



**UNIVERSITÄT PADERBORN**  
*Die Universität der Informationsgesellschaft*

Fakultät für Maschinenbau  
Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik  
Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro



# Fahrwerkkonzept für einen energieeffizienten, verschleißarmen Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt

(Kurzbezeichnung: evRok)

## Abschlussbericht

über ein Forschungsprojekt,  
gefördert unter dem Az: 33890/01 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

M. Sc. Jan Schütte  
und  
Prof. Dr.-Ing. Walter Sextro

Paderborn,  
Januar 2020



Projektkennblatt  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**

Az **33890/01**

Referat

Fördersumme

**124.942 €**

**Antragstitel** **Fahrwerkkonzept für einen energieeffizienten, verschleißarmen Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt**

**Stichworte** Fahrwerk, Reifenabrieb, Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt

Laufzeit  
**18 Monate**

Projektbeginn  
**01.02.2018**

Projektende  
**31.08.2019**

Projektphase(n)  
**1**

**Zwischenberichte** Kurzbericht zum Projektfortschritt nach 12 Monaten

<b>Bewilligungsempfänger</b>	Universität Paderborn	Tel	+49 5251 60-1801
	Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik	Fax	+49 5251 60-1803
	Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro	Projektleitung	Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro
	Warburger Str. 100 33098 Paderborn	Bearbeiter	Jan Schütte, Thorben Kaul, Alexander Löwen, Henrik Kopka

**Kooperationspartner** Assoziierte Kooperationspartner:  
CP autosport GmbH, 33142 Büren, Dirk Blumenkamp  
Benteler Automobiltechnik GmbH, 33102 Paderborn, Dr. Armin Zuber  
Universität Paderborn, Lehrstuhl für Leichtbau im Automobil, 33098 Paderborn  
TRIMET Aluminium SE, 06493 Harzgerode, Dr. Andreas Kleine

### **Zielsetzung und Anlass des Vorhabens**

Das emissionsverursachende Verkehrsaufkommen in Deutschland wächst stetig und damit auch die Schadstoffbelastungen für Mensch und Umwelt. Abgas-Emissionen bei PKW mit Verbrennungsmotor finden, bedingt durch aktuelle Diskussionen, große Beachtung. Durch Erhöhung der E-Mobilität im Straßenverkehr wird versucht, dieser Emissionsproblematik entgegen zu wirken. Weniger im Fokus stehen Nicht-Abgas-Emissionen wie Staub aus Reifen-, Fahrbahn-, oder Bremsenabrieb, welche als Feinstaub direkt vom Menschen aufgenommen werden oder als Mikroplastik in die Umwelt gelangen. Der Reifenabrieb hat nach Kraftfahrt-Bundesamt einen Anteil von 24 % an den Gesamtstaubemissionen in Deutschland (Stand 2008). Dabei hängt die Menge des Reifenabriebs von vielen unterschiedlichen Faktoren ab, wobei das Zusammenspiel von Fahrwerk und Reifen eine erhebliche Bedeutung hat. Bei der Entwicklung von neuen Fahrzeuggenerationen wird das Fahrwerk üblicherweise nicht neu definiert, sondern von der Vorgängerserie übernommen und überarbeitet. Dabei zählen Fahrdynamik, Fahrsicherheit und Fahrkomfort zu den wichtigsten Entwicklungszielen. Emissionen, Verbrauch und Recycling spielen noch eine untergeordnete Rolle. Das Forschungsvorhaben zielte auf eine systematische Erweiterung der bestehenden Grundauslegungsmethoden von Fahrwerken unter dezidiertem Betrachtung der emissionsverursachenden Radstellungsänderungen im Fahrbetrieb ab. Auf diese Weise sollten sowohl Umweltbelastungen durch Reifenabrieb reduziert als auch die Energieeffizienz bei der Leistungsübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn gesteigert werden.

