, S.; Grauberger, P.; Hölz, K.; Nelius, T.; Bremer, F.; Wettstein, A.; Gessinger, A.; Pflegler, B.; Nowoseltschenko, K.; Voß, K.;

Modellbildung mit dem C&C²-Ansatz in der Gestaltung - Techniken zur Analyse und Synthese, Karlsruhe, 2018,

<https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000080744>.

Abgerufen am 07.08.2025. DOI: 10.5445/IR/1000080744.

[Mat-18-2]

Matthiesen, Sven; Grauberger, Patric; Sturm, Carolin; Steck, Michael; *From Reality to Simulation – Using the C&C²-Approach to Support the Modelling of a Dynamic System*, in: *Procedia CIRP*, 70, 2018, S. 475–480,

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212827118301392>.

Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1016/j.procir.2018.03.039.

[Mei-17]

Meitinger, K.; *NEW CHASSIS SYSTEMS – Das Fahrwerk des AUDI R8 e-tron (The chassis of the AUDI R8 e-tron)*, in: Prof. Peter E. Pfeffer (Hrsg.), *7th International Munich Chassis Symposium 2016*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, S. 89–102,

https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-14219-3_11.

Abgerufen am 08.08.2025. ISBN: 978-3-658-14218-6. DOI: 10.1007/978-3-658-14219-3.

[Mei-21]

Meinert, T.; Berndt, D.; Bierbüsse, D.; Heidebrecht, E.; Chaves-Vargas, M.; Negra, R.; Schröder, K.-U.; *upBUS - Nahtlose Mobilität zwischen Bus und Seilbahn am Beispiel des Düsseldorfer Medienhafens*, in: H. Proff (Hrsg.), *Making Connected Mobility Work*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021, S. 295–312,

https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-32266-3_17#citeas.

Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-3-658-32265-6. DOI: 10.1007/978-3-658-32266-3.

[Mer-14]

Mercedes-Benz Group Media; *Mercedes-Benz Vito, Vorderradantrieb, Technik*, 2014, <https://media.mercedes-benz.com/press-kit/f0f08fa4-cf59-4012-88ec-a01e95be6fe5/article/03a2453b-5870-4a56-b334->

c62e3e0f2b42.

Abgerufen am 11.06.2025.

[Mer-18]

Mercedes-Benz Group Media; *Mercedes-Benz Vans stellt neues autonomes Mobilitätskonzept vor - Vision URBANETIC*, 2018, <https://media.mercedes-benz.be/de/mercedes-benz-vans-stellt-neues-autonomes-mobilitatskonzept-vor---vision-urbanetic/>.

Abgerufen am 11.7.2023.

[Mey-07]

Meyer-Tuve, H.; Pietsch, R.; Heißing, B.; *Experimental Handling Vehicle für Lehre und Forschung*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 109, 2007, S. 560–565, <https://link.springer.com/article/10.1007/BF03221900>.

Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/BF03221900.

[Möd-97]

Möding, W.; Bublitz, H.; Grebe, K.; Schulz, W.; Minning, M.; Braun, R.; *Das Fahrwerk der neuen A-Klasse von Daimler-Benz*, in: ATZ-MTZ Sonderausgabe 1997, 1997, S. 102–109.

[Mül-23]

Müller, P.; *CES 2023: Autonome Mobilität mit dem Climb-E*, 08.02.2023, <https://magazin.schindler.de/technologie/autonome-mobilitaet-mit-dem-climb-e>.

Abgerufen am 11.07.2023.

[Nav-15]

Navya; *Self-Driving Shuttle for Passenger Transportation*, 2015, <https://www.navya.tech/en/solutions/moving-people/self-driving-shuttle-for-passenger-transportation/>.

Abgerufen am 06.05.2025.

[Nis-11]

Nissan Motor Corporation; *PIVO 3: Smart Urban Commuter is EV of the Near Future*, 2011, <https://usa.nissannews.com/en-US/releases/release-c2d488d72f3045819a736568ecd6c4c3-pivo-3-smart-urban-commuter-is>.

ev-of-the-near-future.

Abgerufen am 08.05.2025.

[Nob-18]

Nobis, C.; Kuhnimhof, T.; *Mobilität in Deutschland – MiD. Ergebnisbericht. BMVI, infas, DLR, IVT, infas 360. Bonn, Berlin*, 2018, https://www.mobilitaet-in-deutschland.de/archive/pdf/MiD2017_Ergebnisbericht.pdf.
Abgerufen am 14.08.2025.

[Oel-00]

Oeltjenbruns, Henning; Bracht, Uwe; Neidlein, Gunther; Frisch, Michael; Hanking, Jörg; *Standardized Product Creation Process in Commercial Vehicle Development*, in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2000, <https://saemobilus.sae.org/papers/standardized-product-creation-process-commercial-vehicle-development-2000-01-3168>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.4271/2000-01-3168.

[Ohm-17]

Ohmio; *Our Vehicles and Technology: An integrated self-driving Eco-System to improve Mobility*, 2017, <https://ohmio.com/demonstrations-and-deployments>.
Abgerufen am 28.08.2023.

[Ost-23]

Ostermann, M.; Behm, J.; Marten, T.; Tröster, T.; Weyer, J.; Cepera, K.; Adelt, F.; *Individualization of Public Transport – Integration of Technical and Social Dimensions of Sustainable Mobility*, in: Heike Proff (Hrsg.), *Towards the New Normal in Mobility*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2023, S. 427–446, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-39438-7_25.
Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-3-658-39437-0. DOI: 10.1007/978-3-658-39438-7.

[Pac-12]

Pacejka, Hans; Besselink, I. J. M.; *Tire and Vehicle Dynamics*, Chantilly, UNITED KINGDOM. Elsevier Science & Technology, 2012,

<http://ebookcentral.proquest.com/lib/karlsruhetechn/detail.action?docID=892225>.

Abgerufen am 11.08.2025. ISBN: 9780080970172.

[Pal-13]

Palm, H.; Holzmann, J.; Schneider, S.-A.; Koegeler, H.-M.; *Die Zukunft im Fahrzeugentwurf Systems-Engineering-basierte Optimierung*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 115, 2013, S. 512–517,

<https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-013-0142-z>.

Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-013-0142-z.

[Per-04]

Perry, T. S.; *General Motors on the HY-wire*, in: IEEE Spectrum, 41, 2004, S. 64–65,

<https://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=1317884>.

Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1109/MSPEC.2004.1317884.

[Pie-21]

Piekenbrinck, L.; Oberdörfer, A.; Daher, M.; Eckstein, L.; *Ein innovatives Sportgerät und Leichtfahrzeug*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 123, 2021, S. 16–21,

<https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-021-0724-0#citeas>.

Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-021-0724-0.

[Pig-17]

Pigge, E.; *Continental startet mit BEE in urbane Zukunftswelten*, Continental AG, 2017,

<https://www.continental.com/de/presse/pressemitteilungen/bee/>.

Abgerufen am 10.07.2023.

[Pin-17]

Pinkow, S.; *Mit den Sinnen des CUbE – Entwicklungsplattform von Continental macht fahrerlose Fahrzeuge sicher*, 2017,

<https://www.continental.com/de/presse/pressemitteilungen/iaa-2017-cube/>.

Abgerufen am 09.05.2025.

[Pud-19]

Pudell, E.; *The aerodynamics development of the new Mercedes-Benz GLE*, in: Michael Bargende, Hans-Christian Reuss, Andreas Wagner, Jochen Wiedemann (Hrsg.), *19. Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 1052–1066, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-25939-6_84. Abgerufen am 08.08.2025. ISBN: 978-3-658-25938-9. DOI: 10.1007/978-3-658-25939-6.

[Pyt-24]

Pytka, J.; *Terramechanik und Geländefahrzeuge*, Wiesbaden. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2024. ISBN: 978-3-658-32012-6. DOI: 10.1007/978-3-658-32013-3.

[Rau-21]

Raulf, C.; Yarom, O.; Zhang, M.; Hegerhorst, T.; Sahin, T.; Vietor, T.; Liu-Henke, X.; Rausch, A.; Henze, R.; *autoMoVe - Dynamisch konfigurierbare Fahrzeugkonzepte für den nutzungsspezifischen autonomen Fahrbetrieb*, in: H. Proff (Hrsg.), *Making Connected Mobility Work*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021, S. 167–187, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-32266-3_9#citeas. Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-3-658-32265-6. DOI: 10.1007/978-3-658-32266-3.

[Rea-22]

Reatti, A.; Corti, F.; Mazza, L.; Scerra, S.; Battaglini, L.; Pugi, L.; *Retrofit Electrification of Road Vehicles*, in: , *2022 IEEE International Conference on Environment and Electrical Engineering and 2022 IEEE Industrial and Commercial Power Systems Europe (EEEIC / I&CPS Europe)*, IEEE, 2022, S. 1–6, <https://ieeexplore.ieee.org/document/9854676>. Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-1-6654-8537-1. DOI: 10.1109/EEEIC/ICPSEUROPE54979.2022.9854676.

[REE-20]

REE Automotive; *The revolutionary modular EV Platform*, 2020,

<https://ree.auto/technology/>.
Abgerufen am 11.07.2023.

[Ren-21]

Renault Deutschland AG; *EZ-PRO Concept: Das Roboterfahrzeug, das die urbane zustellung neu Erfindet*, 2021, <https://www.renault.de/concept-cars/ez-pro.html>.
Abgerufen am 10.07.2023.

[Rie-24]

Rieger, P.; Heckelmann, P.; Peichl, T.; Schwindt-Drews, S.; Theobald, N.; Crespo, A.; Oetting, A.; Rinderknecht, S.; Abendroth, B.; *A Multidisciplinary Approach for the Sustainable Technical Design of a Connected, Automated, Shared and Electric Vehicle Fleet for Inner Cities*, in: World Electric Vehicle Journal, 15, 2024, S. 360–384, <https://www.mdpi.com/2032-6653/15/8/360>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.3390/wevj15080360.

[Rin-18]

Rinspeed AG; *Rinspeed Snap: „Snap Motion“ - ein disruptives Startup aus dem Silicon Valley und Zentraleuropa*, 2018, https://www.rinspeed.com/de/Snap_48_concept-car.html#11.
Abgerufen am 11.07.2023.

[Rin-19]

Rinspeed AG; *Rinspeed Microsnap*, 2019, https://www.rinspeed.com/de/microSNAP_50_concept-car.html.
Abgerufen am 11.07.2023.

[Rin-20]

Rinspeed AG; *Rinspeed Metrosnap: Innovative Lösung für die Schlüsselfrage der modularen Fahrzeugsysteme und der Logistik- und Mobilitätsangebote*, 2020, https://www.rinspeed.com/de/MetroSnap_51_concept-car.html.
Abgerufen am 11.07.2023.

[Röm-22]

Römer, Jürgen; *Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch*

Nutzung radselektiver Frontantriebe, Karlsruhe, 2022, Dissertation, Karlsruhe, <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000132577>.
Abgerufen am 12.08.2025. DOI: 10.5445/KSP/1000132577.

[Rüd-23]

Rüdiger, U.; *Unsere UNICARagil Familie*, RWTH Aachen, 2023, <https://www.unicaragil.de/de/news/230-unsere-unicaragil-familie.html>.
Abgerufen am 02.10.2024.

[Sau-06]

Sauer, W.; Broock, U.; Förster, H.; *Gegen das Rattern: Aus Kundensicht spricht gegen Run-Flat-Reifen vor allem der schlechte Fahrkomfort. Was können die Lieferanten von Fahrwerklagern tun, damit die Autos wieder leiser und bequemer abrollen?*, in: Automobil-Industrie, 2006, https://katalog.bibliothek.kit.edu/plugin/Koha/Plugin/EDS/opac/eds-detail.pl?q=Retrieve?an=edswis.AUIN061606005|dbid=edswis&resultid=1&query_desc=.
Abgerufen am 12.08.2025.

[Sca-19]

Scania Deutschland GmbH; *Sacnia NXT: NXT - Die neue Transportdimension für Ballungsgebiete*, 2019, <https://www.scania.com/de/de/home/about-scania/innovation/scania-nxt.html>.
Abgerufen am 11.07.2023.

[Sch-19]

Schirle, Thomas; *Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität*, 2019, Dissertation. DOI: 10.5445/KSP/1000099595.

[Sch-21]

Schäfer, H.; Nichols, M.; Pecher, A.; *Praxis Fahrwerksentwicklung - Geräuschverhalten einer aktiven mechatronischen Wankstabilisierung*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 123, 2021, S. 16–21, <https://www.springerprofessional.de/praxis-fahrwerksentwicklung-geraeschverhalten-einer-aktiven-mec/19182958>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-021-0689-z.

[Sch-22]

Schockenhoff, F.; *Fahrzeugkonzeptentwicklung für autonome, geteilte und elektrische Mobilität*, München, 2022, Dissertation, München, <https://d-nb.info/128902653X/34>.
Abgerufen am 08.08.2025.

[Sch-23]

Schöneburg, R.; *Integrale Sicherheit von Kraftfahrzeugen*, Wiesbaden. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2023, <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-658-42806-8>.
Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-3-658-42805-1. DOI: 10.1007/978-3-658-42806-8.

[Sch-24]

Schirle, T.; *Skript zur Vorlesung: Fahrwerk*, Hochschule Esslingen, Wintersemester 2024/2025.

[Sei-16]

Seifi, A.; Hassannejad, R.; Hamed, M.; *Optimum design for passive suspension system of a vehicle to prevent rollover and improve ride comfort under random road excitations*, in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 230, 2016, S. 426–441, <https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1177/1464419315618034>.
Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1177/1464419315618034.

[Sel-22]

Sell, H.; Löcken, F.; Kruse, E.; Reinauer, A.; *Holistic Approach to Axle NVH Assessment and Optimization*, in: Peter Pfeffer (Hrsg.), *12th International Munich Chassis Symposium 2021*, Berlin, Heidelberg, Springer Berlin Heidelberg, 2022, S. 624–642, https://www.researchgate.net/publication/360035829_Holistic_Approach_to_Axle_NVH_Assessment_and_Optimization.
Abgerufen am 11.08.2025. ISBN: 978-3-662-64549-9. DOI: 10.1007/978-3-662-64550-5.

