

Tobias Nießing

# **Konzeptionierung und kinematische Optimierung einer Mehrlenkertorsionsachse für den Einsatz in einem batterieelektrischen Fahrzeug**

Herausgeber:  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Xiangfan Fang  
Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau FLB

**Konzeptionierung und kinematische Optimierung einer  
Mehrlenkertorsionsachse für den Einsatz in einem  
batterieelektrischen Fahrzeug**

Tobias Nießing

# **Siegener Schriftenreihe Automobiltechnik**

Hrsg. von Xiangfan Fang

Band 13

# Konzeptionierung und kinematische Optimierung einer Mehrlenkertorsionsachse für den Einsatz in einem batterieelektrischen Fahrzeug

DISSERTATION

zur Erlangung des Grades

eines Doktors der Ingenieurwissenschaften

eingereicht bei der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät

der Universität Siegen

Siegen 2025

vorgelegt von

Tobias Nießing, M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung:

12. November 2025

Betreuer u. erster Gutachter:

Professor Dr.-Ing. Xiangfan Fang

Universität Siegen

Zweiter Gutachter:

Professor Dr.-Ing. Roman Henze

Technische Universität Braunschweig

## **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über **<http://dnb.dnb.de>** abrufbar.

## **Impressum**

### **Herausgeber:**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Xiangfan Fang  
Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau  
Universität Siegen  
Breite Straße 11  
57076 Siegen  
Telefon: +49 271 740 2384  
Fax: +49 271 740 12384  
E-Mail: [info.flb@uni-siegen.de](mailto:info.flb@uni-siegen.de)

### **Druck:**

Uni Print, Universität Siegen

Siegen 2026: universi – Universitätsverlag Siegen  
[www.uni-siegen.de/universi](http://www.uni-siegen.de/universi)

Gedruckt auf alterungsbeständigem holz- und säurefreiem Papier.

**ISSN: 2568-0374 (Siegener Schriftenreihe Automobiltechnik)**

**ISBN: 978-3-96182-227-0**

**[doi.org/10.25819/ubsi/10864](https://doi.org/10.25819/ubsi/10864)**

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand vorwiegend während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau (FLB) der Universität Siegen sowie abseits der daran anschließenden beruflichen Tätigkeit bei der TRE GmbH.

In erster Linie gebührt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Xiangfan Fang, der mir über die Jahre hinweg stets mit Rat und Tat zur Seite stand und der neben der fachlichen auch die persönliche Entwicklung maßgeblich gefördert hat. Ebenso möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Roman Henze für die Übernahme des Zweitgutachtens und seine hilfreichen Hinweise sowie konstruktiven Anmerkungen bedanken. Darüber hinaus gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Kraemer sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Manns für ihre Unterstützung im Promotionsverfahren. Weiterhin bedanke ich mich auch bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen W. Betzler für die vielen wertvollen Hinweise und Anregungen.

Einen besonderen Dank möchte ich auch meinen ehemaligen Arbeitskollegen am FLB aussprechen, die stets für ein harmonisches Miteinander und starkes Gemeinschaftsgefühl gesorgt haben. Namentlich sind hier Dr.-Ing. Timo Schlichtung, Dr.-Ing. Kanlun Tan und Dr.-Ing. Jens Olschewski sowie Arno Reichmann und Petra Kauschke hervorzuheben, die mich insbesondere auch außerhalb der Arbeitszeit unterstützt haben. Ein zusätzliches Dankeschön gilt auch all den studentischen Hilfskräften und den Studierenden, die, im Rahmen ihrer Tätigkeiten bzw. ihrer Abschlussarbeiten, zu dieser Arbeit beigetragen haben.

Darüber hinaus möchte ich mich auch bei meinen Arbeitskollegen der TRE GmbH bedanken, die nicht nur für ein ausgezeichnetes Arbeitsklima sorgen, sondern mir auch in regelmäßigen Abständen den Rückzug vom Arbeitsalltag ermöglicht haben, um die Dissertation fertigstellen zu können.

Ein Großteil der Ergebnisse in dieser Arbeit wurde im Rahmen eines mithilfe des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) geförderten Verbundprojekts mit dem Namen „E-MLTA“ erarbeitet, weshalb mein Dank den beteiligten Projektpartnern gilt. Ohne die Unterstützung der CP Tech GmbH, der Schmedthenke Werkzeugbau GmbH sowie dem Labor für Fahrwerk- und Simulationstechnik der TH Köln wäre diese Arbeit nicht realisierbar gewesen. Ebenfalls gebührt mein Dank allen Beteiligten der assoziierten Projektpartner, dazu zählten die Ford-Werke GmbH, die Volkswagen AG, die Vorwerk Autotec GmbH & Co. KG sowie die Mubea Fahrwerksfedern GmbH.

Nicht zuletzt möchte ich mich von ganzem Herzen bei meiner Familie bedanken, ohne deren Rückhalt, Geduld und Liebe diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

*Tobias Nießing*

## Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird das Konzept einer neuartigen Hinterachse, der sogenannten Mehrlenkertorsionsachse, entwickelt. Durch die Integration eines umgedreht eingebauten Verbundlenkers in ein längsorientiertes Wattgestänge wird die Position des bauraumbegrenzenden Querträgers von dem ursprünglich aufbaufesten Längspol entkoppelt. Es eröffnet sich ein größerer, zusammenhängender Bauraum im Fahrzeugunterboden, welcher bei einem Einsatz in einem batterieelektrischen Fahrzeug dem Energiespeicher zugeordnet werden kann. Gleichzeitig lässt sich über die Anstellung der Radführungskomponenten in Seitenansicht weiterhin ein Längspol vor der Radmitte und damit auch eine positive Bremsabstützung gewährleisten.

Nachdem die grundlegende Topologie des Mechanismus‘ definiert ist, wird diese hinsichtlich der Kinematikpunkte optimiert. Dazu werden zunächst mehrere analytische Berechnungsansätze des Bewegungsablaufs vorgestellt und anschließend in einen Optimierungsalgorithmus integriert. Die Optimierung der Kinematikpunkte geschieht unter Berücksichtigung von globalen und lokalen Bauraumrandbedingungen sowie kinematischen, wie auch elastischen Soll- und Zielwerten. Diese beziehen sich dabei auf Kenndaten aus der Literatur sowie Charakteristika, welche speziell bei dem vorliegenden Mechanismus auftreten können.

Die sich ergebenden Eigenschaften werden anschließend sowohl auf Achs- als auch auf Gesamtfahrzeugebene mit einer herkömmlichen Verbundlenkerachse verglichen. Dazu wird die neuartige Hinterachse in ein mit Ballastmassen aufgelastetes Versuchsfahrzeug eingebaut und auf einem Prüfgelände erprobt. Zur besseren Interpretation kommen ergänzend Gesamtfahrzeugsimulationen zum Einsatz. Im Fokus dieser Versuche stehen dabei insbesondere die vertikaldynamischen Eigenschaften der neuen Achse hinsichtlich des Komforts bei verschiedenen Fahrbahnanregungen, aber auch das Bremsnickverhalten. Die gewonnen Ergebnisse lassen zudem Rückschlüsse auf die zuvor definierten Achseigenschaften zu. Mithilfe der Versuchsreihen ist es schließlich möglich eine Aussage zu treffen, ob sich das neue Achskonzept in einem fahrdynamisch auslegbaren Bereich befindet.

# Abstract

In this thesis, the concept of a new type of rear axle, the so-called multi-link torsion axle, is developed. By integrating a reversed twist-beam structure into a longitudinally orientated Watt's linkage, the position of the space-limiting cross beam is decoupled from the original longitudinal instant centre. This opens up an increased, homogenous package space in the vehicle underbody, which can be allocated to the traction battery when used in a battery electric vehicle. At the same time, a longitudinal instant centre in front of the wheel, and thus also positive anti-lift, can be ensured by the alignment of longitudinal links in side view.

Once the basic topology of the mechanism has been defined, it is optimised regarding the hardpoints. For this purpose, multiple analytical calculation approaches of the motion are presented and then integrated into an optimisation algorithm. The hardpoints are optimised with respect to global and local package boundary conditions, as well as kinematic and elastic requirements and target values. These refer to typical suspension characteristics found in literature, as well as characteristics that can occur specifically with the given mechanism.

The resulting properties are then compared with a conventional twist-beam axle at both the suspension and full-vehicle level. For this purpose, this new type of rear axle is installed in a demonstrator vehicle loaded with ballast masses and tested on a proving ground. Full-vehicle simulations are also used for better interpretation. These experiments focus particularly on the vertical dynamic properties of the new axle with respect to comfort for different road excitations as well as pitching under braking. The results obtained also allow conclusions to be drawn about the previously defined suspension characteristics. With the results of this test series, it is possible to conclude whether the new axle concept is within a tuneable range in terms of driving dynamics.

# Inhaltsverzeichnis

|                                                                          |      |
|--------------------------------------------------------------------------|------|
| Vorwort.....                                                             | v    |
| Zusammenfassung.....                                                     | vi   |
| Abstract.....                                                            | vii  |
| Inhaltsverzeichnis.....                                                  | viii |
| Symbolverzeichnis .....                                                  | xii  |
| Abkürzungs- und Hardpointsverzeichnis.....                               | xxx  |
| 1    Einleitung .....                                                    | 1    |
| 1.1    Motivation und Problemstellung.....                               | 1    |
| 1.2    Zielsetzung und Gliederung der Arbeit .....                       | 2    |
| 2    Grundlagen .....                                                    | 4    |
| 2.1    Anforderungen an die Radaufhängungen von PKW .....                | 5    |
| 2.2    Kinematische Kenngrößen der Radaufhängungen .....                 | 6    |
| 2.2.1    Kenngrößen der Längsdynamik .....                               | 7    |
| 2.2.2    Kenngrößen der Querdynamik .....                                | 9    |
| 2.3    Modelle zur Beschreibung der Querdynamik.....                     | 11   |
| 2.3.1    Einspurmodell .....                                             | 11   |
| 2.3.2    Zweispurmodell.....                                             | 15   |
| 2.4    Modelle und Methoden zur Beschreibung des Fahrkomforts .....      | 21   |
| 2.4.1    Modellierung und Kategorisierung von Fahrbahnunebenheiten ..... | 21   |
| 2.4.2    Zwei-Massen-Schwinger .....                                     | 25   |
| 2.4.3    Einspurmodell der Vertikaldynamik .....                         | 30   |
| 2.4.4    Modellierung des Sitz-Mensch Ersatzsystems.....                 | 32   |
| 2.4.5    Objektive Bewertung durch den Menschen .....                    | 33   |
| 2.5    Grundlagen zur Optimierung .....                                  | 39   |
| 2.5.1    SQP-Optimierung.....                                            | 40   |

---

|         |                                                                    |    |
|---------|--------------------------------------------------------------------|----|
| 2.5.2   | Globale Optimierung und Multi-Start .....                          | 41 |
| 2.6     | Grundlagen der Mehrkörpersimulation .....                          | 42 |
| 3       | Stand der Technik .....                                            | 46 |
| 3.1     | Deichselachse .....                                                | 46 |
| 3.2     | Schwertlenkerachse .....                                           | 48 |
| 3.3     | Raumlenkerachse .....                                              | 50 |
| 3.4     | Torsionskurbelachse .....                                          | 53 |
| 3.5     | Verbundlenkerachse .....                                           | 55 |
| 3.6     | Bauraumbedarf bei verschiedenen Antriebskonzepten.....             | 60 |
| 3.6.1   | Verbrennungsmotor.....                                             | 60 |
| 3.6.2   | Batterieelektrische Fahrzeuge .....                                | 61 |
| 3.6.2.1 | Antriebsbatterie .....                                             | 62 |
| 3.6.2.2 | Radnaben- und radnahe Antriebe .....                               | 63 |
| 3.6.2.3 | Zentralmotoren.....                                                | 66 |
| 4       | Vorstellung der Mehrlenkertorsionsachse.....                       | 70 |
| 4.1     | Vorüberlegungen zum Gelenkkonzept.....                             | 71 |
| 4.2     | Definition der Fahrzeugvarianten.....                              | 76 |
| 4.2.1   | Variante A - Serienfahrzeug .....                                  | 76 |
| 4.2.2   | Variante B – Demonstratorfahrzeug mit Ballastmassen.....           | 77 |
| 4.2.3   | Variante C – Demonstratorfahrzeug mit Ballastmassen und MLTA ..... | 79 |
| 4.3     | Sicherheitskonzept.....                                            | 81 |
| 5       | Analyse und Optimierung des Konzepts auf Achsebene .....           | 83 |
| 5.1     | Kinematische Ersatzmodelle .....                                   | 83 |
| 5.1.1   | Mehrlenkeransatz.....                                              | 84 |
| 5.1.2   | Ansatz mit Inline-Gelenken.....                                    | 88 |
| 5.1.3   | Ansatz mit Drehschubgelenk.....                                    | 93 |
| 5.1.4   | Vergleich der Ansätze .....                                        | 94 |

---

|         |                                                              |     |
|---------|--------------------------------------------------------------|-----|
| 5.2     | Optimierung der Kinematik .....                              | 96  |
| 5.2.1   | Definition der Zielfunktion .....                            | 98  |
| 5.2.2   | Randbedingungen .....                                        | 101 |
| 5.2.2.1 | Bauraum .....                                                | 101 |
| 5.2.2.2 | Elastokinematik .....                                        | 103 |
| 5.2.2.3 | Kinematik .....                                              | 107 |
| 5.2.3   | Ergebnisse der Optimierung .....                             | 109 |
| 5.3     | Federungs- und Dämpfungseigenschaften .....                  | 112 |
| 5.4     | Eigenschaftsprofil im Vergleich zur Verbundlenkerachse ..... | 117 |
| 6       | Analyse des Achskonzepts im Gesamtfahrzeug .....             | 120 |
| 6.1     | Verhalten bei ebener Bremsung .....                          | 120 |
| 6.1.1   | Vollfahrzeugmodell .....                                     | 120 |
| 6.1.2   | Analyse des Bremsnickverhaltens .....                        | 121 |
| 6.2     | Verhalten infolge vertikaler Anregungen .....                | 123 |
| 6.2.1   | Messfahrzeug .....                                           | 124 |
| 6.2.2   | Sitz-Mensch Ersatzmodell .....                               | 126 |
| 6.2.3   | Verhalten auf unebener Fahrbahn .....                        | 128 |
| 6.2.4   | Verhalten bei Hindernisüberfahrt .....                       | 137 |
| 7       | Zusammenfassung und Ausblick .....                           | 143 |
| 7.1     | Zusammenfassung .....                                        | 143 |
| 7.2     | Ausblick .....                                               | 145 |
| A       | Anhang .....                                                 | 146 |
| A.1     | Simulink-Modell Zwei-Massen-Schwinger .....                  | 146 |
| A.2     | Datenübersicht Referenzfahrzeugs .....                       | 147 |
| A.3     | Rekonstruktion HV-Batteriemodelle .....                      | 148 |
| A.4     | Zusammensetzung Masse BMW i3 Batteriemodell .....            | 149 |
| A.5     | Lage der Ersatzmassen im Gesamtfahrzeugmodell .....          | 150 |

---

|                                                            |                                                                          |     |
|------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|-----|
| A.6                                                        | Hardpoints zum Vergleich der kinematischen Ersatzmodelle .....           | 151 |
| A.7                                                        | Quadervolumina zur Definition der Bauraumrandbedingungen .....           | 152 |
| A.8                                                        | Kinematikpunkte als Ergebnis der Optimierung .....                       | 153 |
| A.9                                                        | Optimierungsergebnisse der lokalen Minima .....                          | 154 |
| A.10                                                       | Eigenschaftsprofil bei verschiedenen Beladungszuständen .....            | 160 |
| A.11                                                       | Kennlinie MLTA Dämpfer .....                                             | 162 |
| A.12                                                       | Ideale Bremskraftverteilung der drei Fahrzeugvarianten .....             | 163 |
| A.13                                                       | Ausgewertete Messstellen zur Komfotevaluation .....                      | 164 |
| A.14                                                       | Prüfgeländeplan.....                                                     | 165 |
| A.15                                                       | Komfortrelevante Kennwerte der TBA-Variante auf unebener Fahrbahn .....  | 166 |
| A.16                                                       | Komfortrelevante Kennwerte der MLTA-Variante auf unebener Fahrbahn ..... | 167 |
| A.17                                                       | Komfortrelevante Kennwerte bei Überfahrt eines Einzelhindernisses .....  | 168 |
| A.18                                                       | Berechnung Relativbewegung Rad zu Aufbau .....                           | 169 |
| Literaturverzeichnis .....                                 |                                                                          | 170 |
| Publikationen des Autors mit Bezug zur Dissertation.....   |                                                                          | 183 |
| Betreute Abschlussarbeiten mit Bezug zur Dissertation..... |                                                                          | 184 |

# Symbolverzeichnis

## Erläuterungen

|                                                                       |                                                                                  |
|-----------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| $a$                                                                   | Skalare Größe                                                                    |
| $\underline{a}$                                                       | Spaltenvektor                                                                    |
| $\underline{a}^T$                                                     | Zeilenvektor                                                                     |
| $\hat{a}$                                                             | Komplexer Phasor                                                                 |
| $\tilde{a}$                                                           | Effektivwert                                                                     |
| $\hat{a}$                                                             | Amplitude                                                                        |
| $\mathbf{A}$                                                          | Matrix                                                                           |
| $\mathbf{A}^{-1}$                                                     | Inverse Matrix                                                                   |
| $\mathbf{A}^T$                                                        | Transponierte Matrix                                                             |
| $\dot{r} = \frac{dr}{dt} = v$                                         | Ableitung hinsichtlich der Zeit, Geschwindigkeit                                 |
| $\ddot{r} = \frac{d^2r}{dt^2} = a$                                    | Zweifache Ableitung hinsichtlich der Zeit, Beschleunigung                        |
| ${}^C\underline{r}_A$                                                 | Ortsvektor zu Punkt A dargestellt im KOS C                                       |
| ${}^C\underline{r}_{A,B} = {}^C\underline{r}_B - {}^C\underline{r}_A$ | Abstandsvektor von dem Punkt A zu Punkt B dargestellt im KOS C                   |
| $\Delta x_{A,B}$                                                      | x-Komponente des Abstandsvektor von A zu B (y, z analog)                         |
| $F_{x,A}$                                                             | Kraft in x-Richtung ausgewertet an Punkt A (y, z analog)                         |
| $\underline{\nabla}_x$                                                | Nabla-Operator für die partiellen Ableitungen nach den Optimierungsvariablen $x$ |

---

**Indizes**

|              |                                                           |
|--------------|-----------------------------------------------------------|
| <i>f/r</i>   | Vorne/hinten                                              |
| <i>le/ri</i> | Links/rechts                                              |
| <i>B</i>     | Aufbau                                                    |
| <i>Ba</i>    | Rückenlehne – Ausgangssignal des Sitz-Mensch Ersatzsystem |
| <i>Back</i>  | Rücken – Eingangssignal des Sitz-Mensch Ersatzsystem      |
| <i>C</i>     | Schwerpunkt                                               |
| <i>D</i>     | Dämpfer                                                   |
| <i>Fe</i>    | Füße                                                      |
| <i>Hip</i>   | Hüfte – Eingangssignal Sitz-Mensch Ersatzsystem           |
| <i>i</i>     | Laufvariable z.B. Richtungen bei der Komfortevaluation    |
| <i>IC</i>    | Längspol IC                                               |
| <i>K</i>     | Radträger                                                 |
| <i>PWT</i>   | Gleichseitiger Radhub                                     |
| <i>Se</i>    | Sitzkissen – Ausgangssignal Sitz-Mensch Ersatzsystem      |
| <i>SH</i>    | Sitz-Mensch Ersatzsystem                                  |
| <i>Sp</i>    | Feder                                                     |
| <i>St</i>    | Sitzschiene                                               |
| <i>STP</i>   | Seilzugpotentiometer                                      |
| <i>TM</i>    | Dämpfer oben                                              |
| <i>V</i>     | Gesamtfahrzeug                                            |
| <i>WC</i>    | Radmittelpunkt WC                                         |
| <i>WP</i>    | Radaufstandspunkt WP                                      |

## Koordinatensysteme

|                                                                             |                                                                                                   |
|-----------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\{\underline{O}_I, \underline{x}_I, \underline{y}_I, \underline{z}_I\}$    | Inertialsystem zur Beschreibung der Konstruktionspunkte                                           |
| $\{\underline{C}_V, \underline{x}_B, \underline{y}_B, \underline{z}_B\}$    | Aufbaufestes Koordinatensystem zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung                              |
| $\{\underline{C}_i, \underline{x}_i, \underline{y}_i, \underline{z}_i\}$    | Lokales Koordinatensystem von Körper $i$                                                          |
| $\{\underline{Q}_{le}, \underline{x}_R, \underline{y}_R, \underline{z}_R\}$ | Lokales Referenzkoordinatensystem am linken Schnittpunkt der Querträgerdreh- und Längslenkerachse |

## Variablen

|                              |                                                                                                     |
|------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $a_{B,y}$                    | Querbeschleunigung am Aufbauschwerpunkt                                                             |
| $a_{C,y}$                    | Querbeschleunigung am Fahrzeugschwerpunkt                                                           |
| $\underline{a}_i$            | Translatorische Beschleunigung von Körper $i$                                                       |
| $\underline{a}_i^T$          | $i$ -ter Zeilenvektor der Koeffizientenmatrix $\mathbf{A}_{(p/o)}$                                  |
| $\overline{\underline{a}}_i$ | Lokale translatorische Beschleunigungsanteile von Körper $i$                                        |
| $a_{OWT}$                    | (Näherungsweise) Drehachse für den wechselseitigen Radhub                                           |
| $\mathbf{A}_{(p/o)}$         | Von den Kinematikpunkten abhängige Koeffizientenmatrix für parallele und wechselseitige Einfederung |
| $a_{PWT}$                    | (Näherungsweise) Drehachse für den parallelen Radhub                                                |
| $a_r$                        | Drehachse eines redundanten Freiheitsgrades                                                         |
| $\underline{a}_{St}$         | Beschleunigungsvektor an der Sitzschiene                                                            |
| $a_{TM,f/r,le/ri,z}$         | Vertikale Beschleunigung am vorderen/hinteren linken/rechten Domlager                               |
| $a_w$                        | Frequenzgewichtete Beschleunigung                                                                   |
| $a_{w,i}$                    | Frequenzgewichtete Beschleunigung in Richtung $i$                                                   |
| $a_{w,Se,z,j}$               | Im $j$ -ten diskreten Frequenzband gewichtete vertikale Beschleunigung am Sitzkissen                |
| $b$                          | Spurweite bzw. Lateraler Abstand zwischen zwei Punkten                                              |
| $\underline{b}$              | Ergebnisvektor                                                                                      |

---

|                                 |                                                                                        |
|---------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|
| $b_B$                           | Stützweite der Aufbaugummilager einer Verbundlenkerachse                               |
| $b_{Sp,f/r}$                    | Federspurweite vorne/hinten                                                            |
| $b_{St,f/r}$                    | Stabilisatorspurweite vorne/hinten                                                     |
| $b_{STP,r}$                     | Spurweite der Seilzugpotentiometer                                                     |
| $b_{TM,f/r}$                    | Spurweite der vorderen/hinteren Domlager                                               |
| $b_{WP}$                        | Spurweite                                                                              |
| $b_{WP,f/r}$                    | Spurweite vorne/hinten                                                                 |
| $c_\alpha$                      | Schräglaufsteifigkeit                                                                  |
| $c_\psi$                        | Lagersteifigkeit in rotatorischer Hauptrichtung eines Systems aus mehreren Gummilagern |
| $\mathbf{C}$                    | Jakobi-Matrix der Bindungsgleichung                                                    |
| $\dot{\underline{\mathbf{C}}}$  | Vektor der lokalen Geschwindigkeit an den Bindungen                                    |
| $\ddot{\underline{\mathbf{C}}}$ | Vektor der lokalen Beschleunigung an den Bindungen                                     |
| $c_{ax}$                        | Axiale Gummilagersteifigkeit                                                           |
| $C_B$                           | Schwerpunkt Aufbaumasse                                                                |
| $C_i$                           | Schwerpunkt von Körper $i$                                                             |
| $c_I$                           | Lagersteifigkeit in erster Hauptrichtung eines Systems aus mehreren Gummilagern        |
| $c_{II}$                        | Lagersteifigkeit in zweiter Hauptrichtung eines Systems aus mehreren Gummilagern       |
| $c_{B,f/r}$                     | Aufbaufederrate vorne/hinten                                                           |
| $c_{B,lin}$                     | Linearisierte Aufbaufederrate                                                          |
| $C_{B,x/z}$                     | x/z-Koordinate des Aufbauschwerpunkts                                                  |
| $cf_i$                          | Crest Factor für Richtung $i$                                                          |
| $c_{le/ri}$                     | Konstante zur Bestimmung der Verdrehrichtung der linken/rechten Verbundlenkerhälfte    |
| $c(\mathbf{P}(t_0))$            | Randbedingungen in Abhängigkeit der Kinematikpunkte                                    |

---

|                                   |                                                                                               |
|-----------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|
| $c_{rad}$                         | Radiale Gummilagersteifigkeit                                                                 |
| $c_{RC,f/r}$                      | Rolldrehfederrate vorne/hinten                                                                |
| $CRV_{Se,x/y/z}$                  | Component Ride Value für x-/y-/z- Beschleunigung am Sitzkissen                                |
| $c_{S,f/r}$                       | Ersatz-Schräglaufsteifigkeit unter Einfluss der Elastokinematik                               |
| $c_{SH}$                          | Federsteifigkeit Sitz-Mensch Ersatzsystem                                                     |
| $c_{Sp,f/r}$                      | Federsteifigkeit vorne/hinten                                                                 |
| $c_{St,f/r}$                      | Stabilisatorsteifigkeit vorne/hinten                                                          |
| $c_{tor,r}$                       | Torsionsfederrate Stabilisator bzw. Querträger hinten                                         |
| $c_{US,f/r}$                      | Federkonstante der ungefederten Masse vorne/hinten                                            |
| $C_V$                             | Gesamtfahrzeugschwerpunkt                                                                     |
| $\underline{c}(\underline{x})$    | $k + l$ -dimensionalen Vektor der Gleich- und Ungleichheitsrestriktionen                      |
| $\underline{c}(\underline{y}, t)$ | Vektor der Bindungsgleichungen                                                                |
| $d_{B,f/r}$                       | Aufbaudämpfungskonstante vorne/hinten                                                         |
| $d_{B,lin}$                       | Linearisierte Aufbaudämpfungskonstante                                                        |
| $D_{B,lin}$                       | Linearisiertes Aufbaudämpfungsmaß                                                             |
| $D_B$                             | Aufbaudämpfungsmaß                                                                            |
| $D_{B,z}$                         | Hub-Aufbaudämpfungsmaß                                                                        |
| $D_{B,\vartheta}$                 | Nick-Aufbaudämpfungsmaß                                                                       |
| $DOF$                             | Freiheitsgrad                                                                                 |
| $\dot{d}_{SC,ri}$                 | Betrag der Geschwindigkeit des Längenausgleichs im Schubmittelpunkt des rechten Ersatzkörpers |
| $d_{SH}$                          | Dämpfungskonstante Sitz-Mensch Ersatzsystem                                                   |
| $D_{SH}$                          | Dämpfungsmaß Sitz-Mensch Ersatzsystem                                                         |
| $\dot{d}_{U,ri}$                  | Betrag der Geschwindigkeit des Längenausgleichs im rechten Aufbaulager                        |

---

|                             |                                                                                                                                      |
|-----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $d_{US,f/r}$                | Dämpfungskonstante der ungefederten Masse vorne/hinten                                                                               |
| $EG$                        | Eigenlenkgradient                                                                                                                    |
| $\underline{e}_{DL}$        | Einheitsvektor an $DL$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                      |
| $\underline{e}_i$           | Einheitsvektor an $i$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                       |
| $e_i$                       | Zielwert $i$                                                                                                                         |
| $\underline{e}_{lr}$        | Einheitsvektor vom linken zum rechten Aufbaulager                                                                                    |
| $e_{\Delta\delta,OWT}$      | Fehlerfunktion für den wechselseitigen Spurgradienten                                                                                |
| $\underline{e}_{RL}$        | Einheitsvektor an $RL$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                      |
| $\underline{e}_{RU,ri}$     | Einheitsvektor der Drehachse des rechten Drehgelenks $RU$                                                                            |
| $\underline{e}_{RUi}$       | Einheitsvektor an $RU_i$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                    |
| $\underline{e}_{RUi,(p/o)}$ | Einheitsvektor an $RU_i$ in Richtung der gegenüberliegenden aufbauseitigen Anbindung für das parallele bzw. wechselseitige Einfedern |
| $\underline{e}_{RUo}$       | Einheitsvektor an $RU_o$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                    |
| $\underline{e}_{RUo,(p/o)}$ | Einheitsvektor an $RU_o$ in Richtung der gegenüberliegenden aufbauseitigen Anbindung für das parallele bzw. wechselseitige Einfedern |
| $e_{total}$                 | Gesamtfehlerfunktion als Zielfunktion der Optimierung                                                                                |
| $D_{B,\vartheta}$           | Nick-Aufbaudämpfungsmaß                                                                                                              |
| $DOF$                       | Freiheitsgrad                                                                                                                        |
| $\dot{d}_{SC,ri}$           | Betrag der Geschwindigkeit des Längenausgleichs im Schubmittelpunkt des rechten Ersatzkörpers                                        |
| $d_{SH}$                    | Dämpfungskonstante Sitz-Mensch Ersatzsystem                                                                                          |
| $D_{SH}$                    | Dämpfungsmaß Sitz-Mensch Ersatzsystem                                                                                                |
| $\dot{d}_{Uri}$             | Betrag der Geschwindigkeit des Längenausgleichs im rechten Aufbaulager                                                               |
| $d_{US,f/r}$                | Dämpfungskonstante der ungefederten Masse vorne/hinten                                                                               |

---

|                             |                                                                                                                                      |
|-----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $EG$                        | Eigenlenkgradient                                                                                                                    |
| $\underline{e}_{DL}$        | Einheitsvektor an $DL$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                      |
| $\underline{e}_i$           | Einheitsvektor an $i$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                       |
| $e_i$                       | Zielwert $i$                                                                                                                         |
| $\underline{e}_{lr}$        | Einheitsvektor vom linken zum rechten Aufbaulager                                                                                    |
| $e_{\Delta\delta,OWT}$      | Fehlerfunktion für den wechselseitigen Spurgradienten                                                                                |
| $\underline{e}_{RL}$        | Einheitsvektor an $RL$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                      |
| $\underline{e}_{RU,ri}$     | Einheitsvektor der Drehachse des rechten Drehgelenks $RU$                                                                            |
| $\underline{e}_{RUi}$       | Einheitsvektor an $RU_i$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                    |
| $\underline{e}_{RUi,(p/o)}$ | Einheitsvektor an $RU_i$ in Richtung der gegenüberliegenden aufbauseitigen Anbindung für das parallele bzw. wechselseitige Einfedern |
| $\underline{e}_{RUo}$       | Einheitsvektor an $RU_o$ in Richtung der aufbauseitigen Anbindung                                                                    |
| $\underline{e}_{RUo,(p/o)}$ | Einheitsvektor an $RU_o$ in Richtung der gegenüberliegenden aufbauseitigen Anbindung für das parallele bzw. wechselseitige Einfedern |
| $e_{total}$                 | Gesamtfehlerfunktion als Zielfunktion der Optimierung                                                                                |
| $f$                         | Frequenz                                                                                                                             |
| $\Delta f$                  | Diskretes Frequenzband                                                                                                               |
| $\Delta f(\mathbf{P}(t_0))$ | Änderung der Zielfunktion                                                                                                            |
| $f_{0,B,z}$                 | Aufbauhubeligenfrequenz                                                                                                              |
| $f_{0,B,z}$                 | Aufbaunickeigenfrequenz                                                                                                              |
| $f_{0,SH}$                  | Eigenfrequenz Sitz-Mensch Ersatzsystem                                                                                               |
| $f_{0,US}$                  | Eigenfrequenz der ungefederten Masse                                                                                                 |
| $F_{D,WC}$                  | Auf Radmitte projizierte Dämpfungskraft                                                                                              |
| $F_{WP,res,r}$              | Kraftresultierende am hinteren Radaufstandspunkt                                                                                     |

---

|                                |                                                                             |
|--------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|
| $F_{Sp}$                       | Kraft in der Feder                                                          |
| $F_{Sp,WC}$                    | Auf Radmitte projizierte Federkraft                                         |
| $\Delta F_{Sp,WP,r}$           | Auf Radaufstandspunkt projizierte Federkraftänderung hinten                 |
| $F_{susp,r}$                   | Abstützende Kraft der Radaufhängung hinten                                  |
| $F_{WP,\alpha,le/ri}$          | Querkraft am linken/rechten Radaufstandspunkt infolge des Schräglaufwinkels |
| $F_{WP,\gamma,le/ri}$          | Querkraft am linken/rechten Radaufstandspunkt infolge des Sturzwinkels      |
| $F_{WP,\gamma,f/r}$            | Querkraft am Radaufstandspunkt vorne/hinten                                 |
| $F_{WP,\gamma,le/ri}$          | Gesamt-Querkraft am Radaufstandspunkt links/rechts                          |
| $\Delta F_{WP,\gamma,i/o}$     | Querkraftdifferenz am kurveninneren -/äußeren Radaufstandspunkt             |
| $\Delta F_{WP,z,r}$            | Radlastdifferenz am Radaufstandspunkt hinten                                |
| $F_{WP,z,stat}$                | Stationäre Radlast                                                          |
| $f(\underline{x})$             | Skalare Zielfunktion des Optimierungsproblems                               |
| $f$                            | Anzahl der Freiheitsgrade eines Mehrkörpersystems in Schleifenstruktur      |
| $f_{B,lin}$                    | Linearisierte Aufbaueigenfrequenz                                           |
| $f_i$                          | Freiheitsgrad von Gelenk $i$                                                |
| $\underline{F}_{i,e}$          | Eingeprägte Kräfte auf Körper $i$                                           |
| $\underline{F}_{i,r}$          | Reaktionskräfte auf Körper $i$                                              |
| $f(\mathbf{P}(t_0))$           | Zielfunktion in Abhängigkeit der Kinematikpunkte                            |
| $g$                            | Gravitationsbeschleunigung; Anzahl der Gelenke                              |
| $G$                            | $n$ -dimensionales Optimierungsgebiet                                       |
| $\underline{g}(\underline{x})$ | $k$ -dimensionalen Vektor der Ungleichheitsrestriktionen                    |
| $\underline{h}(\underline{x})$ | $l$ -dimensionalen Vektor der Gleichheitsrestriktionen                      |
| $\Delta h$                     | Abstand Aufbauschwerpunkt zur Rollachse                                     |

---

|                                                        |                                                                                                                                        |
|--------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $H_{Ba}(f)$                                            | Übertragungsfunktion des Sitz-Mensch Ersatzsystems für die Rückenlehne in longitudinaler Richtung                                      |
| $h_C$                                                  | Schwerpunktshöhe Gesamtfahrzeug                                                                                                        |
| $h_{RC}$                                               | Rollzentrumshöhe                                                                                                                       |
| $H_{Se}(f)$                                            | Übertragungsfunktion des Sitz-Mensch Ersatzsystems für das Sitzkissen in vertikaler Richtung                                           |
| $\mathbf{H}(\underline{x}_i)$                          | Hesse-Matrix an die Zielfunktion zum Zeitschritt $i$                                                                                   |
| $h_{US,r}$                                             | Schwerpunktshöhe der hinteren ungefederten Masse                                                                                       |
| $i$                                                    | Imaginäre Einheitszahl; Laufvariable über Richtungen, Iterationsschritte, Gelenke, Körper, Hardpoints und Zielwerte                    |
| $I_{B,y}$                                              | Nickträgheit Aufbaumasse                                                                                                               |
| $\mathcal{L}(\underline{x}, \underline{\lambda})$      | Lagrange-Funktion in Abhängigkeit von den Optimierungsvariablen $\underline{x}$ und den Lagrange-Multiplikatoren $\underline{\lambda}$ |
| $i_S$                                                  | Lenkübersetzung                                                                                                                        |
| $i_{Sp}$                                               | Federübersetzung                                                                                                                       |
| $i_{Sp,OWT,f/r}$                                       | Wechselseitige Federübersetzung vorne/hinten                                                                                           |
| ${}^I\mathbf{I}_i$                                     | Trägheitstensor von Körper $i$ dargestellt im Inertialsystem                                                                           |
| $I_{V,z}$                                              | Gierträgheit Gesamtfahrzeug                                                                                                            |
| $j$                                                    | Laufvariable über alle Frequenzbänder, Restriktionen und Zeitschritte                                                                  |
| $\mathbf{J}_{Ti}$                                      | Jakobi-Matrix der Translation von Körper $i$                                                                                           |
| $\mathbf{J}_{Ri}$                                      | Jakobi-Matrix der Rotation von Körper $i$                                                                                              |
| $k_{\varepsilon,b,r}$                                  | Bremsnickausgleich hinten                                                                                                              |
| $k$                                                    | Laufvariable für Amplituden der Fahrbahnunebenheit; Anzahl der Ungleichheitsrestriktionen                                              |
| $\underline{k}(\underline{y}, \underline{\dot{y}}, t)$ | Vektor der verallgemeinerten Coriolis-, Zentrifugal- und Kreiselkräfte                                                                 |
| $k_{Ba,x/y/z}$                                         | Korrekturfaktor an Rückenlehne für Frequenzgewichtungsfunktion in x/y/z-Richtung                                                       |

---

|                                |                                                                                  |
|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| $k_{Fe,x/y/z}$                 | Korrekturfaktor an Füßen für Frequenzgewichtungsfunktion in x/y/z-Richtung       |
| $k_{r,x/y/z}$                  | Rotatorische Korrekturfaktoren für Frequenzgewichtungsfunktion um x/y/z-Richtung |
| $k_{Se,x/y/z}$                 | Korrekturfaktor an Sitzkissen für Frequenzgewichtungsfunktion in x/y/z-Richtung  |
| $l$                            | Anzahl der Gleichheitsrestriktionen                                              |
| $l_{f/r}$                      | Longitudinaler Abstand Vorder-/Hinterachse zum Schwerpunkt                       |
| $\underline{l}_{RU,\perp}$     | Senkrechter Abstandsvektor von $RU$ zur Drehachse der Verbundlenkersubstruktur   |
| $l_{SH}$                       | Longitudinaler Abstand Sitz-Mensch Ersatzsystem zum Schwerpunkt                  |
| $l_{TM}$                       | Longitudinaler Abstand zwischen den vorderen und hinteren Domlagern              |
| $l_{WP}$                       | Radstand                                                                         |
| $M$                            | Gesamtheit aller Schnittstellen zur Evaluation des gefühlten Diskomforts         |
| $\mathbf{M}(\underline{y}, t)$ | Massenmatrix des Mehrkörpersystems                                               |
| $M_{B,x}$                      | Aufbauwankmoment                                                                 |
| $M_{B,x,r}$                    | An Hinterachse abgestütztes Aufbauwankmoment                                     |
| $m_B$                          | Gefederte Masse, Aufbaumasse                                                     |
| $m_{Bat}$                      | Masse Antriebsbatterie                                                           |
| $m_{B,r}$                      | Aufbaumasse an Hinterachse                                                       |
| $m_{EMot}$                     | Masse Elektromotor                                                               |
| $m_{Fuel}$                     | Masse Kraftstoff                                                                 |
| $m_i$                          | Masse von Körper $i$                                                             |
| $m_{ICE}$                      | Masse Verbrennungsmotor                                                          |
| $\underline{M}_{i,e}$          | Eingeprägte Momente auf Körper $i$                                               |
| $\underline{M}_{i,r}$          | Reaktionsmomente am Körper $i$                                                   |

---

|                                                        |                                                                                                 |
|--------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $m_{SH}$                                               | Masse Sitz-Mensch Ersatzsystem                                                                  |
| $m_{US}$                                               | Ungefederte Masse                                                                               |
| $m_V$                                                  | Gesamtfahrzeugmasse                                                                             |
| $m_{VarA}$                                             | Masse Variante A (Serienfahrzeug)                                                               |
| $m_{VarB}$                                             | Masse Variante B (Serienfahrzeug mit Ballastmassen)                                             |
| $N$                                                    | Gesamtheit der diskreten Frequenzen                                                             |
| $n$                                                    | Anzahl der Optimierungsvariablen                                                                |
| $ORV$                                                  | Overall Ride Value über alle Schnittstellen zur Evaluation des gesamten Diskomforts             |
| $OVDV$                                                 | Overall Vibration Dose Value über alle relevanten Schnittstellen zur Evaluation des Diskomforts |
| $p$                                                    | Anzahl der starren Körper                                                                       |
| $P2P_{r,i}$                                            | Peak-to-Peak-Wert in Richtung $i$ nach Kontakt der Hinterachse                                  |
| $\Delta P$                                             | Änderung an den Kinematikpunkten infolge des Optimierungsalgorithmus                            |
| $P_{initial}(t_0)$                                     | Gesamtheit aller Startkinematikpunkte in Konstruktionslage                                      |
| $\underline{P}_{i,initial}(t_0)$                       | Startvektor zum Kinematikpunkt $i$ in Konstruktionslage $t_0$                                   |
| $\underline{P}_i(t_j)$                                 | Vektor zum Kinematikpunkt $i$ am Zeitpunkt $t_j$                                                |
| $P(t_0)$                                               | Gesamtheit aller Kinematikpunkte in Konstruktionslage                                           |
| $P(t_j)$                                               | Gesamtheit aller Kinematikpunkte am Zeitpunkt $t_j$                                             |
| $\mathcal{P}_{opt}$                                    | Restringiertes Optimierungsproblem                                                              |
| $p(PWT > 60mm)$                                        | Wahrscheinlichkeit des Überschreitens eines relativen Radhubs von über 60 mm                    |
| $PRV_{Se}$                                             | Point Ride Value über alle Richtungen am Sitzkissen                                             |
| $Q$                                                    | Schnittpunkt der Querträgerdreh- und Längslenkerachse                                           |
| $\underline{q}(\underline{y}, \underline{\dot{y}}, t)$ | Vektor der verallgemeinerten eingprägten Kräfte                                                 |
| $r$                                                    | Anzahl der redundanten Freiheitsgrade                                                           |
| $r_C$                                                  | Kurvenradius am Fahrzeugschwerpunkt                                                             |

---

|                           |                                                                 |
|---------------------------|-----------------------------------------------------------------|
| $\underline{r}_{Ci}$      | Vektor zum Schwerpunkt von Körper $i$                           |
| $\underline{r}_{DL}$      | Vektor von der Radmitte nach $DL$                               |
| $\underline{r}_i$         | Vektor von der Radmitte zum Punkt $i$                           |
| $\underline{r}_{lr}$      | Vektor vom linken zum rechten Aufbaulager                       |
| $RMQ_i$                   | Root-Mean-Quad Wert für Richtung $i$                            |
| $\underline{r}_{RL}$      | Vektor von der Radmitte nach $RL$                               |
| $\underline{r}_{RU_i}$    | Vektor von der Radmitte nach $RU_i$                             |
| $\underline{r}_{RU_o}$    | Vektor von der Radmitte nach $RU_o$                             |
| $\underline{r}_{RU,RL}$   | Vektor von der Drehachse an $RU$ zum unteren Punkt $RL$         |
| $\underline{r}_{RU,WC}$   | Vektor von der Drehachse an $RU$ zur Radmitte $WC$              |
| $\underline{r}_{SL,SU}$   | Vektor der Aufbaufedermittellinie                               |
| $ \underline{r}_{SL,SU} $ | Abstandsbetrag zwischen oberen und unteren Federanbindungspunkt |
| $\underline{r}_{St,Hip}$  | Vektor von der Sitzschiene zum Hüftpunkt                        |
| $\underline{RU}_{ri}$     | Vektor von $Q$ zum rechten oberen Gelenkpunkt $RU_{ri}$         |
| $ \underline{r}_{WC,WN} $ | Abstandsbetrag Radmitte und Normalpunkt zur Radmittebene        |
| $s_{SP,r}$                | Federweg hinten                                                 |
| $s_{WC,z}$                | Relativer Radhub                                                |
| $s_{WC,z,PWT/OWT}$        | Relativer gleich-/wechselseitiger Radhub                        |
| $T$                       | Periodendauer                                                   |
| $t$                       | Zeitpunkt                                                       |
| $\Delta t$                | Zeitschrittweite                                                |
| $t_0$                     | Ausgangszeitpunkt, entspricht Konstruktionslage                 |
| $t_{end}$                 | Endzeitpunkt                                                    |
| $T_{It}$                  | Rotationsmatrix von Körper $i$ zum Inertialsystem               |

---

|                                         |                                                                                                                         |
|-----------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $T_{IR}$                                | Rotationsmatrix vom lokalen Referenzsystem $R$ zum Inertialsystem $I$                                                   |
| $t_{\text{impact},r}$                   | Zeitpunkt des Kontakts der Hinterachse                                                                                  |
| $tol$                                   | Nutzerdefinierte Toleranzen für den Optimierungsalgorithmus                                                             |
| $t_{\text{set},r}$                      | Nachschwingzeit nach Kontakt der Hinterachse                                                                            |
| $\underline{U}_{ri}$                    | Vektor von $Q$ zum rechten Aufbaulager $U_{ri}$                                                                         |
| $v_C$                                   | Geschwindigkeit am Fahrzeugschwerpunkt                                                                                  |
| $\underline{v}$                         | Gesamter Verschiebungsvektor am Radträger                                                                               |
| $VDV_{Ba,x}$                            | Vibration Dose Value an Rückenlehne in x- Richtung                                                                      |
| $VDV_i$                                 | Vibration Dose Value in Richtung $i$                                                                                    |
| $VDV_{Se,x/y/z}$                        | Vibration Dose Value am Sitzkissen in x-/y-/z- Richtung                                                                 |
| $\underline{v}_K$                       | Translatorischer Verschiebungsvektor am Radträger, ausgewertet am Radmittelpunkt                                        |
| $\underline{v}_i(t_j, \mathbf{P}(t_j))$ | Verschiebungsvektor von Kinematikpunkt $i$ zum Zeitpunkt $t_j$ in Abhängigkeit von der Gesamtheit aller Kinematikpunkte |
| $\underline{v}_{RL}$                    | Verschiebungsvektor an $RL$                                                                                             |
| $\underline{v}_{RU}$                    | Verschiebungsvektor an $RU$                                                                                             |
| $\underline{v}_{SC,ri}$                 | Geschwindigkeitsvektor am Schubmittelpunkt $SC$ des rechten Ersatzkörpers                                               |
| $\underline{v}_{Sp}$                    | Geschwindigkeitsvektor am radseitigen Anbindungspunkt der Feder                                                         |
| $\underline{v}_{U,ri}$                  | Geschwindigkeitsvektor am rechten Aufbaulager $U_{ri}$                                                                  |
| $\underline{v}_{U,ri,\parallel}$        | Achsparallele Geschwindigkeitsvektor am rechten Aufbaulager $U_{ri}$                                                    |
| $\underline{v}_{U,ri,\perp}$            | Geschwindigkeitsvektor am rechten Aufbaulager $U_{ri}$ orthogonal zur Aufbaulagerachse                                  |
| $v_{WC,x/y/z}$                          | Geschwindigkeit am Radmittelpunkt in x/y/z-Richtung                                                                     |
| $v_{WP,x/y/z}$                          | Geschwindigkeit am Radaufstandspunkt in x/y/z-Richtung                                                                  |
| $w$                                     | Welligkeit der Unebenheiten                                                                                             |

---

|                                 |                                                                                                    |
|---------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $w_i$                           | Gewichtungsfaktor für Zielwert $i$                                                                 |
| $w_{\Delta\delta,OWT}$          | Gewichtungsfaktor für den wechselseitigen Spurgradienten                                           |
| $W_{c/d/e/k}$                   | Normierte Frequenzgewichtungsfunktion für Ganzkörperschwingungen                                   |
| $WC_{x/y/z}$                    | x/y/z-Koordinate Radmittelpunkt                                                                    |
| $\Delta WC_{x/z,r}(t)$          | Relative x/z-Koordinate des Radmittelpunkts                                                        |
| $WN_{x/y/z}$                    | x/y/z-Koordinate Normalpunkt zur Radmittenebene                                                    |
| $x$                             | Zurückgelegter Weg des Fahrzeugs                                                                   |
| $\underline{x}$                 | $n$ -dimensionaler Vektor der Optimierungsvariablen                                                |
| $\Delta x_{BC}$                 | Longitudinaler Abstand von dem geometrischen Mittelpunkt der Gummilager zum Federersatzschwerpunkt |
| $\underline{x}_i$               | Vektor der Optimierungsvariablen am Iterationsschritt $i$                                          |
| $\underline{x}_{opt}$           | Vektor der Optimierungsvariablen im Optimum                                                        |
| $\Delta x/y/z_{IC,WC}$          | x/y/z-Komponente des Abstandsvektor vom Längspol zum Radmittelpunkt                                |
| $\Delta x/y/z_{IC,WP}$          | x/y/z-Komponente des Abstandsvektor vom Längspol zum Radaufstandspunkt                             |
| $\underline{y}$                 | $f$ -dimensionaler Vektor der generalisierten Koordinaten                                          |
| $\Delta y_{RU}$                 | Stützweite der zwischen $RU_i$ und $RU_o$                                                          |
| $Z$                             | Gesamtheit der Zielwerte                                                                           |
| $z_B(t)$                        | Absolute vertikale Verschiebung des Aufbaus                                                        |
| $z_{B,f/r}(t)$                  | Absolute vertikale Verschiebung des Aufbaus an der Vorder- bzw. Hinterachse                        |
| $z_{E,f/r}(t)$                  | Vertikale Unebenheitsanregung zum Zeitpunkt $t$ an der Vorder- bzw. Hinterachse                    |
| $z_{E,f/r}(x)$                  | Vertikale Unebenheitsanregung bei zurückgelegtem Weg $x$ an der Vorder- bzw. Hinterachse           |
| $\hat{\underline{z}}_E(\omega)$ | Komplexe Unebenheitsanregung bei Frequenz $\omega$                                                 |
| $\tilde{z}_E$                   | Effektivwert der Unebenheitsanregung                                                               |

---

|                   |                                                                                        |
|-------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|
| $\tilde{z}_{E,k}$ | Effektivwert des $k$ -te Frequenzbandes der Unebenheitsanregung                        |
| $\hat{z}_{E,k}$   | Amplitude des $k$ -te Frequenzbandes der Unebenheitsanregung                           |
| $\Delta z_{RU}$   | Vertikaler Abstand vom Drehgelenk $RU$ zur Fahrbahn                                    |
| $z_{SH}(t)$       | Absolute vertikale Verschiebung am Sitz-Mensch Ersatzsystem                            |
| $z_{US}(t)$       | Absolute vertikale Verschiebung der ungefederten Masse                                 |
| $z_{US,f/r}(t)$   | Absolute vertikale Verschiebung der ungefederten Masse an der Vorder- bzw. Hinterachse |

### Griechisches Alphabet

|                                                  |                                                                                          |
|--------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\alpha_{f/r}$                                   | Schräglaufwinkel vorne/hinten                                                            |
| $\underline{\alpha}_i$                           | Rotatorische Beschleunigung von Körper $i$                                               |
| $\overline{\underline{\alpha}}_i$                | Lokale rotatorische Beschleunigungsanteile von Körper $i$                                |
| $\beta$                                          | Schwimmwinkel                                                                            |
| $\gamma_{abs}$                                   | Absoluter Sturzwinkel                                                                    |
| $\gamma_{rel}$                                   | Relativer Sturzwinkel                                                                    |
| $\partial\gamma_{rel}/\partial s_{WC,z,PWT/OWT}$ | Gleich-/Wechselseitiger relativer Sturzgradient, letzteres auch Rollsturz oder Wanksturz |
| $\partial\gamma_{RU}/\partial F_{WP,y}$          | Sturznachgiebigkeit infolge der Elastizitäten am Drehgelenk                              |
| $\partial\delta/\partial s_{WC,z,PWT/OWT}$       | Gleich-/Wechselseitiger Spurgradient, letzteres auch Rollsteuern oder Wanklenken         |
| $\partial\delta/\partial s_{WC,z,OWT,actual}$    | Istwert für wechselseitigen Spurgradient                                                 |
| $\partial\delta/\partial s_{WC,z,OWT,desired}$   | Zielwert für wechselseitigen Spurgradient                                                |
| $\delta_{AM}$                                    | Ackermann-Winkel                                                                         |
| $\delta_{el,le}$                                 | Elastische Spurwinkeländerung am linken Rad                                              |
| $\delta_{f/r}$                                   | Spurwinkel vorne/hinten                                                                  |
| $\delta_H$                                       | Lenkradwinkel                                                                            |

---

|                                    |                                                                                                            |
|------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\underline{\delta r}$             | Vektor der translatorischen virtuellen Verrückungen                                                        |
| $\underline{\delta \varphi}$       | Vektor der rotatorischen virtuellen Verrückungen                                                           |
| $\delta W_R$                       | Virtuelle Arbeit der Reaktionskräfte und -momente                                                          |
| $\varepsilon_{b,r}$                | Tatsächlicher Bremsabstützwinkel hinten                                                                    |
| $\varepsilon_{id,r}$               | Idealer Bremsabstützwinkel hinten                                                                          |
| $\tau$                             | Torsionswinkel Querträgers bzw. im Querträger-Ersatzgelenk                                                 |
| $\vartheta_B$                      | Nickwinkel des Aufbaus                                                                                     |
| $\ddot{\vartheta}_B$               | Aufbaunickwinkelbeschleunigung                                                                             |
| $\vartheta_{OS}$                   | Nickwinkelüberhöhung                                                                                       |
| $\kappa_r$                         | Schrägfederungswinkel hinten                                                                               |
| $\lambda$                          | Längsschlupf                                                                                               |
| $\underline{\lambda}$              | $k + l$ -dimensionaler Vektor der Lagrange-Multiplikatoren                                                 |
| $\underline{\lambda}_i$            | Vektor der Lagrange-Multiplikatoren im Zeitschritt $i$                                                     |
| $\underline{\lambda}_{opt}$        | Vektor der Lagrange-Multiplikatoren im Optimum                                                             |
| $\nu$                              | Kurswinkel                                                                                                 |
| $\xi$                              | Wankratenverteilung vorne                                                                                  |
| $\sigma_{PWT,B/C/D}$               | Standardabweichung des relativen Radhubs bei Überfahrt eines Straßenprofils der Kategorie B/C/D            |
| $\sigma_{PWT,m/h}$                 | Standardabweichung des relativen Radhubs bei Überfahrt des mittleren/hohen Straßenprofils                  |
| $\sigma_{P WV,B/C/D}$              | Standardabweichung der relativen Radgeschwindigkeit bei Überfahrt eines Straßenprofils der Kategorie B/C/D |
| $\sigma_{P WV,m/h}$                | Standardabweichung der relativen Radgeschwindigkeit bei Überfahrt des mittleren/hohen Straßenprofils       |
| $\dot{t}$                          | Konstante Verdrillgeschwindigkeit der Ersatzquerträger                                                     |
| ${}^I \underline{\dot{t}}_{le/ri}$ | Verdrillgeschwindigkeit des linken/rechten Ersatzquerträgers, dargestellt im Inertialsystem $I$            |
| $\varphi_B$                        | Roll- bzw. Wankwinkel des Aufbaus                                                                          |

---

|                                |                                                                                                                                        |
|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\ddot{\phi}_B$                | Aufbaurollwinkelbeschleunigung                                                                                                         |
| $\phi_k$                       | $k$ -te Phasenverschiebung                                                                                                             |
| $\Phi$                         | Spektrale Leistungsdichte                                                                                                              |
| $\Phi_{a_{Back,x}}(f)$         | Spektrale Leistungsdichte der longitudinalen Beschleunigung am Rücken, Eingangssignal für das Sitz-Mensch Ersatzsystem                 |
| $\Phi_{a_{Hip,z}}(f)$          | Spektrale Leistungsdichte der vertikalen Beschleunigung an der Hüfte, Eingangssignal für das Sitz-Mensch Ersatzsystem                  |
| $\Phi_{A-B/B-C/C-D}(\Omega_0)$ | Grenzwert des allgemeinen Unebenheitsindex zwischen den Straßen-Rauigkeitsklassen A-B/ B-C/ C-D                                        |
| $\Phi_{zE}(\omega)$            | Spektrale Leistungsdichte der Fahrbahnunebenheit mit Kreisfrequenz $\omega$                                                            |
| $\Phi_{zE}(\Omega)$            | Spektrale Leistungsdichte der Fahrbahnunebenheit mit Weg-Kreisfrequenz $\Omega$                                                        |
| $\Phi_{zE}(\Omega_0)$          | Spektrale Leistungsdichte der Fahrbahnunebenheit bei der Bezugs-Weg-Kreisfrequenz $\Omega_0$ , auch Allgemeiner Unebenheitsindex (AUN) |
| $\chi_{b,r}$                   | Bremskraftverteilung hinten                                                                                                            |
| $\psi_B$                       | Gierwinkel des Aufbaus                                                                                                                 |
| $\psi_{Bus}$                   | Dachwinkel des Aufbaulager                                                                                                             |
| $\omega$                       | Kreisfrequenz                                                                                                                          |
| $\underline{\omega}_B$         | Winkelgeschwindigkeit für das Zurückdrehen des isolierten Verbundlenkerersatzkörpers                                                   |
| $\underline{\omega}_{B,le/ri}$ | Winkelgeschwindigkeit für das Zurückdrehen der isolierten linken/rechten Verbundlenkerhälften                                          |
| $\underline{\omega}_i$         | Winkelgeschwindigkeit von Körper $i$                                                                                                   |
| $\Omega$                       | Weg-Kreisfrequenz                                                                                                                      |
| $\Delta\Omega$                 | Diskretes Weg-Kreisfrequenzband                                                                                                        |
| $\Omega_0$                     | Bezugs-Weg-Kreisfrequenz bei $1 \frac{rad}{m}$                                                                                         |
| $\Omega_k$                     | $k$ -te diskrete Weg-Kreisfrequenzband                                                                                                 |
| $\underline{\Omega}_K$         | Winkelgeschwindigkeit am Radträger                                                                                                     |

---

|                                     |                                                                                                                 |
|-------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\underline{\Omega}_{(p/o),le}$     | Winkelgeschwindigkeit der linken Verbundlenkersubstruktur beim gleich-/wechselseitigen Einfedern                |
| $\underline{\Omega}_{ri}$           | Winkelgeschwindigkeit aus der überlagerten Drehbewegung des rechten Ersatzkörpers                               |
| $\underline{\Omega}_{ri,\parallel}$ | Winkelgeschwindigkeit aus der überlagerten Drehbewegung des rechten Ersatzkörpers parallel zur Drehachse $RU$   |
| $\underline{\Omega}_{ri,\perp}$     | Winkelgeschwindigkeit aus der überlagerten Drehbewegung des rechten Ersatzkörpers orthogonal zur Drehachse $RU$ |
| $\underline{\omega}_{RU,ri}$        | Winkelgeschwindigkeit um die Drehachse des rechten Drehgelenks $RU$                                             |

---

## Abkürzungs- und Hardpointsverzeichnis

|       |                                                                                     |
|-------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| ADAMS | Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems<br>(kommerzielle Software von MSC) |
| AUN   | Allgemeine Unebenheitsindex $\Phi_{zE}(\Omega_0 = 1 \text{ rad/m})$                 |
| BC    | Federersatzschwerpunkt der Gummilager                                               |
| BEV   | Batterieelektrisches Fahrzeug (Battery Electric Vehicle)                            |
| CAD   | Computer Aided Design                                                               |
| CAE   | Computer Aided Engineering                                                          |
| CF    | Crest Factor                                                                        |
| CMS   | Component Mode Synthesis                                                            |
| CRV   | Component Ride Value                                                                |
| CP    | Querpol (Camber Pole)                                                               |
| DAE   | Differentialalgebraisches Gleichungssystem (Differential Algebraic Equation)        |
| DGL   | Differentialgleichung                                                               |
| DOF   | Freiheitsgrad (Degree Of Freedom)                                                   |
| EG    | Eigenlenkgradient                                                                   |
| FEM   | Finite-Element Methode                                                              |
| FLB   | Universität Siegen - Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau                                |
| FST   | TH Köln – Labor für Fahrwerk und Simulationstechnik                                 |
| IC    | Längspol (Instantaneous Centre)                                                     |
| IMU   | Trägheitsmesseinheit (Inertial Measurement Unit)                                    |
| MEB   | Modularer E-Antriebs-Baukasten (Fahrzeugplattform von Volkswagen)                   |
| MKS   | Mehrkörpersimulation                                                                |
| MQB   | Modularer Querbaukasten (Fahrzeugplattform von Volkswagen)                          |

---

|        |                                                                                                           |
|--------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| NVH    | Noise-Vibration-Harshness<br>(Geräusche-Vibrationen-<br>Rauhigkeit)                                       |
| ORV    | Overall Ride Value                                                                                        |
| OVDV   | Overall Vibration Dose Value                                                                              |
| P2P    | Peak-to-Peak Beschleunigung                                                                               |
| PKW    | Personenkraftwagen                                                                                        |
| PRV    | Point Ride Value                                                                                          |
| PSD    | Spektrale Leistungsdichte (Power Spectral Density)                                                        |
| RC     | Rollzentrum (Roll Centre)                                                                                 |
| RMS    | Effektivwert, Root-Mean-Square                                                                            |
| RMQ    | Root-Mean-Quad                                                                                            |
| SC     | Schubmittelpunkt (Shear Centre)                                                                           |
| STD    | Standardabweichung (Standard Deviation)                                                                   |
| TBA    | Verbundlenkerachse (Twist-Beam Axle)                                                                      |
| TLLTD  | Verteilung der Radlastdifferenzen infolge Querkraft (Total Lateral Load Transfer Distribution)            |
| Var. A | Variante A – Referenzfahrzeug mit Verbrennungsmotor und Verbundlenkerachse                                |
| Var. B | Variante B – Referenzfahrzeug mit Verbundlenkerachse und Ballastmassen zur Nachbildung der Batteriemasse  |
| Var. C | Variante C – Zielfahrzeug mit Mehrlenkertorsionsachse und Ballastmassen zur Nachbildung der Batteriemasse |
| VDV    | Vibration Dose Value                                                                                      |
| WBV    | Ganzkörper-Schwingungen (Whole-Body Vibrations)                                                           |
| WC     | Radmittelpunkt (Wheel Centre)                                                                             |
| WD     | Gewichtsverteilung (Weight Distribution)                                                                  |
| WN     | Normalpunkt zur Radmittenebene (Normal point of Wheel centre plane)                                       |
| WP     | Radaufstandspunkt (Wheel Patch)                                                                           |

**Hardpoints und Komponenten der MLTA**

|                 |                                 |
|-----------------|---------------------------------|
| U               | Oberes Aufbaulager              |
| L               | Unteres Aufbaulager             |
| RU <sub>i</sub> | Oberes inneres Radträrgelenk    |
| RU <sub>o</sub> | Oberes äußeres Radträrgelenk    |
| RU              | Oberes Radträrgelenk            |
| RL              | Unteres Radträrgelenk           |
| DL              | Unterer Dämpferpunkt            |
| DU              | Oberer Dämpferpunkt             |
| SL              | Unterer Federpunkt              |
| SU              | Oberer Federpunkt               |
| IC              | Längspol (Instantaneous Centre) |
| SC              | Schubmittelpunkt (Shear Centre) |
| WC              | Radmittelpunkt (Wheel Centre)   |
| WP              | Radaufstandspunkt (Wheel Patch) |
| $l_1$           | Längslenker                     |
| $l_2$           | Längsstrebe                     |

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation und Problemstellung

Als eines der Zwischenziele des „Europäischen Klimagesetzes“, welches die Klimaneutralität der Europäischen Union bis 2050 vorgibt, werden mit dem sogenannten „Fit für 55“ Gesetzespaket die Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen (PKW) auf 55 % und von leichten Nutzfahrzeugen (LCVs) auf 50 % des Referenzwertes aus 1990 reguliert. Darüber hinaus sollen nach der derzeitigen Rechtslage ab 2035 ausschließlich Fahrzeuge mit CO<sub>2</sub>-neutralen Kraftstoffen neu zugelassen werden können [1,2]. Das Potential zur Einsparung der CO<sub>2</sub>-Emissionen durch batterieelektrische Fahrzeuge (BEVs) stellt u.a. eine in 2023 veröffentlichte Studie des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI) heraus. Hier werden die insgesamt emittierten CO<sub>2</sub>-Äquivalente von unterschiedlich angetriebenen Fahrzeugen der Kompaktklasse verglichen [3]. Zunächst wurde ermittelt, dass für die Vertreter der BEVs in Abhängigkeit des Energieinhalts ihrer Batterie im Vergleich zum benzinmotorischen Fahrzeug etwa zwei- (62 kWh) bis 2.5-fach (82 kWh) höhere Treibhausgas-Emissionen während der Produktion anfallen. Jedoch konnte auf Basis des Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (WLTP) -Zyklus‘ abgeschätzt werden, dass sich unter der Annahme von in Deutschland arithmetisch gemittelter CO<sub>2</sub>-Emissionen aller Stromverbraucher eine Gleichheit der bis dahin kumuliert emittierten CO<sub>2</sub>-Äquivalente zwischen dem Benzin- und dem BEV (62 kWh) bei einer Laufleistung von etwa 90.000 km einstellt. Bei dieselmotorischen Fahrzeugen tritt die Amortisierung bei etwa 107.000 km ein. Für die in der VDI-Untersuchung betrachtete größere 82 kWh Batterie liegen die amortisierten Laufleistungen in dem Szenario bei etwa 110.000 km (Benzin) und 133.000 km (Diesel). Bei einer darüber hinausgehenden Laufleistung können demnach mit beiden BEVs CO<sub>2</sub>-Äquivalente gegenüber den Verbrennern eingespart werden. Die Autoren der Studie stellen weiterhin heraus, dass die CO<sub>2</sub>-Bilanz der BEVs mit einem höheren Anteil an regenerativ zugeführten Energien verbessert werden kann [3]. Zudem werden in der Studie des VDI für die Herstellung der Antriebsbatterie Werte von über 100 kg an CO<sub>2</sub>-Emissionen pro kWh Energieinhalt angenommen. Diese Angabe liegt im Vergleich zu der 2019 veröffentlichten Studie des IVL Swedish Environmental Research Institutes für eine Lithium-Ionen-Batterie mit Nickel-Mangan-Cobalt (NMC) Kathode eher am oberen Ende des damals abgeschätzten Bereichs von 61-106 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalent pro kWh [4]. Bei Annahme dieser Werte für die Produktion der Batterie können somit durchaus auch geringere Laufleistungen zur Amortisierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen erwartet werden.

Wie sich vor diesem Hintergrund die Zulassungszahlen in der zurückliegenden Dekade nach Antriebsart in Deutschland entwickelt haben, wird in Abbildung 1-1 dargestellt. Die Daten basieren auf den jährlichen Erhebungen des Kraftfahrt-Bundesamts (KBA) [5]. Es lässt sich erkennen, dass der Anteil an neu zugelassenen voll-elektrischen und elektrifizierten (hybridisierten) Fahrzeugen von 2014 mit zusammengerechnet etwa 1.2 % auf im Jahr 2023 etwa 18.5 % für BEVs und 29.5 % für hybridisierte Fahrzeuge gewachsen ist. Die Zulassungszahlen unterliegen dabei Schwankungen, welche insbesondere auf wirtschafts- und/oder geopolitische Einflüsse, wie z.B. staatliche Subventionen oder die Stabilität der globalen Lieferketten, zurückgehen können. Am gesamten Fahrzeugbestand in Deutschland, etwa 49 Mio. PKW, machten die BEVs Anfang 2024 gemäß KBA jedoch nur etwa 2.9 % aus, die hybridisierten PKW kommen auf etwa 5.9 % [6].

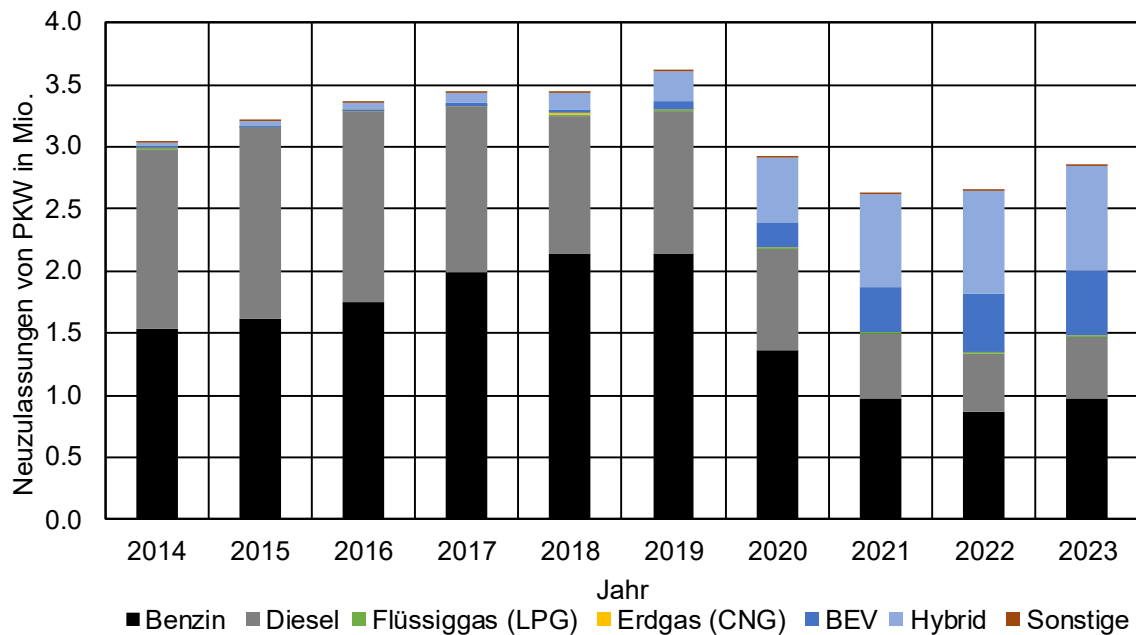


Abbildung 1-1: Neuzulassungen von PKW in Deutschland nach Kraftstoffarten, Daten gemäß Kraftfahrt-Bundesamt [5]

Die größten Hürden für eine breitere Marktakzeptanz, liegen gemäß [7–9] dabei in den Anschaffungskosten, der Reichweite und dem Ladeprozess (Ladeinfrastruktur, Dauer). Um insbesondere die Reichweite bei einer Ladung zu verbessern, ist am Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau der Universität Siegen die ursprüngliche Idee entstanden, der Batterie durch eine umgedrehte Installation einer Verbundlenkerachse einen größeren, zusammenhängenden Bauraum zuzuordnen und so den Einbau größerer Antriebsbatterien zu ermöglichen (s.a. [10]). Wie im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit noch gezeigt wird, geht dies sowohl mit einigen positiven Eigenschaften hinsichtlich der Fahrdynamik und der Crash-Sicherheit, als auch mit einem schlechteren Fahrkomfort einher.

## 1.2 Zielsetzung und Gliederung der Arbeit

Daher ist es das Ziel dieser Arbeit, ein neues Hinterachskonzept für Elektrofahrzeuge zu entwickeln, welches die Vorteile der umgedrehten Verbundlenkerachse konserviert und die Nachteile hinsichtlich des Komforts kompensiert. Dazu wird in Abschnitt 2 zunächst ein Überblick über die Grundlagen in der Fahrwerktechnik, des Komfortempfindens, der Optimierung und der Mehrkörpersimulation gegeben.

Anschließend werden in Abschnitt 3 die in der Praxis aktuell bei BEVs eingesetzten Hinterachsen von Klein- und Kompaktwagen sowie die Bauraumverhältnisse im Unterboden aufgezeigt. Aufgrund der hohen Marktrelevanz in den betrachteten Segmenten wird zum Abschluss der Fokus auf die herkömmliche Verbundlenkerachse gelegt. Gleichzeitig wird auch das oben erwähnte, umgedrehte Konzept analysiert.

In Kapitel 4 wird die neue, sogenannte Mehrlenkertorsionsachse (MLTA) eingeführt. Dabei werden zunächst die wesentlichen Anforderungen an das Konzept aufgelistet und anschließend verschiedene Mechanismen vorgestellt, die diese weitgehend erfüllen. Gleichzeitig werden die verschiedenen Fahrzeugvarianten vorgestellt, welche die Integration

---

einer Batteriemasse in einem Kleinwagen nachbilden und gleichzeitig den Vergleich zur herkömmlichen Verbundlenkerachse sicherstellen sollen.

Kapitel 5 zeigt anschließend die Analyse der MLTA auf Achsebene. Dazu wird zunächst eine kinematische Optimierung angestrebt. Um eine effiziente Berechnung zu gewährleisten, werden verschiedene kinematische Ersatzmodelle vorgestellt, die eine analytische Berechnung des aktuellen Bewegungszustands ermöglichen. Darüber hinaus werden Ziel- und Sollwerte für den Optimierungsalgorithmus definiert, welche sowohl typische Charakteristiken von Radaufhängungen, aber auch spezielle, für die MLTA relevante Anforderungen betreffen. Nach erfolgreicher Optimierung werden die Federungs- und Dämpfungseigenschaften behandelt und die Elastokinematik im Vergleich zur Verbundlenkerachse analysiert.

In Abschnitt 6 werden dann die Eigenschaften des neuen Achskonzepts auf Gesamtfahrzeugebene untersucht. Hier kommen neben der Mehrkörpersimulation auch Gesamtfahrzeugversuche zum Einsatz. Untersucht werden neben dem Bremsnickverhalten auch die vertikaldynamischen Eigenschaften der Achse sowie das Komfortempfinden der Insassen bei Überfahrt verschiedener unebener Fahrbahnen und Einzelhindernisse. Hier ist das Ziel, nachzuweisen, dass sich die MLTA in einem auslegbaren Bereich befindet.

Abgeschlossen wird die Arbeit in Abschnitt 7 mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick auf mögliche, nachfolgende Forschungsansätze.

## 2 Grundlagen

In diesem Kapitel sollen die einschlägigen Grundlagen, auf welchen die vorliegende Arbeit aufbaut, vorgestellt werden. Darunter fallen die Anforderungen an moderne Radaufhängungen, die kinematischen Kenngrößen, welche sich aus den Anforderungen ableiten, die mechanischen Ersatzmodelle der Fahrdynamik, die Ansätze zur Evaluation des Fahrkomforts sowie die Grundlagen der Optimierung und der Mehrkörpersimulation.

Zur Charakterisierung des allgemeinen Bewegungszustands des Fahrzeugs sowie zur Beschreibung der Konstruktionspunkte werden zwei Koordinatensysteme unterschieden. In Anlehnung an die Normen DIN ISO 8855 und DIN ISO 4130 wird zur Beschreibung der Fahrdynamik ein rechtshändiges, fahrzeugfestes Koordinatensystem verwendet, welches an die gefederte Masse gebunden ist. Als Ursprung des Systems ( $\underline{x}_B, \underline{y}_B, \underline{z}_B$ ) wird der Gesamtfahrzeugschwerpunkt der  $\underline{C}_V$  ausgewählt (s.a. Abbildung 2-1). Die  $\underline{x}_B$ -Achse zeigt dabei im statischen Bezugszustand in Fahrtrichtung nach vorne. Die zugehörige Parallelverschiebung wird als „Zucken“ und die Rotation  $\underline{\varphi}_B$  als „Rollen“ bzw. „Wanken“ bezeichnet. Die  $\underline{y}_B$ -Achse weist in Fahrtrichtung betrachtet nach links. Während die entsprechende translatorische Bewegungsform „Schieben“ genannt wird, bezeichnet das „Nicken“ die Verdrehung  $\underline{\vartheta}_B$ . Die zur Hochachse  $\underline{z}_B$  gehörigen Bewegungen werden „Heben“ bzw. „Huben“ und  $\underline{\psi}_B$  „Gieren“ genannt. Während der Gier- und Nickwinkel gemäß der DIN ISO 8855 als Drehung um die entsprechenden Achsen des horizontalen, aufbaufesten Koordinatensystems ( $\underline{x}_H, \underline{y}_H, \underline{z}_H$ ) gemessen werden können, wird der Rollwinkel um die  $\underline{x}_B$ -Achse definiert. Darüber hinaus werden die in der DIN ISO 8855 definierten Vorzeichenkonventionen für den Spur- und Sturzwinkel des Rades verwendet. Ein positiver Vorspurwinkel  $\delta$  liegt demnach vor, wenn der vordere Teil des Rades in der Draufsicht näher zur Fahrzeugmitte liegt als der Radmittelpunkt. Ein positiver Sturzwinkel  $\gamma$  liegt vor, sofern das Rad in der Vorderansicht gegenüber dem Aufbau oben nach außen geneigt ist [11,12].

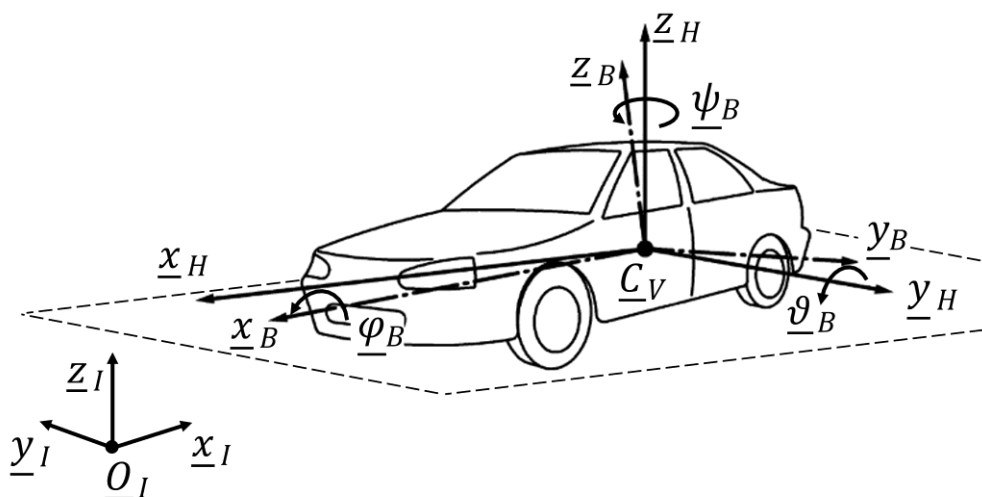


Abbildung 2-1: Verwendete Koordinatensysteme nach [11]

Zusätzlich wird in dieser Arbeit ein Inertialsystem  $I$  definiert, welches zur Beschreibung der Fahrzeugkonstruktion verwendet wird. Dieses ist an die Koordinatensysteme aus der

industriellen Praxis angelehnt. Dessen Ursprung  $\underline{O}_I$  befindet sich dabei etwa 1,8 m vor der Vorderachse und ca. 0,2 m unterhalb der Fahrbahn. Die  $\underline{x}_I$ -Achse zeigt dabei entgegen der Fahrtrichtung in Fahrzeuginnenrichtung, die  $\underline{y}_I$ -Achse zeigt in Fahrtrichtung nach rechts und die  $\underline{z}_I$ -Achse weist in vertikaler Richtung nach oben (s.a. Abbildung 2-1). In dieser Arbeit erfolgt die Darstellung der Vektoren, sofern nicht anderweitig deklariert, in dem Inertialsystem  $I$ . Die jeweiligen Koordinaten beziehen sich dabei auf das Konstruktionsgewicht des Fahrzeugs, welches auch unter der Bezeichnung „Messlast 2“ bekannt ist (s.a. [13]). Dieses wird gemäß Normen ISO 1176:1990-07 und ISO 2958:1973 für ein fünfsitziges und betriebsfähiges Fahrzeug definiert. Es werden also u.a. die benötigten Betriebsflüssigkeiten, ein zu 90% gefüllter Kraftstofftank und eine Beladung von zwei 68 kg schweren Personen auf den Vordersitzen sowie einer 68 kg Person zentral im Fond berücksichtigt. Darüber hinaus werden 7 kg Gepäck pro Person im Kofferraum untergebracht [14,15].

## 2.1 Anforderungen an die Radaufhängungen von PKW

Radführungen haben im Regelkreis aus Fahrer, Fahrzeug und Umgebung die Aufgabe, einen vom Fahrenden gewünschten Kurs zu ermöglichen und die auf den Aufbau wirkenden Trägheits- und Massenkräfte über das Rad auf der Fahrbahnoberfläche abzustützen. Dazu muss ein sicherer Kontakt zwischen Reifenlatsch und Fahrbahnoberfläche hergestellt und in kritischen Fahrsituationen aufrechterhalten werden können. Gleichzeitig sollen Anregungen und Stöße von der Fahrbahnoberfläche abgemildert werden, sodass ein möglichst komfortables Verhalten für die Insassen erzielt werden kann. Hieraus leitet sich im Allgemeinen das in Abbildung 2-2 dargestellte Anforderungsprofil für die Radaufhängungen von Personenkraftwagen ab.

Die einzelnen Anforderungen weisen dabei starke Wechselwirkungen auf und verhalten sich zu einem Großteil gegenläufig zueinander. Hinzu kommt, dass die Vorder- und Hinterachse eines Kraftfahrzeugs unterschiedliche Aufgaben übernehmen. So stellt die Vorderachse in der Regel die Lenkbarkeit sicher und kann dem Fahrenden Rückmeldungen über den aktuellen Fahrzustand geben. Die für die Lenkung erforderlichen Bewegungsräume der Räder werden dabei durch den Bauraum der umliegenden Komponenten, wie z.B. der Karosserie oder dem Antrieb, aber auch den zulässigen Gelenkwinkeln und -verschiebungen in dem Lenkungssystem und Antriebswellen, bestimmt. Hinzu kommt, dass die Komponenten der Vorderachse üblicherweise in das Sicherheitskonzept des Vorderwagens integriert werden. Auf diese Weise lässt sich beispielsweise eine Abstützung der Vorderräder an den Schwellern im Falle eines Frontalaufpralls realisieren, wie dies auch in [16] gezeigt ist. Des Weiteren lassen sich durch die dynamische Radlastverlagerung infolge der Aufbauträgheit höhere Längskräfte beim Bremsen erzielen, wodurch die Vorderachse maßgeblich zur Gesamtverzögerung des Fahrzeugs beiträgt [17]. Die Integration des Antriebs hängt stark mit der verwendeten Antriebstechnologie und Fahrzeugarchitektur zusammen. Während in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren etwa 75 % der PKW einen Frontantrieb besitzen [17], sind bei den batterieelektrischen Fahrzeugen derzeit vielfältige Antriebskonzepte vertreten (s.a. Kapitel 3.6.2).

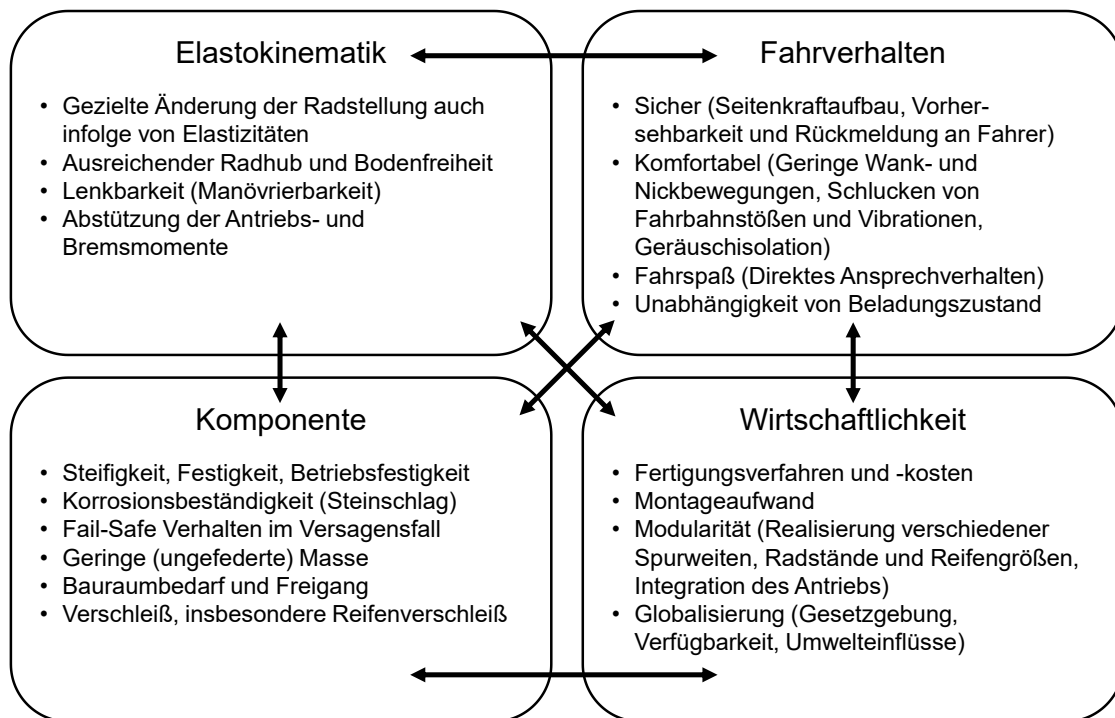


Abbildung 2-2: Anforderungsprofil moderner PKW Radaufhängungssysteme, mit Angaben aus [17–22]

Die Hinterachse nimmt, in sorgfältiger Abstimmung mit der Vorderachse, einen erheblichen Einfluss auf das Wank- und Nickverhalten des Fahrzeugs sowie dessen Fahrstabilität. Der Bauraum an der Hinterachse wird dabei maßgeblich durch die Anforderungen und Gestaltung des Laderaums, der Sitzposition der hinteren Insassen und den Komponenten des Antriebsstrangs, z.B. der Abgas- und Kraftstoffanlage, bestimmt [17]. Darüber hinaus wird die Gestaltung der Hinterachse aber auch durch die vorgesehene Modularität des Achskonzepts beeinflusst. Soll z.B. in anderen Fahrzeugvarianten ein Achsantrieb eingesetzt werden können, wird ein Großteil des Bauraums für die Antriebskomponenten in der Regel auch in der nicht angetriebenen Variante vorgehalten. Ein typisches Beispiel dafür stellt die Mehrlenkerhinterachse des „modularen Querbaukastens“ (MQB) der Volkswagen AG dar, welche in verschiedenen Fahrzeugsegmenten mit und ohne Achsantrieb zum Einsatz kommt (s.a. Kapitel 3.2) [17,21]. Darüber hinaus werden die Kinematik (Einfederzustand) und die Elastizitäten (Achslast) der Hinterachse stärker durch etwaige Beladungsänderungen beeinflusst.

## 2.2 Kinematische Kenngrößen der Radaufhängungen

Aus den obigen Anforderungen leiten sich kinematische Kenngrößen ab, mit welchen die Eigenschaften verschiedener, nicht lenkbarer Radaufhängungsmechanismen charakterisiert und verglichen werden können. Der Radträger führt dabei im allgemeinen Fall eine räumliche Bewegung aus, welche mithilfe einer momentanen Schraubung eindeutig definiert werden kann. Die allgemeine Bewegungsform eines Starrkörpers setzt sich also gemäß des Theorems nach Chasles aus einer Rotation um eine Drehachse und einer Translation entlang derselbigen zusammen [23,24]. Die Translation wird durch die Steigung entlang der Schraubenachse als Folge einer vollständigen Drehung festgelegt. Insgesamt erfolgt die Generierung der Schraubenachsen somit anhand von fünf unabhängigen Parametern. Hierzu

zählen zwei Variablen zur Beschreibung der Drehachsneigung, dies können beispielsweise zwei Winkel abgeleitet von Kugelkoordinaten sein, der Abstand und die Lage eines Bezugspunktes zur Drehachse sowie die Steigung der Schraubung. Als Freiheitsgrad verbleibt schließlich der Betrag der Verdrehung um die Schraubenachse [25]. In [26] wird darüber hinaus gezeigt, dass sich die unabhängigen Parameter der Schraubenachse einer räumlichen Radaufhängung eindeutig aus dem Rollzentrum, dem Stützwinkel, dem Schrägfederungswinkel sowie der Spur- und Sturzänderung über den Radhub ableiten lassen. Dies bedeutet gleichzeitig auch, dass sich die genannten Größen nur unabhängig vorgeben lassen, wenn ein räumlicher Mechanismus zu Grunde liegt. Bei ebenen und sphärischen Mechanismen ist stets ein Kompromiss zwischen diesen Parametern zu finden [25].

Im Folgenden werden die für diese Arbeit wesentlichen kinematischen Kenngrößen vorgestellt. Diese gelten in der Regel für einen momentanen, quasi-statischen Gleichgewichtszustand und nehmen Bezug auf die jeweiligen Pole in den betrachteten Schnittansichten. Weiterhin erfolgt ihre Definition stets in relativer Betrachtung zum Aufbau. An dieser Stelle sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass im Allgemeinen die Durchstoßpunkte der Schraubenachsen durch die jeweiligen Fahrzeugschnittebenen aufgrund des Vorschubs nicht direkt als Momentanpole in den jeweiligen Ebenen fungieren können. Der Pol ergibt sich in der betrachteten Schnittebene an dem Punkt, an dem sich die projizierte Vorschubs- und Umfangsgeschwindigkeit gegenseitig aufheben, sodass lediglich Anteile senkrecht zur Schnittebene verbleiben. Sollte demnach kein Vorschub vorhanden sein, also eine ebene Bewegungsform vorliegen, oder sollten die Schnittebenen senkrecht zur Schraubenachse stehen, dann ergeben sich die Durchstoßpunkte auch als Momentanpole [25]. Letztere können dabei physisch oder virtuell, z.B. als Schnittpunkt zweier Lenkerverlängerungen, ausgeführt sein.

## 2.2.1 Kenngrößen der Längsdynamik

Zunächst soll ein Längsschnitt betrachtet werden. Als Beispiel soll hier eine Verbundlenkerhinterachse dienen, welche für den Fall einer parallelen Einfederung eine ebene Schwenkbewegung um die Aufbauhalter vollzieht (s.a. Kapitel 3.5). Somit bilden die beiden Aufbauhalter eine momentane Drehachse, welche im Längsschnitt auch als Längspole fungieren. Dieser wird in Abbildung 2-3 mit  $IC$  deklariert. In dieser Seitenansicht lassen sich der Bremsnickausgleich und der Schrägfederungswinkel auswerten. Für den Bremsnickausgleich  $k_{\varepsilon,b,r}$  an der Hinterachse ergibt sich der in Gleichung (2.1) dargestellte Zusammenhang:

$$k_{\varepsilon,b,r} = \frac{\tan \varepsilon_{b,r}}{\tan \varepsilon_{id,r}} = \frac{-\Delta z_{IC,WP} / \Delta x_{IC,WP}}{h_C / (\chi_{b,r} \cdot l_{WP})} \quad (2.1)$$

Der Gleichung liegen dabei die Annahmen zugrunde, dass die Bremskräfte über den Radträger abgestützt werden und die Bremsen die Räder vollständig blockieren [25]. Hierbei bezeichnet  $\varepsilon_{id,r}$  den idealen Bremsabstützwinkel und berechnet sich aus der Radlastdifferenz sowie der Bremskraft, welche sich wiederum aus den Gesamtfahrzeugparametern wie der Schwerpunkthöhe  $h_C$ , der hinteren Bremskraftverteilung  $\chi_{b,r}$  und dem Radstand  $l_{WP}$  ableiten. Sollen das Brems- bzw. Antriebsmoment hingegen am Aufbau abgestützt werden, wie dies beispielsweise bei innenliegenden Bremsscheiben oder Seitenwellen mit aufbaufesten

Differentialen der Fall ist, so muss Gleichung (2.1) auf den Radmittelpunkt bezogen werden [19,25].