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

Zu Beginn wurden aktuelle Achskonzepte untersucht und bewertet. Da der Schwerpunkt des Projekts auf dem Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt lag, wurden darüber hinaus die lokalen Effekte in der Reifenaufstandsfläche hinsichtlich Kraftübertragung und Verschleißverhalten analysiert. Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen wurde eine Serien-Radaufhängung als Referenz ausgewählt. Mithilfe des am LDM entwickelten hydraulischen Schwingungsanalysesystems zur Untersuchung der Achseigenschaften wurde im Anschluss das kinematische und elastokinematische Verhalten der Referenz-Radaufhängung experimentell untersucht. Wegen der geplanten Betrachtung des Gesamtsystems Achse-Reifen-Fahrbahn wurde nachfolgend ein nichtlineares elastokinematisches Mehrkörpermodell der Serien-Radaufhängung aufgebaut. Der Reifen stellt ein komplexes nichtlineares System dar und wurde mit dem nichtlinearen Reifenmodell FTire abgebildet.

Die Parametrierung und Validierung des Reifenmodells wurde in Auftragsarbeit vom ika/fka Aachen anhand von Messungen am realen Serienreifen durchgeführt. Als Fahrbahnmodelle wurden frei verfügbare Modelle aus der Adams-Bibliothek verwendet und angepasst. Mit Hilfe des Gesamtmodells von Achse, Reifen und Fahrbahn wurden Fahrsimulationen mit verschiedenen Fahrmanövern durchgeführt. Durch eine detaillierte Auswertung des FTire-Kontaktmodells wurden Reifenlatschanalysen zur Bewertung des Reifenverschleißes ermöglicht. Es wurden modellbasierte Parameterstudien zum Einfluss initialer Radstellungswinkel und der kinematischen und elastokinematischen Grundausslegung des Achssystems durchgeführt. Diese zielten darauf ab, Parameter zu identifizieren, welche für einen verschleißarmen Rollkontakt maßgebend sind. Abschließend wurde das Einsparpotenzial von Reifenabrieb für die im Forschungsprojekt betrachteten Fahrmanöver berechnet.

### ***Ergebnisse und Diskussion***

Im Forschungsprojekt wurde ein nichtlineares flexibles Mehrkörpermodell einer Mehrlenker-Hinterachse eines Serienfahrzeugs in Adams/View aufgebaut, experimentell parametrisiert und mit KnC-Messungen validiert. Die experimentell und in der Simulation ermittelten Kurven zur Beschreibung der Radstellungsänderung infolge von Radhub sowie Längs- und Querkräften am Rad zeigen eine gute Übereinstimmung. Das FTire Reifenmodell wurde für den Reifentyp des Serienfahrzeugs in der Dimension 245/40ZR18 97Y experimentell parametrisiert und validiert. Die Mess- und Simulationsergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung. Das Achsmodell wurde um zwei Reifenmodelle und ein stochastisches Modell der Fahrbahnrauigkeit zum Simulationsmodell erweitert. Mit diesem Modell können, unter Berücksichtigung der nichtlinearen Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen, Fahrsimulationen durchgeführt und der Einfluss der Achseigenschaften auf die Dynamik im Reifenlatsch bewertet werden. Dazu wurde ein charakteristisches Fahrmanöver, bestehend aus Beschleunigen, konstanter Fahrt und Bremsen, definiert. Mit dem Simulationsmodell wurden Parameterstudien zum Einfluss der initialen Spur- und Sturzwinkel, sowie der kinematischen Grundausslegung von Spur- und Sturzwinkel, auf die Reibarbeit im Reifenlatsch und den Reifenabrieb durchgeführt. Dabei wurde gezeigt, dass bei Betrachtung des Gesamtsystems die verschleißoptimalen initialen Radstellungswinkel für die drei Lastfälle Beschleunigen, Bremsen und konstante Fahrt unterschiedlich sind und insgesamt ein großer Einfluss der initialen Winkel auf die Reibarbeit im Reifenlatsch besteht. Darüber hinaus wurde gezeigt, dass durch eine isolierte Variation von Spur- oder Sturzwinkelgradient eine Reduktion von Reibarbeit und Reifenabrieb erreicht werden kann. Für eine konstante Fahrt mit 100 km/h wurde aufgezeigt, dass bereits durch geringe Anpassung der Grundausslegung des Achsmodells eine deutliche Reduktion des Reifenabriebs um 57 % erreicht wurden, ohne dabei die fahrdynamischen Eigenschaften wesentlich zu beeinflussen.