[Sha-22]

Shambharkar, D.; Kunbhare, A.; Ambule, K.; Chimote, V.; Raut, T.;

Deosant, A. A.; *CONVERSION OF PETROL VEHICLE INTO THE ELECTRICAL VEHICLE: Retrofitting*, in: International Research Journal of Modernization in Engineering Technology and Science, 2022.

[Sim-86]

Simsa, Paul (Hrsg.); *Der Mercedes-Benz 190: Portrait eines Automobils*, 1. Auflage, Düsseldorf, Wien. Econ-Verlag, 1986. ISBN: 9783430185356.

[Som-01]

Sommer, H.; *Schwerpunkte bei der Entwicklung von Sport Utility Vehicles*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 103, 2001, S. 118–125, <https://link.springer.com/article/10.1007/BF03224353>. Abgerufen am 12.08.2025. DOI: 10.1007/BF03224353.

[Str-16]

Struth, M.; Schwarz, B.; Sandmann, T.; Faßbender, S.; *Elektrofahrzeug SpeedE Forschungsplattform mit offenen Schnittstellen*, in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 118, 2016, S. 16–23, <https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-016-0027-z>. Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/s35148-016-0027-z.

[Töp-08]

Töpler, F.; Antony, P.; Langhammer, S.; Kube, R.; Köhle, S.; *Hybridbetriebsstrategien mit elektronischem Horizont: Ein Gemeinschaftsprojekt der Daimler AG, der Volkswagen AG und dem ika*, in: 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008, 2008, S. 1–27, https://www.aachen-colloquium.com/images/tagungsunterlagen/2008_17._ACK/29_E6.2_toeppler.pdf. Abgerufen am 08.08.2025.

[Toy-18]

Toyota; *e-Palette*, 2018, <https://mag.toyota.co.uk/toyota-reveals-new-automated-mobility-alliance-concept-vehicle/>. Abgerufen am 06.05.2025.

[Tre-20]

Treichel, V.; Schaller, E.; Soost, F.; *Neue Mobilitätskonzepte am Beispiel einer universellen Fahrzeugplattform*, in: ATZextra, 25, 2020, S. 30–33, <https://link.springer.com/article/10.1007/s35778-020-0129-9>.
Abgerufen am 08.08.2025. DOI: 10.1007/s35778-020-0129-9.

[TUB-21]

Technische Universität Braunschweig; *AutoMoVe: Dynamisch konfigurierbare Fahrzeugkonzepte für den nutzungsspezifischen autonomen Fahrbetrieb*, Institut für Konstruktionstechnik, 2021, <https://www.tu-braunschweig.de/ik/forschung/laufende-projekte/automove>.
Abgerufen am 20.09.2023.

[Uhl-18]

Uhlemann, E.; *The Next Step: Acquisitions and Open Collaboration Platforms [Connected Vehicles]*, in: IEEE Vehicular Technology Magazine, 13, 2018, S. 14–16, <https://ieeexplore.ieee.org/document/8361812>.
Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.1109/MVT.2018.2813441.

[Ulr-19]

Ulrich, C., Friedrich, H., Weimer, J., Schmid, S.; *A highly innovative on-the-road modular vehicle and operation concept to solve today traffic issues*, in: 32nd Electric Vehicle Symposium (EVS32), 2019, <https://elib.dlr.de/127007/#>.
Abgerufen am 14.08.2025.

[VDI-04]

Verein Deutscher Ingenieure; *Methodisches Entwerfen technischer Produkte*, Düsseldorf, 03.100.40, Januar 2004.

[VDI-19]

Verein Deutscher Ingenieure; *Entwicklung technischer Produkte und Systeme: Modell der Produktentwicklung*, Berlin, 03.100.40, November 2019.

[VDI-21]

Verein Deutscher Ingenieure; *Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme*, Düsseldorf, 03.100.40, 31.220.01, 39.020, November 2021.

[Vem-15]

Vemireddy, K.; Dittmar, T.; Eckstein, L.; *Development of a driving dynamics-oriented suspension design during the early concept phase*, in: Peter Pfeffer (Hrsg.), *6th International Munich Chassis Symposium 2015*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, S. 233–255, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-09711-0_18. Abgerufen am 11.08.2025. ISBN: 978-3-658-09710-3. DOI: 10.1007/978-3-658-09711-0.

[Wag-14]

Wagner, A.; *Potentials of virtual chassis development*, in: Michael Bargende, Hans-Christian Reuss, Jochen Wiedemann (Hrsg.), *14. Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, S. 535–547, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-05130-3_37. Abgerufen am 08.08.2025. ISBN: 978-3-658-05129-7. DOI: 10.1007/978-3-658-05130-3.

[Wat-12]

Wattenberg, K.; Mahler, K.; Wiche, L.; Breitling, T.; Dragon, L.; Bauer, W.; *Ohne Prototypen schneller zum Ziel*, in: ATZextra, 17, 2012, S. 92–96, <https://link.springer.com/article/10.1365/s35778-012-0744-1>. Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1365/s35778-012-0744-1.

[Wel-15]

Welsch, M.; *Bewertung von Spannungsspitzen und Singularitäten in FEM- Rechnungen*, 2015. DOI: 10.13140/RG.2.1.1755.2728.

[Wim-15]

Wimmeler, J.; Schramm, D.; Wahle, M.; Zimmermann, M.; *Concurrent design of vehicle tires and axles*, in: Peter Pfeffer (Hrsg.), *6th International Munich Chassis Symposium 2015*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, S. 839–851,

https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-09711-0_52.
 Abgerufen am 08.08.2025. ISBN: 978-3-658-09710-3. DOI:
 10.1007/978-3-658-09711-0.

[Wol-14]

Wolf-Monheim, F.; *CAE-based driving comfort optimization for passenger cars*, in: Peter E. Pfeffer (Hrsg.), *5th International Munich Chassis Symposium 2014*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, S. 133–149, https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-05978-1_11.
 Abgerufen am 12.08.2025. ISBN: 978-3-658-05977-4. DOI:
 10.1007/978-3-658-05978-1.

[Woo-18]

Woopen, T.; Eckstein, L.; Kowalewski, S.; Moormann, D.; Maurer, M.; Ernst, R.; Winner, H.; Katzenbeisser, S.; Becker, M.; Stiller, C.; Furmans, K.; Bengler, K.; Lienkamp, M.; Reuss, H.-C.; Dietmayer, K.; Lategahn, H.; Siepenkötter, N.; Elbs, M.; v. Hinüber, E.; Dupuis, M.; Hecker, C.; *UNICARagil - Disruptive modulare Architektur für agile, automatisierte Fahrzeugkonzepte*, in: 27. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2018, 2018, S. 663–694, <https://publications.rwth-aachen.de/record/749158>.
 Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.18154/RWTH-2018-229909.

[Woo-20]

Woopen, T.; van Kempen, R.; Böddeker, T.; Eckstein, L.; *UNICARagil: Where we are and where we are going*, in: 29th Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2020, 2020, S. 285–308,
https://www.unicaragil.de/images/publications/2020_Publications/Publication_2020-10-06_UNICARagil_-_Where_we_are_and_where_we_are_going.PDF.
 Abgerufen am 14.08.2025. DOI: 10.18154/rwth-2020-10407.

[Wys-24]

Wysocki, T.; *Reduction of Selected Road Noise Phenomena by Modifying Suspension Kinematics Using Metamodels in the Digital Vehicle Development Phase*, Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT),

2024, https://katalog.bibliothek.kit.edu/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=1433028&query_desc=wyssocki%20dissertation.
Abgerufen am 12.08.2025. DOI: 10.5445/IR/1000173345.

[Xue-23]

Xue, H.; Gobbi, M.; Matta, A.; *Multi-fidelity surrogate-based optimal design of road vehicle suspension systems*, in: Optimization and Engineering, 24, 2023, S. 2773–2794,
<https://link.springer.com/article/10.1007/s11081-023-09793-0#citeas>.
Abgerufen am 11.08.2025. DOI: 10.1007/s11081-023-09793-0.

[Yan-08]

Yang, X.; Chen, C.; *Emotional interaction in product design*, in: , 2008 *9th International Conference on Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design*, IEEE, 2008, S. 51–54,
<https://ieeexplore.ieee.org/document/4730517>.
Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-1-4244-3290-5. DOI: 10.1109/CAIDCD.2008.4730517.

[Zhe-21]

Zheng, Q; Mueller, P.; *An Overview of the Zoox Smart Automatic Thermal Control Design-- An Autonomous Electric Taxi*, in: , 2021 *5th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence (CVCI)*, IEEE, 2021, S. 1–4,
<https://ieeexplore.ieee.org/document/9661241>.
Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 978-1-6654-0847-9. DOI: 10.1109/CVCI54083.2021.9661241.

[Zhe-24]

Zheng, Q; Yen, Y.-H.; Mueller, P.; *Active Thermal Management Control Design for Battery and Compute Components of the Zoox Robotaxi**, in: , 2024 *International Conference on Advanced Robotics and Mechatronics (ICARM)*, IEEE, 2024, S. 865–871,
https://www.researchgate.net/publication/385059879_Active_Thermal_Management_Control_Design_for_Battery_and_Compute_Components_of_the_Zoox_Robotaxi.

Abgerufen am 14.08.2025. ISBN: 979-8-3503-8572-4. DOI:
10.1109/ICARM62033.2024.10715763.

Anhang A: Projekte aus Literatur zum Stand des Wissens

Im Nachfolgenden sind die Projekte zum Stand des Wissens aus Abschnitt 2.2 in alphabetischer Reihenfolge aufgelistet und kurz zusammengefasst.

Neuartige Fahrzeugkonzepte

autoMoVe

Im Zuge des Projektes autoMoVe wurde ein Konzept eines modularen, autonom fahrenden Fahrzeugs entwickelt, sowie ein Anwendungsszenario unter Berücksichtigung funktionaler Anforderungen und unterschiedlicher gegebener Randbedingungen erarbeitet. Das Fahrzeug besteht aus einem Grundmodul und Aufbaumodulen, welche verschiedene Funktionsumfänge aufweisen. Die Rekonfigurierbarkeit durch den modularen Aufbau ermöglicht einen variablen Fahrzeugaufbau und die Anpassung an Anwendungsszenarien. [TUB-21]

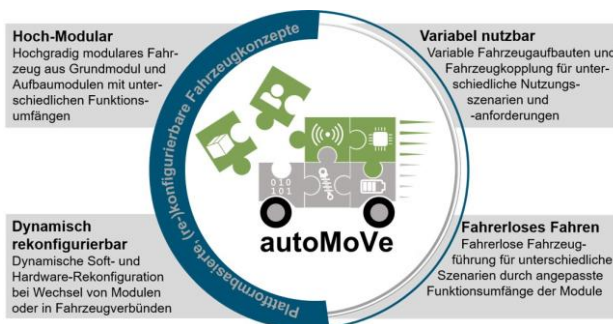


Abbildung 5-1: Konzept autoMoVe [TUB-21]

Autonom Shuttle Evo (Navya)

Das Autonom Shuttle Evo ist ein elektrisch angetriebenes, autonom fahrendes Fahrzeug. Das Fahrzeug ist insbesondere für den Transport von Passagieren auf der ersten und letzten Meile konzipiert. Das Fahrzeug soll die Straßen in Innenstädten entlasten, aber auch auf Firmengeländen zum Einsatz kommen. Die Fahrzeuge für eine komfortable Beförderung, angepasst an verschiedene Fahrgastprofile, Personen mit eingeschränkter Mobilität eingeschlossen, ausgelegt. [Nav-15]



Abbildung 5-2: Autonom Shuttle Evo (Navya) [Nav-15]

BEE (Continental)

Das Fahrzeugkonzept BEE (engl. für Biene und Abkürzung für Balanced Economy an Ecology Mobility Concept) ist für den fahrerlosen Transport von bis zu zwei Personen oder Gütern vorgesehen. Der Aufbau des Fahrzeuges ist wechselbar. Für den Transport von Personen ist eine geschlossene Kabine vorgesehen. Teil des Konzeptes ist es, verschiedene Kabinen anzubieten um unterschiedliche Bedürfnisse junger, alter oder auch behinderter Menschen bedienen zu können. Zum Gütertransport kann die Kabine entfernt werden (vgl. Abbildung 5-3 [Pig-17]). [Pig-17]



Abbildung 5-3: BEE oben: Personenbeförderung, unten: moderne Lastkarre [Pig-17]

Blanc Robot (AEV Robotics)

Der Blanc Robot ist eine autonom fahrende Plattform mit elektrischen Antrieben. Auf der Plattform ist der Einsatz unterschiedlicher Aufbauten möglich, was ein breites Einsatzspektrum ermöglicht (vgl. Abbildung 5-4 [AEV-21]). Der Blanc Robot ist durch seine Allradlenkung uneingeschränkt bidirektional einsetzbar. Die Plattform kann über Apps konfiguriert werden, was es ermöglicht auch die Software individuell an den jeweiligen Einsatzzweck anzupassen. [AEV-21]



Abbildung 5-4: AEV Blanc Robot [AEV-21]

CityBot (EDAG)

Der CityBot ist ein autonomes Roboterfahrzeug, das durch eine Brennstoffzelle mit Energie versorgt wird. Das Gesamtsystem ist modular aufgebaut und kann dank der verschiedenen Anbaumodule multifunktionell ausgerüstet werden. Der Citybot wird hierfür entweder mit sogenannten Rucksackmodulen oder Anhängermodulen kombiniert. Neben Transporthaufgaben sind auch Stadtreinigung, Entsorgung und Grünanlagenpflege möglich. Der CityBot verfügt außerdem über einen Avatar, der zur Kommunikation mit Fußgängern und Radfahrern fähig ist. Abbildung 5-5 [Bar-20] zeigt die Modulkonfigurationen des CityBot. [Bar-20; Rie-24]



Abbildung 5-5: Modulkonfigurationen des CityBot [Bar-20]