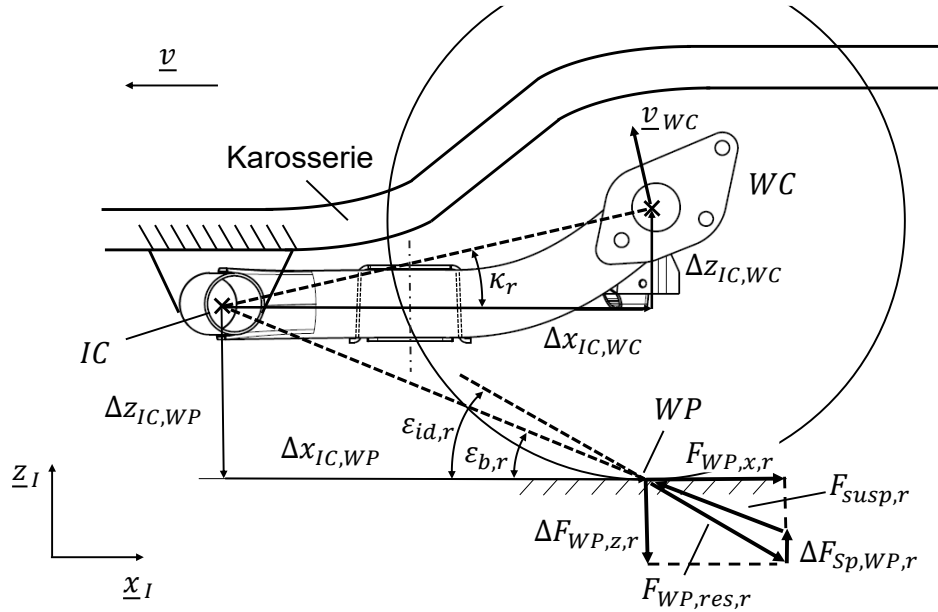


Abbildung 2-3: Kinematische Kenngrößen in der Seitenansicht

Der tatsächlich vorliegende Bremsabstützwinkel  $\epsilon_{b,r}$  wird aus der eigentlichen Geometrie der Radaufhängung bestimmt. In der Literatur werden dabei sowohl Kennwerte für den Bremsnickausgleich  $k_{\epsilon,b}$ , aber auch für den Bremsabstützwinkel  $\epsilon_b$  angegeben. Als Bremsnickausgleich an der Hinterachse  $k_{\epsilon,b,r}$  sollten gemäß [17] in der Konstruktionslage etwa 60 bis 80 % angestrebt werden. In [19] werden demgegenüber Werte zwischen 30° und 40° für den hinteren Bremsabstützwinkel  $\epsilon_{b,r}$  beobachtet. In der industriellen Praxis wird darüber hinaus auch noch der Tangens vom Bremsabstützwinkel herangezogen (s.a. Gleichung (2.1)). Für  $\tan \epsilon_{b,r}$  wird in der vorliegenden Arbeit zusammenfassend der Begriff (kinematische) Bremsabstützung verwendet. Für die Kraft, die von der Feder abgestützt werden muss, ergibt sich schließlich:

$$\Delta F_{Sp,WP,r} = (1 - k_{\epsilon,b,r}) \cdot \Delta F_{WP,z,r} \quad (2.2)$$

Hierbei bezeichnet  $\Delta F_{Sp,WP,r}$  die auf den Radaufstandspunkt  $WP$  projizierte Federkraftänderung, während  $\Delta F_{WP,z,r}$  die resultierende Radlastdifferenz angibt. Bei konventionellen Hinterachsen stützen demnach die Radaufhängungen einen erheblichen Anteil (60-80% s.o.) der äußeren Lasten ab, sodass beim Bremsen nur noch ein Bruchteil der ursprünglichen Radlastdifferenz von der Feder aufgenommen werden muss. Kleine Einfederwege und insbesondere niedrige Aufbaunickwinkel sind die gewünschte Konsequenz.

Der Schrägfederungswinkel  $\kappa$  wird herangezogen, um das Ausweichvermögen der Radaufhängung beim Überfahren von Einzelhindernissen oder langwelligen Bodenwellen zu charakterisieren. Da in diesen Fällen eine geöffnete Bremse angenommen werden kann, können die dazugehörigen Stoßkräfte direkt am Radmittelpunkt  $WC$  angreifen. Aus diesem Grund wird der Schrägfederungswinkel als Winkel zwischen der Vertikalen und dem Vektor

der Radmittelpunktsgeschwindigkeit  $\underline{v}_{WC}$  bzw. zwischen dem Polstrahl und der Horizontalen angegeben. Der Schrägfederungswinkel  $\kappa$  berechnet sich gemäß Gleichung (2.3) zu:

$$\kappa_r = \arctan\left(\frac{v_{WC,x}}{v_{WC,z}}\right) = \arctan\left(\frac{-\Delta z_{IC,WC}}{\Delta x_{IC,WC}}\right) \quad (2.3)$$

Der Winkel ist positiv definiert, sofern das Rad eine Ausweichbewegung bzgl. des Hindernisses durchführt. Dies wird anhand der x-Komponente der Radmittelpunktsgeschwindigkeit  $v_{WC,x}$  festgemacht. Zeigt der Geschwindigkeitsvektor, anders als dies in Abbildung 2-3 gezeigt ist, entgegen der Fahrtrichtung nach hinten, so liegt ein positiver Schrägfederungswinkel vor [25]. Da die beim Überfahren von kurzwelligen Bodenwellen auftretenden Trägheitskräfte der ungefederten Massen weitestgehend unabhängig vom Schrägfederungswinkel an den Aufbau weitergegeben werden, wird in [17] und [25] eine positive Schrägfederung als Ergänzung zu einer hohen Längselastizität empfohlen. Dies führt dazu, dass die Werte für den hinteren Schrägfederungswinkel über einen weiten Bereich variieren können [27]. Selbst negative Werte werden akzeptiert, wie sich auch im Laufe der Arbeit noch zeigen wird.

### 2.2.2 Kenngrößen der Querdynamik

Im Folgenden soll die Querschnittsansicht durch die jeweiligen Radaufstandspunkte einer Achse betrachtet werden. In dieser lassen sich der Querpol  $CP$  und das Rollzentrum  $RC$  auswerten. Abbildung 2-4 zeigt die zeichnerische Ermittlung am Beispiel einer Doppelquerlenker Aufhängung. Im Gegensatz zur physikalischen Konstruktion des Längspols aus Abbildung 2-3, ergibt sich hier der Querpol des Radträgers, welcher die Koppel des Radaufhängungsmechanismus' darstellt, virtuell im Schnittpunkt der Verlängerungen der Querlenker.

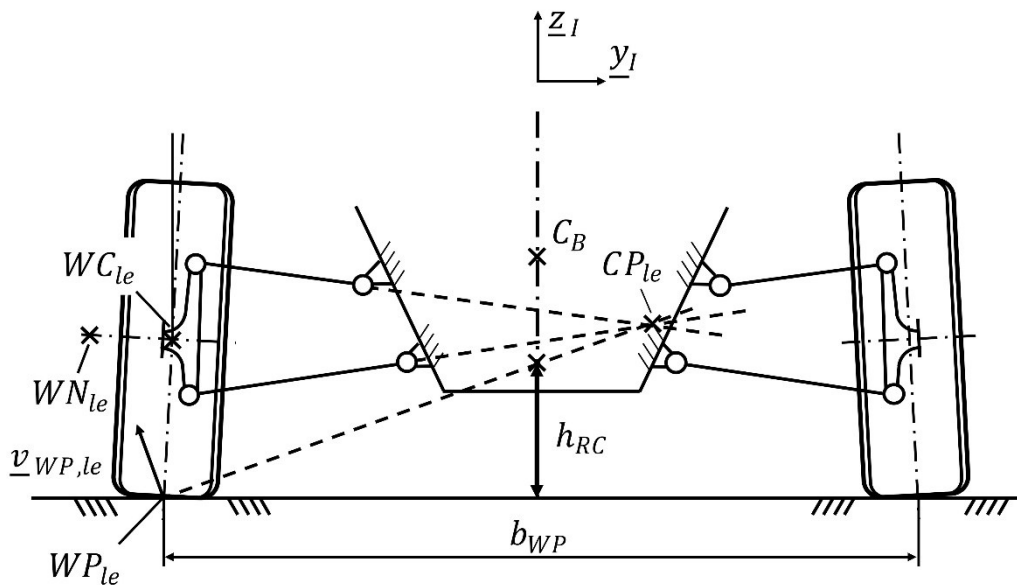


Abbildung 2-4: Querpol und Rollzentrum einer Doppelquerlenker Aufhängung nach [18,25]



Zur Ermittlung des Spur- und Sturzwinkels wird die in Abbildung 2-5 gezeigte Hilfsgeometrie herangezogen. Dabei wird mit  $WN$  ein Normalpunkt zur Radmittenebene eingeführt, welcher gemeinsam mit dem Radmittelpunkt  $WC$  den Normalenvektor dieser Ebene bildet. Der Abstand des Hilfspunktes zum Radmittelpunkt  $|\underline{r}_{WC,WN}|$  wird in dieser Arbeit auf 100 mm festgelegt. Des Weiteren befindet sich dieser auf der äußeren Seite des jeweiligen Rades (vgl. a. Abbildung 2-4). Der Spurbwinkel ergibt sich dann zu:

$$\delta = -\arcsin\left(\frac{WN_x - WC_x}{\sqrt{(WN_x - WC_x)^2 + (WN_y - WC_y)^2}}\right) \quad (2.5)$$

Für den relativen Sturzwinkel gilt entsprechend:

$$\gamma_{rel} = -\arcsin\left(\frac{WN_z - WC_z}{|\underline{r}_{WC,WN}|}\right) \quad (2.6)$$

Die Vorzeichen vor dem Arkussinus stellen die Einhaltung der normgerechten Vorzeichendefinition sicher (s.a. Abschnitt „2 Grundlagen“). Die gezeigten Gleichungen lassen sich auf alle Räder des Fahrzeugs anwenden. Wie in den folgenden Abschnitten gezeigt wird, haben die an den Rädern auftretenden Spur- als auch der Sturzwinkel signifikanten Einfluss auf das Fahrverhalten des Gesamtfahrzeugs. Insbesondere sind hier die bei Kurvenfahrt relevanten Änderungsraten der Sturz- und Spurbwinkel über den Radhub zu nennen. Ihr Einfluss wird in Abschnitt 2.3.2 thematisiert.

## 2.3 Modelle zur Beschreibung der Querdynamik

In diesem Kapitel sollen die wesentlichen Modelle der Fahrdynamik behandelt werden. Diese werden dazu verwendet, die aus der Literatur stammenden Zielkorridore für die (elasto-) kinematischen Kennwerte der Radaufhängungen, insbesondere bzgl. der Querdynamik zu, erläutern.

### 2.3.1 Einspurmodell

Das Einspurmodell nach Riekert und Schunck (vgl. auch [28]) gibt die grundlegende Theorie zur Beschreibung des Lenkverhaltens eines Fahrzeugs in der Ebene wieder. Dem Modell liegt dabei die Annahme zugrunde, dass beide Räder einer Achse im jeweiligen Achsmittelpunkt zusammengefasst werden können. Gleichzeitig wird vorausgesetzt, dass sich der Fahrzeugschwerpunkt auf der Fahrbahnoberfläche befindet, sodass keine Wank- und Nickbewegungen sowie damit einhergehende Radlastdifferenzen auftreten. Hinzu kommt, dass das Fahrzeug keine Längsbeschleunigung erfahren soll, sodass  $v_C = \text{const.}$  gilt. Wird weiterhin angenommen, dass lediglich kleine Lenkwinkel  $\delta_f$  aufgeprägt werden, sodass für den Kurvenradius  $r_C \gg l_{WP}$  gelten kann, lassen sich aus der Kinematik des ebenen Einspurmodells (s.a. Abbildung 2-6) die folgenden Gleichungen für die vorderen  $\alpha_f$  und hinteren Achs-Schräglaufwinkel  $\alpha_r$  ermitteln. Sofern nicht anders deklariert, beziehen sich die

folgenden Betrachtungen auf das fahrzeugfeste Koordinatensystem  $\{\underline{C}_V, \underline{x}_B, \underline{y}_B, \underline{z}_B\}$  (s.a. Abschnitt 2) [17,18]:

$$\alpha_f = \delta_f - \beta - \frac{l_f \cdot \dot{\psi}_B}{v_C} \quad (2.7)$$

$$\alpha_r = -\beta + \frac{l_r \cdot \dot{\psi}_B}{v_C} \quad (2.8)$$

Für die Querbeschleunigung  $a_{C,y}$  kann unter Berücksichtigung der Kurswinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  (s.a. Abbildung 2-6) und der Annahme kleiner Schwimmwinkel die Gleichung (2.9) hergeleitet werden. Dabei kann der erste Summand als im fahrzeugfesten Koordinatensystem beobachtbarer Beschleunigungsanteil interpretiert werden, während der zweite Summand die Führungsbeschleunigung, also die Beschleunigung des fahrzeugfesten Koordinatensystems gegenüber dem Inertialsystem  $I$ , darstellt [17,29].

$$a_{C,y} = \frac{v_C^2}{r_C} = \frac{v_C}{r_C} \cdot \dot{\psi} \cdot r_C = v_C \cdot \dot{\beta} + v_C \cdot \dot{\psi}_B \quad (2.9)$$

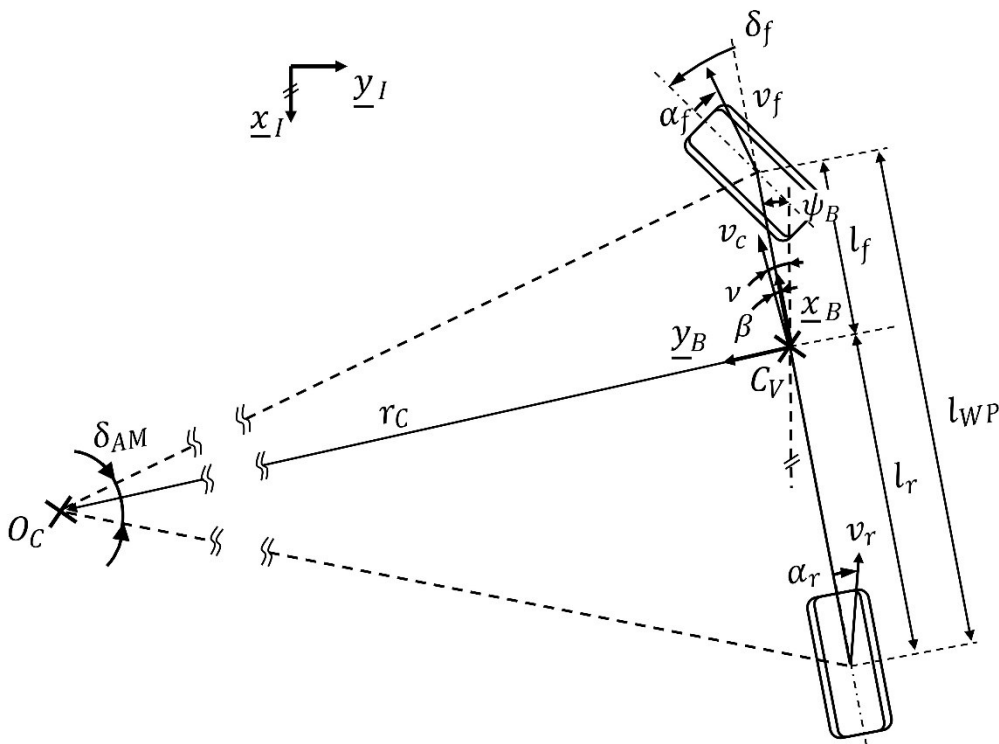


Abbildung 2-6: Kinematik des Einspurmodells nach [17,18,28]

Gleichzeitig ergeben sich unter Vernachlässigung der Längskräfte und des Luftwiderstands die Impuls- und Drallsätze wie folgt [29]:

$$m_V \cdot a_{c,y} = F_{WP,y,f} \cdot \cos(\delta_f) + F_{WP,y,r} \quad (2.10)$$

$$I_{V,z} \cdot \ddot{\psi}_B = F_{WP,y,f} \cdot \cos(\delta_f) \cdot l_f + F_{WP,y,r} \cdot l_r \quad (2.11)$$

Die kinematischen und kinetischen Gleichungssysteme können anschließend mit dem für Reifen typischen degressiven Zusammenhang aus Seitenführungskraft und Schräglaufwinkel verknüpft werden. Dabei wird zumeist eine weitere Annahme, nämlich eine Begrenzung auf kleine Schräglaufwinkel, getroffen. Dies ermöglicht, wie oben geschildert, die Linearisierung der Seitenkräfte anhand der resultierenden Schräglaufsteifigkeit  $c_s$ , welche neben der Schräglaufsteife der Reifen  $c_\alpha$  auch noch die Elastizitäten der Radaufhängung berücksichtigen soll [20]. Gleichzeitig sei auch noch einmal auf die oben getroffene Annahme kleiner Lenkwinkel hingewiesen, mit welcher sich auch die  $\cos(\delta_f)$ -Anteile in den Gleichungen (2.10) und (2.11) vereinfachen [29].

Unter weiterer Vernachlässigung der Lenkelastizitäten ergeben sich dann mit dem Schwimmwinkel  $\beta$  und der Gierrate  $\dot{\psi}_B$  als Zustandsgrößen sowie dem Lenkwinkel  $\delta_f$  als Eingangsgröße die Bewegungsgleichungen des linearen Einspurmodells als zwei gekoppelte Differentialgleichungen (DGL) 1. Ordnung zu [29]:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi}_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{s,f} + c_{s,r}}{m_V v_C} & \frac{c_{s,r} l_r - c_{s,f} l_f}{m_V v_C^2} - 1 \\ \frac{c_{s,r} l_r - c_{s,f} l_f}{I_{V,z}} & -\frac{c_{s,f} l_f^2 + c_{s,r} l_r^2}{I_{V,z} v_C} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi}_B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{s,f}}{m_C v_C} \\ \frac{c_{s,f} l_f}{I_{V,z}} \end{bmatrix} \cdot \delta_f \quad (2.12)$$

Alternativ zur obigen Zustandsraumdarstellung lassen sich die beiden DGL 1. Ordnung auch zu einer DGL 2. Ordnung, wie sie auch bei einer aus der technischen Mechanik bekannten gedämpften Schwingung auftritt, zusammenfassen. Dazu wird der Impulssatz (Gleichung (2.10)) unter Berücksichtigung der Gleichungen (2.7)-(2.9) und den linearisierten Schräglaufsteifigkeiten  $c_s$  nach der Zeit abgeleitet und anschließend nach der sich dann ergebenden Gierbeschleunigung  $\ddot{\psi}_B$  umgestellt. Diese wird daraufhin in Gleichung (2.11) eingesetzt, sodass sich die DGL 2.Ordnung in Abhängigkeit von der Schwimmwinkelbeschleunigung  $\ddot{\beta}$  ergibt (s.a. [17,20]). Beide Betrachtungsweisen ermöglichen schließlich die Ermittlung der geschwindigkeitsabhängigen Giereigenkreisfrequenz sowie die dazugehörige Gierdämpfung, welche Rückschlüsse über die Agilität und Stabilität des Lenkverhaltens erlauben und auch als Koeffizienten in den Gier- und Schwimmwinkel-Übertragungsfunktionen auftauchen [17,20,29].

Ein typischer Anwendungsfall für das Einspurmodell ist die Beurteilung des Eigenlenkverhaltens bei einer stationären Kreisfahrt (vgl. auch [30]). Bei diesem Fahrmanöver werden die Zustandsgrößen  $\beta$  und  $\dot{\psi}_B$  konstant gehalten, wodurch Gleichung (2.12) erheblich vereinfacht wird und die beiden gekoppelten DGL gleichgesetzt und nach dem aufgeprägten

Lenkwinkel  $\delta_f$  umgestellt werden können. So ergibt sich für den vom Fahrenen vorgegebenen Lenkwinkel während einer stationären Kreisfahrt zu [17,20]:

$$\delta_f(a_{c,y}) = \frac{l_{WP}}{r_C} + \frac{m_V}{l_{WP}} \left( \frac{l_r}{c_{s,f}(\alpha_f)} - \frac{l_f}{c_{s,r}(\alpha_r)} \right) a_{c,y} = \delta_{AM} + EG \cdot a_{c,y} \quad (2.13)$$

Es zeigt sich, dass der vom Fahrenen aufzubringende Lenkwinkel eine Funktion der Querbeschleunigung darstellt. Der funktionale Zusammenhang kann für kleine Querbeschleunigungen ( $a_{c,y} < \sim 4 \text{ m/s}^2$ ) und damit einhergehenden kleinen Schräglaufwinkeln sowie konstanten Schräglaufsteifen als Geradengleichung angesehen werden. Bei darüberhinausgehenden Querbeschleunigungen weisen die Schräglaufsteifen eine ausgeprägte Abhängigkeit vom vorliegenden Schräglaufwinkel auf ( $c_{s,f}(\alpha_f)$ ,  $c_{s,r}(\alpha_r)$ ). Wie sich anhand von Gleichung (2.13) erkennen lässt, wird der Ordinatenabschnitt, der sogenannte Ackermann-Winkel  $\delta_{AM}$ , nur durch den Kurvenradius und den Radstand bestimmt und kann als ein rein geometrisch erforderlicher Lenkwinkelanteil interpretiert werden. Demgegenüber definieren die im Eigenlenkgradienten  $EG$  zusammengefassten Größen, insbesondere die Differenz aus den jeweiligen Verhältnissen der Schwerpunktlage zur vorliegenden Schräglaufsteife, die Zunahme des Lenkwinkels infolge einer gesteigerten Querbeschleunigung.

Zur Beurteilung des Eigenlenkverhaltens werden im Wesentlichen zwei Beurteilungskriterien herangezogen. In der Definition des Eigenlenkverhaltens nach Olley werden die absolut erforderlichen Lenkwinkel betrachtet (vgl. auch [31]). Ist dieser beim Befahren des vorgesehenen Kurvenradius größer als der Ackermannwinkel, liegt ein untersteuerndes Verhalten vor. Tritt der umgekehrte Fall auf, dann weist das Fahrzeug ein übersteuerndes Eigenlenkverhalten auf (s.a. Abbildung 2-7). Dies lässt sich auch anhand der Differenz aus dem vorderen und hinteren Schräglaufwinkel festmachen. Für die Definition nach Olley gilt demnach [17,20,29]:

$$\delta_f - \delta_{AM} = \Delta\alpha = \alpha_f - \alpha_r = EG \cdot a_{c,y} \quad \begin{cases} > 0 & \text{untersteuern} \\ = 0 & \leftrightarrow \text{neutral} \\ < 0 & \text{übersteuern} \end{cases} \quad (2.14)$$

Demgegenüber wird in der Definition nach Bergman vorgeschlagen, den Gradienten  $\partial\delta_f/\partial a_{c,y}$  zu verwenden (s.a. [32]). In dieser Definition wird somit von einem übersteuernden Fahrverhalten gesprochen, wenn der Fahrende den Lenkwinkel mit zunehmender Querbeschleunigung reduzieren muss. Dies kann dann zum Beispiel dazu führen, dass der Fahrende in absoluter Betrachtung zwar einen größeren Lenkwinkel als geometrisch erforderlich aufbringt, in der Definition nach Olley würde dies also einem Untersteuern gleichen, den Lenkwinkel jedoch mit zunehmender Querbeschleunigung reduzieren muss, was in der Definition nach Bergman dann einem übersteuernden Eigenlenkverhalten entspricht (s.a. Abbildung 2-7, Strichlinie). Dieses wechselnde Eigenlenkverhalten kann als Sonderfall für heckgetriebene Fahrzeuge auf Fahrbahnen mit niedrigen Reibwerten und ohne Antriebsschlupfsystemen auftreten [17,20,29].

Der in Abbildung 2-7 eingezeichnete Lenkradwinkel  $\delta_H$  bezeichnet dabei den vom Fahrennden vorgegebenen Lenkradwinkel, welcher mittels der Lenkübersetzung  $i_s$  in den Lenkwinkel am Rad  $\delta_f$  umgerechnet werden kann.

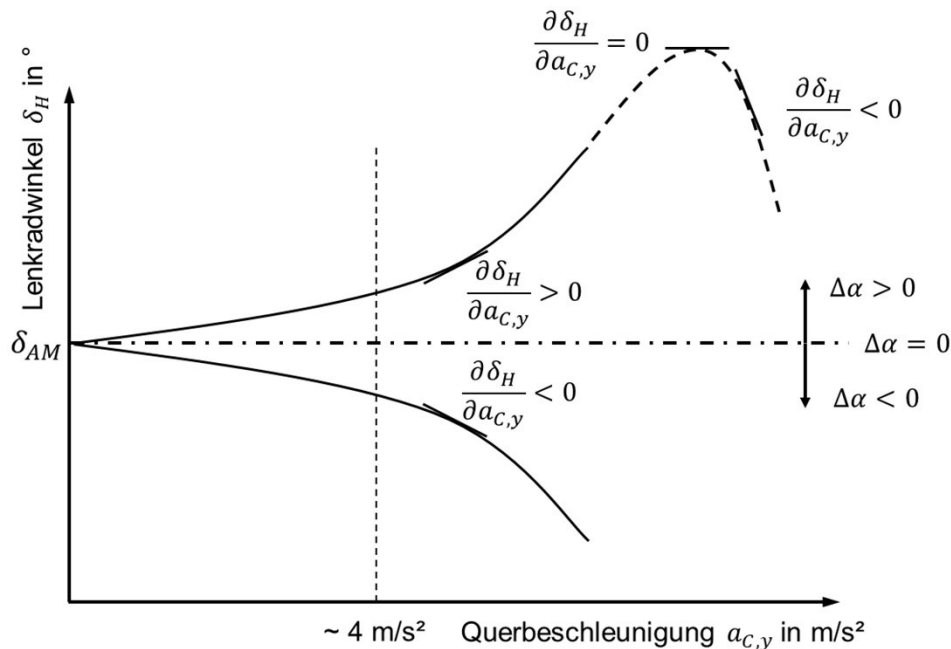


Abbildung 2-7: Vergleich der Definitionen des Eigenlenkverhaltens nach Olley und Bergman nach [20,29]

Im Falle eines untersteuernden Fahrverhaltens wird die Kraftschlussgrenze zuerst an der Vorderachse überschritten, sodass das Fahrzeug nach außen und damit auf einen größeren Kurvenradius  $r_c$  getragen wird. Als Folge wird die vorliegende Querbeschleunigung (vgl. Gleichung (2.9)) reduziert, sodass sich ein stabilisierendes Verhalten einstellt.

Im Falle des Übersteuerns wird die Kraftschlussgrenze zuerst an der Hinterachse überschritten, wodurch sich das Fahrzeug um die Hochachse eindreht. Das Fahrzeug wird auf einen kleineren Bahnradius geführt, wodurch die Querbeschleunigung weiter erhöht wird, sodass sich ein selbstverstärkender Effekt einstellt. Diesem kann schließlich nur noch durch ein rechtzeitiges Gegenlenken des Fahrennden entgegengewirkt werden, sodass das Fahrzeug wieder auf einen größeren Kurvenradius geführt wird. Da dieses Manöver jedoch ein erhöhtes Fahrgeschick und -gefühl voraussetzt, werden Fahrzeuge heutzutage in der Regel mit einer leichten Untersteuertendenz ausgelegt [17,20].

### 2.3.2 Zweispurmodell

Im Zweispurmodell werden die Räder der Achsen getrennt betrachtet, gleichzeitig liegt der Fahrzeugschwerpunkt nicht auf der Fahrbahnoberfläche, sodass neben Hubbewegungen auch Wank- und Nickwinkel eingeführt werden. Im Allgemeinen kann die Führung des Aufbaus daher vereinfacht mittels Gleitsteinen an der Vorder- und Hinterachse modelliert werden, welche sowohl eine translatorische (Huben) als auch eine rotatorische Freiheit (Wanken) erlauben. Diese Führungen werden dabei in den jeweiligen Rollzentren der Achsen positioniert. (s.a. Abbildung 2-8 und Abbildung 2-4) [25]. Da im Weiteren die Wank- und Nick- bzw. Hubbewegungen getrennt betrachtet werden sollen (s.a. Abschnitt 2.4.3), können die

Gleitsteinführungen für das reine Wanken durch Drehgelenke ersetzt werden. Die Radführungen werden vereinfacht als Starrachsen angenommen, welche einen entsprechenden Rollfreiheitsgrad aufweisen. Außerdem wird der Aufbau torsionssteif modelliert. Die folgenden Angaben beziehen sich, sofern nicht anders gekennzeichnet, auf das Inertialsystem  $I$ .

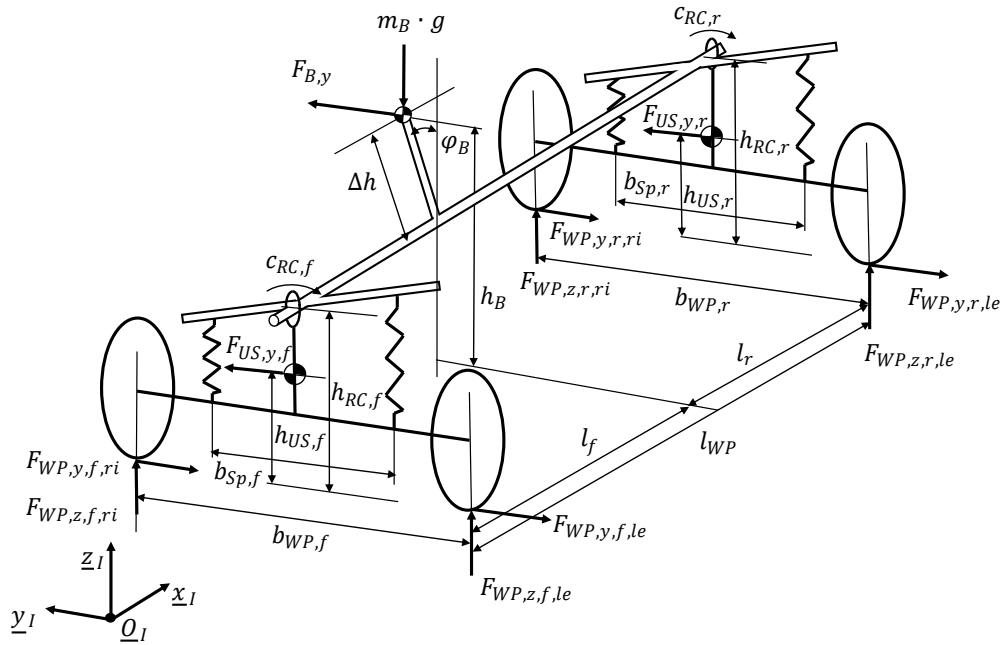


Abbildung 2-8: Zweispurmodell zur Modellierung des Wankverhaltens nach [18,25,33]

Wie in Abbildung 2-8 zu erkennen ist, wird der Aufbau federnd gegenüber den Radaufhängungen gelagert. Dabei sind der Übersichtlichkeit halber lediglich die Aufbaufedern dargestellt, die Wirkung der Stabilisatoren findet in den untenstehenden Gleichungen aber ebenfalls Berücksichtigung. Erfährt der Aufbau nun, wie auch in der Abbildung gezeigt, eine Zentrifugalbeschleunigung (vgl. Gleichung (2.9)), lässt sich das von der Wankfederung abzustützte Moment wie folgt berechnen [18]:

$$M_{B,x} = m_B \cdot a_{B,y} \cdot \Delta h \cdot \cos \varphi_B + m_B \cdot g \cdot \Delta h \cdot \sin \varphi_B = (c_{RC,f} + c_{RC,r}) \cdot \varphi_B \quad (2.15)$$

Dabei wird der Aufbau isoliert von den Radaufhängungen betrachtet. Der dazugehörige Freischnitt erfolgt an den Rollzentren der Vorder- und Hinterachse. Die Größe  $\Delta h$  gibt den Abstand des Aufbauschwerpunkts zur Wankachse an. Um schließlich den vorliegenden Rollwinkel bestimmen zu können, wird der Widerstand gegen die Rollbewegung an den jeweiligen Achsen zunächst in Form der vorliegenden Drehfederraten  $c_{RC,f}$  bzw.  $c_{RC,r}$  zusammengefasst. Die Auslenkung des Aufbaus in Form des Wankwinkels  $\varphi_B$  ergibt sich schließlich unter der Berücksichtigung von linearisierbaren Winkelfunktionen sowie der Vernachlässigung der Neigung der Wankachse (vgl. auch Abschnitt 2.2.2) zu [18]:

$$\varphi_B = \frac{m_B \cdot a_{B,y} \cdot \Delta h}{c_{RC,f} + c_{RC,r} - m_B \cdot g \cdot \Delta h} \quad (2.16)$$



reduzierte Momentenabstützung an der Vorderachse zu kompensieren, muss die Radlastdifferenz an der Hinterachse entsprechend ansteigen [17,20]. Mit dem Anstieg der Radlastdifferenz geht jedoch auch ein Verlust des Seitenführungsvermögens einher. In Abbildung 2-10 ist dazu die Seitenführungskraft des Reifens in Abhängigkeit der Radlast und des Schräglaufwinkels als Parameter gezeigt. Die strichpunktierten Linien geben dabei die statische Radlast  $F_{WP,z,stat}$  sowie die Seitenführungskraft  $F_{WP,y,stat}$  an, welche unter Vernachlässigung der Radlastdifferenz auftreten. Wird nun, ausgehend von diesem Zustand, eine Radlastdifferenz aufgeprägt, so lässt sich erkennen, dass die Seitenkraft am kurveninneren Rad aufgrund des degressiven funktionalen Zusammenhangs stärker abfällt, als die Kraft am kurvenäußeren Rad zunehmen kann ( $\Delta F_{WP,y,i} > \Delta F_{WP,y,o}$ ). Wird die Kraft  $F_{WP,y,stat}$  als Bedarf zum Befahren der Kurve angesehen, muss der zugehörige Achsschräglaufwinkel ansteigen, sodass der Verlust der Seitenkraft auf diese Weise wieder kompensiert werden kann (Strichlinie). Gleichzeitig bedeutet ein Ansteigen des Achsschräglaufwinkels bei gleichbleibender Seitenkraft auch, dass die resultierende Schräglaufsteife, hier an der Hinterachse  $c_{s,r}$ , abnehmen muss. Dies führt gemäß Gleichung (2.13) schließlich zu einer Verringerung des Eigenlenkgradienten und damit zu einer Verringerung der Untersteuertendenz. Umgekehrt analog verhält es sich, sollte an der Vorderachse eine Erhöhung der Wanksteifigkeit vorgenommen werden [8,10].

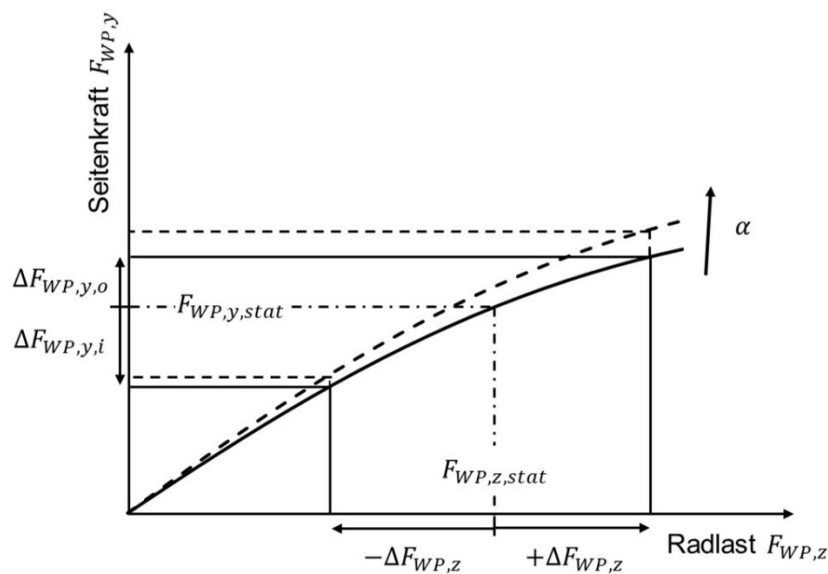


Abbildung 2-10: Einfluss der Radlastdifferenz auf die Seitenkraft nach [18,29,33]

Zur Abstimmung des Eigenlenkverhaltens infolge der Radlastdifferenzen wird in der englischsprachigen Literatur die „Total Lateral Load Transfer Distribution“ (TLLTD) eingeführt. Diese stellt das Verhältnis der vorderen Radlastdifferenz  $\Delta F_{WP,z,f}$  zur Summe aus Vorder- und Hinterachse dar. Wird die TLLTD schließlich auf die Gewichtsverteilung (Weight Distribution (WD)) bezogen, zeigt das Verhältnis TLLTD/WD von über 100 % an der Vorderachse eine untersteuernde Auslegung der Wankratenverteilung an. Die vordere Radlastdifferenz wächst mit zunehmender Querbewegung demnach überproportional im Vergleich zur Gewichtsverteilung (s.a. [34]). Neben der Aufteilung der Wankraten zwischen Vorder- und Hinterachse ist auch der Aufbaurollgradient als Folge der Querbewegung ein Hauptauslegungskriterium. Dieser liegt je nach sportlichem Anspruch des Fahrzeugs bei PKWs zwischen 3-6 °/g [35].

Wie bereits thematisiert, setzt sich die Drehfederrate  $c_{RC,r}$  aus der Stabilisator- sowie Federsteifigkeit zusammen. Mit den entsprechenden Spurweiten der Feder  $b_{Sp}$  und des Stabilisators  $b_{St}$  sowie der Annahme kleiner Winkel folgt für das obenstehende Beispiel der Starrachse der folgende Zusammenhang (s.a. Abbildung 2-9):

$$c_{RC,r} = c_{Sp,r} \cdot \frac{b_{Sp,r}^2}{2} + c_{St,r} \cdot \frac{b_{St,r}^2}{2} \quad (2.18)$$

Die Steifigkeiten der Feder und des Stabilisators werden hier als Folge einer linearen Deformation, also in der Einheit N/m, definiert. Für Radaufhängungen ergibt sich im Allgemeinen:

$$c_{RC,r} = [c_{Sp,r} \cdot i_{Sp,OWT,r}^2 + 2 \cdot c_{Tor,r} \cdot i_{Tor,r}^2] \cdot \frac{b_{WP,r}^2}{2} \quad (2.19)$$

Dazu werden die Steifigkeiten der Feder und des Stabilisators mithilfe der vorliegenden Übersetzungsverhältnisse auf den Radaufstandspunkt umgerechnet und anschließend mit der Spurweite und der Annahme kleiner Rollwinkel in die Wankfederrate transferiert. Für die Federübersetzung  $i_{Sp,opp,r}$  ist die Kinematik für das wechselseitige Einfedern zu verwenden (s.a. Gleichung (2.29)). Die Torsionsfedersteifigkeit  $c_{Tor,r}$ , welche die Steifigkeit des Stabilisators abbilden soll, und die dazugehörige Übersetzung der Drehfeder  $i_{Tor,r}$  werden in Gleichung (2.19) für einen einseitigen Radhub definiert, wodurch der Faktor 2 benötigt wird.

Mit dem Zweispurmodell lassen sich auch die Radstellungsänderung infolge des Wankens sowie ihre Effekte auf das Fahrverhalten beobachten. Ist ein Rad zum Beispiel mit einem absoluten Sturzwinkel (vgl. auch Abbildung 2-5) beaufschlagt, rollt dieses wie auf einem Kegelstumpf ab. Die dafür notwendigen Zentripetalkräfte können somit auch als Sturzseitenkräfte  $F_{WP,\gamma}$  interpretiert werden, welche sich näherungsweise additiv mit den Schräglaufseitenkräften  $F_{WP,\alpha}$  überlagern [20]. Abbildung 2-11 zeigt die sich ergebenden Seitenführungskräfte  $F_{WP,\gamma}$  für den Fall eines absoluten negativen Sturzwinkels an einer Starrachse. Es lässt sich erkennen, dass die Sturzseitenkräfte am kurvenäußeren Rad der Fliehkraft des Aufbaus entgegenwirken, während sie am kurveninneren Rad die Fliehkraft additiv überlagern. Durch die höhere Radlast am kurvenäußeren Rad, welches auch als „Hochlastrad“ bezeichnet wird, treten die Effekte des negativen Sturzwinkels jedoch stärker in Erscheinung ( $F_{WP,\gamma,le} > F_{WP,\gamma,ri}$ ). Im Vergleich zu Abbildung 2-9 ergibt sich somit bei gleicher Gesamtsumme der Seitenführungskräfte  $F_{WP,\gamma}$  ein geringerer Bedarf an Schräglaufseitenkräften  $F_{WP,\alpha}$  und somit auch ein geringerer Achsschräglaufwinkel. Eine Zunahme der resultierenden Achs-Schräglaufsteifigkeit  $c_\alpha$  ist die Folge.

Wird unabhängig davon ein Vorspurwinkel  $\delta$  aufgeprägt, so wird der Rad-Schräglaufwinkel  $\alpha$  des kurvenäußeren Rades direkt um diesen Betrag vergrößert. Dies geht im linearen Bereich mit einer Zunahme der Seitenführungskraft einher. Auch hier fällt die Zunahme aufgrund der höheren Radlast am kurvenäußeren Rad größer aus als die Abnahme am gegenüberliegenden Rad.

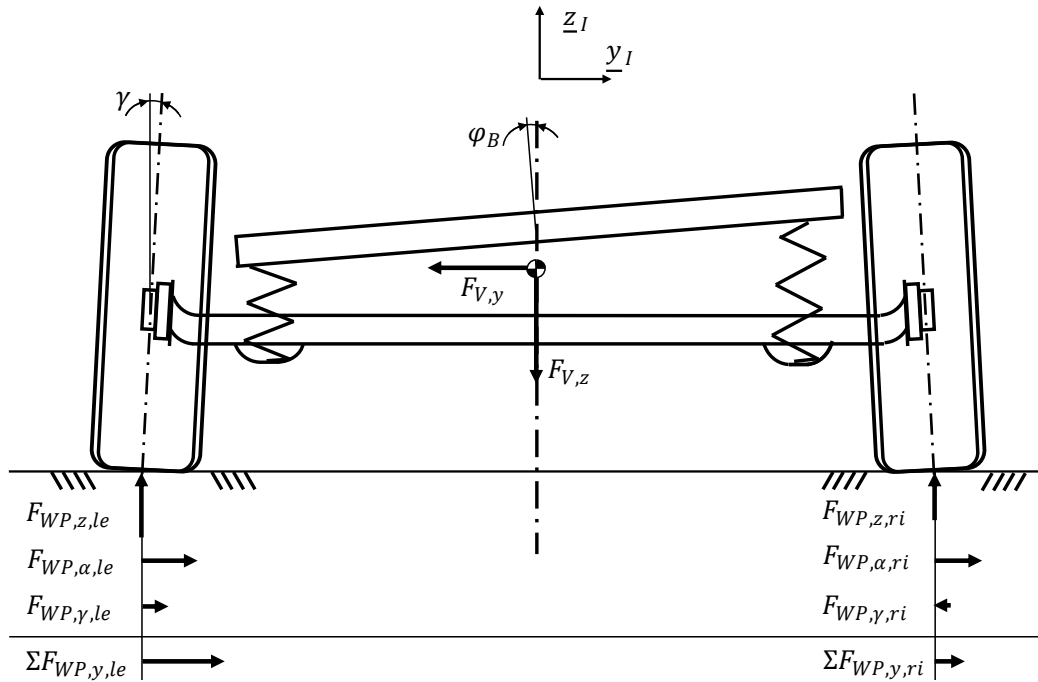


Abbildung 2-11: Einfluss des negativen Sturzwinkels bei Kurvenfahrt nach [20]

Da der Achs-Schräglaufwinkel im Mittel nicht beeinflusst wird, die sich ergebende Achs-Seitenkraft jedoch zunimmt, stellt sich eine Zunahme der resultierenden Achs-Schräglaufsteifigkeit  $c_\alpha$  ein. Gemäß Gleichung (2.13) kann auf diese Weise entscheidend das Eigenlenkverhalten beeinflusst werden. Während ein Vorspurwinkel und ein negativer Sturzwinkel an der Hinterachse durch die Zunahme von  $c_{\alpha,r}$  eine Vergrößerung des untersteuernden Verhaltens hervorrufen, erzeugen ein Nachspurwinkel und ein positiver Sturzwinkel den gegenteiligen Effekt. An der Vorderachse verhält es sich dementsprechend umgekehrt analog [20].

Da permanente statische Radstellungen jedoch einen erhöhten Rollwiderstand und Reifenverschleiß verursachen, sind diese ungeeignet das Kurvenfahrverhalten zu beeinflussen. In [19] wird zum Beispiel gezeigt, dass bereits bei einem Sturzwinkel von  $-1^\circ$  die Lebensdauer des Reifens auf etwa 80% absinken kann. Aus diesem Grund werden die statischen Radstellungen vielmehr genutzt, um eine Vorspannung auf die Aufhängung aufzuprägen und etwaige Elastizitäten auszugleichen [20]. Zur Beeinflussung des Fahrverhaltens wird daher vielmehr eine kinematische Änderung der Spur- und Sturzwinkel über den Radhub ( $s_{WC,z}$ ) angestrebt. Diese werden genutzt, um die während der Kurvenfahrt auftretenden Elastizitäten zu kompensieren und das gewünschte leicht untersteuernde Verhalten des Fahrzeugs sicherzustellen. Die Änderungsraten der Spur- und Sturzwinkel über den (wechselseitigen) Radhub sind dabei stark von dem jeweiligen Achs- und Fahrzeugkonzept abhängig [17,19]. Für die hier primär betrachteten Verbundlenkerhinterachsen (s.a. Abschnitt 3.5) gilt für das Rollsteuern ( $\partial\delta/\partial s_{WC,z,OWT}$ ) gemäß [36] ein Zielbereich 3 bis  $10^\circ/\text{m}$ , während für den relativen Rollsturz ( $\partial\gamma_{rel}/\partial s_{WC,z,OWT}$ ) ein Wertebereich von etwa  $-20$  bis  $-50^\circ/\text{m}$  erreicht werden sollte. Vergleichbare Einzerradaufhängungen liegen bzgl. des Rollsturzes bei etwa der Hälfte (s.a. [37]).

## 2.4 Modelle und Methoden zur Beschreibung des Fahrkomforts

In diesem Abschnitt sollen die grundlegenden Modelle und Verfahren zur Bewertung des Fahrkomforts vorgestellt werden. Dazu wird zunächst auf die Rekonstruktion und Kategorisierung der Fahrbahnunebenheiten eingegangen, und anschließend die in der Fahrzeugtechnik verbreiteten Ersatzmodelle der Vertikaldynamik aufgezeigt. Abschließend werden die standardisierten sowie die in der Literatur gängigen Methoden zur objektiven Evaluation der Ganzkörper-Schwingungen vorgestellt. Dabei stehen insbesondere die Effekte aus den Bereichen des sogenannten „primary ride“ (Frequenzbereich ca. 0-5 Hz) und „secondary ride“ (Frequenzbereich ca. 5-30 Hz) im Fokus [38,39]. Diese liegen auf dem Gesamtgebiet der Noise-Vibration-Harshness (NVH) im Bereich der Vibrationen, bis hin zum Übergangsbereich zur Rauigkeit (vgl. auch [17,40]). Dem primary ride werden in erster Linie die Bewegungen des Aufbaus zugeordnet, dazu zählen insbesondere die Hub-, Nick- und Wankschwingungen. Letztere sind nicht mit dem Einspurmodell der Vertikaldynamik, sondern mindestens mit dem Zweispurmodell zu modellieren (s.a. Abschnitt 2.3.2). Hinzu kommen die Schwingungen des Systems Sitz-Mensch, dessen Eigenfrequenzen i.d.R. ebenfalls in diesem Frequenzband zu liegen kommen. Zur Beurteilung des Federungskomforts im unteren Frequenzbereich werden insbesondere langwellige Fahrbahnen mit großen Amplituden überfahren. Ausgewertet werden die auf die Insassen wirkenden Beschleunigungen und seltener auch die sich ergebenden Wege des Aufbaus, Winkel und die Änderung der Beschleunigung (Ruck) [40–42]. Den secondary ride Effekten sind demgegenüber die Schwingungen der Räder und ungefederten Massen zugeordnet. Hinzu kommen Eigenfrequenzen des Antriebsstrangs und der Karosserie [38]. Letztere sollen in der vorliegenden Arbeit jedoch eine untergeordnete Rolle spielen. Da sich in dem secondary ride insbesondere auch der Abrollkomfort wiederfindet, spielen auch das initiale Ansprechverhalten der Federn bzw. Dämpfer und somit auch die Reibung und Losbrechkräfte sowie die parasitären Federraten eine Rolle [39,43]. Der secondary ride wird typischerweise mit kurz- und mittelwelligen Fahrbahnen und beim Überfahren von Einzelhindernissen ausgewertet. Dabei sind starke Peaks in der Beschleunigung genauso zu vermeiden, wie ein ausgiebiges Nachschwingen der Räder [40]. Neben den Beschleunigungen in vertikaler Richtung sind beim sogenannten Prellen insbesondere auch Schwingungen in Längsrichtung von Interesse. Diese hängen direkt mit den Nachgiebigkeiten in der Radaufhängung zusammen [39,40].

### 2.4.1 Modellierung und Kategorisierung von Fahrbahnunebenheiten

Die Grundlage zur Betrachtung von Unebenheiten stellt die weit verbreitete Fourier-Transformation dar. Mit dieser können harmonische Signale von dem Zeit- in den Frequenzbereich transformiert werden. Diese Vorgehensweise ist dabei von der Periodendauer  $T$  des Signals abhängig, welche die minimale Frequenz und, bei diskreten Messwerten, auch die Auflösung der betrachteten Frequenzen definiert. Ist diese Auflösung zu niedrig gewählt, kann es zu einer ungenauen Abbildung höherfrequenter Schwingungen im Frequenzbereich kommen (sogenannter „Gartenzauneffekt“). Des Weiteren können auch Unstetigkeiten bei den periodischen Wiederholungen des Signals auftreten, wodurch Ausschläge über den gesamten Frequenzbereich auftreten (sogenannter „Leckeffekt“). Wird die Periodendauer  $T$  des Signals als unendlich groß angenommen, erfolgt ein Übergang von diskreten zu kontinuierlichen Signalen. Die kontinuierliche Fourier-Transformation und ihre Inverse sind in Gleichung (2.20) dargestellt [20,44,45]:

$$\underline{\hat{z}}_E(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} z_E(t) e^{-i\omega t} dt \quad (2.20)$$

$$z_E(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \underline{\hat{z}}_E e^{i\omega t} d\omega$$

In den Gleichungen stellt die Größe  $\underline{\hat{z}}_E$  einen Phasor dar, welcher die Amplitude und Phasenwinkel des komplexen Zeigers beinhaltet.

Da die direkte Fourier-Transformation für Signale mit nichtabklingendem Energieinhalt in der Regel ungeeignet ist, wird bei Signalen mit zufälligem Ursprung die spektrale Leistungsdichte („Power Spectral Density“, PSD) herangezogen. Der Leistungsbegriff bezieht sich dabei im Allgemeinen nicht auf eine physikalische Leistung, sondern vielmehr auf den quadratischen Mittelwert (quadratischen Effektivwert) des Signals. Dieser erlaubt es auch eine Verknüpfung zum Zeitbereich herzustellen. So besagt das Parseval'sche Theorem, dass der quadratische Mittelwert des Signals, im Frequenz- und Zeitbereich identisch ist, sofern eine unendliche Periodendauer  $T$  vorliegt. Gemäß DIN 1311-1 gilt für ein einseitiges Spektrum ( $0 \leq \omega \leq \infty$ ) somit [46–48]:

$$\bar{z}_E^2 = \frac{1}{T} \int_0^T z_E(t)^2 dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2}{T} |\underline{\hat{z}}_E(\omega)|^2 d\omega = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2}{T} |\underline{\hat{z}}_E(f)|^2 df \quad (2.21)$$

Der Integrand im Frequenzbereich wird dann als spektrale Leistungsdichte  $\Phi(\omega)$  definiert:

$$\Phi_{z_E}(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2}{T} (|\underline{\hat{z}}_E(\omega)|^2) \quad (2.22)$$

Durch den direkten Zusammenhang zum Effektivwert im Zeitbereich gibt die spektrale Leistungsdichte  $\Phi_{z_E}(\omega)$  somit die Varianz des Signals (hier der Fahrbahn) für ein infinitesimales kleines Frequenzband an. Außerdem lässt sich anhand von Gleichung (2.22) erkennen, dass durch die Verwendung des Betrags in der PSD keine Informationen mehr über die Phasenwinkel des komplexen Phasors enthalten sind [44]. Da in der Praxis zumeist endliche Zeitbereiche vorliegen, muss die PSD mithilfe von Periodogrammen mit endlichen Frequenzbändern abgeschätzt werden. In der Methode nach Welch wird zudem das zu untersuchende Signal im Zeitbereich segmentiert (vgl. auch [49]). Die einzelnen Segmente können sich dabei gegenseitig überlagern und mit Fensterungsfunktionen gewichtet werden. Danach wird die Leistungsdichte für jedes Segment einzeln abgeschätzt und schließlich über alle Segmente gemittelt, sodass sich ein minimierter Einfluss des Messrauschens ergibt [48].

Anstelle der Betrachtung im Zeitbereich werden die Unebenheiten der Fahrbahn üblicherweise von dem zurückgelegten Weg  $x$  abhängig gemacht. Analog zum Zeitbereich werden dazu mit  $\Omega$  die sogenannten Weg-Kreisfrequenzen eingeführt. Auf diese Weise werden die

Unebenheiten von der Fahrzeuggeschwindigkeit unabhängig, können jedoch unter der Annahme einer konstant angenommenen Geschwindigkeit wieder in die Kreisfrequenzen  $\omega$  umgerechnet werden. Bei der Betrachtung der Fahrbahnunebenheiten lässt sich beobachten, dass sich die PSD von einspurigen Fahrbahnunebenheiten in einem doppelt-logarithmischen Maßstab annähernd linear über die Frequenz verhalten [50,51]. Sie folgen dabei näherungsweise der Gleichung (2.23):

$$\Phi_{z_E}(\Omega) = \Phi_{z_E}(\Omega_0) \left[ \frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-w} \quad (2.23)$$

In der doppelt-logarithmischen Betrachtung fungiert die Welligkeit  $w$  somit als Steigung dieser Geraden. Gemäß [52] verhalten sich die Messwerte von  $w$  näherungsweise normalverteilt und weisen einen Erwartungswert bei  $w \approx 2,14$  auf. Die Bezugseigenfrequenz  $\Omega_0$  ist auf  $\Omega_0 = 1 \frac{\text{rad}}{\text{m}}$  festgelegt und dient zur Bestimmung des allgemeinen Unebenheitsindex (AUN), welcher der spektralen Leistung  $\Phi_{z_E}(\Omega_0)$  an ebendieser Bezugsfrequenz wiedergibt. Zur Klassifizierung der Unebenheiten gemäß ISO 8608 wird die Welligkeit  $w$  auf den Wert Zwei festgesetzt, sodass lediglich die Werte des AUN zur Kategorisierung der Rauigkeit der Unebenheiten herangezogen werden müssen. Abbildung 2-12 zeigt die Grenzen zwischen den drei Rauigkeitsklassen (A-B, B-C, C-D) in doppelt-logarithmischer Auftragung [51,53]. Die dazugehörigen Werte für den AUN lauten:  $\Phi_{A-B}(\Omega_0) = 8 \text{ cm}^3$ ,  $\Phi_{B-C}(\Omega_0) = 32 \text{ cm}^3$  und  $\Phi_{C-D}(\Omega_0) = 128 \text{ cm}^3$ .

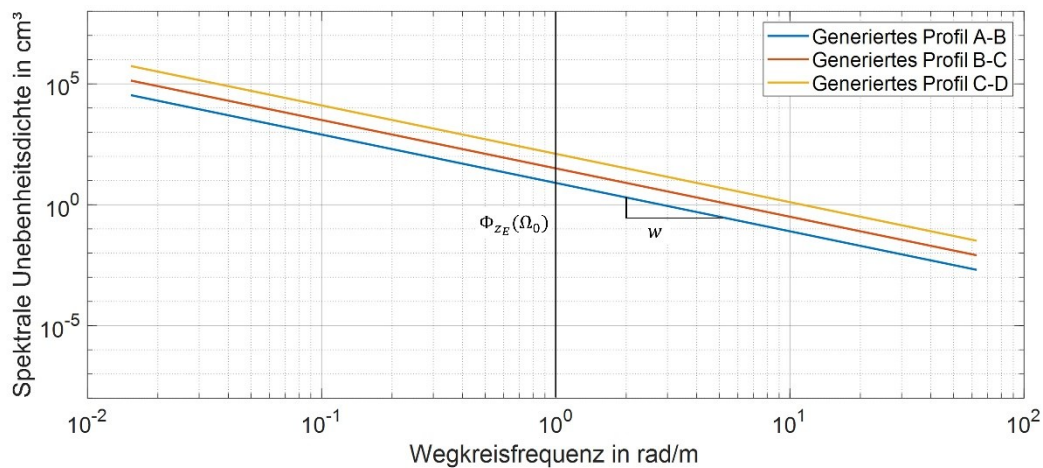


Abbildung 2-12: Klassengrenzen der spektralen Unebenheitsdichten von verschiedenen Fahrbahnprofilen gemäß ISO 8608 im doppelt-logarithmischen Auftragung nach [51]

Aus den genormten Kenndaten der Fahrbahnunebenheiten können im Umkehrschluss auch synthetische Fahrbahnprofile generiert werden. Dazu wird hier die in [54,55] geschilderte Vorgehensweise verfolgt. Als Grundlage wird der Zusammenhang zwischen der PSD und dem Effektivwert aus Gleichung (2.21) herangezogen. Gleichzeitig wird sich auch zunutze gemacht, dass der Effektivwert einer Sinus-Schwingung lediglich von dessen Amplitude und einem konstanten Vorfaktor ( $\sqrt{2}$ ) abhängig ist. Unter der Annahme einer konstanten Leistungsdichte

über ein möglichst kleines, aber endliches, Frequenzband  $\Delta\Omega$  und der Verwendung von diskreten Frequenzen  $\Omega_k$  ergibt sich schließlich durch Einsetzen von Gleichung (2.23) in (2.21) eine Näherung für die  $k$ -te Amplitude zu:

$$\hat{z}_{E,k} = \sqrt{2} \tilde{z}_{E,k} \approx \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_{\Omega_k - \frac{\Delta\Omega}{2}}^{\Omega_k + \frac{\Delta\Omega}{2}} \Phi_{z_E}(\Omega_k) d\Omega} = \sqrt{\Phi_{z_E}(\Omega_0) \left(\frac{\Omega_k}{\Omega_0}\right)^{-w} \frac{\Delta\Omega}{\pi}} \quad (2.24)$$

Diese können schließlich mit dem zugehörigen Sinus multipliziert und additiv überlagert werden. Die Phasenverschiebung  $\phi_k$  einer jeden dieser Schwingungen wird dabei jeweils zufällig in einem Intervall von  $[0, 2\pi)$  definiert. Somit resultieren für die einspurigen Fahrbahnunebenheiten [54,55]:

$$z_E(x) = \sum_{k=1}^N \hat{z}_{E,k} \sin(\Omega_k x - \phi_k) \quad (2.25)$$

Die sich ergebenden Profile der Unebenheiten in Abhängigkeit des zurückgelegten Weges sind in Abbildung 2-13 dargestellt. Die oben angesprochenen zufallsbasierten Phasenverschiebungen sind dabei aus Gründen der Wiederholbarkeit mithilfe eines zurücksetzbaren Zufallsgenerators entstanden. Sollen für die linke und rechte Fahrspur unterschiedliche Fahrbahnprofile verwendet werden, sind Kohärenzfunktionen zwischen den Spuren zu beachten, welche von der Spurweite und der Frequenz abhängig sind (s.a. [56]).

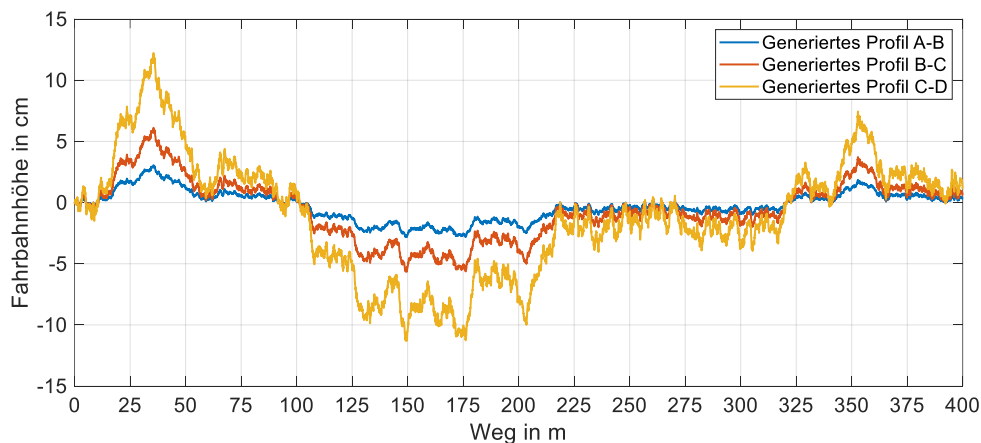


Abbildung 2-13: Synthetisch generierte einspurige Unebenheiten gemäß der Klassifizierung nach ISO 8608

Die in Abbildung 2-12 und Abbildung 2-13 vorgestellten Fahrbahnprofile werden im weiteren Verlauf der Arbeit für die simulativen Untersuchungen zur Anregung verschiedener Fahrzeugmodelle herangezogen. Damit die Intensität der Fahrbahnprofile besser eingeordnet

werden kann, werden im Folgenden Vergleichswerte aus der Literatur vorgestellt. Gemäß [44,57] spiegelt ein AUN-Wert von  $\Phi_{A-B}(\Omega_0) = 8 \text{ cm}^3$  eine deutsche Autobahn in schlechtem Zustand wieder. Ab einem Grenzwert von  $> 9 \text{ cm}^3$  sind bereits bauliche Maßnahmen vorzusehen [57]. Demgegenüber repräsentiert ein AUN-Wert von  $\Phi_{B-C}(\Omega_0) = 32 \text{ cm}^3$  eine deutsche Landstraße in schlechtem Zustand. Auch hier sind ab einem Grenzwert  $> 36 \text{ cm}^3$  bauliche Korrekturmaßnahmen durchzuführen [57]. Das Fahrprofil mit einem Unebenheitsindex von  $\Phi_{C-D}(\Omega_0) = 128 \text{ cm}^3$  hingegen versucht, ein äußerst schlechtes nordamerikanisches Straßenprofil abzubilden, welches in ähnlicher Intensität auch auf einem OEM-Prüfgelände verwendet und im späteren Verlauf der Arbeit abgetestet wird (s.a. Abschnitt 6.2.3). Aussagen zur Häufigkeit des Auftretens dieser Straßenprofile lassen sich in der Arbeit [58] wiederfinden. Hier werden die Ganzkörper-Schwingungen in einem über 1800 km langen Straßennetz untersucht. Das gesamte Netzwerk wird dabei in Segmente von je 200 m unterteilt. Die Autoren kommen bei ihrer Studie u.a. zu dem Ergebnis, dass die höchsten Rauigkeitsklassen C bzw. D unter realen Verkehrsbedingungen in einer Häufigkeit von lediglich etwa 8 % bzw. 0.4 % auftreten [58].

## 2.4.2 Zwei-Massen-Schwinger

Das Modell des Zwei-Massen-Schwingers, berücksichtigt neben der Aufbauschwingung auch die Schwingungseigenschaften der ungefederten Massen. Die Massen und Federungsgrößen des Fahrzeugs werden dabei üblicherweise auf ein Rad projiziert, weshalb der Ansatz auch als „Viertelfahrzeug-Modell“ bezeichnet wird. Abbildung 2-14 (links) stellt das hier verwendete Ersatzmodell dar. Im vorliegenden Fall beziehen sich die Aufbaumasse  $m_B$ , die ungefederte Masse  $m_{US}$  sowie die radbezogenen Federsteifigkeiten ( $c_B$ ,  $c_{US}$ ) und Dämpfungskonstanten ( $d_B$ ,  $d_{US}$ ) auf das linke hintere Rad (Index:  $r, le$ ). Die folgenden Gleichungen können, jedoch mit entsprechender Anpassung der Kenndaten, auch auf die anderen Räder angewendet werden. Ein Freischnitt der beiden Massen liefert die beiden gekoppelten DGLs zweiter Ordnung für die eingezeichneten Freiheitsgrade, die Größe  $z_E$  gibt dabei die Anregung durch die Fahrbahn wieder:

$$\begin{bmatrix} 0 \\ d_{US,r,le}\dot{z}_{E,r,le} + c_{US,r,le}z_{E,r,le} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{B,r,le} & 0 \\ 0 & m_{US,r,le} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_{B,r,le} \\ \ddot{z}_{US,r,le} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{B,r,le} & -d_{B,r,le} \\ -d_{B,r,le} & d_{US,r,le} + d_{B,r,le} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{B,r,le} \\ \dot{z}_{US,r,le} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{B,r,le} & -c_{B,r,le} \\ -c_{B,r,le} & c_{US,r,le} + c_{B,r,le} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{B,r,le} \\ z_{US,r,le} \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

Unter Vernachlässigung der Kopplung der Gleichungen in (2.26), d.h. unter Auslassen der Nebendiagonalelemente in den Matrizen, ergeben sich die Eigenfrequenzen der Massen und das Dämpfungsmaß des Aufbaus näherungsweise zu [17,20]:

$$f_{0,B,r} = \sqrt{\frac{c_{B,r,le}}{m_{B,r,le}}} \frac{1}{2\pi} \quad D_{B,r} = \frac{d_{B,r,le}}{2m_{B,r,le} \cdot 2\pi f_{0,B,r}} \quad f_{0,US,r} = \sqrt{\frac{c_{B,r,le} + c_{US,r,le}}{m_{US,r,le}}} \frac{1}{2\pi} \quad (2.27)$$

Bezüglich der Kenngrößen des Aufbaus ( $f_{0,B,r}$ ,  $D_{B,r}$ ), können diese Vereinfachungen dahingehend interpretiert werden, dass die Federungs- und Masseneigenschaften des Rades bzw. der ungefederten Massen keine Beachtung finden. Die Eigenkreisfrequenzen der ungefederten Massen hingegen werden näherungsweise aus einer Parallelschaltung aus Aufbau- und Reifenfeder ermittelt. Dies ist der Fall, wenn der Aufbau als fixiert angesehen werden kann. Neben diesen Vereinfachungen existiert auch noch die Annahme, dass die Aufbaumasse viel größer ist als die ungefederte Masse, sodass die Aufbau- und Reifenfeder als Reihenschaltung interpretiert werden können. In diesem Fall folgt für die Eigenfrequenz des Aufbaus [18]:

$$f_{0,B,r} = \sqrt{\frac{c_{B,r,le} \cdot c_{US,r,le}}{(c_{B,r,le} + c_{US,r,le}) \cdot m_{B,r,le}}} \frac{1}{2\pi} \quad (2.28)$$

Die Eigenfrequenzen dienen, zum Teil auch in Form von sogenannten Schwingzahlen, als ein zentrales Auslegungsziel für den Komfort. So liefern sie erste Referenzwerte für Federsteife der Aufbaufedern, sodass u.a. die Eigenfrequenzen des menschlichen Körpers und zugleich große Radlastschwankungen vermieden werden können. In [35,59] werden für komfortabel abgestimmte Fahrzeuge 1 bis 1,4 Hz und für sportlich abgestimmte Straßenfahrzeuge 1,4 bis 1,67 Hz vorgeschlagen. Für das Aufbaudämpfungsmaß werden bei PKW demgegenüber Werte zwischen 0,3 bis 0,4 und bei Sportwagen etwa 0,5 beobachtet [35].

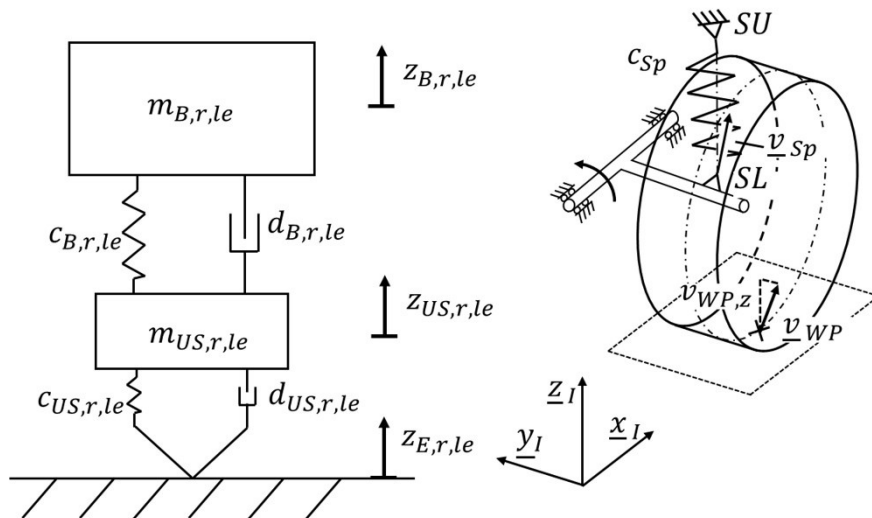


Abbildung 2-14: Ersatzmodell zum Zwei-Massen-Schwinger (links); Anschauungsmodell zur Berechnung der Federübersetzung (rechts) nach [25]

Die bisher gezeigten Betrachtungen sind stets in Bezug zur Radmitte aufgestellt worden. Um die Effekte auf Komponentenebene zu berücksichtigen, wird das in Abbildung 2-14 (rechts) dargestellte Ersatzmodell herangezogen. Zur Berechnung der Feder- bzw. Dämpferübersetzung, wird die Komponente des Geschwindigkeitsvektors am Radaufstandspunkt dazu mit der resultierenden Geschwindigkeit in Federrichtung in Beziehung gesetzt:

$$i_{sp} = \frac{\underline{v}_{sp}^T (\underline{r}_{SL,SU} / |\underline{r}_{SL,SU}|)}{v_{WP,z}} \quad (2.29)$$

Damit dies gelingen kann, muss der Geschwindigkeitsvektor  $\underline{v}_{sp}$  an der unteren Federaufnahme  $SL$ , welcher in diesem Beispiel durch die Rotation um die hier eingezeichnete aufbauseitige Drehachse entsteht, noch auf die Mittellinie der Feder  $\underline{r}_{SL,SU}$  projiziert werden. Mit der sich ergebenden Federübersetzung  $i_{sp}$  und der in der Feder vorliegenden Federsteifigkeit  $c_{sp}$  lässt sich schließlich die auf den Radaufstandspunkt bezogene Aufbaufederrate ermitteln:

$$c_B = c_{sp} i_{sp}^2 + F_{sp} \frac{\partial i_{sp}}{\partial v_{WP,z}} \quad (2.30)$$

Der zweite Summand in Gleichung (2.30) tritt in Erscheinung, sobald die Federübersetzung eine stärkere Veränderung über den Radhub erfährt und diese Effekte nicht mehr vernachlässigbar sind (s.a. [25]). Ist dies bereits in der statischen Gleichgewichtslage der Fall, lässt sich für die Federkraft  $F_{sp}$  die Federvorspannkraft einsetzen. Bei der Berechnung der radbezogenen Dämpfungskonstanten hingegen entfällt der zweite Summand [25].

Wie sich verschiedene Kombinationen von unterschiedlichen Aufbaueigenfrequenzen  $f_{0,B}$  und des Aufbaudämpfungsmaßes  $D_B$  auf das Übertragungsverhalten des Zwei-Massen-Schwingers auswirken, wird in Abbildung 2-15 exemplarisch dargestellt. Die gezeigten Kurven sind dabei mit dem Simulink-Modell aus Abbildung A-1 erzeugt worden, welches auf der Abschlussarbeit aus [60] basiert. Sowohl in dem Frequenzgang der Aufbaubeschleunigung als auch in der Vergrößerungsfunktion der Radlastschwankungen lassen sich deutlich die Resonanzstellen der gefederten Masse (bei ca. 1.3 - 1.5 Hz) und der ungefederten Masse (bei ca. 12.5 Hz) wiederfinden. Bei der gezeigten Parametervariation sind immer jeweils die Massen ( $m_B = 400 \text{ kg}$ ,  $m_{US} = 40 \text{ kg}$ ) und die Reifenfederrate ( $c_{US} = 220 \text{ N/mm}$ ) konstant gehalten. Die Aufbaufederrate und -dämpfung sind derart eingestellt, dass sich repräsentative Werte für die Eigenfrequenz und das Dämpfungsmaß einstellen. Wie sich erkennen lässt, führt eine Erhöhung der Aufbaueigenfrequenz zum einen zu einer Verschiebung der Aufbauresonanz auf der Frequenzachse und zum anderen zu einem deutlichen Anstieg der Vergrößerungsfunktion im Bereich der Aufbauresonanz. Hinsichtlich der dynamischen Radlastschwankungen ergibt sich hingegen eine leichte Verbesserung im Bereich der Eigenfrequenz der ungefederten Masse. Hinsichtlich der Erhöhung der Dämpfung ergibt sich eine klare Verringerung der Peaks der Aufbauresonanz. Allerdings geht damit jedoch auch eine Erhöhung der Vergrößerungsfunktion der Aufbaubeschleunigung in allen anderen Frequenzbereichen einher. Dies ist von besonderer Relevanz für die Komfortbewertung, da die Frequenzgewichtungskurven des menschlichen Komfortempfindens in vertikaler Richtung zwischen 4 und 8 Hz am sensitivsten ausfallen (s.a. Abschnitt 2.4.5). Hinsichtlich der Radlastschwankungen zeigt die erhöhte Dämpfung jedoch die geringste Reaktion im Bereich der Resonanz der ungefederten Massen.

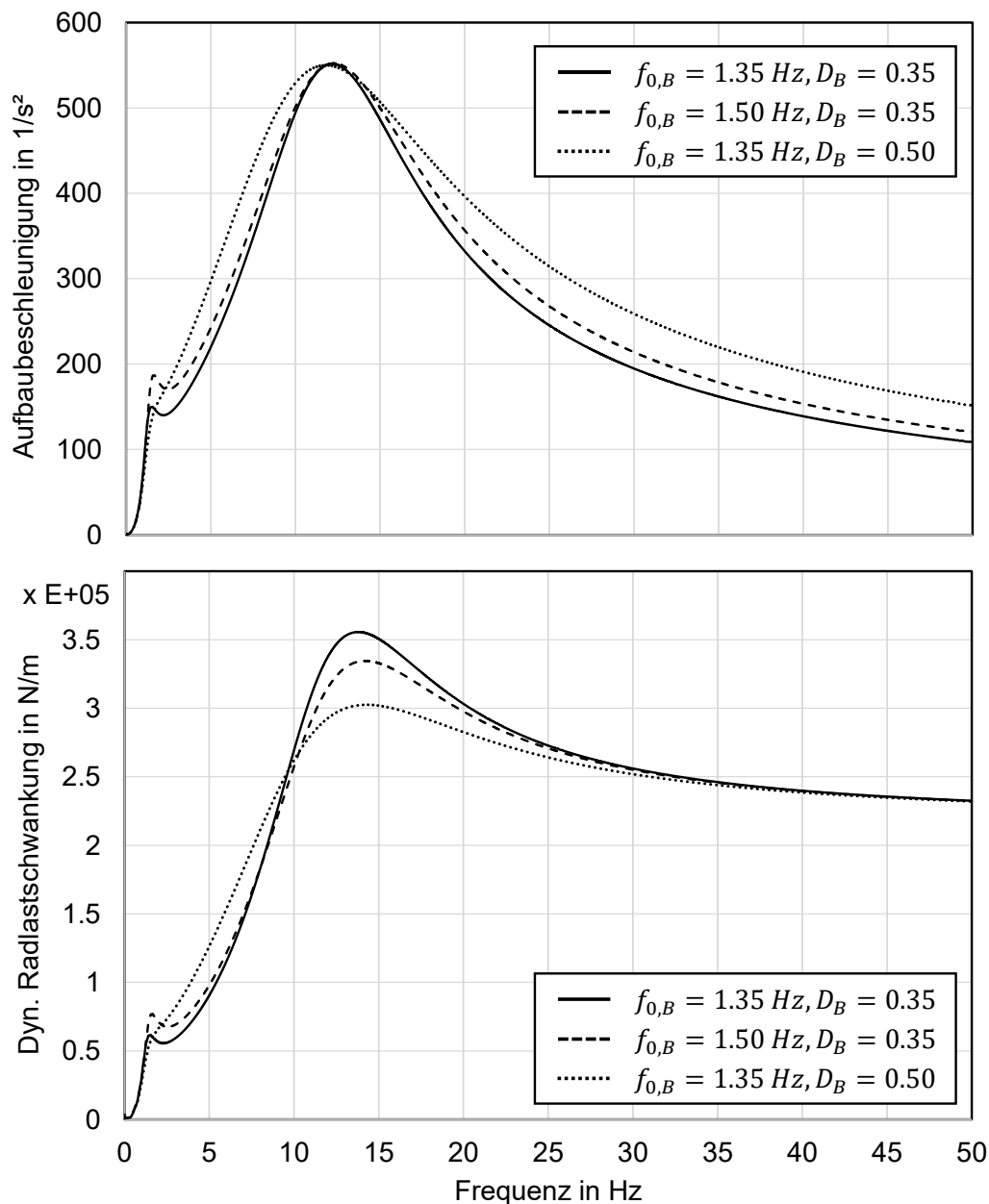


Abbildung 2-15: Übertragungsfunktionen der Aufbaubeschleunigung und der dynamischen Radlastschwankung bezüglich der Fahrbahnanregung bei verschiedenen Feder- und Dämpfercharakteristiken

Aufgrund des gegenläufigen Anforderungsprofils besitzen passive PKW-Dämpfer in der Regel einen degressiven Kraft-Geschwindigkeitsverlauf (s.a. Abbildung 2-16). Im niedrigen Geschwindigkeitsbereich (low-speed damping) weisen sie zur Abstützung der (niederfrequenten) Roll- und Nickbewegungen des Aufbaus eine hohe Dämpfungsrate auf. Diese Gestaltung wirkt sich jedoch negativ auf das Schluckvermögen von Einzelhindernissen und stärkeren Unebenheiten aus (s.a. [20,61]). Um das Schwingverhalten bei schnelleren, stoßartigen Anregungen zu verbessern und gleichzeitig die maximal auftretenden Kräfte zu limitieren, werden die Ventile im Dämpfer mit einer Federvorspannung versehen, welche sich ab einem bestimmten Druckniveau im Dämpfer öffnen können (Kniepunkt), sodass sich bei höheren Geschwindigkeiten (high-speed damping) ein niedriges Dämpfniveau einstellen kann. Eine derartige Gestaltung wirkt sich jedoch nachteilig auf die Radlastschwankungen und

damit die Bodenhaftung beim Überfahren von stärkeren Unebenheiten aus (s.a. [20,61]). Zusätzlich werden die Zug- und Druck Richtung des Dämpfers in der Regel mit asymmetrischen Kennlinien versehen. So soll mit einer niedrigen Dämpfung in Druckrichtung beim Überfahren von positiven (Einzel-) Hindernissen die Beschleunigung auf die Insassen minimiert werden. Um dennoch die gewünschte mittlere Dämpfungswirkung zu erzielen, muss als Ausgleich die Dämpfung in Zugrichtung, z.B. infolge der Ausfederung der ungefederten Masse, stärker ausgeführt werden. Das Verhältnis von Zug- zur Druckrichtung kann Verhältnisse von 2...3:1 annehmen. Eine derartige Auslegung ist nicht ohne Nachteile, da eine starke Asymmetrie einen höheren Diskomfort für die Insassen, insbesondere auch bei negativen Einzelhindernissen, zur Folge haben kann [44]. Gleichzeitig geht mit einer länger andauernden Anregung auch eine Absenkung des Fahrzeugs einher (s.a. [25,35]).

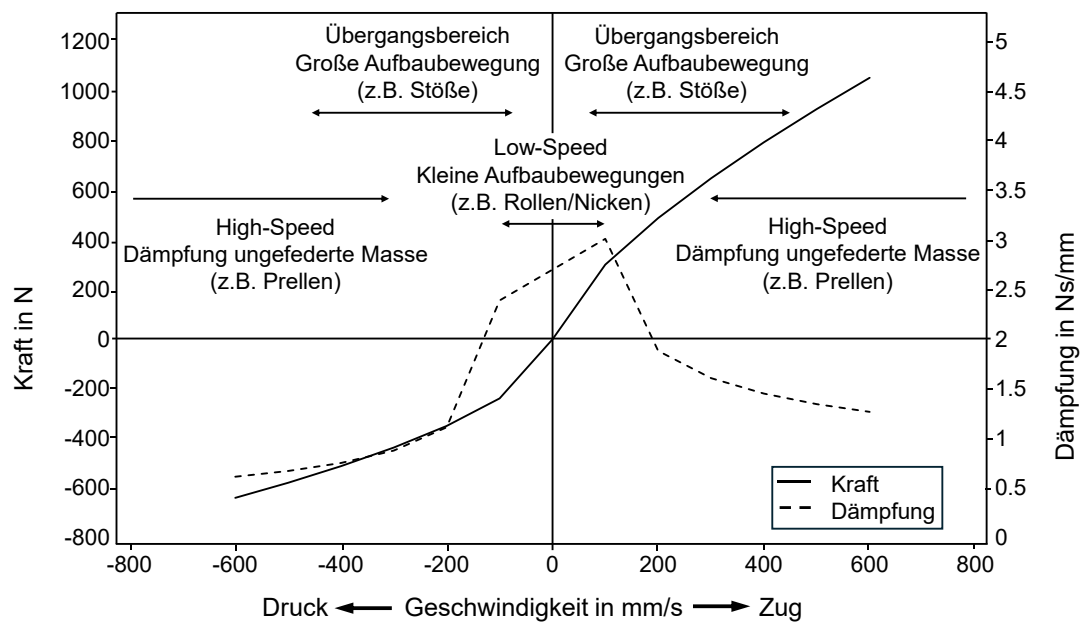


Abbildung 2-16: Exemplarische degressive und asymmetrische Dämpfungskennlinie eines passiven Dämpfers mit Kennzeichnung der primären Aufgabenbereiche gemäß [43]

Damit die Gleichungen aus (2.26) trotz des stark nichtlinearen Verhaltens des Dämpfers und in Teilen auch der Feder weiterhin mit linearen DGLs 2. Ordnung angenähert werden können, werden in [44] Gleichungen zur Linearisierung der Feder- und Dämpfungskonstanten vorgestellt. Dabei wird gemäß Gleichung (2.31) der zeitliche Mittelwert des aktuell vorliegenden (Wertepaar-) Moments um den Ursprung der Feder- bzw. Dämpferkennlinie gebildet und anschließend mit der Varianz des Federwegs bzw. der Dämpfergeschwindigkeit ins Verhältnis gesetzt:

$$c_{B,lin} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T s_{WC,z} \cdot F_{Sp,WC} dt}{\frac{1}{T} \int_0^T s_{WC,z}^2 dt} \quad (2.31)$$

$$d_{B,lin} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T v_{WC,z} \cdot F_{D,WC} dt}{\frac{1}{T} \int_0^T v_{WC,z}^2 dt}$$

Auf diese Weise werden die vorliegenden Wertepaare der Feder- bzw. Dämpferkraft und des Federwegs bzw. der Dämpfergeschwindigkeit mit ihrer jeweiligen Häufigkeit während der gesamten Dauer des Manövers gewichtet. Dies führt schließlich zu manöverabhängigen Feder- bzw. Dämpfungskonstanten. Exemplarisch ergibt sich für die degressive Dämpfercharakteristik aus Abbildung 2-16 bei einem Manöver mit geringer Anregung im Mittel eine hohe Dämpfung, da statistisch viele Ereignisse um den Nullpunkt der Kennlinie erwartet werden können. Demgegenüber werden diese bei Manövern mit starker Anregung deutlich stärker um den Ursprung der Kennlinie streuen, sodass sich eine geringe mittlere Dämpfung einstellt (s.a. [44]).

### 2.4.3 Einspurmodell der Vertikaldynamik

Das Einspurmodell der Vertikaldynamik stellt eine Erweiterung des Zwei-Massen-Schwingers dar. Dazu werden die Federungs- und Masseneigenschaften der Viertel-Fahrzeug Modelle an den jeweiligen Achsen zusammengefasst und über die Aufbaumasse in Längsrichtung gekoppelt (s.a. Abbildung 2-17).

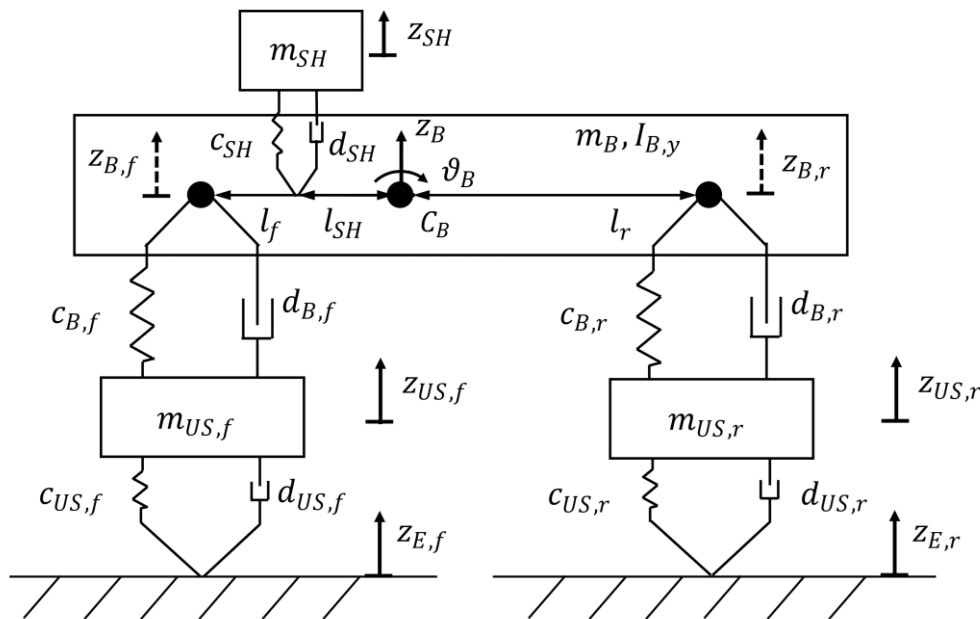


Abbildung 2-17: Einspurmodell der Vertikaldynamik nach [20,44,59]

Auf diese Weise ergeben sich vier Freiheitsgrade für das Einspurmodell. In einer zu den Zwei-Massen-Schwingern analogen Betrachtungsweise ergeben sich je zwei translatorische Freiheiten an den ungefederten Massen ( $z_{US,f}, z_{US,r}$ ) sowie den vorderen und hinteren Aufbauverbindungen ( $z_{B,f}, z_{B,r}$ ), wobei letztere in der Regel durch eine Hub- und Nickfreiheit ( $z_B, \vartheta_B$ ) substituiert werden. Zusätzlich wird vereinfachend ein Ein-Massen Schwinger zur Abbildung des Schwingungsverhaltens des Sitz-Mensch Ersatzsystems mit dem Freiheitsgrad

( $z_{SH}$ ) angenommen (s.a. Abschnitt 2.4.4). Die Bewegungsgleichungen resultieren auch hier aus dem Freischnitt der jeweiligen Massen. Es ergibt sich ein System aus fünf DGL zweiter Ordnung, wobei lediglich die vorderen und hinteren ungefederten Massen keine Kopplung zueinander aufweisen. Für das folgende Gleichungssystem wird die Gültigkeit der Kleinwinkelnäherung sowie lineare Steifigkeits- und Dämpfungskonstanten angenommen [20,44].

Gleichung (2.32) zeigt das Differentialgleichungssystem unter Berücksichtigung der Vorzeichenkonventionen aus Abbildung 2-17 [44]:

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ d_{US,f}\ddot{z}_{E,f} + c_{US,f} \dot{z}_{E,f} \\ d_{US,r}\ddot{z}_{E,r} + c_{US,r} \dot{z}_{E,r} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} m_{SH} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & m_B & 0 & 0 & 0 \\ & & I_{B,y} & 0 & 0 \\ & & & m_{US,f} & 0 \\ (sym.) & & & & m_{US,r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_{SH} \\ \ddot{z}_B \\ \ddot{\vartheta}_B \\ \ddot{z}_{US,f} \\ \ddot{z}_{US,r} \end{bmatrix} \\
 + \begin{bmatrix} d_{SH} & -d_{SH} & -d_{SH} l_{SH} & 0 & 0 \\ & d_{B,f} + d_{B,r} + d_{SH} & d_{B,f} l_f - d_{B,r} l_r + d_{SH} l_{SH} & -d_{B,f} & -d_{B,r} \\ & & d_{B,f} l_f^2 + d_{B,r} l_r^2 & -d_{B,f} l_f & d_{B,r} l_r \\ (sym.) & & & d_{US,f} + d_{B,f} & 0 \\ & & & & d_{US,r} + d_{B,r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{SH} \\ \dot{z}_B \\ \dot{\vartheta}_B \\ \dot{z}_{US,f} \\ \dot{z}_{US,r} \end{bmatrix} \quad (2.32) \\
 + \begin{bmatrix} c_{SH} & -c_{SH} & -c_{SH} l_{SH} & 0 & 0 \\ & c_{B,f} + c_{B,r} + c_{SH} & c_{B,f} l_f - c_{B,r} l_r + c_{SH} l_{SH} & -c_{B,f} & -c_{B,r} \\ & & c_{B,f} l_f^2 + c_{B,r} l_r^2 + c_{SH} l_{SH}^2 & -c_{B,f} l_f & c_{B,r} l_r \\ (sym.) & & & c_{US,f} + c_{B,f} & 0 \\ & & & & c_{US,r} + c_{B,r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{SH} \\ z_B \\ \vartheta_B \\ z_{US,f} \\ z_{US,r} \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

Ähnlich wie zuvor lassen sich die Hub- und Nickeigenfrequenzen ( $f_{0,B,z}$ ,  $f_{0,B,\vartheta}$ ) und die Hub- bzw. Nick-Dämpfungsmaße ( $D_{B,z}$ ,  $D_{B,\vartheta}$ ) des Aufbaus unter Vernachlässigung der Kopplungen berechnen. Für die Approximation der Federungseigenschaften, werden auch hier die Hauptdiagonalelemente herangezogen, wobei die Aufbaumasse im Verhältnis zum Sitz-Mensch Ersatzsystem als sehr hoch angenommen wird, sodass sich ein Einspurmodell mit aufgesetztem Sitz-Mensch Schwingssystem ergibt. Die Hub- und Nickeigenschaften des Aufbaus resultieren demnach näherungsweise aus [17,20,44]:

$$\begin{aligned}
 f_{0,B,z} &= \sqrt{\frac{c_{B,f} + c_{B,r}}{m_B}} \frac{1}{2\pi} & D_{B,z} &= \frac{d_{B,f} + d_{B,r}}{2 \cdot m_B \cdot 2\pi f_{0,B,z}} \\
 f_{0,B,\vartheta} &= \sqrt{\frac{c_{B,f} l_f^2 + c_{B,r} l_r^2}{I_{B,y}}} \frac{1}{2\pi} & D_{B,\vartheta} &= \frac{d_{B,f} l_f^2 + d_{B,r} l_r^2}{2 \cdot I_{B,y} \cdot 2\pi f_{0,B,\vartheta}}
 \end{aligned} \quad (2.33)$$

$$f_{0,SH} = \sqrt{\frac{c_{SH}}{m_{SH}}} \frac{1}{2\pi} \quad D_{SH} = \frac{d_{SH}}{2 \cdot m_{SH} \cdot 2\pi f_{0,SH}}$$

Die approximierten Eigenfrequenzen der ungefederten Massen ergeben sich analog zu den Angaben aus Gleichung (2.27), jedoch mit an den Achsen zusammengefassten Federungs- und Masseneigenschaften (vgl. auch [20,44]). Durch die üblicherweise anfängliche Anregung des Federungssystems an der Vorderachse  $z_{E,f}$  und der Forderung nach möglichst geringen Nickschwingungen sollten die Aufbaueigenfrequenz an der Hinterachse 10 bis 20% größer gewählt werden als an der Vorderachse. Auf diese Weise können die Nickschwingungen teilweise in Hubschwingungen umgewandelt werden [19,29,35]. Zusätzlich gilt es zu berücksichtigen, dass sich eine Zuladung bzw. Entladung stärker auf die Eigenfrequenz der Hinterachse auswirkt. Außerdem sollte gemäß [20] die Nickeigenfrequenz möglichst niedrig gewählt werden. Da diese, wie in Gleichung (2.33) gezeigt, jedoch direkt mit den Aufbaufederraten und den Masseneigenschaften des Aufbaus gekoppelt ist, kann eine individuelle Beeinflussung der Nickeigenfrequenz nur mit entsprechendem Mehraufwand, wie z.B. einer Federkopplung zwischen der Vorder- und Hinterachse, ermöglicht werden. Beispiele für eine derartige Federkopplung lassen sich u.a. in [20,25] finden.

#### 2.4.4 Modellierung des Sitz-Mensch Ersatzsystems

Der menschliche Körper zeigt, in Abhängigkeit von biologischen Faktoren wie z.B. der Größe, dem Gewicht oder dem Geschlecht, aber auch von der Sitzhaltung, ein frequenzabhängiges Übertragungsverhalten in vertikaler und longitudinaler Richtung [53,62,63]. Dieses Verhalten wird dabei typischerweise in Form einer scheinbaren Masse, also einer Reaktionskraft bezogen auf die vorliegende Beschleunigung, und der Verwendung eines starren Sitzes über die Frequenz aufgetragen. Zusätzlich müssen ebenfalls die zumeist nichtlinearen und reibungsbehafteten Federungseigenschaften des Sitzes berücksichtigt werden, welche i.d.R. von der Sitzstruktur und der Polsterung abhängen (s.a. [62,64]). Um diese komplexen Eigenschaften möglichst zu vereinfachen, werden die Schwingungseigenschaften einer Person und eines Sitzes i.d.R. in ihrer Gesamtheit betrachtet. In diesem Fall ist dann auch von einem Schwingungersatzsystem „Sitz-Mensch“ die Rede (z.B. in [44,53]). Die experimentell ermittelten Vergrößerungsfunktionen eines solchen Sitz-Mensch Ersatzsystems werden in Abbildung 2-18 für exemplarische PKW-Sitze in Vertikal- und Längsrichtung dargestellt.