### ***Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation***

- (1) Schütte, J., Sextro, W., und Kohl, S.: Halbachsprüfstand zur kinematischen, elastokinematischen und dynamischen Charakterisierung von Radaufhängungen, Fachtagung Mechatronik 2019, Paderborn, 2019
- (2) Schütte, J. und Sextro, W.: Model-based Investigation of the Influence of Wheel Suspension Characteristics on Tire Wear, Konferenz: IAVSD 2019, Göteborg, Schweden, 2019

### ***Fazit***

Mit dem aufgebauten Simulationsmodell konnte ein Einsparpotenzial von bis zu 57 % Reifenabrieb aufgezeigt werden. Inwieweit dieses Ergebnis für ein Gesamtfahrzeug bei verschiedenen Fahrmanövern übertragbar ist sollte, in künftigen Forschungsprojekten untersucht werden. Fest steht bereits jetzt, dass die Erweiterung der heutigen modellbasierten Grundausslegungsmethodik von Achs- oder Fahrwerksystemen um detaillierte Reifenmodelle und damit verbunden die Integration von nichtlinearen Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen Achse, Reifen und Fahrbahn eine Optimierung hinsichtlich Reifenabrieb ermöglicht und damit einen erheblichen Beitrag zur Schonung von Ressourcen und Umwelt beitragen kann.

---

# Inhaltsverzeichnis

---

<b>1 Zusammenfassung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Einleitung</b> .....	<b>3</b>
<b>3 Spezifikationsphase</b> .....	<b>7</b>
3.1 Klassifizierung von Achskonzepten.....	7
3.2 Gummireibung und Reifenverschleiß .....	12
<b>4 Referenz-Achse</b> .....	<b>15</b>
<b>5 Modellbildung</b> .....	<b>19</b>
5.1 Kinematisches Achsmodell .....	19
5.2 Elastokinematisches Achsmodell .....	21
5.3 Reifenmodell .....	30
5.4 Fahrbahnmodell .....	31
5.5 Berechnung der Reibarbeit .....	33
5.6 Berechnung des Reifenabriebs.....	35
<b>6 Reifenlatschanalyse</b> .....	<b>37</b>
6.1 Simulationsbedingungen.....	37
6.2 Variation der statischen Spur- und Sturzwinkel.....	39
6.3 Variation der Radhubkinematik .....	42
6.4 Reifenabrieb.....	45
<b>7 Fazit und Ausblick</b> .....	<b>49</b>



---

# Abbildungsverzeichnis

---

Abbildung 2.1:	Hauptverursacher von Staub-Emissionen.....	3
Abbildung 3.1:	Angetriebene Starrachse .....	8
Abbildung 3.2:	Verbundlenkerachse als häufigster Vertreter der Halbstarrachsen .....	9
Abbildung 3.3	Prinzipieller Aufbau einer Vierlenker-Einzelradaufhängung. 1) Radträger 2) 2-Punkt-Lenker 3) Dreieckslenker 4) Spurstange ....	10
Abbildung 3.4	Fünflenker-Hinterachse des BMW M3 und M4.....	11
Abbildung 3.5	Gegenüberstellung der Eigenschaftsprofile von Starr-, Halbstarr-, Doppelquerlenker-, und Mehrlenkerachse.....	11
Abbildung 3.6	Vergleich der Gummireibung mit der klassischen Festkörperreibung .....	13
Abbildung 3.7:	Verschleißrate bei Schräglaufwinkel- (links) und Normalkraftvariation (rechts).....	14
Abbildung 4.1:	Kopplung der Trapezlenker-Hinterachse mit dem Halbachsprüfstand des LDM .....	16
Abbildung 4.2:	Longitudinale und laterale Verschiebung des Radaufstandspunkts und Sturzwinkeländerung bei Radhub der Referenz-Radaufhängung .....	16
Abbildung 4.3:	Longitudinale und Laterale Verschiebung des Radaufstandspunkts und Sturzwinkeländerung unter Seitenkraft am Radaufstandspunkt der Referenz- Radaufhängung.....	17
Abbildung 5.1:	Klassisches Mehrkörpersystem-Modell der Trapezlenker- Hinterachse: Bauteilbezeichnungen (links), Lagerung (rechts) .....	20
Abbildung 5.2:	Vergleich Spur-/ Sturzwinkeländerung aus Messung und Simulation .....	21
Abbildung 5.3:	Modellierung des Systems Aufbaufeder.....	22
Abbildung 5.4:	Modellierung Schwingungsdämpfer .....	23
Abbildung 5.5:	Modellierung Stabilisator .....	24
Abbildung 5.6:	Gesamtmodell mit flexiblen Körpern .....	26