Climb-E (Italdesign)

Climb-E vereint urbane Mobilität mit der Integration in Zivil- und Wohngebäude. Es soll ein nahtloses Mobilitätskonzept geschaffen werden. Die Basis dieses Konzeptes ist eine elektrisch angetriebene fahrerlose

Transportplattform, die verschiedene Aufbauten transportieren kann. Die Aufbauten sind gestaltet wie Container und können durch ein am Gebäude integriertes Transportsystem auch bis zur Wohnung oder dem Büro transportiert werden. Die Container können als mobile Zimmer ausgeführt werden und dienen so der Wohnraumerweiterung, als kleine Bürozone oder auch als mobile kleine Arztpraxis. [Ita-23]

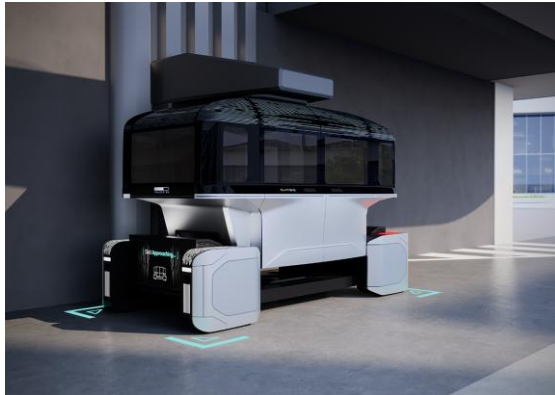


Abbildung 5-6: Climb-E bei der Übergabe von Aufzug auf Fahrzeug [Ita-23]

Cube (Continental)

Der Cube (Continental Urban Mobility Experience) ist eine Forschungsplattform für autonom fahrende Shuttles im urbanen Raum. Das System basiert auf dem EasyMile EZ10. Dieser ist elektrisch angetrieben und ist in der Lage Vorderachse und Hinterachse unabhängig voneinander einzulenken und so den Wendekreis zu minimieren. Der Fokus des Projektes liegt auf der Integration von Automobiltechnologie in die neuartigen Fahrzeugkonzepte, sowie die Erweiterung der Fortbewegungsmöglichkeiten im urbanen Raum. [Har-19; Pin-17]



Abbildung 5-7: Continental Cube [Har-19]

EasyMile

EasyMile bietet eine Fahrzeugfamilie für unterschiedliche Anwendungszwecke. Zur Familie gehören der EZ10 zur Beförderung von Personen, sowie der EZTow und der EZTug zur Beförderung von Gütern. Die Fahrzeuge basieren auf elektrisch angetriebenen und autonom fahrenden Plattformen. Im Fokus der Entwicklung steht neben dem Einsatzzweck des Shuttles insbesondere der Einsatz autonomer Technologie im Güterverkehr und dem Verkehr innerhalb abgeschlossener Räume wie Häfen, Industriegelände und Flughäfen. [Eas-15; Boe-18]



Abbildung 5-8: EssayMile Fahrzeuge, links: EZTow, rechts: EZ10 [Eas-15]

EO Smart Connecting Car

Im Rahmen des Forschungsprojektes wird ein Fahrzeug entwickelt, das aufgrund eines faltbaren Fahrwerkes in der Lage ist seine äußere Form zu verändern. Die Freiheitsgrade der Radaufhängung sind einzeln ansteuerbar. Dies ermöglicht auch die die Kopplung mit geeigneten Fahrzeugmodulen zu rekonfigurierbaren Fahrzeugverbänden. [Jah-12; Bir-12]



Abbildung 5-9: EO Smart Connecting Car [Jah-12]

e-Palette (Toyota)

Das Konzept e-Palette sieht autonom fahrende Fahrzeuge in drei Größen vor. Die Fahrzeuge sollen über ein offenen Innenraumkonzept verfügen, dass an die Bedürfnisse des Nutzers angepasst werden kann. Damit soll ein weites Feld von Einsatzmöglichkeiten abgedeckt werden, sei es für die Paketzustellung, das Ride-Sharing, mobilen Einzelhandel oder sogar mobile Hotelzimmer. [Toy-18; Uhl-18]



Abbildung 5-10: Fahrzeuge des e-Palette Konzeptes [Toy-18]

EZ-Pro (Renault)

EZ-PRO ist ein gemeinsam genutztes Roboterfahrzeug, das durch verschiedene Aufbaumodule nicht nur von Logistik- und Lieferdiensten, sondern auch von Handwerkern, Unternehmern und Händlern genutzt werden kann. Das Fahrzeug ist elektrisch angetrieben und kann sich autonom bewegen. Es bietet ein breites Spektrum an Einsatzmöglichkeiten und Flexibilität, um die Mobilitätsücke der letzten Meile im städtischen Umfeld zu füllen. [Ren-21]



Abbildung 5-11: Renault EZ-Pro [Ren-21]

FlexCAR

Im Projekt FlexCar wird eine elektrisch angetriebene Forschungsplattform, das Rolling Chassis, entwickelt. Die Plattform dient als Technologieträger für verschiedene Einzeltechnologien. Durch die zugängliche Hardware und Software kann das Rolling Chassis als Basis für die Entwicklung und Fertigung modularer Fahrzeugsysteme genutzt werden. Ziel des Projektes ist die Entwicklung offener Schnittstellen für Hardware und Software um neue Geschäftsmodelle zu etablieren. [Lah-23; Lah.-21]



Abbildung 5-12: FlexCAR [Lah-23]

HY-Wire (General Motors)

Das Fahrzeugkonzept HY-Wire der Firma General Motors vereint ein Antriebskonzept auf Basis von Brennstoffzellen mit der Drive-by-Wire-Technologie. Der Wegfall des Verbrennungsmotors und des Lenkgestänges ermöglichen neue Gestaltungsmöglichkeiten. Für die Doppelquerlenkeradführungen und Federungselemente ist wenig Raum vorgesehen. [Per-04]

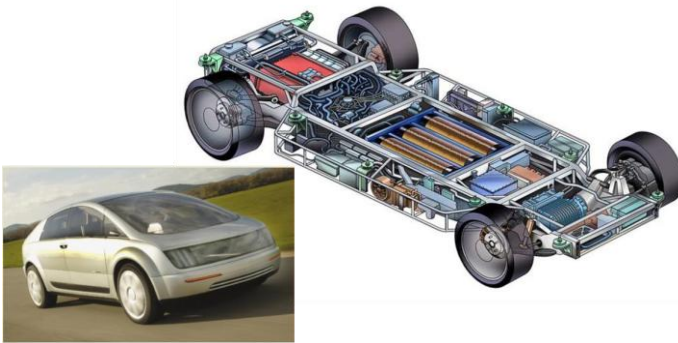


Abbildung 5-13: General Motors HY-Wire [Per-04]

Matryoshka (Bakulin Motors Group)

Matryoshka ist ein elektrisch angetriebenes fahrerloses Fahrzeugsystem. Das System basiert auf Antriebsmodulen, in welche die Antriebe und Energiespeicher integriert sind und den sogenannten Körperelementen. Die Körperelemente sind für drei verschiedene Anwendungen ausgelegt. Ein Körperelement ist als offene Frachtplattform zum Transport von großen Gegenständen oder Containern ausgeführt. Ein weiteres Element ist ein geschlossenes Frachtfahrzeug zum Transport von Gütern oder andere Zwecke wie mobile Diagnosesysteme, Feuerlöschpumpensysteme oder mobile Energiespeicher. Zum Transport von Personen ist eine geschlossene Kabine (vgl. Abbildung 5-14 [Bak-17]) vorgesehen. [Bak-17]



Abbildung 5-14: Matryoshka [Bak-17]

MAUDE

Das Fahrzeugkonzept MAUDE stammt aus dem Vorgängerprojekt des Projektes U-Shift. Das Fahrzeugkonzept der Studie besteht aus einem Driveboard und verschiedenen Kapseln. Das Driveboard ist eine elektrisch angetriebene und autonom fahrende Plattform. Alle zum fahren notwendigen Systeme sind in das Driveboard integriert. Die Kapseln sind passend zu ihrem jeweiligen Einsatzzweck gestaltet. Es sind verschiedene Kapseln für den Transport von Gütern und Personen vorgesehen. Aber auch weitere Kapselkonzepte für die Nutzung des Fahrzeuges von Einsatzkräften der Feuerwehr, als Krankenwagen oder als mobile Packstation oder Abfallbehälter ist möglich. Das Driveboard ist in der Lage die Kapsel selbstständig und ohne Notwendigkeit von Personal oder spezielle Infrastruktur zu wechseln. [Ulr-19]



Driveboard



City-logistics



Public transport



Motorized Individual Transport

Abbildung 5-15: Driveboard mit verschiedenen Kapsel [Ulr-19]

Metrosnap (Rinspeed)

Metrosnap ist ein Konzept eines elektrisch angetriebenen und automatisiert fahrenden Fahrzeuges. Das Konzept beinhaltet eine angetriebene Einheit, das sogenannte Skateboard und den Aufbau, das sogenannte Pod. Antriebseinheit und Aufbau können selbstständig zusammengefügt und getrennt werden. Die Pods sind je nach Einsatzzweck für den Transport von Personen oder Gütern ausgelegt. Es sind auch Pods als mobile Packstationen oder „Tante-Emma-Bioläden“ vorgesehen. Die Batterie ist auf Pod und Skateboard verteilt, dadurch muss das „Fahrzeug nicht zum Laden geparkt werden. Durch die Aufnahme eines Pods mit geladener Batterie kann das Fahrzeug ohne Ladepause weiterfahren. [Rin-20]



Abbildung 5-16: Metrosnap [Rin-20]

Microsnap (Rinspeed)

Das Fahrzeugkonzept Microsnap stellt eine kleine Version des Konzeptes Snap dar. Es besteht ebenfalls aus einer elektrisch angetriebenen Einheit, dem Skateboard und verschiedenen Aufbauten, den Pods. Das Skateboard ist in der Lage sich fahrerlos fortzubewegen. Es sind sowohl People-Pods zum Transport von Personen, als auch Cargo-Pods zum Transport von Gütern vorgesehen. [Rin-19]

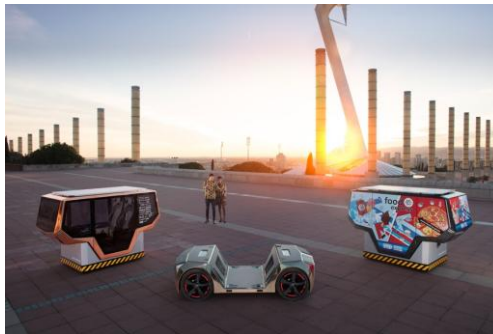


Abbildung 5-17: Microsnap [Rin-19]

Mover (Schaeffler)

Der Mover wird von vier elektrisch angetriebenen Corner Modulen angetrieben. Diese Module können unabhängig voneinander betrieben und gelenkt werden, was ein hohes Maß an Agilität ermöglicht. Das plattformbasierte Fahrzeugkonzept ermöglicht außerdem eine flexible Gestaltung des Aufbaus. Die in den Aufbau integrierte Sensorik macht hochautomatisiertes Fahren des Movers möglich. Es sind Aufbaukonzepte für den Transport von Personen und von Gütern vorgesehen. [Kra.-20; Kra-18]



Abbildung 5-18: Plattformkonzept des Schaeffler Mover [Kra.-20]

NeMo.bil

Dieses vom BMWK geförderte Projekt hat die Zielsetzung, ein Mobilitätssystem für den bedarfsgerechten Personen- und Gütertransport zu entwickeln. Dabei sollen Schwärme kleiner Fahrzeuge, den sogenannten Cabs, die erste und letzte Meile bedienen. Auf längeren Strecken sollen sich die kleinen Fahrzeuge zu einem Konvoi zusammenschließen. Für diesen Konvoi wird ein größerer Fahrzeugtyp Pro entwickelt, der die kleineren Fahrzeuge führt. Als Basis für den Fahrzeugtyp Cab dient die Fahrzeug Plattform der Firma INYO. Der Fahrzeugtyp Pro wird im Zuge des Projektes neu entwickelt. [INY-23; Ost-23]



Abbildung 5-19: Fahrzeugplattform des NeMo.bil Cab (INYO Mover)
[INY-23]

Next Generation Car

Unter dem Leitkonzept Next Generation Car entwickelt das DLR mit einer Vielzahl an Instituten verschiedene neuartige Fahrzeugkonzepte, sowohl für kurze, als auch für längere Strecken. Im Fokus stehen Antriebstechnologien und Energiemanagementkonzepte, innovative Materialien sowie Bau- und Fertigungsmethoden für Komponenten, Strukturen und komplette Karosserien sowie visionäre Fahrzeugdesigns. Außerdem werden die verschiedenen Konzepte mit Blick auf automatisiertes und vernetztes Fahren, einschließlich der dazugehörigen Assistenzsysteme und der erforderlichen Infrastruktur entwickelt. [DLR-16; Fri-18]



Abbildung 5-20: Next Generation Car Visualisierung der Fahrzeugmodelle [DLR-16]

NXT (Scania)

Das elektrisch angetriebene fahrerlose Fahrzeugkonzept NXT basiert auf einem Baukastensystem. Je zwei Antriebseinheiten docken am Aufbauomodul an. Das so zusammengestellte Fahrzeug ist in der Lage fahrerlos seine Transportaufgabe zu erledigen. Nach dem Erledigen der Transportaufgabe können die Antriebsmodule wieder vom Aufbau getrennt werden und an einen anderen Aufbau andocken. Das Konzept ist für den Einsatz in Ballungsräumen vorgesehen. Es sind Aufbauten zum Transport von Personen, Gütern und zur Abfallentsorgung vorgesehen. [Sca-19]



Abbildung 5-21: Scania NXT [Sca-19]

Ohmio LIFT

LIFT ist ein autonom fahrendes, elektrisch angetriebenes Shuttle. Das Fahrzeugkonzept basiert auf einer modularen Plattform zu der je nach Einsatzzweck Systeme hinzugefügt oder entfernt werden können. Das System ist insbesondere für den Transport von Personen vorgesehen. Die Shuttles können einen zusammenhängenden Konvoi verbunden werden und so als eine Art Straßenbahn eingesetzt werden. [Ohm-17]