In der Fahrdynamik werden diese Übertragungsfunktionen im einfachsten Fall mithilfe eines Ein-Massen-Schwingers approximiert. Dazu wird angenommen, dass sich die Masse des Oberkörpers relativ zum Unterkörper (Beine) bewegen kann (s.a. [44,53] und Abschnitt 2.4.3). Der Unterkörper wird in diesem Fall als aufbaufest angesehen. Bei diesen Modellen gilt jedoch darauf hinzuweisen, dass sie insbesondere bei höheren Frequenzen als der Resonanz zu einer starken Isolation der Schwingungswirkung neigen. Wie in Abbildung 2-18 gezeigt, weisen die im Versuch gemessenen Sitzübertragungsfunktionen jedoch auch bei höheren Frequenzen ein eher konstantes Isolationsverhalten auf bzw. können aufgrund der unterschiedlichen Resonanzen des menschlichen Körpers auch weitere Resonanzstellen aufweisen (s.a. [53,62,63,65,66]). Im Realversuch können auch Accelerometer in Form von Seat Pads an den Schnittstellen zwischen Sitz und Mensch, also auf dem Sitzkissen oder an der Rückenlehne, angebracht werden. Beispiele für eine derartige Versuchsdurchführung

können u.a. in [67,68] gefunden werden. Alternativ können auch komplexe Mehrmassenschwinger-Modelle entwickelt und parametrisiert werden, welche in der Lage sind, auch komplexe Schwingungsformen, wie z.B. die Überlagerung von Translations- und Rotationsschwingungen, abzubilden. Beispiele für derartige Modelle sind u.a. in [69,70] zu finden.

Sind die Übertragungsfunktionen des Sitzes ( $H_{Se}(f), H_{Ba}(f)$ ) und die spektrale Leistungsdichte des Eingangssignals, hier z.B. die Vertikalbeschleunigung an der Hüfte ( $\Phi_{a_{Hip,z}}$ ), bekannt, lässt sich die PSD des Ausgangssignals, also die jeweilige Beschleunigung des Systems Sitz-Mensch  $\Phi_{a_{Se,z}}(f)$  anhand von Gleichung (2.34) berechnen [44,63]:

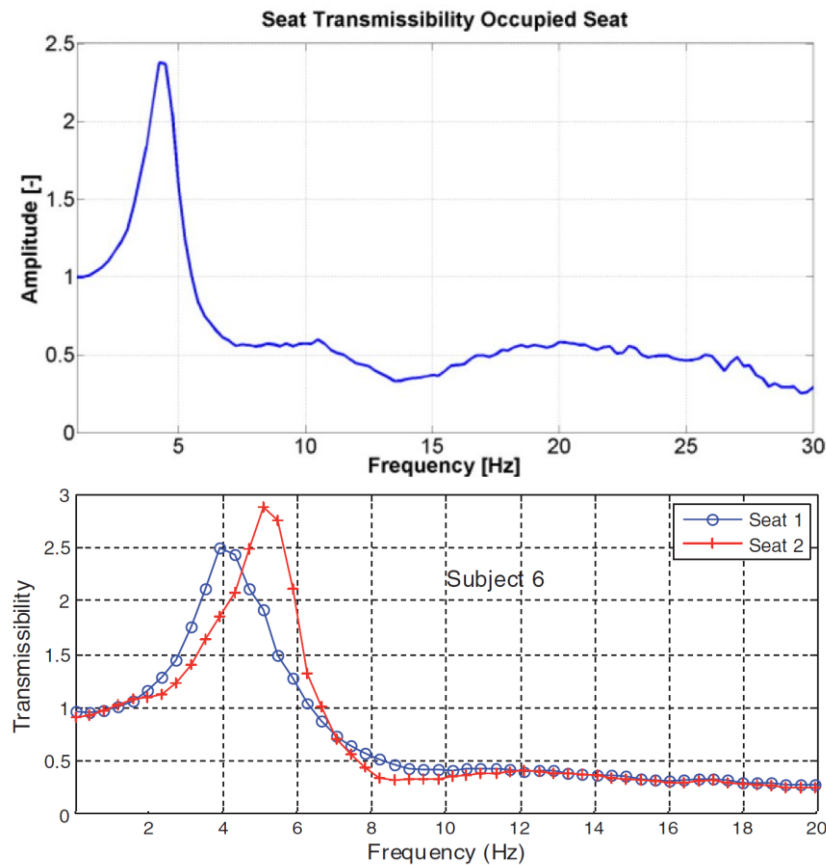


Abbildung 2-18: Experimentell ermittelte Sitzübertragungsfunktionen von PKW-Sitzen. Oben: Am Sitzkissen in vertikaler Richtung [62]; Unten: An Rückenlehne in longitudinaler Richtung [66]

$$\Phi_{a_{Se,z}}(f) = H_{Se}(f)^2 \cdot \Phi_{a_{Hip,z}}(f) \quad (2.34)$$

$$\Phi_{a_{Ba,x}}(f) = H_{Ba}(f)^2 \cdot \Phi_{a_{Back,x}}(f)$$

## 2.4.5 Objektive Bewertung durch den Menschen

Wie bereits in Abschnitt 2.4 angesprochen, werden zur objektiven Bewertung des Komfortempfindens der Insassen die Ganzkörper-Schwingungen (WBV) an den Schnittstellen

des menschlichen Körpers zu den Quellen der Vibrationen ausgewertet. Die objektive Beurteilung des Schwingungskomforts wird in dieser Arbeit grundsätzlich anhand der standardisierten Methoden, wie sie in den Normen ISO 2631-1:1997 [71], BS 6841:1987 [72] sowie in der VDI 2057-1:2017 [73] dargelegt werden, durchgeführt. Zur Bewertung von instationären, stoßartigen Ereignissen werden zusätzlich bewährte Methoden aus dem Stand der Technik herangezogen. Im Falle von sitzenden Personen im PKW sind die relevanten Schnittstellen des Körpers zu den Vibrationsquellen zwischen dem Rücken und der Lehne des Sitzes, der Hüfte und dem Sitzkissen sowie den Füßen zum Boden zu finden. Während also die beiden erstgenannten Schnittstellen zum Sitz darstellen (s.a. Abschnitt 2.4.4), werden die Schwingungen an den Füßen direkt vom Aufbau weitergegeben. Zusätzlich sind die Rotationen um die drei Raumachsen mögliche Ursachen für Diskomfort. Alle diese Achsen werden in Abbildung 2-19 (oben) zusammengefasst. Neben den genannten können zusätzlich auch Schwingungen an den Händen, z.B. durch Kontakt mit dem Lenkrad, oder die bei niederfrequenten Schwingungen ( $<0.5$  Hz) einsetzende Motion Sickness (Seekrankheit), Ursachen für Diskomfort darstellen (s.a. [71]). Beide Formen werden im Folgenden jedoch vernachlässigt.

| Schnittstelle      | Richtung         | Frequenzgewichtung | Korrekturfaktor                |
|--------------------|------------------|--------------------|--------------------------------|
| Sitzkissen (Hüfte) | $x_{Se}, y_{Se}$ | $W_d$              | $k_{Se,x} = k_{Se,y} = 1$      |
|                    | $z_{Se}$         | $W_k$              | $k_{Se,z} = 1$                 |
|                    | $r_x$            |                    | $k_{r,x} = 0.63 \text{ m/rad}$ |
|                    | $r_y$            | $W_e$              | $k_{r,y} = 0.4 \text{ m/rad}$  |
|                    | $r_z$            |                    | $k_{r,z} = 0.2 \text{ m/rad}$  |
| Füße               | $x_{Fe}, y_{Fe}$ | $W_k$              | $k_{Fe,x} = k_{Fe,y} = 0.25$   |
|                    | $z_{Fe}$         | $W_k$              | $k_{Fe,z} = 0.4$               |
| Rückenlehne        | $x_{Ba}$         | $W_c$              | $k_{Ba,x} = 0.8$               |
|                    | $y_{Ba}$         | $W_d$              | $k_{Ba,y} = 0.5$               |
|                    | $z_{Ba}$         | $W_d$              | $k_{Ba,z} = 0.4$               |

Tabelle 2-1: Zuordnung der Frequenzgewichtungen und Korrekturfaktoren zu den Einleitungspunkten und Achsen zur Bewertung der Ganzkörper-Schwingungen [71]

Die an den oben genannten Schnittstellen eingeleiteten Schwingungen werden von den Insassen, in Abhängigkeit von der Frequenz und Richtung, als unterschiedlich störend wahrgenommen. Um diesen Effekten Rechnung zu tragen, werden in den dazugehörigen Normen unterschiedliche Frequenzgewichtungskurven für die einzelnen Einleitungsstellen eingeführt. Abbildung 2-19 (unten) zeigt dabei die Frequenzgewichtungskurven aus ISO 2631-1:1997 im doppelt-logarithmischen Maßstab [71]. Da diese Gewichtungskurven für mehrere Schnittstellen Verwendung finden, z.B. ist die Gewichtungskurve  $W_k$  an der Hüfte in z-Richtung aber auch an den Füßen vorzusehen, werden zusätzlich dimensionslose Korrekturfaktoren  $k$  eingesetzt. In Tabelle 2-1 werden die richtungsabhängigen Frequenzgewichtungen und Korrekturfaktoren zusammengefasst.

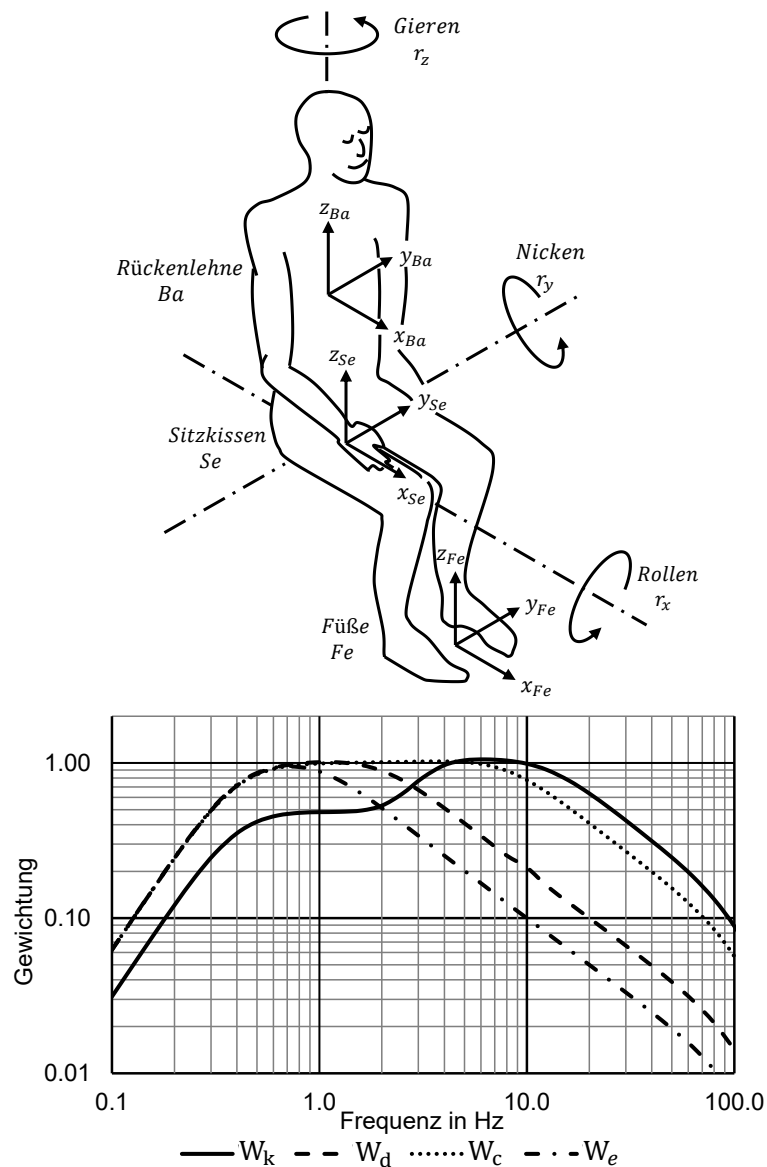


Abbildung 2-19: Bewertung von Ganzkörperschwingungen nach ISO 2631-1:1997. Oben: Einleitungspunkte zur Beurteilung von Ganzkörper-Schwingungen einer sitzenden Person [71]. Unten: Frequenzgewichtungskurven für verschiedene Richtung nach [71]

Dem Beispiel aus Gleichung (2.34) folgend, wird zur Bestimmung der frequenzgewichteten Beschleunigung ( $a_w$ ) ebenfalls exemplarisch eine vertikale Beschleunigung am Sitzkissen ( $a_{Se,z}$ ) angenommen. Für das  $j$ -te diskrete Frequenzband der Bandbreite  $\Delta f$  lässt sich die gewichtete Beschleunigung  $a_{w,Se,z,j}$  mithilfe der in diesem Band durchschnittlichen Frequenzgewichtung (hier:  $W_k(f_j)$ ) sowie dem dazugehörigen dimensionslosen Korrekturfaktor (hier:  $k_{Se,z}$ ) und der gemittelten spektralen Leistungsdichte der ungewichteten Beschleunigung  $\Phi_{a_{Se,z}}(f_j)$  abschätzen (s.a. [71,73]). Durch die im nächsten Schritt durchzuführende Wurzel aus der Quadrat-Summe über alle Frequenzen  $N$  ergibt sich dann der Effektivwert der gewichteten Beschleunigung (s.a. Abschnitt 2.4.1). In diesem Beispiel also für die vertikale Beschleunigung am Sitzkissen  $CRV_{Se,z}$ . Die Abkürzung CRV symbolisiert, dass es sich bei dem hier berechneten Effektivwert um den sogenannten „Component Ride Value“ handelt. Im Gegensatz zu der Rechenvorschrift aus ISO 2631-1:1997 sind in dem CRV bereits

die dimensionslosen Achskorrekturfaktoren beinhaltet, was auch einen Vergleich der CRVs über mehrere Achsen hinweg erlaubt (s.a. [63,74]):

$$a_{w,se,z,j} = W_k(f_j) k_{se,z} \sqrt{\Phi_{a_{se,z}}(f_j) \cdot \Delta f} \quad (2.35)$$

$$CRV_{se,z} = \sqrt{\sum_j^N a_{w,se,z,j}^2}$$

Um den gesamten Diskomfort an der Schnittstelle (hier der Hüfte) zu erhalten, ist dann wieder analog zur ISO-Norm, eine räumliche Überlagerung der einzelnen Richtungen durchzuführen. Das Ergebnis wird mit „Point Ride Value“ (PRV) abgekürzt. Der sich schließlich insgesamt ergebende Diskomfort über alle in Tabelle 2-1 gegebenen Richtungen  $M$ , wird letztlich über eine erneute räumliche Überlagerung der einzelnen PRVs ( $PRV_i$ ) berechnet, was abschließend den sogenannten „Overall Ride Value“ (ORV) ergibt (s.a. [63,71,73,74]).

$$PRV_{se} = \sqrt{CRV_{se,x}^2 + CRV_{se,y}^2 + CRV_{se,z}^2} \quad (2.36)$$

$$ORV = \sqrt{\sum_i^M PRV_i^2}$$

Die ORVs aus Gleichung (2.36) können mit der in ISO 2631-1:1997 dokumentierten Zuordnung für das subjektive Komfortempfinden verglichen werden. Diese Zuordnung ist in Tabelle 2-2 zusammengefasst und gibt eine Approximation für den empfundenen Diskomfort infolge der Ganzkörper-Schwingungen wieder. Es ist wichtig darauf hinzuweisen, dass der tatsächlich empfundene Diskomfort von weiteren Umweltfaktoren, wie z.B. der Akustik oder der Temperatur, abhängen. Da diese Effekte nicht in die Abschätzung mit eingehen, kann es zu signifikanten Abweichungen zwischen subjektiven Urteilen von Insassen und den objektiv ermittelten Werten kommen. Aus den genannten Gründen, sind im Fahrzeugentwicklungsprozess die subjektiven Urteile von Testfahrern mit einzubeziehen [74].

| Wertebereich des Overall Ride Values | Näherungsweise subjektiv empfundener Diskomfort |
|--------------------------------------|-------------------------------------------------|
| < 0.315 m/s <sup>2</sup>             | Nicht unkomfortabel                             |
| 0.315 - 0.63 m/s <sup>2</sup>        | Ein bisschen unkomfortabel                      |
| 0.5 – 1 m/s <sup>2</sup>             | Recht unkomfortabel                             |
| 0.8 – 1.6 m/s <sup>2</sup>           | Unkomfortabel                                   |
| 1.25 – 2.5 m/s <sup>2</sup>          | Sehr unkomfortabel                              |
| > 2 m/s <sup>2</sup>                 | Extrem unkomfortabel                            |

Tabelle 2-2: Zuordnung des Wertebereich des Overall Ride Values und des näherungsweise subjektiv empfundenen Diskomfort nach [71]

Die oben beschriebene Methode zur objektiven Beurteilung des Schwingungskomforts ist durch die Verwendung von Effektivwerten insbesondere für stationäre Zufallsprozesse geeignet. Da jedoch auch instationäre, stoßartige Ereignisse einen negativen Einfluss auf das Komfortempfinden der Insassen haben (s.a. [44]), werden in den Standards sogenannte Scheitelfaktoren („crest factor“) eingeführt. Diese können zur Kategorisierung der Instationarität des Signals herangezogen werden. Der crest factor für eine beliebige Richtung  $i$  wird gemäß Gleichung (2.37) als Verhältnis aus dem maximal auftretenden Peak der gewichteten Beschleunigung zu dem Effektivwert derselben gebildet [71]:

$$cf_i = \frac{\max(a_{w,i}(t))}{RMS(a_{w,i}(t))} \quad (2.37)$$

Je größer der crest factor wird, desto instationärer verhält sich das Beschleunigungssignal. In ISO 2631-1:1997 wird ab einem Wert von 9, und in der BS 6841:1987 ab einem Wert von 6, vorgeschlagen, alternative Methoden zur Bestimmung des Diskomforts heranzuziehen. Statt der quadratischen Mittelung bei Bestimmung des Effektivwerts (RMS) wird dazu typischerweise eine Mittelung mit 4. Potenz herangezogen, da diese die Abweichungen um den Mittelwert stärker gewichten. Analog zum Effektivwert wird beim RMQ-Wert (Root-Mean-Quad) die gewichtete Beschleunigung über eine zuvor festgelegte Periodendauer  $T$  gemittelt (s.a. Gleichung (2.38)). Beim sogenannten Vibration Dose Value (VDV) wird ebenfalls mit 4. Potenz über die Dauer der Aufzeichnung integriert (s.a. Gleichung (2.39)), jedoch entfällt hier die Mittelung über die Periodendauer  $T$ . Der VDV ist somit unabhängig vom gewählten Start- und Endpunkt der Messung. Während sich für den RMQ die Einheit der Beschleunigung ergibt, erhält der VDV mit  $m/s^{1.75}$  die Einheit einer Dosis [63,71,74]:

$$RMQ_i = \sqrt[4]{\frac{1}{T} \int_0^T a_{w,i}(t)^4 dt} \quad (2.38)$$

$$VDV_i = \sqrt[4]{\int_0^T a_{w,i}(t)^4 dt} \quad (2.39)$$

Um den Diskomfort über mehrere Richtungen und Einleitungsstellen zu bestimmen, schlägt Griffin in [63] vor, den VDV an dem Sitzkissen in allen Richtungen sowie den VDV an der Rückenlehne in Längsrichtung räumlich mithilfe der 4. Potenz zu überlagern. Der sich OVDV (Overall Vibration Dose Value) ergibt sich gemäß Gleichung (2.40) zu [63]:

$$OVDV = \sqrt[4]{VDV_{Se,x}^4 + VDV_{Se,y}^4 + VDV_{Se,z}^4 + VDV_{Ba,x}^4} \quad (2.40)$$

Da das subjektive Komfortempfinden auch stark durch das Überfahren von Einzelhindernissen gemindert werden kann (s.a. [40,44]), ist das Schluckvermögen dieser Stöße eine wichtige

Größe zur Beurteilung des Abrollkomforts. In der Literatur wird dazu häufig der Peak-to-Peak Wert (P2P) der Aufbaubeschleunigung herangezogen (s.a. [38,42]). Seltener wird auch die Verschiebung ausgewertet [41]. In [75,76] konnten darüber hinaus signifikante Korrelationen zwischen den Peak-to-Peak Beschleunigungen und der subjektiven Wahrnehmung des Komforts nachgewiesen werden. Fülber konnte in [75] auch eine deutlich höhere Empfindlichkeit der Insassen gegenüber sich ändernden Hindernisgeometrien als sich ändernden Federungsparametern beobachten. In dieser Arbeit wird P2P-Wert nach dem Kontakt des Hinterrades an der Sitzschiene ausgewertet. Darüber hinaus werden mit der vertikalen Beschleunigung am Sitzkissen und der longitudinalen Beschleunigung Rückenlehne zusätzlich die P2P-Werte an den Sitz-Mensch Schnittstellen evaluiert. Für eine beliebige Richtung  $i$  und der dazugehörigen, ungewichteten Beschleunigung  $a_i$ , ergibt sich der P2P-Wert an der Hinterachse dann gemäß Gleichung (2.41):

$$P2P_{r,i} = \max(a_i(t)) - \min(a_i(t)) \quad (2.41)$$

Während die initialen Peaks der Aufbaubeschleunigung insbesondere von den Feder- und Dämpfungseigenschaften der Aufbaufederung (und der Hindernisgeometrie) beeinflusst werden, wird die Oszillation der Aufbaubeschleunigung nach den Peaks maßgeblich von dem Nachschwingen der ungefederten Masse bestimmt (s.a. [53]). Um die Einschwingzeit zu quantifizieren, wird hier ein Korridor von  $\pm 10\%$  der jeweiligen P2P-Beschleunigung angesetzt, ab welchem die Schwingung als näherungsweise abgeklungen gilt. Die Einschwingzeit der Hinterachse kann somit anhand von Gleichung (2.42) ausgedrückt werden. Abbildung 2-20 zeigt sowohl eine Erläuterung zur Bestimmung des P2P-Werts als auch von der Nachschwingzeit.

$$t_{set,r} = \text{last}(|a_i(t)| > P2P_{r,i} \cdot 0.1) - t_{impact,r} \quad (2.42)$$

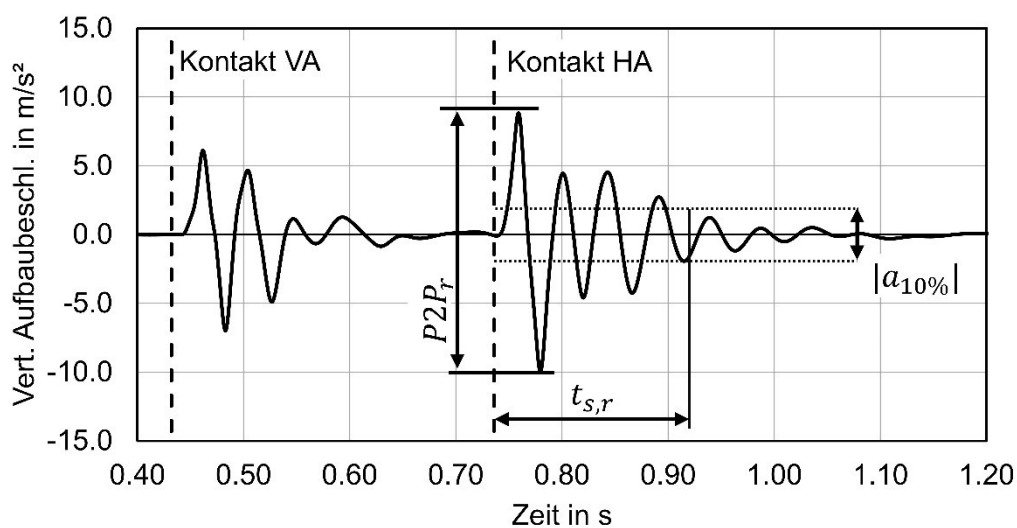


Abbildung 2-20: Beschleunigungsverlauf bei Überfahrt eines Einzelhindernisses und die sich daraus ergebene Peak-to-Peak Beschleunigung sowie Einschwingzeit an der Hinterachse

## 2.5 Grundlagen zur Optimierung

In diesem Kapitel sollen die Grundlagen vorgestellt werden, welche zur Lösung des restringierten Optimierungsproblem  $\mathcal{P}_{opt}$  (s.a. Gleichung (2.43)) benötigt werden. In diesem wird derjenige  $n$ -Dimensionale Vektor der Optimierungsvariablen  $\underline{x}$  gesucht, welcher die skalare Zielfunktion  $f(\underline{x})$  auf dem Gebiet  $G$  minimiert. Dieses wird dabei anhand der  $k$  Ungleichheits- und  $l$  Gleichheitsrestriktionen begrenzt und vereinfachend als konvex angenommen [77,78]:

$$\mathcal{P}_{opt} = \min \{ f(\underline{x}) \mid \underline{x} \in G \}$$

$$\text{mit:} \quad G = \{ \underline{x} \in \mathbb{R}^{n \times 1} \mid \underline{g}(\underline{x}) \leq \underline{0}, \underline{h}(\underline{x}) = \underline{0} \} \quad (2.43)$$

$$\text{mit:} \quad \underline{g}(\underline{x}) \in \mathbb{R}^{k \times 1}, \underline{h}(\underline{x}) \in \mathbb{R}^{l \times 1}$$

Zur Lösung des Problems wird die Lagrange-Funktion (s.a. Gleichung (2.44)) eingeführt. In dieser werden die Zielfunktion  $f(\underline{x})$  und die mit den Lagrange-Multiplikatoren  $\underline{\lambda}$  gewichteten Restriktionen  $\underline{g}(\underline{x})$  und  $\underline{h}(\underline{x})$  aufsummiert. Die beiden Vektoren der Randbedingungen werden darüber hinaus noch in den übergeordneten Vektor  $\underline{c}(\underline{x})$  integriert. Die  $(k + l)$ -Einträge des Vektors der Lagrange-Multiplikatoren stellen somit zusätzliche Unbekannte des Systems dar, was ergänzende Gleichungen für ihre Bestimmung erforderlich macht [77–79].

$$\mathcal{L}(\underline{x}, \underline{\lambda}) = f(\underline{x}) + \begin{pmatrix} \underline{g}(\underline{x}) \\ \underline{h}(\underline{x}) \end{pmatrix}^T \underline{\lambda} = f(\underline{x}) + \underline{c}^T(\underline{x}) \underline{\lambda} \quad (2.44)$$

$$\text{mit:} \quad \underline{\lambda} \in \mathbb{R}^{(k+l) \times 1}, \underline{c} \in \mathbb{R}^{(k+l) \times 1}$$

Das Optimum des ursprünglichen Problems aus Gleichung (2.43) findet sich schließlich, wenn die Lagrange-Funktion nach den  $n$  Optimierungsvariablen  $\underline{x}$  und den  $(k + l)$  Multiplikatoren  $\underline{\lambda}$  differenziert wird. Die sich auf diese Weise ergebenden Karush-Kuhn-Tucker Gleichungen, stellen die notwendigen Bedingungen für die Existenz des Minimums dar [80,81]. Im Optimum muss der folgende Gleichungssatz gültig sein [77,78]:

$$\begin{aligned} \underline{\nabla}_x \mathcal{L}(\underline{x}_{opt}, \underline{\lambda}_{opt}) &= \underline{\nabla}_x f(\underline{x}_{opt}) + \underline{\nabla}_x \underline{c}^T(\underline{x}_{opt}) \underline{\lambda}_{opt} = \underline{0} \\ h_j(\underline{x}_{opt}) &= 0, \quad j = 1 \dots l \\ g_j(\underline{x}_{opt}) &\leq 0, \quad j = 1 \dots k \end{aligned} \quad (2.45)$$

$$\lambda_{opt,j} \geq 0, \quad j = 1 \dots k$$

$$\underline{c}^T(\underline{x}_{opt})\underline{\lambda}_{opt} = 0$$

Die erste Gleichung stellt die Ableitung der Lagrange-Funktion nach den Optimierungsvariablen dar. Sie lässt sich dahingehend interpretieren, dass sich im Optimum  $\underline{x}_{opt}$  der Gradient an die Zielfunktion  $\nabla_x f(\underline{x}_{opt})$  und die Überlagerung der Gradienten an die Restriktionen  $\nabla_x \underline{c}^T(\underline{x}_{opt})\underline{\lambda}_{opt}$  gegenseitig aufheben müssen. Dabei definiert der Ausdruck  $\nabla_x \underline{c}^T(\underline{x}_{opt})$  die Richtung der Gradienten an die Restriktionen. Der Betrag wird schließlich durch den zugehörigen Wert von  $\underline{\lambda}_{opt}$  festgelegt, was auch die Interpretation der Multiplikatoren erlaubt. Für ihre Bestimmung müssen letztendlich auch die weiteren Ausdrücke aus Gleichung (2.45) betrachtet werden. Die zweite und dritte Bedingung in dem Gleichungssatz werden aus der Ableitung der Lagrange-Funktion nach den Lagrange-Multiplikatoren  $\underline{\lambda}$  gebildet. Dies führt gemäß den Gleichungen (2.44) und (2.43) wieder auf die ursprünglichen Restriktionen des Ausgangsproblems. In den letzten beiden Zeilen aus Gleichung (2.45), werden schließlich ergänzende Randbedingungen für die Ungleichungen  $g_j(\underline{x})$  definiert. So werden für diese lediglich positive Multiplikatoren zugelassen. Auf diese Weise werden nur die Restriktions-Gradienten, welche auch in die äußere Richtung ihrer zulässigen Gebiete zeigen, berücksichtigt. Liegt das Minimum darüber hinaus innerhalb des zulässigen Gebiets einer Ungleichung, darf diese nicht in der Überlagerung der Gradienten herangezogen werden. Für diesen Fall ergeben sich für die entsprechende Ungleichung Werte kleiner Null, sodass die letzte Bedingung aus Gleichung (2.45) greift. Der zugehörige Lagrange-Multiplikator wird demnach inaktiv (null) gesetzt, sodass der Gradient an die Ungleichung auch nicht für die Überlagerung der Gradienten aus der ersten Zeile berücksichtigt wird [77–79]. Alternativ können die Ungleichungen auch mit Schlupfvariablen ausgedrückt werden, welche den Abstand zu den Grenzen der Restriktionen ausdrücken (vgl. auch [79]).

Durch die Ableitung der Lagrange-Funktion nach den Optimierungsvariablen und den Lagrange-Multiplikatoren, kann das Optimum auch als Sattelpunkt an die Lagrange-Funktion mit den Koordinaten  $\underline{x}_{opt}$  und  $\underline{\lambda}_{opt}$  interpretiert werden. Dies äußert sich dahingehend, dass  $\mathcal{L}(\underline{x}, \underline{\lambda})$  über  $\underline{x}$  minimiert, über  $\underline{\lambda}$  jedoch maximiert wird [78,79].

### 2.5.1 SQP-Optimierung

Bei dem in [82] vorgestellten Sequential Quadratic Programming (SQP)-Verfahren wird die Lagrange-Funktion  $\mathcal{L}(\underline{x}, \underline{\lambda})$  in jedem Iterationsschritt  $i$  mithilfe von verschiedenen Ansatzfunktion angenähert. Namensgebend ist hier die quadratische Approximation der Zielfunktion. Demnach wird der Funktionswert der Zielfunktion im nächsten Schritt  $i + 1$  aus der  $n$ -dimensionalen Taylor-Reihen-Entwicklung an den aktuellen Optimierungsvariablen  $\underline{x}_i$  und entsprechendem Abbruch nach dem zweiten Glied angenähert. Die Restriktionen  $\underline{c}(\underline{x})$  werden demgegenüber lediglich mit einem linearen Ansatz approximiert. Für die Lagrange-Funktion ergibt sich unter diesen Annahmen schließlich der folgende Zusammenhang [77,79]:

$$\mathcal{L}(\underline{x}_{i+1}, \underline{\lambda}_{i+1}) = f(\underline{x}_{i+1}) + \underline{c}^T(\underline{x}_{i+1})\underline{\lambda}_{i+1} \quad (2.46)$$

$$\text{mit:} \quad f(\underline{x}_{i+1}) \approx f(\underline{x}_i) + \nabla_x^T f(\underline{x}_i)(\underline{x}_{i+1} - \underline{x}_i) + \frac{1}{2}(\underline{x}_{i+1} - \underline{x}_i)^T \mathbf{H}(\underline{x}_i)(\underline{x}_{i+1} - \underline{x}_i)$$

$$\text{und:} \quad \underline{c}(\underline{x}_{i+1}) = \left( \frac{g(\underline{x}_{i+1})}{h(\underline{x}_{i+1})} \right) \approx \underline{c}(\underline{x}_i) + \underline{c}(\underline{x}_i) \nabla_x^T (\underline{x}_{i+1} - \underline{x}_i)$$

Dabei gibt  $\mathbf{H}(\underline{x}_i)$  die Hesse-Matrix an die Zielfunktion im aktuellen Iterationsschritt an. Wird die approximierte Lagrange-Funktion anschließend den Karush-Kuhn-Tucker Optimalitätskriterien aus Gleichung (2.45) unterzogen, so ergibt sich für die Ableitungen nach den Optimierungsvariablen und den Lagrange-Multiplikatoren die Gleichung (2.46) [77]:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{H}(\underline{x}_i) & \nabla_x \underline{c}^T(\underline{x}_i) \\ \underline{c}(\underline{x}_i) \nabla_x^T & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{x}_{i+1} - \underline{x}_i \\ \underline{\lambda}_{i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\nabla_x f(\underline{x}_i) \\ -\underline{c}(\underline{x}_i) \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

Diese Gleichung lässt sich nach den neuen Iterationsvariablen  $\underline{x}_{i+1}$  und  $\underline{\lambda}_{i+1}$  umstellen, was auch dem Vorgehen beim Newton-Verfahren entspricht. Gleichzeitig lässt sich dieser Ansatz auch als ein sequentielles Lösen des quadratischen Problems interpretieren, da die restringierten Minima des aktuellen Schritts den Ausgangspunkt der nächsten quadratische Approximation an die Lagrange-Funktion liefern. Weiterhin sei noch einmal darauf hingewiesen, dass die ergänzenden Bedingungen für die Ungleichungen (s.a. Gleichung (2.45)) bei diesem Vorgehen stets Beachtung finden müssen [77,78].

Das SQP-Verfahren ist Teil der sogenannten „fmincon“-Funktion, welche in der kommerziellen Software Matlab hinterlegt ist. Diese in der vorliegenden Arbeit vorwiegend für die Optimierung aus Abschnitt 5.2 verwendet und ist besonders für nichtlineare restringierte Probleme geeignet [77,83].

### 2.5.2 Globale Optimierung und Multi-Start

Wie eingangs in Abschnitt 2.5 erwähnt, sind die Berechnungsansätze für das Optimierungsproblem aus Gleichung (2.43) für ein Gebiet  $G$  formuliert worden. Da für dieses jedoch im Allgemeinen keine Konvexität angenommen werden kann, ergeben sich auf dem Gebiet in der Regel mehrere lokale Minima. Gleichzeitig wird auch das in Gleichung (2.47) dargestellte Newton-Verfahren zu Grunde gelegt, welche sich durch eine direkte Abhängigkeit vom Startentwurf  $\underline{x}_0$ , auszeichnet. Soll dennoch ein globales Optimum gefunden werden, machen sowohl die fehlende Konvexität, als auch deterministisches Verhalten des Newton-Verfahrens die Verwendung von verschiedenen Startentwürfen erforderlich [78,79].

Im vorliegenden Fall wird dazu das in [84] und [85] beschriebene „Multi-Start“ Verfahren eingesetzt. Dieses ist ebenfalls in der kommerziellen Software Umgebung Matlab integriert und kann mit dem SQP-Verfahren gekoppelt werden. Bei der Multi-Start Methode werden für jede Entwurfsvariable  $x_j$  zufällig  $N$ -Startwerte über das jeweilige Intervall der Variable verteilt. Die Anzahl der Startwerte wird dabei vom Benutzer festgelegt und kann um vorher definierte

Startentwürfe  $\underline{x}_0$  ergänzt werden. In dieser Arbeit werden anschließend ausgehend von den Startentwürfen mehrere lokale Minima mithilfe der SQP-Optimierung gefunden. Das beste dieser Minima wird dann als globales Optimum bezeichnet, obwohl dies nicht zwingend mit dem tatsächlichen dann jedoch unbekannten globalen Optimum übereinstimmt [79,86].

Alternativ können genetische Algorithmen verwendet werden, welche ebenfalls zufällige Entwürfe über das Gebiet  $G$  verteilen. Während die einzelnen Entwürfe als Individuen bezeichnet werden, wird die Gesamtheit der Entwürfe dann Populationen genannt. Die besten Individuen ihrer Populationen fungieren dann als weitere Ausgangspunkte für die nächsten Populationen, welche sich in Abhängigkeit der zuvor besten Individuen bilden vgl. auch [87].

## 2.6 Grundlagen der Mehrkörpersimulation

Da die jeweiligen Komponenten einer Radaufhängung starke translatorische und rotatorische Bewegungen ausführen können, werden diese in der Regel als Mehrkörpersysteme modelliert, sodass im Folgenden kurz auf die dazugehörigen Grundlagen eingegangen wird. In einem Mehrkörpersystem werden  $p$  massebehaftete und im einfachsten Fall starre Körper über Gelenke und Kraftelemente gegenüber einem Inertialsystem  $I$  gelagert. Ein zentrales Merkmal zur Unterscheidung von Mehrkörpersystemen stellt die Topologie der Systeme dar, also ob eine Baum- oder Schleifenstruktur vorliegt. Bei Baumstrukturen werden die Körper mithilfe ihrer Gelenke derart aneinandergereiht, dass getrennte Verzweigungen entstehen. Werden die einzelnen Verzweigungen wieder miteinander verknüpft, liegen kinematische Schleifen vor. Bei Radaufhängungen treten diese Verknüpfung insbesondere am Aufbau, dem Radträger, z.B. wenn verschiedene Lenkerebenen vorliegen, oder auch an Integrallenkern auf. In Abhängigkeit dieser Topologie aber auch in Abhängigkeit der Gelenktypen ergeben sich schließlich die Freiheitsgrade (DOF) des vorliegenden Mechanismus'. Diese lassen sich mithilfe des Grübler-Kutzbach Kriteriums berechnen [88–91]:

$$DOF = 6 \cdot p - \sum_i^g (6 - f_i) - r \quad (2.48)$$

In diesem Ausdruck gibt  $g$  die Anzahl der vorhandenen Gelenke,  $f_i$  die entsprechenden Freiheitsgrade des Gelenks  $i$  und  $r$  die redundanten Freiheiten des Mechanismus' wieder.

Zur Beschreibung der Kinematik können unterschiedliche Koordinatenformulierungen gewählt werden. Bei der redundanten Formulierung werden für jeden Körper in der räumlichen Betrachtung typischerweise sechs Komponenten erforderlich. Diese definieren den translatorischen und rotarischen Zustand des Körpers. Als Rotationsparameter können dabei Euler- und Kardan-Winkel, aber auch Quaternionen oder Rodrigues-Parameter herangezogen werden. Da jedoch die Trajektorien der Körper durch die im Mechanismus vorliegenden Gelenke eingeschränkt werden, werden in der redundanten Formulierung für gewöhnlich zusätzliche Bindungsgleichungen erforderlich. Den Vorteilen hinsichtlich der vergleichsweise einfachen Möglichkeiten zur Erweiterung und Anpassungen des Mechanismus', steht damit die Komplexität in der Lösung der Bewegungsgleichung gegenüber. Bei der Formulierung mithilfe der generalisierten Koordinaten, werden die Komponenten demgegenüber anhand ihrer Gelenkfreiheitsgrade ausgewählt. Weist der Mechanismus beispielsweise vereinfachend die Topologie einer offenen Baumstruktur auf, so werden keine weiteren Bindungsgleichungen

benötigt, da die Koordinaten bereits im Vorfeld unter Berücksichtigung der Restriktionen ausgewählt wurden, sodass sich ein Minimalsystem ergibt. Nachteilig ist hier jedoch, dass dieses problemorientiert aufgebaut wird und somit eine eingeschränkte Erweiterbarkeit aufweist. Aufgrund der Einfachheit soll im Folgenden dennoch die Bewegungsgleichung am Beispiel eines offenen Baumsystems mithilfe von generalisierten Koordinaten abgeleitet werden. Anschließend wird diese Formulierung auf Schleifentopologien erweitert, deren Lösung eine ähnliche Struktur zur Formulierung mit redundanten Koordinaten aufweist [88–90].

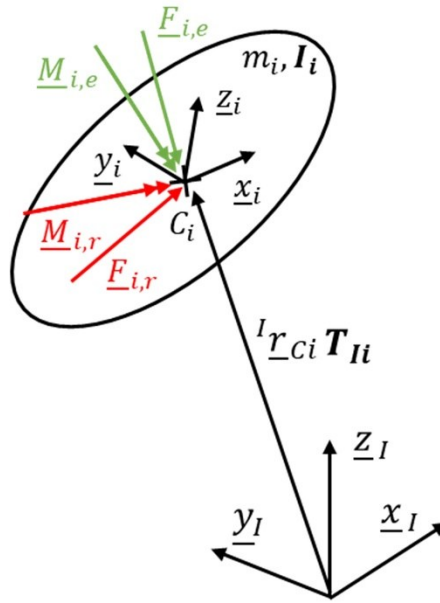


Abbildung 2-21: Freischnitt des Körper i

Für die Kinematik ist der in Abbildung 2-21 gezeigte Ortsvektor  ${}^I \underline{r}_{Ci}$  zum Körper und die Drehmatrix  $\underline{T}_{Hi}$ , welche die Neigung des körperfesten Koordinatensystems gegenüber dem Inertialsystem beschreibt, maßgeblich. Für die weiteren Betrachtungen sind hier insbesondere die Beschleunigungen von Interesse. Für die absolute translatorische  $\underline{a}_i$  und rotatorische Beschleunigungen  $\underline{\alpha}_i$  am Schwerpunkt  $C_i$  des Körpers  $i$  ergeben sich in Abhängigkeit der  $f$  generalisierten Koordinaten  $\underline{y}$  die folgenden Ausdrücke [88,89]:

$${}^I \underline{a}_i = {}^I \underline{J}_{Ti} \ddot{\underline{y}} + {}^I \underline{\bar{a}}_i \quad (2.49)$$

$${}^I \underline{\alpha}_i = {}^I \underline{J}_{Ri} \ddot{\underline{y}} + {}^I \underline{\bar{\alpha}}_i$$

Dabei geben  $\underline{J}_{Ti}$  und  $\underline{J}_{Ri}$  die Jakobi-Matrizen der Translation und Rotation, also die partiellen Ableitungen des Lagevektors und Orientierung nach den generalisierten Koordinaten, wieder.  $\underline{\bar{a}}_i$  und  $\underline{\bar{\alpha}}_i$  beinhalten die lokalen Beschleunigungen.

Die Kinetik des Körpers  $i$  lässt sich mithilfe der Newton-Euler Gleichungen formulieren. Die Trägheitskräfte- und momente ergeben sich gemäß Gleichung (2.50) aus der Überlagerung der Reaktionskräfte und eingepägten Kräfte bzw. Momente, wobei letztere zum Beispiel durch

äußere Krafteinwirkungen, wie die Gravitation, aber auch aus den Kraftelementen wie Federn oder Dämpfer, entstehen. Wie in Abbildung 2-21 gezeigt, werden die Kräfte und Momente auf den Körperschwerpunkt  $C_i$  umgerechnet. Die Newton-Euler Gleichungen werden ebenfalls bezüglich  $C_i$  formuliert. Für die Darstellung im Inertialsystem  $I$  folgt dann schließlich [88–90,92]:

$$m_i {}^I \underline{a}_i = {}^I \underline{F}_{i,e} + {}^I \underline{F}_{i,r} \quad (2.50)$$

$${}^I \underline{I}_i {}^I \underline{\alpha}_i + {}^I \underline{\omega}_i \times {}^I \underline{I}_i {}^I \underline{\omega}_i = {}^I \underline{M}_{i,e} + {}^I \underline{M}_{i,r}$$

Die Bestimmung der Bewegungsgleichung kann unter Anwendung des D'Alembertschen Prinzips erfolgen, welches besagt, dass die virtuelle Arbeit der Reaktionskräfte und -momente aller Körper verschwinden muss. Unter Berücksichtigung der Newton-Euler Gleichungen und den beliebigen mit den Randbedingungen verträglichen virtuellen Verrückungen  $\delta r$  und Verdrehungen  $\delta \varphi$ , ergibt sich [88,89,92]:

$$\delta W_R = \begin{pmatrix} {}^I \underline{\delta r} \\ {}^I \underline{\delta \varphi} \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} {}^I \underline{F}_r \\ {}^I \underline{M}_r \end{pmatrix} = 0$$

$$\delta W_R = \sum_i^p \left[ {}^I \underline{\delta r}_i^T (m_i {}^I \underline{a}_i - {}^I \underline{F}_{i,e}) + {}^I \underline{\delta \varphi}_i^T ({}^I \underline{I}_i {}^I \underline{\alpha}_i + {}^I \underline{\omega}_i \times {}^I \underline{I}_i {}^I \underline{\omega}_i - {}^I \underline{M}_{i,e}) \right] = 0 \quad (2.51)$$

mit:

$${}^I \underline{\delta r}_i = {}^I \underline{J}_{Ti} \underline{\delta y}, \quad {}^I \underline{\delta \varphi}_i = {}^I \underline{J}_{Ri} \underline{\delta y}$$

Anschließend werden die aus der kinematischen Betrachtung gewonnenen Zusammenhänge für die Beschleunigungen (vgl. auch Gleichung (2.49)) herangezogen und die virtuellen Verrückungen in den generalisierten Koordinaten  $\delta y$  ausgeklammert. Aufgrund ihrer beliebigen Definition, können diese schließlich vernachlässigt werden. Nach längerer Rechnung und Zusammenfassung einzelner Ausdrücke resultiert daraus die Bewegungsgleichung für offene Baumsysteme, formuliert mithilfe der generalisierten Koordinaten  $\underline{y}$  [88,89,91]:

$$\underline{M}(\underline{y}, t) \ddot{\underline{y}} + \underline{k}(\underline{y}, \dot{\underline{y}}, t) = \underline{q}(\underline{y}, \dot{\underline{y}}, t) \quad (2.52)$$

Bei Gleichung (2.52) handelt es sich im Allgemeinen um eine nichtlineare gewöhnliche DGL zweiter Ordnung, welche aus  $f$ -gekoppelten Gleichungen besteht. In dieser gibt  $\underline{M}$  die  $f \times f$  Massenmatrix,  $\underline{k}$  den Vektor der verallgemeinerten Coriolis-, Zentrifugal- und Kreiselkräfte und  $\underline{q}$  den Vektor der verallgemeinerten eingeprägten Kräfte an. Neben der Anwendung des D'Alembertschen Prinzips kann die Bewegungsgleichung darüber hinaus noch mit mehreren weiteren Vorgehensweisen hergeleitet werden. Darunter zählen zum Beispiel auch die Lagrange'schen Gleichungen erster und zweiter Art [88–92].

Im Folgenden sollen nun kinematische Schleifen in Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten betrachtet werden. Wie eingangs bereits angesprochen, werden bei den Schleifen einzelne Verzweigungen der Baumstrukturen wieder miteinander verknüpft. Für die Herleitung der Bewegungsgleichung von kinematischen Schleifen, werden diese Verknüpfungen zunächst wieder geöffnet, sodass sich erneut eine offene Baumtopologie ergibt. Für diese können wieder  $f$  generalisierte Koordinaten eingeführt werden, sodass die oben beschriebene Vorgehensweise adaptiert werden kann. Die Anzahl  $f$  gibt hierbei die Zahl der Freiheitsgrade der geöffneten Struktur an. Für jede auf diese Weise geöffnete Bindung werden zusätzliche Schließbedingungen eingeführt, sodass ähnlich wie auch bei den redundanten Koordinaten zusätzliche Bindungsgleichungen erforderlich werden. Diese können auf Lage-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsebene definiert werden [88,89]:

$$\underline{c}(\underline{y}, t) = \underline{0}$$

$$\dot{\underline{c}}(\underline{y}, t) = \underline{C} \dot{\underline{y}} + \dot{\underline{c}} = \underline{0} \quad (2.53)$$

$$\ddot{\underline{c}}(\underline{y}, t) = \underline{C} \ddot{\underline{y}} + \ddot{\underline{c}} = \underline{0}$$

In diesem Gleichungssatz gibt  $\underline{C}$  die Jakobi-Matrix der Bindungen nach den generalisierten Koordinaten und  $\dot{\underline{c}}$  bzw.  $\ddot{\underline{c}}$  die lokalen Geschwindigkeiten bzw. Beschleunigungen an den Bindungen an (vgl. auch Gleichung (2.49)). Durch diese Vorgehensweise muss somit die Bewegungsgleichung (2.52) unter den Restriktionen aus Gleichung (2.53) gelöst werden. Dies führt zu einer Problemstellung wie sie auch in der Optimierung beobachtet werden kann (s.a. Abschnitt 2.5). Auch hier wird eine übergeordnete Funktion gebildet, welche die Bewegungsgleichung und die Bindungen unter Zuhilfenahme der Lagrange-Multiplikatoren verknüpft (vgl. Gleichungen (2.44) und (2.45)). Die Ableitung der übergeordneten Funktion nach den generalisierten Koordinaten und den Lagrange-Multiplikatoren ergibt schließlich [88,89,91]:

$$\underline{M}(\underline{y}, t) \ddot{\underline{y}} + \underline{k}(\underline{y}, \dot{\underline{y}}, t) - \underline{C}^T \underline{\lambda} = \underline{q}(\underline{y}, \dot{\underline{y}}, t) \quad (2.54)$$

$$\underline{c}(\underline{y}, t) = \underline{0}$$

Bei diesem Gleichungssatz handelt es sich um ein Differential-Algebraisches Gleichungssystem (DAE), welche in der Regel numerisch gelöst werden müssen [89,90]. Zu deren Lösung, soll an dieser Stelle auf weiterführende Literatur wie [93] verwiesen werden.

### 3 Stand der Technik

Im Folgenden sollen die Hinterradaufhängungen aufgezeigt werden, welche besonders häufig bei batterieelektrischen Fahrzeugen der Kleinwagen- und Kompaktklasse zum Einsatz kommen. In [94] ist dazu eine Datenbank entstanden, welche u.a. die Hinterachskonzepte von verschiedenen, im Jahr 2020 in Deutschland zugelassenen BEVs beinhaltet. Werden diese, wie in Abbildung 3-2 gezeigt, nach ihrer Peakleistung und ihrem zulässigen Gesamtgewicht kategorisiert, lässt sich erkennen, dass insbesondere in den unteren Segmenten eine Vielzahl an verschiedenen Hinterachskonzepten verwendet wird. In den oberen Segmenten sind fast ausschließlich Mehrlenkerhinterachsen zu finden. In diesem Abschnitt werden zunächst die in Abbildung 3-1 hervorgehobenen Achskonzepte vorgestellt. Anschließend wird ein Überblick über den Bauraumbedarf unterschiedlicher Antriebskonzepte mit Verbrennungs- und Elektromotor gegeben. Der Fokus liegt in der vorliegenden Arbeit dabei vor allem im hinteren Unterbodenbereich, also dem Bauraum rund um die Hinterachse.

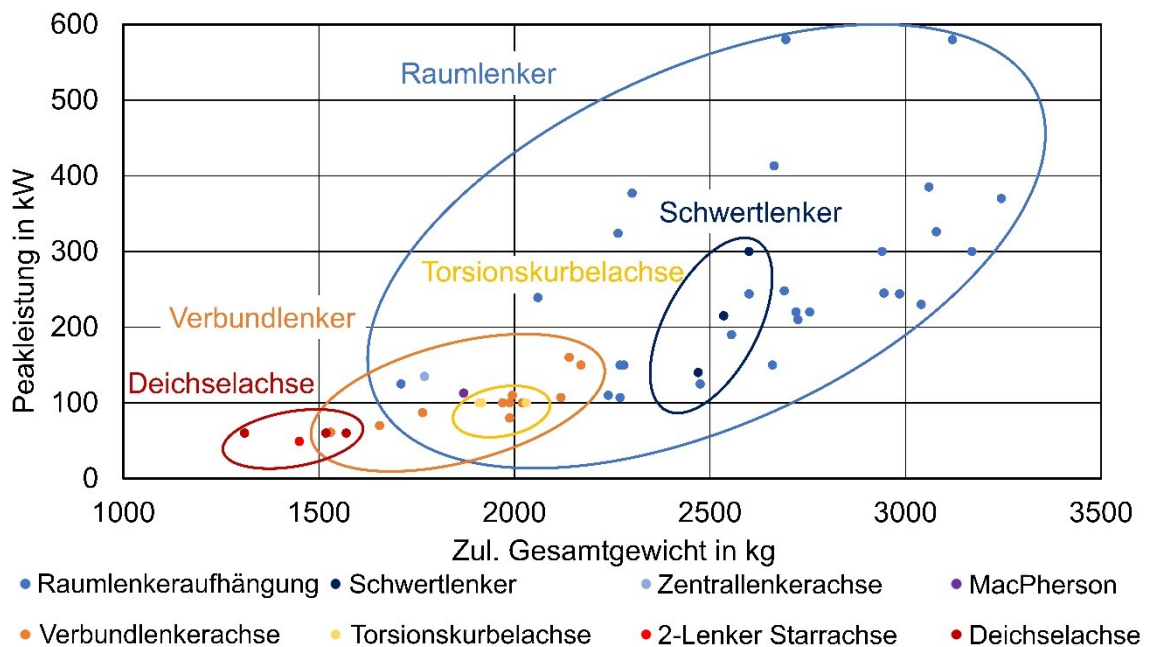


Abbildung 3-1: Verteilung der Hinterachskonzepte von den 2020 in Deutschland zugelassenen Elektrofahrzeugen in Abhängigkeit der Peakleistung und des zulässigen Gesamtgewichts, nach [94]

#### 3.1 Deichselachse

Die Deichselachsen zählen zu den DeDion-Achsen, welche sich durch eine Entkopplung von Antriebs- und Radführungselementen auszeichnen [25]. Bei den Deichselachsen wird der Achskörper in der Regel bogenförmig um die Antriebseinheit herum ausgeführt und direkt am Fahrzeugaufbau bzw. an einem Hilfsrahmen, welcher auch die Antriebseinheit trägt, befestigt. Die Verbindung zum Aufbau erfolgt ideal-kinematisch mithilfe eines Kugelgelenks, welches aus Komfortgründen häufig als großvolumiges Gummilager umgesetzt wird. Dieses Aufbau lager fungiert als Längs-*IC* und wird daher in Fahrtrichtung vor der Radmitte und möglichst weit oberhalb der Fahrbahn angeordnet, sodass die Anforderungen an die Stützwinkel beim Antreiben und Bremsen sowie an die Schrägfederung erfüllt werden können.

(s.a. Abbildung 2-3). Die Anbindung in Form des Kugelgelenks schränkt dabei drei translatorische Freiheitsgrade des Mechanismus' ein. Die für nicht lenkbare Starrachsen erforderliche vierte und letzte Bewegungseinschränkung wird durch eine seitliche Führung erreicht. Da die Abstützung mithilfe eines klassischen Panhardstabs zu einer asymmetrischen Wankbewegung und zu seitlichen Versetzen beim gleichseitigen Huben führen kann, werden in der Regel symmetrische Querführungen gewählt. Eine gängige Lösung des Problems ist in Abbildung 3-2 dargestellt [17,25,95].

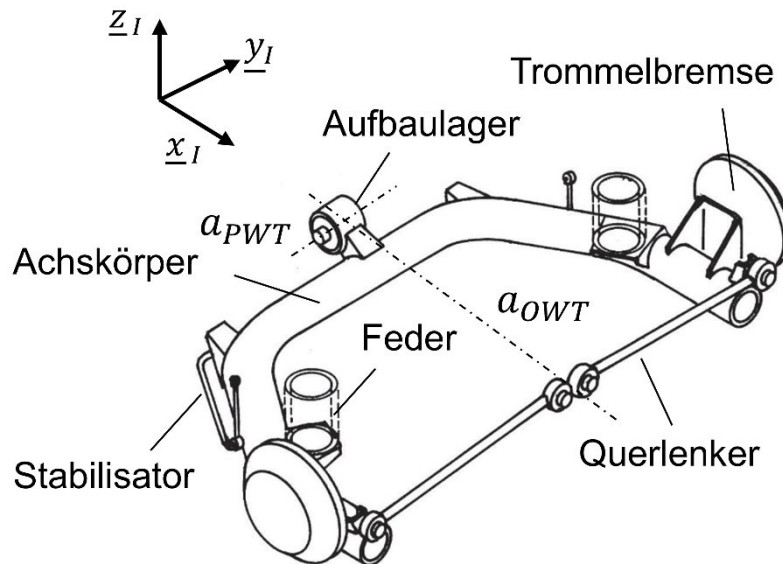


Abbildung 3-2: Deichselachse Smart (Bj. 1999), nach [25]

Geschieht die Querabstützung, wie in der Darstellung gezeigt, mit zwei Querlenkern, so handelt es sich um einen überbestimmten Mechanismus, da beide Streben jeweils einen Freiheitsgrad einschränken. Das Grübler-Kutzbach Kriterium aus Gleichung (2.48) liefert unter Verwendung von fünf idealisierten Kugelgelenken somit lediglich einen Freiheitsgrad:

$$DOF = 6 \cdot p - \sum_{i=1}^5 (6 - f_i) - r = 6 \cdot 3 - 5 \cdot (6 - 3) - 2 = 1 \quad (3.1)$$

Die beiden redundanten Freiheitsgrade  $r$  treten in den Eigenrotationen der Querlenker auf und können durch die kardanischen Steifigkeiten der Gummilager eingeschränkt werden. Die mit der Überbestimmung einhergehenden Verspannungen können für den Wankvorgang geringgehalten werden, sofern die aufbauseitigen Stablenkerlager nahe der Wankmomentanachse  $a_{OWT}$  angeordnet werden. Diese verläuft in der Fahrzeugmitte und wird durch das Aufbaulager sowie den virtuellen Schnittpunkt der Stablenker gebildet. Der Wankpol ergibt sich schließlich aus dem Schnittpunkt dieser Achse mit der Querschnittsebene durch die beiden Radaufstandspunkte. Da  $a_{OWT}$  aufbaufest ist, ändert sich die Wankpolhöhe infolge einer Beladungsänderung lediglich durch eine mit dieser einhergehenden Relativbewegung zwischen dem Aufbau und der Fahrbahn. Das Rollzentrum kann dadurch hoch angeordnet werden, ohne dass sich ein starkes Aufstützen des Aufbaus einstellt. Bei einer parallelen Federbewegung hingegen, schwenken die Räder um die Achse des Aufbaulagers  $a_{PWT}$ . Da sich die radseitigen Lenkerlager jedoch auf einem Kreisbogen um ihre karosserie-seitige

Aufnahme bewegen müssen, kommt es bei der parallelen Einfederung zu einem lateralen Versatz und Verspannungen innerhalb der Querlenkerlager. Abhilfe kann die Verwendung eines querliegenden Watt-Gestänges schaffen, welches ein mechanisch bestimmtes System ermöglicht und diese Verspannungen vermeidet [25,95].

Bei beiden Seitenführungselementen ist die Positionierung hinter dem Rad von großer Bedeutung, da sich auf diese Weise eine Vorspurtenz unter Seitenkrafteinfluss erzielen lässt. Dies gelingt, indem eine verhältnismäßig große radiale Steifigkeit in den Gelenken der Querstreben mit einer relativ geringen axialen Steifigkeit in dem Aufbau lager kombiniert wird. Eine am Reifen aufstandspunkt wirkende Seitenkraft wird dann nahezu ohne Verformung am Querstab abgestützt, wohingegen die Reaktion am Aufbau lager eine elastische Deformation erzeugt. Ein derartiges Verformungsverhalten führt zu einer Verdrehung des kurvenäußeren Rades in Richtung Vorspur, was wiederum ein untersteuerndes Eigenlenkverhalten begünstigt. Alternativ können auch, wie in der sogenannten Omega-Achse, zwei in der Draufsicht angestellte Stablenker verwendet werden, deren Verlängerungen hinter der Radmitte zum Schnitt kommen [25,95,96].

Wesentlicher Vorteil der Deichselachse ist, dass diese sich aufgrund der robusten Bauweise und des großen Raumangebots zwischen den Rädern, gut zur Aufnahme eines aufbaufesten Achsantriebs eignet [17]. Dieser wird samt Getriebe an einem Hilfsrahmen befestigt, welcher auch zur Aufnahme des vorderen Gummilagers dient. Die hinteren, seitlichen Führungen werden über zusätzliche, kleinere Rahmenstrukturen mit der Karosserie verbunden. Bei der in Abbildung 3-2 dargestellten Smart-Hinterachse, ist die gesamte Antriebseinheit samt Getriebe an der Hinterachse untergebracht, sodass ein sehr kompaktes Fahrzeugkonzept entstehen kann [97,98]. Die für den frontal Crash erforderlichen Blocklängen im Vorderwagen können durch diesen Aufbau minimiert und die benötigte Energieabsorption auch bei kurzen vorderen Überhängen realisiert werden. Unter anderem stellt das Forschungsfahrzeug „epsilon“, ein Beispiel für eine derartige Umsetzung in Form eines BEVs dar (vgl. auch [99]). Nachteilig an dem Konzept sind die sich ergebenden Verspannungen in den Querlenkern und die damit verbundenen Erhöhung der Nebenfeder rate bzw. Einschränkung des maximalen Federwegs. Beides lässt sich nur durch die Verwendung alternativer Seitenführungselemente, wie eines Panhardstabs (Querversatz) oder eines Watt-Gestänges (Mehraufwand), vermeiden. Hinzu kommt, dass alle Längskräfte allein über das vordere Aufbau lager übertragen werden müssen, dies sollte den Einsatz bei höheren Achslasten einschränken.

## 3.2 Schwertlenkerachse

Bei der Schwertlenkerachse findet der Radträger als Längslenker Verwendung und wird mithilfe eines ideal-kinematischen Kugelgelenks direkt am Aufbau angebracht. Wesentlicher Unterschied zu einer Zentrallenkerachse ist jedoch, dass der Längsarm bei der Schwertlenkerachse als flexible (Blech-) Konstruktion ausgeführt wird (vgl. auch Abbildung 3-3 (oben)). Dieses Blech wird auch als das namensgebende Schwert bezeichnet. Durch die Ausführung als Blechteil erhält der Längslenker eine Biege- und Torsionsnachgiebigkeit. Kinematisch lassen sich diese Deformationsmechanismen als Drehgelenk an der Einspannstelle zwischen dem Schwert und dem ansonsten steif ausgeführten Radträger abbilden. Auf diese Weise erhält der Radträger im Vergleich zu einer ideal-steifen Anbindung eine zusätzliche Rotationsfreiheit, welche durch einen weiteren Querlenker wieder aufgehoben werden kann. Die Elastizitäten werden in Abbildung 3-3 (unten) mithilfe der eingezeichneten Ersatzgelenke, welche schließlich wieder in ein Drehgelenk

zusammengefasst werden, approximiert. Für das Grübler-Kutzbach Kriterium ergibt sich dann vereinfachend der für Einzelradaufhängungen typische singuläre Freiheitsgrad des Mechanismus' [19,25,100]:

$$DOF = 6 \cdot p - \sum_i^8 (6 - f_i) - r = 6 \cdot 5 - 7 \cdot (6 - 3) - 1 \cdot (6 - 1) - 3 = 1 \quad (3.2)$$

Die drei erforderlichen Querlenker werden in zwei unterschiedlichen Ebenen angeordnet. Die beiden unteren Lenker bestimmen dabei im Wesentlichen das Vorspurverhalten infolge Einfederung sowie Längs- und Seitenkräften. Da der vordere Querlenker kürzer ausgeführt wird als der hintere, verläuft das vorne liegende radseitige Gelenk auf einer Kreisschale mit geringerem Radius, was dazu führt, dass der Radträger bei Einfederung in Richtung Vorspur gezogen wird. Dieser Lenker wird auch als Spurlenker bezeichnet. Der hintere und länger ausgeführte Lenker fungiert in der Regel als Traglenker und übernimmt die Aufnahme der Feder und des Stabilisators, weshalb dieser Lenker auch Federlenker genannt wird. Um die Dämpferübersetzung zu maximieren, kann der Dämpfer an der Rückseite des Radträgers angebunden werden. Alternativ lässt auch die Anbindung am Federlenker beobachten. Während der Federlenker in früheren Konstruktionen häufig als Blechschalenkonstruktion ausgeführt wurde, lassen sich in den neueren Varianten auch stranggepresste Aluminiumprofile beobachten [21,22]. Das Spurverhalten infolge Seiten- und Längskraft wird neben der Lenkerlänge wesentlich von der Positionierung und Anstellung der unteren Lenker in der Draufsicht sowie den verwendeten Lagerkennungen beeinflusst. Die Sturzstabilität wird durch den oberen Querlenker, der auch als Sturzlenker bezeichnet wird, sowie den Spurlenker sichergestellt. Durch die Bauraumvorgaben wird dieser typischerweise sichelförmig gestaltet. Bei einer Einfederung zieht der Lenker den oberen Teil des Radträgers weiter zur Fahrzeuginnenseite, wodurch der negative Sturzwinkel vergrößert werden kann [17,25,101].

Die wesentlichen Vorteile der Schwertlenkerachse liegen in der Entkopplung der Längs- und Querverführung und der damit einhergehenden Zuordnung und Auslegung der Komponenten an ihre jeweiligen Aufgaben. Der Schwertlenker und das dazugehörige Aufbau- und Lager werden für die Übertragung der Längskräfte und Bremsmomente optimiert. Ein elastisches Aufziehen der Räder kann so weitestgehend vermieden werden [25]. Im Vergleich zu der steif an den Radträger angebundenen Zentrallenkerrachse gestaltet sich die Schwertlenkerachse aufgrund des zusätzlichen Lenkers etwas aufwendiger, bietet jedoch dadurch auch ein größeres Auslegungspotential. So zählt die Schwertlenkerachse zu den räumlichen Mechanismen, welche eine Momentanschraubung vollziehen (vgl. auch Abschnitt 2.2). Einsparungen ergeben sich wieder bei der einfachen Blechkonstruktion des Längslenkers. Zudem lässt sich dessen Anbindung an den Radträger über eine einfache Schrauben- oder Schweißverbindung realisieren. Nachteilig bei der Schwertlenkerachse ist, dass die Kosten, insbesondere durch den Montageaufwand, im Vergleich zu den anderen, hier behandelten Achsen, vergleichsweise hoch sind. Dazu zählt auch, dass die aufbauseitigen Querlenkerlager an einen Hilfsrahmen befestigt werden. Dieser eignet sich wiederum zur Integration eines Hinterachsantriebs. Insgesamt ergibt sich für die Schwertlenkerachse ein sehr gutes Eigenschaftsprofil, weshalb diese mit großen Marktanteilen in der Kompaktklasse zum Einsatz kommt. Beispiele aus der industriellen Praxis sind neben dem Einsatz im Ford Focus, in welchem das Achskonzept erstmals Anwendung fand, u.a. auch die Verwendung im modularen Querbaukasten (MQB) von Volkswagen, zu welchem z.B. der VW Golf, aber auch

der VW Passat zählen. Bei elektrischen Fahrzeugen kommt das Achskonzept u.a. beim VW e-Golf und dem optional an der Hinterachse angetriebenen Mercedes-Benz EQA zum Einsatz [17,19,25,102–104].

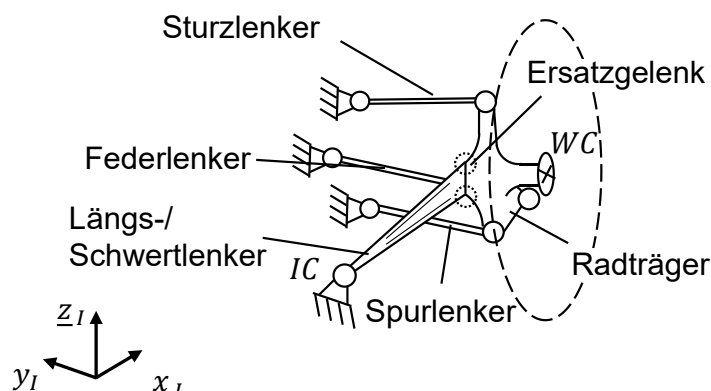
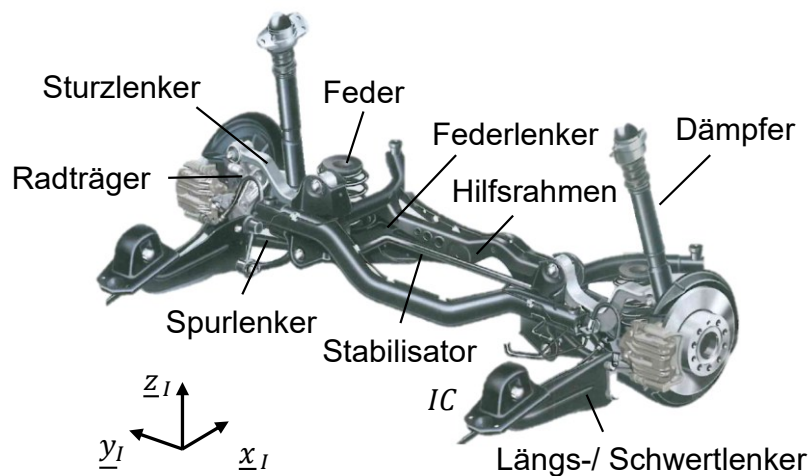


Abbildung 3-3: Schwertlenkerachse VW Golf V (Bj. 2003) (oben) [103], Mechanisches Ersatzbild (unten) nach [25]

Die Schwertlenkerachse und ihre Komponenten sind des Weiteren auch Gegenstände einiger Forschungsprojekte. Insbesondere der elastische Schwertlenker, welcher in der industriellen Praxis, wie gezeigt, in der Regel als Blechlenker umgesetzt wird, ist in verschiedenen Forschungsprojekten als Kunststoff-Konstruktion zum Einsatz gekommen [105–107]. Darüber hinaus ist die Substitution der Spiralaufbaufeder und des Stabilisators oder gar des gesamten Federlenkers durch eine GFK-Querblattfeder erprobt worden [22,108,109].

### 3.3 Raumlenerachse

Wie bereits in Abschnitt 2.2 angesprochen, bilden Raumlenerachsen die allgemeinste Bewegungsform der Einzelradaufhängungen, die Momentanschraubung, ab und bieten somit auch das größte Auslegungspotential. Im Gegensatz zu den vorangegangenen Achsaufbauten, wird hier gänzlich auf eine direkte Anbindung des Radträgers an den Fahrzeugaufbau verzichtet, sodass die Aufhängung mittels fünf Stablenkern realisiert wird. Die hohe Gestaltungsfreiheit wird dabei durch die Stellungen der Lenker zueinander sowie ihren jeweiligen Längen erreicht. Die Freiheitsgrade des Radträgers ergeben sich entsprechend zu:

$$DOF = 6 \cdot p - \sum_i^{10} (6 - f_i) - r = 6 \cdot 6 - 10 \cdot (6 - 3) - 5 = 1 \quad (3.3)$$

In Abbildung 3-4 (oben) wird am Beispiel des Audi e-tron eine Hinterachsbaugruppe bestehend aus den fünf Lenkern, dem Radträger samt Bremssystem, dem Achsträger sowie der elektrischen Antriebseinheit, bestehend aus dem E-Antrieb, der Leistungselektronik, dem Achs-Differential und den Antriebswellen gezeigt. Zusätzlich lässt sich anhand des mechanischen Ersatzmodells (unten) beobachten, dass sich bei den Raumlenerhinterachsen in der Regel jeweils zwei Lenker paarweise in einer oberen und zwei Lenker in einer unteren Ebene befinden [25]. Die beiden Lenker eines einzelnen Paares weisen dabei in der Verlängerung ihrer Längsachse zumeist mindestens annähernd einen Schnittpunkt auf, welcher sich kinematisch als Drehpunkt des Radträgers interpretieren lässt. Auf diese Weise verhalten sich die Lenkerpaare für einen momentanen Zustand näherungsweise wie aufgelöste Dreieckslenker mit einem Kugelgelenk in eben diesem Punkt. Dies hat zur Folge, dass die beiden Lenkerpaare eine virtuelle Lenkachse definieren, welche durch die Drehzentren der oberen und unteren Lenkerebenen verläuft (s.a. Abbildung 3-4 (unten)). Die Spreizungs- und Nachlaufeigenschaften dieser virtuellen Lenkachse, definieren schließlich maßgeblich das elastische Spurverhalten unter Seiten- und Längskrafteinfluss. Dies kann auch dazu führen, dass die oberen Querlenker in der Draufsicht kreuzend ausgelegt werden, mit dem Ziel, einen negativen Lenkrollradius am Radaufstandspunkt bei gleichzeitig minimalem Spreizungsversatz zu realisieren. Gleichzeitig lassen sich auch Raumlenerachsen mit einer negativen Spreizachse beobachten [20,25,96].

Der fünfte Stablenker wird zwischen den beiden Ebenen, etwa auf Höhe der Radmitte, angeordnet und unterbindet die Drehung des Radträgers um die Lenkachse, weshalb dieser auch als Spurlenker bezeichnet wird. In der Praxis werden dabei sowohl die gezeigte Variante mit einem hinter der Radmitte liegenden Spurlenker als auch mit einer vor der Radmitte befindlichen Spurstange umgesetzt (vgl. auch [25,110,111]). Weiterhin wird diese Strebe in der Draufsicht zumeist leicht angestellt, um elastische Nachspurwinkel infolge einer Bremskraft kinematisch kompensieren zu können. Zusätzlich ist auch die Anstellung des Spurlenkers in der Vorderansicht von Bedeutung, da diese maßgeblich die Spurkinematik während des Einfedervorgangs beeinflusst. Liegt das äußere Gelenk der Spurstange beispielsweise tiefer als das aufbauseitige, wandert ersteres infolge einer Einfederung weiter nach außen. Dies führt zu einer Nachspurtendenz bei einer Konfiguration mit einem vor der Radmitte liegenden Spurlenker und zu einer Vorspurtendenz im umgekehrten Fall [25]. In den höheren Fahrzeugsegmenten werden u.a. bei Raumlenerachsen die passiven Spurstangen auch durch aktive Systeme ersetzt, sodass eine Hinterachslenkung ermöglicht wird [112]. In diesem Fall sind die durch die gelenkten Räder verursachten, größeren Kardanwinkel in den Gelenken zu berücksichtigen.

Alternativ zu der bisher geschilderten Anordnung der Lenker als Koppellement zwischen dem Radträger und dem Aufbau, können diese auch als sogenannte Integrallenker zwischen dem Radträger und einem weiteren Lenker, zumeist Dreiecksquerlenker, ausgeführt werden. In dieser Anordnung übernehmen diese die Funktion einer Momentenstütze und können in Kombination mit dem benachbarten Kugelgelenk die Wirkung eines Kardangelenks nachahmen, sodass dem Radträger nun auf diese Weise eine Freiheit entzogen wird und demnach auf einen Querlenker verzichtet werden kann. Die Integrallenker werden vorwiegend

dazu verwendet, die Bremsabstützung in Kombination mit der Längselastizität durch eine funktionale Trennung der verschiedenen Gummilagern zu verbessern [19,20,25].

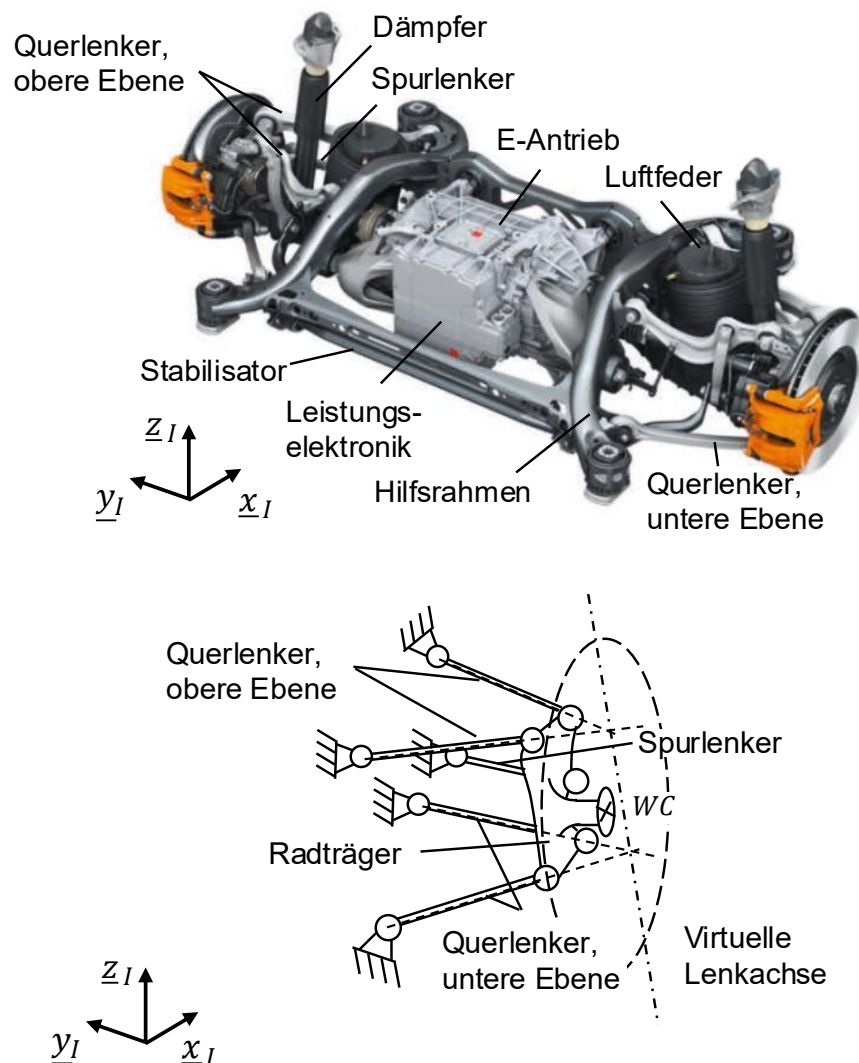


Abbildung 3-4: Raumlänkerachse Audi e-tron (Bj. 2019) (oben) [111], Mechanisches Ersatzbild (unten) nach [25]

Die geschilderten unterschiedlichen Herangehensweisen zeigen das große Auslegungspotential der Raumlänkerachsen, was sich vor allem in hervorragenden Fahr- und Komforteigenschaften widerspiegelt. Nachteilig ist jedoch der hohe wirtschaftliche Aufwand, welcher sich durch die hohe Lenkeranzahl sowie den zahlreichen Einzelteilen und dem damit einhergehenden Montageaufwand ergibt. Gleichzeitig ist durch die Verwendung des Hilfsrahmens zur Aufnahme der aufbauseitigen Lager auch ein großer Bauraum erforderlich. Aus diesen Gründen wird die Raumlänkerachse vorzugsweise in Fahrzeugen der Oberklasse eingesetzt [17]. Zusätzlich ist ein zunehmender Einsatz als angetriebene Hinterachse in Elektrofahrzeugen zu beobachten. Als Beispiele sind hier im B-Segment der BMW i3 [113] und ab dem C-Segment aufwärts unter anderem auch die Fahrzeuge, welche auf dem sogenannten Modularen Elektrobaukasten (MEB) von Volkswagen basieren [114], zu nennen. Auch das Tesla Model 3 wird mit einer angetriebenen Raumlänkerhinterachse ausgestattet [115].

### 3.4 Torsionskurbelachse

Die Torsionskurbelachsen stellen die älteste Bauart der Halbstarrachsen dar und stehen aufgrund ihrer Bauweise statisch überbestimmten, längslenkergeführten Starrachsen nahe [25]. Sie bestehen aus zwei üblicherweise biegeweichen Längslenkern, welche aus wirtschaftlichen Gründen zumeist als Blechkonstruktion umgesetzt werden (vgl. auch Abbildung 3-5 (oben)). Diese Lenker werden mittels eines Querträgers, welcher gleichzeitig auch als Achskörper fungiert, fest miteinander verbunden. Aufbauseitig werden die Blechlenker dann mittels Gummifedern an der Karosserie befestigt. Die Seitenkraftabstützung kann, ähnlich wie bei den durch Längslenkern geführten Starrachsen, mithilfe eines Panhardstabes erfolgen, dessen Lage in Fahrzeuglängsrichtung maßgeblich das Spurverhalten infolge Seitenkraft bestimmt [19]. Aufbauseitig wird der Panhardstab in der Regel an eine zusätzliche Querstrebe befestigt.

Beim gleichseitigen Einfedern schwenkt die Torsionskurbelachse um die Drehachse  $a_{PWT}$ , welche durch die Verbindung der beiden Aufbaulager gebildet wird (s.a. Abbildung 3-5 (unten)), was zu einer nahezu konstanten Radstellung über den Hub führt. Da die Quertraverse bei dieser Achsform nahe der Radmitte verläuft, wird hier ein besonders hoher Freigang benötigt, was sich negativ auf den zur Verfügung stehenden Bauraum auswirkt. Nachteilig ist weiterhin das seitliche Versetzen der Achse, welches mit dem Schwenken des Panhardstabes um dessen Lagerung bei einer Einfederung einhergeht [25].

Bei der antimetrischen Federung kommt es zu Verzwängungen, welchen jedoch durch eine torsionsweiche Gestaltung des Querträgers nachgegeben werden kann. Die Drehachse für wechselseitige Federbewegung  $a_{OWT}$  verläuft durch den Schnittpunkt des Panhard-Stabs mit der Fahrzeugmittelebene sowie dem Schnittpunkt der Längslenker in der Draufsicht. Sollten beide Lenker parallel zueinander stehen, verläuft  $a_{OWT}$  ebenfalls parallel zu diesen [34]. Die Verdrillung des Querträgers kann kinematisch mit einer Teilung des Querträgers in der Fahrzeugmittelebene und einem beide Hälften wieder miteinander verbindenden Ersatzdrehgelenk im Schubmittelpunkt ( $SC$ ) nachgebildet werden. So stellt der Schubmittelpunkt denjenigen Punkt des Querschnitts dar, durch den die Wirkungsebene der Querkraft verlaufen muss, damit das vorliegende Profil nicht tordiert wird. Daraus folgt gleichzeitig, dass sich der Querschnitt, bei einer reinen Torsionsbelastung, um den Schubmittelpunkt als natürliche Drehachse rotiert [116,117]. Damit der Wankwiderstand in geringem Rahmen bleibt, gleichzeitig jedoch auch ein ausreichende Biegesteifigkeit gewährleistet ist, wird der Achskörper zum Beispiel mittels eines nach unten geöffneten U-Profils realisiert. Aufgrund der Asymmetrie stellt sich schließlich der Schubmittelpunkt an der der Öffnung gegenüberliegenden Profilseite ein. Soll die Wankfederrate weitergehend versteift werden, kann in dem Querträger auch noch ein zusätzlicher Stabilisator eingeschweißt werden [19,96]. Mit der Teilung des Querträgers in zwei starre Komponenten, dem idealisierten Drehgelenk im Schubmittelpunkt  $SC$  und den aus Gleichung (3.2) bekannten Ersatzkugelgelenken zur Abbildung der Blechlenker, ergeben sich die erforderlichen Freiheitsgrade anhand des Grübler-Kutzbach Kriterium zu:

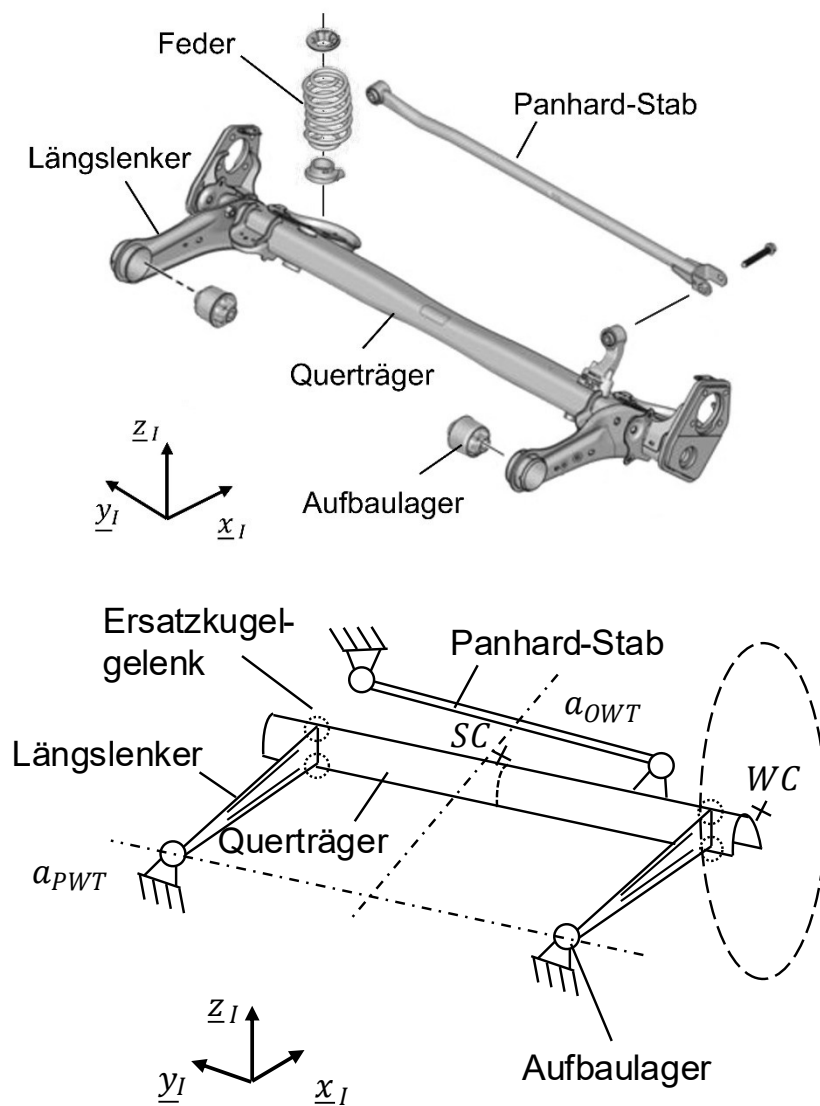


Abbildung 3-5: Torsionskurbelachse Peugeot e-208 nach [118] (oben), Kinematisches Ersatzmodell

$$DOF = 6 \cdot p - \sum_i^7 (6 - f_i) - r = 6 \cdot 5 - 4 \cdot (6 - 3) - 3 \cdot (6 - 1) - 1 = 2 \quad (3.4)$$

Für die Torsionskurbelachse ergibt sich somit das folgende Eigenschaftsprofil: Vorteilhaft sind die nahezu konstanten Radstellungen infolge des gleichseitigen Einfederns in Kombination mit den starken Änderungsraten beim wechselseitigen Federn. Nachteilig ist die Notwendigkeit eines Panhard-Stabs und der damit einhergehende Querversatz bei Beladungsänderung. Um diesen Versatz zu minimieren, kann der Panhard-Stab in der Draufsicht diagonal vor der Radmitte angeordnet werden und nahe der Aufbaulager befestigt werden, was sich dann jedoch in einem erhöhten Bauraumbedarf und einer Veränderung des Seitenkraftverhaltens niederschlägt. Gleichzeitig bedarf auch der nahe der Radmitte angeordnete Querträger einen erhöhten vertikalen Freigang beim Durchfedern [17,20,59,96]. Auch ist der vergleichsweise große Bauraum in Fahrzeuginnenrichtung vorteilhaft, da dieser im Falle von frontgetriebenen

Elektrofahrzeugen insbesondere der Antriebsbatterie zugeordnet werden kann (vgl. auch [119]). Beispielhaft wird die Torsionskurbelachse in [119] und im Peugeot e-208 als Hinterachse (vgl. auch Abbildung 3-5) für die jeweiligen elektrisch angetriebenen Fahrzeugvarianten vorgesehen, wohingegen die Hinterachse im korrespondierenden Verbrenner als Verbundlenkerachse ausgeführt ist [120].

### 3.5 Verbundlenkerachse

Ähnlich wie bei der Torsionskurbelachse werden bei der Verbundlenkerachse die Räder über die Längslenker an den Aufbau angebunden. Darüber hinaus geschieht auch hier die Verbindung dieser Lenker mittels eines torsionsweichen, aber biegesteifen Querträgerprofils. Der charakteristische Unterschied zwischen den Halbstarrachsvarianten ist jedoch die Position des Querträgers entlang der Längslenker. Während die radnahe Quertraverse bei der Torsionskurbelachse einen hohen Kopplungsgrad der einzelnen Räder zur Folge hat, wird die Querverbindung bei der Verbundlenkerachse nahe der Aufbaulagerung vorgenommen, was zu einer niedrigeren Beeinflussung der Räder führt [59]. In einigen Literaturen werden unter dem Begriff einer „Verbundlenkerachse“ lediglich diejenigen Achstypen verstanden, deren Querträger sich direkt auf Höhe der Aufbaulager befindet. Für die Halbstarrachsen bei denen sich das Torsionsprofil zwischen den Rädern und den Gelenken befindet, wird dann der Begriff der „Koppellenkerachse“ eingeführt (vgl. auch [17,20]). Da sich diese Unterscheidung in der Praxis jedoch nicht durchgesetzt hat, wird hier aufgrund der Einfachheit der Darstellung ebenfalls auf eine Unterscheidung der letztgenannten Achsen verzichtet, sodass die Koppellenkerachsen hier zu den Verbundlenkerachsen gezählt werden.

Ein weiteres bedeutendes Unterscheidungsmerkmal zwischen den Torsionskurbel- und Verbundlenkerachsen ist in der Ausführung der Längslenker zu finden. Diese werden bei den letzteren nämlich nicht mehr als Blechlenker, sondern als steife rohrähnliche Konstruktionen umgesetzt, sodass nun die Seitenkraft sowie die Spur- und Sturzmomente auf den Querträger und damit auf die jeweils gegenüberliegende Fahrzeugseite übertragen werden können. Auf diese Weise werden die Seitenkräfte und –momente schließlich in den Aufbaulagern abgestützt. Auf den bei Torsionskurbelachsen benötigten Panhardstab kann somit verzichtet werden. Abbildung 3-6 zeigt anhand die Baugruppe einer Verbundlenkerachse am Beispiel des Audi A1 (Baujahr 2009).

Für die Betrachtung der Kinematik müssen, ähnlich wie bei den Torsionskurbelachsen (vgl. Abschnitt 3.4), idealisierte Ersatzgelenke eingeführt werden, welche die auftretenden Elastizitäten beschreiben können. Die parallele Einfederung stellt eine einfache Schwenkbewegung um die von den Aufbaulagern gebildete Achse  $a_{PWT}$  dar und führt zu wünschenswerten niedrigen Änderungsraten der Radstellung. Ideal-kinematisch sind die Gradienten dabei letztlich von den statischen Spur- und Sturzwinkeln abhängig. Werden zusätzlich die Elastizitäten berücksichtigt, werden durch die Kompression der Schraubenfedern und Anschlagpuffer sowie die zugehörigen Radlaständerungen stärkere Spur- und Sturzgradienten aufgeprägt. Wie bereits anhand der Starrachsen und auch der Torsionskurbelachse beobachtet, wird auch die Verbundlenkerachsen in der Regel derart ausgelegt, dass starke Wanksturz- bzw. Wanklenkgradienten (s.a. Ende Abschnitt 2.3.2) bei der wechselseitigen Radbewegung auftreten. Analog zur Torsionskurbelachse wird die Verdrillung des torsionsweichen Querträgers idealkinematisch anhand eines Drehgelenks im Schubmittelpunkt abgebildet.