Abbildung 5-22: Ohmio LIFT [Ohm-17]

Coast P-1 Shuttle (Coast Autonomous)

Die Coast P-1 Shuttles basieren auf einer elektrisch angetriebenen Plattform, die sich fahrerlos fortbewegen kann. Im Fokus des Konzeptes steht die Schaffung einer Mobilitätslösung, bei der Fußgänger im Mittelpunkt stehen und die Städte den Menschen zurück gegeben werden. Es sollen Personen und Güter mit angemessener Geschwindigkeit in urbanen, industriellen und Campus-Umgebungen transportiert werden. Neben dem Shuttle ist auch das AV Golf Cart zur Bereitstellung eines 24/7 On-Demand-Mobilitätssystems für Universitätsgelände, Gewerbegebiete, medizinische Einrichtungen, Freizeitparks, Resorts oder Flughäfen auf Basis der selben Plattform vorgesehen. [Coa-20]



Abbildung 5-23: Coast P-1 Shuttle [Coa-20]

Pivo (Nissan)

Das Fahrzeugkonzept Pivo bietet eine Lösung für die urbane Mobilität der Zukunft. Aufbauend auf den Entwicklungen von Pivo 1 und Pivo 2 wird mit dem Konzept Pivo 3 erstmals ein voll entwickeltes Fahrzeug vorgestellt. Während Pivo 2 ein hochinnovatives Fahrzeug war, das als Konzeptfahrzeug für sich allein stand, entwickelt sich der Pivo 3 in Richtung einer „intelligenten Gemeinschaft“ mit größerer Machbarkeit, Glaubwürdigkeit und einem erweiterten Spektrum mobiler Leistungen. [Nis-11; Yan-08]



Abbildung 5-24: Pivo 3 (Nissan) [Nis-11]

Pop.Up next (Audi, Airbus, Italdesign)

Pop.Up next verbindet den Transport am Boden mit dem Transport in der Luft. Das Konzept besteht aus einer angetriebenen Einheit am Boden, einer Transportkapsel und einer Art Drohne. Die Transportkapsel kann über weitere Strecken mit der Drohne durch die Luft transportiert werden oder sich mit der fahrenden Antriebseinheit durch den Stadtverkehr bewegen. Das Gesamtkonzept basiert auf elektrischen Antrieben und funktioniert komplett fahrerlos. Der Wechsel zwischen Kopplung mit der Antriebseinheit und Kopplung mit der Drohne funktioniert selbstständig und ohne den Einsatz von Personal oder spezieller Infrastruktur. Neben Transportkapsel sind auch Konzepte zum Einsatz als Krankenwagen vorgesehen. [Aud-18; Ita-18]



Abbildung 5-25: Pop.Up next [Aud-18]

REE Automotive

REE Automotive bietet eine elektrisch angetriebene Plattform, das sogenannte Reeboard. Die Plattform ist in verschiedenen Größen verfügbar. In jede Plattform sind vier Corner-Module integriert. Die Module können unabhängig voneinander betrieben und gelenkt werden, was ein hohes Maß an Agilität ermöglicht. Die Plattform als Basis eines Fahrzeuges bietet einen großen Gestaltungsspielraum für den Aufbau und somit das Fahrzeuggesamtkonzept. [REE-20]



Abbildung 5-26: Reeboard [REE-20]

Robomobil

Das ROboMObil verfügt über ein mechatronisches Fahrwerk mit vier identischen Radrobotern, die Antrieb, Bremsen, Lenkung und Dämpfung integrieren. Eine zentrale Fahrzeugsteuerung koordiniert den Betrieb dieser Radroboter. Durch die Einzelradlenkung kann das Fahrzeug seitwärts fahren und sich auf der Stelle drehen, was besonders im urbanen und logistischen Umfeld von Vorteil ist. Das Fahrzeug kann manuell, teilautomatisiert oder vollautomatisch betrieben werden, wobei der Fahrer die Bewegung über einen Sidestick mit Force-Feedback steuert. [Bün-14; DLR-14]



Abbildung 5-27: Robomobil, links: Fahrzeug, rechts: Radaufhängung [DLR-14]

Elektromechanisches Mega City Chassis EMC2

Dieser Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks bietet eine Lösung für zukünftige Megacitymobilität, um den steigenden Mobilitätsbedarf in urbanen Ballungsräumen zu bewältigen. Es wird ein integrierter Fahrwerk-Systementwurf vorgestellt, der Mechanik, Aktorik und Regelung umfasst. In den Radmodulen mit Längslenkerradführung, zur Realisierung eines vergrößerten Federwegs, sind Antrieb und Aktivfederung in einem kombinierten Aktor integriert. Zusätzliche Schienenfahrwerkskomponenten ermöglichen die Mehrwegfähigkeit des Fahrzeuges. Vier Radmodule und ein eigens entwickeltes Lenksystem für hohe Manövrierbarkeit bilden das

Gesamtfahrwerk, das verschiedene Antriebssystem-Konfigurationen ermöglicht. [Sch-19]

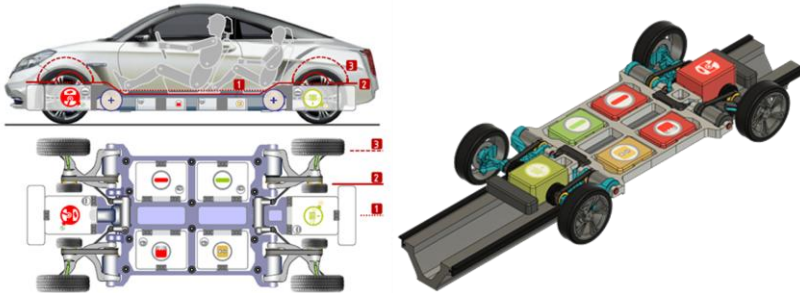


Abbildung 5-28: Gesamtfahrwerk mit allen Funktionserweiterungen [Sch-19]

Snap (Rinspeed)

Das Fahrzeugkonzept Snap besteht aus einer angetriebenen Einheit, dem sogenannten Skateboard und dem Aufbau, dem sogenannten Pod. Antriebseinheit und Aufbau können selbstständig zusammengefügt und getrennt werden. Das Skateboard wird elektrisch angetrieben und ist in der Lage sich fahrerlos fortzubewegen. Neben Pods zum Transport von Personen oder Gütern sind auch Pods vorgesehen die als temporär stationärer Bestandteil von Smart Cities genutzt werden können. Angedacht sind beispielsweise Arzt-Pods, Sauna-Pods oder auch Party-Pods. [Rin-18]



Abbildung 5-29: Snap [Rin-18]

UNICARagil

Das Fahrzeugkonzept UNICARagil basiert auf einer Plattform mit sogenannten Dynamikmodulen. Die Dynamikmodule sind elektrisch angetrieben und beinhalten neben den Antrieben und der Radaufhängung auch die für den fahrerlosen Betrieb notwendigen Steuergeräte. Auf die Plattform wird der Aufbau, die sogenannte Hutstruktur, aufgesetzt. Es sind insgesamt vier Hutstrukturen umgesetzt. Das auf die Bedürfnisse von Geschäftsleuten angepasste autoTAXI, die autoELF als individuelles Familienfahrzeug, das autoSHUTTLE für den Einsatz im öffentlichen Nahverkehrssystem und das autoCARGO als automatisiertes Abhol- und Lieferfahrzeug für Güter. [Woo-20; Rüd-23; Woo-18]



Abbildung 5-30: UNICARagil Gesamtkonzept, links oben: autoSHUTTLE, rechts oben: autoTAXI, links unten: autoELF, rechts unten: autoCARGO [Rüd-23]

upBus

Das Konzept upBus kombiniert den Transport mit einem Seilbahnsystem mit dem Transport auf der Straße. Das Fahrmodul für den Straßenverkehr ist elektrisch angetrieben und in der Lage, sich autonom durch den Verkehr zu bewegen. Das Seilbahn-System ist ein Stetigförderer, in den die Kabinenmodule ein- und ausgehängt werden können. Die Kopplung und Entkopplung zwischen Kabinenmodul und Seilbahnsystem oder Fahrmodul erfolgt vollautomatisiert. Neben dem Transport von Personen ist auch der Transport von Gütern in entsprechenden Aufbauten vorgesehen. [Mei-21]

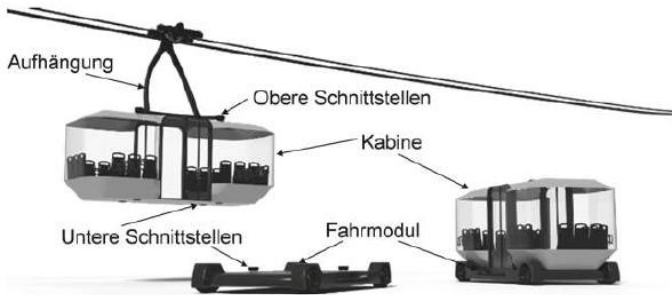


Abbildung 5-31: upBus Gesamtsystem [Mei-21]

U-Shift

Das im Projekt U-Shift entwickelte Fahrzeug besteht aus einer elektrisch angetriebenen Antriebseinheit, dem sogenannten Driveboard und verschiedenen Aufbaumodulen, den sogenannten Kapseln. Das Driveboard ist in der Lage, sich fahrerlos zu bewegen und die Kapseln selbstständig und ohne den Einsatz von Personal oder Infrastruktur zu wechseln. Es sind neben einer Personenkapsel zum Transport von Personen und Gepäck und einer Cargokapsel zum Transport von Gütern auch weitere Kapseln wie beispielsweise eine mobile Packstation oder Abfallbehälter vorgesehen. [Mün-22; DLR-20]



Abbildung 5-32: Driveboard mit Kapseln [Mün-22]

Vision Urbanetic (Mercedes-Benz)

Das Fahrzeugkonzept Vision Urbanetic basiert auf einer elektrisch angetriebenen, autonom fahrenden Plattform und verschiedenen Aufbaumodulen. Die Aufbaumodule können sowohl automatisiert als auch manuell gewechselt werden. Neben dem People-Mover-Modul zum Transport von Personen ist auch ein Cargo-Modul für den Transport von Gütern vorgesehen. [Mer-18]



Abbildung 5-33: Vision Urbanetic ©Mercedes-Benz [Mer-18]

Zoox Robotaxi

Beim Robotaxi der Firma Zoox handelt es sich um ein elektrisch angetriebenes, autonom fahrendes Fahrzeug. Das Fahrzeug ist symmetrisch aufgebaut und wird bidirektional betrieben. Das Robotaxi soll vor allem in dichten innerstädtischen Gebieten zum Einsatz kommen, wo die Möglichkeit des bidirektionalen Betriebs Vorteile bietet. [Zhe-21; Zhe-24]



Abbildung 5-34: Autonomes Robotaxi Zoox [Zhe-21]

Anhang B: Zusätzliches Material zu den Anwendungsbeispielen

U-Shift [Abschnitt 4.1]

Definition Designspace und Non-Designspace aller Subsysteme

Vorderachse

Neben den Schnittstellen zum Fahrwerk ist auch die entsprechende Flanschfläche für den gelb dargestellten Radnabenmotor berücksichtigt. Der Bauraum ist so ausgelegt, dass auch bei voller Ausnutzung im Betrieb keine Kollisionen innerhalb der Baugruppe oder mit anderen Baugruppen auftreten können. Um dies zu gewährleisten, sind entsprechende Aussparungen vorgesehen. Abbildung B-1 zeigt den Bauraum der einzelnen Komponenten.

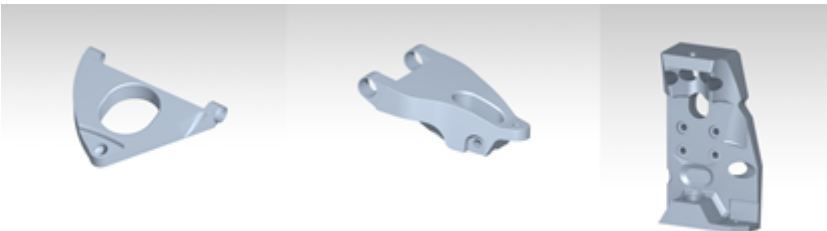


Abbildung B-1: Designspace der einzelnen Komponenten, links: oberer Querlenker, Mitte: unterer Querlenker, rechts Radträger

Hinterachse

Abbildung B-2 zeigt den Designspace des Längslenkers. Der Designspace ist durch den verfügbaren Raum in den Schenkeln des Driveboardrahmens stark begrenzt. Außerdem müssen Aussparungen für die Bewegung und Montage der Feder-Dämpfer Einheit vorgesehen werden.

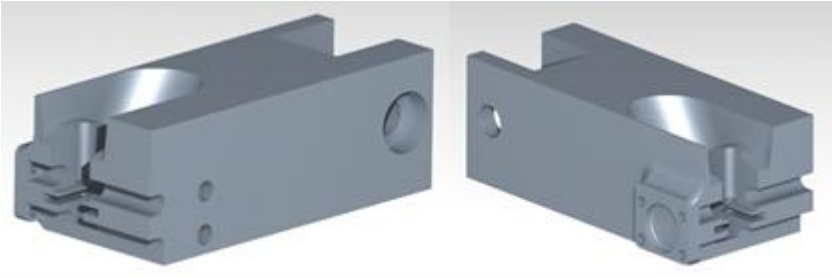


Abbildung B-2: Designspace des Längslenkers, links: aufbauseitige Ansicht, rechts: radseitige Ansicht

Design Subsysteme

Im Folgenden sind die Entwicklungsschritte der Fahrwerkskomponenten dargestellt. Zur Topologiefindung werden die Werkzeuge der Topologieoptimierung eingesetzt. Es handelt sich dabei, wie in Kapitel 3 genauer beschrieben, um einen iterativen Prozess. Es wird das einfachste Material gewählt, das alle Anforderungen erfüllt, das heißt wenn möglich ein unlegierter Baustahl. Die Parameter der finalen Iteration der Topologieoptimierung sind jeweils in einer Tabelle zusammengefasst, danach wird das Ergebnis der Topologieoptimierung und das resultierende finale CAD-Modell gezeigt. Das finale Bauteil wird mit Hilfe einer FEM-Analyse auf Grundlage der Kräfte aus den physikalischen Randbedingungen validiert. Das Ergebnis der FEM-Analyse des jeweils kritischsten Lastfalles wird dargestellt und kurz interpretiert.

Vorderachse – unterer Querlenker

In Tabelle B-1 sind die Parameter der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers zusammengefasst. Sie bilden mit dem Designspace und den physikalischen Randbedingungen die Grundlage der Optimierung. Die optimierte Geometrie ist in Abbildung B-3 abgebildet. Der Designspace ist in Rot, der Non-Designspace in blau dargestellt.

Tabelle B-1: Parameter für Topologieoptimierung des unteren Querlenkers

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,8 mm
Material	Stahl S690
Spannungsgrenze	600 MPa
Minimum Member Size	15 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	15 %

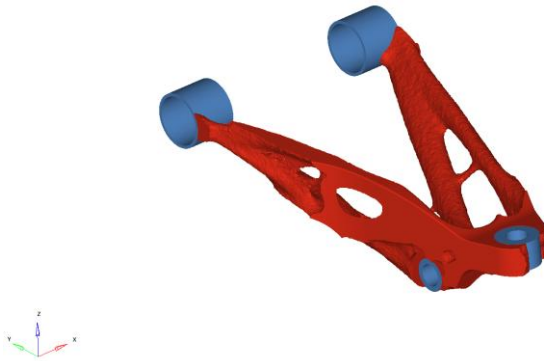


Abbildung B-3: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace

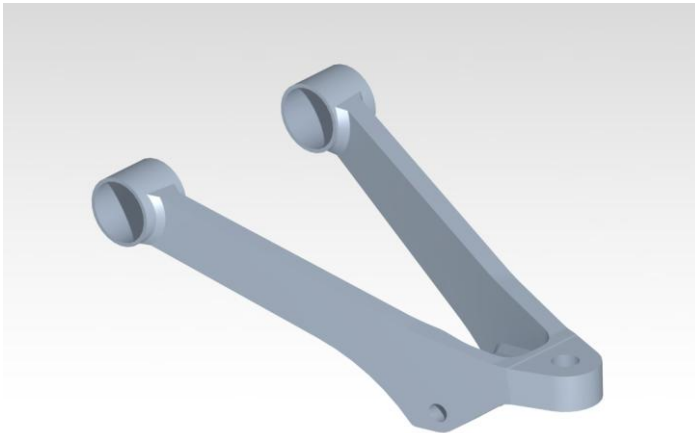


Abbildung B-4: Finales CAD-Modell des unteren Querlenkers

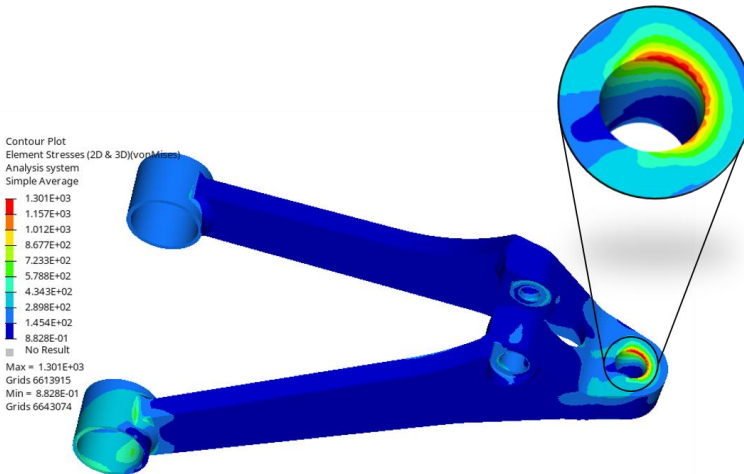


Abbildung B-5: FEM-Analyse des unteren Querlenkers, Lastfall Längsstoß

Der untere Querlenker erfährt die höchsten Belastungen beim Lastfall 3 Längsstoß. Zunächst fällt auf, dass die maximal auftretenden Spannungen oberhalb der Streckgrenze des Materials liegen. Bei genauerer Betrachtung zeigt sich allerdings, dass aufgrund der vorliegenden Netzfeinheit bei Spannungsspitzen die Fernfeldspannungen zur Beurteilung der Kritikalität herangezogen werden können [Wel-15] (vgl 4.2.4.2). Beim unterem Querlenker liegen diese Fernfeldspannungen deutlich unterhalb der Streckgrenze des gewählten Materials. Das Bauteil muss daher nicht weiter bearbeitet werden.

Vorderachse – Radträger

Tabelle B-2 fasst die Parameter der finalen Iteration der Topologieoptimierung der Radträgers zusammen. Die optimierte Geometrie ist in Abbildung B-6 abgebildet. Der Designspace ist in Rot, der Non-Designspace in blau dargestellt

Tabelle B-2: Parameter für Topologieoptimierung des Radträgers

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,4 mm
Material	Stahl S690
Spannungsgrenze	600 MPa
Minimum Member Size	15 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	35 %

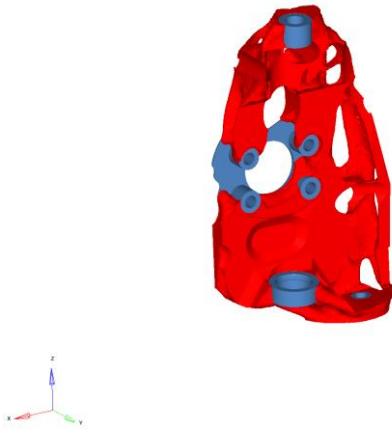


Abbildung B-6: Ergebnis der Topologieoptimierung des Radträgers, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace



Abbildung B-7: Finales CAD-Modell des Radträgers

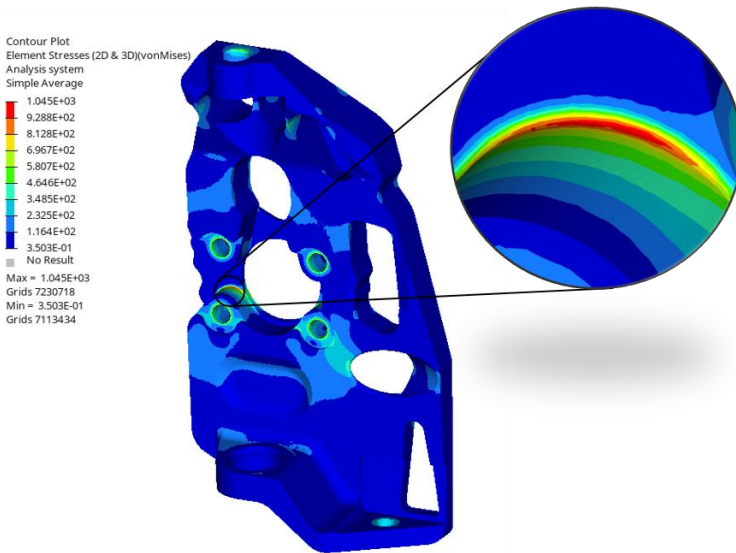


Abbildung B-8: FEM-Analyse des Radträgers, Lastfall seitlicher Stoß

Der Radträger wird unter Berücksichtigung der aus physikalischen Randbedingungen resultierenden Kräfte validiert. Die größte Belastung erfährt der Radträger beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß. Die maximalen Spannungen liegen zwar oberhalb der Streckgrenze, allerdings können diese, äquivalent zum unteren Querlenker, nach Betrachtung der Fernfeldspannungen als unkritisch eingeschätzt werden. Der Radträger muss daher nicht weiter bearbeitet werden.

Hinterachse

In Tabelle B-3 sind die Parameter der finalen Iteration der Topologieoptimierung des Längslenkers zusammengefasst. Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist in Abbildung B-9 dargestellt.

Tabelle B-3: Parameter für Topologieoptimierung des Längslenkers

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,6 mm
Material	Stahl S960
Spannungsgrenze	600 MPa
Minimum Member Size	12,8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	15 %

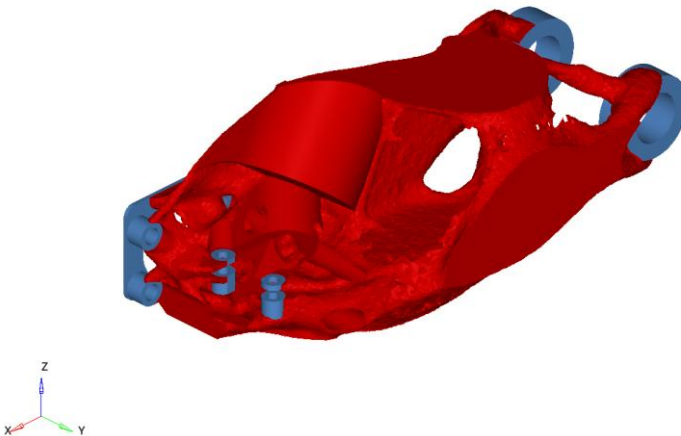


Abbildung B-9: Ergebnis der Topologieoptimierung des Längslenkers, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace

Um das Ergebnis der Topologieoptimierung im späteren Bauteil möglichst gut abzubilden, wird die Fertigung als Schweißkonstruktion aus Laserteilen, Biegeteilen, Frästeilen und Rohrstücken vorgesehen. Die Geometrie wird dafür in einer CAD-Umgebung passend nachbearbeitet.

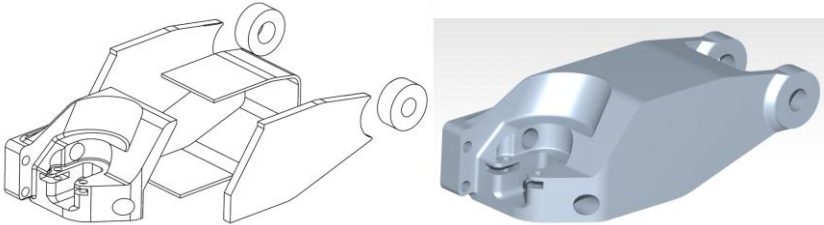


Abbildung B-10: Finales CAD-Modell des Längslenkers, links: Explosionszeichnung der Einzelteile, rechts: finales Bauteil

Der Längslenker erfährt beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß die stärksten Belastungen. Innerhalb eines kleinen Bereiches überschreiten die Spannungen die Streckgrenze des verwendeten Materials (vgl. grauer Bereich der Vergrößerung). Die Spannungen sind nicht als kritisch einzustufen. Hierfür sind mehrere Gründe anzuführen. Zum einen treten sie an einer scharfen Kante auf und können daher auf Singularitäten aufgrund der Vernetzung zurückgeführt werden. An der Flanschfläche, über die die Kräfte beim Lastfall Seitlicher Stoß eingeleitet werden, sowie im Bereich nahe der Singularitäten treten keine hohen Spannungen auf. Zum anderen ergibt die Untersuchung der Hauptspannungen, dass der Bereich auf Druck belastet wird. Es handelt sich also nicht um eine versagenskritische Stelle. Sollten im realen Betrieb tatsächlich Spannungsüberhöhungen auftreten, hätten diese kleinere plastische Verformungen zur Folge, es käme jedoch nicht zum Bruch und damit dem sicherheitskritischen Versagen des Bauteils. Der Längslenker wird nicht weiter bearbeitet. Ziel der Anwendung ist ein Referenzsystem für die Anwendung des Prozesses nach Ersoy. Bei der weiteren Entwicklung des Fahrwerkes kann bei Bedarf besonderes Augenmerk auf diese Stelle des Bauteils gerichtet werden.

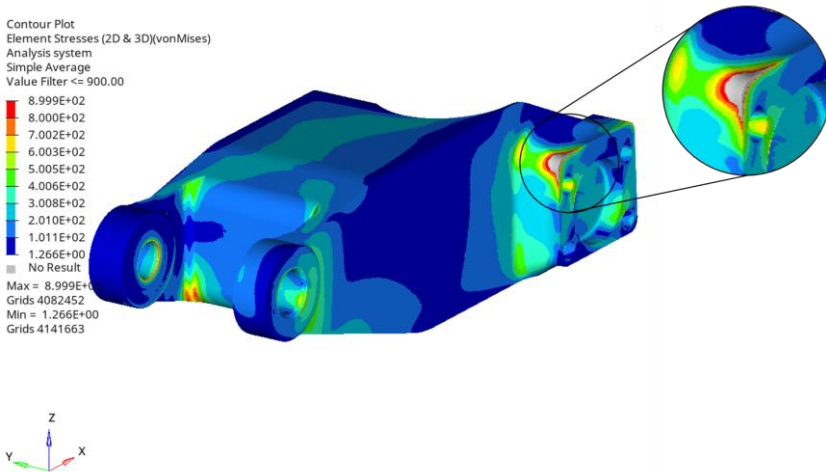


Abbildung B-11: FEM-Analyse des Längslenkers, Lastfall seitlicher Stoß

eVee [Abschnitt 4.2]

Anforderungen

Physikalische Randbedingungen

Die maximalen Kräfte am Radmittelpunkt der Fahrzeugkonfiguration Komfort sind in Tabelle B-4, der Fahrzeugkonfiguration Rallye in Tabelle B-5, der Fahrzeugkonfiguration Track in Tabelle B-6 und der Fahrzeugkonfiguration Cargo in Tabelle B-7 zusammengefasst.