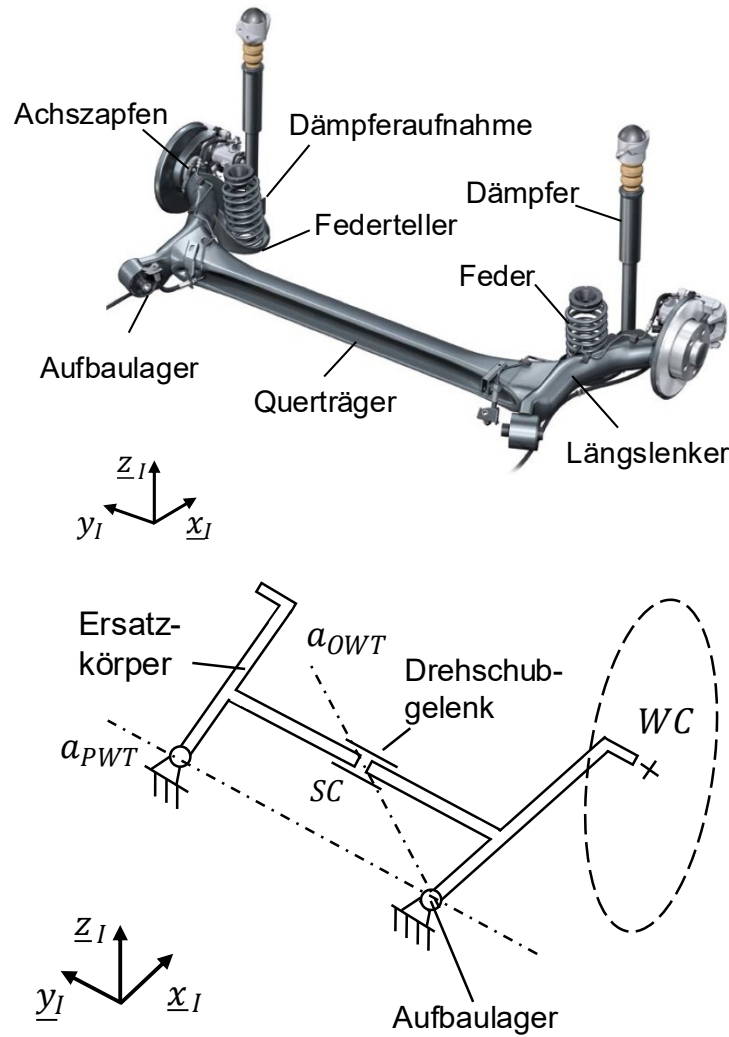


Abbildung 3-6: Verbundlenkerachse Audi A1 (Bj. 2009) [121] (oben), kinematisches Ersatzmodell mit Drehschubgelenk im Schubmittelpunkt (unten) nach [25]

Dies führt aufgrund der nun biegesteifen Längslenker allerdings zu einer statischen Überbestimmung, sofern die Aufbaulager als reine Kugelgelenke umgesetzt werden. Um dies zu umgehen wird in [25] die Verwendung eines Drehschubgelenks im Schubmittelpunkt  $SC$  vorgeschlagen, welches schließlich den erforderlichen Längenausgleich der Aufbaulagerabstände herbeiführt (vgl. Abbildung 3-6 (unten)). Im Realfahrzeug wird dieser Ausgleich durch eine gummielastische Lagerung möglich (s.a. Abschnitt 5.1). Mit dem Drehschubgelenk im Schubmittelpunkt ergibt sich schließlich das Grübler-Kutzbach Kriterium zu:

$$DOF = 6 \cdot p - \sum_i^3 (6 - f_i) - r = 6 \cdot 2 - 2 \cdot (6 - 3) - 1 \cdot (6 - 2) = 2 \quad (3.5)$$

Die Radwinkeländerungen beim wechselseitigen Einfedern weisen eine starke Abhängigkeit von der Neigung der momentanen Drehachse  $\alpha_{OWT}$  auf, welche durch den Schubmittelpunkt des Querträgers und dem radzugehörigen Aufbaulager verlaufen (s.a. Abbildung 3-6 (unten)). Der Abstand zwischen dem Schubmittelpunkt und dem Aufbaulager in Längsrichtung bestimmt

dabei den Sturz- und der Abstand in Vertikalrichtung den Spurgradienten, sodass sich die Wanksturz- und Wanklenkraten fast unabhängig voneinander einstellen lassen. Darüber hinaus definiert der Durchstoßpunkt der Achse  $a_{OWT}$  durch die Querschnittsebene der Radmittelpunkte  $WC$ , den Querpol  $CP$  sowie die Rollzentrumshöhe  $h_{RC,r}$ . Da die Positionierung der Aufbauhalter aufgrund des begrenzten Bauraums und einer hohen Anbindungssteifigkeit, enge Grenzen gesetzt sind, kommt der Position des Schubmittelpunkts  $SC$  somit auch rein kinematische eine zentrale Bedeutung zu. Dessen Lage wird dabei maßgeblich von der allgemeinen Positionierung des Torsionsprofils entlang des Längsarms, der Gestaltung des Profilquerschnitts und der Orientierung des Querschnitts bestimmt [122–124].

Neben der Positionierung des Schubmittelpunkts und der Festlegung der Wankkinematik kommen dem Querträger noch weitere zentrale Aufgaben zu. So definiert dieser mit seinem Torsionswiderstand auch die Rollrate der Hinterachse, sodass diese aufgrund des Kompromisses eines komfortablen Wankwinkels und der damit einhergehenden Radlastdifferenz in definierten Grenzen liegen muss (vgl. auch Abschnitt 2.3.2). Gleichzeitig muss der Querträger eine hohe Biegesteifigkeit und Festigkeit gegenüber allen Lastfällen aufweisen. Aufgrund dieses großen Aufgabenspektrums sind in der Praxis eine Reihe verschiedener Profilquerschnitte entstanden. Abbildung 3-6 (oben) zeigt beispielsweise ein halboffenes nach vorne geöffnetes U- bzw. V-Profil. Bei diesem handelt es sich um ein ursprünglich ovales Rohr, welches über einen Großteil seiner Länge einseitig eingedrückt wird. Auf diese Weise ergibt sich in dessen Mittenbereich ein torsionsweiches Verhalten, während in den Randbereichen die ovale Ausgangsform erhalten bleibt. Dadurch lässt sich im Übergangsbereich aus Querträger und Längslenker eine durchlaufende Schweißnaht erzielen, welche sich in diesem hochbelasteten Bereich günstig auf die Betriebsfestigkeit auswirkt. Gleichzeitig lässt sich für diese Profilform ein erhöhter spezifischer Torsionswiderstand feststellen, da die von dem Rand eingeschlossene Fläche, gemäß der zweiten Bredt'schen Formel für dünnwandige, geschlossene Profile, einen versteifenden Beitrag liefert [125,126]. Alternativ zu dem V-förmigen Querschnitt aus Abbildung 3-6 (oben) wird in [36] ein halboffenes, nach unten geöffnetes, C-förmiges Profil eingesetzt, dessen Schubmittelpunkt durch eine Verdrehung des Querträgers variiert werden kann. Nachteilig an den halbgeöffneten Profilen ist die vergleichsweise aufwendige Herstellung [126]. Als Alternative werden offene Profile eingesetzt, welche sich als Pressteile herstellen lassen. Diese sind zumeist als nach unten geöffnete U- oder Hutprofile ausgeführt und werden an den Enden des Querträgers mithilfe von eingeschweißten Einschubblechen versteift. Die Länge dieser Einlagen bestimmt maßgeblich die Torsionssteifigkeit des Profils, sodass dies eine modulare Profilgestaltung ermöglicht [127,128]. Abbildung 3-7 zeigt ein derartiges Querträgerprofil am Beispiel der Verbundlenkerachse des Ford Fiesta MK8. Zudem werden auch Querträger mit offenen Profilen und eingeschweißten Stabilisatorrohren verwendet [96,126,128].

Weitere Designmerkmale lassen sich anhand der Längslenker festmachen. Diese werden in der Regel als Rohrprofile u.a. mit Biege- und Innenhochdruckumformung oder mithilfe von gepressten und anschließend verschweißten Schalenkonstruktionen hergestellt [100]. Die Längslenker aus Abbildung 3-7 sind rollprofiliert und mithilfe einer einzelnen Schweißnaht verschlossen. Dieses Verfahren verringert die insgesamt vorliegende Schweißnahtlänge und wirkt sich positiv auf die Betriebsfestigkeit aus [126]. Der Verlauf des Längslenkers kann dabei, wie in Abbildung 3-6 (oben) gezeigt, am Aufbauhalterpunkt beginnen und auf Höhe des Achszapfens enden oder, wie in Abbildung 3-7 dargestellt, im Wesentlichen horizontal verlaufen und eine zusätzliche Radlagerkonsole bedingen.

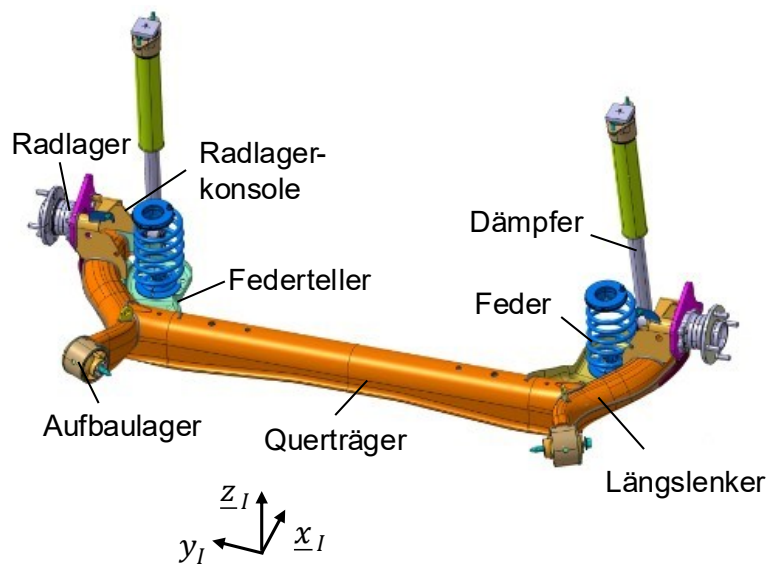


Abbildung 3-7: CAD-Modell Verbundlenkerachse Ford Fiesta (Bj. 2017)

Der Vorteil in der zweiten Variante liegt in dem vergleichsweise geringen Hebelarm zwischen der Fahrbahnoberfläche und dem Längslenker, nachteilig ist jedoch, dass durch die Konsole zusätzliche Montagearbeiten erforderlich sowie weitere Elastizitäten eingeprägt werden.

Aufgrund der Elastizitäten im Achskörper und in den Aufbaulagern neigt die Verbundlenkerachse im Allgemeinen zum Seitenkraftübersteuern (vgl. auch [59,96]). Um diesem Umstand entgegenzuwirken, kann einerseits die Steifigkeit des Achskörpers erhöht, in Abbildung 3-7 wird beispielsweise der Verbindungsknotens aus Querträger und Längslenker durch die Federteller versteift, oder die Gestaltung der Gummilager angepasst werden. Da die Achse lediglich über zwei Aufbaulager an der Karosserie angebunden wird, müssen diese jedoch alle Aufgaben bzgl. der Fahrdynamik und dem –komfort erfüllen können. Diese Anforderungen verhalten sich dabei jedoch zu einem Großteil gegenläufig, sodass häufig ein Kompromiss in ihrer Auslegung gefunden werden muss. Beispielsweise bildet die radiale Steifigkeit der Gummilager  $c_{rad}$  die Längselastizität der Hinterachse ab. Soll ein hoher Abrollkomfort erzielt werden, ist eine hohe Längsnachgiebigkeit anzustreben. Auf der anderen Seite ist die radiale Steifigkeit allerdings auch für das Seitenführungsverhalten von essentieller Bedeutung, da das Moment, welches aus der am Radaufstandspunkt wirkenden Querkraft hervorgerufen wird, mit den Längsreaktionen der Aufbaulager im Gleichgewicht stehen muss. Eine hohe Nachgiebigkeit hat dementsprechend große Nachspurwinkel zur Folge, was gemäß Abschnitt 2.2.2 zu einer in der Regel unerwünschten Erhöhung der Übersteuertendenz führt. Um das Nachspurverhalten zu reduzieren, sind in der Vergangenheit spurkorrigierende Lager eingesetzt worden, welche die radialen Steifigkeiten bei einer anliegenden Axialkraft durch ihre konische Formgebung erhöhen können [59].

Heutzutage werden demgegenüber die Gummilager in der Draufsicht häufig mit einem Dachwinkel ( $\psi_{Bus}$ ) versehen (vgl. Abbildung 3-6 (oben) und Abbildung 3-7), welche zu einer Verlagerung des elastischen Federersatzschwerpunkts  $BC$  nahe oder sogar hinter der Radmitte führen können.

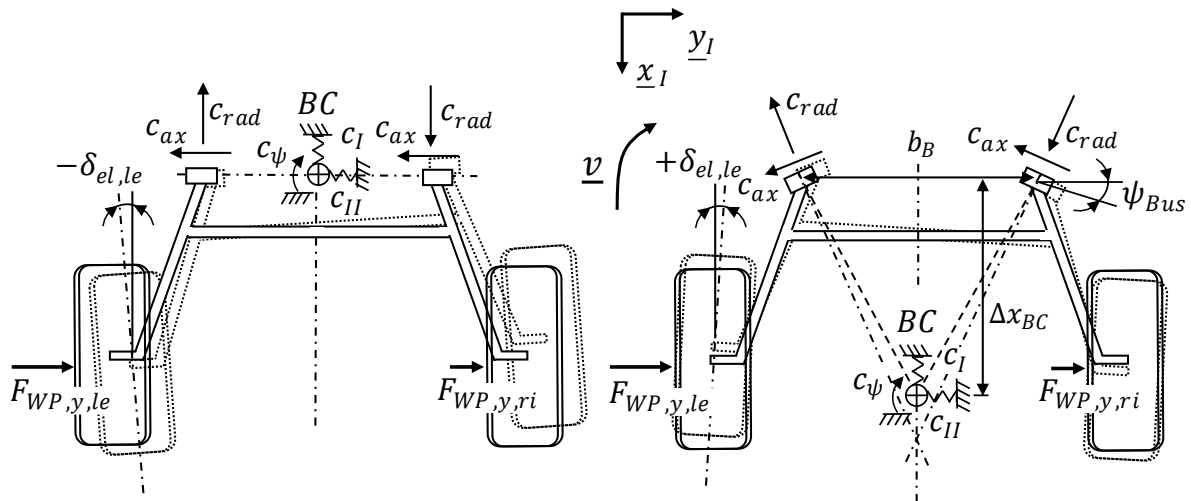


Abbildung 3-8: Seitenkraftverhalten einer Verbundlenkerachse infolge der Gummilageranstellung nach [25, 129]

Das daraus resultierende Seitenkraftverhalten wird in Abbildung 3-8 gezeigt. In der ebenen Betrachtung werden die axialen  $c_{ax}$  und radialen  $c_{rad}$  Steifigkeiten der beiden Lager unter Berücksichtigung des Gummilagerdachwinkels in die translatorischen  $c_I$  und  $c_{II}$  sowie rotatorischen  $c_\psi$  Hauptsteifigkeiten zusammengefasst. Entscheidend für das Vorzeichen des elastischen Spurverhaltens  $\delta_{el,le}$  am kurvenäußeren Rad ist schließlich die Position des Schwerpunkts  $BC$  in Längsrichtung. Der Abstand vom Federersatzschwerpunkt zu den Aufbauaglern lässt sich wie folgt bestimmen [25]:

$$\Delta x_{BC} = b_B \cdot \frac{(c_{rad} - c_{ax}) \cdot \sin(2\psi_{Bus})}{2 \cdot (c_{rad} \cdot \sin^2 \psi_{Bus} + c_{ax} \cdot \cos^2 \psi_{Bus})} \quad (3.6)$$

In Gleichung (3.6) zeigt sich eine nichtlineare Abhängigkeit der Federschwerpunktposition von dem Dachwinkel der Gummilager sowie dem Verhältnis der radialen zur axialen Steifigkeit. Außerdem lässt sich ein linearer Zusammenhang zu Lagerstützweite  $b_B$  ausmachen. Der maximale Abstand  $\Delta x_{BC}$  für einen konstanten Dachwinkel  $\psi_{Bus}$  ergibt sich, wenn eine reine Schubführung mit einer unendlichen radialen und keinerlei axialer Steifigkeit betrachtet wird. Der Schnittpunkt der Senkrechten der Führung ergibt schließlich den Momentanpol der Drehung [25, 129]. Um den Zielkonflikt aus hohem Längskomfort bei gleichzeitiger Minimierung des Seitenkraftübersteuerns weiter aufzulösen, können zusätzliche Maßnahmen getroffen werden. Ein Beispiel dafür stellt die Verwendung eines querliegenden Watt-Gestänges dar, wie es beispielsweise im Opel Astra J und K verwendet wird. In diesen Fahrzeugen dient der Mechanismus als zusätzliches Seitenführungselement. Das Gestänge wird hinter der Radmitte angeordnet und verbindet die Enden der Längslenker über zwei Querstreben an einem Kipphebel, dessen Koppellement über ein Drehschubgelenk am Aufbau befestigt ist. Ziel dieser Anordnung ist die getrennte Auslegung der Seitenführungs- und Längskomforteigenschaften. Das querliegende Wattgestänge kann einen Großteil der Seitenkräfte an die Karosserie übertragen, sodass die radiale Steifigkeit der Aufbaulager niedriger ausgeführt werden kann [36, 37]. Eingesetzt wird dieses Achskonzept vor allem in Fahrzeugen der Kompaktklasse, wenn eine höhere Motorisierung oder Achslast vorgesehen wird. In [129, 130] wird die Auflösung des oben genannten Zielkonflikts über eine Entkopplung

des Radträgers vom Achskörper gelöst. Die Anbindung erfolgt schließlich elastisch mithilfe zweier Schubgelenke und eines zusätzlichen Gummilagers, welche eine elastische Lenkachse definieren, sodass eine Spurkorrektur unter Seiten- und Längskraft erfolgen kann. Um das Spurverhalten der Verbundlenkerachse weiter zu verbessern, können auch aktive Systeme eingesetzt werden. In [112] werden exemplarisch die Radträger lenkbar am Längsarm der Verbundlenkerachse befestigt. Ein querliegender Elektromotor steuert einen ausfahrbaren Stab, welcher gelenkig mit der Spurstange gekoppelt ist. Diese wiederum verbindet beide lenkbaren Räder miteinander.

Eine Möglichkeit wie eine angetriebene Verbundlenkerachse unter der Verwendung eines Verbrennungsmotors realisiert werden kann, ist in [36] gezeigt. Hier wird Querträger der Achse gekröpft ausgeführt, sodass unterhalb des Profils ein offener Raum zur Unterbringung der Kardanwelle entsteht. Für die Antriebswellen ist eine durchgängige Verbindung zwischen Achsdifferential und Radmitte erforderlich. Dies kann zum Beispiel mittels einer Radträgerkonsole auf dem Längsarm (vgl. auch Abbildung 3-7) sichergestellt werden. Mit der Krümmung des Querträgers gehen jedoch auch negative Eigenschaften einher. So wächst beispielsweise der benötigte Freigang des Achskörpers bei einer Einfederung. Ferner muss das Hinterachsdifferential am Aufbau befestigt werden, sodass zusätzliche Hilfsrahmenstrukturen erforderlich werden. Aus kinematischer Sicht wandert der Schubmittelpunkt in der Fahrzeugmittelebene deutlich nach oben. Dies führt dazu, dass im Vergleich zur nicht gekröpften Achse eine deutlich größere Wanklenkrate erreicht wird, sodass der Öffnungswinkel des Querträgers angepasst werden muss. Diese muss sorgfältig mit den elastokinematischen Eigenschaften abgestimmt werden. Der Rollsturzgradient verändert sich durch die Verschiebung in der Vertikalen jedoch kaum. Weiterhin lässt sich zeigen, dass die Seitensteifigkeiten infolge der Kröpfung deutlich abnehmen können, während die Torsionssteifigkeit ohne weitere Veränderung der Blechdicke oder der Länge der Blecheinschübe zunimmt [131]. Insgesamt ist dieses Konzept besonders für Klein- und Kompakt-SUVs interessant, da diese dann ebenfalls mit einem Allradantrieb ausgestattet werden können.

### **3.6 Bauraumbedarf bei verschiedenen Antriebskonzepten**

In diesem Kapitel soll der Bauraumbedarf verschiedener Antriebskonzepte von Klein- und Kompaktwagen vorgestellt werden. Da der Antriebsstrang die gesamte Fahrzeugarchitektur maßgeblich beeinflusst, liegt das Hauptaugenmerk auf der Anordnung und dem Package der dazugehörigen Komponenten. Dabei werden die für diese Arbeit relevanten Bereiche im Hinterwagen aufgezeigt und die Wechselwirkungen auf die unterschiedlichen Hinterachsen analysiert. Als Referenz sollen die Bauraumverhältnisse am Beispiel eines Fahrzeugs mit einem herkömmlichen Verbrennungsmotor dienen. Anschließend können diesem die Antriebs- und Bauraumkonzepte von aktuellen batterieelektrischen Fahrzeugen gegenübergestellt werden.

#### **3.6.1 Verbrennungsmotor**

Der Verbrennungsmotor bei Klein- und Kompaktwagen wird in der Regel quer im Vorderwagen untergebracht und treibt die Räder der Vorderachse an [17, 132, 133]. Gegenbeispiele hierzu stellen unter anderem der Smart Fortwo, bei welchem der Motor über der De-Dion Hinterachse (s.a. Abschnitt 3.1) am Hilfsrahmen befestigt wird [97], oder der BMW 1er (F20) [134] dar. Dieser besitzt einen längseingebauten Frontmotor, der die Hinterräder über eine Kardanwelle

antreibt. Diese Konfiguration ist auch unter dem Begriff „Standardbauweise“ bekannt. Die beiden letztgenannten Konzepte sind jedoch eher als Ausnahme zu sehen, da sie auch aus markenstrategischen Gründen von der üblichen Ausführung abweichen. Ein verbreiteter Regelfall soll im Folgenden näher erläutert werden. Dazu werden anhand von Abbildung 3-9 die Bauraumverhältnisse eines Kleinwagens schematisch dargestellt und die wesentlichen Komponenten im hinteren Unterbodenbereich abgebildet.

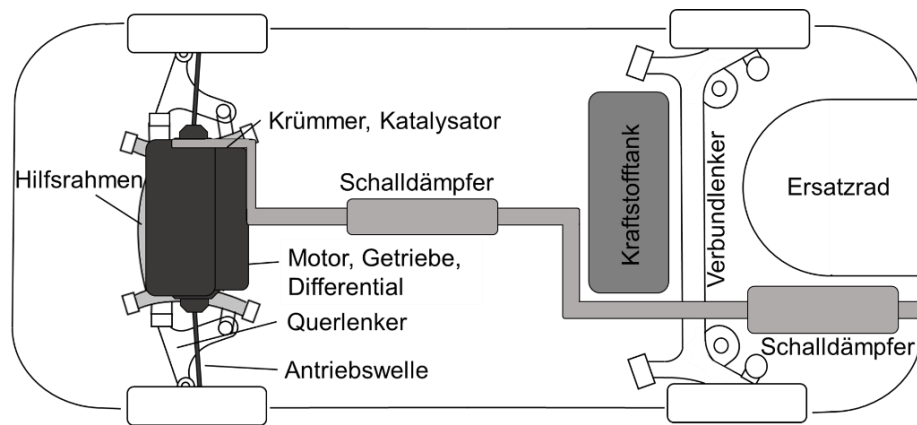


Abbildung 3-9: Schematische Darstellung der Bauraumverhältnisse im Unterboden eines Kleinwagens mit Verbrennungsmotor

Als Hinterachskonstruktion ist, aufgrund der Vergleichbarkeit zu den nachfolgenden Antriebskonzepten, eine Verbundlenkerachse gewählt worden. Wie sich leicht erkennen lässt, wird der Bauraum im Hinterwagen vor allem durch den Achskörper, die Komponenten der Abgasanlage samt Schalldämpfung sowie den Kraftstofftank und dessen Kraftstoffzuführung bestimmt. Während der Bauraum vor der Radmitte insbesondere durch den Kraftstoffbehälter begrenzt wird, limitiert der Endschalldämpfer sowie die Mulde für das Reserverad den Bereich hinter der Achse. In vertikaler Richtung muss darüber hinaus ein ausreichender Freigang der beweglichen Komponenten vorgesehen werden, für die Verbundlenkerachse ist dies insbesondere am Querträger zu beachten. Da das klassische Reserverad heutzutage zunehmend durch platzsparende Reparaturkits, aber auch durch Reifen mit Notlaufeigenschaften, ersetzt werden kann [17,133], wird dieses in den nachfolgenden Betrachtungen vernachlässigt.

### 3.6.2 Batterieelektrische Fahrzeuge

Die Bauraumaufteilung der batterieelektrischen Fahrzeuge (BEV) wird insbesondere von der Antriebsbatterie und vom Antriebskonzept bestimmt. Da die Batterien mit Gleichstrom arbeiten, wird zudem Leistungselektronik in Form von Wechsel- und Gleichrichtern eingesetzt, welche zur Erzeugung der Drehfelder in den E-Maschinen benötigt werden und umgekehrt auch die Energierückgewinnung beim Bremsvorgang ermöglichen [135,136]. Aufgrund des vergleichsweise niedrigen Gewichts, der günstigen Herstellkosten der Elektromotoren sowie der Bereitstellung eines hohen Drehmoments schon in einem niedrigen Drehzahlbereich und der damit einhergehenden Möglichkeit eines einfachen Getriebeaufbaus, existieren für batterieelektrisch betriebene Fahrzeuge eine Vielzahl an verschiedenen Antriebskonzepten. Diese können nach der Positionierung und Anzahl der E-Motoren kategorisiert werden. So werden im Wesentlichen zwischen zentral angeordneten Elektromotoren, radnahen sowie

Radnabenmotoren unterschieden [132,136]. Daher sollen im Folgenden die grundlegenden Anordnungen der wichtigsten Komponenten erläutert werden.

### 3.6.2.1 Antriebsbatterie

Den E-Fahrzeugen ist gemein, dass die Hochvoltbatterie als Energiespeicher bevorzugt als zusammenhängender Körper im Unterboden des Fahrzeugs integriert wird. Aufgrund des im Allgemeinen hohen Gewichts des Energiespeichers führt dies zum einen zu einer günstigen, niedrigen Schwerpunktlage des Gesamtfahrzeugs und zum anderen wird durch diese Anordnung eine möglichst hohe Crashtestsicherheit ermöglicht [135–137]. Abbildung 3-10 stellt die Intrusionstiefen wie sie sich aus den standardisierten Crashtests und in realen Unfällen ergeben am Beispiel eines Kombi-Fahrzeugs dar. Die verwendete Datengrundlage basiert dabei auf der Datenbank „German In-Depth Accident Study“ (GIDAS) aus dem Jahr 2010, welche > 8500 Fahrzeuge beinhaltet [138]. Wie auch in [139] gezeigt, wird dazu eine Matrix aus ca. 40x120 Zellen gebildet und so die Intrusionstiefe bei den verzeichneten Unfällen detektiert. Auf diese Weise lässt sich im zentralen Unterbodenbereich die größte Sicherheit vor einer Beschädigung eines Energiespeichers ausmachen.

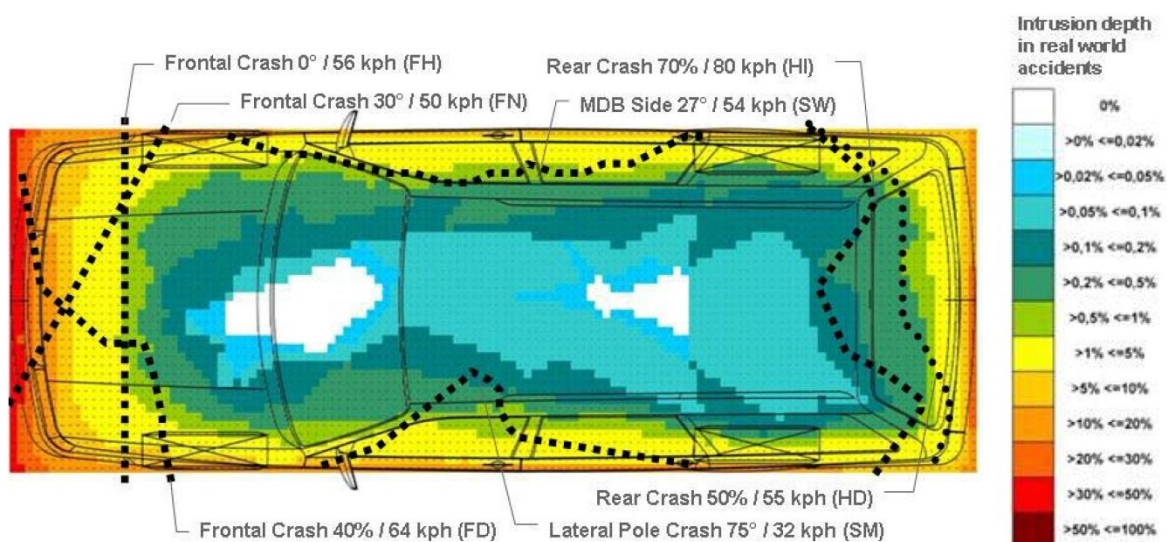


Abbildung 3-10: Veranschaulichung der Tiefe der Intrusion infolge von Crashtests (schwarz gestrichelt) und realen Unfällen (farbig) [137,138]

Wie sich anhand von Abbildung 3-10 jedoch auch erkennen lässt, wird insbesondere beim seitlichen Pfahlaufprall eine starke Eindringtiefe in den Unterboden gemessen. Um die Intrusion bei diesem Crashfall zu verbessern und gleichzeitig auch die kinetische Energie über einen kleineren Deformationsweg abzubauen, lassen sich bei BEVs in der Praxis konstruktiv aufwendige Energieabsorptionselemente finden. Abbildung 3-11 zeigt ein solches am Beispiel des MEB von Volkswagen. Gemäß [140] wird ein Aluminium Strangpressprofil mit veränderlicher Wandstärke über die gesamte Länge in den Seitenschweller integriert. Dies erzielt bei ca. 25% größerem Fahrzeuggewicht eine Verringerung der Intrusion von etwa 55% gegenüber dem Vorgängerfahrzeug (e-Golf). Gleichzeitig steigt jedoch auch das Kraftniveau auf ca. 250% an [140]. Eine zusätzliche Abstützung kann mit Batterierahmen erzielt werden

(s.a. [141]). In Abbildung 3-11 stützt der Batterierahmen die Schwellerkonstruktion von unten ab.

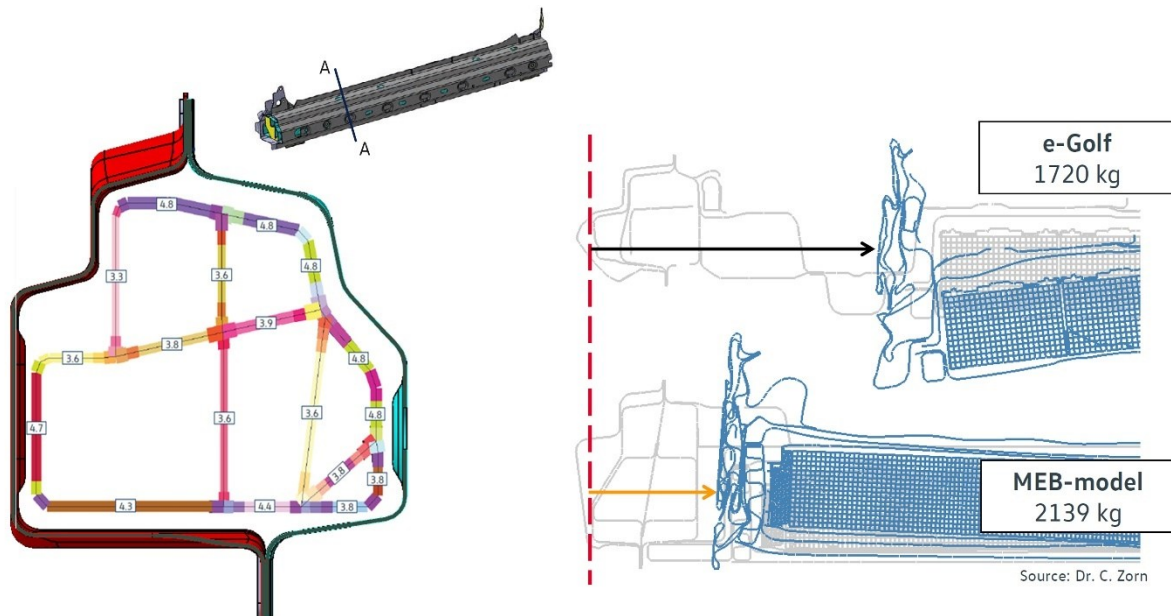


Abbildung 3-11: Energieabsorptionselement im Seitenschweller am Beispiel der MEB-Plattform und Vergleich der Eindringtiefe beim seitlichen Pfahlaufpralltest zwischen der MEB-Plattform und der Karosserie des e-Golfs [140]

### 3.6.2.2 Radnaben- und radnahe Antriebe

Bei den Radnaben- sowie radnahen Antrieben werden die beiden Räder einer Achse mit zwei separaten Motoren ausgestattet, was im Falle eines Allradantriebs den Einsatz von vier Motoren ermöglicht. Diese Ausführungen bringen den wesentlichen Vorteil mit sich, dass die Räder individuell angesteuert werden können und somit das sogenannte „Torque Vectoring“ ermöglicht wird. Bei diesem kann das Antriebsmoment je nach Bedarf von der kurvenäußeren zur -inneren Seite und umgekehrt verteilt werden, um so ein gezieltes Giermoment zu erzeugen und dem Fahrzeug eine höhere Stabilität oder Agilität aufzuprägen [17]. Da die Differentiale und somit auch eine mechanische Sperrung bei den elektrischen, radindividuellen Antrieben entfallen, werden aktive Regelsysteme zur Einstellung der Drehmomentenverteilung eingesetzt, wie sie beispielhaft in [142,143] gezeigt sind. Darüber hinaus können bei den radnahen und Radnabenantrieben auch die benötigten Getriebe erheblich vereinfacht oder sogar entfallen, wodurch sich aufgrund der geringeren Reibverluste Vorteile bei der Energieeffizienz ergeben können [144].

Bei den Radnabenantrieben wird zudem angestrebt, die E-Motoren samt dazugehöriger Leistungselektronik und mechanischer Reibbremse in dem Bauraum der Felge unterzubringen, sodass eine möglichst hohe Gestaltungsfreiheit für das Gesamtpackage des Fahrzeugs erzielt wird (vgl. auch Abbildung 3-12) [135]. In [145] und [146] wird durch die Nutzung von zwei Radnabenmotoren an einer Verbundlenkerachse zum Beispiel das Ziel verfolgt, die Grundfläche des Fahrzeugs bei gleichbleibendem nutzbaren Volumen (Innen- und Gepäckraum) zu reduzieren. Gleichzeitig bieten Radnabenantriebe durch die unmittelbare Anbindung der Antriebseinheit an das Rad, die Möglichkeit auf eine starre Seitenwelle samt Gleichlaufgelenke verzichten zu können, sodass sich auch besonders hohe Lenkwinkel

erzielen lassen. In [147] wird beispielsweise ein sogenanntes „Corner Modul“ vorgestellt, welches im Rangierbetrieb bis zu 90° Lenkwinkel an allen Rädern erlaubt und damit eine holonome Bewegung des Gesamtfahrzeugs ermöglicht.

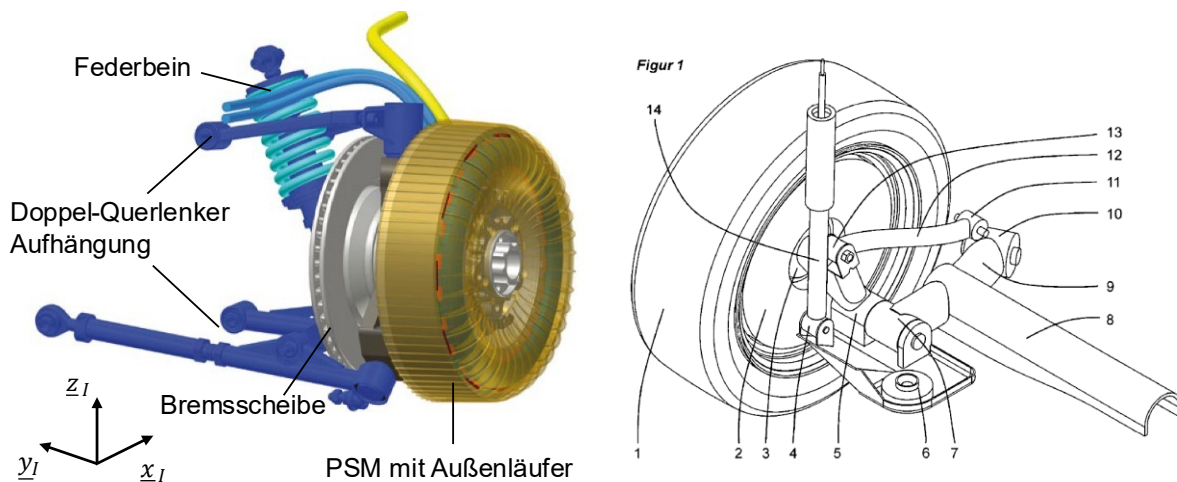


Abbildung 3-12: Antriebs- und Aufhängungskonzept mit Radnabenantrieb am Beispiel einer Einzelradaufhängung („Frecc0 2.0“) und einer Verbundlenkerachse mit zusätzlicher Längsstrebe [148,149],

Nachteilig an der Verwendung von Radnabenmotoren ist die hohe Komplexität hinsichtlich der Ansteuerung und die Kühlung in dem vergleichsweise kleinen Bauraum. Hinzu kommt, dass die Radnabenantriebe direkt die ungefederte Masse der Radaufhängung erhöhen, was zu einer Verstärkung der Radlastschwankungen führt [17]. Darüber hinaus schränken die Komponenten des Antriebs auch den Bauraum für die Komponenten der Radaufhängung ein, sodass zum Beispiel bei lenkbaren Einzelradaufhängungen ein größerer Spreizungsversatz zu erwarten ist [145,150]. Dies wird auch anhand des Beispiels aus Abbildung 3-12 ersichtlich, in welcher die radträgerseitigen Gelenke der Querlenker durch den von E-Maschine eingenommen Bauraum weiter innen angeordnet werden. Zusätzlich wird das Antriebsmoment nun am Radträger abgestützt, was insbesondere bei hoch angeordneten Längspolen an der Hinterachse zu einer Überkompensation des Antriebsnickens führen kann (vgl. auch Abschnitt 2.2.1) [145,150]. Um diesen Umstand entgegenzuwirken ist in [149] ein Hinterachskonzept ausgeführt, welches eine herkömmliche Verbundlenkerachse in ein längsorientiertes Viergelenk eingliedert und auf diese Weise mehr Freiheiten bei der Definition des Längspols  $IC$  ermöglicht (s.a. Abbildung 3-12).

Um einige der Nachteile der Radnabenantriebe zu umgehen und gleichzeitig die Vorteile des radindividuellen Antriebes sowie eines immer noch geringen Bauraumbedarfs aufrechtzuerhalten, können alternativ radnahe Antriebe eingesetzt werden. Diese werden in kurzer Distanz zum Rad angeordnet, sodass im Vergleich zu den Radnabenantrieben in der Regel größer dimensionierte, leistungsstärkere Motoren zum Einsatz kommen können. Zwei unterschiedliche Lösungen sind in Abbildung 3-13 dargestellt.

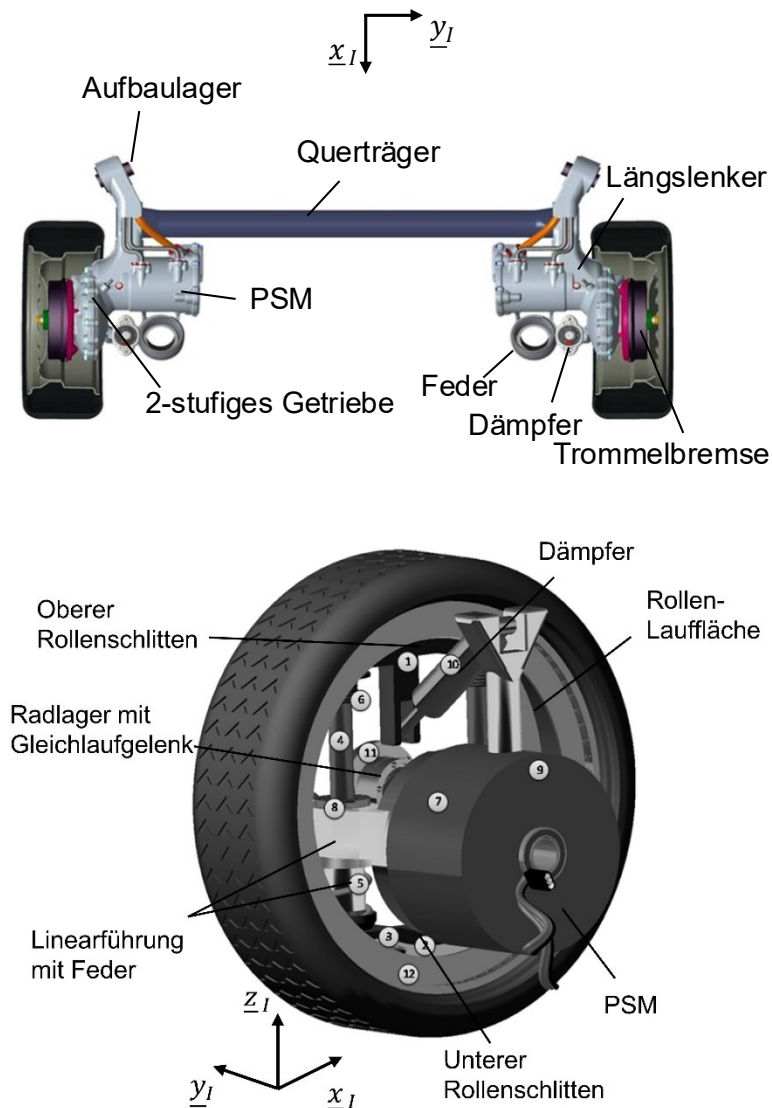


Abbildung 3-13: Konzepte zur Umsetzung eines elektrischen radnahen Antriebs, ZF „Electric Twistbeam (eTB)“ [151] (oben); DLR - „LEICHT“ Konzept [152]

So sind in der Ausführung von ZF die Gehäuse der elektrischen Maschinen in die Längsarme einer herkömmlichen Verbundlenkerachse integriert. Um die ungefederten Massen zu reduzieren, werden die Motoren möglichst nahe am Aufbaulager positioniert, was jedoch durch die Lage des Querträgers nur in engen Grenzen möglich ist. Dies führt dazu, dass etwa 57% der Motormasse als ungefederte Masse fungiert. Die Getriebeeinrichtung überbrückt schließlich die Distanz zwischen Radnabe und Motor [151]. Demgegenüber wird beim „LEICHT“-Konzept der E-Motor fest mit dem Aufbau verbunden, was eine Reduktion der ungefederten Massen ermöglicht. Die Radführung erfolgt hier über zwei längsliegende Schlitten, welche mit Rollen ausgestattet sind, die wiederum auf der Innenseite der Felge wie auf einer Laufläche ablaufen können. In der vertikalen und lateralen Richtung wird das Rad über zwei Linearführungen gelagert, welche wiederum am Gehäuse des Motors befestigt sind [152]. Nachteilig an derartig ausgeführten radnahen Antrieben ist der erhöhte Winkelbedarf in den Gleichlaufgelenken der Seitenwelle, welcher sich aus dem geringen Abstand zwischen Motor und Rad besonders im Vergleich zu den Zentralmotoren ergibt [17, 136].

### 3.6.2.3 Zentralmotoren

In den zentralen Ausführungen werden in der Regel einzelne Antriebseinheiten an der Vorder- oder Hinterachse untergebracht und übertragen das Drehmoment über ein meistens ein- oder zweistufig ausgeführtes Getriebe sowie ein Differential an die Räder ihrer jeweiligen Achsen. Trotz der oben genannten Potentiale der Radnaben und radnahen Antriebe greifen die Hersteller für die Serienfahrzeuge aufgrund des einfacheren Aufbaus auf die zentral angeordneten E-Maschinen zurück [136]. In höherpreisigen Segmenten werden z.T. auch zwei E-Motoren in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht (s.a. [153,154]). In diesem Fall stellt sich eine Mischform aus den zentralen und radnahen Antrieben ein.

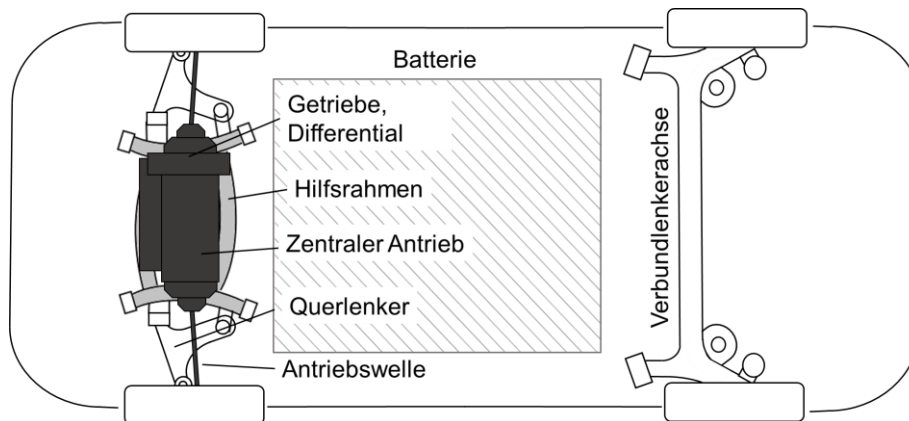


Abbildung 3-14: Schematische Darstellung der Bauraumverhältnisse im Unterboden eines Elektrofahrzeugs mit Frontantrieb und Verbundlenkerhinterachse

Wie bereits in Abbildung 3-1 gezeigt wurde, werden Verbundlenkerachsen insbesondere in BEVs der unteren Segmente eingesetzt. Die damit typischerweise einhergehenden Bauraumverhältnisse werden in Abbildung 3-14 dargestellt. In dieser werden frontgetriebene McPherson-Federbeine mit der nichtangetriebenen Verbundlenkerhinterachse kombiniert. Beispiele für die Umsetzung dieser Architektur lassen sich im VW e-Up! (A-Segment) [155], im Opel Ampera-e (B-Segment) [156], im Nissan Leaf (C-Segment) [157] oder auch im Forschungsprojekt StreetScooter [158] wiederfinden. Zusätzlich zeigt Volkswagen in [159] eine seriennahe Studie des sogenannten „MEB Entry“, einer Adaption des MEB für das Kleinwagensegment, welche ebenfalls die gezeigte Topologie aufweist. Bei Betrachtung der dazugehörigen Bauraumverhältnisse zeigt sich durch die Unterbringung der Antriebseinheit inklusive Getriebe und Leistungselektronik sowie den Aufhängkomponenten samt Lenkung eine hohe Ausnutzung des Bauraums im Vorderwagen. Im mittleren Teil des Unterbodens wird wieder die Antriebsbatterie untergebracht. Es lässt sich jedoch erkennen, dass ihr Bauraum in Längsrichtung vor allem durch den vorderen Hilfsrahmen sowie den Querträger der hier gezeigten Verbundlenkerhinterachse begrenzt wird. Die Ausnutzung des Bauraums im Hinterwagen fällt unter Vernachlässigung der Reserveradmulde insbesondere im Vergleich zum Verbrenner (vgl. auch Abbildung 3-9) deutlich geringer aus. Um diese Ausnutzung zu verbessern und gleichzeitig auch die eingeschränkte Reichweite der Elektrofahrzeuge zu steigern, ist eine Verlängerung des Batteriebauraums in Längsrichtung denkbar. Als ein möglicher Lösungsansatz kann ein vertikaler Freigang im Batteriekasten für den Querträger der Verbundlenkerachse vorgesehen werden, sodass sich auch zwischen den Hinterrädern einzelne Batteriemodule platzieren lassen. Dieses Konzept wird beispielsweise im Fiat 500e (Bj. 2013) beobachtet [160]. Eine Vergrößerung des Batteriebauraums in Längsrichtung wird auch in [119] am Beispiel einer Torsionskurbelachse verfolgt (s.a. Abschnitt 3.4).

Auf Basis dieses Standes der Technik ist am Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau die Idee weiterverfolgt worden, der Antriebsbatterie einen größeren, zusammenhängenden Bauraum in Fahrzeuginnenrichtung zur Verfügung zu stellen (s.a. Abschnitt 1). Dazu soll der in Abbildung 3-14 gezeigte Raum zwischen den hinteren Rädern nutzbar gemacht werden. Dies gelingt, indem eine herkömmliche Verbundlenkerachse in Fahrtrichtung umgekehrt wird, sodass ein geschobenes Achskonzept entsteht. Durch diese Vorgehensweise gelingt es nun den Querträger des Achskörpers hinter die Radmitte zu verlagern, sodass der Bauraum im Unterboden um den Bereich zwischen den Rädern erweitert wird. Dieser größere, zusammenhängende Raum kann dann der Batterie zugeordnet werden. Dieser Ansatz wird auch in der Patentschrift [10] geschildert und ist in Abbildung 3-15 dargestellt.

Durch die Umkehrung der Achse wird die Vorderkante des Querträgers bei einem Fahrzeug der Kleinwagenklasse zwischen 400- 500 mm nach hinten versetzt. Die genauen Abmessungen sind dabei vom Fahrzeugüberhang, aber auch von der gewünschten Achskinematik abhängig, da diese wie beschrieben mit der Lage des Schubmittelpunktes korrelieren (s.a. Abschnitt 3.5). Für den Bauraum der Batterie im Hinterwagen ergibt sich in Fahrzeuginnenrichtung eine Abmessung von etwa 600 mm, die, wie gezeigt, im Wesentlichen durch die Feder- und Dämpferanbindung vorgegeben wird.

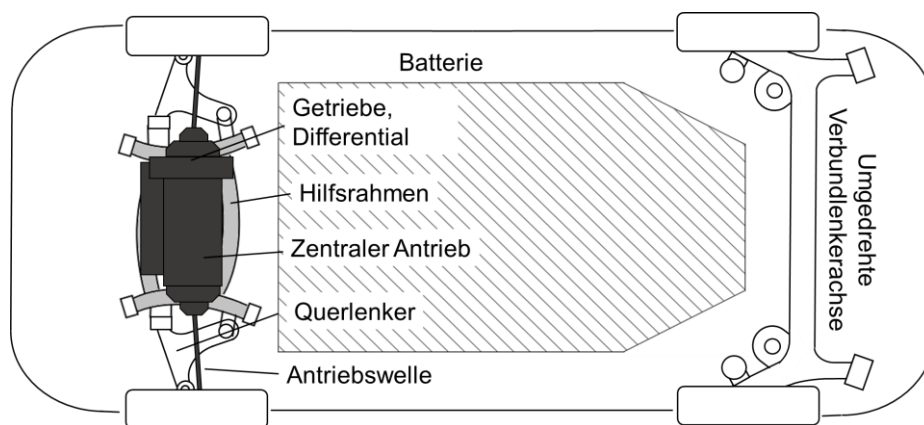


Abbildung 3-15: Schematische Darstellung der Bauraumverhältnisse im Unterboden eines Elektrofahrzeugs mit umgedrehter Verbundlenkerachse

Durch die Erweiterung der Batterie in dem Bereich zwischen den Hinterrädern ergibt sich vor allem für den Heckaufprall ein eingeschränkter Deformationsweg, wodurch gleichzeitig die Frage nach dem Batterieschutz aufgeworfen wird. Um diesen zu verbessern, sind in der Patentschrift [10] Lösungswege aufgezeigt, welche darauf abzielen, die rückwärtigen und seitlichen Flächen der Batterie durch den Achskörper des geschobenen Verbundlenkers zu schützen (vergleiche auch Abschnitt 4.3 ).

Neben dem Bauraum- und Sicherheitsaspekten muss selbstverständlich auch das Fahrverhalten einer umgedrehten Verbundlenkerachse betrachtet werden. Hier ergeben sich insbesondere beim Eigenlenken Vorteile gegenüber einer herkömmlich orientierten Verbundlenkerachse. Wie bereits in Abschnitt 3.5 erläutert, erzeugt eine Seitenkraft infolge einer Kurvenfahrt eine natürliche Deformation des Achskörpers sowie eine Verschiebung innerhalb der Gummilager in Richtung Nachspur. Um diese Effekte zu kompensieren, können z.B. die in Abbildung 3-8 gezeigten elastokinematischen Deformationsmechanismen Anwendung finden. Diese können jedoch zu einer Erhöhung der radialen Lagersteifigkeiten führen, welche wiederum ebenfalls für den Abrollkomfort von Bedeutung sind, sodass

insbesondere bei kombinierten Lastfällen eine Kompromisslösung erforderlich werden kann. Bei der geschobenen Verbundlenkerachse kehrt sich hingegen die Deformationsrichtung um, weshalb die Räder hier eine wünschenswerte Vorspurtenz als Folge einer Seitenkraft aufweisen, sodass eine für das Abrollen komfortablere Auslegung der Gummilager erfolgen kann; die Kompromissfindung wird entschärft. Dargelegt wird ein derartiges Vorspurverhalten auch in den Patentschriften [10,161].

Diesem vorteilhaften Verhalten der umgedrehten Verbundlenkerachse bei Kurvenfahrt stehen auch einige negative Eigenschaften gegenüber. So ist ein wesentlicher Nachteil, dass die Achse konzeptbedingt einen geschobenen Achskörper aufweist. Dies äußert sich vor allem bei einer Brems- und Stoßbelastung, bei welcher die Längslenker der Verbundlenkerachse auf Druck belastet werden. Dabei werden die wirksamen Hebelarme stetig vergrößert, was zu einem Aufziehen der Achse und zu ungünstigen Nachspurwinkeln führen kann. Zusätzlich wird durch die Lage der Aufbauhanger hinter der Radmitte ein ungünstiger Momentanpol  $IC$  für die gleichseitige Federbewegung erzeugt. Der Einfluss auf die kinematischen Kenngrößen wird in Abbildung 3-16 dargestellt.

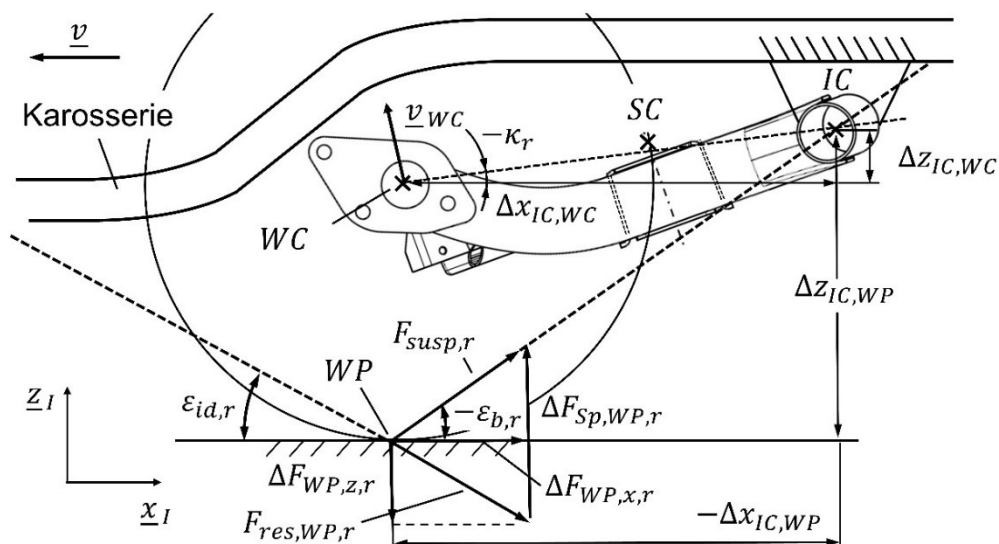


Abbildung 3-16: Kinematische Kenngrößen einer umgedrehten Verbundlenkerachse in Seitenansicht

Im Falle eines Bremsvorgangs wird bei gewöhnlichen Verbundlenkerachsen ein Teil der Kraftresultierenden am Radaufstandspunkt durch die Radaufhängung kompensiert, sodass nur ein Teil der Lastdifferenz  $\Delta F_{Sp,WP,r}$  von der Aufbaufederung aufgenommen werden muss (vgl. auch Abschnitt 2.2.1 und Abbildung 2-3). Im Falle einer umgedrehten Achsanordnung wird auch das Vorzeichen in der Strecke  $\Delta x_{IC,WC}$  umgekehrt, was einen negativen Bremsnickausgleich  $k_{\varepsilon,b,r}$  (Gleichung (2.1)) zur Folge hat und somit auch zu einer Vergrößerung der Aufbaufederkraft führt (Gleichung (2.2)). Um diese aufbringen zu können, muss das Fahrzeug somit stärker an der Hinterachse ausfedern, was wiederum in hohen und für die Fahrenden ungewohnten Nickwinkeln resultiert.

Zusätzlich beeinflusst der Momentanpol  $IC$  auch das Schrägfederungsverhalten der Achse. Wird dieser wie in Abbildung 3-16 dargestellt, oberhalb und hinter der Radmitte positioniert, so

ergibt sich ein negativer Schrägfederungswinkel und das Rad wird gegen ein mögliches Hindernis geführt. Eine wünschenswerte positive Schrägfederung kann erzielt werden, wenn das hintere Aufbaulager (Pos. 7) unterhalb der Radmitte angeordnet wird, wie dies beispielhaft in Abbildung 3-17 und der Offenlegungsschrift [161] gezeigt ist.

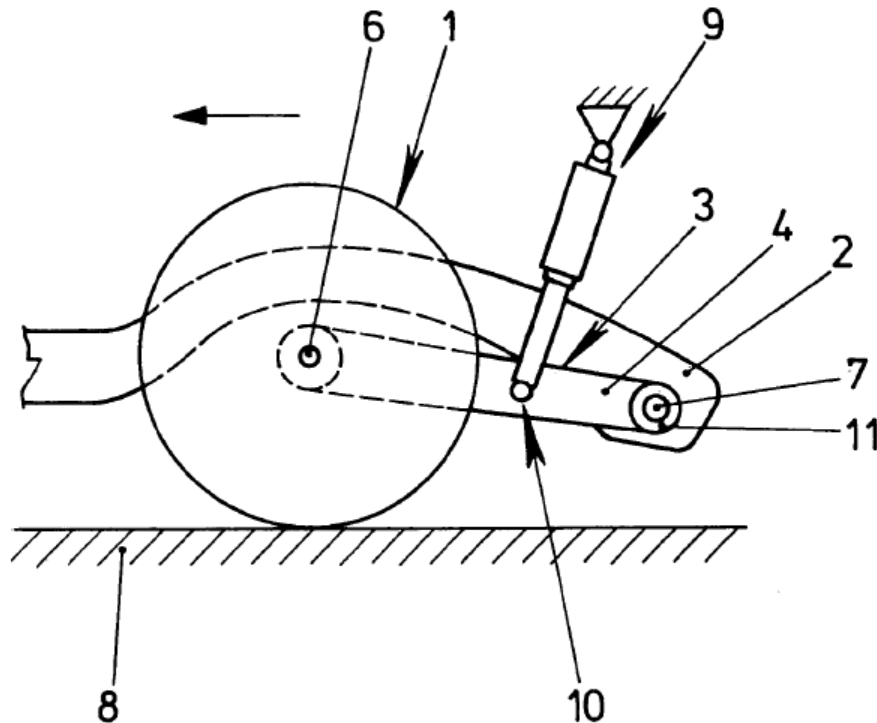


Abbildung 3-17: Seitenansicht einer umgedrehten Verbundlenkerachse mit positiver Schrägfederung [161]

Allerdings ist eine solche Anbindung in herkömmlichen Karosserien nur schwierig möglich, da der hintere Längsträger gewöhnlicherweise geradlinig und oberhalb der Radmitte verläuft (vgl. auch Abbildung 3-16). Ein Karosserieverlauf (Pos. 2) wie er in der Abbildung gezeigt wird, ist nicht üblich.

## 4 Vorstellung der Mehrlenkertorsionsachse

Auf Basis der umgedrehten Verbundlenkerachse (s.a. Abschnitt 3.6.2.3) ist im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Achskonzept entstanden, das die Vorteile dieser Achse konservieren und die Nachteile weitestgehend kompensieren soll. Neben den allgemeinen Anforderungen an die Radführungen aus Abbildung 2-2 sind in Anlehnung an die geschobenen Verbundlenkerachsen aus Abbildung 3-16 und Abbildung 3-17 folgende Anforderungen an das neue Konzept gestellt:

- Die Bauraumausnutzung im Hinterwagen soll insbesondere gegenüber frontgetriebenen BEVs mit herkömmlichen Hinterachsen verbessert werden. Dazu soll ein zusammenhängender und regelmäßig geformter Bauraum im Unterboden ausgebildet werden können, welcher der HV-Batterie zugeordnet werden kann.
- Bei Kurvenfahrt wird ein seitenkraftuntersteuerndes Verhalten gewünscht, sodass sich ein sicheres Fahrverhalten einstellt, ohne dass die Längseigenschaften beeinträchtigt werden.
- Die für den Fahrer unangenehm starken Nickwinkel sind für den Brems- und Antriebsvorgang zu vermeiden.
- Zusätzlich soll ein möglichst komfortables Schrägfederverhalten bei Hindernisüberfahrt erreicht werden.
- Die Achse soll in das Sicherheitskonzept integriert und insbesondere beim Heck- und Seitenaufprall wirksam werden.

Diese Anforderungsliste soll durch die sogenannte Mehrlenkertorsionsachse (Kurz: MLTA) in einem großen Umfang erfüllt werden. Der dazu verwendete Entwicklungsprozess wird schematisch in Abbildung 4-1 dargestellt. Die oben definierten Anforderungen dienen dabei als Eingangsgrößen für den Entwicklungsprozess, an dessen Ende die Versuche und Simulationen auf Gesamtfahrzeug- und Achsebene stehen. Wie anhand von Abbildung 4-1 zu erkennen ist, lässt sich die Konzeptentwicklung in drei Ebenen unterteilen, welche starke Wechselwirkungen zueinander aufweisen. Auf der ersten Ebene werden das grundlegende Design des Mechanismus' sowie die Anordnung der Komponenten und ihre Freigänge im Bauraum definiert. In der zweiten Ebene werden die Bauteilelastizitäten, dazu zählen insbesondere die Modellierung des Verbundlenkers sowie der Gummilager, aber auch Festigkeitsbetrachtungen, hinzugezogen. Die Rückkopplungen zur ersten Ebene äußern sich dabei in der Anpassung der ideal-kinematischen Zielwerte für die Radaufhängung und der Dimensionierung und somit dem Bauraumbedarf der Komponenten. Auf der letzten Ebene, der Mehrkörpersimulation, laufen die ideal- und elastokinematischen Kenngrößen in Form der Modellparametrisierung und -validierung zusammen. Mit dem MKS-Modell werden einschlägige Manöver auf Achs- und Gesamtfahrzeugebene durchgeführt und mit den Referenzvarianten verglichen.

Der Fokus dieser Arbeit liegt dabei auf der Definition des Grundkonzepts sowie der Optimierung des ideal-kinematischen Konzepts, hinzu kommt die Bewertung des Fahrverhaltens insbesondere in der Vertikaldynamik und dem Bremsnicken. In weiteren Arbeiten wird darüber hinaus der Fokus auf die Elastokinematik der Achse gelegt und das Handling in einem Gesamtfahrzeugdemonstrator analysiert, s.a. [162,163]. In [164] wird darüber hinaus das Tool FastCon-TBA vorgestellt.

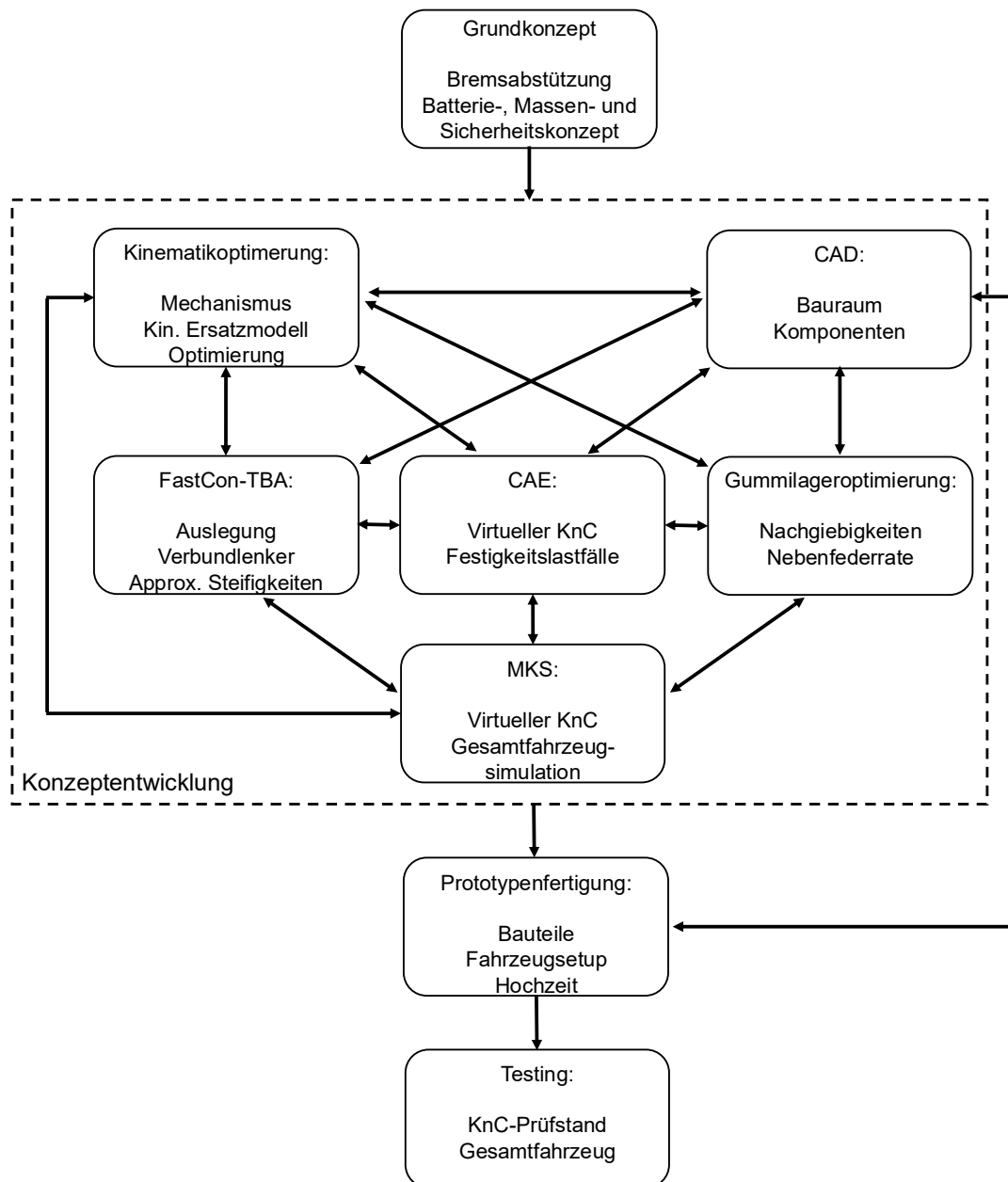


Abbildung 4-1: Überblick über den Entwicklungsprozess der Mehrlenkertorsionsachse

## 4.1 Vorüberlegungen zum Gelenkkonzept

Im Folgenden werden die Vorüberlegungen zum Gelenkkonzept vorgestellt, eine kinematische Synthese wird erst in Abschnitt 5 durchgeführt. Um das Ziel der Vergrößerung des regelmäßig geformten Bauraums im Unterboden zu erreichen, wird auf dem Grundgedanken der in Fahrtrichtung umgedrehten Verbundlenkerachse aufgebaut. Da zwei der wesentlichen Nachteile der umgedrehten Verbundlenkerachse, die negative Bremsabstützung sowie Schrägfederung, auf dem hinter der Radmitte liegenden Momentanpol  $IC$  basieren, ist es zweckmäßig, diesen vor das Rad zu verlagern (vgl. Abbildung 2-3 und Abbildung 3-16). Damit dies gelingen kann, wird die in Fahrtrichtung umgekehrte Verbundlenkerachse als Lenkerelement  $l_1$  in ein längsorientiertes Wattgestänge, ähnlich wie dies auch aus Abschnitt 3.6.2.2 bekannt ist, eingebunden (s.a. Abbildung 4-2). Dazu wird, ähnlich wie in Abbildung 3-12 gezeigt, eine gelenkige Verbindung ( $RU$ ) zwischen dem Radträger und der



$$6 \cdot 6 - 6 \cdot (6 - 3) - 2 \cdot (6 - 1) - 1 \cdot (6 - 2) - 2 = 2$$

Der dazugehörige Mechanismus wird in Abbildung 4-3 gezeigt. Für diesen werden gemäß Gleichung (4.1) und des Ansatzes nach Matschinsky sechs Kugelgelenke, je drei pro Fahrzeugseite, zwei Drehgelenke und ein Drehschubgelenk im Schubmittelpunkt benötigt. Die Drehgelenke werden an dem Punkt  $RU$  vorgesehen und stellen die Verbindung zwischen der Verbundlenkersubstruktur und dem Radträger her. Auf diese Weise erhalten die Radträger einer Fahrzeugseite im Vergleich zu den herkömmlichen Verbundlenkerachsen eine zusätzliche Rotationsfreiheit, welche schließlich durch die am Punkt  $RL$  mit dem Radträger verbundene Längsstrebe  $l_2$  wieder herausgenommen wird. Die beiden redundanten Freiheiten  $r$  ergeben sich durch die Eigenrotation in ebendieser Längsstrebe.

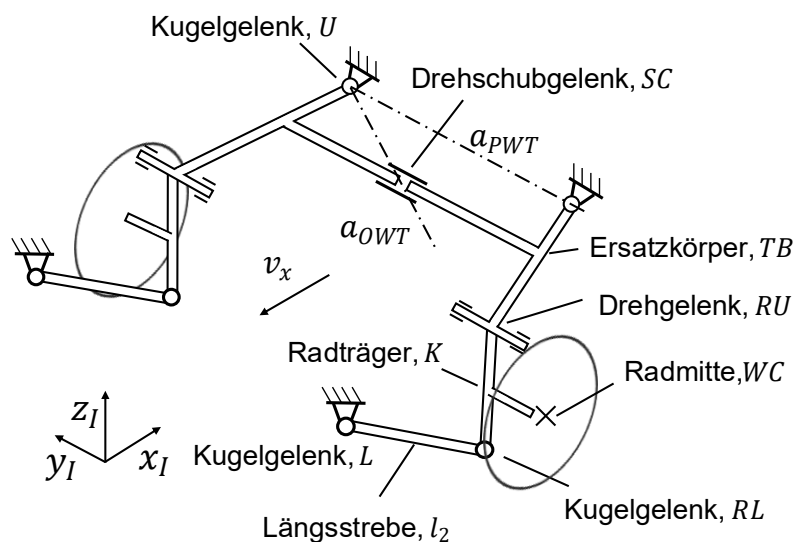


Abbildung 4-3: Gelenkkonzept der MLTA unter Verwendung eines Drehgelenks zwischen der Verbundlenkersubstruktur und dem Radträger

Durch die dargestellte Ausführung ergibt sich eine wünschenswerte Anbindung der Aufhängung an den Aufbau über Kugelgelenke, die somit frei von Drehmomenten ist. Diese können im späteren Verlauf mittels komfortablerer Gummilager substituiert werden. Weiterhin ist an diesem Konzeptentwurf vorteilhaft, dass die Kopplung zwischen Radträger und Verbundlenkersubstruktur mittels des Drehgelenks umgesetzt wird und somit eine vierwertige Fesselung zwischen dem Ersatzkörper und dem Radträger greift. Dies stellt sicher, dass auch dem Radträger der MLTA eine wünschenswerte, schwache Änderung der Radstellung in Folge einer Beladungsänderung sowie eine starke Änderung bei Kurvenfahrt aufgeprägt wird. Hinzu kommt, dass in diesem Konzept keine Querführungselemente erforderlich werden, sodass der Bauraum zwischen den Hinterrädern gänzlich freigehalten werden kann. Nachteilig an dieser Gestaltung des Mechanismus ist jedoch der im Vergleich zu einer herkömmlichen Verbundlenkerachse auftretende, vergrößerte Hebelarm zwischen dem Ersatzkörper und dem Radaufstandspunkt. Dies ist eine direkte Folge der geforderten Anordnung des Längslenkers  $l_1$  oberhalb und hinter der Radmitte bei gleichzeitiger Positionierung des Längspols  $IC$  vor der Radmitte (s.a. Abbildung 4-2). Darüber hinaus fungiert die elastokinematische Umsetzung des Drehgelenks als zusätzliche Quelle für Elastizitäten, insbesondere in lateraler Richtung.

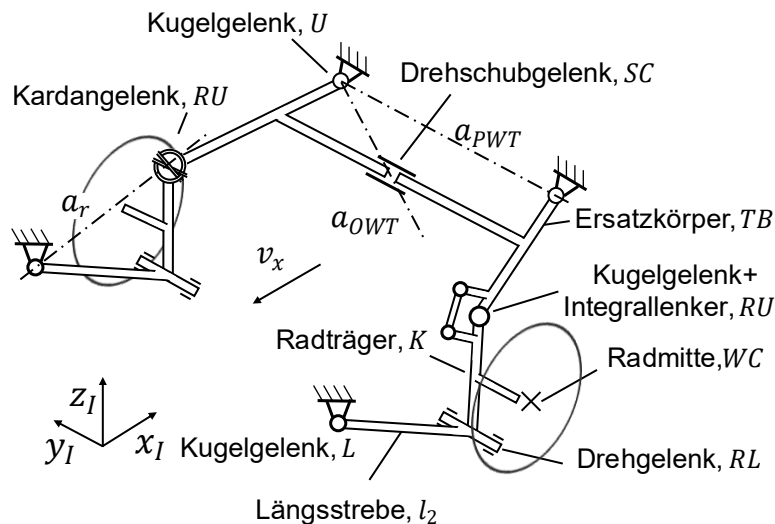


Abbildung 4-4: Gelenkkonzept der MLTA unter Verwendung eines kardanischen (Ersatz-) Gelenks zwischen der Verbundlenkersubstruktur und dem Radträger

Im Folgenden sollen zwei alternative Ausführungsformen aufgezeigt werden. Die Idee, welche diesen Variationen zugrunde liegt, ist die Vertauschung der Positionen des Drehgelenks mit der des Kugelgelenks am Radträger ( $RU \leftrightarrow RL$ ). Ohne zusätzliche Maßnahmen würden sich in einem derart gestalteten Mechanismus jedoch auch die aus Gleichung (4.1) bekannten redundanten Freiheiten wiederfinden. Diese führen nun allerdings nicht zu einer vernachlässigbaren Eigenrotation eines Lenkers, sondern ermöglichen dem Radträger eine unzulässige Rotation um die Achse  $a_r$ , welche von dem vorderen Aufbauhalter  $L$  und dem oberen Radträgergelenk  $RU$  aufgespannt wird. Um diesen ungewünschten Rotationen entgegenzuwirken, können idealkinematisch u.a. Kardangelenke vorgesehen werden, welche dann wahlweise an den Kinematikpunkten  $RU$  (Abbildung 4-4) oder  $L$  (Abbildung 4-5) zum Einsatz kommen. Die Drehachsen der Kreuzgelenke müssen dann in die  $y_I$ - und  $z_I$ -Achse orientiert sein. Ähnlich, wie dies in [25] gezeigt wird, können die technisch aufwendigen Kardangelenke näherungsweise auch durch eine Kombination aus einem Kugelgelenk und einem Integrallenker abgebildet werden, welcher dann als nötige Drehmomentenstütze fungiert. Diese Konfigurationen sind in den Abbildungen auf der jeweils in Fahrtrichtung linken Fahrzeugseite angedeutet.

Ähnlich wie im Grundkonzept geschieht auch in Abbildung 4-4 die Abstützung des Drehmoments aus den Seitenkräften weiter über den Verbundlenker  $TB$ . Neu ist jedoch, dass das Drehmoment um die Vertikalachse  $z_I$  nun über das Drehgelenk  $RL$  und die Längsstrebe  $l_2$  abgestützt wird. Die Drehmomente um die  $x$ - und  $z$ -Achse werden somit nun an verschiedenen Gelenken abgestützt, was einer Funktionsentkopplung und Entlastung des ursprünglichen Drehgelenks an  $RU$  entspricht. Sofern die Deformationen und Nebenfederarten dies zulassen, könnte das Drehgelenk an  $RL$  vorteilhaft als liegender Blechlenker, ähnlich wie dies in den Konzepten aus Abbildung 3-3 und Abbildung 3-5 gezeigt wird, ausgeführt werden. Demgegenüber steht jedoch der größer zu erwartende Aufwand an  $RU$ . Einerseits ergibt sich hier weiterhin der große Hebelarm zur Fahrbahnoberfläche, andererseits werden die Drehmomente infolge Seitenkraft im Integrallenker durch eine Reihenschaltung von Gelenken (Elastizitäten) abgestützt. Daraus resultieren ebenfalls hohe Anforderungen an die Steifigkeit dieser Gelenke. Hinzu kommt eine erhöhte Komplexität in der kinematischen Auslegung des

Mechanismus', da die Kardangelenke nur in einem begrenzten Rahmen mithilfe der (kurzen) Integrallenker angenähert werden können.

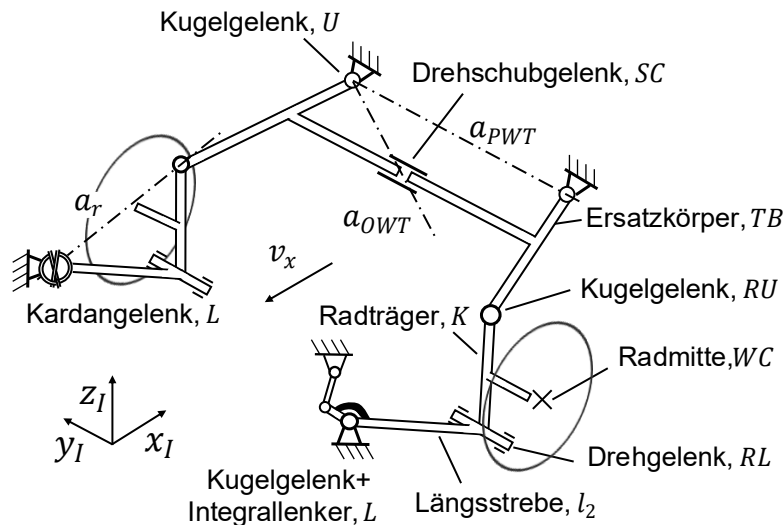


Abbildung 4-5: Gelenkkonzept der MLTA unter Verwendung eines kardanischen (Ersatz-) Gelenks zwischen der Längsstrebe und dem Aufbau

In dem Gelenkkonzept aus Abbildung 4-5 wird die kardanische Fesselung an dem Kinematikpunkt  $L$  umgesetzt. Somit werden die Drehmomente infolge Seitenkraft nun über die untere Längsstrebe  $l_2$  abgestützt. Der Hebelarm der Seitenkräfte wird daher deutlich kürzer. Nachteilig an dieser Ausführung ist hier jedoch ebenfalls die Reihenschaltung der Gelenke in der Drehmomentenstütze. Die Anforderungen an die Steifigkeit in den Gelenken fallen aufgrund des verbesserten Hebelarms zwar geringer aus, jedoch ist der Integrallenker direkt am Aufbau befestigt, was einen Kompromiss für den Fahrkomfort zur Folge hat. Außerdem sind neben der oben bereits angesprochenen Komplexität des Mechanismus' auch der geringe Fesselungsgrad der Verbundlenkersubstruktur nachteilig. In Anlehnung an die eingezeichneten Momentanachsen  $a_{PWT}$  und  $a_{OWT}$  fungiert die Verbundlenkersubstruktur situationsabhängig als längs bzw. schräg angeordneter Dreieckslenker, sodass mit geeigneter Kompromissfindung unter Umständen auch gänzlich auf die komplexe Verbundlenkerstruktur verzichtet und eine Einzelradaufhängung vorgesehen werden könnte. Wie der Stand der Technik jedoch gezeigt hat, stehen in der Regel die benötigten Hilfsrahmenstrukturen der Erweiterung des Batteriebauraums im Wege (vgl. auch 3.6.2.3). Soll gänzlich auf die kardanischen Bindungen sowie die Approximation mithilfe der Integrallenker verzichtet werden, können auch einfache Querlenker vorgesehen werden. Um ihren Bauraumbedarf im Hinterwagen zu minimieren, sind aufbauseitige Anbindungen an den Batteriekasten denkbar, sofern alle Sicherheits- und Steifigkeitsanforderungen dieser Anbindungen eingehalten werden.

Diese Vorüberlegungen werden in Tabelle 4-1 für alle gezeigten Gelenkkonzepte gegenübergestellt. Unter Berücksichtigung der zuvor definierten Anforderungen, weist das erstgezeigte Konzept (Abbildung 4-3) das größte Potential auf, weshalb dieses für die weiterführenden Untersuchungen ausgewählt wurde. Dabei lässt sich jedoch bereits die Kraftübertragung mithilfe des Drehgelenks an  $RU$  und die dadurch zusätzlich auftretenden lateralen Elastizitäten als einer der zentralen Entwicklungsschwerpunkte ausmachen.

| Anforderung                | Konzept mit<br>Drehgelenk an $RU$ | Konzept mit<br>Kardangelenken an $RU$ | Konzept mit<br>Kardangelenken an $L$ |
|----------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| Komplexität                | 0                                 | -                                     | -                                    |
| Kinematik                  | ++                                | -                                     | --                                   |
| Seitenkraft-<br>abstützung | -                                 | -                                     | +                                    |
| Komfort                    | +                                 | +                                     | -                                    |

Tabelle 4-1: Gegenüberstellung der Vorüberlegungen

## 4.2 Definition der Fahrzeugvarianten

Wie bereits im Abschnitt 3.6.2.3 beobachtet wurde, sind bei den BEVs vor allem in den unteren Fahrzeugsegmenten eine Vielzahl an unterschiedlichen Hinterachskonzepten aufzufinden. Besonders hervorgehoben werden sollen hier die frontgetriebenen Fahrzeuge mit Verbundlenkerachse, welche sowohl im Verbrenner als auch im BEV Verwendung finden (s.a. Abschnitt 3.6). Wie oben bereits gezeigt, führt der große laterale und vertikale Platzbedarf des Querträgers i.d.R. zu einer Aufteilung des Bauraums im Fahrzeugunterboden, was die Verbesserung der Raumausnutzung mithilfe der MLTA eröffnet. Um das Fahrverhalten der neuen Hinterachse zu beurteilen, ist es aufgrund des angestrebten Einsatzes im Elektrofahrzeug zweckmäßig, auch die damit einhergehende Steigerung der Fahrzeugmasse zu berücksichtigen. Zusätzlich ist eine Einordnung in Relation zu einem Serienfahrzeug mit Verbrennungsmotor wünschenswert. Aus diesen Gründen sollen im weiteren Verlauf der Arbeit drei unterschiedliche Fahrzeugvarianten eingeführt und in nachfolgenden Kapiteln miteinander verglichen werden. Während Variante A (Var. A) ein unverändertes Serienfahrzeug mit Verbrennungsmotor darstellt, sollen die Varianten B und C (Var. B und Var. C) die Massenverhältnisse am BEV wiedergeben. In Var. B ist dabei weiterhin eine Verbundlenkerachse verbaut. Die Var. C dient schließlich als Zielfahrzeug und ist mit der MLTA ausgestattet, sodass sich insgesamt ein A zu B zu C – Vergleich ergibt. Im Folgenden werden die betrachteten Fahrzeugvarianten detailliert vorgestellt.

### 4.2.1 Variante A - Serienfahrzeug

Bei der Auswahl eines Referenzfahrzeuges spielen neben der Fahrzeugarchitektur mit Frontantrieb und Verbundlenker, die zulässigen Achslasten, der hintere Überhang, aber auch der Kostendruck im jeweiligen Segment eine Rolle. Wie in [17] angedeutet, sind bei einem Kompakten ca. 150-250 kg höhere Hinterachslasten gegenüber einem Kleinwagen zu erwarten. Weil die später vorgesehene Berücksichtigung der Batteriemasse eine zusätzliche Erhöhung der Achslasten zur Folge hat und mit der Vergrößerung des Hebelarms zur Fahrbahn auch eine höhere Belastung im Achskörper der MLTA einhergeht, wird sich gegen ein Referenzfahrzeug aus dem Kompaktsegment entschieden. Weiterhin ist in [133] zu erkennen, dass der hintere Überhang eines Kleinwagens etwa 100-150 mm größer ist als bei einem Kleinstwagen. Dies ermöglicht eine einfachere Anbindung der Verbundlenkerstruktur am Hinterwagen und erlaubt gleichzeitig den Einsatz von längeren Längslenkern  $l_1$ , was zum einen die Herstellbarkeit der Lenker vereinfacht, aber auch die zu erwartenden Torsionswinkel in den Lagerstellen  $U$  und  $RU$  reduziert. Hinzu kommt, dass der Kostendruck im Kleinstwagensegment noch einmal größer ist. Die Studie in [165] zeigt beispielsweise, dass der Anschaffungspreis im europäischen Raum für Kleinwagen zwischen 2.000 und 5.000 €

niedriger ausfällt als für einen Kleinwagen, was die Markteinführung von alternativen Hinterachskonzepten zusätzlich erschwert.



Abbildung 4-6: Foto des Demonstratorfahrzeug Ford Fiesta MK8 (Baujahr 2017), Foto: Labor für Fahrwerk-/ Simulationstechnik TH Köln

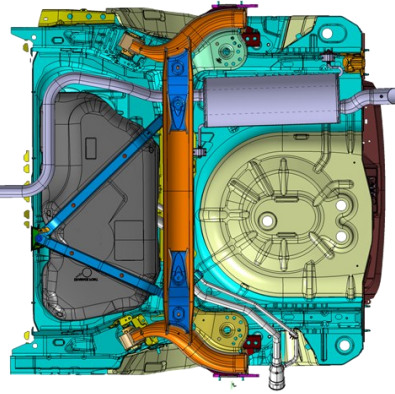
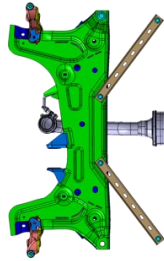
Aufgrund dieser Überlegungen wird mit dem Ford Fiesta MK8 (Plattform B479) ein Vertreter aus dem Kleinwagensegment als Referenzfahrzeug ausgewählt. In Abbildung 4-6 wird ein Foto des unveränderten Referenzfahrzeugs gezeigt. Dieses Fahrzeug ist mit einem quer-eingebauten Verbrennungsmotor ausgestattet und wird an der Vorderachse angetrieben. Als Hinterachse ist ein Verbundlenker verbaut. Die grundlegende Architektur dieses Fahrzeugs entspricht somit der Darstellung aus Abbildung 3-14 bzw. Abbildung 4-7 (oben). In Tabelle A-1 des Anhangs werden die einschlägigen Daten des Fahrzeugs sowie der nachfolgend abgeleiteten Fahrzeugvarianten zusammengestellt.

#### **4.2.2 Variante B – Demonstratorfahrzeug mit Ballastmassen**

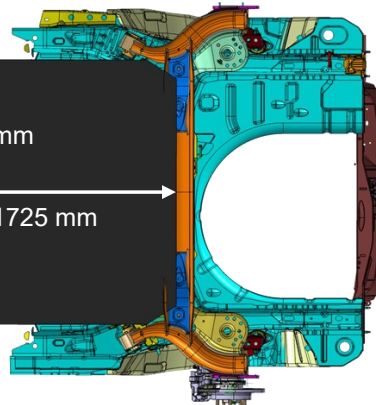
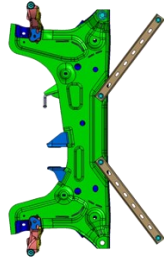
Wie eingangs erläutert, sollen neben dem Serienfahrzeug noch die Varianten B und C eingeführt werden, welche der gestiegenen Masse der BEVs Rechnung tragen. Dazu sollen im weiteren Verlauf zusätzliche Ballastmassen aus Stahl vorgesehen werden, welche die Massen- und Trägheitseigenschaften von aktuellen BEVs wiedergeben.

Damit die Ballastmassen in ihrer Lage und Dimensionierung im Demonstratorfahrzeug definiert werden können, muss für das Referenzfahrzeug zunächst der sich ergebende Batteriebauplatz identifiziert und abgesteckt werden. Anschließend kann dieser mit dem Massenmodell herkömmlicher HV-Batterien gefüllt werden. Zur Abschätzung dieser Eigenschaften werden in Abbildung A-2 des Anhangs die Energiespeicher vom BMW i3 (Baujahr 2013) sowie des Opel Ampera-e (Baujahr 2017) rekonstruiert. Diese Rekonstruktionen basieren auf 3D Scandaten der Karosserien aus dem kommerziellen Benchmarkportal A2mac1 [166]. Anschließend können die abgeleiteten Batteriemodelle in dem Unterboden des Referenzfahrzeugs positioniert werden. Die auf diese Weise abgeleiteten Bauraumverhältnisse werden in Abbildung 4-7 gegenübergestellt.

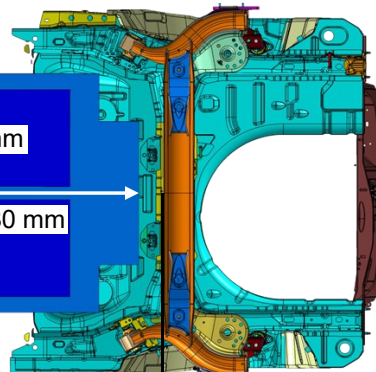
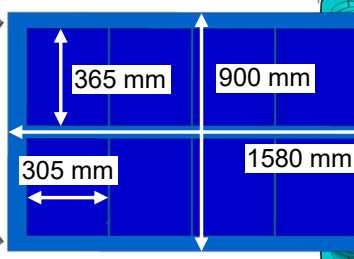
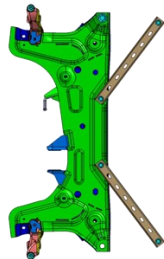
Referenzfahrzeug mit  
Verbundlenkerachse



Referenzfahrzeug mit  
Batteriemodell Opel Ampera-e



Referenzfahrzeug mit  
Batteriemodell BMW i3



Referenzfahrzeug mit MLTA und  
Batteriemodell BMW i3 (erweitert)

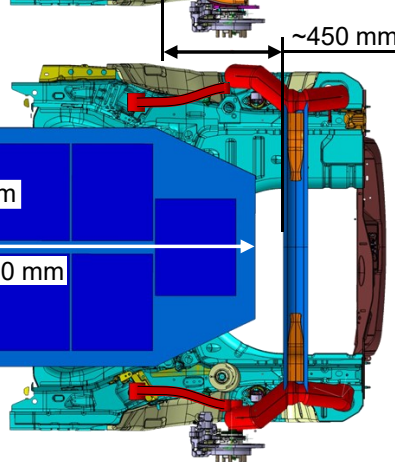
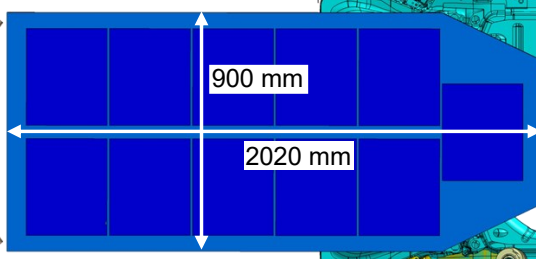
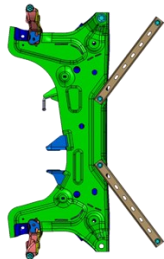


Abbildung 4-7: Gegenüberstellung der Bauraumverhältnisse im Unterboden des Referenzfahrzeugs für die betrachteten Batteriemodelle und dem jeweiligen Hinterachskonzept

Wie sich erkennen lässt, werden alle Modelle anhand der vorderen Hilfsrahmenstruktur der McPherson-Achse ausgerichtet. Insbesondere beim Batteriemodell des Opel Ampera-e lässt sich der Querträger der Verbundlenkerachse als begrenzendes Element ausmachen. Hier kommt es bereits in Konstruktionslage in x-Richtung zu einer Durchdringung von Batterie und Querträger von etwa 50 mm. Ein etwaiger Freigang für mögliche Stecker oder Kabel ist darin nicht berücksichtigt, ebenso wenig wie die Bewegung der Hinterachse bei Federung oder Längsstößen. Im Gegensatz dazu weist das Batteriemodell des BMW i3 einen Freigang zum Querträger von etwa 95 mm auf. Auch in Querrichtung weist dieses Batteriemodell eine größere Distanz zu den äußeren tragenden Strukturen des Schwellers auf. Hier werden ca. 240 mm gegenüber den 190 mm des Ampera-e Modells gemessen. Diese Beobachtungen führen dazu, dass in den folgenden Überlegungen das Batteriemodell des BMW i3 für die Erweiterung des Batteriebauraums verwendet wird. Aus Gründen der Vergleichbarkeit wird für die Massenauslegung von Var. B ebenfalls angenommen, dass auch hier die Batteriegröße, welche jedoch allein mit der MLTA erreicht werden kann, eingesetzt wird. Die sich ergebenden Gesamtfahrzeugdaten sind ebenfalls in Tabelle A-1 des Anhangs zusammengefasst.