Tabelle B-4: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt der Fahrzeugkonfiguration Komfort

Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Vorderachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	5,5
3	Längsstoß	-4,6	0,0	1,8
4	Seitlicher Stoß	0,0	4,6	1,8
Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Hinterachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	5,5
3	Längsstoß	-4,6	0,0	1,8
4	Seitlicher Stoß	0,0	4,6	1,8

Tabelle B-5: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt der Fahrzeugkonfiguration Rallye

Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt k[N]		
Vorderachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	4,4
3	Längsstoß	-3,7	0,0	1,5
4	Seitlicher Stoß	0,0	3,7	1,5
Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Hinterachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	4,4
3	Längsstoß	-3,7	0,0	1,5
4	Seitlicher Stoß	0,0	3,7	1,5

Tabelle B-6: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt der Fahrzeugkonfiguration Track

Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Vorderachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	3,5
3	Längsstoß	-2,9	0,0	1,2
4	Seitlicher Stoß	0,0	2,9	1,2
Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Hinterachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	5,3
3	Längsstoß	-4,4	0,0	1,8
4	Seitlicher Stoß	0,0	4,4	1,8

Tabelle B-7: Maximale Kräfte am Radmittelpunkt der Fahrzeugkonfiguration Cargo

Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Vorderachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	4,7
3	Längsstoß	-3,9	0,0	1,6
4	Seitlicher Stoß	0,0	3,9	1,6
Standardlastfälle		Kraft am Radmittelpunkt [kN]		
Hinterachse		x	y	z
2	Vertikaler Stoß	0,0	0,0	7,1
3	Längsstoß	-5,9	0,0	2,4
4	Seitlicher Stoß	0,0	5,9	2,4

Definition Designspace und Non-Designspace aller Subsysteme

Fahrzeugkonfiguration Komfort

In Abbildung B-12 ist der Designspace des Gesamtsystems der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Komfort dargestellt. Der wesentliche Unterschied zum Designspace der Querlenker der Fahrzeugkonfiguration Basis besteht in der Verkipfung der Anbindungspunkte zum Fahrzeugrahmen, zur Realisierung des geforderten Bremsnickausgleichs und Anfahrnickausgleichs

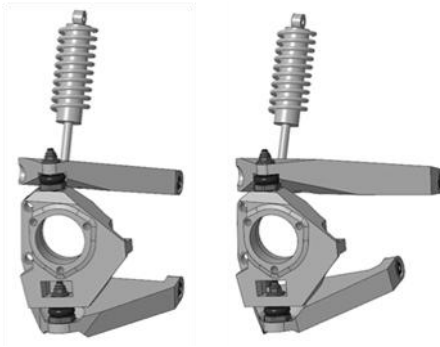


Abbildung B-12: Designspace der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Komfort, links: Vorderachse, rechts: Hinterachse [Bad-24]

Fahrzeugkonfiguration Rallye

Abbildung B-13 zeigt den Designspace des Gesamtsystems der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Rallye. Aufgrund der geforderten größeren Spurweite dieser Fahrzeugkonfiguration fällt der Designspace der Querlenker deutlich größer aus als der des Basisfahrzeuges.

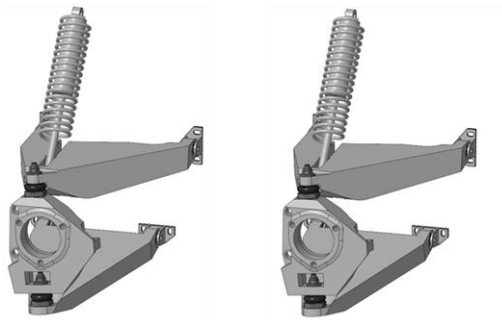


Abbildung B-13: Designspace der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Rallye, links: Vorderachse, rechts: Hinterachse [Bad-24]

Fahrzeugkonfiguration Track

Der Designspace des Gesamtsystems der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Track ist in Abbildung B-14 dargestellt. Der wesentliche Unterschied zum Designspace der Querlenker der Fahrzeugkonfiguration Basis besteht in der Verkipfung der Anbindungspunkte zum Fahrzeugrahmen, zur Realisierung des geforderten Bremsnickausgleichs und Anfahrnickausgleichs.

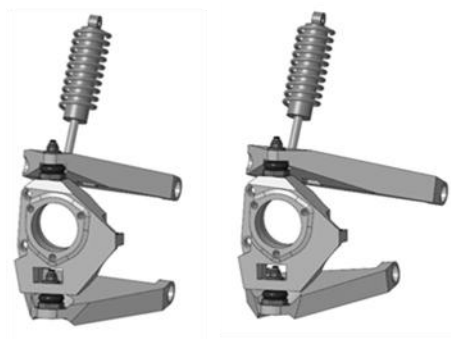


Abbildung B-14: Designspace der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Track, links: Vorderachse, rechts: Hinterachse [Haw-24]

Fahrzeugkonfiguration Cargo

Abbildung B-15 zeigt den Designspace des Gesamtsystems der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Cargo. Der Designspace der Hinterachse entspricht bis auf kleine Abweichungen aufgrund der Forderung eines größeren Federwegs dem der Fahrzeugkonfiguration Basis. Die Designspaces Vorderachse der Fahrzeugkonfigurationen Basis und Cargo sind identisch.

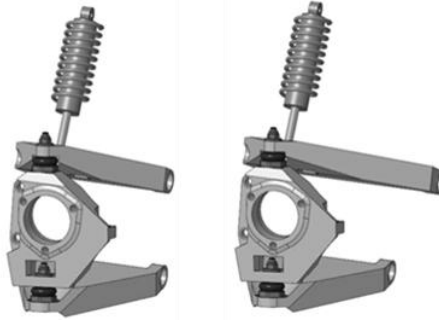


Abbildung B-15: Designspace der Radaufhängung der Fahrzeugkonfiguration Cargo, links: Vorderachse, rechts: Hinterachse [Haw-24]

Designs Subsysteme

Im Folgenden sind die Entwicklungsschritte der Fahrwerkskomponenten aller weiteren Fahrzeugkonfigurationen dargestellt. Es werden zunächst die Parameter der finalen Iteration der Topologieoptimierung tabellarisch zusammengefasst (Wahl der Parameter vgl. Abschnitt 4.2.4.2), anschließend wird das Ergebnis der Topologieoptimierung und das resultierende finale CAD-Modell gezeigt. Als Ausgangsmaterial dient die für Fahrwerkskomponenten gängige Legierung AlSi7Mg0,3 (vgl. Abschnitt 4.2.4.2). Eine abweichende Materialauswahl wird kurz begründet. Das finale Bauteil wird mit Hilfe einer FEM-Analyse auf Grundlage der Kräfte aus den physikalischen Randbedingungen validiert. Das Ergebnis der FEM-Analyse des jeweils kritischsten Lastfalles wird dargestellt und kurz interpretiert.

Fahrzeugkonfiguration Komfort – Oberer Querlenker

Tabelle B-8: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Komfort [Bad-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,5 mm
Material	AlSi7Mg0,3
Spannungsgrenze	150 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	10 %

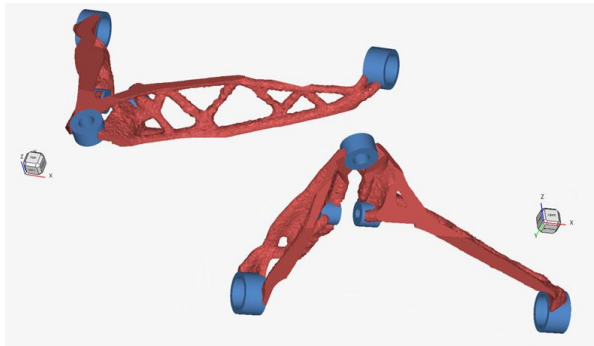


Abbildung B-16: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Komfort, links: radseitige Ansicht von oben, rechts: radseitige Ansicht von unten; rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Bad-24].

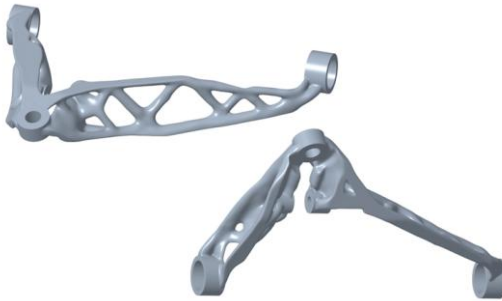


Abbildung B-17: Finales CAD-Modell des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Komfort, links: radseitige Ansicht von oben, rechts: radseitige Ansicht von unten [Bad-24]

Der obere Querlenker erfährt beim Lastfall 3 Seitlicher Stoß die größten Belastungen. Die auftretenden Spannungsspitzen sind auf Singularitäten aufgrund der Vernetzung zurückzuführen. Nach Betrachtung der Fernfeldspannungen liegen alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials. Das Bauteil muss daher nicht weiter bearbeitet werden.

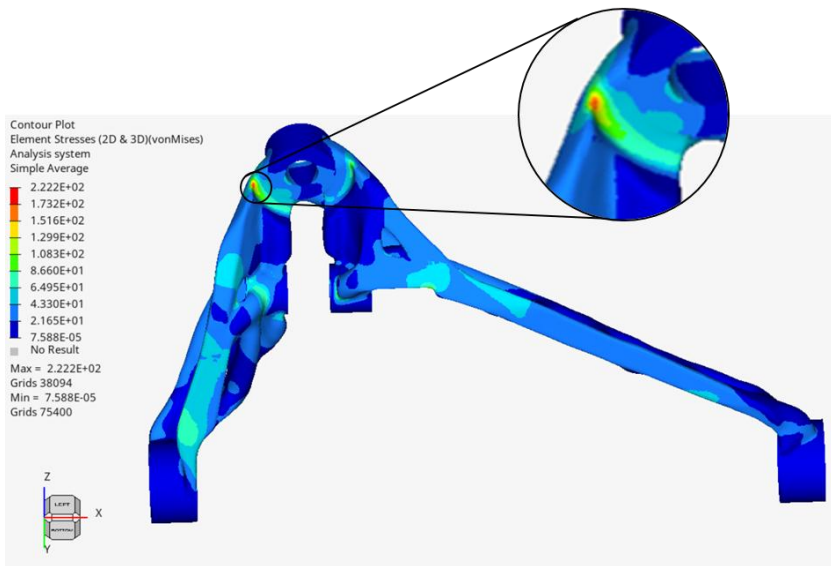


Abbildung B-18: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Komfort, Lastfall Seitlicher Stoß, Quelle Daten: [Bad-24]

Fahrzeugkonfiguration Komfort – Unterer Querlenker

Tabelle B-9: Parameter für Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Komfort [Bad-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,5 mm
Material	AlSi7Mg0,3
Spannungsgrenze	150 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	15 %

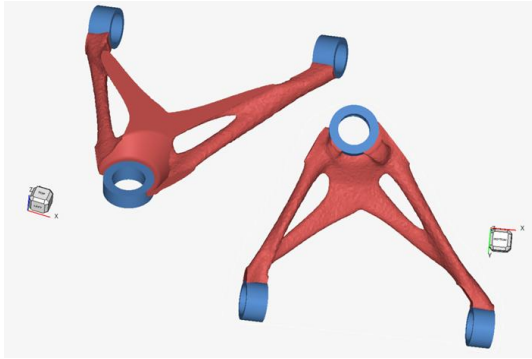


Abbildung B-19: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Komfort, links: radseitige Ansicht von oben, rechts: aufbauseitige Ansicht von unten; rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Bad-24]



Abbildung B-20: Finales CAD-Modell des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Komfort, links: radseitige Ansicht von oben, rechts: aufbauseitige Ansicht von unten [Bad-24]

Der untere Querlenker wird beim Lastfall 3 Längsstoß am stärksten beansprucht. Da alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Material liegen, muss das Bauteil nicht mehr bearbeitet werden.

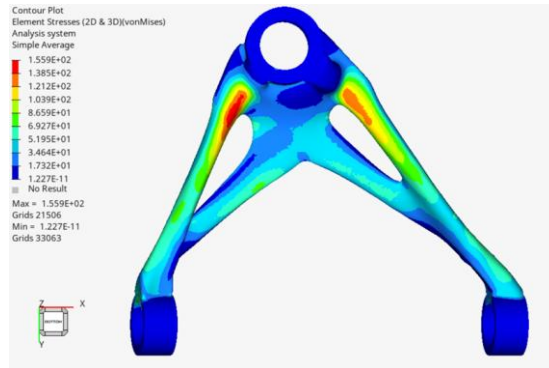


Abbildung B-21: FEM-Analyse des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Komfort, Lastfall Längsstoß [Bad-24]

Fahrzeugkonfiguration Rallye – Oberer Querlenker

Für die Komponenten dieser Fahrzeugkonfiguration soll die Legierung MgAl6Mn verwendet werden, da diese aufgrund der geringeren Dichte ein höheres Leichtbaupotential bietet. Die dadurch reduzierten ungefederten Massen sind insbesondere bei Anwendungszwecken im Rennsport, wie der Rallye, von Vorteil.

Tabelle B-10: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Rallye [Bad-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,5 mm
Material	MgAl6Mn
Spannungsgrenze	150 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteils Grenze bezogen auf Designspace	8 %



Abbildung B-22: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Rallye, links: radseitige Ansicht von oben, rechts: aufbauseitige Ansicht von unten; rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Bad-24]

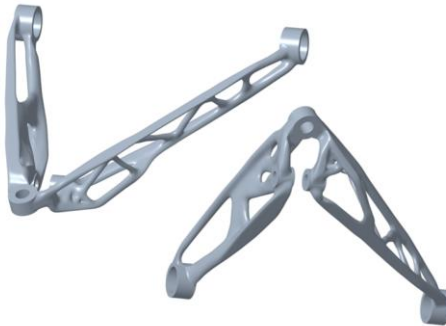


Abbildung B-23: Finales CAD-Modell des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Rallye, links: radseitige Ansicht von oben, rechts: aufbauseitige Ansicht von unten [Bad-24]

Die stärksten Beanspruchungen erfährt das Bauteil dabei beim Lastfall 2 Vertikaler Stoß. Da alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials liegen, ist die Bearbeitung des Bauteils beendet.

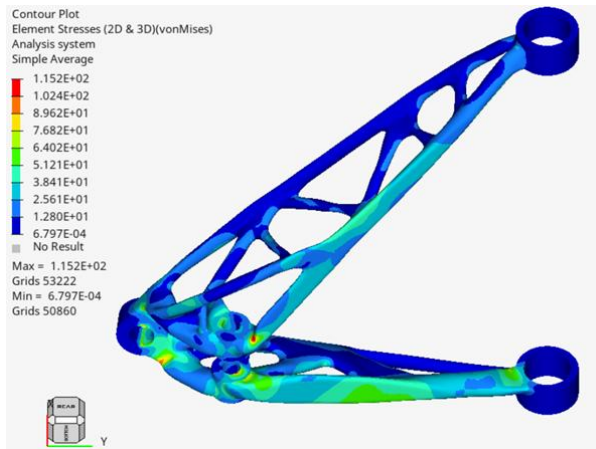


Abbildung B-24: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Rallye, Lastfall Vertikaler Stoß [Bad-24]

Fahrzeugkonfiguration Rallye – Unterer Querlenker

Wie beim oberen Querlenker soll auch beim unteren Querlenker die Legierung MgAl6Mn eingesetzt werden, um die ungefederten Massen zu reduzieren.

Tabelle B-11: Parameter für Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Rallye [Bad-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,5 mm
Material	MgAl6Mn
Spannungsgrenze	150 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	8 %



Abbildung B-25: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Rallye, links: radseitige Ansicht von oben, rechts: aufbauseitige Ansicht von unten; rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Bad-24]

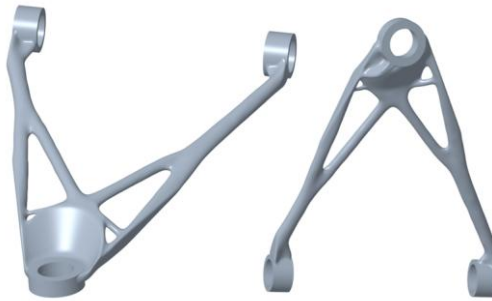


Abbildung B-26: Finales CAD-Modell des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Rallye, links: radseitige Ansicht von oben, rechts: aufbauseitige Ansicht von unten [Bad-24]

Der untere Querlenker ist beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß am stärksten belastet. Da alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials liegen, muss das Bauteil nicht weiter bearbeitet werden.

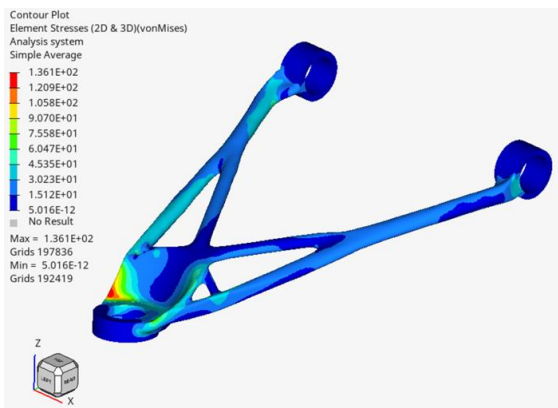


Abbildung B-27: FEM-Analyse des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Rallye, Lastfall Seitlicher Stoß [Bad-24]

Fahrzeugkonfiguration Track – Oberer Querlenker

Bei dieser Komponente soll das Leichtbaupotential möglichst vollständig genutzt werden, um die beste Performance für den Einsatzzweck eines Rennfahrzeuges zu bieten. Die Komponente soll daher additiv gefertigt werden. Der Werkstoff Ti6Al4V ist ein dafür gängiger und für hohe Anforderungen geeigneter Werkstoff.

Tabelle B-12: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Track [Haw-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,5 mm
Material	Ti6Al4V
Spannungsgrenze	750 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	8 %

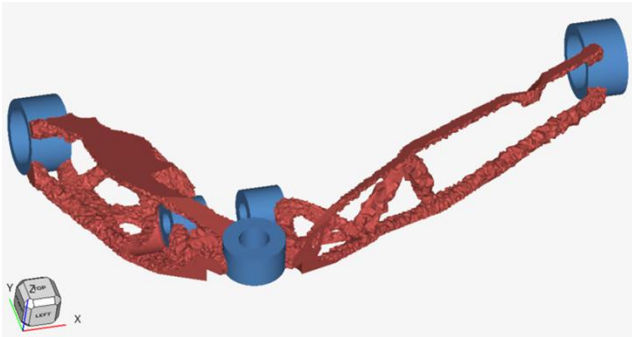


Abbildung B-28: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Track, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]

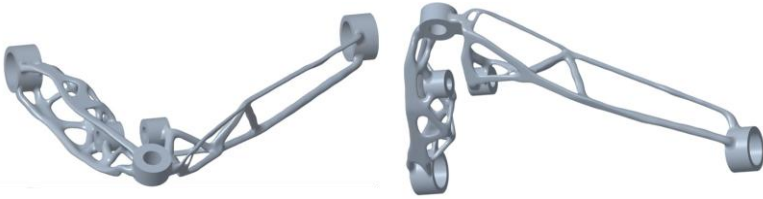


Abbildung B-29: Finales CAD-Modell des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Track in radseitiger Ansicht, links: von oben, rechts: von unten [Haw-24]

Der obere Querlenker erfährt im Lastfall 2 Vertikaler stoß die höchsten Belastungen. Durch eine Simulation der Kräfte auf Grundlage der physikalischen Randbedingungen wird nachgewiesen, dass alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials liegen.

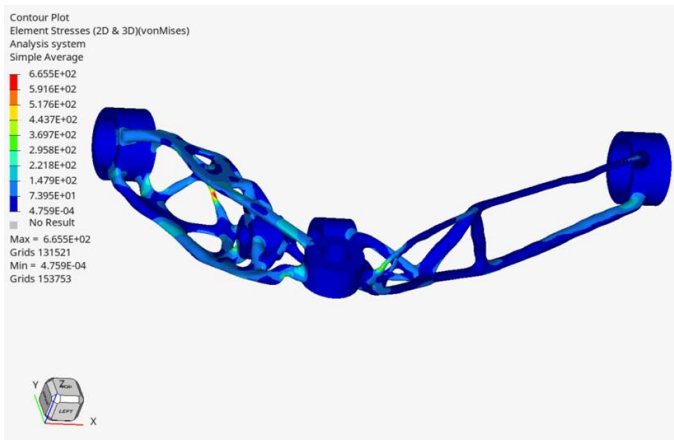


Abbildung B-30: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Track, Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24]

Fahrzeugkonfiguration Track – Unterer Querlenker

Beim unteren Querlenker bietet die Verwendung von Ti6Al4V aufgrund der geringen auftretenden Spannungen kaum Vorteile gegenüber dem ebenfalls zur additiven Fertigung geeigneten und deutlich günstigeren AlSi10Mg. Daher wird für diese Komponente der Werkstoff AlSi10Mg verwendet.

Tabelle B-13: Parameter für Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Track [Haw-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,5 mm
Material	AlSi10Mg
Spannungsgrenze	750 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilschranke bezogen auf Designspace	10 %

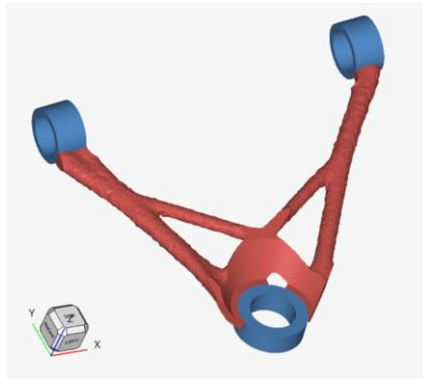


Abbildung B-31: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Track, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]



Abbildung B-32: Finales CAD-Modell des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Track [Haw-24]

Der untere Querlenker wird bei Lastfall 3 Längsstoß am stärksten belastet. Da alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials liegen, muss das Bauteil nicht mehr bearbeitet werden.

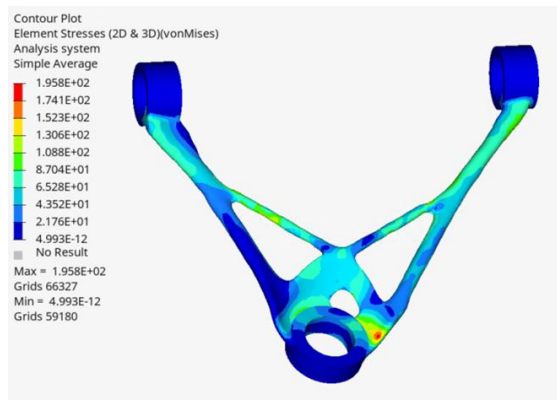


Abbildung B-33: FEM -Analyse des oberen Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Track, Lastfall Längsstoß [Haw-24]

Fahrzeugkonfiguration Cargo – Oberer Querlenker

Für den oberen Querlenker der Fahrzeugkonfiguration Cargo soll eine, dem Anwendungsfall entsprechende und daher kostenorientierte Fertigung ermöglicht werden. Daher wird der für den Guss von Lenkern gängige [Ers-17d] Werkstoff EN-GJS-400-15 gewählt.

Tabelle B-14: Parameter für Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo [Haw-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,5 mm
Material	EN-GJS-400-15
Spannungsgrenze	200 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	15 %



Abbildung B-34: Ergebnis der Topologieoptimierung des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]



Abbildung B-35: Finales CAD-Modell des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo in radseitiger Ansicht, links: von oben, rechts: von unten [Haw-24]

Der obere Querlenker der Hinterachse wird beim Lastfall 2 Vertikaler Stoß am stärksten belastet. Da alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials liegen, muss das Bauteil nicht weiter bearbeitet werden.

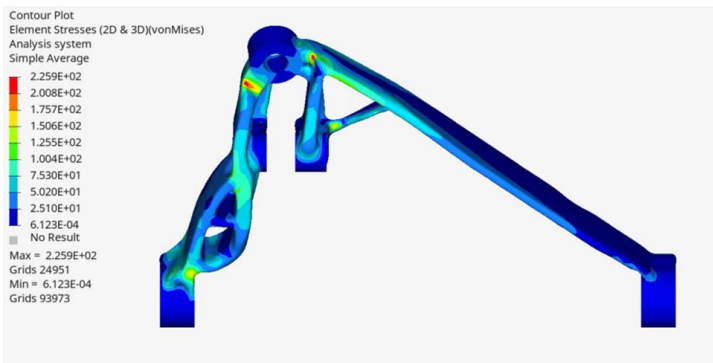


Abbildung B-36: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo, Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24]

Da die Designspaces der Vorderachsen der Fahrzeugkonfigurationen Basis und Cargo identisch sind, soll geprüft werden, ob dieselbe Geometrie für den oberen Querlenker genutzt werden kann. Die Geometrie wird mit der Eisengusslegierung EN-GJS-400-15, die auch beim oberen Querlenker der Hinterachse genutzt wird, mit den Kräften aus den physikalischen

Randbedingungen beaufschlagt. Die stärksten Belastungen erfährt das Bauteil beim Lastfall 2 Vertikaler Stoß. Das Ergebnis der FEM-Analyse zeigt, dass alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des gewählten Materials liegen. Die Wahl der Geometrie und des Materials genügen daher den Anforderungen der physikalischen Randbedingungen.

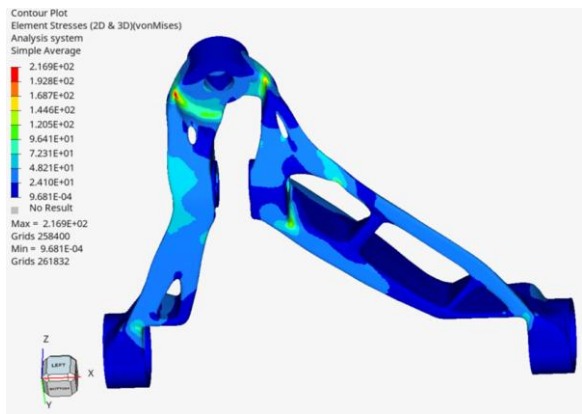


Abbildung B-37: FEM-Analyse des oberen Querlenkers der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo, Lastfall Vertikaler Stoß [Haw-24]

Fahrzeugkonfiguration Cargo – Unterer Querlenker

Tabelle B-15: Parameter für Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Cargo [Haw-24]

Parameter	Wert
Durchschnittliche Elementgröße	1,5 mm
Material	AlSi7Mg0,3
Spannungsgrenze	200 MPa
Minimum Member Size	8 mm
Masseanteilsgrenze bezogen auf Designspace	10 %

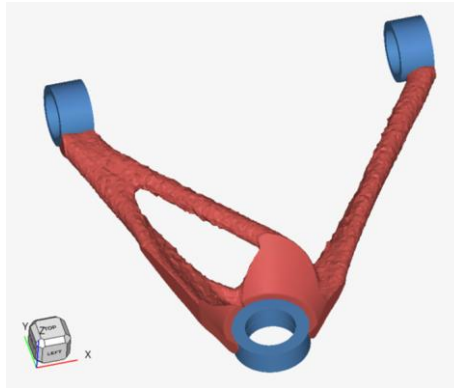


Abbildung B-38: Ergebnis der Topologieoptimierung des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Cargo, rot: genutzter Designspace, blau: Non-Designspace [Haw-24]

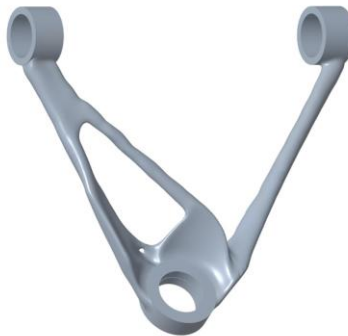


Abbildung B-39: Finales CAD-Modell des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Cargo [Haw-24]

Der untere Querlenker erfährt beim Lastfall 4 Seitlicher Stoß die höchsten Belastungen. Da alle auftretenden Spannungen unterhalb der Streckgrenze des verwendeten Materials liegen, muss das Bauteil nicht weiter bearbeitet werden.