#### 4.2.3 Variante C – Demonstratorfahrzeug mit Ballastmassen und MLTA

Für die Dimensionierung der Batterie in dem mit der MLTA ausgestatteten Zielfahrzeug (Var. C) wird in Abbildung 4-7 ein früher Konstruktionsentwurf der Achse zu Grunde gelegt. Für die Abmessungen der Verbundlenkerstruktur werden dabei einfache Regelgeometrien für den Längslenker (rot) und ein komplexeres, nach unten geöffnetes U-Profil (blau/orange) verwendet. Wie in Abbildung 4-1 angedeutet, erfolgt diese Grundausslegung des Verbundlenkers mithilfe des Fast-Con TBA-Tools, vgl. auch [164,167]. Mit dem in Abschnitt 4 eingeführten kinematischen Grundkonzept gelingt es nun, das Torsionsprofil der MLTA etwa 450 mm hinter dem der Referenzachse anzuordnen. Somit ist die angestrebte Vergrößerung des zusammenhängenden Bauraums für die Antriebsbatterie im Unterboden möglich. Aufgrund des modularen Aufbaus des BMW i3 Batteriemodells wird zunächst angenommen, dass dieses lediglich um ganze Module erweitert werden kann. Wie sich anhand von Abbildung 4-7 und Abbildung A-2 erkennen lässt, weist das unveränderte Modell acht um die Fahrzeuglängsachse symmetrisch angeordnete Module mit den jeweiligen rekonstruierten Abmessungen von etwa 365 x 305 mm auf. Zusätzlich besitzt das Modell im hinteren Bereich einen Absatz, in welchem die Systeme zum Energie- und Thermomanagement untergebracht sind. Eine maximale Ausnutzung der von der MLTA zur Verfügung gestellten Bauraumerweiterung ergibt sich schließlich, indem die ursprünglichen acht Module auf elf erweitert werden. Wie in Abbildung 4-7 gezeigt, wird das hintere Modul dazu zentral auf die Fahrzeuglängsachse platziert. Auf diese Weise ergibt sich eine trapezförmige Erweiterung des ursprünglichen Modells. Gleichzeitig stellt diese Geometrie ausreichend Freigang zu den Komponenten der Radführung, hier insbesondere den Aufbaufedern, sicher. Für die Systeme zum Energie- und Thermomanagement wird angenommen, dass sich diese in den seitlichen Taschen des Trapezes unterbringen lassen. Das Batteriemodell wird in Längsrichtung somit insgesamt auf 2020 mm vergrößert, die Breite von etwa 900 mm bleibt erhalten. Das Gesamtvolumen wächst schließlich von ursprünglich etwa 233 dm<sup>3</sup> auf 298 dm<sup>3</sup>. In einem nächsten Schritt wird nun angenommen, dass sich diese Batterie volumina mit einer homogenen volumetrischen Energiedichte ausfüllen lassen. Dazu wird das bereits eingeführte Batteriemodell des Opel Ampera-e herangezogen (s.a. Abbildung 4-7 und Abbildung A-2). Der Vorteil dieser Methode liegt in den aktuelleren Angaben hinsichtlich der zu erwartenden Masse sowie des Energieinhaltes. Darüber hinaus kann diese Vorgehensweise auch bei künftigen Entwicklungen im Batteriezellenbereich Anwendung finden. Tabelle 4-2 stellt die sich

ergebenden Batteriekenndaten der Modelle gegenüber. Die dazugehörigen Angaben sind den Quellen [166,168–170] entnommen. Die Abschätzung der Masse des ursprünglichen und erweiterten Modells der BMW i3 Batterie wird in Tabelle A-2 des Anhangs vorgenommen.

|                                     | Energie-<br>inhalt<br>(netto) | Modell-<br>gewicht | Modell-<br>volumen  | Grav.<br>Energiedichte | Volum.<br>Energiedichte      |
|-------------------------------------|-------------------------------|--------------------|---------------------|------------------------|------------------------------|
| <b>BMW i3 Batteriemodell</b>        |                               |                    |                     |                        |                              |
| <b>(94 Ah)</b>                      |                               |                    |                     |                        |                              |
| Verbundlenker<br>+ 8 Module         | 27.2 kWh                      | 256 kg             | 233 dm <sup>3</sup> | 0.106<br>kWh/kg        | 0.117<br>kWh/dm <sup>3</sup> |
| MLTA + 11 Module                    | 37.4 kWh                      | 351 kg             | 298 dm <sup>3</sup> | 0.107<br>kWh/kg        | 0.126<br>kWh/dm <sup>3</sup> |
| <b>Opel Ampera-e Batteriemodell</b> |                               |                    |                     |                        |                              |
| Verbundlenker<br>+ 8 Module         | 45.3 kWh                      | 325 kg             | 233 dm <sup>3</sup> | 0.14<br>kWh/kg         | 0.195<br>kWh/dm <sup>3</sup> |
| MLTA + 11 Module                    | 58.1 kWh                      | 415 kg             | 298 dm <sup>3</sup> |                        |                              |

Tabelle 4-2: Datenübersicht zu den rekonstruierten Batteriemodellen in den abgeleiteten Bauraumverhältnissen [166,168–170]

Wie sich anhand von Tabelle 4-2 erkennen lässt, gelingt durch Einführung der MLTA in den hier betrachteten Randbedingungen somit eine Erweiterung des Batterievolumens und damit, vereinfachend angenommen, auch eine Vergrößerung des Energieinhalts sowie des Gewichts um bis zu 28 % gegenüber des ursprünglichen Batteriemodells.

Zur Nachbildung der Masseneigenschaften von BEVs sind für die Fahrzeugvarianten B und C neben der Masse der Batterie noch weitere Komponenten des Antriebsstrangs zu berücksichtigen. Dazu sind in Tabelle A-3 des Anhangs die Massen der für diese Arbeit besonders relevanten Komponenten hinterlegt. Die Angaben basieren dabei auf Messungen, welche am Labor für Fahrwerk-/ Simulationstechnik der TH Köln durchgeführt worden sind, sowie Daten, welche dem MKS-Modell der am Forschungsprojekt beteiligten OEMs entnommen wurden. Ausgehend von dem Gewicht des Referenzfahrzeugs  $m_{VarA}$ , werden die Massen der elektrischen Aggregate hinzugefügt und die des Verbrenners abgezogen. Heraus fallen somit die Masse des Antriebsstrangs des Verbrennungsmotors  $m_{ICE}$  sowie des Kraftstofftanks  $m_{Fuel}$ . Demgegenüber kommen die Massen der E-Maschine  $m_{EMot}$  sowie der Batterie  $m_{Bat}$  hinzu. Erstere wird dabei mithilfe von Daten aus [166] abgeschätzt. Gleichung (4.2) fasst die Vorgehensweise vereinfachend zusammen:

$$m_{VarB} = m_{VarA} - m_{ICE} - m_{Fuel} + m_{EMot} + m_{Bat} \quad (4.2)$$

$$1712 \text{ kg} = 1395 \text{ kg} - 165 \text{ kg} - 31 \text{ kg} + 98 \text{ kg} + 415 \text{ kg}$$

Mithilfe der Gleichung (4.2), der Tabelle A-1 und der Tabelle A-3 lassen sich folgende Beobachtungen ableiten: Zum einen ergibt sich zwischen der Masse des Referenzfahrzeugs und des aufgelasteten Ford Fiestas von Var. B eine Gesamtdifferenz von etwa 315 kg. Des

Weiteren fällt auf, dass von diesen ca. 240 kg auf der Hinterachse lasten. Dies führt dazu, dass die Fahrzeugvarianten mit den Ballastmassen etwa die Hinterachslasten eines Kompaktwagens aufweisen (vgl. auch Abschnitt 4.2.1). Außerdem besitzen sowohl Var. B als auch Var. C eine Gewichtsverteilung von etwa 50/50. Darüber hinaus zeigen die Fahrzeugvarianten mit Ballastmassen einen ca. 75-80 mm tiefer liegenden Gesamtschwerpunkt. Wird nur die gefederte Masse betrachtet, liegt der Schwerpunkt sogar etwa 90 mm niedriger. Weiterhin ist zwischen den Varianten B und C ein Gewichtsunterschied von etwa 25 kg auszumachen. Dies liegt insbesondere in der höheren ungefederten Masse der MLTA begründet, welche neben den Komponenten der herkömmlichen Verbundlenkerachse einen zusätzlichen Radträger und eine Längsstrebe aufweist (s.a. Abbildung 4-3).

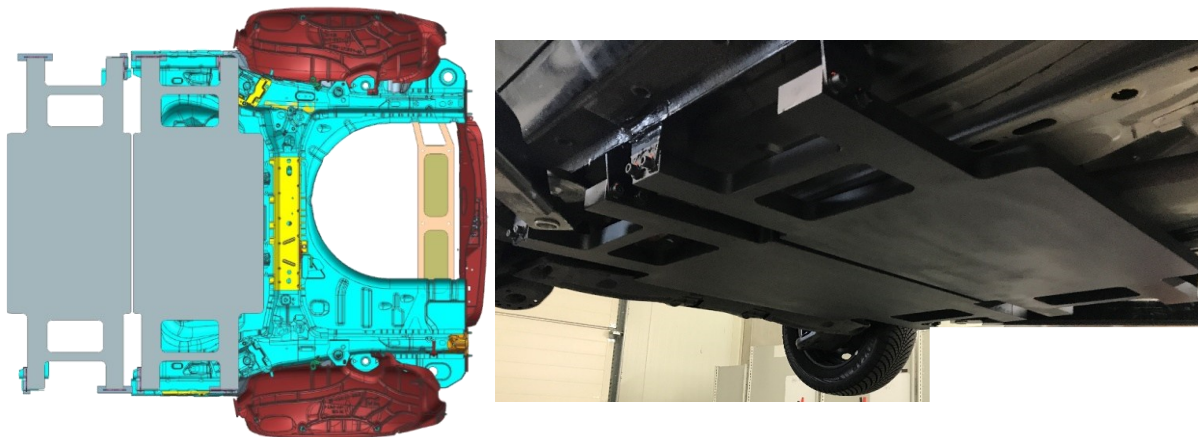


Abbildung 4-8: Im CAD-Modell positionierte und am Unterboden des Demonstratorfahrzeug befestigte Ballastmassen; Foto CP Tech GmbH

Da die MLTA auch in einem Gesamtfahrzeugdemonstrator erprobt (s.a. Abbildung 4-1) werden und dieser Demonstrator weiterhin auf dem Referenzfahrzeug basieren soll, sind am Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau in [171] Ballastmassen ausgelegt worden, welche am Unterboden des Referenzfahrzeugs befestigt werden können. Diese spiegeln neben der Gewichtsverteilung auch die Massenträgheiten der in Tabelle A-1 und Tabelle A-3 gezeigten Fahrzeugvarianten wider. Wie anhand von Abbildung 4-8 zu erkennen ist, wird die in Gleichung (4.2) errechnete Zusatzmasse von 315 kg mithilfe von drei Stahlballastmassen nachgebildet. Zwei Massen á 135 kg sind dabei im hinteren Bereich des Unterbodens angebracht, während eine dritte Masse mit ca. 45 kg im Kofferraum befestigt wird. Damit die Stahl Ballastmassen nicht zu einer erheblichen Steigerung der Karosseriesteifigkeit führen, sind die Massen über rechtwinklig angeordnete Bleche an die Schweller geschweißt.

### 4.3 Sicherheitskonzept

Wie bereits in Abschnitt 4.1 erwähnt, soll die neu entwickelte MLTA auch in das Sicherheitskonzept integrierbar sein. Dies geschieht am Vorbild der umgedrehten Verbundlenkerachse aus der Patentschrift CN000105365543A [10] (s.a. Abschnitt 3.6.2.3). Ähnlich wie in der Referenz umgibt die Verbundlenkerstruktur den Bauraum der Batterie. Der Querträger der MLTA sowie ein zusätzlich eingebrachter Karosseriequerträger sollen dann dazu genutzt werden, die Kräfte bei einem Seitenaufprall auf die gegenüberliegende Fahrzeugseite zu übertragen. Abbildung 4-9 stellt dies schematisch dar (blau). Der neu

eingebraachte Querträger dient gleichzeitig auch zur Versteifung der Fahrwerksanbindungen (Lager  $U$ ). Im Falle eines Heckaufpralls (orange) soll die Last über das hintere Crash-Management System (CMS) auf die Fahrzeugseiten aufgeteilt werden. Durch die Fahrwerkstrukturen in Form der Längslenker  $l_1$  sollen dann die Räder an die Schweller geführt und von diesen abgestützt werden. Dies ist gängige Praxis, wie die Beispiele [141,172] zeigen.

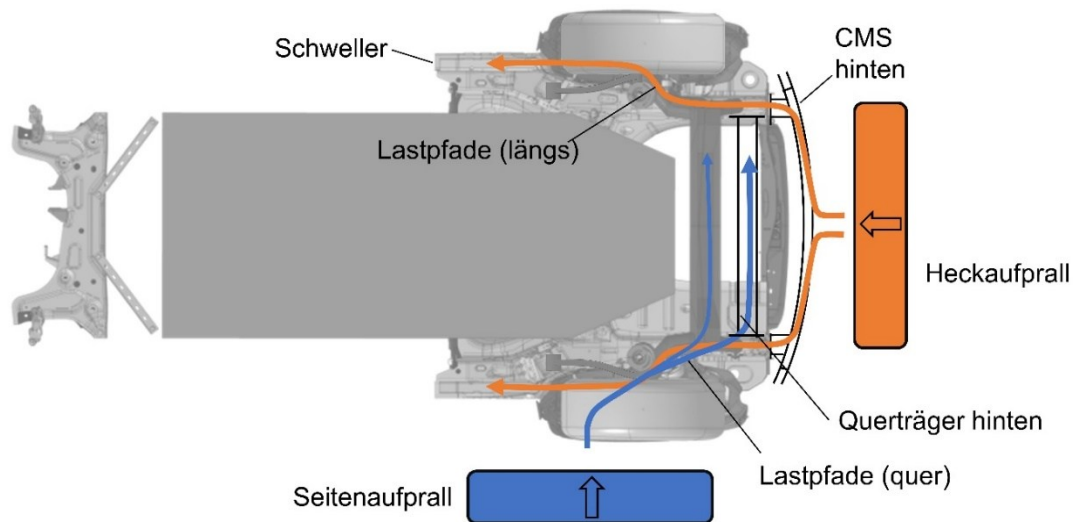


Abbildung 4-9: Schematische Darstellung des Sicherheitskonzept beim Seiten- und Heckaufprall

Gleichzeitig lässt sich anhand von Tabelle 4-2 auch erkennen, dass die mithilfe der MLTA vergrößerte Batterie mit etwa 58 dm<sup>3</sup> das Volumen der rekonstruierten Opel Ampera-e Batterie mit etwa 60 dm<sup>3</sup> erreicht. Wie in Abbildung 4-9 gezeigt gelingt dies jedoch mit einer 100 mm geringeren Breite des Energiespeichers. Dies ist insbesondere vor dem Hintergrund der aufwendigen Energieabsorptionselemente in den Schwellerstrukturen (s.a. Abbildung 3-11) interessant, da sich hier Einsparpotentiale ergeben könnten.

## 5 Analyse und Optimierung des Konzepts auf Achsebene

Nachdem in Abschnitt 4 die grundlegende kinematische Topologie des Mechanismus festgelegt wurde, werden im Folgenden verschiedene Ersatzsysteme zur Modellierung der Kinematik vorgestellt. Anschließend können die analytischen Modelle in einen Optimierungsalgorithmus integriert werden, welcher unter Berücksichtigung einer zuvor definierten Zielfunktion und der erforderlichen Randbedingungen dann die optimierten Kinematikpunkte ausgibt. Zusammen mit dem zur Verfügung stehenden Bauraum werden dazu auch die elementaren Anforderungen an die Elastokinematik aufgezeigt. Nach erfolgreicher Optimierung der Kinematik können dann die Federungs- und Dämpfungseigenschaften vorgestellt werden. Abschließend werden die sich ergebenden elastokinematischen Eigenschaften der MLTA zusammengefasst. Es gilt zu bedenken, dass vor allem die vorhergehenden Arbeitsschritte starke Wechselwirkungen zueinander haben und sich daher stark gegenseitig bedingen, sodass diese Schritte im Entwicklungsprozess mehrfach durchlaufen werden.

### 5.1 Kinematische Ersatzmodelle

Die kinematischen Ersatzmodelle bilden die Grundlage für den Optimierungsalgorithmus der Kinematik. Da diese mehrere tausendmal während des Optimierungsprozesses aufgerufen werden können, ist eine effiziente und weitgehend analytische Beschreibung der Kinematik essenziell. Abbildung 5-1 zeigt die hier verwendete allgemeine Vorgehensweise zur Bestimmung der Bahnkurven jedes Kinematikpunktes  $\underline{p}_i(t)$ . Die Gesamtheit aller Hardpoints wird in der Matrix  $\mathbf{P}(t)$  zusammengefasst.

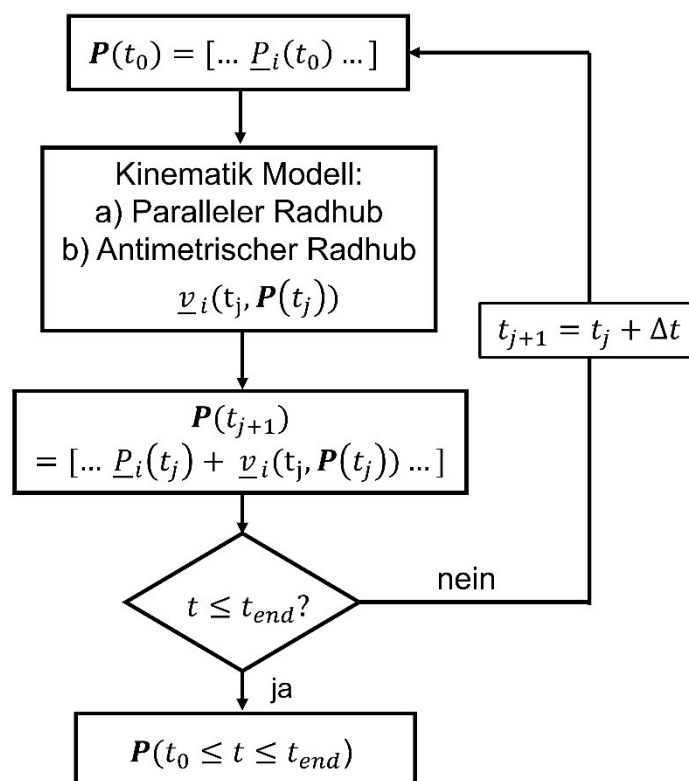


Abbildung 5-1: Ablaufplan zur Bestimmung der Achskinematik

Es lässt sich erkennen, dass ausgehend von einem Startwert  $\underline{p}_i(t_0)$  die Geschwindigkeit bzw. die Verschiebung jenes Punktes  $\underline{v}_i(t_j)$  zum aktuellen Zeitpunkt  $t_j$  bestimmt wird. Mit dieser Verschiebung kann schließlich die Position des Kinematikpunktes zum nächsten Zeitschritt  $t_{j+1} = t_j + \Delta t$  approximiert werden. Ist das Ende dieser Zeitschleife  $t_{end}$  erreicht, liegen somit für die Gesamtheit der Hardpoints die Positionen zu jedem Zeitpunkt vor ( $\underline{P}(t_0 \leq t \leq t_{end})$ ). Auffällig ist darüber hinaus, dass eine Fallunterscheidung vorliegt, bei welcher zwischen parallelem und wechselseitigem (antimetrischem) Radhub unterschieden wird. Dies wird durch die bei Halbstarrachsen notwendigen zwei Freiheitsgrade (Huben, Wanken) erforderlich (s.a. Abschnitt 3.5 und Gleichung (4.1)).

Die geschilderte Vorgehensweise ist für alle nachfolgend gezeigten kinematischen Ersatzmodelle maßgeblich. Dies bedeutet gleichzeitig auch, dass die zentrale Aufgabe der Ersatzmodelle darin liegt, die vorliegende Geschwindigkeit bzw. Verschiebung an jedem Zeitpunkt zu bestimmen. Als erstes Ersatzmodell wird ein Mehrlenkeransatz vorgestellt, bei dem der Mechanismus der MLTA an jedem Rad durch eine 5-Lenker Einzeleradaufhängung ersetzt wird. Diese Vorgehensweise zeichnet sich durch ihre einfache Handhabung, aber auch bei höheren Federwegen größer werdenden Abweichungen aus. Die beiden nachfolgenden Ansätze basieren auf den Arbeiten von Schnelle in [173] sowie den Überlegungen von Matschinsky in [25]. Beide nähern die Elastizitäten des Verbundlenkers mittels starrer Körper und Gelenke an. Mit diesen Ansätzen kann auch die Verbundlenkersubstruktur der MLTA approximiert werden. Darauf aufbauend kann dann die Starrkörperbewegung des gelenkig gelagerten Radträgers bestimmt werden.

### 5.1.1 Mehrlenkeransatz

Wie oben bereits angedeutet, soll der momentan vorliegende Bewegungszustand der MLTA an jeder der Fahrzeugseiten durch eine 5-Lenker Achse approximiert werden. Besonders vorteilhaft ist, dass für derartige Achssysteme in der Literatur einfach zu implementierende Berechnungsansätze vorhanden sind (s.a. [25,26]). Damit dies gelingen kann, müssen für die vorliegende Halbstarrachse jedoch sinnvolle Ersatzlenker definiert werden können, welche eine indirekte Verbindung des Radträgers mit dem Aufbau sicherstellen. Mit der Längsstrebe  $l_2$  ergibt sich bei der MLTA direkt der erste Lenker. Dies bedeutet jedoch auch, dass sich die Verbundlenkersubstruktur mit vier Ersatzlenkern nachbilden lässt und demnach auch vier Freiheitsgrade der Radbewegung unterbinden muss. Wie eine derartige Approximation aussehen kann, ist in Abbildung 5-2 dargestellt. In der oberen Hälfte von Abbildung 5-2 ist zunächst der Mehrlenkeransatz für das parallele Einfedern gezeigt. Dazu wird zuerst das Drehgelenk  $RU$  mithilfe von zwei einzelnen Kugelgelenken substituiert. Anschließend werden diese jeweils abwechselnd mit den linken und rechten Aufbaulagern  $U$  verbunden. Jede Verbundlenkerhälfte wird somit momentan über einen Trapezlenker nachgebildet. Die für Verbundlenkerachsen typische gleichseitige Schwenkbewegung um die durch die beiden Aufbaulager verlaufende Achse, angedeutet mit  $a_{PWT}$ , liegt somit auch in der Approximation vor (vgl. auch Abbildung 3-6 (unten) und Abbildung 4-2).

Analog dazu lässt sich auch das Ersatzmodell für die wechselseitige Bewegung definieren. Erneut zeichnet sich die Verbundlenkersubstruktur für vier Freiheitsgrade des Rades verantwortlich, was auch hier mithilfe der vier Ersatzlenker bzw. der Trapezlenkerstruktur nachgebildet wird. Das radseitige Gelenk  $RU$  wird dazu durch zwei konzentrisch angeordnete Kugelgelenke ersetzt. Abweichend zum Ersatzmodell der parallelen Radbewegung verläuft die



Dies entspricht einer Näherung der für Verbundlenker typischen Drehachse infolge Wanken (s.a. Abbildung 3-6 (unten)). Der approximierende Charakter dieses Mehrlenkeransatzes wird bei wechselseitiger Federbewegung jedoch besonders deutlich, da die Lagerung am Schubmittelpunkt  $SC$  als aufbaufest angenommen wird. Dies führt insbesondere bei größer werdenden Auslenkungen zu einer stärkeren Abweichung gegenüber den nachfolgenden kinematischen Ansätzen.

Wie bereits oben geschildert, zeichnet sich der Mehrlenkeransatz durch seine einfache Handhabung aus. Die folgende Methode zur Berechnung der Radträgerbewegung basiert auf den Arbeiten in [25,26]. Wie aus der technischen Mechanik bekannt, können die Geschwindigkeiten an allen Punkten eines Radträgers  $K$  über die zunächst unbekannten translatorischen  $\underline{v}_K$  und rotatorischen Geschwindigkeit  $\underline{\Omega}_K$  bestimmt werden. Als Referenzpunkt für diesen Geschwindigkeitszustand wird hier der Radmittelpunkt  $WC$  definiert. Für einen beliebigen Kinematikpunkt  $i$  eines Radträgers gilt somit:

$$\underline{v}_i = \underline{v}_K + \underline{\Omega}_K \times \underline{r}_i \quad (5.1)$$

Dabei gibt  $\underline{r}_i$  den Abstand von der Radmitte zu dem jeweils betrachteten Kinematikpunkt  $i$  an. In Abbildung 5-2 wird dies für beide Mechanismen am Beispiel des unteren Radträrgelenkes  $RL$  visualisiert. Da dieses System sechs Unbekannte, drei translatorische und drei rotatorische Vektoreinträge, aufweist, werden für ihre Bestimmung zusätzliche Gleichungen herangezogen. Diese ergeben sich durch die Ersatzlenker. Da alle Lenker aufbaufest angebunden sind und somit keine translatorische Geschwindigkeit aufweisen, kann sich der Radträger nicht in Richtung der jeweiligen Lenker bewegen. Andernfalls lägen Elastizitäten in den Lenkern bzw. Lageraugen vor. Dies führt für einen beliebigen Lenkerpunkt  $i$  zur folgenden Randbedingung [25,26]:

$$\underline{v}_i^T \underline{e}_i = 0 \quad (5.2)$$

Die Projektion des Geschwindigkeitsvektors am Punkt  $i$  auf den Einheitsvektor  $\underline{e}_i$  der jeweiligen Lenkerrichtung muss entsprechend Null sein. Analog zu [25,26] dient die sechste und somit letzte Randbedingung des Gleichungssystems als Antrieb des Mechanismus'. In diesem Beispiel wird dieser mithilfe des Dämpfers umgesetzt. Im Gegensatz zu den starren Lenkern ist bei diesem eine Relativbewegung des unteren und oberen Teilstücks zulässig. Die Geschwindigkeit des unteren Dämpferpunktes  $DL$  wird somit mittels Gleichung (5.3) definiert:

$$\underline{v}_{DL}^T \underline{e}_{DL} = 1 \frac{\text{Längeneinheit}}{\text{Zeiteinheit}} \quad (5.3)$$

Der Radträger soll sich also am unteren Dämpferpunkt mit einer zuvor definierten Einheitsgeschwindigkeit in Richtung der Dämpferachse ( $\underline{e}_{DL}$ ) bewegen. Die Zeiteinheit dieser aufgeprägten Geschwindigkeit stimmt mit der in Abbildung 5-1 gezeigten Schrittweite für die Integration ( $\Delta t$ ) überein. Als Längeneinheit wird im Rahmen dieser Arbeit 1 mm angesetzt, der Radhub wird dabei mit ausreichend genauer Auflösung abgebildet. Der hier beschriebene Fall,

dass sich der Antrieb im Dämpfer befindet, ist lediglich als einfache Veranschaulichung des Ansatzes zu verstehen. Der tatsächliche Antrieb des Mechanismus' wird direkt an der Radmitte platziert und weist in z-Richtung. Da die Kinematikpunkte des Dämpfers später auch in den Optimierungsalgorithmus integriert werden, ergäbe sich mit der hier gezeigten Vorgehensweise eine ungünstige Abhängigkeit der Kinematik von einer möglichen Optimierungsvariablen. Durch die im Allgemeinen unterschiedliche Übersetzung des Dämpfers käme es zu einer Abhängigkeit des Radhubs von der momentanen Dämpferübersetzung. Da sich während des Optimierungsprozesses je nach Eingangsparameter auch entartete Formen des Mechanismus' einstellen können, sind unzulässige Ergebnisse, z.B. mit sehr kleinem oder großem Radhub, zu erwarten. Für eine bessere Lesbarkeit wird im Folgenden dennoch die obenstehende Nomenklatur aufrechterhalten.

Mit dem derart definierten Gleichungssatz ist das Gleichungssystem vollständig definiert. Nach dem Einsetzen von Gleichung (5.1) in die Gleichungen (5.2) und (5.3) sowie entsprechender Umstellung nach den Unbekannten  $\underline{v}_K$  und  $\underline{\Omega}_K$  ergibt sich das lineare Gleichungssystem zu:

$$\mathbf{A}_{(p/o)} \cdot \underline{v} = \begin{bmatrix} \underline{e}_{RL}^T & (\underline{r}_{RL} \times \underline{e}_{RL})^T \\ \underline{e}_{RUi}^T & (\underline{r}_{RUi} \times \underline{e}_{RUi})^T \\ \underline{e}_{RUo}^T & (\underline{r}_{RUo} \times \underline{e}_{RUo})^T \\ \underline{e}_{RUi,(p/o)}^T & (\underline{r}_{RUi} \times \underline{e}_{RUi,(p/o)})^T \\ \underline{e}_{RUo,(p/o)}^T & (\underline{r}_{RUo} \times \underline{e}_{RUo,(p/o)})^T \\ \underline{e}_{DL}^T & (\underline{r}_{DL} \times \underline{e}_{DL})^T \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{v}_K \\ \underline{\Omega}_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \underline{b} \quad (5.4)$$

Dabei ist die Koeffizientenmatrix  $\mathbf{A}_{(p/o)}$  von dem betrachteten Bewegungsfall abhängig. Analog zu Abbildung 5-2 kennzeichnen die Indizes  $p$  und  $o$ , ob ein paralleles oder wechselseitiges Einfedern vorliegt. Demzufolge ändern sich die Einträge in dem vierten und fünften Zeilenvektor der Matrix. In dem Ergebnisvektor  $\underline{b}$  von Gleichung (5.4) spiegelt sich darüber hinaus der Antrieb des Mechanismus' wider.

Eine Besonderheit ergibt sich für das gleichseitige Einfedern, wenn die Achse des Drehgelenks  $RU$  parallel zur  $y_I$ -Achse verläuft. In diesem Fall sind beide Achsen des Ersatztrapezes gleich orientiert, da auch die Schwenkachse  $a_{PWT}$  stets in y-Richtung zeigt. Dies führt dazu, dass sich im Trapezlenker eine Redundanz einstellt, sodass sich der Rang der Matrix  $\mathbf{A}_p$  auf fünf reduziert. Um dies zu umgehen, kann eine dem Trapezlenker zugeordnete Zeile ( $2 \leq i \leq 5$ ) mit dem folgenden Ausdruck ersetzt werden:

$$\underline{a}_i^T = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0] \quad (5.5)$$

Mit diesem wird somit direkt die Drehung des Radträgers um die  $x_I$ -Achse unterbunden.

Die Auflösung von Gleichung (5.4) nach den gesuchten Geschwindigkeiten des Radträgers erlaubt unter Verwendung von Gleichung (5.1) schließlich die Bestimmung der translatorischen Geschwindigkeiten aller radträgerfesten Kinematikpunkte.

In den Randbedingungen des nachfolgenden Optimierungsprozesses (s.a. Abschnitt 5.2.2) werden darüber hinaus auch Anforderungen an die sich ergebenden Winkel im Drehgelenk  $RU$  sowie am Schubmittelpunkt  $SC$  integriert. Dazu muss, zusätzlich zu der Winkelgeschwindigkeit des Radträgers, auch die Rotation des Verbundlenkers bestimmt werden. Abbildung 5-3 skizziert die Vorgehensweise für beide Einfederungszustände am Beispiel des linken Ersatzkörpers.

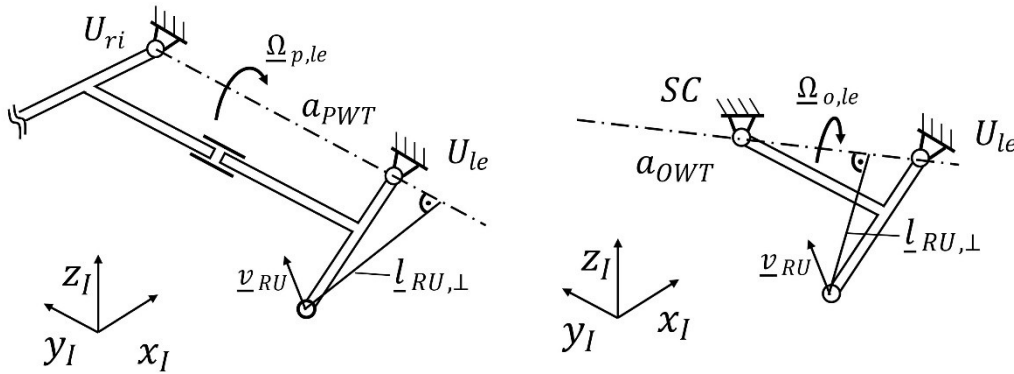


Abbildung 5-3: Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit der Verbundlenkersubstruktur

Wie sich erkennen lässt, ergibt sich die räumliche Winkelgeschwindigkeit  $\underline{\Omega}_{(p/o),le}$  aus dem lotrechten Abstand von  $RU$  zur entsprechenden Drehachse ( $\underline{l}_{RU,\perp}$ ) und der an demselben Punkt berechneten translatorischen Geschwindigkeit:

$$\underline{\Omega}_{(p/o)} = \frac{\underline{l}_{RU,\perp} \times \underline{v}_{RU}}{|\underline{l}_{RU,\perp}|^2} \quad (5.6)$$

Der Winkelbedarf im Drehgelenk  $RU$  ergibt sich für beide Bewegungszustände aus der Differenz der Winkelgeschwindigkeit des Radträgers und der Verbundlenkersubstruktur sowie der in Abbildung 5-1 dargestellten, expliziten zeitlichen Integration. Der Torsionswinkel im Querträger infolge einer wechselseitigen Einfederung lässt sich aus der Projektion der Winkelgeschwindigkeiten des linken und rechten Ersatzkörpers auf die  $y$ -Achse abschätzen. Die Addition beider ist für den Verdrehwinkel des Querträgers maßgeblich.

### 5.1.2 Ansatz mit Inline-Gelenken

Wie bereits im Abschnitt 5.1 erwähnt, basiert die hier vorgestellte kinematische Modellierung der Verbundlenkersubstruktur auf den Arbeiten von Schnelle in [173]. Abweichend zu dem Ersatzmodell der Verbundlenkerachse aus Abbildung 3-6 (unten), schlägt Schnelle eine Lagerung der Ersatzkörper gegenüber dem Aufbau mittels Kugelgelenken mit je einem Freiheitsgrad in  $y$ -Richtung vor. Diese Art der Loslagerung wird im Folgenden als Inline-Gelenk bezeichnet. Während also in dem Ansatz aus Abbildung 3-6 (unten) und [25] der Längenausgleich ohne physikalische Grundlage zwischen den Verbundlenkerhälften stattfindet, wird dieser hier über die Aufbauhalter sichergestellt. Diese Modellierung ist näher an der Realität, da die Kugelgelenke im realen Anwendungsfall in der Regel durch Gummilager ersetzt werden. Gleichzeitig führt die Lagerung mit zwei Inline-Gelenken zu einer

symmetrischen Bewegung, was z.B. bei einer Fest-Los Lagerung nur mit einer Fallunterscheidung umzusetzen wäre. Um eine globale Verschiebung des Achskörpers in lateraler Richtung zu vermeiden, wird der Verbundlenker am Schubmittelpunkt mithilfe eines Inplane-Gelenks gegenüber dem Aufbau gelagert. Unter Letzterem wird im Folgenden ein losgelagertes Kugelgelenk verstanden, welches sowohl in  $x$ - als auch in  $z$ -Richtung einen translatorischen Freiheitsgrad aufweist. Diese Art der Aufhängung entbehrt sich insofern der realen Umsetzung, als dass nun sämtliche Querkräfte über den  $SC$  auf den Aufbau übertragen werden. Dies ist für die Integration in den Optimierungsalgorithmus jedoch unkritisch, da keine Schnittkräfte in die Berechnung miteinfließen sollen. Wie ein derartig gelagerter Verbundersatzkörper im Kontext des MLTA-Gesamtkonzepts aussieht, wird in Abbildung 5-4 dargestellt. Im direkten Vergleich zu Abbildung 4-3 lassen sich klar die Unterschiede an den Aufbaulagern und dem Gelenk am Schubmittelpunkt  $SC$  ausmachen.

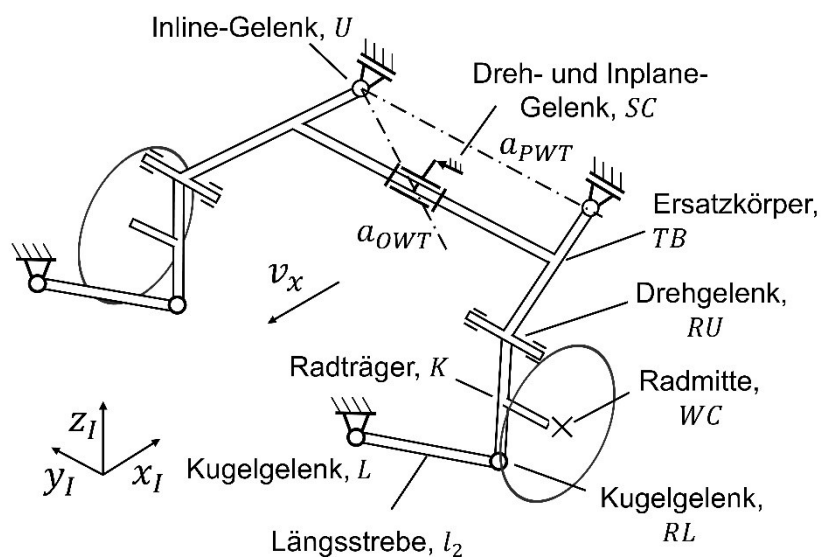


Abbildung 5-4: Gelenkkonzept der MLTA unter Verwendung von Inline-Gelenken als Aufbaulager und eines kombinierten Dreh- und Inplane-Gelenks am Schubmittelpunkt

Ähnlich wie zuvor ist auch hier der vollständige Geschwindigkeitszustand zu bestimmen. Die Verbundlenkersubstruktur wird dabei, dem Ansatz von Schnelle in [173] folgend, berechnet. Dazu soll zunächst der Verbundkörper isoliert von dem Fahrzeugaufbau und den Radträgern betrachtet werden. Durch diesen Freischnitt wird die kinematische Schleife in eine offene Baumstruktur umgewandelt, welche im späteren Verlauf der Berechnung über eine zusätzlich zu definierende Randbedingung wieder geschlossen werden muss (s.a. Abschnitt 2.6). Das isolierte System wird in Abbildung 5-5 (oben) dargestellt. Analog zu [173] wird für den linken und den rechten Ersatzkörper jeweils im Schnittpunkt ( $Q$ ) der Querträgerdrehachse mit der zugehörigen Längslenkerachse ein lokales Referenzkoordinatensystem  $R$  eingeführt. In Abbildung 5-5 (oben) ist dieses am Beispiel für den linken Ersatzkörper eingezeichnet. Dieses ist derart orientiert, dass die  $y_R$ -Achse entlang des Querträgers zeigt und dementsprechend mit der Achse des Drehgelenks übereinstimmt. Die  $x_R$ -Achse weist hier nach hinten und zeigt in Seitenansicht auf das hintere Aufbaulager  $U_{le}$ . Die  $z_R$ -Achse ergibt sich schließlich aus dem Kreuzprodukt der vorangegangenen Achsen. Dieses Koordinatensystem eignet sich besonders, um die Starrkörperbewegung einer Verbundlenkerhälfte vollständig abzubilden.

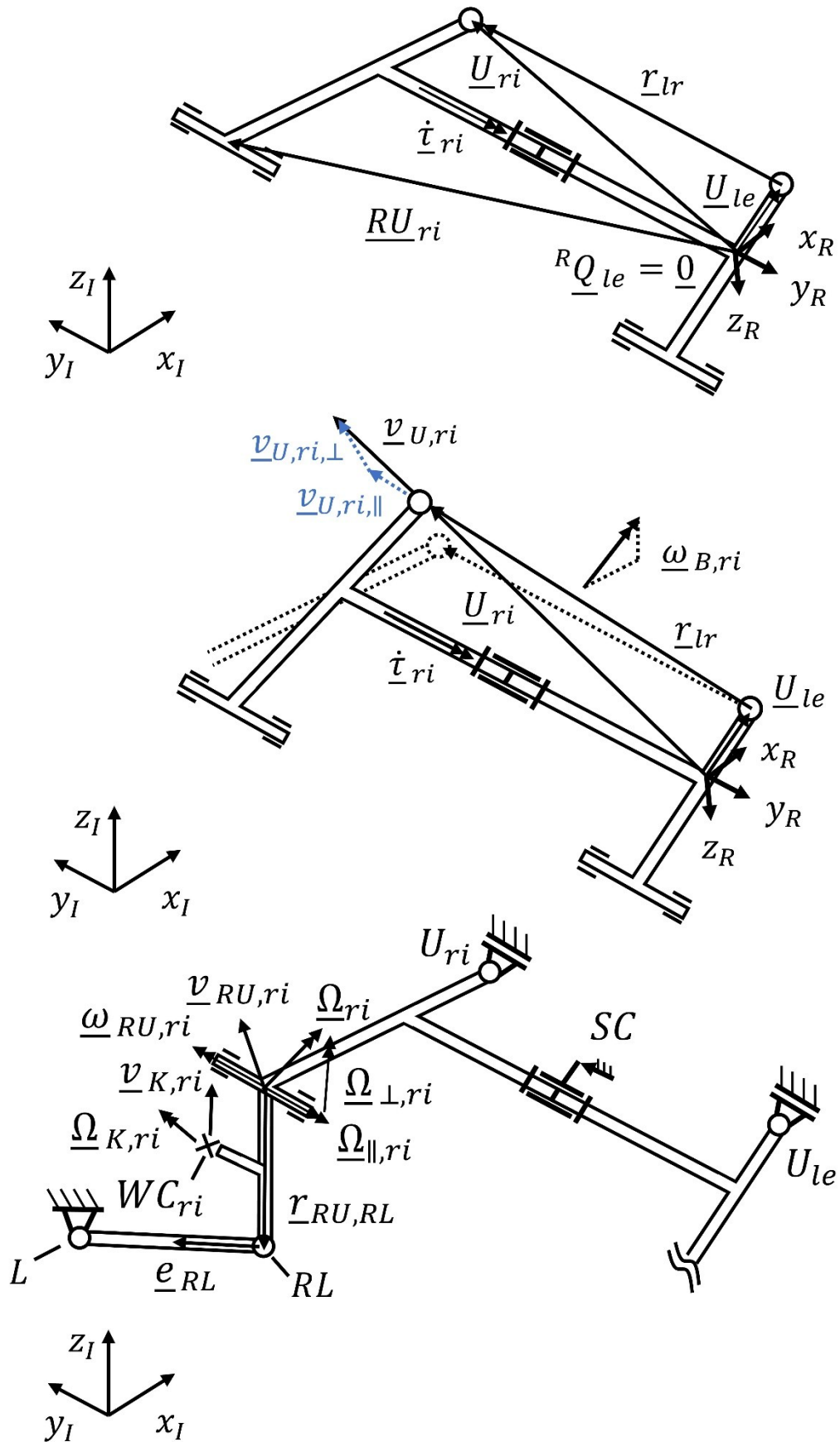


Abbildung 5-5: Schematische Darstellungen zur sukzessiven Berechnung des vollständigen Geschwindigkeitszustandes der MLTA

Über simple Addition von dem Torsionswinkel  $\tau$  ergibt sich schließlich der Bewegungszustand der gegenüberliegenden tordierten Seite. Die für die Definition des lokalen Koordinatensystems maßgeblichen Punkte  $Q$  und  $U_{le}$  sind, z.B. über den lotrechten Abstand zur Drehachse (vgl. auch Abbildung 5-3), auch im Referenzkoordinatensystem bestimmbar. Zusammen mit ihren Koordinaten im Inertialsystem und der oben beschriebenen Bildungsvorschrift der  $x_R$ - $y_R$ - $z_R$ -Vektorbasis, lässt sich die Transformationsmatrix  $T_{IR}$  ableiten. Mit dieser wird der Bewegungszustand von dem lokalen Koordinatensystem ( $R$ ) in das Inertialsystem ( $I$ ) übertragen. Die Winkelgeschwindigkeit, mit der eine Verbundlenkerhälfte verdreht wird, lässt sich somit ausdrücken als:

$${}^I \dot{\underline{t}}_{le/ri} = c_{le/ri} \cdot \dot{\tau} \cdot T_{IR}^R \underline{y}_R \quad (5.7)$$

Dabei fungiert  $\dot{\tau}$  in diesem Ansatz als Antrieb des Mechanismus', welcher mithilfe der Konstanten  $c_{le/ri}$  jeweils die Verdrehrichtung der linken und rechten Verbundlenkerhälfte definiert. Die Konstanten für die linke und rechte Seite können dabei unabhängig voneinander die Werte 0 (keine Bewegung), 1 (Ausfederung) und -1 (Einfederung) annehmen. Aus diesem Grund können  $c_{le}$  und  $c_{ri}$  als Freiheitsgrade des Mechanismus' interpretiert werden. Im Folgenden soll das in Abbildung 5-5 dargestellte Beispiel betrachtet werden. In diesem steht die linke Hälfte still ( $c_{le} = 0$ ), während die rechte ausfedert ( $c_{ri} = 1$ ). Zusätzlich werden alle nachfolgenden Vektoren im Inertialsystem ausgedrückt, weshalb der Index  $I$  im Weiteren vernachlässigt wird. Gemäß Abbildung 5-5 (Mitte) ergibt sich mit der als Antrieb definierten Winkelgeschwindigkeit, die Geschwindigkeit am rechten Aufbaulager  $U_{ri}$  für das isolierte System zu [173]:

$$\underline{v}_{U,ri} = \dot{\underline{t}}_{ri} \times \underline{U}_{ri} \quad (5.8)$$

Anhand von Abbildung 5-5 (Mitte) wird auch die Notwendigkeit des lateralen Längenausgleichs im kinematischen Ersatzmodell ersichtlich. Es lässt sich erkennen, dass der Abstand der Aufbaulager  $|\underline{r}_{lr}|$  im tordierten Zustand gegenüber der Ausgangslage angewachsen ist. Um diesen zu quantifizieren, kann die Lagergeschwindigkeit auf die gemeinsame Achse der Aufbaulager projiziert werden. In Gleichung (5.9) wird der achsparallele Anteil dieser Geschwindigkeit bestimmt [173]:

$$\underline{v}_{U,ri,\parallel} = (\underline{v}_{U,ri}^T \underline{e}_{lr}) \underline{e}_{lr} = \dot{d}_{U,ri} \underline{e}_{lr} \quad (5.9)$$

Dabei gibt  $\dot{d}_{U,ri}$  den Betrag der Verschiebung an, welche von dem rechten Aufbaulager während der Verdrehung aufgebracht werden muss. Um die oben angesprochene offene kinematische Schleife wieder zu schließen, führt Schnelle in [173] die Winkelgeschwindigkeit  $\underline{\omega}_{B,ri}$  ein, um welche der tordierte Ersatzkörper wieder derart zurückgedreht wird, dass die Aufbaulager im Gesamtfahrzeug wieder auf ihrer ursprünglichen Verbindungsachse zu liegen kommen. Dies hat zur Folge, dass der Anteil von  $\underline{v}_{U,ri}$  orthogonal zur Lagerachse in Folge der Drehung  $\underline{\omega}_{B,ri}$  wieder verschwinden muss. Die Schließbedingung und die damit

einhergehende Winkelgeschwindigkeit  $\underline{\omega}_{B,ri}$  werden anhand von Gleichung (5.10) bestimmt zu [173]:

$$0 = \underline{v}_{U,ri,\perp} - \underline{\omega}_{B,ri} \times \underline{r}_{lr} = (\underline{v}_{U,ri} - \underline{v}_{U,ri,\parallel}) - \underline{\omega}_{B,ri} \times \underline{r}_{lr} \quad (5.10)$$

$$\underline{\omega}_{B,ri} = \frac{\underline{r}_{lr} \times (\underline{v}_{U,ri} - \underline{v}_{U,ri,\parallel})}{|\underline{r}_{lr}|^2}$$

Da sich Gleichung (5.10) für beide Verbundlenkerhälften analog aufstellen lässt, ergibt sich für einen allgemeinen Bewegungszustand der Winkelgeschwindigkeitsvektor für das Zurückdrehen des isolierten Ersatzkörpers zu:

$$\underline{\omega}_B = \underline{\omega}_{B,le} + \underline{\omega}_{B,ri} \quad (5.11)$$

Mit  $\underline{v}_{U,ri,\parallel}$  ist somit eine translatorische Referenzgeschwindigkeit bestimmbar und mit der Aneinanderreihung der Drehbewegungen, also der Torsion des Querträgers und der Drehung um die Aufbauhalter, ergibt sich der rotatorische Geschwindigkeitszustand des Starrkörpers. Damit ist der Bewegungszustand der Verbundlenkersubstruktur vollständig bestimmt. Zum Beispiel folgt für die Geschwindigkeit am rechten Drehgelenk  $RU$ :

$$\underline{v}_{RU,ri} = (\dot{\underline{r}}_{ri} - \underline{\omega}_B) \times (\underline{RU}_{ri} - \underline{U}_{ri}) + \underline{v}_{U,ri,\parallel} = \underline{\Omega}_{ri} \times (\underline{RU}_{ri} - \underline{U}_{ri}) + \underline{v}_{U,ri,\parallel} \quad (5.12)$$

Dabei gibt  $\underline{\Omega}_{ri}$  die überlagerte Drehbewegung des Ersatzkörpers an. Da sich von dieser nur die Anteile, welche senkrecht zur Achse des Drehgelenks  $RU$  weisen, auch auf den Radträger übertragen, werden im Folgenden die parallelen ( $\underline{\Omega}_{ri,\parallel}$ ) und orthogonalen Anteile ( $\underline{\Omega}_{ri,\perp}$ ) bestimmt. In Abbildung 5-5 (unten) wird dazu die Projektion der überlagerten Winkelgeschwindigkeit auf die Achse des Drehgelenks  $\underline{e}_{RU,ri}$  dargestellt. Die orthogonalen Anteile ergeben sich schließlich aus der Differenz zum Gesamtvektor:

$$\underline{\Omega}_{ri,\parallel} = (\underline{\Omega}_{ri}^T \underline{e}_{RU,ri}) \underline{e}_{RU,ri} \quad (5.13)$$

$$\underline{\Omega}_{ri,\perp} = \underline{\Omega}_{ri} - \underline{\Omega}_{ri,\parallel}$$

Um schließlich den Bewegungszustand des Radträgers  $K$  in Gänze zu bestimmen, fehlt lediglich der noch unbekannte rotatorische Anteil um die Drehachse des Gelenks selbst. Dieser wird mit  $\underline{\omega}_{RU,ri}$  abgekürzt. Um diesen zu bestimmen, wird auf die aus Abschnitt 5.1.1 und Gleichung (5.2) bekannte Randbedingung zurückgegriffen, dass keine Bewegung des Radträgers in Richtung der Achse der Längsstrebe ( $\underline{e}_{RL}$ ) auftreten kann. Auch dieses Vorgehen kann als Schließen der offenen kinematischen Baumstruktur interpretiert werden. Das Umstellen nach der Unbekannten ergibt schließlich:



Ähnlich wie in Abschnitt 5.1.2 werden auch hier die starren Ersatzkörper von dem Aufbau freigeschnitten und das lokale Referenzkoordinatensystem  $R$  eingeführt. Abbildung 5-6 zeigt den derartigen Ersatzkörper sowie den torsionalen ( $\dot{t}_{ri}$ ) und translatorischen Freiheitsgrad ( $v_{SC,ri}$ ) des rechten Verbundlenkers. Während die Torsion erneut als Antrieb fungiert, muss der Längenausgleich aus weiteren Randbedingungen ermittelt werden. Wird erneut die Geschwindigkeit des rechten Aufbaulagers betrachtet, ergibt sich nun:

$$\underline{v}_{U,ri} = \underline{\dot{t}}_{ri} \times \underline{U}_{ri} + \underline{v}_{SC,ri} \quad (5.16)$$

$$\text{Mit: } \underline{v}_{SC,ri} = \dot{d}_{SC,ri} \cdot \underline{y}_R$$

Wie sich im Vergleich zu Gleichung (5.8) erkennen lässt, muss hier nun auch die translatorische Geschwindigkeit berücksichtigt werden. Als Unbekannte verbleibt weiterhin der Betrag des erforderlichen Längenausgleichs  $\dot{d}_{SC,ri}$ . Da sich in dem vorliegenden Ansatz der Abstand der Aufbaulager nicht vergrößern darf, gilt für die Projektion auf die Verbindungsachse der beiden Lager  $\underline{e}_{lr}$ :

$$\underline{v}_{U,ri}^T \underline{e}_{lr} = \underline{e}_{lr}^T (\underline{\dot{t}}_{ri} \times \underline{U}_{ri} + \dot{d}_{SC,ri} \cdot \underline{y}_R) = 0 \quad (5.17)$$

$$\dot{d}_{SC,ri} = - \frac{\underline{e}_{lr}^T (\underline{\dot{t}}_{ri} \times \underline{U}_{ri})}{\underline{e}_{lr}^T \underline{y}_R}$$

Mit dieser Vorgehensweise ist die Geschwindigkeit am Aufbaulager vollständig bestimmt, sodass ab hier die Ansätze mit Inline- und mit Drehschubgelenk in der gleichen Art und Weise beschrieben werden können.

#### 5.1.4 Vergleich der Ansätze

An dieser Stelle sollen die verschiedenen kinematischen Ersatzmodelle gegenübergestellt werden. Die für den Vergleich verwendeten Koordinaten der Kinematikpunkte sind in Tabelle A-4 des Anhangs aufgelistet. Als zu vergleichende Achs-Charakteristika werden in Abbildung 5-7 der Verlauf der y-Koordinate der Radmitte, der Spurwinkel und der Spurwinkelgradient über dem Radhub des linken Rades bei wechselseitiger Federung ausgedrückt. Somit gehen neben der sensitivsten Bewegungsrichtung des Rades auch die Drehungen des Radträgers in den Vergleich mit ein. Bei gleichseitiger Federung lassen sich zwischen den Ansätzen keine Unterschiede feststellen.

Wie zu Beginn von Abschnitt 5.1 angesprochen, stellen sich aufgrund der beim Mehrlenkeransatz aufbaufesten Schubmittelpunkte  $SC$  bei größer werdendem Radhub stärkere Abweichungen ein. In Abbildung 5-7 wird dies z.B. anhand der y-Koordinate der Radmitte und des Spurwinkelverlaufs sichtbar.

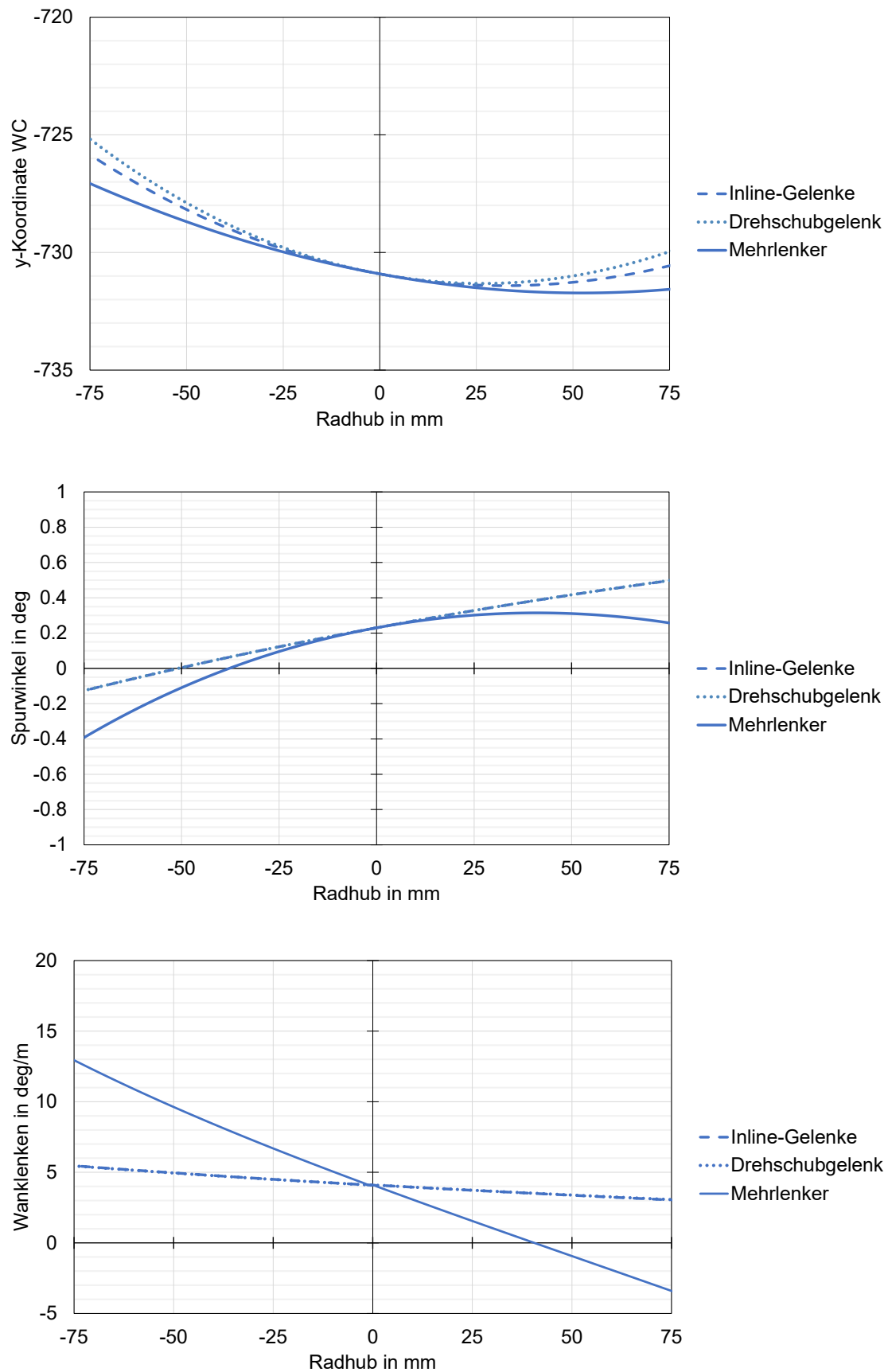


Abbildung 5-7: Gegenüberstellung der verschiedenen Ansätze zur Modellierung der Kinematik bei wechselseitiger Einfederung

Insbesondere bei Betrachtung des Spurwinkelgradienten (Wanklenken), sticht heraus, dass der Ansatz mit fünf Ersatzlenkern nur in der Konstruktionslage exakt mit den Vergleichspartnern übereinstimmt. Bei den gewählten Kinematikpunkten kann für den Mehrlenkeransatz bis etwa  $\pm 25$  mm eine ausreichende Genauigkeit festgestellt werden. Da die Kinematikpunkte im Rahmen des Optimierungsprozess jedoch auch größere Veränderungen erfahren können, wird dieser Arbeitsbereich als zu klein eingeordnet.

Aus den genannten Gründen wird sich für die nachstehende Optimierung dazu entschieden, auf einen Ansatz mit aufwendig modellierter Verbundlenkersubstruktur zurückzugreifen. Zwischen diesen lassen sich bei Betrachtung der Winkelverhältnisse am Radträger keine Unterschiede feststellen, dies liegt darin begründet, dass beide die gleiche Berechnung verfolgen. Lediglich bei der Radbewegung lassen sich kleinere Differenzen bei größeren Hüben beobachten. Da in der folgenden Optimierung der Kinematik keine Schnittkräfte betrachtet werden und der laterale Längenausgleich über die Aufbauhalter als realistischer eingeschätzt wird (s.a. Abschnitt 5.1.2), wird für den Optimierungsalgorithmus auf den Ansatz mit Inline-Gelenken zurückgegriffen.

## 5.2 Optimierung der Kinematik

Da Optimierung der Kinematik bedingt, dass die Gesamtheit der Kinematikpunkte in der Konstruktionslage ( $(\mathbf{P}(t_0))$ ) als Optimierungsvariablen fungieren, gilt in Anlehnung an Gleichung (2.43) somit das folgende Optimierungsproblem:

$$\mathcal{P}_{opt} = \min \{ f(\mathbf{P}(t_0)) \mid (\mathbf{P}(t_0)) \in G \} \quad (5.18)$$

mit:  $G = \{ (\mathbf{P}(t_0)) \mid \underline{g}(\mathbf{P}(t_0)) \leq \underline{0}, \underline{h}(\mathbf{P}(t_0)) = \underline{0} \}$

Zu definieren sind demnach noch die Zielfunktion  $f(\mathbf{P}(t_0))$  zur Bewertung eines Kinematikpunkt-Satzes sowie die Funktionen zur Definition der Gleichheits- ( $\underline{h}(\mathbf{P}(t_0))$ ) und Ungleichheitsrandbedingungen ( $\underline{g}(\mathbf{P}(t_0))$ ). Dazu wird im weiteren Verlauf auf die in Abschnitt 5.1 eingeführten kinematischen Ersatzmodelle zur Ermittlung des Bewegungszustand der MLTA zurückgegriffen. Abbildung 5-8 zeigt, wie diese in den Ablaufplan der Optimierung integriert werden. Nachdem die Kinematikpunkte zu jedem Zeitpunkt bestimmt worden sind  $\mathbf{P}(t_0 \leq t \leq t_{end})$ , können diese an die Ziel- und Randbedingungsfunktionen übergeben werden, sodass die Bewertung durchgeführt bzw. die Einhaltung der Limitierungen abgetestet werden kann. Liegen diese innerhalb einer vom Nutzer definierten Toleranz, liegt für das aktuelle Hardpoint-Set ein lokales Optimum vor. Sind die Randbedingungen nicht erfüllt, wird mithilfe des SQP-Verfahrens eine Änderung an den Kinematikpunkten ( $\Delta \mathbf{P}$ ) vorgenommen. Wie auch in Abschnitt 2.5.1 beschrieben, wird dazu die sogenannte „fmincon“-Funktion aus der kommerziellen Software MATLAB eingesetzt (s.a. [83]).

Sollten weder die Änderungen der Hardpoints noch die Änderungsrate der Zielfunktion eine minimale Toleranz unterschreiten, werden die Ausgangspositionen der Kinematikpunkte ( $\mathbf{P}(t_0)$ ) überschrieben und die Berechnungsschleife beginnt von vorn. Sollte die Toleranz hingegen doch unterschritten werden, wird der Algorithmus ohne Konvergenz abgebrochen.

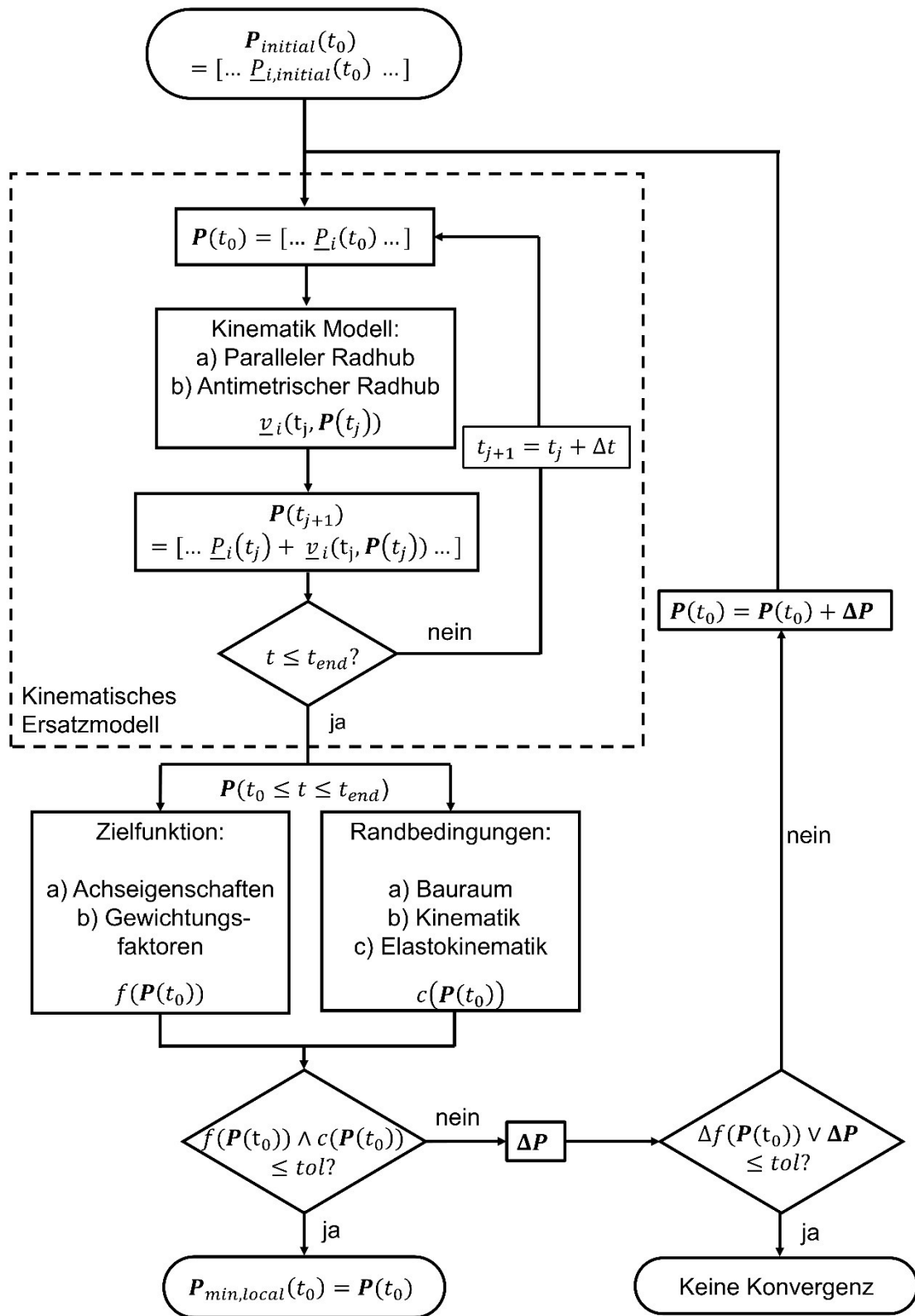


Abbildung 5-8: Ablaufplan des vollständigen Optimierungsprozesses

Da die SQP-Optimierung auf dem Newton-Verfahren basiert, verhält sich der Optimierungsprozess deterministisch. Aus diesem Grund wird die lokale Optimierung der Kinematikpunkte durch „fmincon“ noch mit einem globalen „MulitStart“-Algorithmus verknüpft. Dieser ist ebenfalls in der kommerziellen Software Matlab vorhanden (s.a. [86]) und erzeugt über dem gesamten Gebiet eine zuvor festgelegte Anzahl an zufällig verteilten Hardpoint-Sets  $P_{initial}(t_0)$ , an welchen dann die SQP-Optimierung gestartet werden kann. Alternativ können die zufälligen Startwerte auch mit benutzerdefinierten Kinematikpunkt-Sätzen ergänzt werden, welche z.B. aus vorangegangenen Optimierungen stammen (s.a. Abschnitt 2.5.2).

Im Folgenden soll der Fokus primär auf die Definition der Zielfunktion und den Randbedingungen gelegt werden. Beide beinhalten dabei sowohl allgemeine Charakteristika wie sie auch bei herkömmlichen Radaufhängungen definiert werden können (s.a. Abschnitt 2.2) als auch Charakteristika die speziell bei der MLTA auftreten.

### 5.2.1 Definition der Zielfunktion

In der Zielfunktion  $f(P(t_0))$  soll eine Bewertung des aktuellen Zustands erfolgen. Dazu wird eine Auswahl an Achscharakteristiken mit zuvor definierten Zielwerten verglichen. Diese stellen anspruchsvolle Achseigenschaften dar, welche in der Regel im Widerspruch zueinander und zu den vorliegenden Randbedingungen liegen. Um eine mehrdimensionale Optimierung zu vermeiden, kann, ähnlich wie in [164] beschrieben, eine Normierung der Ist- auf die Zielwerte vorgenommen werden, welche anschließend über Gewichtungsfaktoren zu einem Gesamtfehler  $e_{total}$  aufsummiert werden. Die Gewichtungsfaktoren  $w_i$  können dabei für jedes Kriterium separat festgelegt werden und dienen zur Priorisierung der individuellen Achs-Charakteristika. Das Ziel der Optimierung ist es schließlich, den Gesamtfehler zu minimieren. Gleichung (5.19) zeigt das Vorgehen am Beispiel des Fehlers  $e_{\Delta\delta,OWT}$  für den wechselseitigen Spurgredienten ( $\partial\delta/\partial s_{WC,z,OWT}$ ):

$$e_{\Delta\delta,OWT} = \frac{\partial\delta/\partial s_{WC,z,OWT,desired} - \partial\delta/\partial s_{WC,z,OWT,actual}}{\partial\delta/\partial s_{WC,z,OWT,desired}} \cdot w_{\Delta\delta,OWT} \quad (5.19)$$

$$f(P(t_0)) = e_{total} = \sum_i^Z e_i$$

Dabei stellt  $Z$  die Gesamtheit der betrachteten Zielwerte dar. Weiterhin gilt es, darauf hinzuweisen, dass die Fehler einzelner Kriterien nicht kleiner als Null werden können, sodass eine Überkompensation durch Übererfüllung einzelner Zielwerte vermieden wird. Wird die Summe der einzelnen Gewichtungsfaktoren auf 100 % festgesetzt, kann mit Gleichung (5.20) der Grad der Zielerfüllung angegeben werden:

$$Zielerfüllung = 1 - e_{total} \quad (5.20)$$

In Tabelle 5-1 werden eine Übersicht der für die MLTA verwendeten Zielcharakteristika sowie die dazugehörigen Gewichtungsfaktoren gegenübergestellt. Es lässt sich erkennen, dass diese in die Kategorien paralleler und wechselseitiger Radhub sowie Elastizitäten eingruppiert werden. Die drei Kategorien beinhalten neben typischen Achseigenschaften (s.a. Abschnitt 2.2) auch Zielwerte, die speziell bei dem MLTA-Mechanismus erforderlich werden.

| <b>Paralleler Radhub</b>      | <b>Zielwert</b>   | <b>Gewichtung</b> |
|-------------------------------|-------------------|-------------------|
| Bremsabstützung               | 0.75 N/N          | 20 %              |
| Schrägfederung                | 160 mm/m          | 10 %              |
| IC Parallel                   | 70 mm             | 10 %              |
| Dämpferübersetzung            | 1                 | 0                 |
| Änderungsrate                 | 0                 | 0                 |
| Dämpferübersetzung            | 1                 | 0                 |
| Federübersetzung              | 1                 | 0                 |
| Spurgradient                  | 0.8 °/m           | 0                 |
| Sturzgradient                 | -0.8 °/m          | 0                 |
| $\Sigma$ Parallel             |                   | 40 %              |
| <b>Wechselseitiger Radhub</b> |                   |                   |
| Spurgradient                  | 8 °/m             | 20 %              |
| Sturzgradient                 | -42 °/m           | 20 %              |
| $\Sigma$ Rollen               |                   | 40 %              |
| <b>Elastizitäten</b>          |                   |                   |
| Sturznachgiebigkeit @ RU      | 35 % der Referenz | 20 %              |
| $SC_z$ -Koordinate            | 505 mm            | 0                 |
| $\Sigma$ Elastizitäten        |                   | 20 %              |
| $\Sigma$ Gesamt               |                   | 100 %             |

Tabelle 5-1: Übersicht der verwendeten Zielwerte und Gewichtungsfaktoren für die Optimierung der MLTA-Kinematik

Hinsichtlich der Zielwerte des parallelen Radhubs ist es das erklärte Ziel, mit der MLTA ein ähnliches Nickverhalten wie bei üblichen Verbundlenkerachsen zu erreichen (s.a. Abschnitt 1.1 und 4). Um dies sicherzustellen, ist eine positive Bremsabstützung erforderlich, was gemäß Abbildung 2-3 an der Hinterachse durch die Lage des Längspols (IC) vor der Radmitte gewährleistet ist. Als akzeptabler Wertebereich wird gemäß den Angaben in Abschnitt 2.2.1 ein Intervall von 25-80 % angestrebt, wobei der gewünschte Zielwert der Optimierung bei 75% liegt. Dies soll sicherstellen, dass auch bei von der Designlage abweichenden Beladungszuständen eine positive Bremsabstützung vorliegt und gleichzeitig eine Überkompensation ( $\varepsilon_{b,r} > \varepsilon_{id,r}$ ) vermieden wird. Neben der Bremsabstützung wird auch die Schrägfederung  $\kappa_r$  durch die Lage des IC beeinflusst. Da bei der MLTA der IC durch den virtuellen Schnittpunkt der beiden Längslenkerverlängerungen ( $l_1$  und  $l_2$ ) erzeugt wird, kann die IC-Position durch die weitgehend freie Anstellung der Lenker festgelegt werden (s.a. Abbildung 5-9). Dies ermöglicht, im Gegensatz zur herkömmlichen, aber auch zur umgedrehten Verbundlenkerachse (s.a. Abbildung 2-3 und Abbildung 3-16), eine positive Schrägfederung ohne aufwendige Anpassung der Karosseriestrukturen. Als Zielwert werden



vorhandenen Bauraum positioniert werden sollen (s.a. Abschnitt 5.3), nachdem die radführenden Kinematikpunkte definiert sind.

Darüber hinaus fließen auch die gleichseitigen Spur- und Sturzgradienten nicht mit in die Optimierung ein, da sich diese bei idealer Kinematik und y-paralleler Drehachse von  $RU$  nicht über dem Radhub ändern, bzw. sich ihre Änderung lediglich aus den statischen Spur- und Sturzwinkeln ergibt. Für die wechselseitigen Spur- und Sturzgradienten liegen die entsprechenden Referenzwerte von herkömmlichen Verbundlenkerachsen zu Grunde (vgl. [36]). Zusätzlich sind in den hier angegebenen Zielwerten noch statische Offsets hinterlegt, welche eine Abnahme der Zielwerte unter Berücksichtigung der Achselastizitäten miteinbezieht.

In den Zielwerten bzgl. der Elastizität werden zum einen die Sturznachgiebigkeit am Drehgelenk  $RU$  über einen einfachen Freischnitt abgeschätzt und zum anderen die z-Koordinate vom Schubmittelpunkt  $SC$  berücksichtigt, welche einen zu großen Hebelarm zwischen dem Radaufstandspunkt  $WP$  und dem Querträger vermeiden soll. Weitere Information zu den elastokinematischen Eigenschaften der MLTA werden in Abschnitt 5.2.2.2 zusammengefasst.

## 5.2.2 Randbedingungen

Mithilfe der Randbedingungen sollen im vorliegenden Fall unzulässige Positionen und Eigenschaften des Mechanismus‘ identifiziert und vermieden werden. Sie können daher als notwendige Sollwerte für den Mechanismus interpretiert werden. Die Randbedingungen können sich dabei sowohl auf die Ausgangsposition, wie z.B. die Lage der Kinematikpunkte, als auch auf den Bewegungsablauf, z.B. auf einen maximal zulässigen Winkel, beziehen. Wie sich auch anhand von Abbildung 5-8 erkennen lässt, werden im Folgenden Sollwerte hinsichtlich des Bauraums, der Elastokinematik und der Kinematik definiert. Die verschiedenen Eigenschaften des Mechanismus‘ werden somit auf die gleiche Weise im Algorithmus abgeprüft. Dies führt dazu, dass z.B. ein Unterschreiten des minimalen Rollsteuergradienten genauso stark priorisiert wird wie eine Kollision im Bauraum. Im Folgenden werden die hier verwendeten Randbedingungen entsprechend ihrer Kategorien vorgestellt.

### 5.2.2.1 Bauraum

Bezüglich der Bauraumrandbedingungen werden für die einzelnen Kinematikpunkte zunächst grundlegende Quader-Volumina im Hinterwagen des Demonstratorfahrzeugs definiert. Ihre Größen werden individuell festgelegt und sind in Abbildung 5-10 (oben) visualisiert bzw. in Tabelle A-5 im Anhang zusammengefasst. Es lässt sich erkennen, dass im Prototypen sowohl die Hinterwagenstrukturen als auch die Kraftstoffleitungen berücksichtigt werden müssen. Die Quader selbst können dabei auch entartete Formen annehmen. So ist für die Position des Schubmittelpunkts  $SC$ , lediglich eine Position auf der Fahrzeuglängsachse möglich, weshalb dessen Position lediglich auf der y-z-Ebene liegen kann (s.a. Abbildung 5-10 (oben)). Ein ähnliches Beispiel lässt sich auch an der Radmitte  $WC$  finden, bei welchem davon ausgegangen wird, dass eine Spurweitenänderung von +10 mm zulässig ist. Da die x-z-Koor-

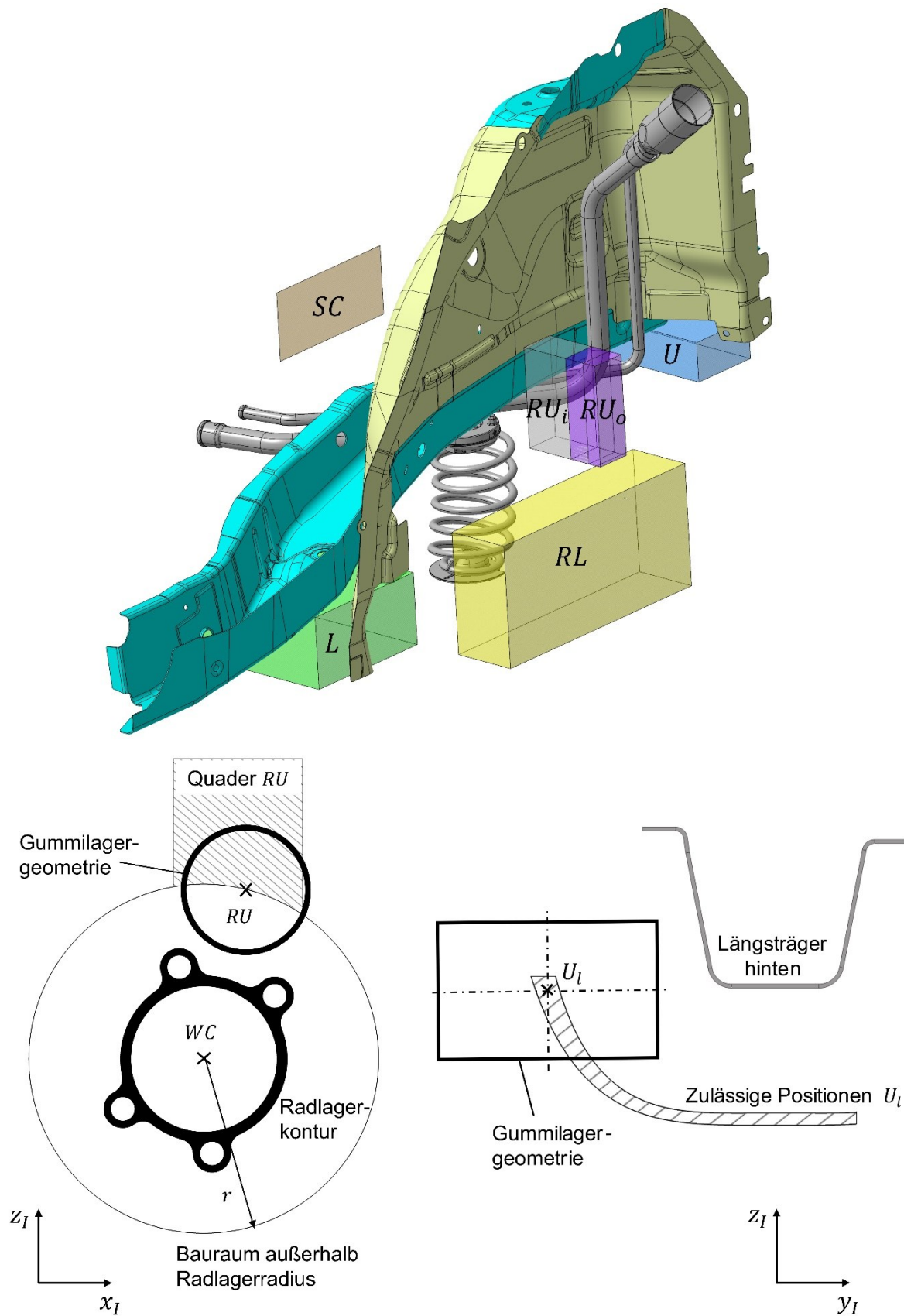


Abbildung 5-10: Übersicht der Bauraumrandbedingungen. Oben: Darstellung der grundlegenden Quaderbauräume; Unten: Auswahl an lokalen Randbedingungen zur Definition des Bauraums an  $RU$  und  $U$

dinaten des Radmittelpunkts nicht angepasst werden, entartet das allgemeine Quader-Volumen in diesem Fall zu einer Linie in y-Richtung. Ein weiteres Beispiel stellen die Federkoordinaten dar, bei welchen das Quadervolumen auf einen Punkt reduziert wird, sodass ihre Optimierung unterbunden wird (s.a. Abschnitt 5.3).

Da die Quaderformen die Geometrie der Karosserie bzw. des Radflansches nur mit großen Ungenauigkeiten annähern können und die Umgebung auch teilweise durchdringen werden, diese Volumina mithilfe von zusätzlichen lokalen Randbedingungen ergänzt. Dabei handelt es sich meist um einfache Regelgeometrien, welche sich z.B. über Kreisgleichungen oder Polynom-Ansätze beschreiben lassen. Abbildung 5-10 (unten) zeigt dazu, am Beispiel der Approximation der Radlagerkontur mittels eines Kreisbogens, die zulässigen Positionen des Lagermittelpunkts Drehgelenk  $RU$  in Seitenansicht. Die Position des Lagermittelpunkts wird demnach über die Abmessungen des Quaders sowie des Kreisausschnitts bestimmt. An  $RU$  ergeben sich darüber hinaus noch weitere lokale Randbedingungen. So gibt eine von diesen einen Maximalwert für die y-Bahnkurve des inneren Gelenkpunkts vor. Auf diese Weise soll eine Kollision mit dem Radhaus vermieden werden. Des Weiteren wird ein minimal benötigter lateraler Abstand von  $RU$  gegenüber der Radmitte vorgegeben, welcher einen ausreichend großen Bauraum zur Befestigung der Bremse und des Radlagers sicherstellen soll. Am unteren Radträgergelenk  $RL$  kommt ebenfalls eine Kreisgleichung als lokale Randbedingung zum Einsatz. So wird hier vorausgesetzt, dass sich der Punkt  $RL$  in der Seitenansicht innerhalb der Felge befinden muss.

Polynom-Funktionen kommen hingegen an den Aufbauagern  $U$  und  $L$  zum Einsatz. Abbildung 5-10 (unten) zeigt, dass sich am hinteren Aufbaulager  $U$  ein zulässiger Bereich für die Positionierung des Lagermittelpunkts aus der Definition zweier Polynome vierten Grades ergibt. Auf diese Weise soll eine unmittelbare Anbindung an den hinteren Karosserielängsträger sichergestellt und größere Hebelverhältnisse vermieden werden. Gleichzeitig ermöglicht die Polynomform eine Positionierung des Lagermittelpunkts unterhalb oder seitlich neben dem Längsträger. Der vordere Lagerpunkt  $L$  hingegen wird über eine Geradengleichung festgelegt, welche der Formgebung unterhalb des Längsträgers folgt. Auch hier soll eine steife Anbindung des Lagerpunktes an der Karosserie sichergestellt sein.

Tabelle 5-2 fasst alle hier verwendeten Bauraumrandbedingungen zusammen und stellt diese mit den weiteren Nebenbedingungen gegenüber.

### 5.2.2.2 Elastokinematik

Da sich die Berechnungsansätze aus Abschnitt 5.1 auf die idealisierte Kinematik der MLTA beziehen, werden zur Definition der elastischen Randbedingungen weiterführende Modelle eingeführt. Je nach Anwendungsfall werden diese in der Mehrkörpersimulationsumgebung ADAMS/Car oder dem FE-Programm ABAQUS berechnet. Während in der Mehrkörpersimulation die Gesamtfahrzeugmodelle aufgebaut und standardisierte Fahrmanöver durchgeführt werden, dient das FE-Programm primär dazu, die Festigkeit anhand von OEM-Standardlastfällen zu bewerten. In der MKS werden zur Nachbildung der Elastizitäten nichtlineare Balkenelemente („NROD“) eingesetzt [174], welche in der frühen Designphase mit dem am Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau entwickelten „FastCon-TBA“-Tool (s.a. [164,175]) bedatet werden können. Bei diesem handelt es sich ebenfalls um einen Optimierungsalgorithmus, bei welchem der Achskörper mithilfe von 15 Balken analytisch beschrieben wird. Als Zielfunktion dienen die elastischen Eigenschaften des Verbundlenkers.

Als Optimierungsvariablen ergeben sich die Querschnittseigenschaften der Balken. Abbildung 5-11 (oben) zeigt das MKS-Modell auf Achsebene. Gut zu erkennen sind die verschiedenen Balkenelemente zur Beschreibung der Querschnittseigenschaften. Im späteren Entwicklungsprozess kann die Bedatung auch aus den im CAD ermittelten Querschnitten und Flächenträgheitsmomenten erfolgen. Sobald die Geometrie der Achskomponenten einen aussagekräftigen Stand erreicht hat, stellt das FE-Modell eine Referenz für die Steifigkeiten dar. Des Weiteren können mit Letzterem auch Bauraumbedarf und eventuelle Kollisionen unter den definierten Lastfällen bewertet werden, sofern die Funktionsdaten der Federelemente vollständig eingepflegt sind. Das FE-Modell der MLTA ist in Abbildung 5-11 (oben) in einem fortgeschrittenen Entwicklungsstand dargestellt.

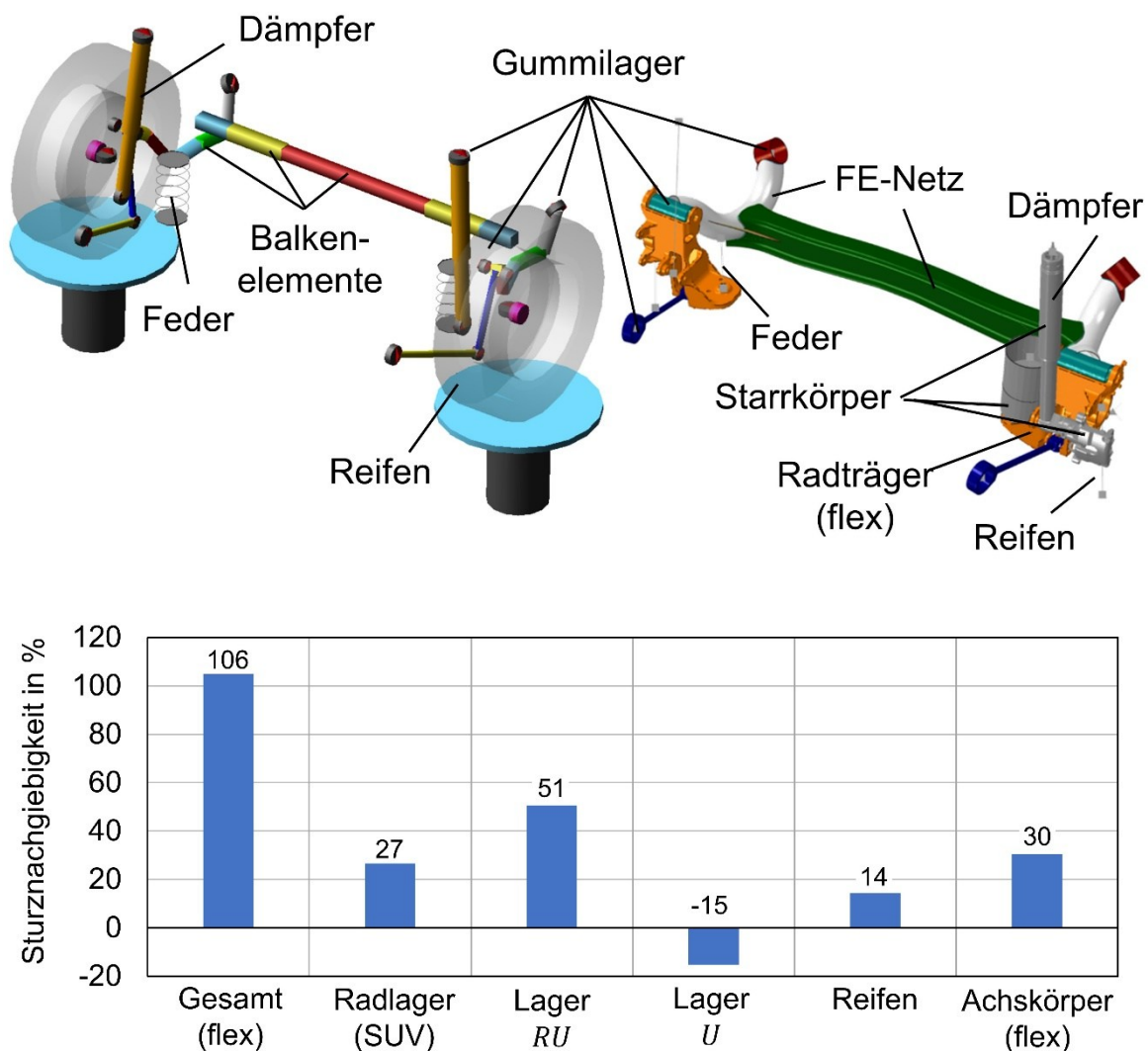


Abbildung 5-11: Darstellung der MLTA als MKS- und FE-Modell sowie Analyse der Einflüsse auf die Sturznachgiebigkeit

Wie bereits in Abschnitt 4 geschildert, ist eine zentrale Herausforderung an das Konzept der MLTA die Abstützung des Sturzmoments. Wie sich die verschiedenen Quellen der Elastizitäten auf das Gesamtergebnis der Sturznachgiebigkeit auswirken, wird in Abbildung 5-11 (unten) dargestellt. Die angegebenen Zahlenwerte sind dabei mit 100 % auf den Zielwert einer Mehrlenkerachse (s.a. Abschnitt 3.2) normiert. Auffällig ist hier, dass sich durch die hinteren Aufbauhalter *U* eine Kompensation der Sturznachgiebigkeit einstellt. Dies liegt in der

Anstellung dieser Lager um die Fahrzeuglängsachse begründet. Ähnlich wie in Abbildung 3-8 gezeigt, ergibt sich nun ein Federschwerpunkt der Gummilagerelastizitäten unterhalb der Fahrbahn, sodass sich am kurvenäußeren Rad unter Seitenkraft eine betragsmäßige Zunahme des negativen Sturzwinkels einstellt. In [176] wird diese Kompensation am Beispiel der MLTA unter Berücksichtigung zusätzlicher lateraler Nachgiebigkeiten und der zulässigen Kardanikwinkel in den Gummilagern optimiert. Eine weitere Erhöhung der Sturzsteifigkeit wird durch den Einsatz eines härteren Radlagers erzielt. Dieses wird aus dem Portfolio der OEM-Partner entnommen und stammt von einem Kompakt-SUV (Sports and Utility Vehicle). Dieses reduziert Sturznachgiebigkeit um etwa 25 % gegenüber der Serienversion des Ford Fiesta. Das Optimierungspotential am flexiblen Achskörper ist dahingehend begrenzt, als dass seine Nachgiebigkeit bereits vergleichsweise gering ausfällt und gleichzeitig auch die anvisierten Stabilisator-Eigenschaften erzielt werden sollen (vgl. auch Abschnitt 5.3).

In Abbildung 5-11 (unten) wird ebenfalls ersichtlich, dass etwa 50 % der gesamten Sturznachgiebigkeit aus dem nun mit zwei konzentrischen Gummilagern nachgebildeten Drehgelenk  $RU$  stammen. Um die Einflussgrößen an  $RU$  genauer aufzuschlüsseln zu können, wird in Abbildung 5-12 (oben) ein Freischnitt in Folge einer Seitenkraft am Radaufstandspunkt  $WP$  gezeigt. Darüber hinaus wird auch die doppelt-konzentrische Gummilagerung dargestellt.

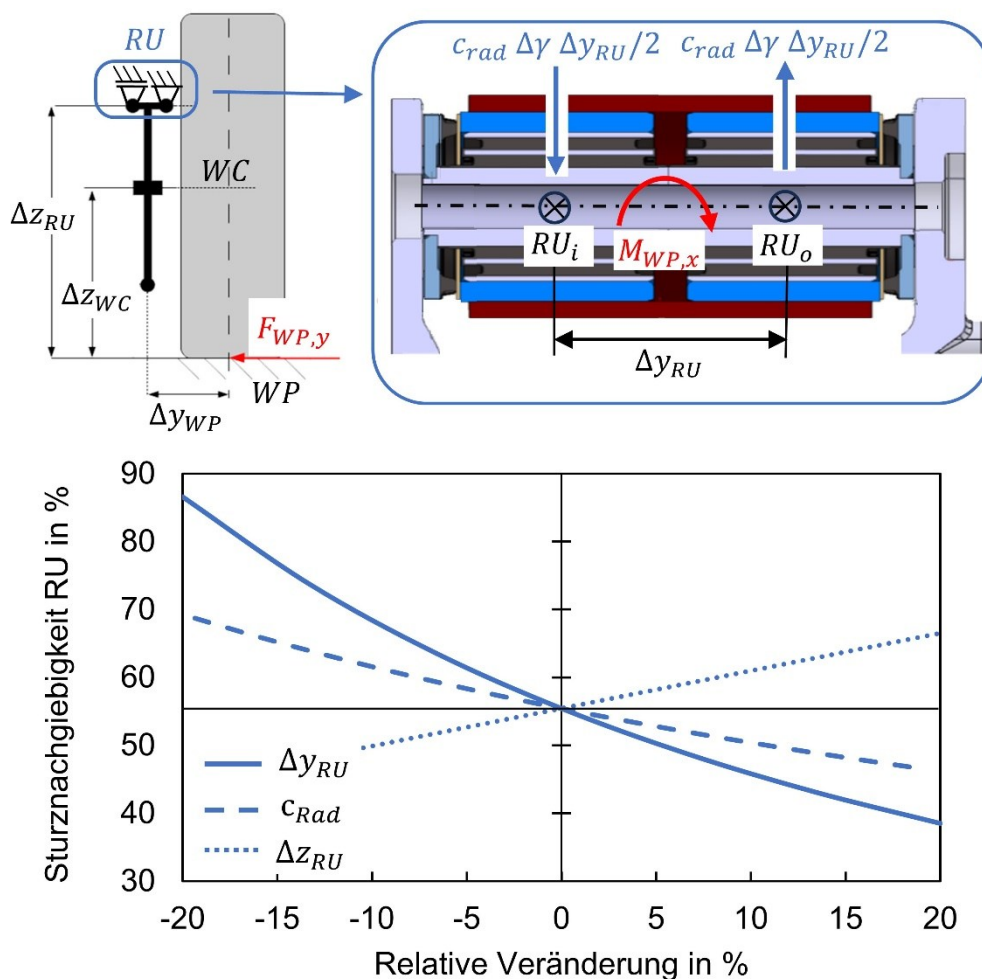


Abbildung 5-12: Einflussgrößen auf die Sturznachgiebigkeit am flexiblen Drehgelenk  $RU$

Unter der Annahme, dass die gesamte Seitenkraft über das Gelenk  $RU$  abgestützt wird, kann für die Sturznachgiebigkeit an  $RU$  ( $\partial\gamma_{RU}/\partial F_{WP,y}$ ) mit dem doppelt-konzentrischen Lagerkonzept somit folgende Abschätzung zu Grunde gelegt werden:

$$\frac{\partial\gamma_{RU}}{\partial F_{WP,y}} = \frac{2}{c_{rad}} \cdot \frac{\Delta z_{RU}}{\Delta y_{RU}^2} \cdot 180^\circ/\pi \quad (5.21)$$

Dabei gibt  $c_{rad}$  die radiale Steifigkeit eines einzelnen Gummilagers wieder. Die Steifigkeit selbst ist nicht Teil der Optimierungsvariablen und wird in Absprache mit dem Gummilagerzulieferer abgestimmt. Dies ist insbesondere von Bedeutung, da eine Vergrößerung der radialen Steifigkeit des Gummilagers auch mit einer Erhöhung der Shore-Härte einhergehen kann, was z.B. auch die torsionale Rate des Lagers beeinträchtigen kann. Abbildung 5-12 (unten) und Gleichung (5.21) zeigen weiterhin, inwiefern eine relative Zunahme der radialen Gummilagersteifigkeit auch zu einer Abnahme der Sturznachgiebigkeit führt. Hier wird ersichtlich, dass in dem dargestellten Arbeitspunkt vor allem die Abnahme des vertikalen Hebelarms  $\Delta z_{RU}$  und eine Vergrößerung der lateralen Stützweite  $\Delta y_{RU}$  zu einer effizienteren Abnahme der Nachgiebigkeit führen. Da hier insbesondere das Endergebnis der Sturznachgiebigkeit an  $RU$  ( $\partial\gamma_{RU}/\partial F_{WP,y}$ ) von Interesse ist und weniger, mit welchem Verhältnis aus  $\Delta z_{RU}$  und  $\Delta y_{RU}$  dies letztlich erreicht wird, wird Gleichung (5.21) direkt zur Definition der Randbedingung herangezogen. Als maximal zulässige Sturznachgiebigkeit  $RU$  werden hier ca. 55 % des normierten Referenzwerts vorausgesetzt. Darüber hinaus wird ( $\partial\gamma_{RU}/\partial F_{WP,y}$ ) auch in die Zielfunktion integriert. Hier sollen ca. 35 % der Mehrlenker-Referenz angestrebt werden, was somit einem anspruchsvollen Zielwert entspricht (s.a. Tabelle 5-1).

Neben den Anforderungen an die Steifigkeit werden unter den elastokinematischen Randbedingungen auch die zulässigen Winkel bzw. deren Änderungsraten in den Drehgelenken  $RU$  und  $SC$  zusammengefasst. Abbildung 5-13 zeigt diese exemplarisch für  $RU$ .

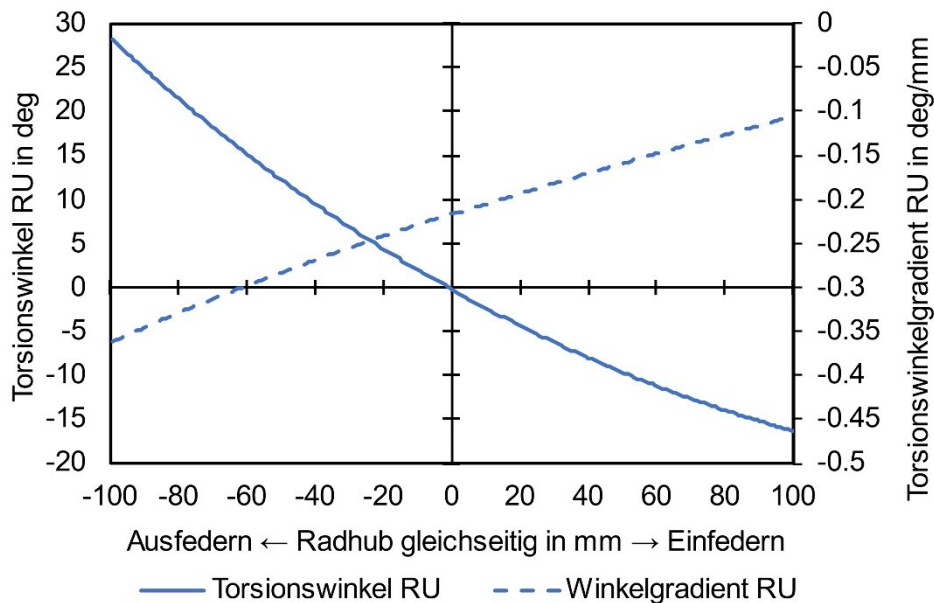


Abbildung 5-13: Verlauf des Torsionswinkels und -gradienten an  $RU$  über dem Radhub

An den Torsionswinkel wird die Anforderung gestellt, dass dieser über den gesamten Hub  $<30^\circ$  sein muss. Dies ist aufgrund des in Abbildung 5-13 erkennbaren, überproportionalen Anstiegs des Drehwinkels vor allem für die Ausfederung notwendig. Gleichzeitig wird der Winkelgradient in Konstruktionslage auf  $<0.23^\circ/\text{mm}$  festgelegt. Dieser soll den Einfluss der Nebenfedererrate, welche infolge der Torsion der Gummilager auftritt, minimieren. Dies ist besonders vor dem Hintergrund der doppelt-konzentrischen Lagerung an *RU* relevant, da hier pro Fahrzeugseite direkt zwei Lager zum Einsatz kommen. Am Schubmittelpunkt *SC* wird ebenfalls der zulässige Drehwinkelgradient begrenzt. Hier liegt der Sollwert bei wechselseitiger Federung in Konstruktionslage bei  $<0.26^\circ/\text{mm}$ . Dieser Grenzwert soll eine zu hohe Übersetzung der Querträgertorsion vermeiden. Denn je größer die Drehwinkelübersetzung ausfällt, desto geringer muss auch die (Ersatz-)Torsionsfederrate des Querträgers sein und umso größer wird die Diskrepanz zwischen der torsionsweichen, aber biegesteifen Gestaltung des Profils.

Die elastokinematischen Randbedingungen werden ebenfalls am Ende des Abschnitts 5.2.2 in Tabelle 5-2 zusammengefasst.

### 5.2.2.3 Kinematik

Zuletzt werden Anforderungen an die kinematischen Eigenschaften des Mechanismus<sup>4</sup> gestellt. Bei paralleler Einfederung betrifft dies die aus Abbildung 5-9 bekannten längsdynamischen Eigenschaften der MLTA. Hinsichtlich der Bremsabstützung wird ein minimaler Wert von 30 % und bei der Parallelstellung der Lenker ein Einfederweg von 45 mm akzeptiert. Für die Schrägfederung werden die Grenzen  $+60 \text{ mm/m}$  und  $+190 \text{ mm/m}$  gesetzt. Letzteres soll eine zu starke Bewegung des Rades in Längsrichtung unterbinden, da es sonst zu einer Kollision des Rades mit dem Radhaus des Demonstrators kommen kann. Anhand der hier vorgestellten niedrigen Sollwerte lässt sich erkennen, dass diese, wie bereits in Abschnitt 5.2.2 beschrieben, lediglich die grundlegende Funktionalität des Mechanismus<sup>4</sup> sicherstellen sollen. Gleichzeitig geben die niedrigen Anforderungen dem Optimierungsalgorithmus die nötigen Freiheitsgrade die Zielwerte unter Berücksichtigung der Gewichtungsfaktoren und somit mit möglichst niedrigem Gesamtfehler zu erreichen.

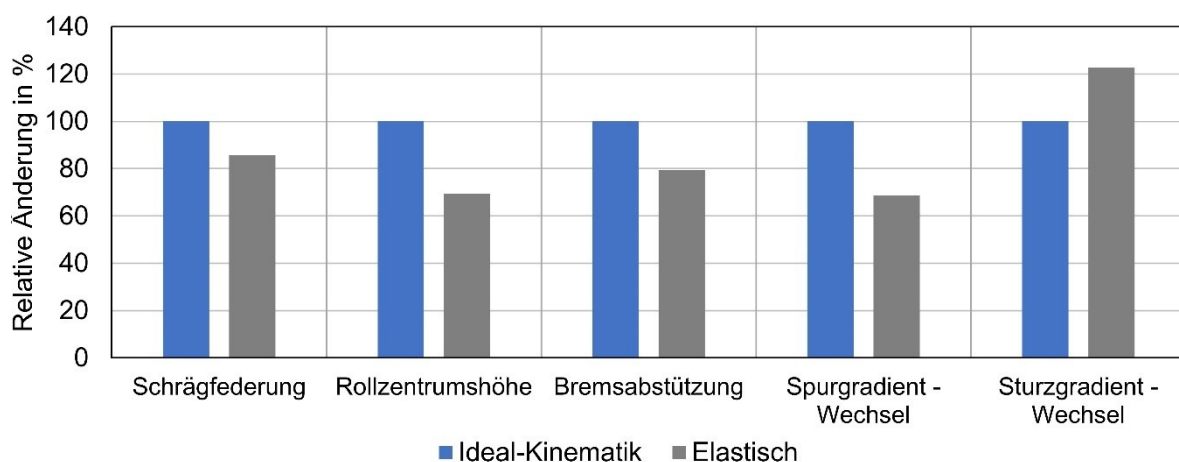


Abbildung 5-14: Abweichung zwischen ideal-kinematischer und elastischer Berechnung der MLTA für ausgewählte Achscharakteristiken

Wie bereits in Abbildung 4-1 gezeigt, bedingen sich die Auslegung der Kinematik und der Gummilager gegenseitig. Abbildung 5-14 zeigt, wie sich die Achscharakteristiken zwischen der idealen und elastischen Lagerung entwickeln. So lassen sich exemplarisch für den Spurgradienten unter Berücksichtigung der Elastizitäten eine Abnahme von etwa 30 % (ca. 2 bis 2.5 °/m) und beim Sturzgradienten eine Zunahme von etwa 25 % (ca. 8 bis 10 °/m) beobachten. Diese statischen Offsets werden hier sowohl in den Randbedingungen als auch in den Zielwerten vorgesehen. Neben diesen wird auch an der Rollzentrumshöhe mit 30 % eine größere elastische Abweichung festgestellt. Die Rollzentrumshöhe wird ebenfalls als obere Grenze in den Randbedingungen definiert und soll eine starke laterale Bewegung des Rades unterbinden. Aufgrund des hohen elastischen Werteabfalls wird der Maximalwert auf 170 mm festgelegt.

| <b>Paralleler Radhub</b>      | Untere Grenze | Obere Grenze  | Gleichheit       |
|-------------------------------|---------------|---------------|------------------|
| Bremsabstützung               | >0.30 N/N     |               |                  |
| Schrägfederung                | >60 mm/m      | <190 mm/m     |                  |
| IC Parallel                   | >45 mm        |               |                  |
| <b>Wechselseitiger Radhub</b> |               |               |                  |
| Spurgradient                  | >6 °/m        |               |                  |
| Sturzgradient                 |               | <-35 °/m      |                  |
| Rollzentrumshöhe              |               | 170 mm        |                  |
| <b>Elastizitäten</b>          |               |               |                  |
| Sturznachgiebigkeit @ RU      |               | <55 %         |                  |
| Drehwinkel @ RU               |               | <30°          |                  |
| Drehwinkelübersetzung @ RU    |               | <0.23 °/mm    |                  |
| Drehwinkelübersetzung @ SC    |               | <0.26 °/mm    |                  |
| <b>Bauraum</b>                |               |               |                  |
| y-RU <sub>i</sub> -Koordinate | >-594 mm      |               |                  |
| y-Abstand WC-RU <sub>o</sub>  | >53 mm        |               |                  |
| Radius Radlager @ WC          | >70 mm        |               |                  |
| Felgen-Größe                  |               | <16'          |                  |
| U in x-y-Ebene                | Poly. 4. Grad | Poly. 4. Grad |                  |
| L in x-y-Ebene                |               |               | Linear           |
| L in x-z-Ebene                |               |               | Linear           |
| Drehachse RU                  |               |               | Parallel y-Achse |

Tabelle 5-2: Übersicht der verwendeten Gleich- und Ungleichheitsrandbedingungen für die Optimierung der MLTA-Kinematik

Zuletzt wird die kinematische Randbedingung eingeführt, dass die inneren  $RU_i$  und äußeren Gelenkpunkte  $RU_o$  parallel zur y-Achse verlaufen sollen. Damit wird eine Anstellung der Drehachse von RU vermieden. Eine Neigung der Drehachse würde dem Rad einen anteiligen Drehfreiheitsgrad verleihen und damit direkt zu einer Beeinflussung der Spur- und/oder Sturzwinkel des Rades führen. Dies gilt auch für den gleichseitigen Radhub. Da erwartet wird, dass mit einer derartigen Anstellung auch strenge Anforderungen an die Fertigungs- und Montagetoleranzen einhergehen und die Einhaltung dieser für den vorliegenden Prototypen

nicht gewährleistet werden kann, wird eine Anstellung bereits in der Optimierung der Kinematikpunkte unterbunden.

Zum Abschluss des Abschnitts 5.2.2 sollen an dieser Stelle alle Randbedingungen des Optimierungsalgorithmus' zusammengefasst werden. Tabelle 5-2 stellt dazu die Un- und Gleichheitsbedingungen gegenüber.

### 5.2.3 Ergebnisse der Optimierung

Für das in Abbildung 5-8 und Gleichung (5.18) eingeführte Optimierungsverfahren werden für den oben vorgestellten „MultiStart“-Algorithmus 1000 Startwerte für jeden Kinematikpunkt in den zugeordneten Quadervolumina definiert (s.a. Abbildung 5-10 (oben)). Unter Berücksichtigung der zuvor definierten Zielfunktion sowie der Randbedingungen konvergieren 17 der Startpunkte mithilfe des SQP-Algorithmus gegen ein lokales Minimum. Das in der Folge als „erste Lösung“ bezeichnete Minimum gibt das Ergebnis mit dem niedrigsten Gesamtfehler  $e_{total}$  an. Die Bezeichnung soll darauf hinweisen, dass es sich um das beste gefundene lokale Minimum und nicht zwingend um das globale Optimum handelt. Der resultierende Satz an Kinematikpunkten wird im Anhang in Tabelle A-6 zusammengefasst. Im Folgenden wird kurz auf die Gesamtheit der Lösungen eingegangen. Dazu lässt sich im Anhang (s.a. Abschnitt A.9) eine ausführliche Zusammenstellung der Achskennwerte finden. Alle lokalen Minima werden dabei hinsichtlich ihres erreichten Gesamtfehlers sortiert.

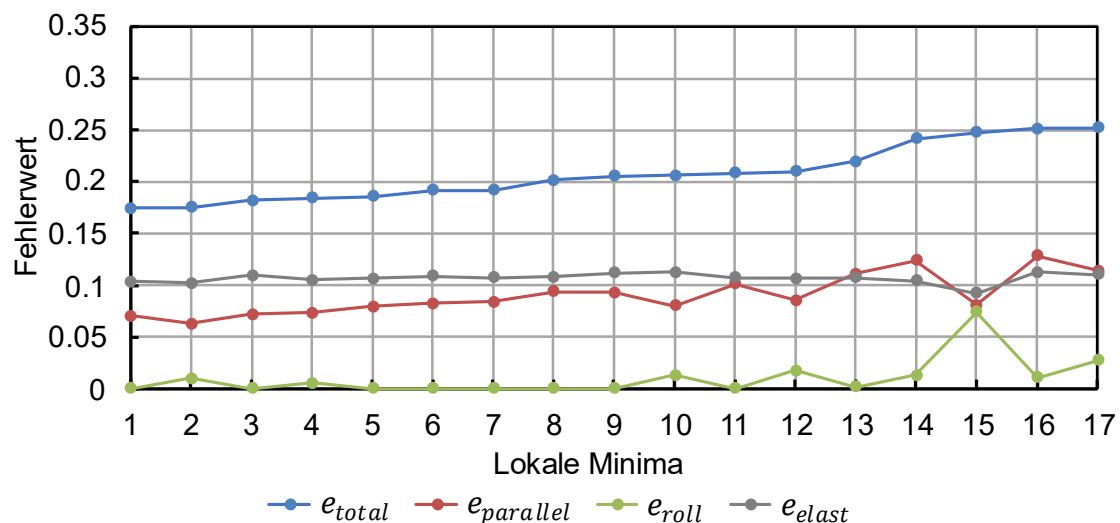


Abbildung 5-15: Vergleich der Zielfunktionen für die gefundenen lokalen Minima

Abbildung 5-15 stellt die jeweils erreichten Gesamtfehlerwerte und auch die erreichten Fehlerpunkte in den Unterkategorien dar (vgl. Tabelle 5-1). So lässt sich erkennen, dass das erste Minimum einen Zielfunktionswert von etwa 0.175 erreicht, während das 17. Minimum einen Endwert von 0.25 erzielt. Dies bedeutet, dass alle gefundenen Lösungen eine Zielerfüllung zwischen 82.5 und 75 % aufweisen (s.a. Gleichung (5.20)). Während die Fehlerfunktion bzgl. des wechselseitigen Einfederns  $e_{roll}$  und der Elastizitäten  $e_{elast}$  weitgehend konstant verbleiben, lässt sich für  $e_{parallel}$  ein leichter Anstieg über die lokalen Minima erkennen. Ein Abgleich mit den Ergebnissen aus Abbildung A-4 und Abbildung A-6 des Anhangs ergibt, dass sich bei den niedrigeren Minima eine spätere Lenkerparallelstellung (IC parallel) und eine höhere Bremsabstützung einstellt. Demgegenüber weisen die höheren

Minima eine niedrigere Drehwinkelübersetzung an  $RU$  auf, was die Nebenfederate verbessert. Auffällig ist weiterhin Lösung 15, bei welcher eine Verschlechterung der wechselseitigen mit einer Verbesserung der elastischen Fehlerwerte einhergeht. So weisen hier die Spur- und Sturzgradienten lediglich ihre minimalen Sollwerte, die Sturznachgiebigkeit  $\partial\gamma_{RU}/\partial F_{WP,y}$  hingegen ihren Bestwert auf. Gegenüber der ersten Lösung wird eine Vergrößerung der lateralen Stützweite  $\Delta y_{RU}$  von etwa 1.5 mm gemessen (s.a. Abbildung 5-12 (unten)). Vor dem Hintergrund der ausgeschöpften Bauraumrandbedingungen in Querrichtung (s.a. Abbildung A-8), zeigt dies eindeutig einen Kompromiss in der y-Maßkette auf. Mit einer Reduktion der lateralen Bahnkurve von  $RU_i$  infolge der Spur- und Sturzgradienten, lässt sich eine leichte Vergrößerung der Lagerstützweite und damit eine leichte Verbesserung der Sturzsteifigkeit erzielen.

In Abbildung 5-16 (oben) werden die Kinematikpunkte aller lokalen Minima in der Seitenansicht gegenübergestellt. Gleichzeitig wird für die erste Lösung auch das längsorientierte Watt-Gestänge angedeutet. Anhand der Streuung der Hardpoints lässt sich die Sensitivität des jeweiligen Kinematikpunktes ausmachen. Je geringer diese ausfällt, desto stärker ist der Einfluss des Punktes in seinem verfügbaren Bauraum auf die Ergebnisse. Zum Beispiel liegt das hintere Aufbaulager  $U$  für alle Lösungen in einem etwa  $5 \times 10 \times 1.5 \text{ mm}^3$  großen Volumen. Somit sollte  $U$  möglichst in der hinteren, oberen Ecke des zur Verfügung stehenden Bauraums untergebracht werden. Um diese Bedingung zu erfüllen, liegt der Punkt in y-Richtung außen neben dem Längsträger. Zusammen mit dem stark eingeschränkten Bauraum am Drehgelenk  $RU$  (s.a. Abschnitt 5.2.2.1) führt dies auch an diesem Punkt zu einer geringen Streuung der Ergebnisse. So liegt  $RU$  in einem etwa  $15 \times 2.5 \times 5 \text{ mm}^3$  großen Volumen. Dies hat zur Folge, dass die Anstellung des Längslenkers  $l_1$  für alle Minima ähnlich ausfällt. Am Schubmittelpunkt  $SC$  lässt sich mit  $50 \times 20 \text{ mm}^2$  eine stärkere Variation in x- als in z-Richtung ausmachen. Dies liegt in der Anstellung der Wankachse  $a_{OWT}$  in der Seitenansicht. So definiert der vertikale zwischen  $U$  und  $SC$  den sensitiven Spurgredienten, während der Abstand in Längsrichtung den Sturzgradienten beeinflusst. Demgegenüber streuen die Punkte  $L$  und  $RL$  der Längsstrebe  $l_2$  über einen großen Wertebereich. So sind anhand der Punktwolken auch die lokalen Bauraumrandbedingungen an  $L$  und  $RL$  zu erkennen. Während die Lösungen an  $L$  der Geradengleichung zur Beschreibung der Längsträgeranbindung folgen, deutet sich an  $RL$  der Kreisbogen des Felgenradius' an. Für  $RL$  wird ein Volumen von  $175 \times 40 \times 85 \text{ mm}^3$  gemessen. Bei  $L$  beläuft sich dieses auf  $20 \times 35 \times 40 \text{ mm}^3$ . In der Folge ergibt sich für die Position der Längsstrebe  $l_2$  ein weiter Streubereich.

Diese Beobachtungen unterstreichen die Bedeutung der Verbundlenkerstruktur der MLTA für die Gesamtauslegung ihrer Kinematik. Während die Verbundlenker-Hardpoints, teilweise auch Bauraum getrieben, in einem engen Rahmen definiert werden müssen, dient die Längsstrebe  $l_2$  vor allem zur Definition der Achs-Charakteristika in der Seitenansicht. Trotz einer Gewichtung von etwa 40 % (s.a. Tabelle 5-1), ergibt sich in der Optimierung keine eindeutig priorisierte Lösung für die Position der Strebe.

In Abbildung 5-16 (unten) werden die Achs-Charakteristika der ersten Lösung übersichtlich in Form eines Spider-Diagramms dargestellt. Anhand dessen lässt sich erkennen, welche Kennwerte ihre Zielwerte erreichen und an welchen Stellen die Grenzwerte in Eingriff kommen.

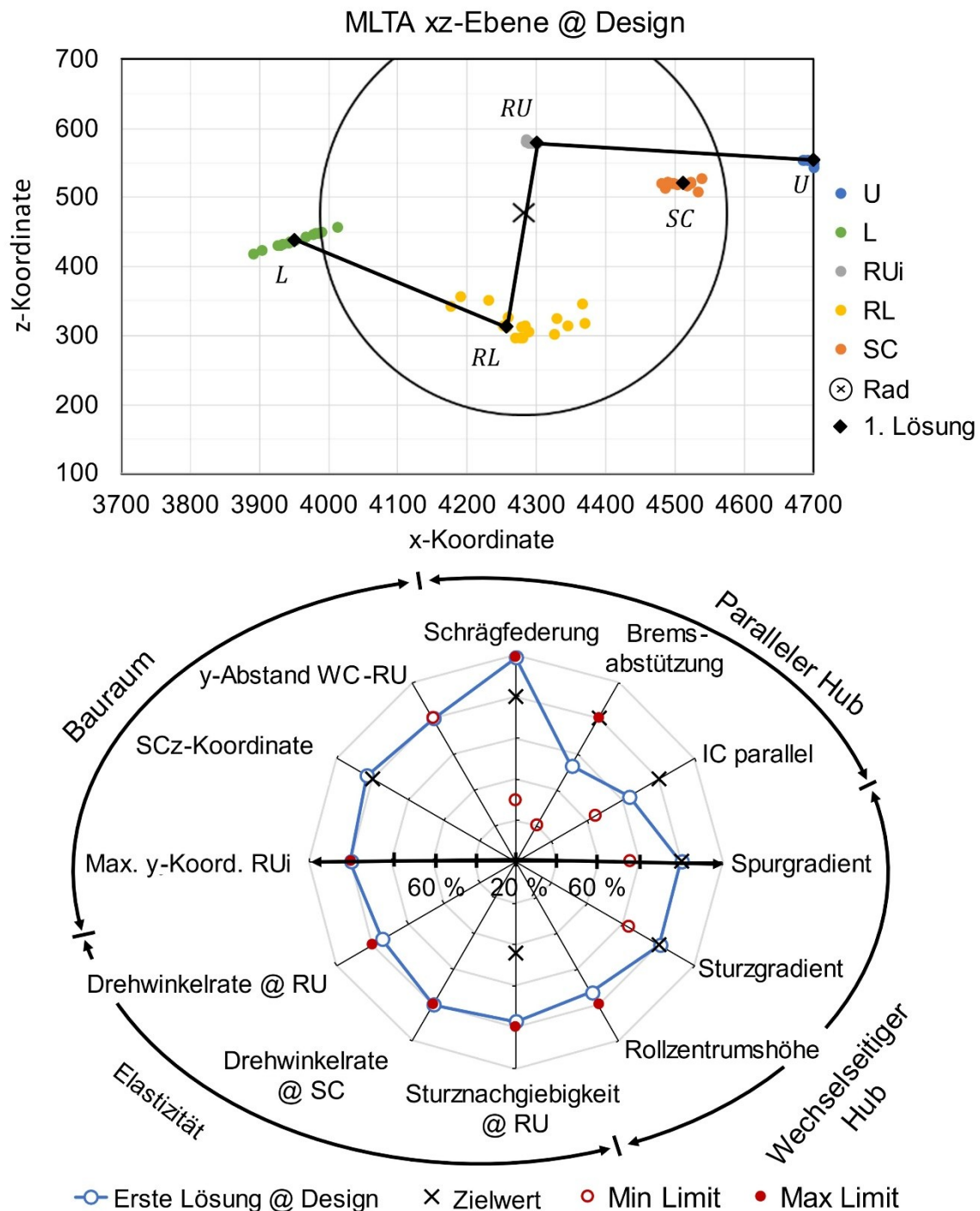


Abbildung 5-16: Ergebnis der Kinematikoptimierung. Oben: Schematische Darstellung der lokalen Minima in Seitenansicht. Unten: Achs-Charakteristika der ersten Lösung im Vergleich zu den Soll- und Zielwerten

So lässt sich zum Beispiel bei der Schrägfederung erkennen, dass diese sogar über ihren Zielwert hinaus wächst. Dies geschieht, obwohl bei der Definition der Zielfunktion in Abschnitt 5.2.1 eine Überkompensation durch Übererfüllung der Zielwerte ausgeschlossen wurde. Dies deutet darauf hin, dass die Erhöhung der Schrägfederung auch zu einer Verbesserung anderer Zielwerte, hier insbesondere der Bremsabstützung, führt (vgl. Abbildung A-4). Bei Betrachtung des wechselseitigen Radhubs sticht die Zielerfüllung des Spur- und Sturzgradienten heraus. Gleichzeitig wird jedoch die Sturznachgiebigkeit an *RU* nicht vollständig ausgeschöpft. Was

für eine gute laterale Raumausnutzung der ersten Lösung spricht (vgl. Lösung 15 (oben)). Zusätzlich weist die erste Lösung auch gegenüber der oberen Grenze des Drehwinkels und der Drehwinkelrate an  $RU$  Reserven auf. Lediglich am Ersatzdrehgelenk des Schubmittelpunkts  $SC$  wird das obere Limit erreicht.

Insgesamt zeigt die hier dargestellte erste Lösung ein vielversprechendes Eigenschaftsprofil auf, das die anspruchsvollen Zielwerte in sehr hohem Maße erfüllen und die Randbedingungen weitestgehend vermeiden kann. Im Folgenden kann auf dieser Kinematik aufgesetzt und die Federauslegung und daran abschließend ein Vergleich gegenüber der Verbundlenkerachse vorgenommen werden.

### 5.3 Federungs- und Dämpfungseigenschaften

Nachdem die Kinematikpunkte definiert sind, können die Positionierung der Aufbaufeder und -dämpfung vorgenommen werden. Ihre Lage ist dabei stark von dem zur Verfügung stehenden Bauraum im Demonstratorfahrzeug abhängig. Da dieser hinter der Radmitte durch die Verbundlenkerstruktur, den Reifen sowie den im Demonstratorfahrzeug vorhandenen Kraftstoffleitungen vorbehalten ist, wird der ursprünglich hinter der Radmitte liegende Dämpfer (s.a. Abbildung 3-7) nun vor die Radmitte versetzt und am Radträger ( $K$ ) angelenkt. Damit geht auch eine Reduktion der Dämpferübersetzung von ursprünglich 1.2 auf nun 0.9 einher (vgl. auch Abbildung A-9 (unten)).

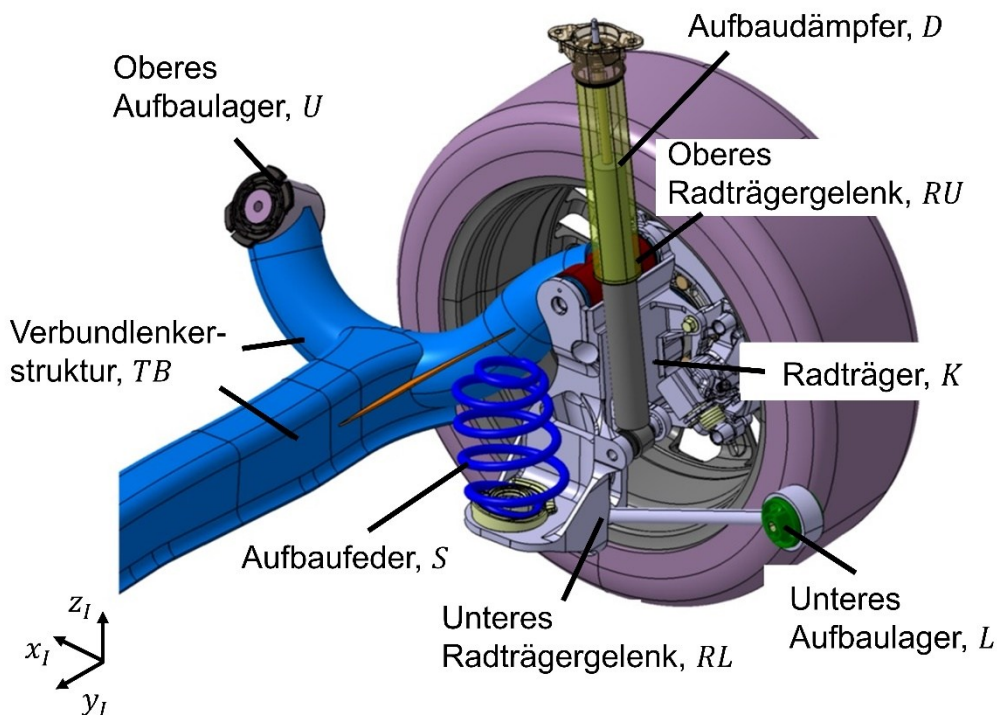


Abbildung 5-17: Konstruktive Umsetzung des Konzepts der MLTA unter Berücksichtigung der Feder- und Dämpferposition im zur Verfügung stehenden Bauraum

Die Aufbaufeder wird ebenfalls direkt am Radträger abgestützt. Aufbauseitig wird sie leicht exzentrisch auf dem hinteren Längsträger gelagert. Durch ihre Position auf der innenliegenden Seite des Radträgers, erzeugt sie in Kombination mit der Radaufstandskraft ein Gegenmoment zu dem aus der Seitenkraft resultierenden Moment. Dies führt zu einer Entlastung des oberen

Radträgergelenks bei Kurvenfahrt. Die konstruktive Umsetzung des Achskonzepts sowie die Positionierung der Aufbaufedern und -dämpfer wird in Abbildung 5-17 zusammengefasst. Zur Aufnahme des Dämpfers an seiner neuen Position sind Modifikationen am Radhaus des Demonstrators notwendig. Abbildung 5-18 zeigt, wie die Seitenwand des Prototyps mit einer Rohrgeometrie erweitert wird.

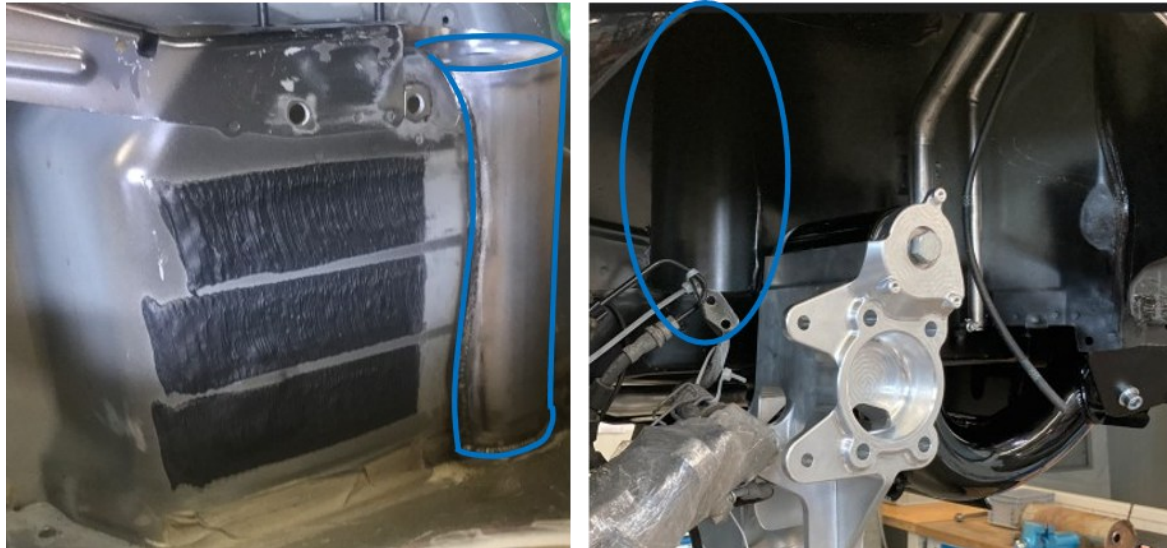


Abbildung 5-18: Modifikationen am Radhaus zur Integration der neuen Dämpferposition vor der Radmitte; Foto CP Tech GmbH

Wie bereits in Abschnitt 4.2 und in Tabelle A-1 des Anhangs gezeigt, sollen die MLTA sowie eine TBA in einem mit Ballastmassen ausgestatteten Demonstratorfahrzeug analysiert werden (Var. B und C). Um gleichzeitig die Vergleichbarkeit mit dem Serienfahrzeug (Var. A) zu gewährleisten, müssen für beide modifizierten Fahrzeuge neue Aufbaufedern und Dämpfer an der Vorder- und Hinterachse vorgesehen werden. Die vorliegende Feder- und Dämpfungsauslegung ist dabei ein Vorschlag der OEM-Partner, welche das Ziel haben, die Eigenfrequenzen und das Dämpfungsmaß des Serienfahrzeugs nachzubilden. Aus Gründen der Geheimhaltung werden jedoch lediglich die massebezogenen Werte der modifizierten Fahrzeugvarianten (Var. B und C) angegeben. Tabelle 5-3 zeigt die sich ergebenden Kenndaten für die Aufbaueigenfrequenzen und das Dämpfungsmaß sowie die wechselseitigen Federungseigenschaften bzgl. des teilbeladenen Zustands mit 2 Personen in der Front.

Die Daten aus Tabelle 5-3 sind mit den aus Kapitel 2.3.2 und Abschnitt 2.4.2 vorgestellten Methoden berechnet worden. In diesen Abschnitten werden auch die Literaturreferenzwerte für die jeweiligen Federungs- und Dämpfungseigenschaften vorgestellt. Werden diese mit den hier vorliegenden Werten verglichen, so fällt auf, dass die beiden modifizierten Fahrzeugvarianten mit einer Aufbaueigenfrequenz von  $>1.5$  Hz, einem Dämpfungsmaß von  $>0.5$  und einer Aufbauwankrate von  $<3^\circ/\text{g}$  für den betrachteten, teilbeladenen Zustand in einem sportlich abgestimmten Bereich liegen. Zudem lassen sich zwischen Var. B und C bzgl. der Eigenfrequenzen und des Dämpfungsmaßes einige kleinere Unterschiede ausmachen. So weist z.B. die Fahrzeugvariante mit MLTA in dem vorliegenden Beladungszustand eine ca. 0.1 Hz größere Aufbaueigenfrequenz an der Hinterachse auf. Demgegenüber fällt die Eigenfrequenz des hinteren Rades aufgrund der ca. 20 kg schwereren ungefederten Masse ca. 1 Hz geringer aus. Zusätzlich ist bei der mit MLTA ausgestatteten Fahrzeugvariante das Aufbaudämpfungsmaß leicht verringert. Zu den Erläuterungen dieser Unterschiede werden im

Folgenden die Federungseigenschaften über dem Radhub bzw. der Radgeschwindigkeit aufgetragen. Während Tabelle 5-3 also die quasi-statischen Kennwerte um die Nulllage, in diesem Fall um den Beladungszustand mit 2 Personen vorne, zeigt, geben die Plots aus Abbildung 5-19 die Federungs- und Dämpfungseigenschaften über einen weiten Arbeitsbereich der Radaufhängung wieder.

| <b>Massen-eigenschaften</b>              | Var. A      | Var. B   | Var. C   |
|------------------------------------------|-------------|----------|----------|
| Gesamtmasse<br>(2 Personen)              | ~1305 kg    | ~1625kg  | ~1645 kg |
| Gewichtsverteilung<br>vorne              | ~60 %       | ~53 %    | ~52 %    |
| Ungefederte Masse<br>vorne               | ~90kg       | ~ 90 kg  | ~90 kg   |
| Ungefederte Masse<br>hinten              | ~70 kg      | ~ 70     | ~90 kg   |
| Schwerpunktshöhe                         | ~580 mm     | ~500 mm  | ~500 mm  |
| <b>Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaß</b>  | Var. A      | Var. B   | Var. C   |
| Aufbaueigenfrequenz<br>vorne             | vertraulich | ~1.4 Hz  | ~1.4 Hz  |
| Aufbaueigenfrequenz<br>hinten            |             | ~1.5 Hz  | ~1.6 Hz  |
| Eigenfrequenz Rad<br>vorne               |             | ~13 Hz   | ~13 Hz   |
| Eigenfrequenz Rad<br>hinten              |             | ~14 Hz   | ~13 Hz   |
| Aufbaudämpfungsmaß<br>vorne              |             | ~ 0.5    | ~ 0.5    |
| Aufbaudämpfungsmaß<br>hinten             |             | 0.56     | 0.53     |
| <b>Wechselseitige Eigenschaften</b>      | Var. A      | Var. B   | Var. C   |
| Aufbauwankrate<br>(Ohne Reifenfeder)     | ~2.9 °/g    | ~2.7 °/g | ~2.6 °/g |
| Lasttransferverteilung<br>TLLTD vorne    | ~57 %       | ~52 %    | ~51 %    |
| Bezogener Lasttransfer<br>TLLTD/WD vorne | ~95 %       | ~99 %    | ~99 %    |

Tabelle 5-3: Federungs- und Masseneigenschaften der verschiedenen Fahrzeugvarianten mit Bezug zum teilbeladenen Zustand (2 Personen vorne)

Bei Betrachtung der Federungseigenschaften fällt sofort die steigende Eigenfrequenz bei Ausfederung auf. Diese ist ein Resultat abnehmender Masse sowie des bei Ausfederung steigenden Torsionswinkels im Ersatzdrehgelenk *RU* (s.a. Abbildung 5-13). In der Folge steigt

die Nebenfederrate etwa linear an. Ausgehend von der Designlage, in welcher die Nebenfederrate als Null angenommen wird, weichen die Eigenfrequenzen entsprechend ab. Dies lässt sich in Abbildung 5-19 auch daran erkennen, dass die Eigenfrequenzen der beiden Achsen bei ca. +10 mm, der Designlage (Messlast 2), in etwa übereinstimmen.

Bei den Dämpfungseigenschaften lassen sich größere Abweichungen erkennen. Während das Dämpfungsmaß bei der Variante mit MLTA um die Nulllage (s.a. Tabelle 5-3) und bei hohen Geschwindigkeiten leicht kleiner ausfällt als das von der TBA, ist dieses bei der MLTA, insbesondere bei mittleren Geschwindigkeiten, größer. Hier setzt der Knipunkt, der Umschaltpunkt zwischen Low- und High-Speed Dämpfung (s.a. Abbildung 2-16), erst bei leicht höheren Radgeschwindigkeiten (etwa 100 mm/s zu 140 mm/s) ein. Die Dämpfungseigenschaften von Var. B können trotz der gestiegenen Hinterachslast noch mit einem sportlichen Dämpfer aus dem Portfolio der beteiligten OEMs aufgefangen werden. Wie eingangs gezeigt (s.a. Abbildung 5-17), muss der Dämpfer bei der MLTA aus Bauraumgründen jedoch vor die Radmitte platziert werden. Die mit Reduktion der Übersetzung einhergehenden höheren Anforderungen an den Dämpfer können dann nur noch mit härteren Tuningdämpfern realisiert werden. Die vom Hersteller gemessene Kennlinie ist in Tabelle A-7 des Anhangs dargestellt.

Um eine Kollision mit dem Aufbau und dem beweglichen Radträger zu vermeiden, ist gleichzeitig der Durchmesser des Dämpferrohrs auf 40 mm begrenzt. Ein hohes Druckniveau in einem Dämpfer kann gemäß [43] zu einem schlechten Ansprechverhalten aufgrund der trägen Ventilfeuern bei stoßartigen Anregungen führen. Da im Rahmen dieser Arbeit jedoch keine umfangreiche Dämpferabstimmung durchgeführt werden kann, wird das Ziel verfolgt, nachzuweisen, dass sich die Hinterachse bzw. ihr Dämpfer in einem auslegbaren Bereich befinden, sodass darauf aufbauend dann in zukünftigen Arbeiten eine finale Dämpferabstimmung erfolgen kann.

Bei den wechselseitigen Eigenschaften weisen Var. B und C ein ähnlich sportliches Verhalten auf. Beide zeigen für den bezogenen Lasttransfer (TLLTD/WD) einen Wert von fast 100 % auf, was einer nahezu neutralen mechanischen Balance entspricht. Im Vergleich zum unveränderten Serienfahrzeug (Var. A) entspricht dies einer Steigerung von etwa 4 %, was aufgrund der bei den modifizierten Fahrzeugvarianten vorliegenden, fast neutralen Gewichtsverteilung und der damit einhergehenden Reduktion des Eigenlenkgradienten gewünscht ist (s.a. *EG* in Gleichung (2.13)). Die leichte Erhöhung der mechanischen Balance wird dabei mit einer Versteifung des vorderen Stabilisators erreicht. Auf diese Weise wird den gestiegenen Hinterachslasten Rechnung getragen und etwaige Festigkeitsrisiken an den Verbundlenkerstrukturen vermieden. Hier ist vor allem der Lastfall „Extreme Kurvenfahrt“ maßgeblich, bei welchem es unter maximaler Hinterachslast zu einem Abheben des kurveninneren Rades kommt. Neben einer hohen Querkraft ist der Lastfall ebenfalls durch eine starke Verwindung geprägt. Das dazugehörige Spannungsbild wird in Abbildung 5-20 dargestellt. Dieses ist mit dem aus Abbildung 5-11 (oben) gezeigten FE-Modell bestimmt worden.

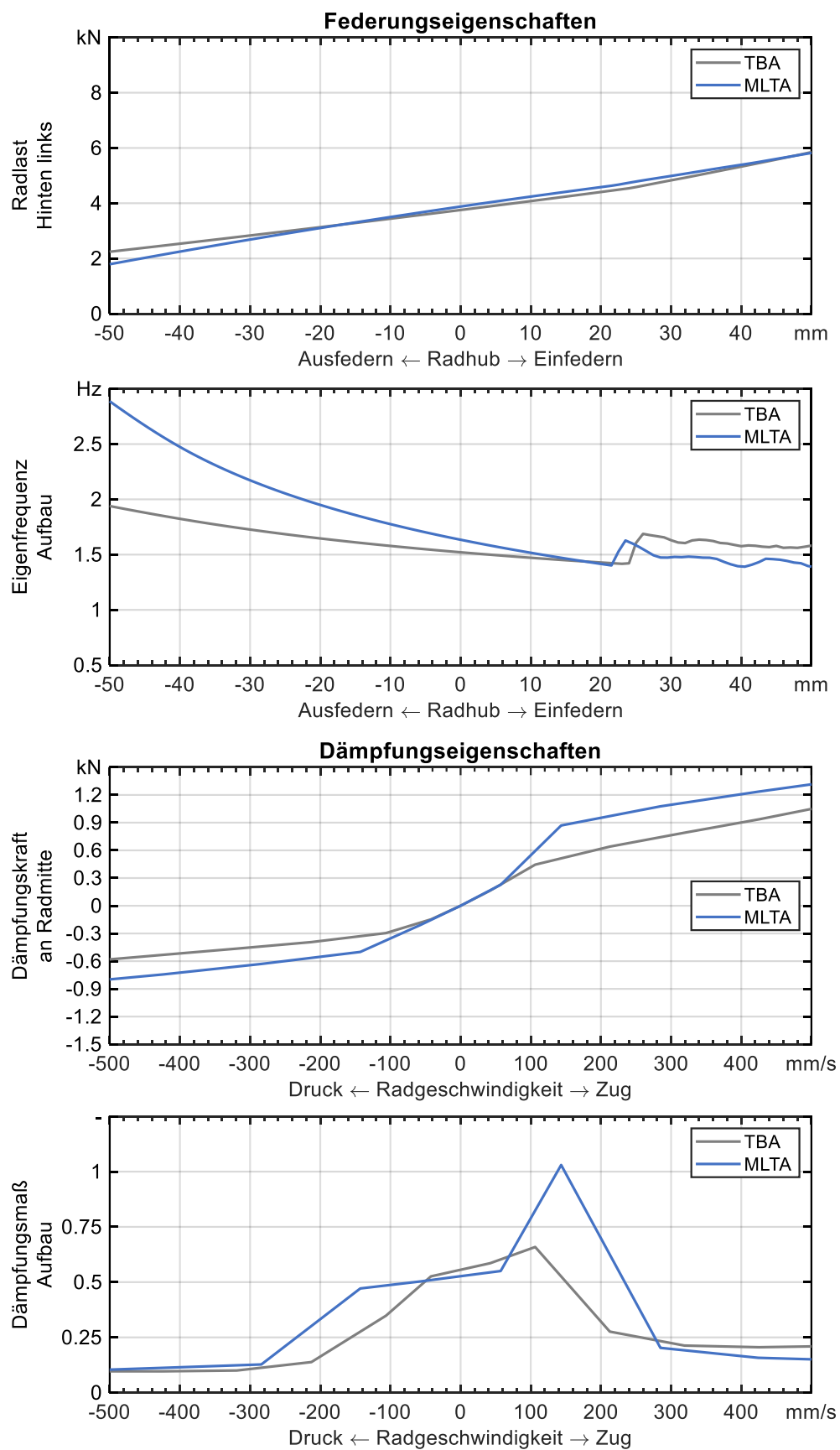


Abbildung 5-19: Simulativ ermittelte Federungs- und Dämpfungseigenschaften für die beiden modifizierten Fahrzeugvarianten

Es lässt sich erkennen, dass die in diesem Lastfall auftretenden Spannungen bereits zum Teil die zulässige Streckgrenze des Querträgers (Material: S550 MC) leicht überschreiten. Eine Verringerung der Torsionssteifigkeit des MLTA-Querträgers würde dies noch einmal verschärfen. Als Konsequenz der gestiegenen vorderen Stabilisatorsteifigkeit wird jedoch die bereits sportlich ausgelegte Aufbauwankrate noch einmal um ca. 10 % gegenüber dem Serienfahrzeug versteift. Wie sich diese Designentscheidungen und Randbedingungen bzgl. der Federungs- und Dämpfungseigenschaften im Gesamtfahrzeug auswirken, wird in Abschnitt 5.4 weitergehend untersucht.

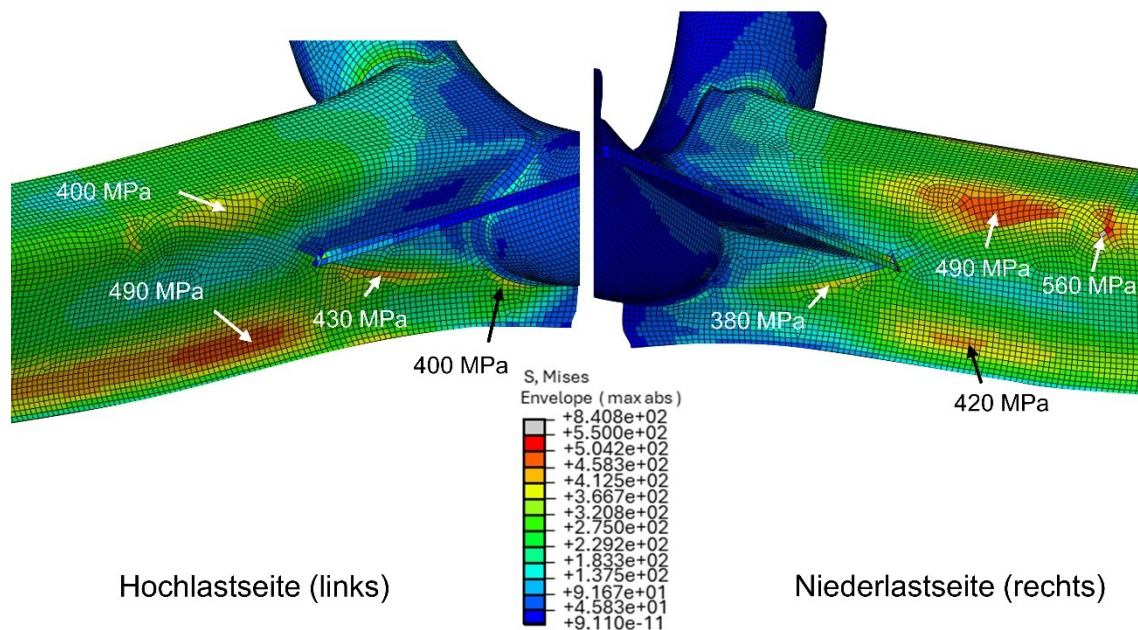


Abbildung 5-20: FE-Berechnung der MLTA Verbundlenkerstruktur für den Lastfall „Extreme Kurvenfahrt“

## 5.4 Eigenschaftsprofil im Vergleich zur Verbundlenkerachse

Nachfolgend werden die sich ergebenden elastokinematischen Eigenschaften der MLTA mit denen der Verbundlenkerachse verglichen. Dazu werden auf die in Abschnitt 5.2 vorgestellte Kinematikpunktoptimierung sowie die in Abbildung 5-11 (oben) dargestellten Berechnungsmodellen zurückgegriffen. Mit Hilfe dieser ergeben sich schließlich die in Abbildung 5-21 gezeigten elastokinematischen Eigenschaften. Die Angaben sind dabei auf den jeweiligen Messwert der Verbundlenkerachse (TBA) normiert. Die Ausnahme bildet die Sturznachgiebigkeit, welche mit 100 % auf den Zielwert einer Mehrlenkerachse (s.a. Abschnitt 3.2) skaliert wird. Sollten zwischen der TBA und der MLTA unterschiedliche Vorzeichen auftreten, gelten die in Abschnitt 2.2 definierten Richtungen.

Wie stark die Wechselwirkungen der elastokinematischen Kennwerte untereinander ausfallen, lässt sich gut am Beispiel der Schrägfederung ausmachen. Wie bereits in Abschnitt 5.2 dargelegt wurde, kann durch die optimierte Kinematik der MLTA ein positives Ausweichen des Rades bei Hindernisüberfahrt erreicht werden. Dieses Verhalten ist insbesondere vor dem Hintergrund der erhöhten Quer- bzw. Sturznachgiebigkeit der Achse sinnvoll. Wie in Abbildung 5-11 (unten) und in [176] gezeigt, können dann insbesondere die Lagersteifigkeiten an  $U$  im Hinblick auf das laterale Verhalten optimiert werden. Als Konsequenz der optimierten lateralen

Steifigkeiten weist die MLTA dann in longitudinaler Richtung lediglich eine geringe Elastizität auf. Hier werden nur etwa 60 % des Wertes der TBA erreicht. Wie in Abbildung 3-8 verdeutlicht, liegt seinerseits auch dem Wert der TBA ein Zielkonflikt aus Quer- und Längsverhalten zu Grunde, weshalb die Längsnachgiebigkeit der MLTA hier als suboptimal eingeordnet werden sollte. Inwieweit die positive Schrägfederung der MLTA jedoch die geringe Längsnachgiebigkeit, insbesondere beim Überfahren von Hindernissen, kompensieren kann, wird in Abschnitt 5.4 weitergehend untersucht.

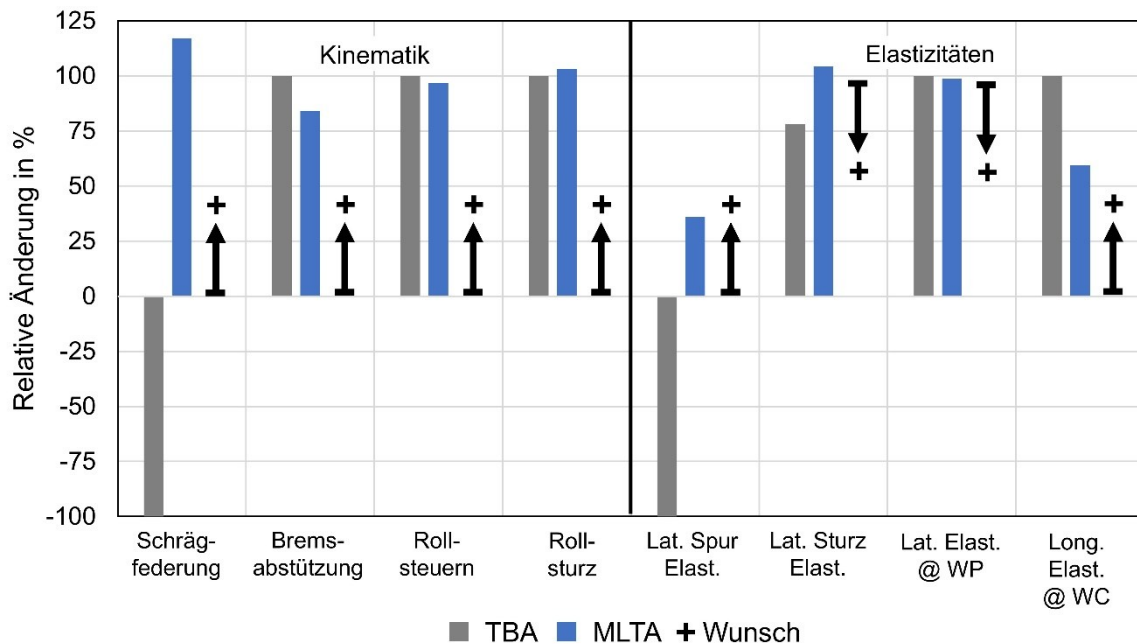


Abbildung 5-21: In Simulation ermittelte KnC-Eigenschaften von MLTA und TBA im Vergleich, Beladungszustand 2 Personen vorne

Hinsichtlich der Bremsabstützung werden in dem zur Verfügung stehenden Bauraum und den kinematischen Randbedingungen, wie dem zulässigen Drehwinkel an  $RU$ , ca. 85 % des Wertes der TBA erreicht. Aufgrund der sich verändernden Lage des  $IC$  ist die Bremsabstützung stärker vom Beladungszustand abhängig, als dies bei der TBA der Fall ist (s.a. Abbildung A-9). Für den hier betrachteten Beladungszustand mit zwei Personen vorne, liegen die wechselseitigen Kenngrößen hinsichtlich des Rollsteuerns und des Rollsturzes auf dem wünschenswerten Niveau der TBA. Der Spurgradient zeigt jedoch ebenfalls eine stärkere Abhängigkeit von dem Beladungszustand (s.a. Abbildung A-10). Bei maximaler Achslast fällt der Wert etwa auf 50 % ab, wohingegen dieser bei der TBA auf etwa 125 % des Referenzwertes ansteigt. Dies liegt an der Anstellung der Wankmomentanachse der Verbundlenkerstruktur  $a_{OWT}$  begründet. Im Falle der TBA befindet sich der Schubmittelpunkt des Querträgerprofils in der Seitenansicht oberhalb des Aufbau-lagers (s.a. Abbildung 2-3), bei der MLTA unterhalb (s.a. Abbildung 4-2). Bei Zunahme der Beladung und der daraus resultierenden Einfederung nimmt die Anstellung bei der TBA zu, bei der MLTA hingegen ab. Da mit der Zunahme der Beladung in der Regel auch die Hinterachslast überproportional ansteigt, verschiebt sich in der Folge der Aufbauschwerpunkt in Richtung Hinterachse. In der Konsequenz erhöht sich die Übersteuertendenz (vgl. Gleichung (2.13)). Eine Zunahme des Rollsteuerns infolge der Beladungsänderung ist somit wünschenswert. Dieses Verhalten sollte in künftigen Arbeiten weiter beobachtet werden, ggf. muss der wechselseitige Spurgradient in Konstruktionslage weiter erhöht werden.

Hinsichtlich der Elastizitäten in lateraler Richtung lässt sich bei der MLTA, wie erwartet, die natürliche Vorspur Tendenz unter Seitenkraft ausmachen. Mit etwa 35 % vom Referenzwert der TBA fällt diese jedoch betragsmäßig niedrig aus, was auch eine Konsequenz aus der Optimierung der angestellten Aufbaugummilager ist. In [176] wird gezeigt, dass die Verbesserung der Sturz- und Seitennachgiebigkeit einen gegenläufigen Effekt auf die Vorspur Tendenz ausüben können. Als Konsequenz werden bei der MLTA eine höhere Sturz- und Seitensteifigkeit auf Kosten der Vorspur Tendenz erzielt. Trotz der Vielzahl an Maßnahmen (Anstellung der Lager  $U$ , Maximierung der Steifigkeit an  $RU$ , Einsatz steiferer Radlager) wird der Zielwert bzgl. der Sturznachgiebigkeit einer Mehrlenkerachse mit 105 % dennoch überschritten. Zum Vergleich: Der Messwert der TBA liegt hier bei etwa 80 %. Hinsichtlich der Seitensteifigkeit liegen beide Achsen auf etwa demselben Niveau.

Insgesamt weist die MLTA auf Achsebene ein vielversprechendes Eigenschaftsprofil auf. So konnte über den gesamten Beladungsbereich eine positive Bremsabstützung umgesetzt werden. Auch die wechselseitigen Spur- und Sturzgradienten liegen insgesamt auf einem vergleichbaren Niveau wie die Werte der Verbundlenkerachse. Die befürchteten Nachteile hinsichtlich der Sturznachgiebigkeit konnten mit elastokinematischen Maßnahmen in einem akzeptablen Bereich gehalten werden. Gleichzeitig ergeben sich daraus jedoch auch Kompromisse hinsichtlich der Längselastizität. Hier wird versucht, diese mit einer positiven Schrägfederung zu kompensieren. Weiterhin gehen mit dem konzeptbedingten virtuellen Längspol stärkere Änderungen der kinematischen Eigenschaften einher. Wie sich diese Kompromisse in der Auslegung auf das Komfortempfinden der Insassen auswirkt, soll im Folgenden auf der Gesamtfahrzeugebene untersucht werden.

## **6 Analyse des Achskonzepts im Gesamtfahrzeug**

Während in Abschnitt 5 die elastokinematischen Eigenschaften des neuen Hinterachskonzepts auf Achsebene ausgelegt wurden, soll im Folgenden der Einfluss auf das Fahrverhalten analysiert werden. Dazu sollen die bereits in Abschnitt 4.2 vorgestellten Fahrzeugvarianten (Var. A, B und C) miteinander verglichen werden. Die Untersuchung des Fahrverhaltens auf Gesamtfahrzeugebene erfolgt dabei mithilfe simulativer sowie experimenteller Versuche. Da die Vermeidung eines unangenehmen Bremsnickverhaltens eine grundlegende Randbedingung für das Konzept der MLTA darstellt (s.a. Abschnitt 4), soll zunächst das Bremsverhalten auf ebener Fahrbahn simulativ untersucht werden. Im Zuge dessen wird auch das verwendete Simulationsmodell vorgestellt. Anschließend erfolgt die objektive Bewertung des Fahrkomforts auf unebener Fahrbahn sowie bei Überfahrt von Einzelhindernissen im Realversuch. Dazu werden im Vorfeld zunächst die Instrumentierung des Messfahrzeugs sowie die Parametrierung des Sitz-Mensch Ersatzmodells vorgestellt.

### **6.1 Verhalten bei ebener Bremsung**

#### **6.1.1 Volfahrzeugmodell**

Das für die Simulation verwendete Volfahrzeugmodell ist mit der kommerziellen Software ADAMS/Car aufgebaut worden. Es basiert auf den von den OEM-Partnern zur Verfügung gestellten Subsystemen und Funktionsdaten (z.B. Gummilagerkennlinien) und ist gemeinsam mit dem Labor für Fahrwerk und Simulationstechnik (FST) der TH Köln an die Aufgabenstellung angepasst worden. Abbildung 6-1 zeigt das mit der MLTA ausgestattete MKS-Modell. Während das Modell des Serienfahrzeugs (Var. A) gegenüber den Modellen des Herstellers unverändert bleibt, werden für die modifizierten Fahrzeugvarianten Ballastmassen gemäß ihrer Position im Demonstratorfahrzeug hinzugefügt (s.a. Abbildung 4-8 und Abbildung 6-1 (blau)). Für Variante C wird darüber hinaus das Subsystem der Verbundlenkerachse mit dem der MLTA ausgetauscht. Die Elastizitäten werden analog zu Abbildung 5-11 (oben) erneut mit Balkenelementen abgebildet.

Bei den Reifenmodellen kommen zwei verschiedene Formulierungen zum Einsatz. Für die Untersuchung des Fahrverhaltens in Längsrichtung werden auf Pacejka-Reifenmodelle (Magic-Formula) zurückgegriffen. Dieses stellt einen rein formel- und parameterbasierten Ansatz dar und arbeitet mit einem quasi-stationären Ein-Punkt-Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn zur Beschreibung des klassischen Profilteilchenmodells (s.a. [177]). Die Pacejka-Reifen sind am FST mithilfe von Versuchsdaten parametrisiert worden (s.a. [178]). Neben dem Magic Formula Ansatz wird in dieser Arbeit daher auch das von der cosin scientific software AG vertriebene F-Tire Reifenmodell verwendet. Bei diesem werden über den Umfang des Reifens mehrere sogenannte Belt-Elemente verteilt, welche wiederum mit unterschiedlichen Feder-, Dämpfer- und Reibelementen gegenüber der Felge gelagert werden [179]. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Nachbildung der Reifendeformation bei komplexen Kontaktbedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn, insbesondere auch beim Überfahren von Einzelhindernissen. Für die FTire-Reifen wurde ein Modell aus der ADAMS-Datenbank verwendet, welches mit Erfahrungswerten der OEMs bedatet wurde.

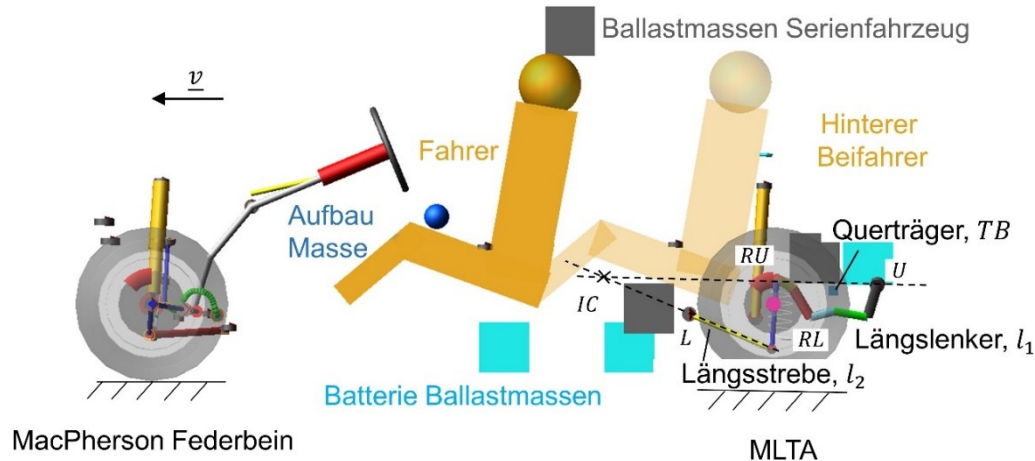


Abbildung 6-1: In der Mehrkörpersimulation verwendetes Vollfahrzeugmodell für Variante C

### 6.1.2 Analyse des Bremsnickverhaltens

Wie in Abschnitt 1.1 und 4 definiert, ist es eine zentrale Anforderung an das Konzept der MLTA, trotz des vergrößerten Bauraumangebots unangenehme Nickwinkel infolge des Bremsens zu vermeiden. Um dies nachzuweisen und gleichzeitig auch den in Abschnitt 5.2 gezeigten Einfluss des beweglichen Längspols bei instationären Anregungen zu untersuchen, werden mit dem in Abbildung 6-1 dargestellten MKS-Modell Bremsmanöver auf ebener Fahrbahn durchgeführt. Dazu werden die drei Fahrzeugvarianten (Var. A, Var. B und Var. C) aus 100 km/h mit je 0.3 g, 0.5 g, 0.7 g und 0.9 g verzögert. Als Beladungszustand wird die Last in Konstruktionslage (Messlast 2) ausgewählt. Der Abbremsvorgang geschieht mittels eines sprungförmigen Verzögerungssignals. Die Bremsung beginnt bei  $t=2$  s und wird mit einer Rampenzeit von 0.1 s auf den entsprechenden Zielwert erhöht. Da im vorhandenen Modell keine Bremskraftregelung integriert ist, wird zur Näherung eine ideale Verteilung der Bremskraft  $\chi_B$  (s.a. Gleichung (2.1)) zwischen der Vorder- und Hinterachse angenommen. Die Gegenüberstellung der idealen Bremskraftverteilung für die drei Fahrzeugvarianten erfolgt in Abbildung A-11.

Abbildung 6-2 (oben) stellt das Eingangssignal der Verzögerung sowie den damit einhergehenden Verlauf des Nickwinkels exemplarisch für eine Abbremsung mit 0.7 g dar. Ausgewertet werden zum einen der sich einstellende stationäre Nickwinkel  $\vartheta_{stat}$ , bei dem die Schwingung wieder abgeklungen ist, sowie die maximale Nickwinkelüberhöhung  $\vartheta_{OS}$ , welche gegenüber dem Stationärwert gemessen wird. Im unteren Teil werden die beiden Messgrößen für alle betrachteten Verzögerungen gegenübergestellt. Bezüglich der stationären Nickwinkel fällt auf, dass beide mit Zusatzmasse versehenen Varianten einen niedrigeren Messwert aufweisen, als dies bei dem Serienfahrzeug (Var. A) der Fall ist. Dies liegt in der nun fast paritätischen Gewichtsverteilung (vgl. auch Tabelle A-1), dem niedrigeren Schwerpunkt ( $h_C$ ) und der damit einhergehenden, nach hinten verschobenen Bremskraftverteilung ( $\chi_{b,r}$ ) begründet (vgl. Gleichung (2.1) und Abbildung A-11). Werden lediglich die modifizierten Fahrzeugvarianten (Var. B und C) untereinander verglichen, so zeigt sich, dass die MLTA im betrachteten Verzögerungsbereich stets einen leicht höheren Nickwinkel aufweist. Dies ergibt sich aufgrund der niedrigeren Bremsabstützung im Vergleich zur Verbundlenkerachse und ist ein Ergebnis der Wechselwirkungen unter den gewichteten Zielwerten im Optimierungsprozess (s.a. Abschnitt 5.2.1 und Abbildung A-4).

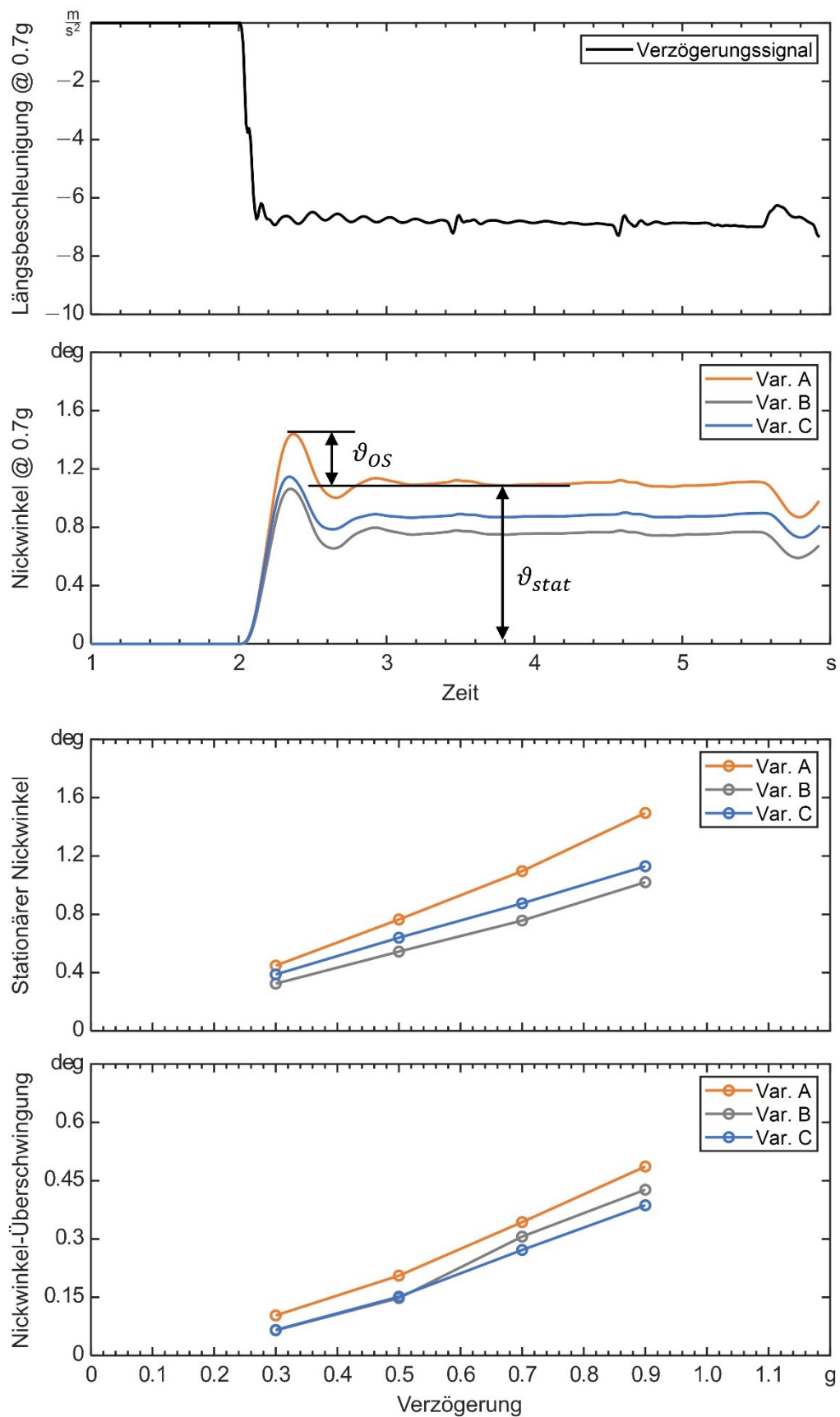


Abbildung 6-2: Bremsnicken. Oben: Zeitverlauf Verzögerung und Nickwinkel bei 0.7g. Unten: Nickwinkel Stationärwert und Überschwingung für verschiedene Verzögerungen

Bei Betrachtung der Nickwinkelüberhöhung fällt auf, dass erneut Var. A die größten Messwerte aufweist. Auch hier ist dies auf die höhere Schwerpunktlage zurückzuführen. Die Nick-Überschwingungen von Var. B und C fallen bei niedrigen bis mittleren Verzögerungen fast identisch aus. Bei starker Abbremsung (0.7 g und 0.9 g) fällt die Überhöhung an Var. B im Vergleich zu Var. C stärker aus. Wird diese Beobachtung mit dem zeitlichen Verlauf des Nickwinkels bei 0.7g (s.a. Abbildung 6-2) abgeglichen, lassen sich bei Var. B die stärker ausgeprägte Überhöhung und das Nachschwingen im Bereich des Maximums erkennen. Da die Unterschiede erst bei größeren Verzögerungen sichtbar werden, deutet dies auf eine stärkere Dämpfung der MLTA bei höheren vertikalen Radgeschwindigkeiten hin (vgl. auch Abbildung 5-19 (unten)).

Insgesamt lässt sich für die gezeigte Untersuchung festhalten, dass sich mit dem Konzept der MLTA ein zufriedenstellendes Bremsnickverhalten einstellen lässt. Die stationären Nickwinkel sind mit dem hier ausgewählten Satz an Kinematikpunkten gegenüber der Verbundlenkerachse (Var. B) leicht erhöht. Jedoch zeigt sich auch, dass diese Unterschiede im Vergleich zu den Einflüssen der Massenverteilung und Schwerpunktlage untergeordnet sind. Die beiden mit Ballastmassen ausgestatteten Fahrzeuge weisen gegenüber dem Serienfahrzeug sowohl bzgl. des stationären als auch der Nickwinkel-Überhöhung eine deutlich niedrigere Nickbewegung auf.

## 6.2 Verhalten infolge vertikaler Anregungen

Wie in den vorangegangenen Abschnitten vorgestellt, weist die MLTA auf Achsebene einige Besonderheiten auf. Insbesondere sind hier das Umschwingen des Längspols hinter die Radmitte (s.a. Abbildung 5-9), die erhöhten Nebenfederraten beim Ausfedern (s.a. Abbildung 5-17) und die positive Schrägfederung bei gleichzeitig niedriger Längsnachgiebigkeit (s.a. Abbildung 5-21) von Interesse. Um diese Eigenschaften zu untersuchen, werden Gesamtfahrzeugversuche bei unterschiedlichen vertikalen Anregungen durchgeführt. Zunächst wird dazu das Demonstratorfahrzeug und dessen Instrumentierung vorgestellt. Anschließend werden auf Basis der in Abschnitt 2.4.5 gezeigten Vorgehensweise die verwendeten Sitz-Mensch Ersatzsysteme eingeführt. Diese basieren jeweils auf einem Ein-Massen Schwinger und dienen zur Nachbildung der Schwingungen des Oberkörpers in vertikaler (Sitzkissen) und longitudinaler Richtung (Rückenlehne) (s.a. Abschnitt 2.4.4). Mit diesen ist die objektive Bewertung des Komforts möglich. Die Evaluation erfolgt anhand der ballastierten Varianten B (TBA) und C (MLTA). Ergebnisse zum Serienfahrzeug (Var. A) sind, auch aus Gründen der Geheimhaltung, nicht Gegenstand dieser Untersuchung. Die Bewertung des Komforts erfolgt für die Überfahrt von zwei Fahrbahnoberflächen mit unterschiedlichen Rauigkeiten und dem Passieren eines Einzelhindernisses. Die Beurteilung des Komforts und der Achseigenschaften geschieht in Abhängigkeit der gefahrenen Manöver, weshalb zunächst Ergebnisse für die Fahrten auf den unebenen Fahrbahnen und anschließend die Überfahrt über das Einzelhindernis thematisiert werden. Alle Realversuche werden auf dem Ford Testgelände im belgischen Lommel („Lommel Proving Ground“) durchgeführt. Dem Anhang ist daher ein Plan von dem Gelände angefügt (s.a. Abbildung A-12). Für die Fahrt über die unebenen Straßenoberflächen sind die Komfortstrecken 11 und 14 maßgeblich, während die Einzelereignisse auf dem Streckenabschnitt 4 durchgeführt werden. Unterstützend zu den Gesamtfahrzeugversuchen kommt das MKS-Modell (s.a. Abbildung 6-1) zum Einsatz, welches weiterführende Rückschlüsse über das Verhalten der MLTA im Gesamtfahrzeug erlaubt.

### 6.2.1 Messfahrzeug

Das Demonstratorfahrzeug wird nach entsprechenden Umbaumaßnahmen (s.a. Abbildung 5-18) mit den bereits in Abschnitt 4.2 und Abbildung 4-8 gezeigten Ballastmassen ausgestattet. Neben diesen muss der Demonstrator selbstverständlich auch in der Lage sein, die MLTA aufzunehmen. Abbildung 6-3 stellt dazu exemplarisch einen in das Demonstratorfahrzeug eingebauten MLTA-Prototypen dar. Um einen objektiven Vergleich sicherzustellen, werden die Demonstratorfahrzeuge darüber hinaus mit diversen Sensoren ausgestattet (s.a. Abbildung 6-3). An dieser Stelle soll sich lediglich auf die für diese Arbeit besonders relevanten Instrumente beschränkt werden. Zur Messung der Aufbaubeschleunigungen an den jeweils interessanten Messpunkten sind hier vor allem die triaxialen Sensoren an der Sitzschiene (Typ: PCB triaxial accelerometer), die uniaxialen Sensoren an den Federbein- und Dämpferaufnahmen (Typ: Kistler MEMS 8315a) und die Trägheitsmesseinheit (IMU) (Typ: OXTS RT2502) von Bedeutung. Hinzu kommen Seilzugpotentiometer (Typ: ASM LG 1000 mm), welche die Messung der relativen Bewegung des Rades zum Aufbau ermöglichen. Die Erfassung der Daten wird dabei von einem Onboard-System verwaltet und kann direkt von den Testfahrenden gestartet werden (s.a. [180]). Als Abtastrate für die Messung werden für die Beschleunigungssensoren und die Seilzugpotentiometer 250 Hz genutzt. Die Signale der IMU werden mit 50 Hz erfasst.

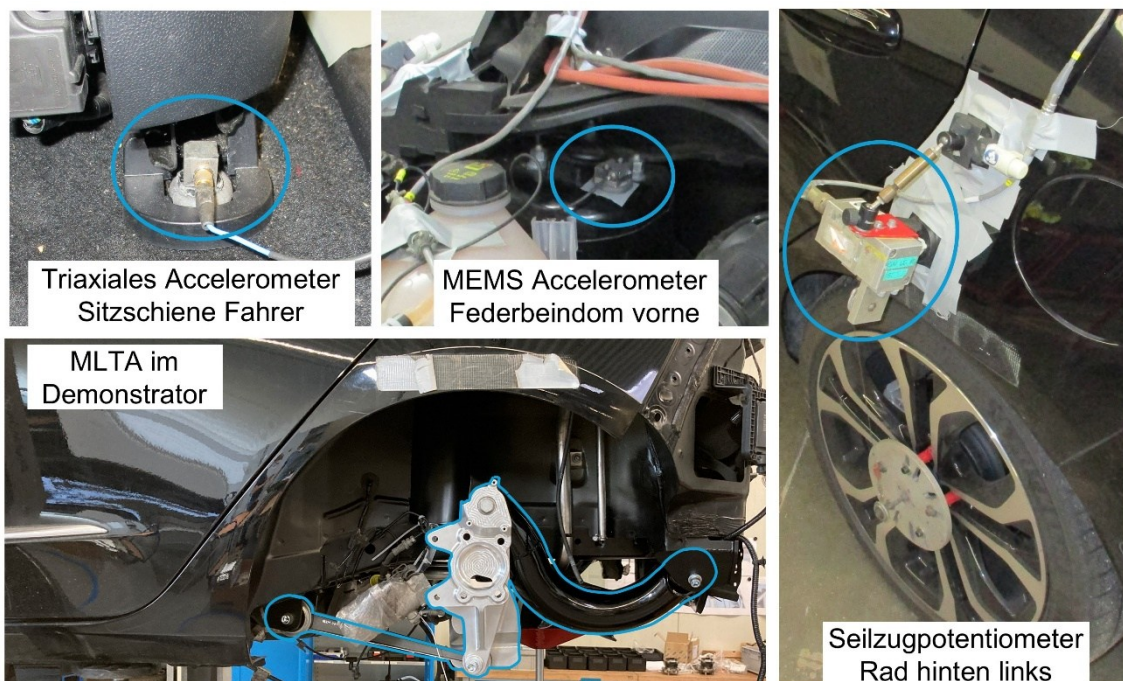


Abbildung 6-3: Instrumentierung des Demonstratorfahrzeug und Integration der MLTA-Prototypenachse in das Demonstratorfahrzeug; Fotos Ford Lommel Proving Ground und CP Tech GmbH

Da das Signal der IMU darüber hinaus nur in gefilterter Form vorliegt, werden die Winkelbeschleunigungen des Aufbaus aus den an den oberen Dämpferlagern gemessenen vertikalen Beschleunigungen ( $a_{TM,z}$ ) berechnet. Gleichung (6.1) zeigt die näherungsweise Ermittlung. Da die Beschleunigungen lediglich in z-Richtung vorliegen, wird die Gierwinkelbeschleunigung vernachlässigt:

$$\ddot{\varphi}_B(t) \approx \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{a_{TM,f,ri,z}(t) - a_{TM,f,le,z}(t)}{b_{TM,f}} + \frac{a_{TM,r,ri,z}(t) - a_{TM,r,le,z}(t)}{b_{TM,r}} \right) \quad (6.1)$$

$$\ddot{\vartheta}_B(t) \approx \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{a_{TM,f,le,z}(t) - a_{TM,r,le,z}(t)}{l_{TM}} + \frac{a_{TM,f,ri,z}(t) - a_{TM,r,ri,z}(t)}{l_{TM}} \right)$$

Da für beide Rotationsrichtungen (Roll-  $\ddot{\varphi}_B$  und Nickbeschleunigung  $\ddot{\vartheta}_B$ ) jeweils zwei Sensorpaare zur Verfügung stehen, wird der Mittelwert aus beiden Paaren ermittelt. Geometrisch sind dazu jeweils der laterale ( $b_{TM}$ ) und longitudinale Abstand ( $l_{TM}$ ) der Domlager maßgeblich. Auf diese Weise wird der Einfluss von Störgrößen, wie zum Beispiel die Elastizität der Karosserie, minimiert. Die notwendigen Positionen der Sensoren werden in Tabelle A-8 des Anhangs zusammengefasst. Zusätzlich zeigt Abbildung 6-4 exemplarisch den Vergleich zwischen einer berechneten und der mit IMU gemessenen Rollwinkelbeschleunigung während der Fahrt über eine unebene Straße.

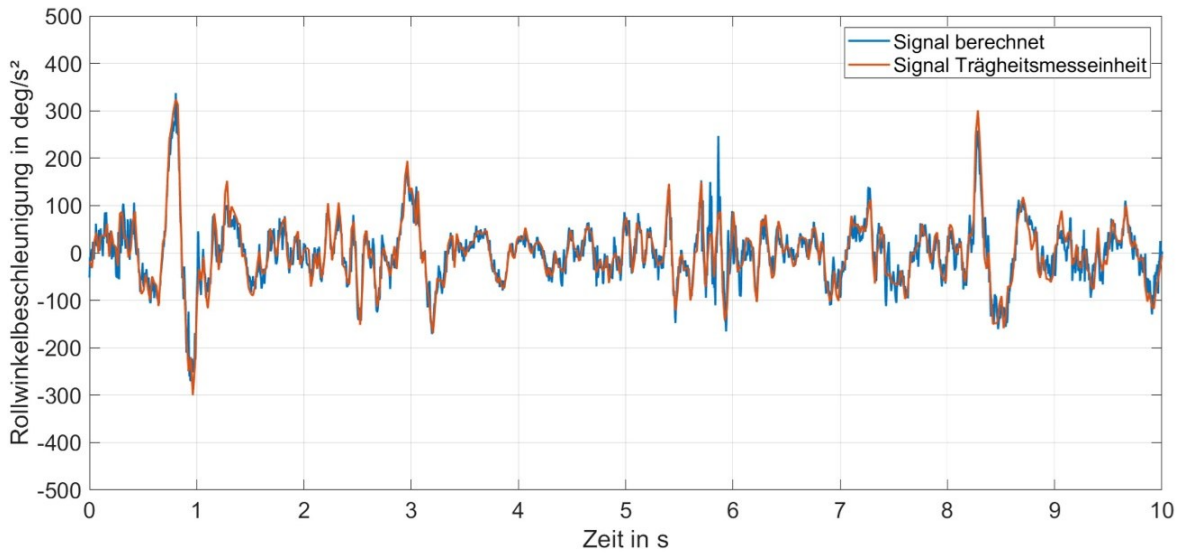


Abbildung 6-4: Abgleich zwischen berechneter und gemessener Winkelbeschleunigung

Die aus Gleichung (6.1) bestimmten Winkelbeschleunigungen können zusammen mit den drei translatorischen Signalen des Accelerometers an der Sitzschiene ( $\underline{a}_{St}$ ) sowie den geometrischen Daten aus der Tabelle A-8 zur Berechnung der Beschleunigung an den Schnittstellen zum Sitz-Mensch Ersatzsystem herangezogen werden. So ergibt sich unter Vernachlässigung der Kreiselbeschleunigungen exemplarisch für die Beschleunigung an der Hüfte ( $\underline{a}_{Hip}$ ):

$$\underline{a}_{Hip}(t) \approx \underline{a}_{St}(t) + \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_B(t) \\ \ddot{\vartheta}_B(t) \\ 0 \end{bmatrix} \times \underline{r}_{St,Hip} \quad (6.2)$$

Diese dienen anschließend als Eingangsgrößen des Sitz-Mensch Ersatzsystems und können mit Gleichung (2.38) und den in Abschnitt 6.2.2 gezeigten Übertragungsfunktionen verrechnet werden. Die sich ergebenden Ausgangssignale des Sitz-Mensch Ersatzsystems werden zur objektiven Beurteilung des Fahrkomforts schließlich mit der menschlichen Empfindung gewichtet (s.a. Abschnitt 2.4.5).

Zusätzlich zu den Beschleunigungen werden die Bewegungszustände der einzelnen Räder relativ zum Aufbau über vier Seilzugpotentiometer vermessen ( $\Delta z_{STP}$ ). Mit Kenntnis der vorliegenden Einfederungszustände und -geschwindigkeiten kann weiterführend eine Abschätzung über die im Fahrversuch auftretenden Federungs- und Dämpfungseigenschaften gemacht werden (s.a. Abschnitt 2.4.2). Da bei der Überfahrt von Unebenheiten jedoch eine allgemeine Bewegung aus gleich- ( $s_{WC,z,PWT}$ ) und wechselseitiger Bewegung ( $s_{WC,z,OWT}$ ) vorliegt, müssen ihre Anteile zunächst aus den Sensordaten separiert werden. Gleichung (6.3) zeigt dies am Beispiel für die Hinterräder:

$$s_{WC,z,PWT}(t) \approx \frac{1}{2} \cdot (\Delta z_{STP,r,le}(t) + \Delta z_{STP,r,ri}(t))$$

$$s_{WC,z,OWT}(t) \approx \frac{b_{WP,r}}{b_{STP,r}} \cdot \Delta z_{STP,r,le}(t) - s_{WC,z,PWT}(t)$$
(6.3)

Während der relative parallele Radhub somit als Mittelwert aus rechter und linker Radbewegung verstanden werden kann, wird der wechselseitige Hub am linken Rad über die Abweichung zu diesem Mittelwert gebildet. Hinzu kommt das Verhältnis der hinteren Spurweite und der Spurweite der Seilzugpotentiometer  $b_{WP,r}/b_{STP,r}$ . Dieses gibt die Übersetzung des Seilzugpotentiometers gegenüber der Radmittenspur an. Wie sich anhand von Abbildung 6-3 erkennen lässt, sind diese an der Außenseite der Räder angebracht. Die Vergrößerung der Spurweite des Seilzugpotentiometers wird hier aufgrund der Reifenbreite (etwa 200 mm) und einem Offset des Potentiometers von etwa 50 mm zum Reifen mit etwa 300 mm angenommen. Die Ableitung der beiden Kenngrößen nach der Zeit ergibt schließlich die gleich- und wechselseitige Radgeschwindigkeit, welche für die Betrachtung der Dämpfungseigenschaften maßgeblich sind. Um ein ausgeprägtes Rauschen infolge der Differentiation zu vermeiden, wird das Resultat noch mittels eines Tiefpassfilters (< 30 Hz) gefiltert.

## 6.2.2 Sitz-Mensch Ersatzmodell

Da das Versuchsfahrzeug nicht mit Beschleunigungssensoren an den Schnittstellen zwischen Sitz und Mensch ausgestattet ist, werden der Einfachheit halber auf Ein-Massen Schwinger Modelle zur Nachbildung des Sitz-Mensch Ersatzsystems zurückgegriffen. Die Schwingungsübertragung zwischen Aufbau und Sitz-Menschmodell findet dabei in vertikaler Richtung an der Hüfte (H-Punkte) und in Längsrichtung an der Rückenlehne statt. Als Eingangssignale dienen jeweils die mit Gleichung (6.2) abgeschätzten Beschleunigungen. Es wird dabei von ungekoppelten Schwingungen ausgegangen. Die hier verwendeten Schwingungsparameter der jeweiligen Sitz-Mensch Ersatzsysteme werden in Tabelle 6-1 zusammengefasst.