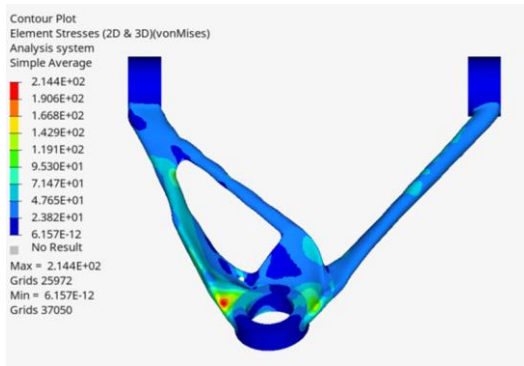


Abbildung B-40: FEM-Analyse des unteren Querlenkers der Fahrzeugkonfiguration Cargo, Lastfall Seitlicher Stoß [Haw-24]

Aufbau des Gesamtsystems in CAD

In diesem Abschnitt werden die virtuellen Gesamtsysteme der Fahrzeugkonfigurationen Komfort, Rallye, Track und Cargo aus den zuvor konstruierten Komponenten zusammengesetzt. Im Gesamtmodell werden alle Kontaktbedingungen zwischen den Komponenten sowie deren Freiheitsgrade definiert. Mit Hilfe des Modells wird die Einhaltung der geforderten Fahrwerksparameter und geometrischen Randbedingungen sowie die Einhaltung der Abmessungen und Positionen der Schnittstellen nachgewiesen.

Fahrzeugkonfiguration Komfort

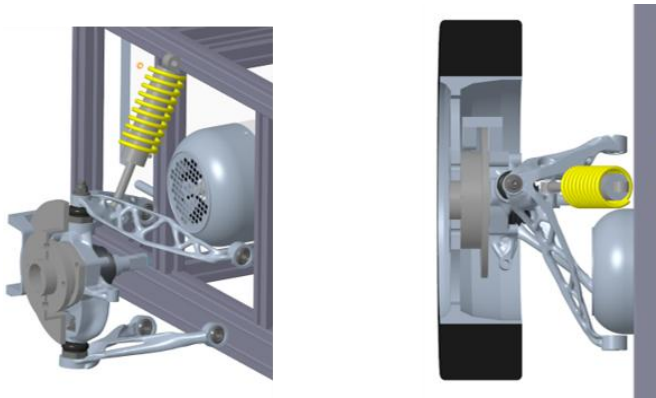


Abbildung B-41: Gesamtsystem der Fahrzeugkonfiguration Komfort, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Bad-24]

Fahrzeugkonfiguration Rallye

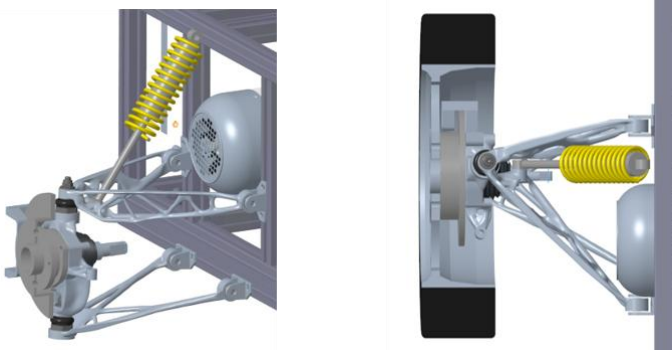


Abbildung B-42: Gesamtsystem der Fahrzeugkonfiguration Rallye, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Bad-24]

Fahrzeugkonfiguration Track

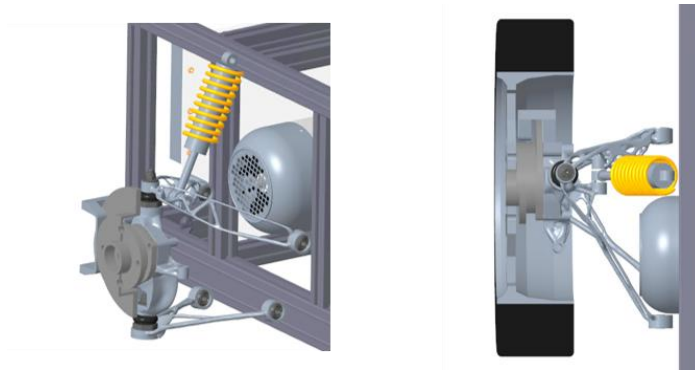


Abbildung B-43: Gesamtsystem der Fahrzeugkonfiguration Track, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Haw-24]

Fahrzeugkonfiguration Cargo

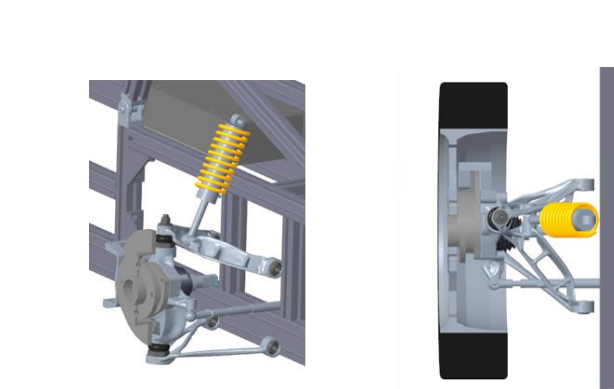


Abbildung B-44: Gesamtsystem der Vorderachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Haw-24]

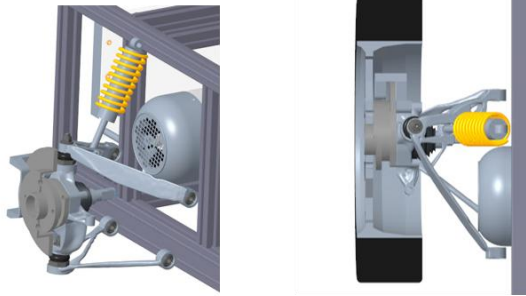


Abbildung B-45: Gesamtsystem der Hinterachse der Fahrzeugkonfiguration Cargo, links: Seitenansicht, rechts: Draufsicht [Haw-24]

Eigene Veröffentlichungen

Additively Manufactured Wheel Suspension System with Integrated Conductions and Optimized Structure

2024 Stuttgart International Symposium, 02.07.-03.07.2024

SAE Technical Paper 2024-01-2973, 02.07.2024

doi:10.4271/2024-01-2973

Steering System with Mechanical Coupling of the Wheels and the Possibility of Wheel Steering in Opposite Directions

2024 Stuttgart International Symposium, 02.07.-03.07.2024

SAE Technical Paper 2024-01-2970, 02.07.2024

doi:10.4271/2024-01-2970

Additively Manufactured Wheel Suspension System with Integrated Conductions

MDPI Vehicles 2024, 6; 27.06.2024

doi:10.3390/vehicles6030050

Lifting Actuator Concept and Design Method for Modular Vehicles with Autonomous Capsule Changing Capabilities

MDPI Vehicles 2024, Special Issue, Vehicle Design Processes 2nd Edition; 28.06.2024

doi:10.3390/vehicles6030051

Methodical Design of a Subframe for a Novel Modular Chassis Concept without Knowledge of Final Vehicle Parameters

SAE Journal of Commercial Vehicles; 22.02.2024

doi:10.4271/02-17-01-0006

Decouplable steering system with the possibility of same- and opposite-direction wheel engagement

chassis.tech plus 2022 – ATZ live; 05.07.-06.07.2022

doi:10.1007/978-3-662-68163-3_3

Fahrwerkskonzept für große Lastbereiche mit integrierter Hubfunktion

18. VDI-Tagung: Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn; 23.05.-24.05.2022

doi:10.51202/9783181023983

Chassis Concept for Large Load Ranges with integrated Level Control for the U-Shift Project

22. Internationales Stuttgarter Symposium; 15.03.-16.03.2022

doi:10.1007/978-3-658-37009-1_15

U-Shift II Vision and Projekt Goals

22. Internationales Stuttgarter Symposium; 15.03.-16.03.2022

doi:10.1007/978-3-658-37011-4_3

Patente und Offenlegungen

Radaufhängung

DE102021127309A1

Lenkgetriebe und Lenksystem mit Lenkgetriebe

DE102022113937B4

Achsenlenker

DE102023128425A1

Zusammenfassung genutzter Abschlussarbeiten

Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerkbaukastens

Autor: Lars Bader

In dieser Arbeit wird die Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerkbaukastens beschrieben, der es ermöglicht durch den Austausch einzelner Komponenten die fahrdynamischen Eigenschaften des Versuchsträgers „eVee“ zu verändern.

Für die Entwicklung des Fahrwerkbaukastens die vom Betreuer Fabian Weitz vorgegebene Methodik zur Entwicklung von Fahrwerksystemen genutzt. Randbedingungen und Ziele werden ebenso vom Betreuer vorgegeben.

Im Rahmen einer Literaturrecherche werden die konstruktiv beeinflussbaren Fahrwerkparameter ermittelt und für drei Anwendungsszenarien Kennwerte der Radaufhängung bestimmt. Als Basisszenario dient ein Kleinwagenkonzept für den Stadtverkehr. Die beiden anderen Szenarien orientieren sich an den Anforderungen eines Fahrzeugs der Oberklasse und eines Rallyefahrzeugs. Bei dem Fahrzeug der Oberklasse liegt der Schwerpunkt auf einer komfortorientierten Auslegung des Fahrwerks durch einen Anfahr- und Bremsnickausgleich. Das Rallyefahrzeug wird mit dem Fokus auf höhere fahrdynamische Ansprüche entwickelt. Hierbei werden ein größerer Federweg sowie umfangreiche Leichtbaumaßnahmen realisiert. Innerhalb des Baukastens werden die beiden Querlenker als variable Subsysteme und der Radträger als konstantes Element für alle Szenarien bestimmt. Die Auswahl der Werkstoffe und Fertigungsmethoden für die Konstruktion der Komponenten erfolgt unter Berücksichtigung der Vorgaben des jeweiligen Anwendungszwecks. Dabei wird sich für das Basis- und Oberklassefahrzeug an den realistischen Randbedingungen der Serienproduktion orientiert. Daher kommt eine Aluminiumgusslegierung zum Einsatz. Für das Rallyefahrzeug hingegen wird zunächst eine Aluminiumlegierung vorgesehen, die für die additive Fertigung geeignet ist, und anschließend eine Magnesiumgusslegierung mit geringerer Dichte. Die einzelnen Komponenten der Radaufhängung, sowie die komplette Baugruppe wird auf ihre Festigkeit

und Steifigkeit geprüft und nötigenfalls nachbearbeitet. Als Validierungskriterium wird dabei die Streckgrenze der Werkstoffe sowie eine maximale totale Verschiebung von 1,5 mm verwendet. Darüber hinaus wird durch die Validierung des Gesamtsystems gewährleistet, dass das Gesamtsystem über den gesamten Federweg hinweg auch für den erforderlichen Lenkwinkel freigängig ist. Nach der erfolgreichen Validierung stehen dem Versuchsträger an Vorder- und Hinterachse vier Querlenker sowie zwei Radträger zur Verfügung. Der Baukasten ermöglicht es durch den Austausch von Komponenten, von einem einfachen, ausreichenden Fahrverhalten zu einem komfortablen oder sportlichen geländegängigen Fahrverhalten zu wechseln.

Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerksbaukastens

Autor: Nico Hawryschko

In dieser Arbeit wird die Entwicklung und Konstruktion eines Fahrwerksbaukastens beschrieben, der es ermöglicht durch den Austausch einzelner Komponenten die fahrdynamischen Eigenschaften des Versuchsträgers „eVee“ zu verändern.

Für die Entwicklung des Fahrwerksbaukastens wird die vom Betreuer Fabian Weitz vorgegebene Methodik zur Entwicklung von Fahrwerksystemen genutzt. Randbedingungen und Ziele werden ebenso vom Betreuer vorgegeben.

Im Rahmen einer Literaturrecherche werden die konstruktiv beeinflussbaren Fahrwerksparameter ermittelt und für drei Anwendungsszenarien Kennwerte der Radaufhängung bestimmt. Als Basisszenario dient ein Kleinwagenkonzept für den Stadtverkehr. Die beiden anderen Szenarien orientieren sich an den Anforderungen eines leichten Nutzfahrzeuges und eines Rennsportfahrzeugs. Beim leichten Nutzfahrzeug liegt der Schwerpunkt auf einer kostengünstigen Auslegung des Fahrwerks und einer höheren Nutzlast. Das Rennsportfahrzeug wird mit dem Fokus auf höhere fahrdynamische Ansprüche entwickelt. Hierbei

werden ein Anfahr- und Bremsnickausgleich sowie umfangreiche Leichtbaumaßnahmen realisiert. Innerhalb des Baukastens werden die beiden Querlenker als variable Subsysteme und der Radträger als konstantes Element für alle Szenarien bestimmt. Die Auswahl der Werkstoffe und Fertigungsmethoden für die Konstruktion der Komponenten erfolgt unter Berücksichtigung der Vorgaben des jeweiligen Anwendungszwecks. Dabei wird sich für das Basisfahrzeug und das leichte Nutzfahrzeug an den realistischen Randbedingungen der Serienproduktion orientiert. Daher kommen eine Aluminium- und eine Eisengusslegierung zum Einsatz. Für das Rennsportfahrzeug hingegen werden eine Aluminium- und eine Titanlegierung vorgesehen, die für die additive Fertigung geeignet sind. Die einzelnen Komponenten der Radaufhängung, sowie die komplette Baugruppe wird auf ihre Festigkeit und Steifigkeit geprüft und nötigenfalls nachbearbeitet. Als Validierungskriterium wird dabei die Streckgrenze der Werkstoffe sowie eine maximale totale Verschiebung von 1,5 mm verwendet. Darüber hinaus wird durch die Validierung des Gesamtsystems gewährleistet, dass das Gesamtsystem über den gesamten Federweg hinweg auch für den erforderlichen Lenkwinkel freigängig ist. Nach der erfolgreichen Validierung stehen dem Versuchsträger an Vorder- und Hinterachse vier Querlenker sowie zwei Radträger zur Verfügung. Der Baukasten ermöglicht es durch den Austausch von Komponenten, von einem einfachen, ausreichenden Fahrverhalten zu einem sehr sportlichen Fahrverhalten oder einem Fahrzeug mit höherer Nutzlast zu wechseln.