Im Folgenden soll kurz auf die betrachteten Parameter der Ein-Massen-Schwinger eingegangen werden. Da für die Gewichte der Insassen gemäß Abschnitt 2 68 kg (inkl. 7 kg Gepäck) angenommen werden können und die Masse des Unterkörpers (Beine) ca. 25 % der Gesamtmasse ausmacht (s.a. [44]), verbleiben entsprechend 51 kg für die Masse des Oberkörpers.

| Modellparameter                    | Sitzkissen (Vertikal) | Rückenlehne (Längs) |
|------------------------------------|-----------------------|---------------------|
| Masse Oberkörper $m_{SH}$          | 51 kg                 | 51 kg               |
| Eigenfrequenz Sitz-Mensch $f_{SH}$ | 3.6 Hz                | 4.9 Hz              |
| Federsteifigkeit $c_{SH}$          | 26100 N/m             | 48340 N/m           |
| Dämpfungsmaß Sitz-Mensch $D_{SH}$  | 0.25                  | 0.22                |
| Dämpfungskonstante $d_{SH}$        | 577 Ns/m              | 691 Ns/m            |

Tabelle 6-1: Auflistung der verwendeten Modellparameter zu den Sitz-Mensch Ersatzsystemen in vertikaler und longitudinaler Richtung

Die Steifigkeit in vertikaler Richtung wird als eine Reihenschaltung aus der in [64] gemessenen und am Arbeitspunkt (51 kg) linearisierten Steifigkeit des Sitzkissens (ca. 36.6 N/mm) sowie der in [53] angegebenen Nachgiebigkeit des menschlichen Körpers (ca. 91 N/mm) angenommen. Das Dämpfungsmaß von 0.25 hingegen ist [44] entnommen und ergibt mit den restlichen Parametern die Dämpfungskonstante. Die Schwingungseigenschaften an der Rückenlehne basieren ebenfalls auf den Angaben in [44] und sind lediglich mit der angenommenen Masse des Oberkörpers verrechnet worden. Abbildung 6-5 zeigt die sich derart ergebenden Übertragungsfunktionen in Längs- und Vertikalrichtung.

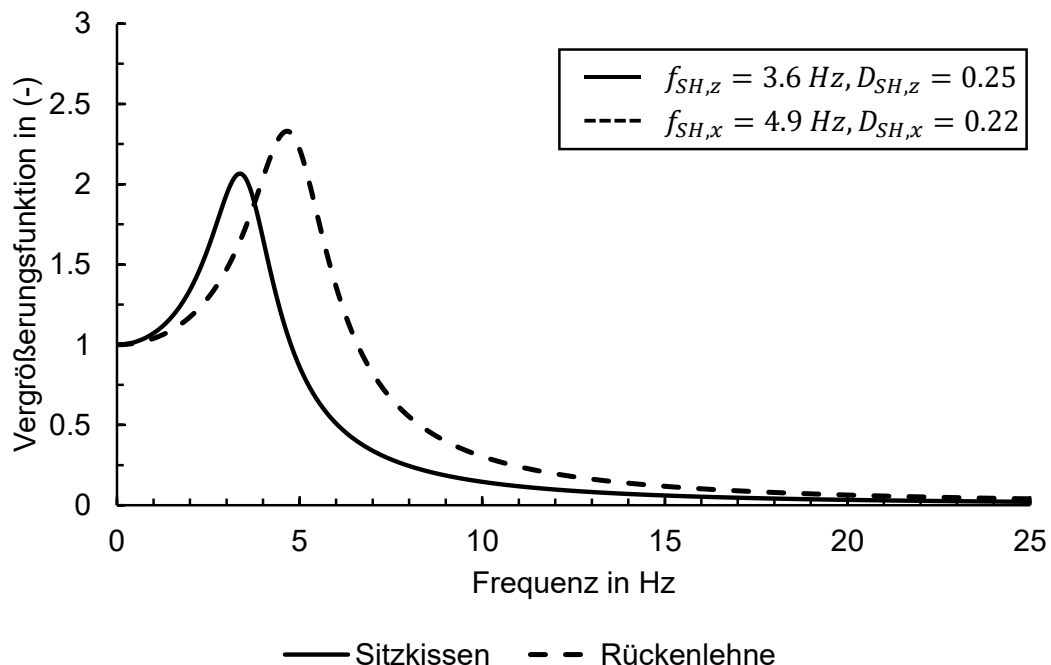


Abbildung 6-5: Sitzübertragungsfunktion der Sitz-Mensch Ersatzsysteme am Sitzkissen (vertikal) und an Rückenlehne (längs)

### 6.2.3 Verhalten auf unebener Fahrbahn

Bei der Überfahrt von unebenen Fahrbahnen werden vorrangig die Eigenschaften im „primary ride“ (ca. 1-5 Hz) untersucht. Da ein Fokus der durchgeführten Testfahrten auf der Untersuchung des Umschwingens des Längspols liegen soll und dieses im vorliegenden Fall erst bei Federwegen von etwa 60 mm eintritt, werden für die Versuchsfahrten Komfortstrecken mit mittlerer und hoher Intensität ausgewählt (Streckabschnitt 11 und 14 in Abbildung A-12). Während das mittlere Straßenprofil mit 50 km/h überfahren wird, liegt die Fahrgeschwindigkeit bei dem hohen Straßenprofil bei 80 km/h. Abbildung 6-6 zeigt die Überfahrt des Demonstratorfahrzeugs über exemplarische Komfortstrecken des Testgeländes.



Abbildung 6-6: Demonstrator während der Fahrt über die Komfortstrecken des Lommel Proving Ground; Fotos Ford Lommel Proving Ground und [181]

Da dem Autor die normierten Kenngrößen (Allgemeiner Unebenheitsindex (AUN) und Welligkeit ( $w$ )) zur Kategorisierung der Streckenprofile des Prüfgeländes unbekannt sind, sollen zunächst zur Einordnung der Versuchstrecken die Standardabweichung (STD) der gemessenen relativen Radwege ( $\sigma_{PWT}$ ) und Radgeschwindigkeiten ( $\sigma_{P WV}$ ) mit denen aus der Mehrkörpersimulation verglichen werden. Dazu wird das in Abbildung 6-1 gezeigte MKS-Modell über die in Abschnitt 2.4.1 und Abbildung 2-13 gezeigten synthetischen und normierten Straßenprofile gefahren und als Vergleichsreferenz zu den Messwerten herangezogen.

| Standardabweichung               | Messung                                    | Simulation                                   |
|----------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------|
| Radhub                           |                                            |                                              |
| mittleres Profil / Rauigkeit B/C | $\sigma_{PWT,m} \approx 5 \text{ mm}$      | $\sigma_{PWT,B/C} \approx 6 \text{ mm}$      |
| Radgeschwindigkeit               |                                            |                                              |
| mittleres Profil / Rauigkeit B/C | $\sigma_{P WV,m} \approx 100 \text{ mm/s}$ | $\sigma_{P WV,B/C} \approx 110 \text{ mm/s}$ |
| Radhub                           |                                            |                                              |
| hohes Profil / Rauigkeit C/D     | $\sigma_{PWT,h} \approx 20 \text{ mm}$     | $\sigma_{PWT,C/D} \approx 15 \text{ mm}$     |
| Radgeschwindigkeit               |                                            |                                              |
| hohes Profil / Rauigkeit C/D     | $\sigma_{P WV,h} \approx 240 \text{ mm/s}$ | $\sigma_{P WV,C/D} \approx 265 \text{ mm/s}$ |

Tabelle 6-2: Vergleich der Standardabweichungen der sich ergebenden Radwege und -geschwindigkeiten in der Messung und Simulation

Wie sich anhand von Tabelle 6-2 ablesen lässt, entspricht die Anregung des realen Straßenprofils mit mittlerer Intensität ( $\sigma_{PWT,m}$  und  $\sigma_{PWV,m}$ ) etwa dem synthetischen Straßenprofil der Kategorie B/C ( $AUN_{B/C} = 32 \text{ cm}^3$ ,  $w = 2$ ), während das reale Profil mit hoher Intensität ( $\sigma_{PWT,h}$  und  $\sigma_{PWV,h}$ ) etwa die Anregung einer Straße der Kategorie C/D widerspiegelt ( $AUN_{C/D} = 128 \text{ cm}^3$ ,  $w = 2$ ). Somit entspricht das reale mittlere Straßenprofil am ehesten einer deutschen Landstraße in schlechtem Zustand, während das hohe Straßenprofil eine nordamerikanische Straße in schlechtem Zustand wieder gibt (vgl. Abschnitt 2.4.1). Alle Angaben bzgl. der Standardabweichung sind mit Var. B ermittelt worden.

Die aus den realen Messfahrten generierten Ergebnisse zu den komfortrelevanten Ganzkörper-Schwingungen (WBVs) sind in Tabelle A-9 (TBA) und Tabelle A-10 (MLTA) des Anhangs ausführlich dargestellt. Im Folgenden wird, aufgrund der besseren Lesbarkeit, lediglich auf eine Auswahl der Ergebnisse eingegangen. So zeigt Abbildung 6-7 die frequenzgewichteten und mit den räumlichen Korrekturfaktoren berechneten Ride Values (s.a. Gleichung (2.35)) für die Messung bei der Überfahrt des Straßenprofils mit mittlerer Intensität. Die sich ergebenden Werte für die Varianten B (TBA) und C (MLTA) werden gegenübergestellt und gleichzeitig anhand der aus ISO 2631-1997 bekannten, subjektiv empfundenen Diskomfort-Niveaus skaliert. Bei Analyse der Ergebnisse fällt auf, dass die Variante mit MLTA über fast alle Schnittstellen zum menschlichen Körper einen höheren Diskomfort aufweist. Entsprechend fällt für Var. C auch der ORV als Ergebnis der räumlichen Überlagerung (s.a. Gleichung (2.44)) unkomfortabler aus. Hier liegt das Ergebnis der Variante mit MLTA in dem Bereich „recht unkomfortabel“, während der ORV von Var. B zwischen den Niveaus „ein bisschen unkomfortabel“ und „recht unkomfortabel“ angesiedelt werden kann (s.a. Tabelle 2-2).

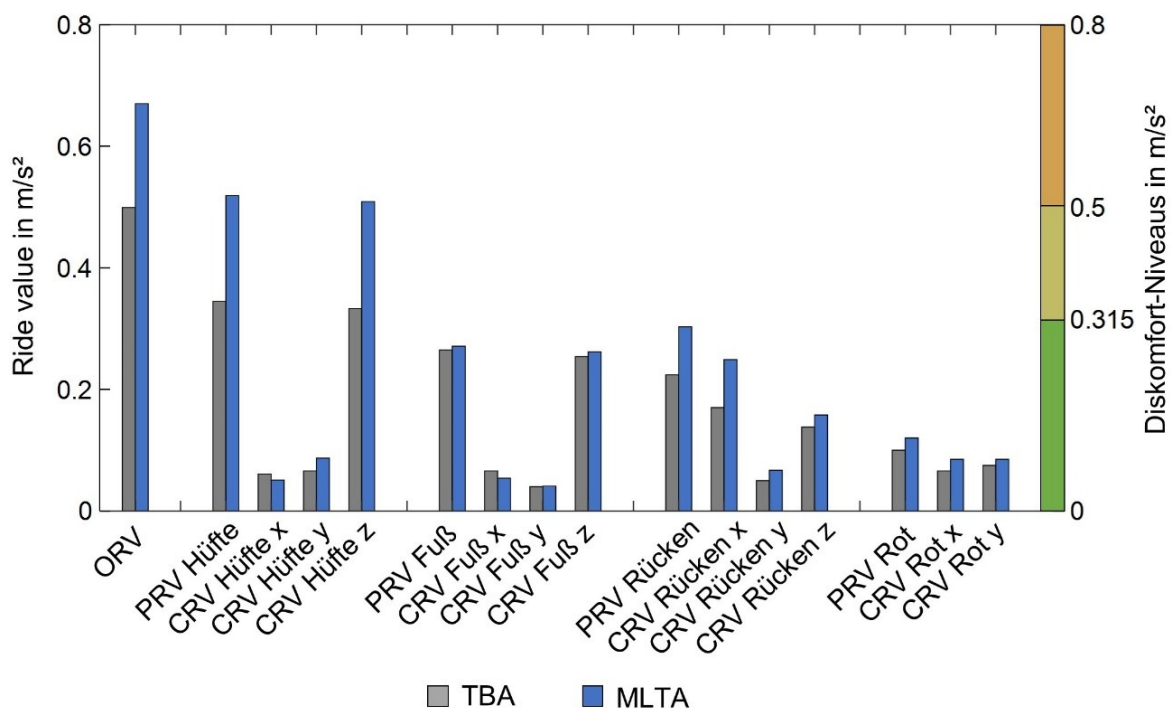


Abbildung 6-7: Vergleich des objektiv geschätzten Diskomforts des Fahrennden zwischen der Var. B (TBA) und Var. C (MLTA) infolge der Messfahrt über das Straßenprofil mit mittlerer Intensität

Die größten Unterschiede zwischen den beiden Vergleichspartnern lassen sich insbesondere in vertikaler Richtung an der Hüfte und in longitudinaler Richtung an der Rückenlehne ausmachen. Weiterhin sei auch auf die Beschleunigungsunterschiede um die Rotationsachsen hingewiesen, welche in der Gesamtbetrachtung vergleichsweise klein ausfallen, aufgrund der Hebelverhältnisse jedoch größeren Einfluss auf die anderen Schnittstellen ausüben können.

Bei Betrachtung der Ergebnisse für das Straßenprofil mit hoher Rauigkeit kehren sich die Beobachtungen um. So lässt sich anhand von Tabelle A-10 und Abbildung 6-8 erkennen, dass der empfundene Diskomfort für die Variante mit MLTA etwa 8 % geringer ausfällt als bei dem Vergleichspartner mit TBA. Dies führt aufgrund des nun etwa dreimal höher ausfallenden Diskomfort-Niveaus jedoch nicht zu einer signifikanten Änderung in der geschätzten subjektiven Wahrnehmung. Aufgrund der verwischenden Übergänge zwischen den normierten Niveaus können die Ergebnisse der beiden Fahrzeugvarianten den Bereichen „unkomfortabel“ bzw. „sehr unkomfortabel“ zugeordnet werden (s.a. Tabelle 2-2). Als Hauptrichtungen der Anregungen lassen sich die vertikalen Schwingungen an der Sitzoberfläche (Hüfte), an der Rückenlehne und an den Füßen ausmachen. Für all diese weisen die CRVs für das Fahrzeug mit dem MLTA-Prototyp geringere Beschleunigungswerte auf.

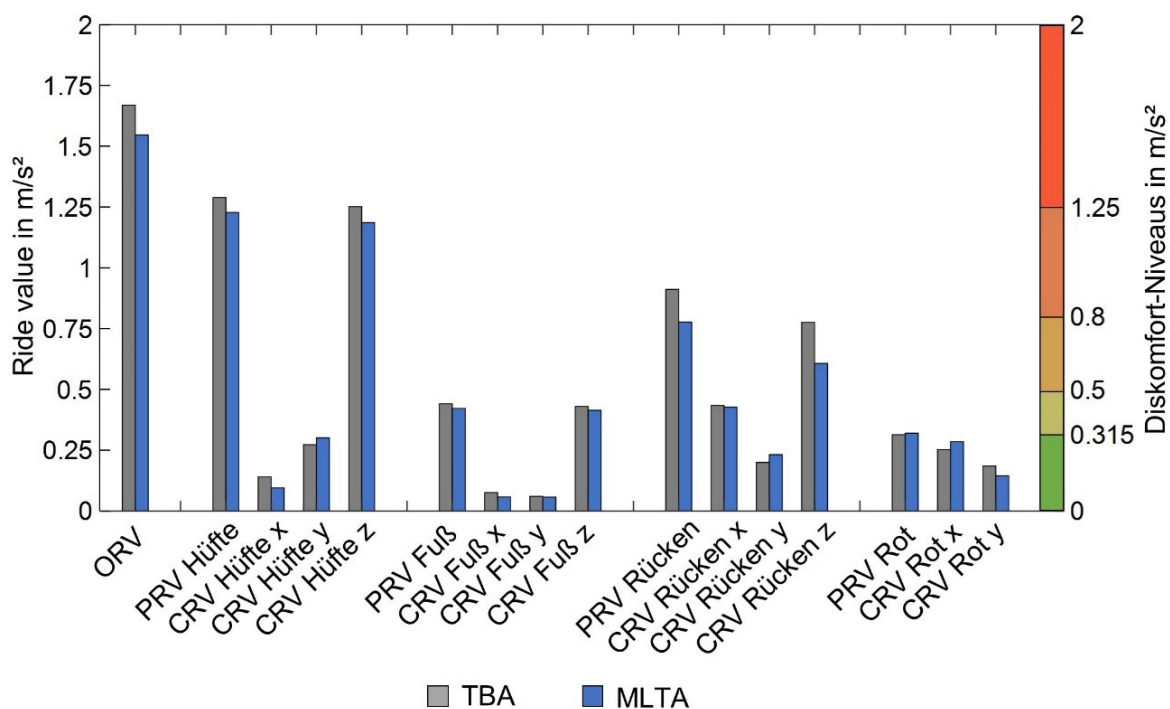


Abbildung 6-8: Vergleich des objektiv geschätzten Diskomforts des Fahrens zwischen der Var. B (TBA) und Var. C (MLTA) infolge der Messfahrt über das Straßenprofil mit hoher Intensität

Um den Einfluss der Federungs- und Achseigenschaften tiefergehend analysieren zu können, werden im Folgenden die spektralen Leistungsdichten der Beschleunigungen in den Hauptrichtungen der Komfertevaluation für die beiden Fahrbahnoberflächen und Fahrzeugvarianten ausgewertet.

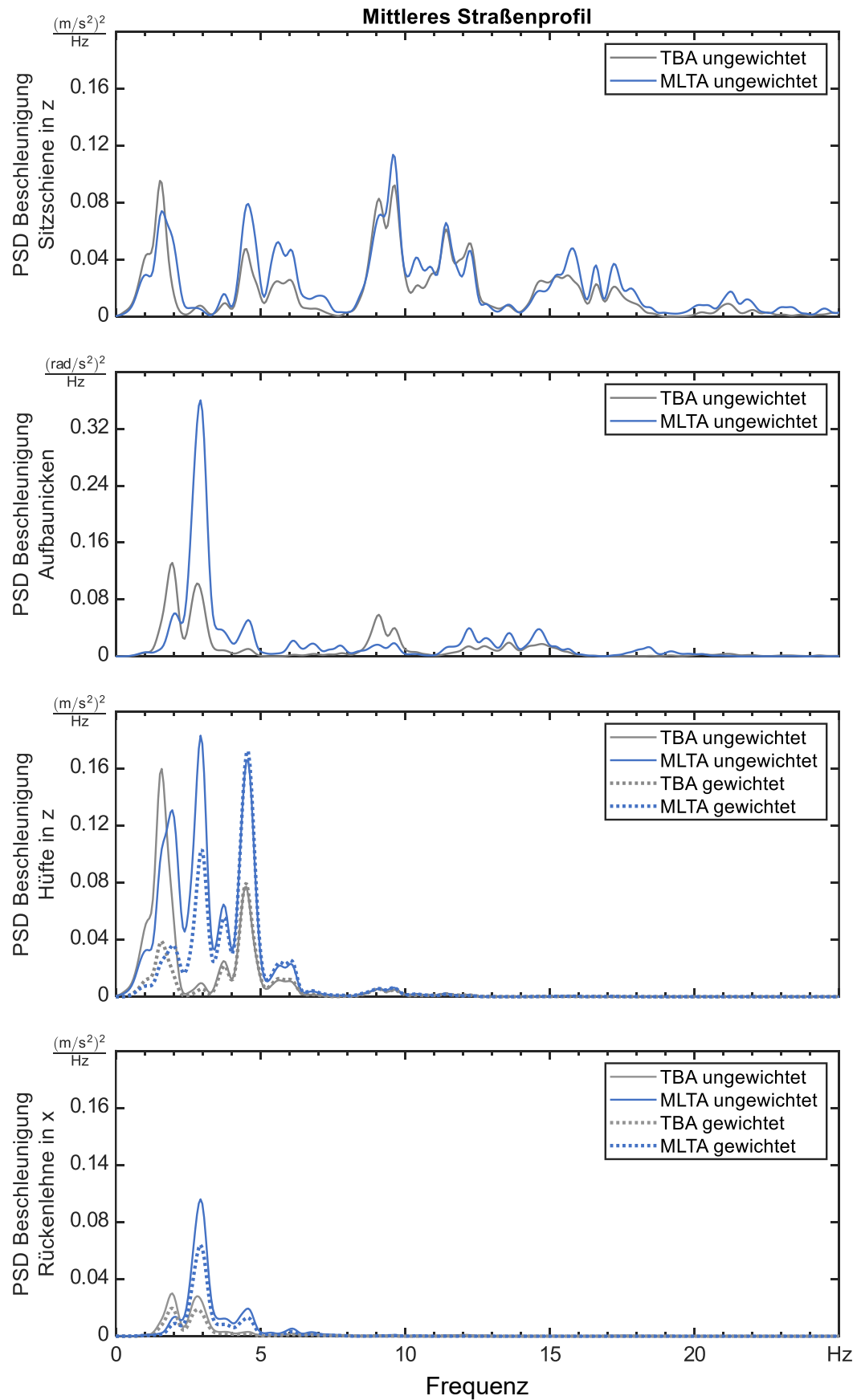


Abbildung 6-9: Spektrale Leistungsdichte ausgewählter Beschleunigungssignale bei Überfahrt über das reale Straßenprofil mit mittlerer Intensität

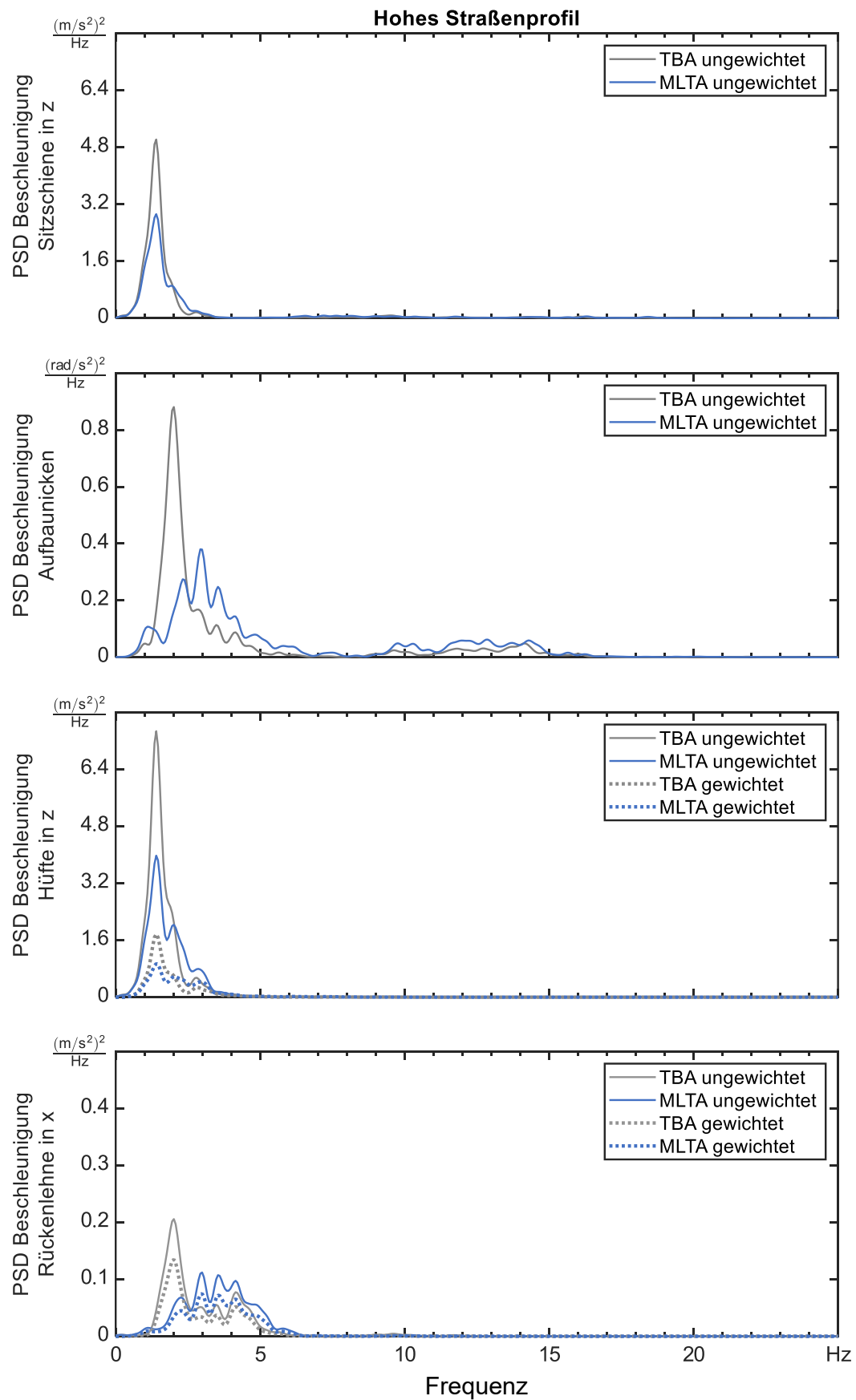


Abbildung 6-10: Spektrale Leistungsdichte ausgewählter Beschleunigungssignale bei Überfahrt über das reale Straßenprofil mit hoher Intensität

Zunächst soll die Anregung auf dem mittleren Straßenprofil betrachtet werden. Die spektrale Leistungsdichte der Beschleunigungen ist in Abbildung 6-9 dargestellt. Während in der oberen Hälfte der Abbildung mit der vertikalen Beschleunigung an der Sitzschiene und der Nickwinkelbeschleunigung die wesentlichen Kenngrößen des Aufbaus dargestellt sind, zeigen die unteren beiden Diagramme die Ausgangssignale der Ein-Massen-Schwinger von den Sitz-Mensch Ersatzsystemen. Die Letzteren werden dabei sowohl mit als auch ohne Gewichtung nach der Frequenz und Richtung dargestellt. Bei Betrachtung der Vertikalbeschleunigung an der Sitzschiene fällt auf, dass die Variante mit TBA im Bereich der Aufbaueigenfrequenz (ca. 1.5 Hz) zunächst einen höheren Peak aufweist. Anhand von Tabelle 5-3 lässt sich jedoch eigentlich erwarten, dass dieser bei der MLTA-Variante aufgrund der höheren (quasi-statischen) Aufbaueigenfrequenz und auch aufgrund des geringeren (quasi-statischen) Dämpfungsmaßes höher ausfallen sollte (s.a. [44] und Abbildung 2-15). In den höheren Frequenzbereichen weist fast ausschließlich die Variante mit MLTA höhere spektrale Leistungsdichten auf. Insbesondere ist hier auch auf den Bereich zwischen der Aufbau- und Radeigenfrequenz (ca. 5-10 Hz, „Choppiness“-Bereich (s.a. [42,43])) hinzuweisen. Diese Beobachtungen in Kombination mit den Dämpfungseigenschaften aus Abbildung 5-19 legen nahe, dass bei Var. C infolge einer dynamischen Anregung ein erhöhtes Dämpfungsmaß vorliegt. Als Konsequenz lässt sich bei der MLTA-Variante in genau diesem Frequenzbereich auch ein ausgeprägter zweiter Peak in der PSD der Nickwinkelbeschleunigung ausmachen. Bei der TBA-Variante fällt hier der erste Peak etwas stärker aus als bei dem MLTA-Demonstrator. Der zweite Peak in der PSD zur Nickwinkelbeschleunigung ist dann gegenüber Var. C jedoch deutlich reduziert. An dem Sitzkissen (Hüfte) und der Rückenlehne spiegeln sich sowohl die translatorische als auch die rotatorische Beschleunigungen wider. Die Höhe der vorliegenden Peaks ist dabei von der Anregung und der jeweiligen Vergrößerungsfunktion (s.a. Abbildung 6-5) der Sitz-Mensch Ersatzmodelle abhängig. So lässt sich auch erkennen, dass mit den verwendeten Modellen und der vorliegenden Anregung keine signifikanten Anteile bei Frequenzen oberhalb von 5 Hz auftreten. Die mit der menschlichen Empfindung gewichteten Signale zeigen schließlich, welche Anteile besonders stark in das Diskomfort-Gefühl eingehen. An der Hüfte wird durch den Verlauf der Gewichtungsfunktion  $W_k$  (s.a. Tabelle 2-1 und Abbildung 2-19) insbesondere der Bereich zwischen 4-8 Hz betont. Für die Längsrichtung an der Rückenlehne gilt die Gewichtungsfunktion  $W_c$ , welche im Bereich 1-10 Hz maximal ist. Beide heben somit den Frequenzbereich zwischen der gefederten und ungefederten Masse hervor. Die erhöhte dynamische Dämpfung bei der Fahrzeugvariante mit MLTA und die damit einhergehende, verstärkte Systemantwort in diesem Frequenzbereich geht somit gleich an mehreren Stellen negativ in das Komfortempfinden der Insassen mit ein.

Während sich bei der Überfahrt über das mittlere Straßenprofil Leistungsdichten mit ausgeprägten Ausschlägen über einen weiten Frequenzbereich beobachten lassen, ergeben sich bei dem Straßenprofil mit hoher Intensität vor allem im Bereich der Aufbaueigenfrequenz starke Maxima. Gemäß Abbildung 6-10, resultiert zum Beispiel bei der vertikalen Beschleunigung an der Sitzschiene ein Maximum, welches etwa 50-fach höher ausfällt als jenes bei dem mittleren Straßenprofil. Ausschläge in anderen Frequenzbereichen fallen im Vergleich zum initialen Peak deutlich geringer aus und werden entsprechend kaschiert. Da sich hier bei der TBA-Variante im Bereich der Aufbaueigenfrequenz erneut eine stärkere Reaktion ergibt, führt dies letztlich auch an den Sitz-Mensch Ersatzmodelle zu einem höheren Diskomfort (s.a. Abbildung 6-8 und Tabelle A-9). Dies gilt sowohl für die Berechnungsmethode mit quadratischer Mittelung (RMS), als auch für die Berechnungen mit vierter Potenz (VDV, RMQ, s.a. Gleichungen (2.20) und (2.21)). Laut Tabelle A-10 werden für die Scheitelfaktoren (crest factors) beim rauen Straßenprofil Werte von etwa 5 berechnet, die somit in der Nähe

des Grenzwerts von 6 kommen [72]. Bezüglich der VDV- und RMQ-Werte fallen die Unterschiede zwischen den beiden Fahrzeugvarianten noch deutlicher aus.

In beiden Manövern fallen bei der MLTA-Variante geringere Peaks im Bereich der Aufbaueigenfrequenz sowie höhere PSD-Anteile dahinter auf. Beides spricht für ein erhöhtes Dämpfungsmaß des MLTA-Demonstratorfahrzeugs im Vergleich zur TBA-Variante. Um die Federungs- und Dämpfungseigenschaften der beiden Varianten unter dynamischer Anregung zu vergleichen, werden in Anlehnung an Abbildung 5-21 die Verläufe der Eigenfrequenz und des Dämpfungsmaßes mit der Wahrscheinlichkeitsdichte der jeweiligen Radbewegung gegenübergestellt. Bei der Eigenfrequenz soll an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass der in Abbildung 6-11 dargestellte Verlauf im Gegensatz zu der Kurve aus Abbildung 5-21 mit Hilfe einer konstanten Aufbaumasse berechnet wird. Schließlich ändert sich diese während der Durchführung der Manöver nicht. Die Wahrscheinlichkeitsdichten werden in Abbildung 6-11 in Form von Histogrammen approximiert. Hier lässt sich erkennen, dass diese näherungsweise einer Gauß'schen Normalverteilung folgen. Aus diesem Grund können in Abbildung 6-11 auch die  $2\sigma$ -Bereiche der Standardabweichung gekennzeichnet werden, in welchen etwa 68 % der gemessenen Radhübe und -geschwindigkeiten zu erwarten sind. Beim Vergleich von Variante B und C fällt auf, dass die  $2\sigma$ -Intervalle für die MLTA stets kleiner ausfallen. So verbleibt die MLTA-Radgeschwindigkeit beim mittleren Straßenprofil fast ausschließlich im low-speed Bereich der Dämpfung (s.a. Abbildung 2-16). Bei der TBA hingegen endet der  $2\sigma$ -Bereiche etwa auf Höhe der Kniepunkt-Geschwindigkeit, sodass hier bereits signifikante Anteile, in der Größenordnung von etwa 32 %, im high-speed Bereich und damit mit einem deutlich reduzierten Dämpfungsmaß arbeiten. Bei dem Straßenprofil mit hoher Intensität setzt sich diese Beobachtung in ähnlicher Weise fort. Hier erstreckt sich das  $2\sigma$ -Intervall der TBA bereits in den Radgeschwindigkeitsbereich der high-speed Dämpfung, wohingegen das Intervall der MLTA etwa auf Höhe der Kniepunktgeschwindigkeit endet. Bezüglich der Radhübe ergibt sich hier ein ähnliches Bild. Auch hier weist die MLTA-Variante eine geringere Standardabweichung auf, wodurch die Achse weniger häufig höhere Federwege erreicht.

Um die dynamischen Federungs- und Dämpfungseigenschaften quantifizieren zu können, wird gemäß Gleichung (2.31) eine Linearisierung der Steifigkeit bzw. Dämpfung vorgenommen. Da hier die vorliegenden Kräfte und Wege in jedem Zeitpunkt eingehen, wird so die Häufigkeit des Auftretens berücksichtigt. Tabelle 6-3 fasst die Ergebnisse bezüglich der linearisierten Eigenfrequenz ( $f_{B,lin}$ ) und des Dämpfungsmaßes ( $D_{B,lin}$ ) sowie die gemessenen Standardabweichungen des Radhubs ( $\sigma_{PWT}$ ) und der -geschwindigkeit ( $\sigma_{P WV}$ ) zusammen. Bei Überfahrt über das mittlere Straßenprofil bestätigen sich die bereits anhand von Abbildung 6-11 gemachten Beobachtungen. Bei der TBA-Variante sinkt das linearisierte Dämpfungsmaß infolge der dynamischen Anregung gegenüber dem quasi-statischen Zustand um etwa 25 % auf 0.42. Demgegenüber steigt das dynamische Dämpfungsmaß für die MLTA-Variante sogar um 10 % auf 0.58 an und weist somit eine deutlich überhöhte Dämpfung gegenüber der Referenz auf. Bei dem Straßenprofil mit hoher Intensität fällt das linearisierte Dämpfungsmaß der Var. B auf etwa 0.28 und damit auf etwa 50 % gegenüber dem quasi-statischen Zustand. Bei dieser Anregung fällt nun auch der Wert des Dämpfungsmaßes der MLTA-Variante ab. Hier werden nur noch 0.39 und damit etwa 75 % des Ausgangswertes erreicht.

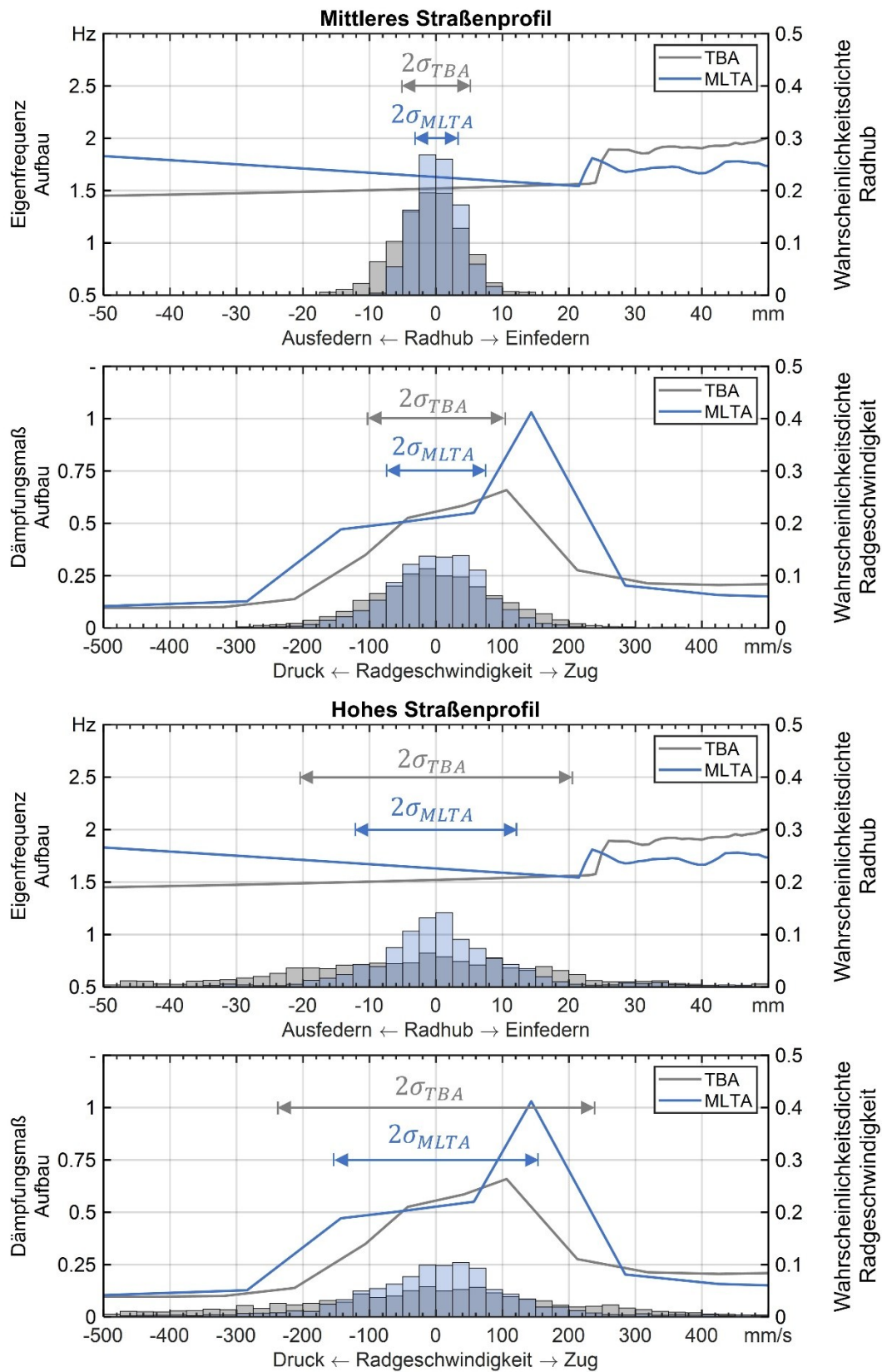


Abbildung 6-11: Vergleich der Federungs- und Dämpfungseigenschaften mit den gemessenen Wahrscheinlichkeitsdichten des Radhubs und der Radgeschwindigkeit

Bei der linearisierten Eigenfrequenz lassen sich für das mittlere Straßenprofil bei beiden Fahrzeugvarianten kaum Änderungen gegenüber der quasi-statischen Angabe feststellen. Dies liegt in der geringen Standardabweichung des Radhubs um die Nulllage der Radaufhängung begründet. Erst bei der hohen Anregung wird bei beiden Varianten eine gestiegene dynamische Eigenfrequenz beobachtet. Bei der MLTA steigt diese um etwa 0.5 Hz und bei der TBA um etwa 0.8 Hz. Bei der TBA liegt dies in dem häufigeren Eingriff des Anschlagpuffers begründet, hier endet der  $2\sigma$ -Bereich des Radhubs etwa bei 5 mm vor dessen Einsatzpunkt. Bei der MLTA werden ebenfalls Radwege über den Puffereinsatz hinaus festgestellt. In dieser Variante endet der  $2\sigma$ -Bereich etwa 10 mm vor dem Einsatz des Puffers. Gleichzeitig führt bei der MLTA aber auch die gestiegene Nebenfederate im Drehgelenk *RU*, welche insbesondere bei Ausfederung beobachtet werden kann (s.a. Abbildung 5-21), zu einer Erhöhung der Eigenfrequenz.

Neben diesen Angaben enthält Tabelle 6-3 zusätzlich die Wahrscheinlichkeit, mit welcher ein Radhub von über 60 mm Einfederung eintritt. Aufgrund der überhöhten dynamischen Dämpfung tritt dieses Ereignis bei der MLTA-Variante nicht ein. Mit den Dämpfungseigenschaften der TBA sind diese Radhübe mit 0.5 % Wahrscheinlichkeit auf dem Fahrprofil mit hoher Rauigkeit ebenfalls sehr selten. Hinzu kommt, dass diese Rauigkeitsklassen, gemäß dem Stand der Technik (s.a. Abschnitt 2.4.5, Tabelle 6-2 und [58]), lediglich mit 0.4 % (Rauigkeitsklasse D) bzw. 8 % (Rauigkeitsklasse C) im realen Straßennetz vertreten sind. Aus diesem Grund wird das Umschwingen des Momentanpols hinter die Radmitte bei Radhüben von etwa 60 mm mit der hier vorliegenden Feder- und Massenauslegung als unproblematisch eingeordnet. Für weiterführende Untersuchungen zu diesem Punkt, könnten in Zukunft zusätzlich langwellige Fahrbahnen mit großen Amplituden überfahren werden, wie dies teilweise auch bei Landstraßen beobachtet werden kann (s.a. [40]).

| Anregung         | Variante | $f_{B,lin}$<br>in Hz | $D_{B,lin}$<br>in - | $\sigma_{PWT}$<br>in mm | $\sigma_{P WV}$<br>in mm/s | $p(PWT > 60mm)$<br>in % |
|------------------|----------|----------------------|---------------------|-------------------------|----------------------------|-------------------------|
| Quasi-statisch   | TBA      | 1.52                 | 0.56                | -                       | -                          | -                       |
|                  | MLTA     | 1.62                 | 0.53                | -                       | -                          | -                       |
| mittleres Profil | TBA      | 1.53                 | 0.42                | 5.2                     | 103                        | 0                       |
|                  | MLTA     | 1.63                 | 0.58                | 3.3                     | 75                         | 0                       |
| hohes Profil     | TBA      | 1.6                  | 0.28                | 20.6                    | 238.8                      | 0.5                     |
|                  | MLTA     | 1.67                 | 0.39                | 12.3                    | 154.3                      | 0                       |

Tabelle 6-3: Übersicht der linearisierten Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße sowie der Standardabweichung des Radhubes und -geschwindigkeiten für die verschiedenen Manöver im Vergleich zu dem quasi-statischen Zustand

Insgesamt lässt sich für das Verhalten des Demonstrators auf unebenen Fahrbahnen festhalten, dass der vorliegende, verbaute Tuning-Dämpfer (s.a. Abschnitt 5.3) zwar quasi-statisch um die Nulllage der Aufhängung in etwa das Dämpfungsmaß der TBA-Achse aufweist, dieses jedoch erst bei deutlich höheren Geschwindigkeiten auf das high-speed Dämpfungsmaß absinkt. Dies führt dazu, dass die Fahrzeugvariante mit MLTA vor allem im Übergangsbereich zwischen low- und high-speed unkomfortabler ausfällt. Dies macht sich besonders bei dem mittleren Straßenprofil bemerkbar. Die Betrachtung im Frequenzbereich hat gezeigt, dass vermehrt Beschleunigungsanteile zwischen den Eigenfrequenzen der gefederten und ungefederten Masse betont werden. In diesen Bereichen ist die menschliche

Wahrnehmung gemäß Frequenzgewichtungskurven besonders empfindlich. Für das Demonstratorfahrzeug mit MLTA kann ein deutlich komfortableres Verhalten erwartet werden, sollte die Dämpferabstimmung in Zukunft noch einmal optimiert werden. Wie bereits in Abschnitt 5.3 beschrieben, kann eine umfangreiche Abstimmung, idealerweise in Form von Realversuchen, im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt werden. Das Ziel, die Hinterachse in einen auslegbaren Bereich zu bringen, kann dennoch als erfolgreich angesehen werden, da quantifizierbar nachgewiesen werden konnte, dass das schlechtere Komfortempfinden primär durch die suboptimale Auslegung des Dämpfers beeinflusst wird.

#### 6.2.4 Verhalten bei Hindernisüberfahrt

Wie in Abschnitt 2.4.5 geschildert, können Einzelhindernisse durch ihre stark instationären Signaleigenschaften das Komfortempfinden der Insassen signifikant beeinträchtigen. Aus diesem Grund sollen im Folgenden die komfortrelevanten Kenngrößen für die Fahrzeugvarianten B und C bei der Messfahrt über eine 30x30 mm große Schlagleiste ermittelt werden. Dabei werden Beschleunigungsspitzen in z- aber auch in x-Richtung in das schwingungsfähige System eingepreßt. Mit dieser mehrdimensionalen Anregung können die elastokinematischen Eigenschaften der MLTA im Vergleich zur TBA hinsichtlich der geringeren Längsnachgiebigkeit bei gleichzeitig positiver Schrägfederung beurteilt werden (s.a. Abbildung 5-21). Gleichzeitig ergibt sich durch die Überfahrt von Einzelhindernissen eine höherfrequente Anregung bis in den Bereich der Eigenfrequenz der ungefederten Masse hinein, sodass sich hier typischerweise die „secondary ride“ Eigenschaften der Achsen beleuchten lassen.

Ähnlich wie zuvor auch werden hier die komfortrelevanten Ergebnisse der Hindernisüberfahrt ausführlich in Tabelle A-11 des Anhangs gegenübergestellt. An dieser Stelle folgt erneut eine Auswahl der wesentlichen Beobachtungen. So stellt Abbildung 6-12 die Evaluation der Ganzkörper-Schwingung für die beiden Fahrzeugvarianten gegenüber. Wie sich in Tabelle A-11 zeigt, liegen die Scheitelfaktoren (crest factor) mit bis zu 5.8 nahe an dem in BS-6841:1987 definierten Grenzwert von 6 (s.a. [72]), weshalb neben der Basismethode (ORV) auch die Vibration-Dose-Values (VDV) angegeben werden. Letztere werden, wie in Abschnitt 2.4.5 geschildert, anhand der in [63] vorgeschlagenen Richtungen ausgewertet und mit vierter Potenz räumlich überlagert. Aus Platzgründen werden bei den Ride Values die bereits zusammenfassenden Point Ride Values (PRVs) eingezeichnet; die Component Ride Values (CRVs) entfallen demnach. Für beide Fahrzeugvarianten ergibt sich ein ORV von etwa 0.84 m/s<sup>2</sup>, wodurch sie in die Kategorie „ziemlich unkomfortabel“ bzw. „unkomfortabel“ (s.a. Tabelle 2-2) eingeordnet werden können. Insgesamt weisen die beiden Varianten hinsichtlich der PRVs über alle Schnittstellen hinweg ein insgesamt sehr ähnliches Niveau auf, insbesondere, wenn dies mit den Ergebnissen aus Abbildung 6-7 und Abbildung 6-8 verglichen wird. Größere Unterschiede lassen sich erst bei Betrachtung der VDV beobachten. Hier sind speziell die Längsrichtungen an der Rückenlehne sowie an der Hüfte zu nennen, da sich hier das Diskomfort-Empfinden zwischen der TBA- und MLTA-Variante umkehrt. Dies lässt wiederum auf einen signifikanten Einfluss der Nickbewegung schließen, da besonders die Beschleunigung an der Rückenlehne über einen großen Hebelarm zur Sitzschiene aufweist (s.a. Gleichung (6.2) und Tabelle A-8). Die Hauptrichtung für die Bestimmung des Diskomforts stellt beim VDV wiederum die vertikale Schwingung am Sitzkissen (Hüfte) dar. Durch die Überlagerung in 4. Potenz beeinflusst sie den Endwert des OVDV entsprechend stark.

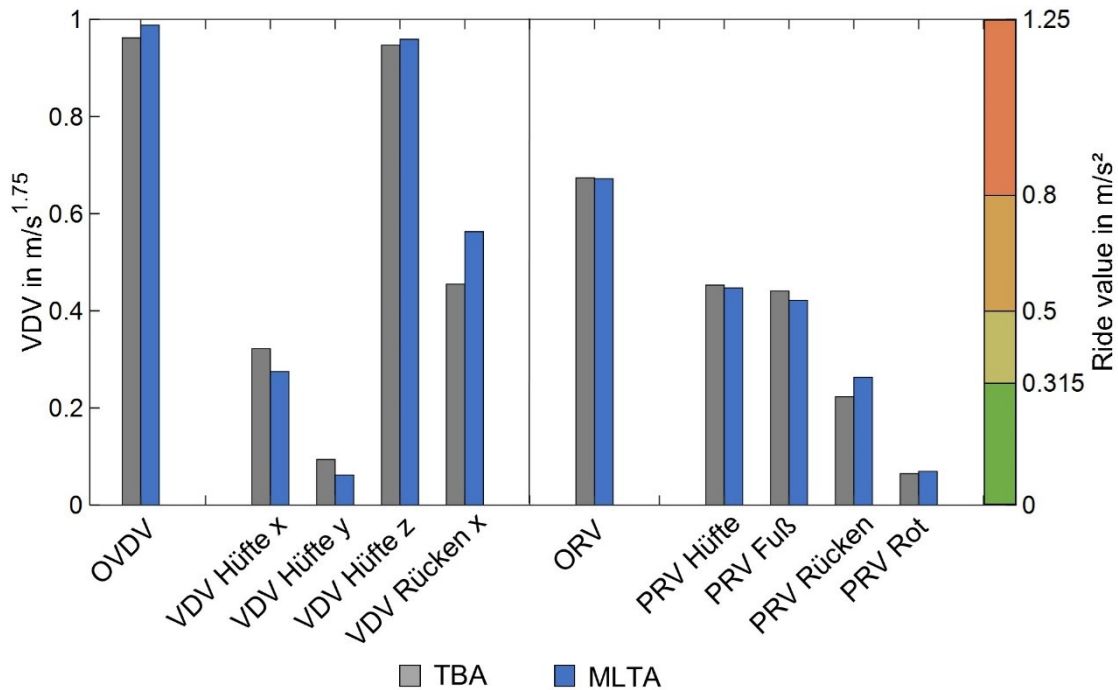


Abbildung 6-12: Vergleich des objektiv geschätzten Diskomforts des Fahrenden zwischen der Var. B (TBA) und Var. C (MLTA) infolge der Messfahrt über ein 30 mm hohes Hindernis

Neben der Auswertung gemäß den standardisierten Methoden konnte im Stand der Technik eine aussagekräftige Korrelation zwischen den peak-to-peak-Werten (P2P-Werten) der Aufbaubeschleunigung und dem Komfortempfinden der Insassen gezogen werden (s.a. Abschnitt 2.4.5 und [75]), sodass bei der Überfahrt von Einzelhindernissen auch eine Auswertung der Beschleunigungen im Zeitbereich gängig ist (s.a. [38]). Weiterhin werden die Verläufe der Aufbaubeschleunigung auch stärker durch die Eigenschaften der Achsen beeinflusst, als dies z.B. bei den Sitzeigenschaften der Fall ist. In Abbildung 6-13 werden die für die folgende Auswertung wesentlichen Beschleunigungen dargestellt. Neben den an der Sitzschiene gemessenen, sind dies ebenfalls die mit dem Sitz-Mensch Ersatzmodell abgeschätzten Beschleunigungen in Längs- und Vertikalrichtung. Zunächst lässt sich festhalten, dass die Unterschiede in den Ergebnissen zwischen den Varianten nach dem initialen Kontakt der Vorderachse vernachlässigbar ausfallen. Deutlich stärkere Unterschiede hingegen lassen sich nach dem Einsatz der Hinterachse ausmachen. Für die vertikale Beschleunigung an der Sitzschiene ergibt sich für die MLTA-Variante ein P2P-Wert von etwa 14.8 m/s<sup>2</sup>, welcher gegenüber dem Wert von 9.8 m/s<sup>2</sup> der TBA eindeutig überhöht ausfällt. Die Gründe hierfür können erneut in der Beschaffenheit des Dämpfers und der in Abschnitt 6.2.3 beobachteten dynamischen Dämpfung gefunden werden. Aufgrund des hohen Kraft- bzw. Druckniveaus im Dämpfer ist ein trägeres Verhalten der Ventile und ein schlechteres Ansprechverhalten bei Stößen zu erwarten (s.a. Abschnitt 5.3 und [43]). Hinzu kommt, dass die MLTA aufgrund des gelenkig angebundenen Radträgers und der höheren Anzahl an Einzelteilen eine höhere ungefederte Masse aufweist, was, gepaart mit dem höheren dynamischen Dämpfungsmaß, ebenfalls zu einer Erhöhung der Beschleunigungspeaks beiträgt (s.a. [53]).

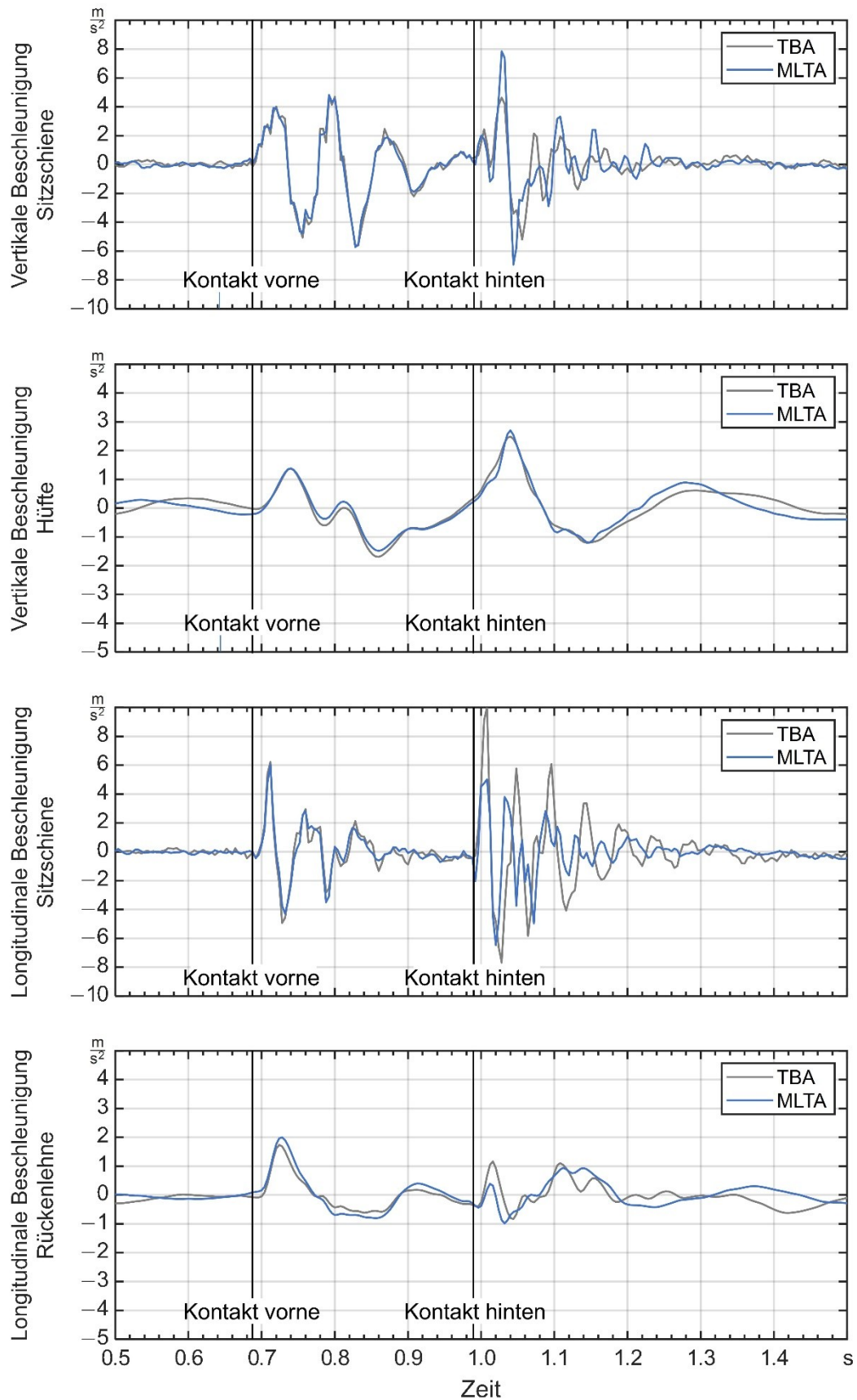


Abbildung 6-13: Zeitverlauf der Beschleunigungen an der Sitzschiene und den Schnittstellen zum Sitzmodell bei Hindernisüberfahrt

Wie auch in Gleichung (2.42) und Abbildung 2-20 dargelegt, werden die P2P-Werte auch zur Skalierung des für die Nachschwingzeit maßgeblichen Toleranzkorridors herangezogen. Mit der hier verwendeten Definition bestimmt sie somit die Zeit nach dem Kontakt der Hinterachse, bei welcher 90 % der eingepprägten Aufbaubeschleunigung wieder abgebaut ist. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die Nachschwingzeit eine hohe Sensitivität gegenüber der Abtastrate des Signals, der Korridorgröße sowie Unregelmäßigkeiten im Auslauf der Schwingung aufweisen kann. Aus diesem Grund werden die Nachschwingzeiten für die Sitz-Mensch Verläufe nicht ausgewertet. Gemäß Tabelle A-11 ergeben sich für die vertikale Beschleunigung an der Sitzschiene bei der TBA- und MLTA-Variante mit etwa 0.18 s ähnliche Nachschwingzeiten. Dies lässt sich erneut mit der größeren dynamischen Dämpfung der MLTA, aber auch mit dem größeren P2P-Wert und den damit zusammenhängenden größeren Toleranzkorridors erklären.

Am Sitzkissen (Hüfte) äußern sich die höheren Peaks des MLTA-Demonstrators nach dem Kontakt der Hinterachse kaum. Hier ist nur eine leichte Überhöhung gegenüber Var. B erkennbar. Diese Beobachtung deckt sich mit den Ergebnissen in [75], wo die Bewertung der Insassen eine deutlich geringere Sensitivität gegenüber unterschiedlichen Fahrwerksparametern aufweist, als dies z.B. bei Änderungen der Hindernisgeometrie der Fall ist.

In longitudinaler Richtung an der Sitzschiene kehren sich die Ergebnisse der beiden Varianten um. Hier wird mit  $17.7 \text{ m/s}^2$  der höchste P2P-Wert der gesamten Messreihe bei der TBA-Variante gemessen. Für die MLTA ergibt sich in Längsrichtung dagegen ein Wert von etwa  $11.5 \text{ m/s}^2$ . Dies ist ein klarer Indikator dafür, dass die positive Schrägfederung das Stoßverhalten der neuen Achse klar verbessert und auch die niedrigere Längsnachgiebigkeit kompensieren kann. Letztere äußert sich in der Längsschwingung primär dahingehend, dass beide Achsen nach dem initialen Kontakt mit unterschiedlicher Frequenz ausschlagen (s.a. [53]). So lässt sich für die MLTA über die Periodendauer einer vollständigen Schwingung eine Frequenz von etwa 30 Hz abschätzen, während sich für die TBA eine Längseigenfrequenz der ungederten Masse von ca. 25 Hz ergibt. Bei der MLTA lässt sich bei etwa 1.05 s weiterhin eine ruckartige Änderung der Längsbeschleunigung erkennen, welche von dem wieder auf den Boden auftreffenden Rad hervorgerufen wird. In ausfedernder Richtung wirkt sich die positive Schrägfederung bei geringer Längselastizität demnach leicht negativ auf die Stößeigkei aus. Auch bezüglich der Nachschwingzeit zeigt sich bei der MLTA-Variante eine eindeutige Verbesserung hinsichtlich der TBA-Referenz. Hier wird mit ca. 0.13 s gegenüber den etwa 0.2 s bei der TBA die größte Differenz in der Nachschwingzeit gemessen. Das MLTA-Konzept zeigt somit die Tendenz, Störungen in Längsrichtung schneller abzubauen. Auch in longitudinaler Richtung äußern sich die unterschiedlich stark ausgeprägten Beschleunigungen sowie die relativ großen Differenzen in der Nachschwingzeit nur in geringem Maße an der Sitz-Mensch Schnittstelle. Beobachtbar ist hier lediglich, dass die MLTA-Variante einen leicht geringeren initialen P2P-Wert aufweist und insgesamt mit einer niedrigeren Frequenz ausschwingt.

Um das Verhalten der beiden Achsen bei Hindernisüberfahrt tiefergehend analysieren zu können, wird die Hindernisüberfahrt mit dem in Abbildung 6-1 gezeigten Vollfahrzeugmodell nachgefahren. Ziel ist es, die sich ergebende Trajektorie der Radmitten in der Seitenansicht nachzubilden. Damit dies gelingt, muss die Radbewegung zunächst relativ zum Koordinatensystem des Aufbaus ausgedrückt werden. Die dazugehörige Berechnung ist mit Gleichung (A.1) im Anhang angefügt. Die sich dann ergebenden x- und z-Koordinaten der

Radmitte sind in Abbildung 6-14 zunächst über die Zeit dargestellt. Im unteren Bereich der Abbildung sind diese dann zusammengeführt worden, sodass sich die relative Verschiebung des Rades in Folge der Hindernisüberfahrt in der Seitenansicht ergibt. Die fortschreitende Zeit wird über die eingezeichneten Pfeile angedeutet. Zum Vergleich sind im unteren Teil von Abbildung 6-14 darüber hinaus auch die ideal-kinematischen Trajektorien dargestellt. Zur Erinnerung: Diese stellen sich ein, wenn keine Elastizitäten berücksichtigt werden. Gleichzeitig stellt die Tangente an die Bahnkurve den für die Schrägfederung maßgeblichen Winkel dar. Es lässt sich erkennen, dass unmittelbar nach dem Kontakt der Hinterachse zunächst beide Radmitten eine Bewegung nach hinten ausführen.

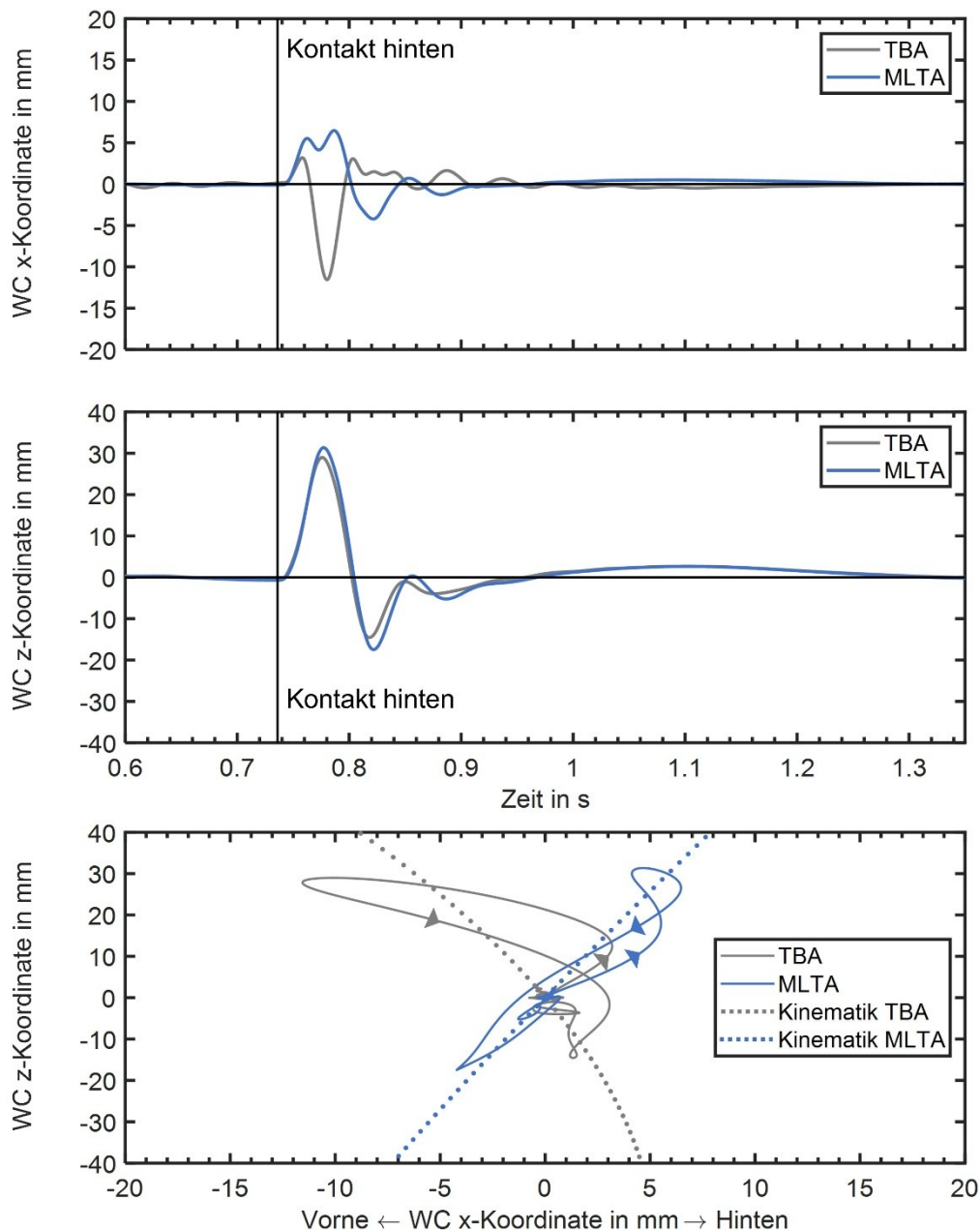


Abbildung 6-14: Simulativ ermittelter Verlauf der Radmittentrajektorie bei Hindernisüberfahrt

Während diese bei der MLTA direkt durch die Kinematik vorgegeben wird, ergibt sich die Ausweichbewegung der TBA durch die Elastizitäten im Aufbaulager. Sobald die Lagerkräfte in den Gelenken zu groß werden, erfolgt hier eine starke Bewegung nach vorne, welche in diesem Fall deutlich größer ausfällt (etwa Faktor 4) als die ursprüngliche Bewegung nach hinten. Bei der MLTA erfolgt mit zunehmender Zeit ebenfalls eine Bewegung nach vorn, diese ist jedoch synchron mit der Abwärtsbewegung des Rades und ist daher ebenfalls mit der Kinematik verknüpft. Durch den Vergleich mit den idealisierten Kinematikkurven fällt darüber hinaus auf, dass die Radmitte der TBA aufgrund der höheren Elastizität eine deutlich größere Abweichung zu der starren Bahnkurve aufweist. Demgegenüber pendelt die MLTA nur in geringem Ausmaß um die idealisierte Trajektorie.

Für das Verhalten bei Hindernisüberfahrt lässt sich somit abschließend festhalten, dass beide im Versuch erprobten Fahrzeugvarianten einen ähnlichen Diskomfort aufweisen, die Ursachen für diesen jedoch einen unterschiedlichen Ursprung aufweisen. Während bei der MLTA in vertikaler Richtung aufgrund der höheren dynamischen Dämpfung und der höheren ungefederten Masse ein schlechterer Komfort und höhere Aufbaubeschleunigungen auftreten, kehren sich die Beobachtungen in Längsrichtung um. Hier zeigt die Auslegung mit positiver Schrägfederung bei gleichzeitig niedriger Längselastizität Vorteile gegenüber der Auslegung der herkömmlichen TBA. Mithilfe der Simulation ließen sich die ergebenden Bahnkurven klar nachvollziehen. Da bei der MLTA infolge des Wiederauftreffens des Rades eine ruckartige Änderung der Beschleunigung beobachtet wurde, wird an dieser Stelle empfohlen, in künftigen Versuchen zusätzlich negative Hindernisse, wie z.B. Schlaglöcher, zu untersuchen.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

### 7.1 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war die Konzeptionierung und Optimierung einer neuartigen Hinterachse speziell für den Einsatz in batterieelektrischen Fahrzeugen. Dazu wurden zunächst die kinematischen Grundlagen und Anforderungen an PKW-Radaufhängungen und anschließend die im Stand der Technik, vor allem bei elektrifizierten Fahrzeugen, verbreiteten Hinterachskonstruktionen sowie Bauraumverhältnisse vorgestellt. Die in dieser Arbeit thematisierte und am Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau entstandene sogenannte Mehrlenkertorsionsachse (MLTA) basiert auf dem Grundgedanken einer in Fahrtrichtung umgedreht eingebauten Verbundlenkerstruktur, welche durch die Integration in ein längsorientiertes Watt-Gestänge eine räumliche Entkopplung des für das Bremsnickverhalten essenziellen Längspols sowie des bauraumkritischen Querträgers ermöglicht. Um die bei Halbstarrachsen benötigten Freiheitsgrade des Mechanismus' zu erhalten, wurde die Verbundlenkerstruktur bei MLTA mit einem Drehgelenk an den Radträger angebunden. Eine ebenfalls gelenkig verbundene Längsstrebe komplettierte den Mechanismus. Als zentrale Herausforderung an das Konzept wurden die Sicherstellung eines komfortablen Bremsnickverhaltens infolge des beweglichen Längspols sowie die Abstützung der Seitenkräfte und -momente über das Drehgelenk identifiziert.

Diese Gestaltung erlaubte es, die bauraumrelevante Vorderseite des Querträgers um etwa 450 mm gegenüber dem herkömmlichen Achskonzept nach hinten zu verlagern. Dieser durch reine Restrukturierung der Komponenten gewonnene, homogene Bauraum konnte der Antriebsbatterie zugeordnet werden. Bei dem hier verwendeten Kleinwagen und den rekonstruierten Batterieabmessungen konnte mit dieser Verlagerung eine Volumenzunahme für den Bauraum der Antriebsbatterie von ca. 28 % abgeschätzt werden. Die mit einem derart ausgelegten Energiespeicher einhergehenden Masseneigenschaften wurden mithilfe von Ballastmassen approximiert, welche später in ein Demonstratorfahrzeug integriert wurden. Auf diese Weise wurde die MLTA in ihrem angedachten, batterieelektrischen Kontext mit einer herkömmlichen Verbundlenkerachse verglichen. Als weiterer Vergleichspartner diente ebenfalls das ohne Ballastmassen ausgestattete Serienfahrzeug.

Nachdem die grundlegende Topologie des Mechanismus' ausgewählt und die Gesamtfahrzeugparameter definiert worden sind, wurde eine Optimierung der Kinematikpunkte vorgenommen. Da der Berechnungsansatz mit Inline-Gelenken einen realitätsnahen Längenausgleich in den Aufbaugummilagern nachbildet, wurde dieser für die Optimierung der Kinematik ausgewählt. Die Optimierung erfolgte mithilfe eines SQP-Algorithmus', welcher über zufällig verteilte Startpunkte initiiert wurde und so einen globalen Lösungsansatz des Problems darstellte. Die für die Optimierung essenziellen Zielfunktionen wurden mithilfe von Zielwerten aus dem Stand der Technik und Gewichtungsfaktoren für die relevanten kinematischen Kenngrößen festgelegt. Neben den herkömmlichen Achscharakteristika wurden für die MLTA spezifische Kennwerte für die Abschätzung der Sturznachgiebigkeit am Drehgelenk oder das Umschwingen des Längspols hinter die Achse bei größeren Federwegen eingeführt. Die Randbedingungen des Optimierungsalgorithmus sind in den Kategorien Bauraum, Elastokinematik und Kinematik eingeteilt worden. Für den Bauraum wurden globale Quadervolumina sowie teils lokale Randbedingungen eingeführt. Die kinematischen und elastokinematischen Randbedingungen dienten als minimale

Sollanforderungen an den Mechanismus. Als Ergebnis der Optimierung ergaben sich 17 lokale Minima, welche eine Zielwerterfüllung zwischen ca. 75-82 % aufwiesen. Beim Vergleich der Lösungen ließ sich eine maximale Bauraumausnutzung in Querrichtung sowie am hinteren Aufbauhalter in Längsrichtung ausmachen.

Da die Lage der Feder und des Dämpfers im Demonstratorfahrzeug stark bauraumgeprägt waren, wurde der Dämpfer in der MLTA-Variante vor die Radmitte gelegt. Mit dieser Verlagerung ging eine Reduktion der Dämpferübersetzung von etwa 1.2 auf 0.9 einher. Zusammen mit der gestiegenen Fahrzeugmasse durch die Ballastmassen machte dies einen Tuningdämpfer erforderlich. Dieser zeichnete sich im Vergleich zu dem Dämpfer der Verbundlenkervariante durch ein höheres Dämpfungsmaß im unteren und mittleren Geschwindigkeitsbereich aus. Gleichzeitig wurde auch eine steigende Eigenfrequenz infolge einer Ausfederbewegung beobachtet. Diese lag in der höheren Nebenfederrate im mit Gummilager nachgebildeten Drehgelenk begründet.

Insgesamt wies die derart ausgelegte MLTA, auch unter Berücksichtigung der Elastizitäten, ein vielversprechendes Eigenschaftsprofil auf. Durch die Integration in das längsorientierte Watt-Gestänge wurde über allen Beladungszuständen eine positive Bremsabstützung erzielt; der Referenzwert der Verbundlenkerachse wird zu ca. 80 % erreicht. Bezüglich der wechselseitigen Spur- und Sturzgradienten konnten alle Zielwerte erreicht werden. Die Sturznachgiebigkeit konnte insbesondere durch die im Rahmen einer parallelen Arbeit ausgelegten elastokinematischen Maßnahmen in einem akzeptablen Bereich gehalten werden. Gleichzeitig ergaben sich durch gestiegene Lagersteifigkeiten jedoch auch Kompromisse hinsichtlich der Längselastizität. Um diese zu kompensieren, ist für die MLTA eine positive Schrägfederung vorgesehen worden.

Um das allgemeine Bremsnickverhalten der MLTA, das Umschwingen des Längspols hinter die Radmitte bei großen Federwegen, die erhöhten Nebenfederraten beim Ausfedern und die positive Schrägfederung bei gleichzeitig niedriger Längsnachgiebigkeit im Gesamtfahrzeug zu untersuchen, werden abschließend Vollfahrzeugsimulationen sowie Realversuche mit dem Demonstrator durchgeführt. Bei Simulation des Bremsverhaltens auf ebener Fahrbahn wurde ein zufriedenstellendes Bremsnickverhalten festgestellt. Insbesondere wurde hier das Verhalten des Serienfahrzeugs durch die geänderte Massen- und Bremsverteilung übertroffen.

Bei Fahrt auf unebener Fahrbahn wurde für das Fahrzeug mit MLTA ein höherer Diskomfort im Vergleich zur Verbundlenkerachse festgestellt. Dies macht sich insbesondere bei der Fahrt auf dem mittleren Straßenprofil bemerkbar. Mithilfe der Linearisierung der Dämpfungseigenschaften und Approximation der Wahrscheinlichkeitsdichte mit Histogrammen, konnte hier quantifizierbar nachgewiesen werden, dass bei dem Fahrzeug mit MLTA ein höheres dynamisches Dämpfungsmaß vorliegt. Dies ließ sich mit dem verbauten Tuning-Dämpfer begründen, bei welchem erst bei höheren vertikalen Radgeschwindigkeiten der high-speed Bereich des Dämpfers erreicht wird. In der Folge wurden die besonders komfortrelevanten Eigenfrequenzen zwischen der gefederten und ungefederten Masse betont. Für das Demonstratorfahrzeug mit MLTA wurde das Ziel ausgegeben, das Fahrzeug in einen abstimmbaren Bereich zu bringen, was als erfolgreich angesehen wird. So kann ein deutlich komfortableres Verhalten erwartet werden, sollte die Dämpferabstimmung in Zukunft noch einmal optimiert werden. Hier ist eine alternative Dämpferauslegung mit einer weniger stark ausgeprägten Dämpfung im Übergangsbereich zwischen High- und Low-Speed Dämpfung

wünschenswert. Weiterhin wurde beobachtet, dass selbst mit den Dämpfungseigenschaften der ballastierten TBA Radhübe im Bereich des Längspolumschwungs lediglich mit 0.5 % Wahrscheinlichkeit auftreten. Aus diesem Grund wurde das Umschwingen des Momentanpols hinter die Radmitte bei Radhüben von etwa 60 mm als unproblematisch eingeordnet. Für das Verhalten bei Hindernisüberfahrt wurde bei beiden erprobten Fahrzeugvarianten ein ähnlicher Diskomfort festgestellt. Bei der MLTA ist dieser primär in vertikaler Richtung aufgetreten. Hier wurden erneut die höhere dynamische Dämpfung und die höhere ungefederte Masse als Ursache ausgemacht. In Längsrichtung zeigte die MLTA trotz niedrigerer Längselastizität hingegen ein besseres Komfortempfinden.

## 7.2 Ausblick

Der Fokus der vorliegenden Arbeit lag in der Auslegung des grundlegenden Gelenkkonzepts der MLTA sowie der am konkreten Beispielfahrzeug durchgeführten Optimierung der Kinematikpunkte. Weiterhin wurden die in der Entwicklungsphase aufgetretenen Kompromisse und Besonderheiten des Konzepts unter Längs und vertikaler Anregung untersucht, sodass die grundsätzliche Machbarkeit des Konzepts nachgewiesen werden konnte. Gleichzeitig konnte jedoch auch die Abstützung der Seitenkräfte und -momente über das idealisierte Drehgelenk als eine zentrale Herausforderung an das Konzept identifiziert werden. Aus diesem Grund sind tiefgreifende elastokinematische Untersuchungen und Optimierungen am Konzept der MLTA Gegenstand aktueller Forschung am Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau (s.a. [176]). Darüber hinaus wird auch das stationäre und instationäre querdynamische Verhalten des MLTA Demonstrators mittels objektiver und subjektiver Methoden analysiert (s.a. [171]).

Weiterhin zeigte sich für das mit MLTA ausgestattete Demonstratorfahrzeug ein erhöhter Diskomfort. Hier empfiehlt sich eine Optimierung auf Basis des Komfortempfindens der Insassen. Diese erfolgt idealerweise direkt am Demonstrator, sollte dies jedoch zu aufwendig sein, ist auch eine Optimierung anhand des in Abbildung A-1 dargestellten Simulink-Modells oder alternativ des Einspurmodells denkbar. Als mögliche Optimierungsvariablen könnten die Steifigkeiten der Aufbaufedern und die (nichtlineare) Dämpfungskennlinie dienen. Zur weiteren Untersuchung des Stoßverhaltens können in künftigen Versuchen zusätzlich negative Hindernisse, wie z.B. Schlaglöcher, untersucht werden, da bei der MLTA beim Wiederauftreffen des Rades eine ruckartige Änderung der Beschleunigung beobachtet wurde. Außerdem können langwellige Fahrbahnen mit großer Amplitude herangezogen werden, um das Umschwingverhalten des Längspols weitergehend zu untersuchen.

In der vorliegenden Arbeit wurde darüber hinaus der gewonnene Bauraum im Fahrzeugunterboden dazu genutzt, um die Antriebsbatterie zu vergrößern und somit höhere Reichweiten zu erzielen. In den zurückliegenden Jahren konnten hinsichtlich der Antriebsbatterie dynamische Entwicklungen, insbesondere auf der Ebene der Zellchemie, beobachtet werden [182,183]. Da die Antriebsbatterie ein breites Spektrum an sich gegenseitig beeinflussenden Anforderungen (u.a. Kosten, Energie-/ Leistungsdichte, Sicherheit, Rohstoffe, ... [184,185]) besitzt, könnte das Konzept der MLTA auch dahingehend interessant werden, wenn es mit dem vergrößerten Bauraum zu einer Entspannung anderer Anforderungen kommen könnte. Vor dem hier dargestellten Hintergrund eines Kleinwagens könnte z.B. die Kostenreduktion bei gleichbleibender bzw. für den Markt akzeptabler Reichweite ebenfalls ein wünschenswertes Szenario darstellen.

# A Anhang

## A.1 Simulink-Modell Zwei-Massen-Schwinger

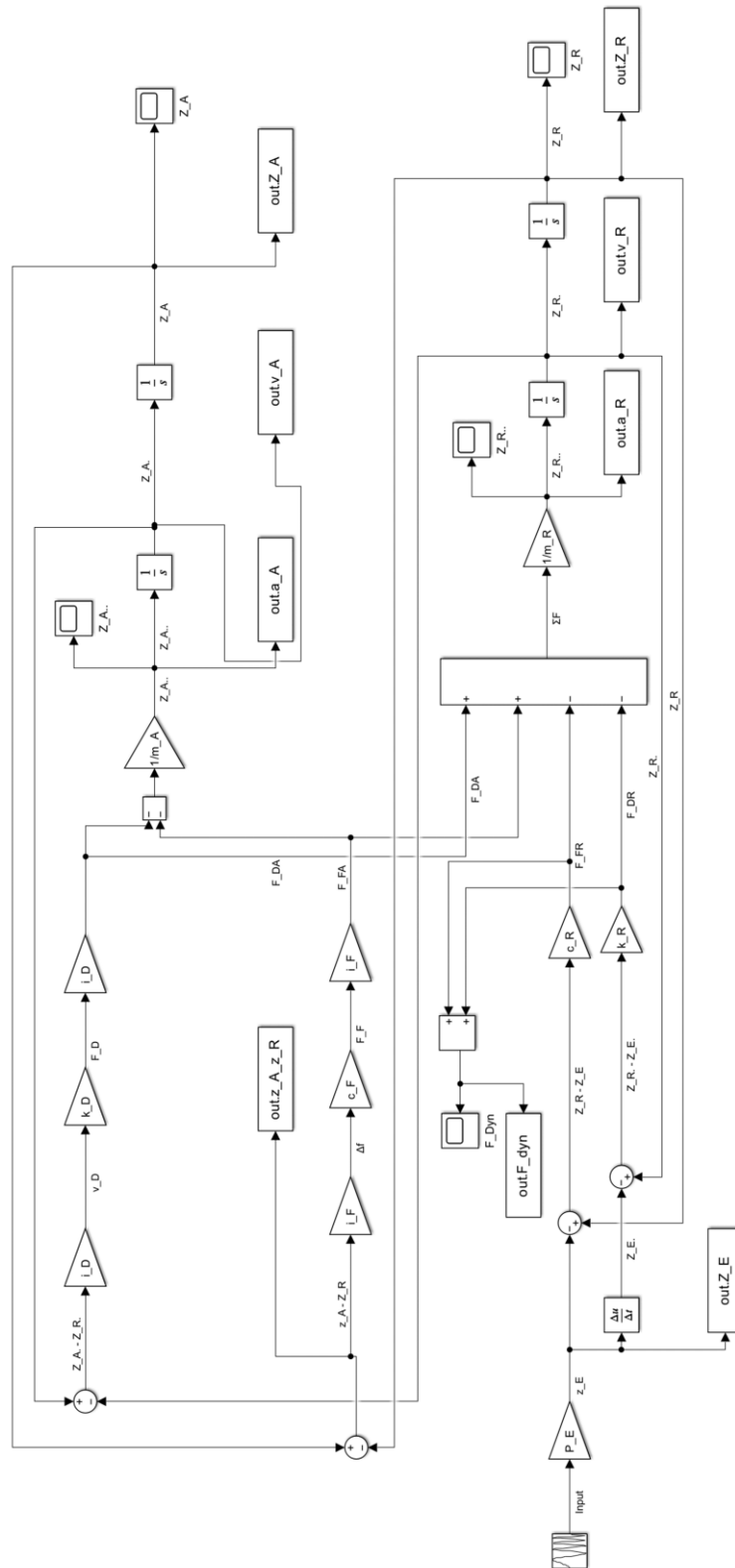


Abbildung A-1: Simulink-Modell Zwei-Massen-Schwinger nach [60]

## A.2 Datenübersicht Referenzfahrzeugs

|                           |                              |  |  |
|---------------------------|------------------------------|--|--|
| Fahrzeugreihe             | Ford Fiesta MK8              |  |  |
| Baujahr                   | 2017                         |  |  |
| Motortyp                  | 1.0L GTDi EcoBoost           |  |  |
| Bauart                    | Reihen-Dreizylinder          |  |  |
| Getriebe                  | Man. 6-Gang Schaltgetriebe   |  |  |
| Antrieb                   | FWD                          |  |  |
| Leistung                  | 103 kW/ 140 PS               |  |  |
| Drehmoment                | 180 Nm bei 1500 – 5000 1/min |  |  |
| Höchstgeschwindigkeit     | 202 km/h                     |  |  |
| Beschleunigung 0-100 km/h | 9,0 s                        |  |  |
| Wendekreis                | 10,05 m                      |  |  |
| Lenkübersetzung           | 14,6                         |  |  |
| Karosserieform            | 5-türige Limousine           |  |  |
| Ausstattungslineie        | Vignale mit Panoramadach     |  |  |

|                          | Variante A     | Variante B     | Variante C                     |
|--------------------------|----------------|----------------|--------------------------------|
| Vorderachsausführung     | McPherson      | McPherson      | McPherson                      |
| Hinterachsausführung     | Verbundlenker  | Verbundlenker  | MLTA                           |
| Gesamtmasse (Messlast 2) | 1395 kg        | 1712 kg        | 1735 kg                        |
| Achslast vorne           | 795 kg         | 872 kg         | 870 kg                         |
| Achslast hinten          | 600            | 840 kg         | 868 kg                         |
| Achslastverteilung vorne | 57 %           | 51 %           | 50 %                           |
| Radstand                 | 2493 mm        | 2493 mm        | 2493 mm                        |
| Spurweite VA             | 1504 mm        | 1504 mm        | 1504 mm                        |
| Spurweite HA             | 1468 mm        | 1468 mm        | 1478 mm                        |
| Stat. Spurwinkel         | 0.25°          | 0.25°          | 0.25°                          |
| Stat. Sturzwinkel        | -0.65°         | -0.65°         | -0.65°                         |
| Reifen                   | 195/60 R15 88V | 195/60 R15 88V | 205/45 ZR17 88W                |
| Reifendruck VA           | 2,1 bar        | 2,3 bar        | 2,3 bar                        |
| Reifendruck HA           | 1,8 bar        | 2,2 bar        | 2,2 bar                        |
| Radlager                 | Serie          | Serie          | Übernahme Ford Kuga (Bj. 2019) |

Tabelle A-1: Übersicht der grundlegenden Fahrzeugdaten des Referenzfahrzeugs und der daraus abgeleiteten Fahrzeugvarianten, Angaben zum Referenzfahrzeug aus [186]

### A.3 Rekonstruktion HV-Batteriemodelle

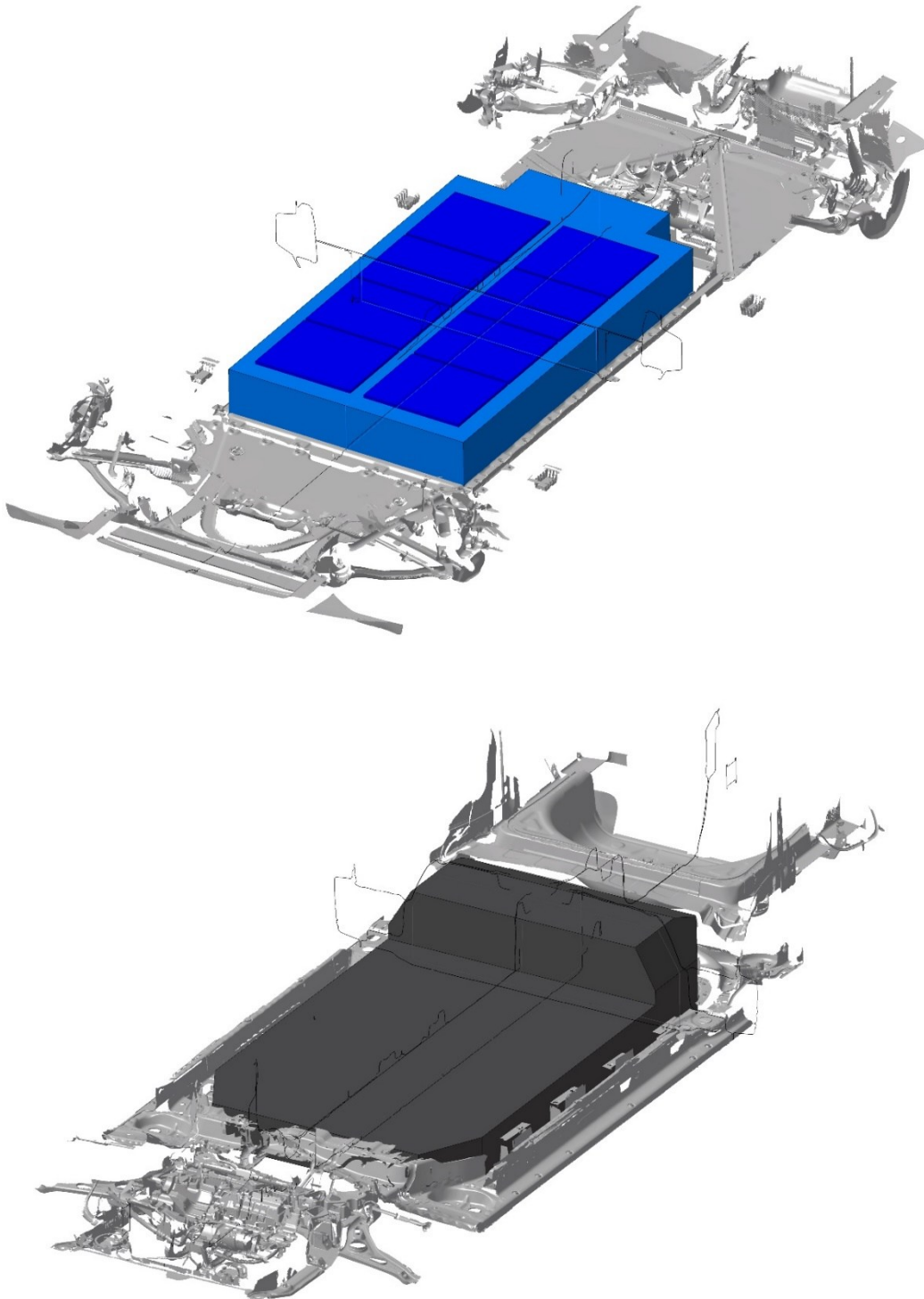


Abbildung A-2: Rekonstruktion der HV-Batteriemodelle im BMW i3 (oben) und Opel Ampera (unten) auf Basis von Karosseriescandaten aus [166]

## A.4 Zusammensetzung Masse BMW i3 Batteriemodell

| Bauteil                    | OEM-<br>Teilenummer | Einzelgewicht in<br>kg | Menge | Gesamt-<br>gewicht in kg |
|----------------------------|---------------------|------------------------|-------|--------------------------|
| Zellmodul 94 Ah            | 61278647912         | 28                     | 8     | 224                      |
| Gehäuse HV-Batterie        | 61277625052         | 19.5                   | 1     | 19.5                     |
| Deckel HV-Batterie         | 61277625062         | 4.5                    | 1     | 4.5                      |
| Kühler HV-Batterie         | 61277625078         | 3                      | 1     | 3                        |
| Sicherheitsbox             | 61278635848         | 2.8                    | 1     | 2.8                      |
| Steuergerät HV-Batterie    | 61277648784         | 0.35                   | 1     | 0.35                     |
| Zellüberwachungselektronik | 61277648785         | 0.1                    | 8     | 0.8                      |
| Modulstreben               | 61277625063         | 0.04                   | 5     | 0.2                      |
| Kabel und Stecker          | 61277625084         | 0.6                    | 1     | 0.6                      |
|                            |                     |                        | Summe | 255.8 kg                 |

| Bauteil                    | OEM-<br>Teilenummer | Einzelgewicht inkl.<br>Sekundär-<br>effekte in kg | Menge | Gesamt-<br>gewicht in kg |
|----------------------------|---------------------|---------------------------------------------------|-------|--------------------------|
| Zellmodul 94 Ah            | 61278647912         | 28                                                | 11    | 308.0                    |
| Gehäuse HV-Batterie        | 61277625052         | 26.8                                              | 1     | 26.8                     |
| Deckel HV-Batterie         | 61277625062         | 6.2                                               | 1     | 6.2                      |
| Kühler HV-Batterie         | 61277625078         | 4.1                                               | 1     | 4.1                      |
| Sicherheitsbox             | 61278635848         | 3.9                                               | 1     | 3.9                      |
| Steuergerät HV-Batterie    | 61277648784         | 0.35                                              | 1     | 0.4                      |
| Zellüberwachungselektronik | 61277648785         | 0.1                                               | 11    | 1.1                      |
| Modulstreben               | 61277625063         | 0.06                                              | 5     | 0.3                      |
| Kabel und Stecker          | 61277625084         | 0.6                                               | 1     | 0.6                      |
|                            |                     |                                                   | Summe | 351.3 kg                 |

Tabelle A-2: Berechnung der Massendaten des BMW i3 Batteriemodells mit 8 Modulen (oben) und Erweiterung auf 11 Module (unten); Angaben gemäß [169]

## A.5 Lage der Ersatzmassen im Gesamtfahrzeugmodell

| <b>Var. A / Komponente</b> | <b>X-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Y-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Z-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Gewicht<br/>in kg</b> |
|----------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------|
| Gesamtschwerpunkt          | 2873.7                    | -0.3                      | 750.8                     | 1396.5                   |
| Schwerpunkt                | 2871.0                    | -0.3                      | 785.5                     | 1239.3                   |
| Gefederte Massen           |                           |                           |                           |                          |
| Ungefederte Masse vorne    | 1790.0                    | 0.0                       | 476.9                     | 87.5                     |
| Ungefederte Masse hinten   | 4283.0                    | 0.0                       | 477.0                     | 69.7                     |
| Baugruppe                  | 1629.2                    | 25.8                      | 663.2                     | 165.6                    |
| Verbrennungsmotor          |                           |                           |                           |                          |
| Kraftstoff Tank            | 3783.0                    | 0.0                       | 460.0                     | 31.0                     |
| Fahrer                     | 3126.0                    | -335.0                    | 706.0                     | 68.0                     |
| Beifahrer                  | 3126.0                    | 335.0                     | 706.0                     | 68.0                     |
| Beifahrer hinten Mitte     | 3890.0                    | 0.0                       | 716.0                     | 68.0                     |
| Zuladung                   | 4448.0                    | 0.0                       | 660.0                     | 21.0                     |
| <b>Var. B/ Komponente</b>  | <b>X-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Y-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Z-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Gewicht<br/>in kg</b> |
| Gesamtschwerpunkt          | 3015.1                    | -0.3                      | 674.4                     | 1713.2                   |
| Schwerpunkt                | 3027.2                    | -0.4                      | 694.3                     | 1556.0                   |
| Gefederte Massen           |                           |                           |                           |                          |
| Ungefederte Masse vorne    | 1790.0                    | 0.0                       | 476.9                     | 87.5                     |
| Ungefederte Masse hinten   | 4283.0                    | 0.0                       | 477.0                     | 69.7                     |
| Batteriemodell             | 3327.4                    | 0.0                       | 420.0                     | 414.9                    |
| E-Maschine                 | 1620.4                    | 26.4                      | 636.0                     | 98                       |
| Fahrer                     | 3126.0                    | -335.0                    | 706.0                     | 68.0                     |
| Beifahrer                  | 3126.0                    | 335.0                     | 706.0                     | 68.0                     |
| Beifahrer hinten Mitte     | 3890.0                    | 0.0                       | 716.0                     | 68.0                     |
| Zuladung                   | 4448.0                    | 0.0                       | 660.0                     | 21.0                     |
| <b>Var.C/ Komponente</b>   | <b>X-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Y-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Z-Koord.<br/>in mm</b> | <b>Gewicht<br/>in kg</b> |
| Gesamtschwerpunkt          | 3037.4                    | -0.3                      | 671.6                     | 1737.8                   |
| Schwerpunkt                | 3037.1                    | -0.4                      | 693.4                     | 1562.3                   |
| Gefederte Massen           |                           |                           |                           |                          |
| Ungefederte Masse vorne    | 1790.0                    | 0.0                       | 476.9                     | 87.5                     |
| Ungefederte Masse hinten   | 4283.0                    | 0.0                       | 477.0                     | 88.0                     |
| Batteriemodell             | 3327.4                    | 0.0                       | 420.0                     | 414.9                    |
| E-Maschine                 | 1620.4                    | 26.4                      | 636.0                     | 98                       |
| Fahrer                     | 3126.0                    | -335.0                    | 706.0                     | 68.0                     |
| Beifahrer                  | 3126.0                    | 335.0                     | 706.0                     | 68.0                     |
| Beifahrer hinten Mitte     | 3890.0                    | 0.0                       | 716.0                     | 68.0                     |
| Zuladung                   | 4448.0                    | 0.0                       | 660.0                     | 21.0                     |

Tabelle A-3: Übersicht der relevanten Massen basierend auf Messungen am Labor für Fahrwerk- und Simulationstechnik der TH Köln, des OEM MKS-Modells und unveröffentlichten Arbeiten am Lehrstuhl für Fahrzeugleichtbau

**A.6 Hardpoints zum Vergleich der kinematischen Ersatzmodelle**

| Kinematikpunkt | X-Koord.<br>in mm | Y-Koord.<br>in mm | Z-Koord.<br>in mm |
|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| U              | 4678              | -575              | 560               |
| L              | 3978              | -531              | 447               |
| RU             | 4300              | -645              | 555               |
| RL             | 4263              | -640              | 316               |
| Q              | 4533              | -602              | 547               |
| SC             | 4533              | 0                 | 547               |
| WC             | 4283              | -731              | 477               |

Tabelle A-4: Übersicht der Kinematikpunkte zum Vergleich der kinematischen Ersatzmodelle

## A.7 Quadervolumina zur Definition der Bauraumrandbedingungen

| Kinematikpunkt | X-Koord.<br>in mm | Y-Koord.<br>in mm | Z-Koord.<br>in mm |
|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| U min          | 4600              | -580              | 500               |
| U max          | 4700              | -460              | 555               |
| L min          | 3830              | -600              | 330               |
| L max          | 4020              | -400              | 500               |
| RUi min        | 4285              | -670              | 510               |
| RUi max        | 4335              | -570              | 650               |
| RUo min        | 4285              | -690              | 510               |
| RUo max        | 4335              | -640              | 650               |
| RL min         | 4100              | -685              | 290               |
| RL max         | 4450              | -597              | 460               |
| SL min         | 4307              | -488.5            | 338               |
| SL max         | 4307              | -488.5            | 338               |
| SU min         | 4313              | -488.5            | 524               |
| SU max         | 4313              | -488.5            | 524               |
| DL min         | 4210              | -593              | 422.5             |
| DL max         | 4210              | -593              | 422.5             |
| DU min         | 4245              | -551              | 950.5             |
| DU max         | 4245              | -551              | 950.5             |
| SC min         | 4450              | 0                 | 450               |
| SC max         | 4650              | 0                 | 545               |
| WC min         | 4283              | -736              | 477               |
| WC max         | 4283              | -731              | 477               |

Tabelle A-5: Übersicht der minimalen und maximalen Punkte zur Definition der Quadervolumina zur Definition der globalen Bauraumrandbedingungen

## A.8 Kinematikpunkte als Ergebnis der Optimierung

| Kinematikpunkt | X-Koord.<br>in mm | Y-Koord.<br>in mm | Z-Koord.<br>in mm |
|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| U              | 4700              | -567.6            | 553.9             |
| L              | 3950.1            | -538.4            | 437.9             |
| RUi            | 4300              | -605.6            | 578.5             |
| RUo            | 4300              | -682.4            | 578.5             |
| RL             | 4256.7            | -666.7            | 312.4             |
| SL             | 4307              | -488.5            | 338               |
| SU             | 4313              | -488.5            | 524               |
| DL             | 4210              | -593              | 422.5             |
| DU             | 4245              | -551              | 950.5             |
| SC             | 4511.9            | 0                 | 521.5             |
| WC             | 4283              | -731              | 477               |

Tabelle A-6: Übersicht der Kinematikpunkte der ersten Lösung des Optimierungsproblems

## A.9 Optimierungsergebnisse der lokalen Minima

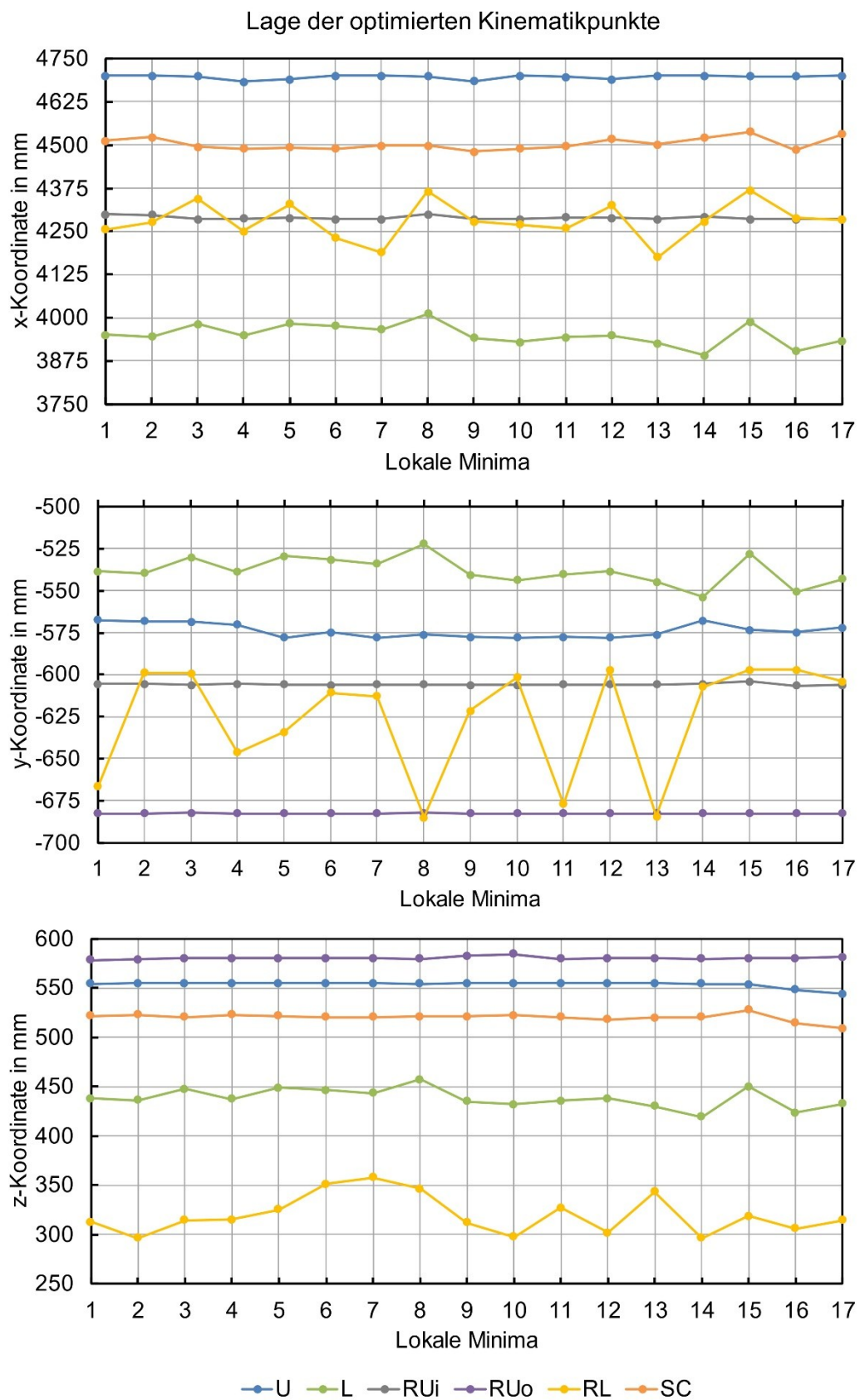


Abbildung A-3: Lager der optimierten Kinematikpunkte für alle lokalen Minima

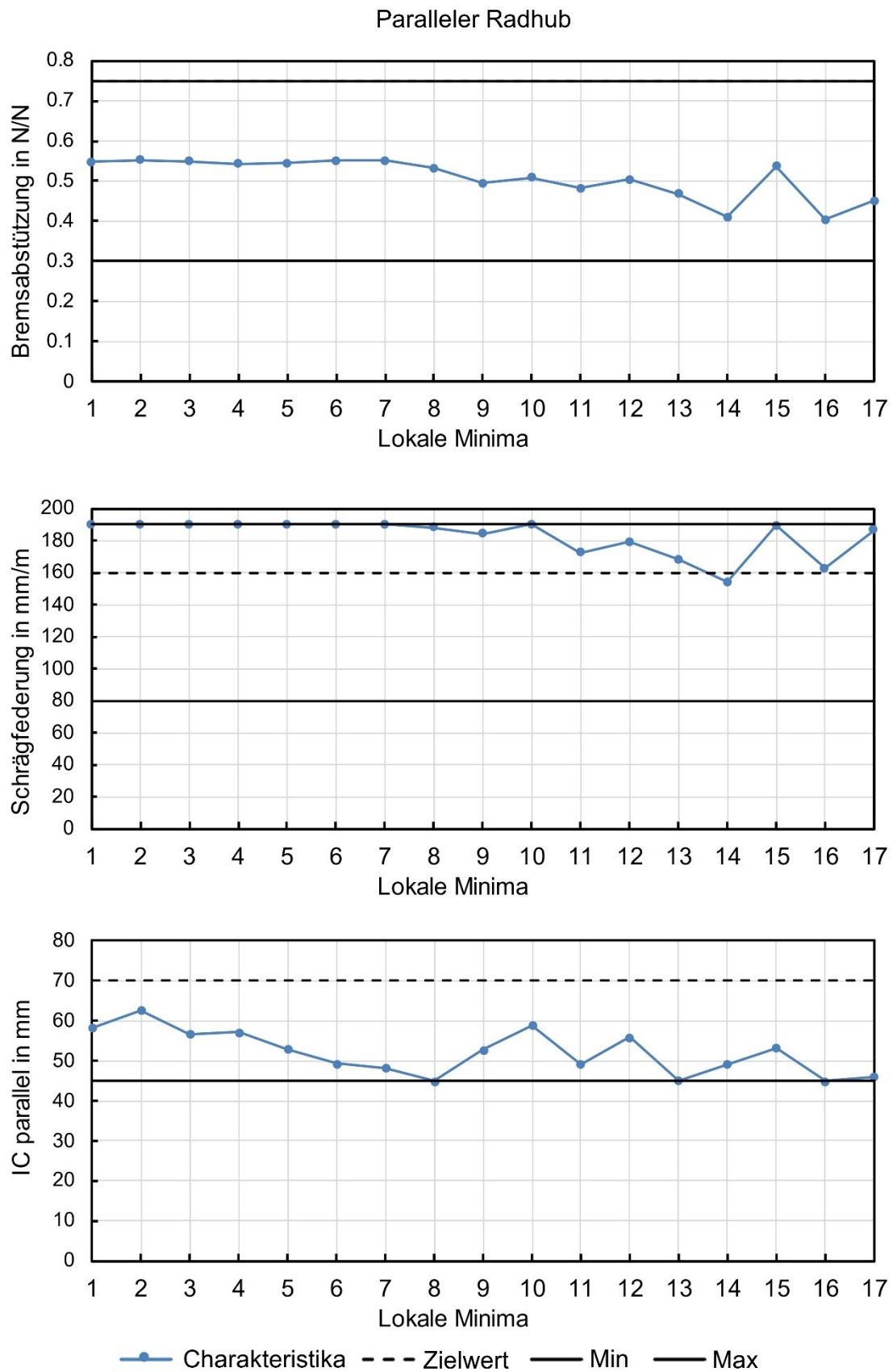


Abbildung A-4: Optimierungsergebnisse aller lokalen Minima bzgl. des parallelen Radhubs

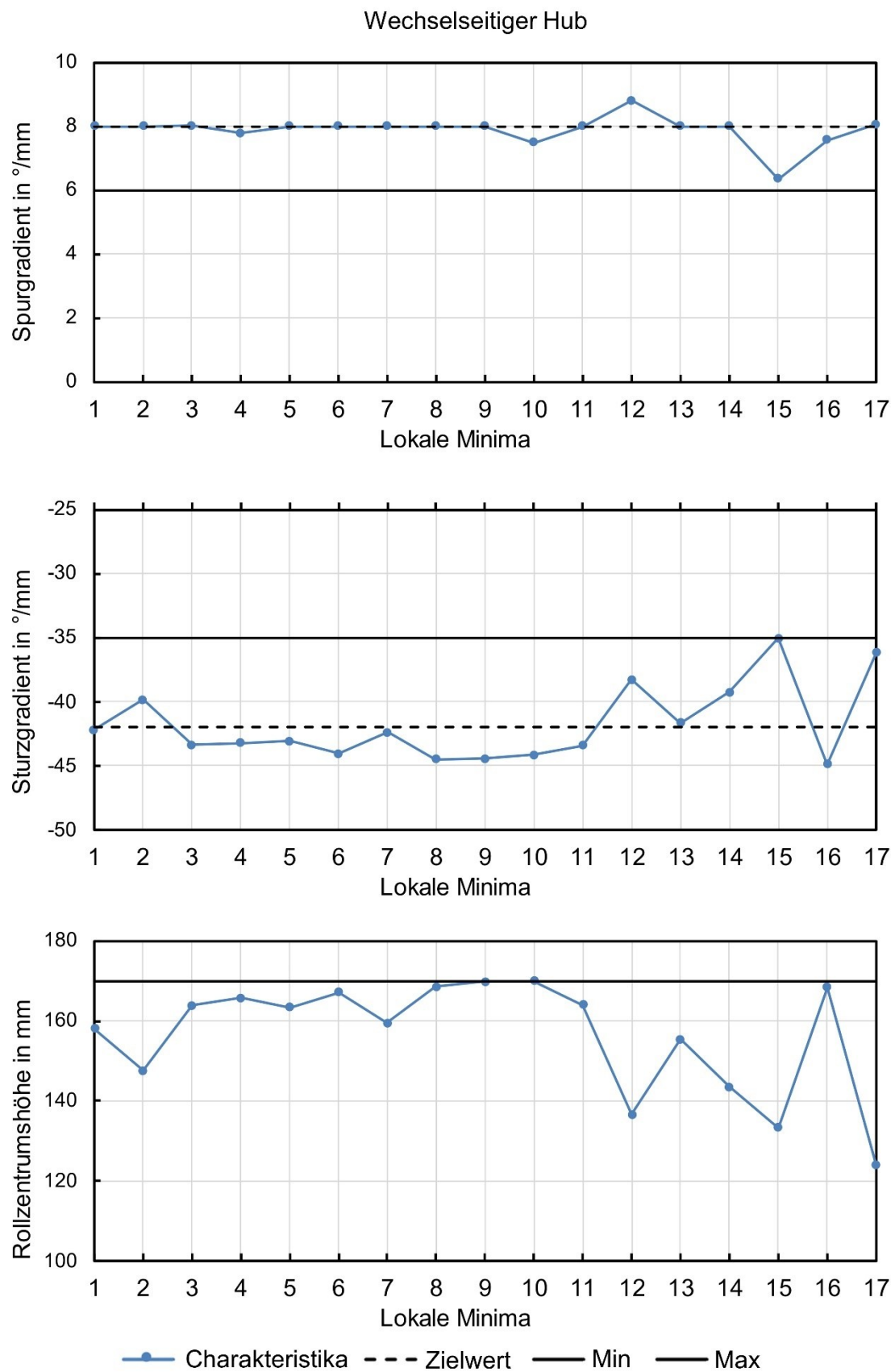


Abbildung A-5: Optimierungsergebnisse aller lokalen Minima bzgl. des wechselseitigen Radhubs

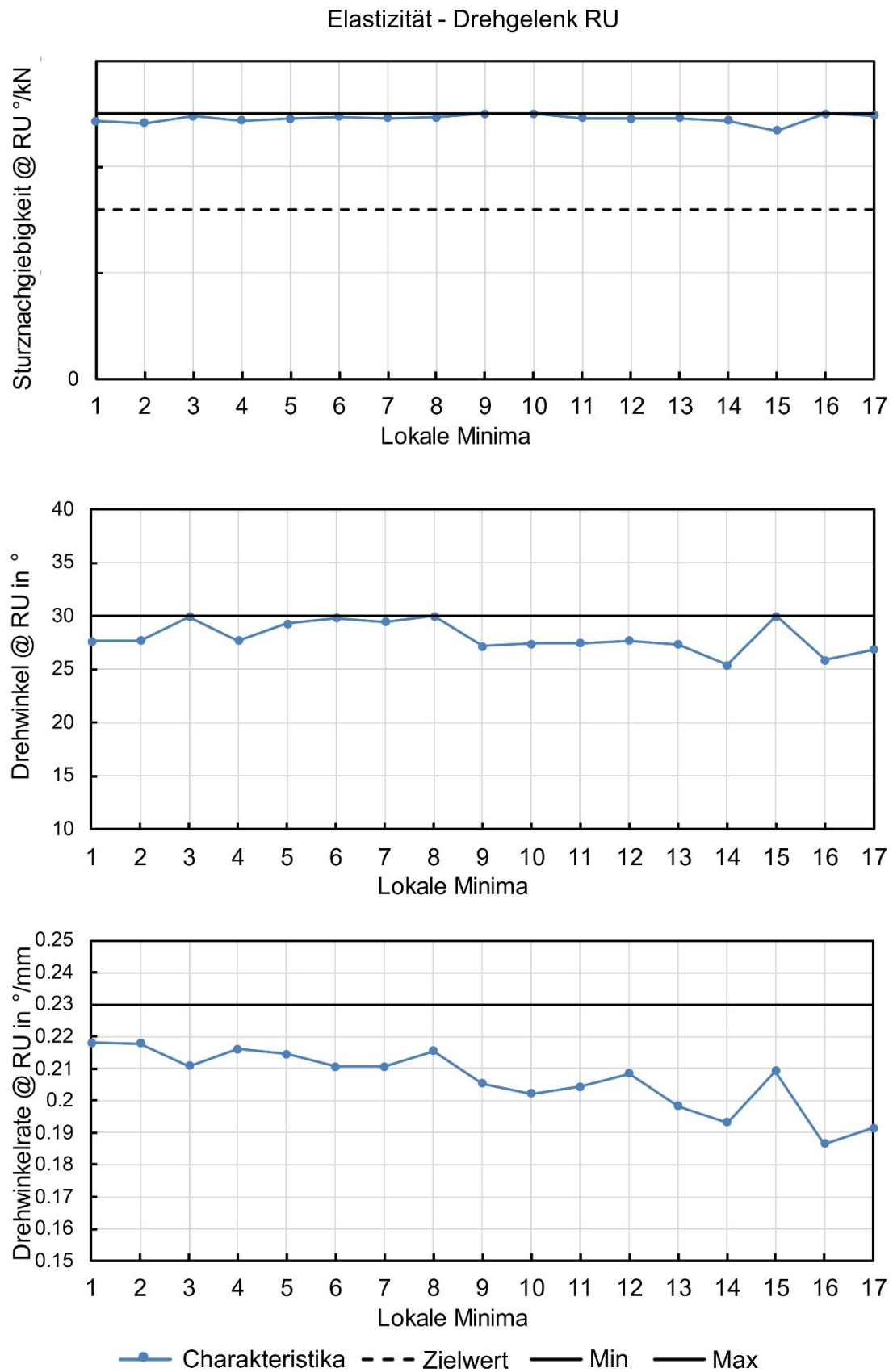


Abbildung A-6: Optimierungsergebnisse aller lokalen Minima bzgl. der elastischen Eigenschaften am Drehgelenk

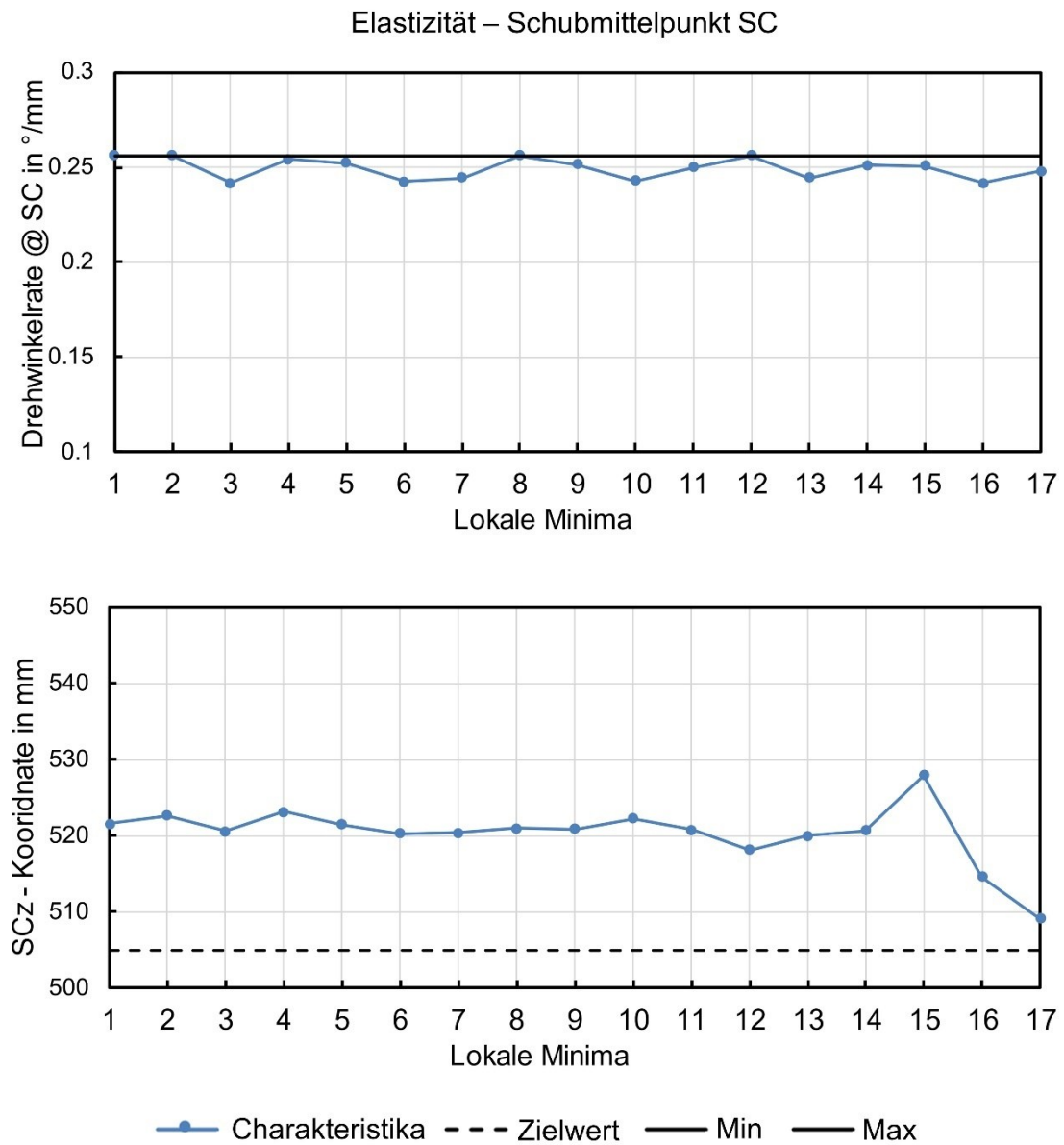


Abbildung A-7: Optimierungsergebnisse aller lokalen Minima bzgl. der elastischen Eigenschaften am Schubmittelpunkt

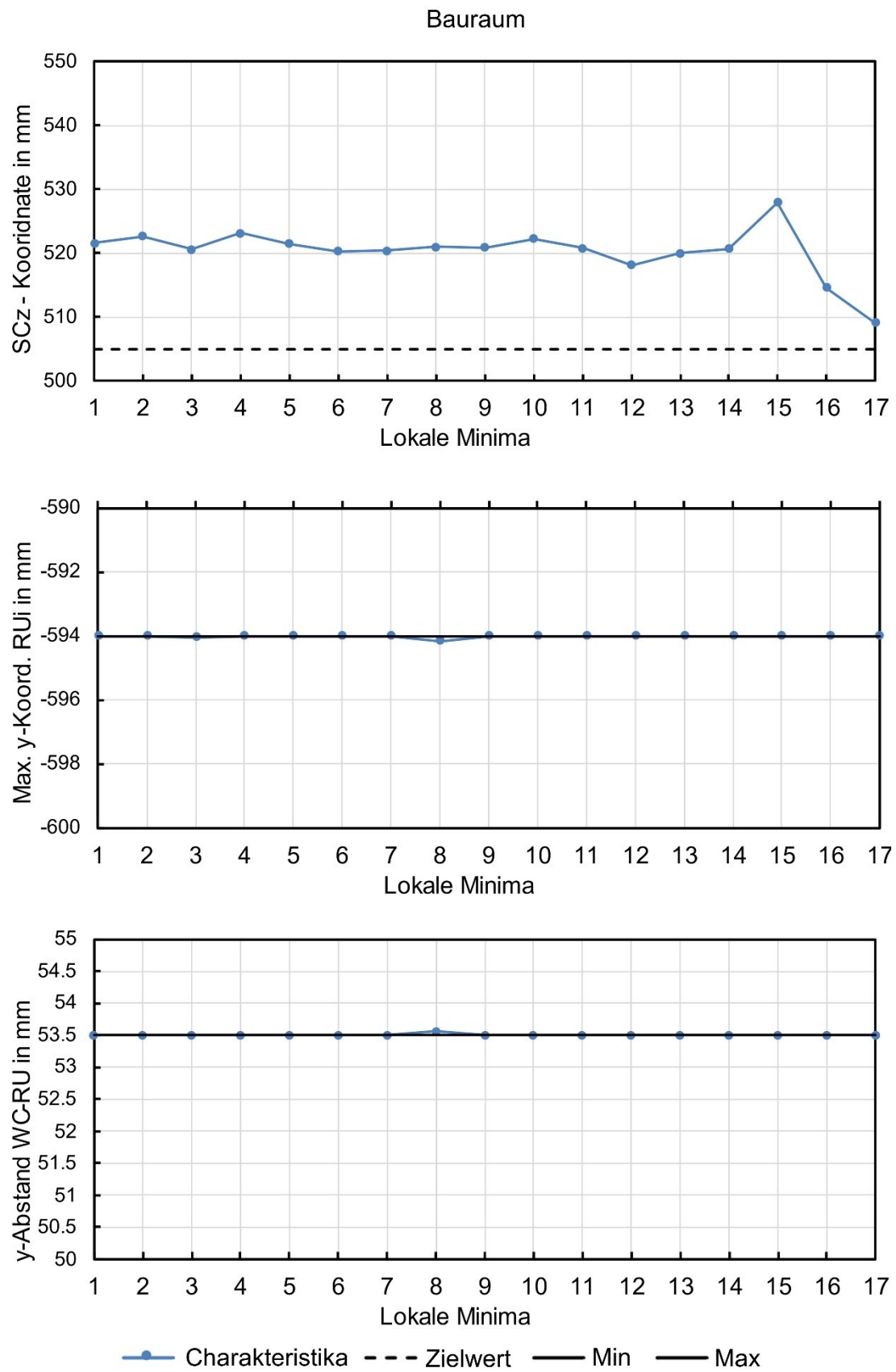


Abbildung A-8: Optimierungsergebnisse aller lokalen Minima bzgl. Baurumrandbedingungen

## A.10 Eigenschaftsprofil bei verschiedenen Beladungszuständen

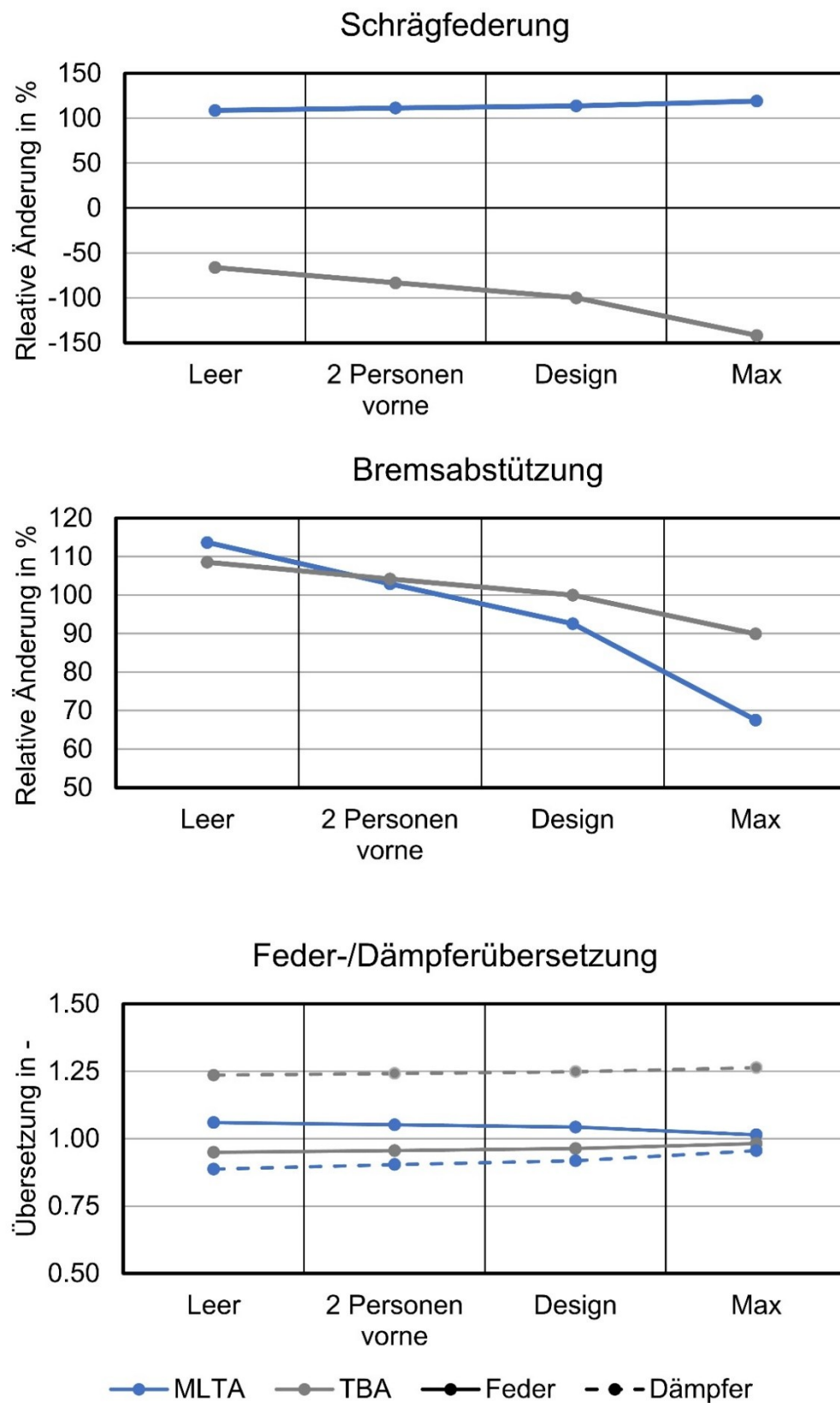


Abbildung A-9: Vergleich des ideal-kinematischen Eigenschaftsprofil infolge des parallelen Einfederns für verschiedenen Beladungszuständen

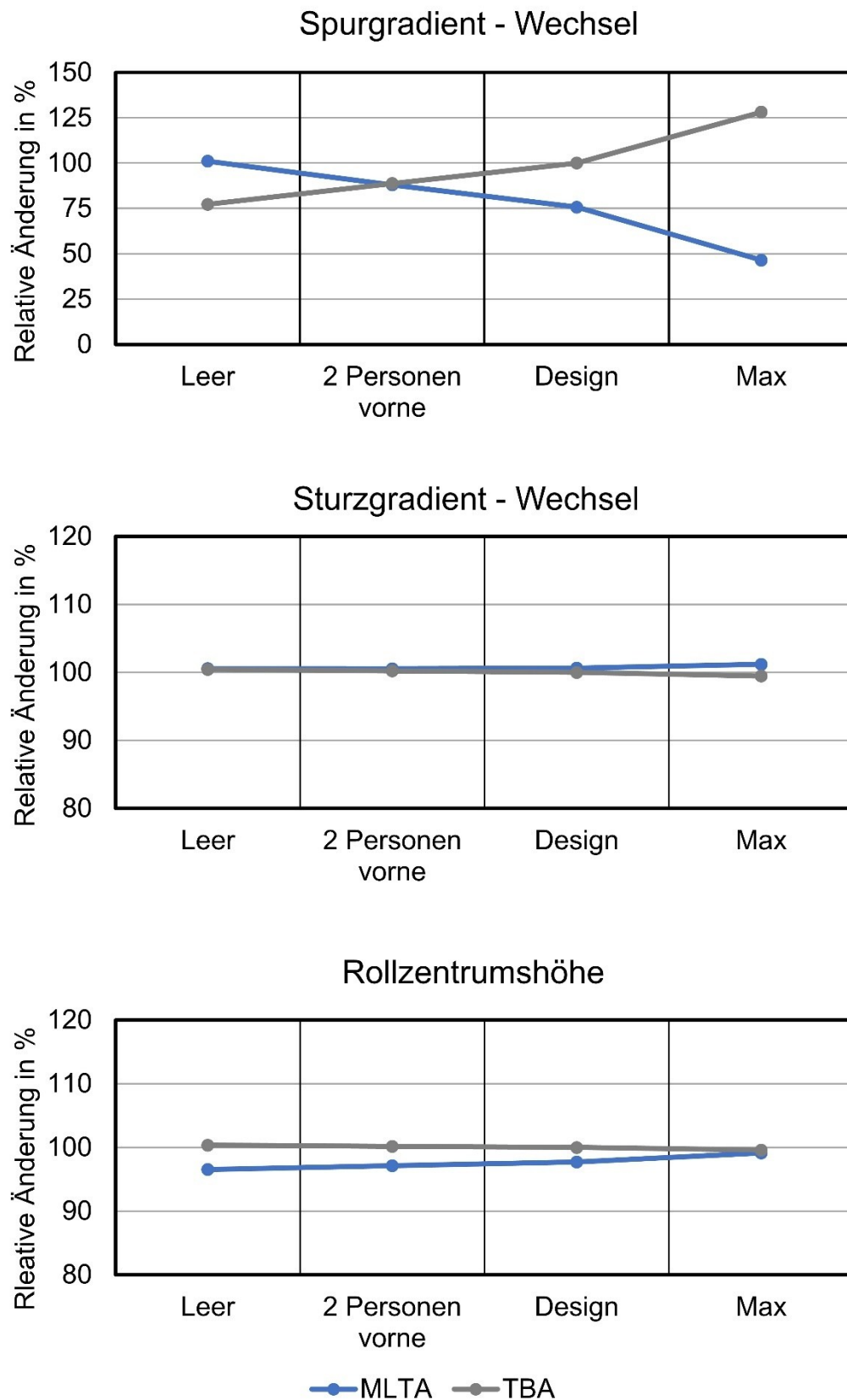


Abbildung A-10: Vergleich des ideal-kinematischen Eigenschaftsprofil infolge des wechselseitigen Einfedern für verschiedenen Beladungszuständen

## A.11 Kennlinie MLTA Dämpfer

| Geschwindigkeit<br>in mm/s | Dämpferkraft<br>in N | Stufe |
|----------------------------|----------------------|-------|
| -504.62                    | -935.28              | Druck |
| -380.65                    | -827.01              |       |
| -255.26                    | -701.060             |       |
| -128.48                    | -556.390             |       |
| -51.07                     | -229.960             |       |
| 0                          | 0.000                | Zug   |
| 51.35                      | 252.810              |       |
| 128.85                     | 966.940              |       |
| 256.01                     | 1197.470             |       |
| 381.18                     | 1374.030             |       |
| 504.7                      | 1534.450             |       |

Tabelle A-7: Messung der Dämpferkennlinie des MLTA Tuningdämpfers

## A.12 Ideale Bremskraftverteilung der drei Fahrzeugvarianten

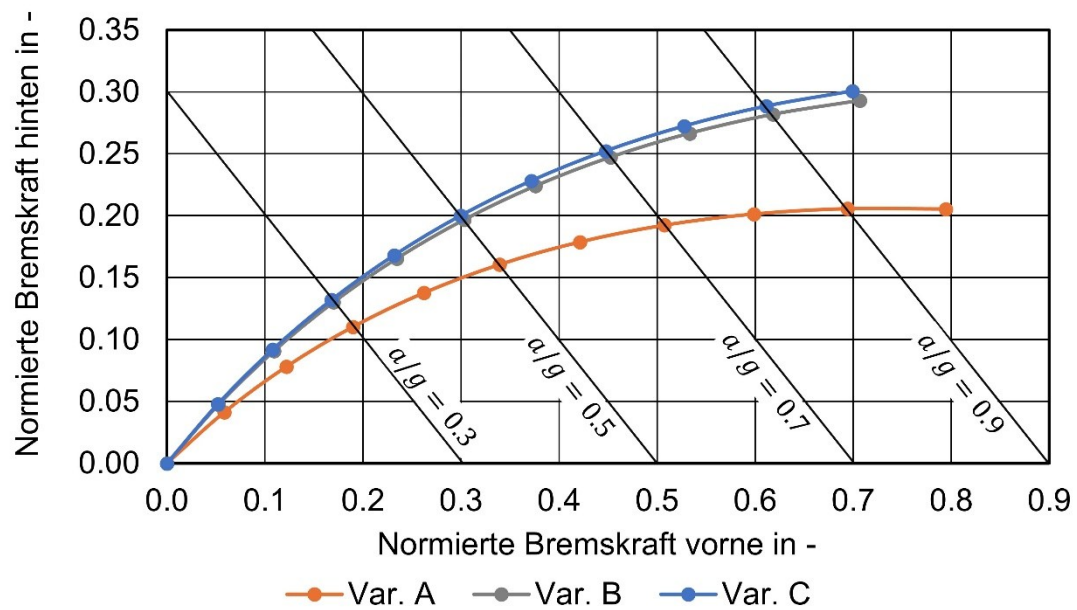


Abbildung A-11: Gegenüberstellung der idealen Bremskraftparabel für die betrachteten Fahrzeugvarianten in Design-Beladung

### A.13 Ausgewertete Messstellen zur Komfortevaluation

| Kinematikpunkt       | X-Koord.<br>in mm | Y-Koord.<br>in mm | Z-Koord.<br>in mm |
|----------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Sitzschiene          | 2876.64           | -535              | 477.5             |
| Fahrer               |                   |                   |                   |
| Hüftpunkt            | 3126.0            | -335.0            | 706.0             |
| Fahrer               |                   |                   |                   |
| Fußpunkt             | 2517              | -335              | 477.5             |
| Fahrer               |                   |                   |                   |
| Rückenpunkt          | 3450              | -335.0            | 966               |
| Fahrer               |                   |                   |                   |
| Var. B               | X-Koord.<br>in mm | Y-Koord.<br>in mm | Z-Koord.<br>in mm |
| Dämpfer oben         | 1829.65           | -554.71           | 967.35            |
| Vorne links          |                   |                   |                   |
| Dämpfer oben         | 4381.4            | -551.39           | 957.6             |
| Hinten links         |                   |                   |                   |
| Seilzugpotentiometer | 1790              | -897              | 476.89            |
| Vorne links          |                   |                   |                   |
| Seilzugpotentiometer | 4283.01           | -881              | 476.96            |
| Hinten links         |                   |                   |                   |
| Var. C               | X-Koord.<br>in mm | Y-Koord.<br>in mm | Z-Koord.<br>in mm |
| Dämpfer oben         | 1829.65           | -554.71           | 967.35            |
| Vorne links          |                   |                   |                   |
| Dämpfer oben         | 4244.92           | -550.85           | 950.42            |
| Hinten links         |                   |                   |                   |
| Seilzugpotentiometer | 1790              | -897              | 476.89            |
| Vorne links          |                   |                   |                   |
| Seilzugpotentiometer | 4283.01           | -886              | 476.96            |
| Hinten links         |                   |                   |                   |

Tabelle A-8: Messpunkte zur Bestimmung der auf die Fahrenden wirkenden Beschleunigungen

## A.14 Prüfgeländeplan

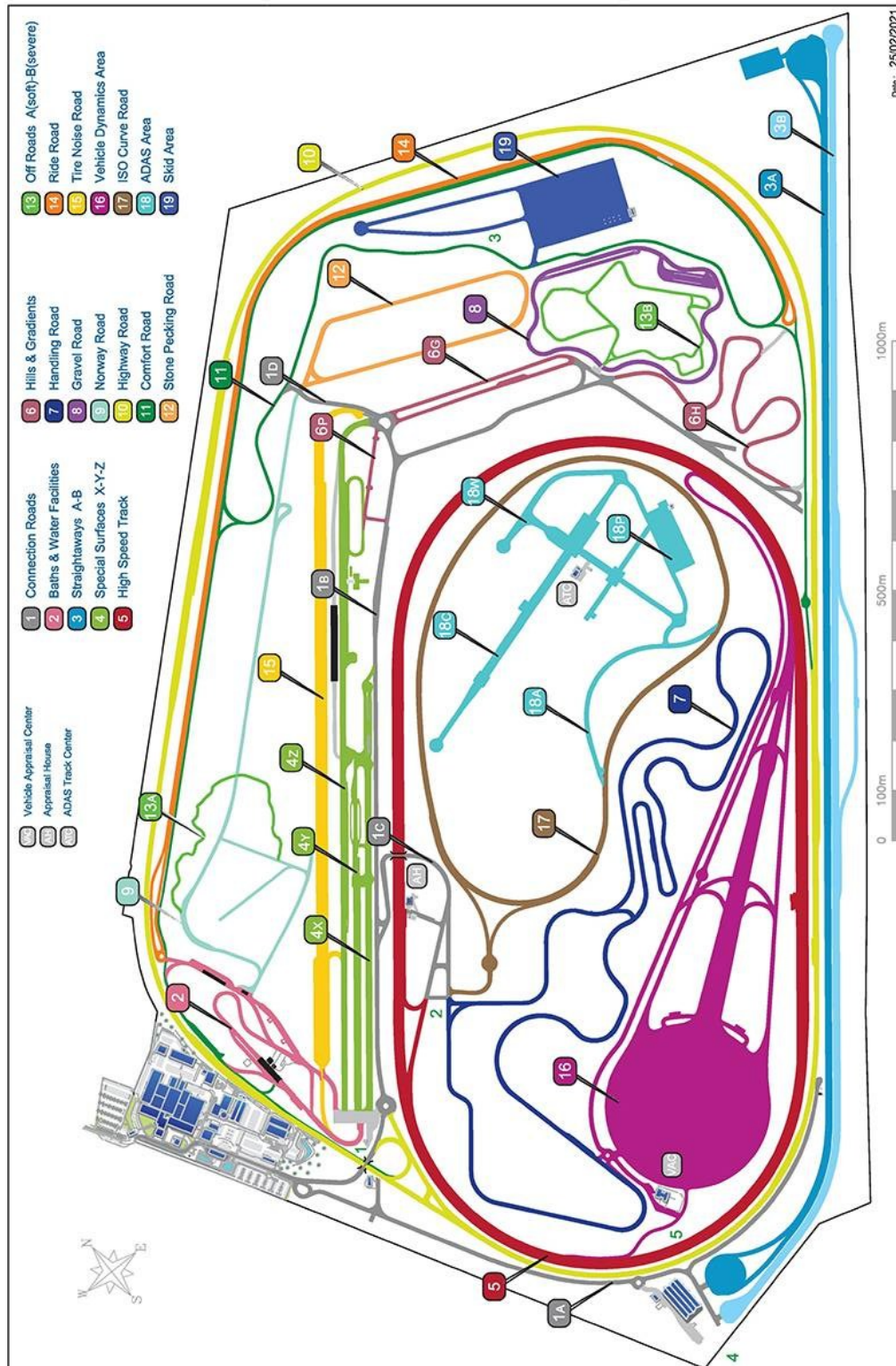


Abbildung A-12: Geländeplan des Ford Lommel Proving Ground [187]

## A.15 Komfortrelevante Kennwerte der TBA-Variante auf unebener Fahrbahn

TBA auf unebener Fahrbahn mit mittlerer Intensität;  $v=50$  km/h,  $T=16.384$  s

| Quadratische Mittelung        | PRV  | CRV x | CRV y | CRV z | Mittelung mit 4. Potenz | Crest factor | VDV in $\text{m/s}^{1.75}$ | RMQ in $\text{m/s}^2$ |
|-------------------------------|------|-------|-------|-------|-------------------------|--------------|----------------------------|-----------------------|
| Hüfte in $\text{m/s}^2$       | 0.34 | 0.06  | 0.07  | 0.33  | Hüfte x                 | 3.45         | 0.16                       | 0.08                  |
| Füße in $\text{m/s}^2$        | 0.27 | 0.07  | 0.04  | 0.25  | Hüfte y                 | 3.39         | 0.18                       | 0.09                  |
| Rückenlehne in $\text{m/s}^2$ | 0.22 | 0.17  | 0.05  | 0.14  | Hüfte z                 | 3.08         | 0.90                       | 0.45                  |
| Rotation in $\text{m/s}^2$    | 0.10 | 0.07  | 0.08  |       | Rückenlehne x           | 3.12         | 0.44                       | 0.22                  |
| ORV in $\text{m/s}^2$         | 0.50 |       |       |       | Gesamt                  |              | 0.92                       | 0.45                  |

TBA auf unebener Fahrbahn mit hoher Intensität;  $v=50$  km/h,  $T=16.384$  s

| Quadratische Mittelung        | PRV  | CRV x | CRV y | CRV z | Mittelung mit 4. Potenz | Crest factor | VDV in $\text{m/s}^{1.75}$ | RMQ in $\text{m/s}^2$ |
|-------------------------------|------|-------|-------|-------|-------------------------|--------------|----------------------------|-----------------------|
| Hüfte in $\text{m/s}^2$       | 1.29 | 0.14  | 0.27  | 1.25  | Hüfte x                 | 5.17         | 0.40                       | 0.20                  |
| Füße in $\text{m/s}^2$        | 0.44 | 0.08  | 0.06  | 0.43  | Hüfte y                 | 4.15         | 0.88                       | 0.44                  |
| Rückenlehne in $\text{m/s}^2$ | 0.91 | 0.43  | 0.20  | 0.78  | Hüfte z                 | 4.06         | 3.85                       | 1.90                  |
| Rotation in $\text{m/s}^2$    | 0.31 | 0.25  | 0.19  |       | Rückenlehne x           | 4.99         | 1.43                       | 0.71                  |
| ORV in $\text{m/s}^2$         | 1.67 |       |       |       | Gesamt                  |              | 3.88                       | 1.91                  |

Tabelle A-9: Übersicht der komfortrelevanten Kennwerte für das mit TBA ausgestattete Demonstratorfahrzeug

## A.16 Komfortrelevante Kennwerte der MLTA-Variante auf unebener Fahrbahn

MLTA auf unebener Fahrbahn mit mittlerer Intensität;  $v=50$  km/h,  $T=16.384$  s

| Quadratische Mittelung        | PRV  | CRV x | CRV y | CRV z | Mittelung mit 4. Potenz | Crest factor | VDV in $\text{m/s}^{1.75}$ | RMQ in $\text{m/s}^2$ |
|-------------------------------|------|-------|-------|-------|-------------------------|--------------|----------------------------|-----------------------|
| Hüfte in $\text{m/s}^2$       | 0.52 | 0.05  | 0.09  | 0.51  | Hüfte x                 | 3.24         | 0.13                       | 0.07                  |
| Füße in $\text{m/s}^2$        | 0.27 | 0.05  | 0.04  | 0.26  | Hüfte y                 | 3.13         | 0.24                       | 0.12                  |
| Rückenlehne in $\text{m/s}^2$ | 0.30 | 0.25  | 0.07  | 0.16  | Hüfte z                 | 3.00         | 1.37                       | 0.68                  |
| Rotation in $\text{m/s}^2$    | 0.12 | 0.08  | 0.08  |       | Rückenlehne x           | 2.98         | 0.63                       | 0.31                  |
| ORV in $\text{m/s}^2$         | 0.67 |       |       |       | Gesamt                  |              | 1.39                       | 0.68                  |

MLTA auf unebener Fahrbahn mit hoher Intensität;  $v=50$  km/h,  $T=16.384$  s

| Quadratische Mittelung        | PRV  | CRV x | CRV y | CRV z | Mittelung mit 4. Potenz | Crest factor | VDV in $\text{m/s}^{1.75}$ | RMQ in $\text{m/s}^2$ |
|-------------------------------|------|-------|-------|-------|-------------------------|--------------|----------------------------|-----------------------|
| Hüfte in $\text{m/s}^2$       | 1.23 | 0.09  | 0.30  | 1.19  | Hüfte x                 | 4.80         | 0.28                       | 0.14                  |
| Füße in $\text{m/s}^2$        | 0.42 | 0.06  | 0.06  | 0.41  | Hüfte y                 | 3.59         | 0.92                       | 0.45                  |
| Rückenlehne in $\text{m/s}^2$ | 0.78 | 0.43  | 0.23  | 0.61  | Hüfte z                 | 3.24         | 3.36                       | 1.66                  |
| Rotation in $\text{m/s}^2$    | 0.32 | 0.28  | 0.14  |       | Rückenlehne x           | 3.91         | 1.26                       | 0.62                  |
| ORV in $\text{m/s}^2$         | 1.55 |       |       |       | Gesamt                  |              | 3.38                       | 1.67                  |

Tabelle A-10: Übersicht der komfortrelevanten Kennwerte für das mit MLTA ausgestattete Demonstratorfahrzeug

## A.17 Komfortrelevante Kennwerte bei Überfahrt eines Einzelhindernisses

TBA bei 30 mm Hindernis;  $v=30$  km/h,  $T=2.048$  s

| Quadratische Mittelung        | PRV  | Mittelung mit 4. Potenz | Crest factor | VDV in $\text{m/s}^{1.75}$ | RMQ in $\text{m/s}^2$ | Auswertung Zeitbereich      | P2P in $\text{m/s}^2$ | Nachschwingzeit $ 10\% $ in s |
|-------------------------------|------|-------------------------|--------------|----------------------------|-----------------------|-----------------------------|-----------------------|-------------------------------|
| Hüfte in $\text{m/s}^2$       | 0.57 | Hüfte x                 | 4.62         | 0.32                       | 0.27                  | Sitzschiene z               | 9.83                  | 0.186                         |
| Füße in $\text{m/s}^2$        | 0.55 | Hüfte y                 | 2.49         | 0.09                       | 0.08                  | Hüfte z (ungewichtet)       | 3.69                  | -                             |
| Rückenlehne in $\text{m/s}^2$ | 0.28 | Hüfte z                 | 4.83         | 0.95                       | 0.79                  | Sitzschiene x               | 17.72                 | 0.202                         |
| Rotation in $\text{m/s}^2$    | 0.08 | Rückenlehne x           | 4.60         | 0.45                       | 0.38                  | Rückenlehne x (ungewichtet) | 2.00                  | -                             |
| ORV in $\text{m/s}^2$         | 0.84 | Gesamt                  |              | 0.96                       | 0.8                   |                             |                       |                               |

MLTA bei 30 mm Hindernis;  $v=30$  km/h,  $T=2.048$  s

| Quadratische Mittelung        | PRV  | Mittelung mit 4. Potenz | Crest factor | VDV in $\text{m/s}^{1.75}$ | RMQ in $\text{m/s}^2$ | Auswertung Zeitbereich      | P2P in $\text{m/s}^2$ | Nachschwingzeit $ 10\% $ in s |
|-------------------------------|------|-------------------------|--------------|----------------------------|-----------------------|-----------------------------|-----------------------|-------------------------------|
| Hüfte in $\text{m/s}^2$       | 0.56 | Hüfte x                 | 5.79         | 0.27                       | 0.23                  | Sitzschiene z               | 14.78                 | 0.178                         |
| Füße in $\text{m/s}^2$        | 0.53 | Hüfte y                 | 5.08         | 0.06                       | 0.05                  | Hüfte z (ungewichtet)       | 3.89                  | -                             |
| Rückenlehne in $\text{m/s}^2$ | 0.33 | Hüfte z                 | 5.02         | 0.96                       | 0.80                  | Sitzschiene x               | 11.49                 | 0.134                         |
| Rotation in $\text{m/s}^2$    | 0.09 | Rückenlehne x           | 4.78         | 0.56                       | 0.47                  | Rückenlehne x (ungewichtet) | 1.93                  | -                             |
| ORV in $\text{m/s}^2$         | 0.84 | Gesamt                  |              | 0.99                       | 0.83                  |                             |                       |                               |

Tabelle A-11: Übersicht der komfortrelevanten Kennwerte für die TBA- und MLTA-Variante bei Hindernisüberfahrt

## A.18 Berechnung Relativbewegung Rad zu Aufbau

In Simulation gemessen:  $s_{SP,r}, i_{SP,r}, WC_{x,r}, C_{B,x}, \vartheta_B$

$$\Delta WC_{z,r}(t) = \frac{s_{SP,r}(t)}{i_{SP,r}(t)} \quad (\text{A.1})$$

$$\begin{aligned} \Delta WC_{x,r}(t) = & \left( (C_{B,x}(t) - C_{B,x}(t_0)) - (WC_{x,r}(t) - WC_{x,r}(t_0)) \right) - \\ & \vartheta_B(t) \cdot (C_{B,z}(t_0) - WC_{z,r}(t_0)) \end{aligned}$$

# Literaturverzeichnis

- [1] N.N.: Verordnung (EU) 2021/1119 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 30. Juni 2021, <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32021R1119>, (abgerufen am:22.09.2024), Amt für Veröffentlichungen der Europäischen Union, 2021
- [2] N.N.: Verordnung (EU) 2023/851 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 19. April 2023, <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32023R0851>, (abgerufen am:22.09.2024), Amt für Veröffentlichungen der Europäischen Union, 2023
- [3] N.N.: VDI-Ökobilanz-Studie zu verschiedenen Antriebssystemen, <https://www.vdi.de/ueber-uns/presse/publikationen/details/vdi-oekobilanz-studie-zu-verschiedenen-antriebssystemen>, (abgerufen am:25.09.2024), VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik, 2023
- [4] E. Emilson & L. Dahllöf: Lithium-Ion Vehicle Battery Production, <https://ivl.diva-portal.org/smash/get/diva2:1549551/FULLTEXT01.pdf>, (abgerufen am:27.09.2024), IVL Swedish Environmental Research Institute, 2019
- [5] N.N.: Fahrzeugzulassungen (FZ), [https://www.kba.de/SharedDocs/Downloads/DE/Statistik/Fahrzeuge/FZ14/fz14\\_2023.xlsx?\\_\\_blob=publicationFile&v=4](https://www.kba.de/SharedDocs/Downloads/DE/Statistik/Fahrzeuge/FZ14/fz14_2023.xlsx?__blob=publicationFile&v=4), (abgerufen am:27.09.2024), Kraftfahrt-Bundesamt, 2024
- [6] N.N.: Fahrzeugzulassungen (FZ), [https://www.kba.de/SharedDocs/Downloads/DE/Statistik/Fahrzeuge/FZ13/fz13\\_2024.xlsx?\\_\\_blob=publicationFile&v=2](https://www.kba.de/SharedDocs/Downloads/DE/Statistik/Fahrzeuge/FZ13/fz13_2024.xlsx?__blob=publicationFile&v=2), (abgerufen am:27.09.2024), Kraftfahrt-Bundesamt, 2024
- [7] F. Bühler, et al.: "Is EV experience related to EV acceptance? Results from a German field study", In: Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour vol. 25, S. 34–49, 2014
- [8] O. Egbue & S. Long: "Barriers to widespread adoption of electric vehicles: An analysis of consumer attitudes and perceptions", In: Energy Policy vol. 48, S. 717–729, 2012
- [9] F. Nazari, E. Rahimi & A. Mohammadian: "Simultaneous estimation of battery electric vehicle adoption with endogenous willingness to pay", In: eTransportation vol. 1, S. 100008, 2019
- [10] Enova Technology LTD: Rear suspension for electric vehicle and vehicle body, Erfinder: X. F. Fang, 02.03.2016, CN, Patentschrift CN000105365543A
- [11] DIN ISO 8855:2011 Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe
- [12] DIN ISO 4130:1979 3-dimensionales Bezugssystem und primäre Bezugspunkte - Definitionen

- 
- [13] J. Grabner & R. Nothhaft: Konstruieren von Pkw-Karosserien, 3. Auflage, Springer, Berlin, 2006
  - [14] ISO 1176:1990-07 Road vehicles - Masses - Vocabulary and codes
  - [15] ISO 2958:1973 Road vehicles - Exterior protection for passenger cars
  - [16] F. Dohmen, et al.: "Integrale Sicherheit", In: ATZextra vol. 16(7), S. 96–103, 2011
  - [17] M. Ersoy & S. Gies: Fahrwerkhandbuch, 5. Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017
  - [18] J. Betzler: Vorlesungsumdruck - Fahrwerke, Vorlesungsumdruck, TH Köln, 2016
  - [19] J. Reimpell & J. Betzler: Fahrwerktechnik: Grundlagen, 5. Auflage, Vogel Business Media, Würzburg, 2005
  - [20] L. Eckstein: Vertikal- und Querdynamik von Kraftfahrzeugen, 4. Auflage, fka Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen, Aachen, 2014
  - [21] T. Kersten: "Leichtbautrends in der Fahrwerkentwicklung am Beispiel der Hinterachse", In: 2. Siegener Leichtbaukolloquium, Siegen, 16.-17. Oktober 2018
  - [22] T. Küppers, T. Schmitz & U. Kueth: "Leichtbau in Fahrwerksstrukturen", In: 2. Siegener Leichtbaukolloquium, Siegen, 16.-17. Oktober 2018
  - [23] R. S. Ball: A treatise on the theory of screws, University Press, Cambridge England, 1900
  - [24] M. Chasles: "Note sur les Propriétés Générales du Système de Deux Corps Semblables entr'eux", In: Bulletin de Sciences Mathématiques, Astronomiques Physiques et Chimiques, 1830
  - [25] W. Matschinsky: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. Auflage, Springer, Berlin, 2007
  - [26] W. Matschinsky: "Zur Analyse und Synthese räumlicher Einzelradaufhängungen", In: Automobiltechnische Zeitschrift - ATZ 73; Jg. 1971(7), S. 247–254, 1971
  - [27] I. Albers: Auslegungs- und Optimierungswerkzeuge für die effiziente Fahrwerkentwicklung, Dissertation, RWTH Aachen, 2009
  - [28] P. Riekert & T. E. Schunck: "Zur Fahrmechanik des gummiereiften Kraftfahrzeugs", In: Ingenieur-Archiv vol. 11(3), S. 210–224, 1940
  - [29] E. Schindler: Fahrdynamik, expert-Verlag, Renningen, 2007
  - [30] ISO 4138:2012-06 Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test methods
  - [31] M. Olley: "Road Manners of the Modern Car", In: Proceedings of the Institution of Automobile Engineers vol. 41(1), S. 147–182, 1946

- 
- [32] W. Bergman: "The basic nature of vehicle understeer-oversteer", In: 1965 International Automotive Engineering Congress and Exposition, 1965
- [33] J. Olschewski: Konzeption einer sicherheitsoptimierten Mehrlenkertorsionsachse, Masterarbeit, TH Köln, 2017
- [34] W. F. Milliken: Race car vehicle dynamics, 3. printing, SAE International, Warrendale, Pa., 1995
- [35] M. Trzesniowski: Rennwagentechnik, 4. Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2014
- [36] V. Held & R. Hiemenz: "Designing Twist-Beam Axles", In: D. Crolla; D. E. Foster; T. Kobayashi; N. Vaughan (Hrsg.): Encyclopedia of Automotive Engineering, S. 1–12, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK, 2014
- [37] R. Hiemenz & M. Harder: "Die Hinterachse des neuen Opel Astra", In: 7. Tag des Fahrwerks, Aachen, 04. Oktober 2010
- [38] C. Deubel, S. Ernst & G. Prokop: "Objective evaluation methods of vehicle ride comfort—A literature review", In: Journal of Sound and Vibration vol. 548, 2023
- [39] I. Badiru & W. B. Cwycyshyn: "Customer Focus in Ride Development", SAE Technical Paper 2013-01-1355, 2013
- [40] B. Heißing & H. J. Brandl: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens, 1. Aufl., Vogel, Würzburg, 2002
- [41] F. Klinger, et al.: "Virtual chassis tuning with emphasis on the damper characteristics – a method for optimal integrative damper adjustment by means of vertical and lateral dynamics simulation and evaluation criteria", In: P. Pfeffer (Hrsg.): 6th International Munich Chassis Symposium 2015, S. 325–346, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2015
- [42] G. Guastadisegni, et al.: "Ride analysis tools for passenger cars: objective and subjective evaluation techniques and correlation processes – a review", In: Vehicle System Dynamics, S. 1–27, 2023
- [43] M. W. Neal, W. Cwycyshyn & I. Badiru: "Tuning Dampers for Ride and Handling of Production Vehicles", In: SAE International Journal of Commercial Vehicles vol. 8(1), S. 152–159, 2015
- [44] M. Mitschke & H. Wallentowitz: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 5. Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2014
- [45] O. Nelles: Signalverarbeitung, Vorlesungsumdruck, Universität Siegen, 2015
- [46] DIN 1311-1:2000 Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung

- 
- [47] M. Werner: Digitale Signalverarbeitung mit MATLAB, 6., vollständig überarbeitete Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH; Springer Vieweg, Wiesbaden, 2019
  - [48] J. Hoffmann: Spektrale Analyse mit MATLAB® und Simulink®, Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, München, 2011
  - [49] P. Welch: "The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms", In: IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics vol. 15(2), S. 70–73, 1967
  - [50] H. Braun: Untersuchungen von Fahrbahnunebenheiten und Anwendungen der Ergebnisse, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1969
  - [51] ISO 8608:2016-11 Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data
  - [52] H. Braun & T. Hellenbroich: "Meßergebnisse von Straßenunebenheiten/Measuring results of driveway unevennesses", In: VDI-Berichte: Unebenheiten von Schiene und Straße als Schwingungsursache vol. 877, S. 47–80, 1991
  - [53] P. Zeller: Handbuch Fahrzeugakustik, 2. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012
  - [54] Feng Tyan, et al.: "Generation of Random Road Profiles", In: CSME B04-001, S. 1373–1377, 2006
  - [55] M. Agostinacchio, D. Ciampa & S. Olita: "The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab® approach", In: European Transport Research Review vol. 6(3), S. 267–275, 2014
  - [56] D. Ammon: "Problems in road surface modelling", In: Vehicle System Dynamics vol. 20(sup1), S. 28–41, 1992
  - [57] S. Oertelt, G. Maerschalk & G. Krause: Verbesserung der praxisnahen Bewertung des Straßenzustandes, Wirtschaftsverl. NW Verl. für neue Wiss, Bremerhaven, 2007
  - [58] P. Múčka, G. J. Stein & P. Tobolka: "Whole-body vibration and vertical road profile displacement power spectral density", In: Vehicle System Dynamics vol. 58(4), S. 630–656, 2020
  - [59] E. Henker: Fahrwerktechnik, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 1993
  - [60] A. Frank: Erweiterung eines Algorithmus zur Beurteilung der vertikaldynamischen Eigenschaften eines PKWs durch den Menschen, Bachelorarbeit, Universität Siegen, 2021
  - [61] J. Reimpell & H. Stoll: Fahrwerktechnik: Stoß- und Schwingungsdämpfer, 2. Auflage, Vogel, Würzburg, 1989
  - [62] A. Siefert: "Occupant Vibrations - A Challenge for Seat Development", SAE Technical Paper 2016-01-1432, 2016

- 
- [63] M. J. Griffin: Handbook of Human Vibration, Elsevier Science, St. Louis, 2014
- [64] M. M. Verver, et al.: "Aspects of seat modelling for seating comfort analysis", In: Applied ergonomics vol. 36(1), S. 33–42, 2005
- [65] Y. Qiu & M. J. Griffin: "Transmission of fore–aft vibration to a car seat using field tests and laboratory simulation", In: Journal of Sound and Vibration vol. 264(1), S. 135–155, 2003
- [66] Y. Qiu & M. J. Griffin: "Modelling the fore-and-aft apparent mass of the human body and the transmissibility of seat backrests", In: Vehicle System Dynamics vol. 49(5), S. 703–722, 2011
- [67] S. J. Park & M. Subramaniam: "Ride quality investigation of passenger cars on different road conditions", In: Journal of the Ergonomics Society of Korea vol. 32(4), S. 389–396, 2013
- [68] A. D. Vella, et al.: "Experimental ride comfort analysis of an electric light vehicle in urban scenario", SAE Technical Paper 2020-01-1086, 2020
- [69] M. Pennati, M. Gobbi & G. Mastinu: "A dummy for the objective ride comfort evaluation of ground vehicles", In: Vehicle System Dynamics vol. 47(3), S. 343–362, 2009
- [70] E. Kim, M. Fard & K. Kato: "A seated human model for predicting the coupled human-seat transmissibility exposed to fore-aft whole-body vibration", In: Applied ergonomics vol. 84, S. 102929, 2020
- [71] ISO 2631-1:1997-05 Mechanische Schwingungen und Stöße - Bewertung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen
- [72] BS 6841:1987 Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock
- [73] VDI 2057-1:2017-08 Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen
- [74] M. J. Griffin: "Discomfort from feeling vehicle vibration", In: Vehicle System Dynamics vol. 45(7-8), S. 679–698, 2007
- [75] K.-P. Fülber: Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen, Dissertation, RWTH Aachen, 2001
- [76] Y. Lu, L. Ma & J. Guo: "Study of the subjective and objective correlation on vehicle ride comfort", In: China Society of Automotive Engineers (Hrsg.): Proceedings of China SAE Congress 2019: Selected Papers, S. 319–338, Springer Singapore, Singapore, 2021
- [77] J. Nocedal & S. J. Wright: Numerical Optimization, Second Edition, Springer Science+Business Media LLC, New York, NY, 2006

- 
- [78] V. Kobelev: Strukturoptimierung, Vorlesungsumdruck, Universität Siegen, 2011
- [79] A. Schumacher: Optimierung mechanischer Strukturen, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013
- [80] W. Karush: Minima of Functions of Several Variables with Inequalities as Side Conditions, Masterarbeit, University of Chicago, 1939
- [81] H. W. Kuhn & A. W. Tucker: "Nonlinear Programming", In: Berkeley Symposium on Mathematical Statistics and Probability, 1951
- [82] P. T. Boggs & J. W. Tolle: "Sequential Quadratic Programming", In: Acta Numerica vol. 4, S. 1–51, 1995
- [83] MathsWorks, Inc.: MATLAB - Optimization Toolbox - User's Guide, R2018B, 2018
- [84] Samuel H. Brooks: "A Discussion of Random Methods for Seeking Maxima", In: Operations Research vol. 6(2), S. 244–251, 1958
- [85] A. H. G. Rinnooy Kan & G. T. Timmer: "Stochastic global optimization methods part I: Clustering methods", In: Mathematical Programming vol. 39(1), S. 27–56, 1987
- [86] MathsWorks, Inc.: MATLAB - Global Optimization Toolbox - User's Guide, R2018B, 2018
- [87] A. R. Conn, N. I. M. Gould & P. Toint: "A Globally Convergent Augmented Lagrangian Algorithm for Optimization with General Constraints and Simple Bounds", In: SIAM Journal on Numerical Analysis vol. 28(2), S. 545–572, 1991
- [88] R. Seifried: Fahrdynamik und aktive Sicherheit, Vorlesungsumdruck, Universität Siegen, 2013
- [89] R. Seifried: Dynamics of Underactuated Multibody Systems, Springer International Publishing, Cham, 2014
- [90] C. Woernle: Mehrkörpersysteme, 2. Auflage, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2016
- [91] D. Schramm, M. Hiller & R. Bardini: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, 2. Auflage, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013
- [92] W. Schiehlen & P. Eberhard: Technische Dynamik, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2020
- [93] U. M. Ascher & L. R. Petzold: Computer Methods for Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations, SIAM, Philadelphia, PA, 1998
- [94] S. J.-M. Hoppenot: Erstellung einer Datenbank von Fahrzeugen mit diversen Antriebstechnologien und Vergleich der Konzepte anhand marktrelevanter Kriterien, Bachelorarbeit, Universität Siegen, 2021

- 
- [95] A. Engels, et al.: "Mehr Komfort, Sicherheit und Agilität. Das A-Klasse Fahrwerk", In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift vol. 65(Sonderausgabe), S. 86–94, 2004
  - [96] J. Reimpell: Fahrwerktechnik - Radaufhängungen, 2. Auflage, Vogel, Würzburg, 1988
  - [97] G. Goppelt: "Der smart", In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift vol. 101(6), S. 415–442, 1999
  - [98] K. Badenhausen, M. Bibinger & R. Peter: "Der neue Smart Fortwo", In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift vol. 109(5), S. 378–387, 2007
  - [99] J. Stein: Gewichts- und sicherheitsoptimierte Karosserieauslegung für elektrische Leichtfahrzeuge, Dissertation, RWTH Aachen, 2019
  - [100] G. Genta & L. Morello: The Automotive Chassis, 1. Auflage, Springer International Publishing, Cham, 2020
  - [101] T. Schlichting: Charakterisierung der Einflüsse unterschiedlicher Querlenker-Bauweisen auf das Fahrverhalten eines PKW, Dissertation, Universität Siegen, 2020
  - [102] K. Bennewitz & A. Mann: "Powertrain electrification exemplified by the VW Golf/Elektrifizierung des Antriebs am Beispiel des VW Golf", In: International VDI Congress Dritev, Bonn, 27.-28. Juni 2018
  - [103] F. Rischbieter, et al.: "Das Fahrwerk des neuen VW Golf", In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 105;(extra Der neue Golf), S. 74–89, 2003
  - [104] N.N.: Der EQA: Elektrischer Athlet im kompakten Format,  
[https://media.daimler.com/marsMediaSite/de/instance/ko/Der-EQA-Elektrischer-Athlet-im-kompakten-Format.xhtml?oid=48716024&ls=L2RIL2luc3RhbmNIL2tvLnhodG1sP2Zyb21PaWQ9NDE0ODE0MjlmcmNoSWQ9MCZyZXN1bHRJbmZvVHlwZUIkPTQwNjMwJm9pZD00MTQ4MTQyMiZzaXM9MSZ0aHVtYINjYWxlSW5kZXg9MSZyb3dDb3VudHNJbmRleD01JnJlbElkPTYwODE4JnZpZXdUeXBIPXRodW1icyZzb3J0RGVmaW5pdGlvbj1QVUJMSVNIRURfQVQtMiZmcm9tSW5mb1R5cGVJZD00MDYyOA!!&rs=](https://media.daimler.com/marsMediaSite/de/instance/ko/Der-EQA-Elektrischer-Athlet-im-kompakten-Format.xhtml?oid=48716024&ls=L2RIL2luc3RhbmNIL2tvLnhodG1sP2Zyb21PaWQ9NDE0ODE0MjlmcmNoSWQ9MCZyZXN1bHRJbmZvVHlwZUIkPTQwNjMwJm9pZD00MTQ4MTQyMiZzaXM9MSZ0aHVtYINjYWxlSW5kZXg9MSZyb3dDb3VudHNJbmRleD01JnJlbElkPTYwODE4JnZpZXdUeXBIPXRodW1icyZzb3J0RGVmaW5pdGlvbj1QVUJMSVNIRURfQVQtMiZmcm9tSW5mb1R5cGVJZD00MDYyOA!!&rs=,), (abgerufen am:04.08.2021), Daimler AG
  - [105] S. Kurtenbach, et al.: "Capability of glass fiber reinforced plastics for lightweight design control arms in wheel suspensions", In: P. Pfeffer (Hrsg.): 9th International Munich Chassis Symposium 2018, S. 441–460, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2019
  - [106] A. J. Banks: "Composite Lightweight Automotive Suspension System (CLASS)", SAE Technical Paper 2019-01-1122, 2019
  - [107] D. Heidrich, T. Kloska & X. F. Fang: "Hybrid Forming - A Novel Manufacturing Technique for Metal-LFT Structural Parts", SAE Technical Paper 2020-01-0235, 2020
  - [108] S. Rosta: "Fahrwerk-Leichtbau durch den Einsatz von Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV) in federnden Elementen", In: 2. Siegener Leichtbaukolloquium, Siegen, 16.-17. Oktober 2018

- 
- [109] T. Kersten & S. Fiebig: "Challenges and benefits for lightweight chassis components focusing on rear axle development", In: 10th International Munich Chassis Symposium 2019, München, 25.-26. Juni 2019
- [110] T. Merker, et al.: "Das E-Klasse-Fahrwerk. Sicherheit, Komfort und Fahrspaß", In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift vol. 63(Sonderausgabe), S. 94–106, 2002
- [111] T. Braun: "Der Audi e-tron", In: Aachener Karosserietage, Aachen, 17-18. September 2019
- [112] M. Wiesenthal, H. F. Collenberg & H. Krimmel: "Aktive Hinterachskinematik AKC- ein Beitrag zu Fahrdynamik, Sicherheit und Komfort", In: 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 06.-08. Oktober 2008
- [113] N.N.: The all-new BMW i3, [https://www.press.bmwgroup.com/usa/article/detail/T0149790EN\\_US/the-all-new-bmw-i3](https://www.press.bmwgroup.com/usa/article/detail/T0149790EN_US/the-all-new-bmw-i3), (abgerufen am:17.08.2020), BMW Group, 2013
- [114] A. Saathoff & T. Kersten: "The new chassis of Volkswagen ID.3 within MEB platform – Front Axle, Rear Axle", In: P. Pfeffer (Hrsg.): 11th International Munich Chassis Symposium 2020, S. 1–17, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2021
- [115] N.N.: Tesla Press Information, <https://www.tesla.com/presskit#model3>, (abgerufen am:18.08.2020), Tesla, Inc
- [116] K. Sattler: Spannungen und Schnittbelastungen, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 1974
- [117] S. Dieker & H.-G. Reimerdes: Elementare Festigkeitslehre im Leichtbau, Donat, Bremen, 1992
- [118] N.N.: partslink24 - Das Original Teile Portal, <https://www.partslink24.com/partslink24/startup.do>, (abgerufen am:16.07.2021), LexCom Informationssysteme GmbH
- [119] M. Wilmes, et al.: "Challenges and solutions of converting conventional vehicles to hybrid electric or battery electric vehicles", In: 10th International Munich Chassis Symposium 2019, München, 25.-26. Juni 2019
- [120] N.N.: All-new Peugeot 208, <https://media.peugeot.co.uk/file/09/7/all-new-peugeot-208.574097.pdf>, (abgerufen am:20.05.2020), Peugeot UK, 2019
- [121] H. Glaser, et al.: "Das Fahrwerk des Audi A1", In: ATZextra vol. 15(5), S. 32–37, 2010
- [122] E. D. Morales: "Study of Different Twist-Beam Axle Configurations in Elastokinematics and Handling Behavior of a Vehicle", In: 25th SAE BRASIL International Congress and Display, 25. Oktober 2016
- [123] V. V. Kobelev: "Thin-walled rods with semi-open profile for semi-solid automotive suspension", In: International Journal of Automotive Technology vol. 13(2), S. 231–245, 2012

- 
- [124] X. F. Fang & K. Tan: "Analytical modelling of twist beam axles", In: International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing vol. 13(1), S. 1–25, 2018
- [125] B. Klein: Leichtbau-Konstruktion, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2013
- [126] W. Linnig, et al.: "Die Verbundlenkerhinterachse", In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift vol. 111(2), S. 100–109, 2009
- [127] S. Gies & C. Brendes: "Modularität als Prinzip", In: ATZextra vol. 17(6), S. 56–63, 2012
- [128] M. K. Seth, J. Glorer & R. Schellhaas: "Design of A New Weight and Cost Efficient Torsion Profile for Twistbeam Suspension", SAE Technical Paper 2017-01-1491, 2017
- [129] E. Schultz: "Benteler-Toe-Correcting-Twistbeam (BTCT) – extended usage of twistbeam axles", In: P. Pfeffer (Hrsg.): 7th International Munich Chassis Symposium 2016, S. 159–177, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017
- [130] E. Schultz: Analyse und Synthese elastokinematisch optimierter Verbundlenkerachsen, Dissertation, Universität Paderborn, 2013
- [131] T. Martin: Einfluss eines gekrümmten Querträgers auf die Achseigenschaften einer Verbundlenkerachse, Bachelorarbeit, Universität Siegen, 2018
- [132] L. Eckstein: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen, 1. Auflage, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbh Aachen, Aachen, 2015
- [133] S. Pischinger & U. Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2021
- [134] N.N.: BMW 1er (F20,F21) Technische Daten, <https://www.auto-motor-und-sport.de/marken-modelle/bmw/1er/f20-f21/technische-daten/>, (abgerufen am:03.08.2021), Motor Presse Stuttgart GmbH & Co. KG
- [135] H. Tschöke, P. Gutzmer & T. Pfund: Elektrifizierung des Antriebsstrangs, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, 2019
- [136] A. Kampker, D. Vallée & A. Schnettler: Elektromobilität, 2. Auflage, Springer Vieweg, Berlin, 2018
- [137] R. Justen: "Crash safety of hybrid- and battery electric vehicles", In: 22nd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Washington, 13.-16. Juni 2011
- [138] N.N.: GIDAS, <https://www.gidas.org/start.html>, (abgerufen am:09.07.2024), Verkehrsunfallforschung an der TU Dresden GmbH
- [139] J. Bakker, et al.: "Analysis of Fuel Cell Vehicles Equipped with Compressed Hydrogen Storage Systems from a Road Accident Safety Perspective", In: SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems vol. 4(1), S. 332–342, 2011
- [140] I. Lüken & N. Tenneberg: "Volkswagen ID.3" In: Aachener Karosserietage 2019, Aachen, 17. September 2019

- 
- [141] X. F. Fang: Karosserieentwicklung und -Leichtbau, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2023
- [142] E. N. Smith, et al.: "Effect of handling characteristics on minimum time cornering with torque vectoring", In: Vehicle System Dynamics vol. 56(2), S. 221–248, 2018
- [143] B. Li, et al.: "An optimal torque distribution control strategy for four-independent wheel drive electric vehicles", In: Vehicle System Dynamics vol. 53(8), S. 1172–1189, 2015
- [144] B. Wang, et al.: "Energy Consumption Analysis of Different Bev Powertrain Topologies by Design Optimization", In: International Journal of Automotive Technology vol. 19(5), S. 907–914, 2018
- [145] N. Depner: Einfluss elektrischer Radnabenantriebe auf die Raumeffizienz von Personenkraftwagen, Dissertation, RWTH Aachen, 2018
- [146] N. Depner, et al.: "Fahrzeugkonzept mit elektrischem Radnabenantrieb", In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift vol. 118(2), S. 46–51, 2016
- [147] M. Kraus, C. Harkort & B. Wuebbolt-Gorbatenko: "A solution for future urban mobility: the Schaeffler mover – the fusion of chassis and drive", In: 10th International Munich Chassis Symposium 2019, München, 25.-26. Juni 2019
- [148] R. Heim, H. Hanselka & C. El Dsoki: "Potenzial von Radnabenantrieben für Elektrostrassenfahrzeuge", In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift vol. 114(10), S. 752–758, 2012
- [149] fka Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH: Halbstarrachse eines zweispurigen Fahrzeugs, Erfinder: C. Förster; L. Eckstein, DE, Patentschrift DE102017008793A1
- [150] S. Murata: "Innovation by in-wheel-motor drive unit", In: Vehicle System Dynamics vol. 50(6), S. 807–830, 2012
- [151] S.-J. Yeh, I. Albers & S. Pollmeyer: "An Electrically Driven Chassis System Concept for Sub-Compact Vehicles with Integrated Close-to-Wheel Motors", In: FISITA 2012 World Automotive Congress, Peking, 27.-30. November 2012
- [152] A. Höfer, et al.: "DLR@UniST – Synergies emerging from integrating four individual electric drives in a lightweight chassis controlled by intelligent driving strategies", In: 14. Internationales Stuttgarter Symposium, Stuttgart, 18.-19. März 2014
- [153] J. Doerr, et al.: "Das elektrische Antriebssystem mit Drei-Motor-Layout im Audi E-tron S", In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift vol. 81(7-8), S. 18–27, 2020
- [154] N.N.: Der GELÄNDEWAGEN. Elektrifiziert., <https://media.mercedes-benz.com/press-kit/e3fb1e08-0558-4228-adb8-534c42940074>, (abgerufen am:04.10.2024), Mercedes-Benz AG, 2024
- [155] M. Zillmer, et al.: "The electric drive of the Volkswagen e-up! - a step towards modular electrification of the powertrain", In: 34. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 25.-26. April 2013

- 
- [156] C. Zentner & K.-P. Eckhardt: "Ampera-e – Opels Weg der Fahrzeugelektrifizierung", In: Karosseriebautage Hamburg, Hamburg, 03.-04. Mai 2017
- [157] N.N.: The new Nissan LEAF - Technical Specifications, <https://europe.nissannews.com/en-GB/channels/channel-bb01b4effdd5abf700545f88c413cc75?selectedTabId=channel-bb01b4effdd5abf700545f88c413cc75-documents&la=1&downloadUrl=%2Fen-GB%2Fleases%2Flease-4998e5348457f2eb794c5aeb111c7690%2Fdownload>, (abgerufen am:17.08.2020), Nissan Europe, 2018
- [158] X. F. Fang, J. Li & S. Kurtenbach: "Cost-effective Body Structure for an E-vehicle", In: ATZ worldwide vol. 116(5), S. 10–15, 2014
- [159] N.N.: For the people - The all-electric ID.2 all, <https://www.volkswagen-newsroom.com/de/publikationen/weitere/for-the-people-the-all-electric-id-2all-1623/download>, (abgerufen am:02.11.2023), Volkswagen AG, 2023
- [160] F. Orecchini, A. Santiangeli & A. Dell'Era: "EVs and HEVs Using Lithium-Ion Batteries", In: G. Pistosia (Hrsg.): Lithium-Ion Batteries, S. 205–248, Elsevier, 2014
- [161] GM Global Technology Operations, Inc: Umgedrehter Einbau Verbundlenkerachse, Erfinder: M. Harder, 06.09.2007, DE, Patentschrift DE102006009685A1
- [162] J. Olschewski, T. Niessing & X. F. Fang: "Objective and subjective full-vehicle evaluation of the Multi-Link Torsion Axle (MLTA) – A space optimizing rear suspension for BEVs" In: 31. Aachen Colloquium Sustainable Mobility, Aachen, 12. Oktober 2022
- [163] J. Olschewski, T. Niessing & X. F. Fang: "Elasto-Kinematic and Structure Design of the Multi-Link Torsion Axle and Its Full-Vehicle Evaluation", In: P. Pfeffer (Hrsg.): 13th International Munich Chassis Symposium 2022, S. 106–121, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2024
- [164] K. Tan: Effiziente Auslegungs- und Optimierungsmethode für den Konzeptentwurf von Verbundlenkerachsen, Dissertation, Universität Siegen, 2017
- [165] N.N.: A portfolio of power-trains for Europe: a fact-based analysis, [https://www.eesi.org/files/europe\\_vehicles.pdf](https://www.eesi.org/files/europe_vehicles.pdf), (abgerufen am:25.11.2023), Environmental and Energy Study Institute (EESI)
- [166] N.N.: CAD-Modelle: BMW i3 and Opel Ampera-e, <https://portal.a2mac1.com/>, (abgerufen am:06.09.2017), A2MAC1 EURL
- [167] J. Olschewski, X. F. Fang & K. Tan: "Fast Conception (FastCon) - A Tool for Concept Design and Optimization of Twist Beam Axles", SAE Technical Paper 2020-01-0920, 2020
- [168] N.N.: Technische Daten BMW i3 (33 kWh) (Range Extender), <https://www.auto-motor-und-sport.de/marken-modelle/bmw/i3/technische-daten/>, (abgerufen am:18.12.2023), Motor Presse Stuttgart GmbH & Co. KG

- 
- [169] N.N.: BMW i i3 I01 i3 60Ah Rex Mega City Vehicle, <https://www.leebsmann24.de/bmw-ersatzteile/view/btindex/?series=i01&typ=1z41&og=05&hg=61>, (abgerufen am:31.07.2018), Auto-Leebsmann GmbH
- [170] N.N.: 2017 Chevrolet Bolt EV Specifications, <https://media.chevrolet.com/media/us/en/chevrolet/vehicles/bolt-ev/2017.tab1.html>, (abgerufen am:18.12.2023), Chevrolet Communications
- [171] J. Olschewski & X. F. Fang: "Evaluation of Vehicle Lateral and Longitudinal Dynamic Behavior of the New Package-Saving Multi-Link Torsion Axle (MLTA) for BEVs", In: World Electric Vehicle Journal vol. 15(7), S. 310, 2024
- [172] M. Rebele, et al.: "Integrale Sicherheit", In: ATZextra vol. 13(2), S. 134–145, 2008
- [173] K.-P. Schnelle: Simulationsmodelle für die Fahrdynamik von Personenwagen unter Berücksichtigung der nichtlinearen Fahrwerkskinematik, Dissertation, Universität Stuttgart, 1990
- [174] MSC Software Corporation: Adams Car - Welcome to the C++ Version of Adams Solver, 2019.2, 2019
- [175] K. Tan & X. F. Fang: "Automatic concept design and optimization of twist beam axles", In: Automotive and Engine Technology vol. 3(3-4), S. 141–158, 2018
- [176] J. Olschewski & X. F. Fang: "Elastokinematic design and optimization of the multi-link torsion axle – a novel rear axle concept for BEVs", In: Mechanics Based Design of Structures and Machines, S. 1–32, 2024
- [177] H. B. Pacejka & E. Bakker: "The Magic Formula tyre model", In: Vehicle System Dynamics vol. 21(sup001), S. 1–18, 1992
- [178] S. Elle: Achssystem-Optimierung basierend auf einem mittels objektiver Fahrdynamikkriterien validiertem Simulationsmodell, Masterarbeit, TH Köln, 2020
- [179] M. Gipser: "FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics", In: Vehicle System Dynamics vol. 45(sup1), S. 139–151, 2007
- [180] K. van Gorder, W. A. Janitor & S. Menjoulet: "Effective In-Vehicle Acquisition", SAE Technical Paper 1998-02-23, 1998
- [181] N.N.: Lommel Proving Ground - Test Tracks, <https://www.fordlpg.com/pages/lpgweb/tracks>, (abgerufen am:17.08.2024), Ford Lommel Proving Ground, 2024
- [182] A. Mahmoudzadeh Andwari, et al.: "A review of Battery Electric Vehicle technology and readiness levels", In: Renewable and Sustainable Energy Reviews vol. 78, S. 414–430, 2017
- [183] A. Manthiram: "An Outlook on Lithium Ion Battery Technology", In: ACS central science vol. 3(10), S. 1063–1069, 2017

- [184] C. Julien, et al.: Lithium Batteries, Springer International Publishing, Cham, 2016
- [185] R. Korthauer: Handbuch Lithium-Ionen-Batterien, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013
- [186] N.N.: Der neue Ford Fiesta,  
[https://media.ford.com/content/dam/fordmedia/Europe/de/Produkte/PKW/Fiesta/Ford\\_Fiesta\\_Technische\\_Daten.pdf](https://media.ford.com/content/dam/fordmedia/Europe/de/Produkte/PKW/Fiesta/Ford_Fiesta_Technische_Daten.pdf), (abgerufen am:11.12.2018), Ford-Werke GmbH  
Öffentlichkeitsarbeit, 2017
- [187] N.N.: Lommel Proving Ground (LPG),  
<https://www.fordlpg.ford.com/pages/dtc/Testbanen>, (abgerufen am:17.08.2024), Ford  
Lommel Proving Ground, 2024

## **Publikationen des Autors mit Bezug zur Dissertation**

Mitrefinder der Offenlegungsschrift DE102019111714A1

T. Niessing, J. Olschewski, X.F. Fang:

Multi-Link Torsion Axle (MLTA) - A New Rear Axle Concept for Battery Electric Vehicles - SAE Technical paper 2021-01-0929, 2021; doi:10.4271/2021-01-0929

T. Niessing, J. Olschewski, X.F. Fang:

Development Process of the Multi-link Torsion Axle (MLTA) – A Space- Optimising Suspension for BEVs. In: Pfeffer, P. (eds) 12th International Munich Chassis Symposium 2021. Proceedings; [https://doi.org/10.1007/978-3-662-64550-5\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-662-64550-5_6)

T. Niessing, X.F. Fang:

Kinematic analysis and optimisation of a novel multi-link torsion axle, Mechanism and Machine Theory, 165 (2021) 104432, November 2021; <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104432>

T. Niessing, X.F. Fang:

Objective ride quality evaluation of a multi-link torsion axle for battery electric vehicles, Automotive and Engine Technology, 10, 6 (2025), <https://doi.org/10.1007/s41104-025-00149-7>

## **Betreute Abschlussarbeiten mit Bezug zur Dissertation**

J. Olschewski: Konzeption einer sicherheitsoptimierten Mehrlenkertorsionsachse, Masterarbeit, TH Köln, 2017.

T. Martin: Einfluss eines gekrümmten Querträgers auf die Achseigenschaften einer Verbundlenkerachse, Bachelorarbeit, Universität Siegen, 2018.

M. Dönmez: Benchmark-Untersuchung von Verbundlenkerachsen mithilfe der FEM, Bachelorarbeit, Universität Siegen, 2018.

L. Engel: Parameteruntersuchung für ein neuartiges Hinterachskonzept, Bachelorarbeit, Universität Siegen, 2019.

R. Pradhan: Development of an Algorithm to Assess the Vertical Dynamic Properties of a Passenger Car, Studienarbeit, Universität Siegen, 2020.

Y. Zhang: Aufbau und Vergleich eines neuartigen Hinterachskonzepts mit bestehenden Achskonstruktionen, Masterarbeit, Universität Siegen, 2020.

A. Frank: Erweiterung eines Algorithmus zur Beurteilung der vertikaldynamischen Eigenschaften eines PKWs durch den Menschen, Bachelorarbeit, Universität Siegen, 2021.

S. J.-M. Hoppenot: Erstellung einer Datenbank von Fahrzeugen mit diversen Antriebstechnologien und Vergleich der Konzepte anhand marktrelevanter Kriterien, Bachelorarbeit, Universität Siegen, 2021.

**Die „Siegener Schriftenreihe Automobiltechnik“ präsentiert die Dissertationen des Lehrstuhls für Fahrzeugleichtbau (FLB) der Universität Siegen. Die Beiträge befassen sich mit der Entwicklung von Methoden und Prinzipien sowie neuen Leichtbautechnologien zur effizienten Gestaltung des Leichtbaus in Karosserie- und Fahrwerkstrukturen.**

**Die Reihe erscheint in unregelmäßigen Abständen.**

**Mit neuen Methoden zu  
leichten Lösungen**