Abbildung 5.7:	Links: Typischer Verlauf der statischen Hysterese eines Gummilagers im Fahrwerk; Rechts: Modell einer Gummilagersteifigkeit aus Adams/View .....	27
Abbildung 5.8:	Vergleich der Spur- und Sturzkurven der linken und rechten Radaufhängung des elastokinematischen Hinterachsmodells .....	29
Abbildung 5.9:	Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen: Vertikalkraft bei Radhub (links); Spur-/ Sturzwinkeländerung bei Radhub (mitte/ rechts) .....	29
Abbildung 5.10:	Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen: Sturz- und Spurwinkeländerung unter Längskraft (oben); Sturz- und Spurwinkeländerung unter Seitenkraft (unten) .....	30
Abbildung 5.11:	Zur Parametrierung und Validierung verwendete Reifenprüfstände am ika/fka in Aachen.....	31
Abbildung 5.12:	Spektrale Unebenheitsdichte unterschiedlicher Fahrbahnen in Abhängigkeit von Wegkreisfrequenz und Unebenheitswellenlänge .....	32
Abbildung 5.13:	Lokales Verschleißgesetz von zwei Reifengummi-Mischungen bei 70 °C Gummitemperatur und einer Oberflächentextur mit einer mittleren Wellenlänge von $2,3 \cdot 10^{-4}$ m .....	35
Abbildung 6.1:	WLTC der Klasse 3 - Geschwindigkeitsverlauf über die Zeit.....	38
Abbildung 6.2:	Geschwindigkeitsverlauf des simulierten Fahrmanövers aus Adams/View .....	39
Abbildung 6.3:	Normierte umgesetzte Reibarbeit im Reifenlatsch für die 11 Fahrwerksetups aus Tabelle 6.2 für die drei Fahrmanöver – Beschleunigen (links), konstante Fahrt mit 100 km/h (mitte) und Bremsen (rechts).....	40
Abbildung 6.4:	Normierte umgesetzte Reibarbeit im Reifenlatsch für die Fahrwerksetups 12 – 22 aus Tabelle 6.3 für die drei Fahrmanöver – Beschleunigen (links), konstante Fahrt mit 100 km/h (mitte) und Bremsen (rechts).....	41
Abbildung 6.5:	Spur- und Sturzwinkeländerung bei vertikalem parallelem Radhub von zehn verschiedenen Hinterachssystemen .....	42
Abbildung 6.6:	Variation der Radhubkinematik der Referenz-Achse: Variation des Spurwinkelgradienten bei gleichem negativen Sturzgradienten (oben); Variation des Sturzwinkelgradienten bei gleichem positiven Spurwinkelgradienten (unten) .....	43
Abbildung 6.7:	Normierte spezifische Reibarbeit je Fahrmanöver für sieben verschiedene Fahrwerksetups auf vier verschiedenen Fahrbahnmodellen nach ISO Fahrbahnklassen A – D.....	44
Abbildung 6.8:	Normierte spezifische Reibarbeit je Fahrmanöver für neun verschiedene Fahrwerksetups auf vier verschiedenen Fahrbahnmodellen nach ISO Fahrbahnklassen A – D.....	44

- 
- Abbildung 6.9: Vergleich der berechneten Verteilung des Reifenabriebs über den Reifenquerschnitt für die drei Fahrwerksetups 23 (blau), Serie (rot) und 29 (schwarz) aus Kapitel 6.3 für eine konstante Fahrt mit 100 km/h auf einem stochastischen Fahrbahnmodell der ISO-Klasse C ..... 46
- Abbildung 6.10: Vergleich der berechneten Verteilung des Reifenabriebs über den Reifenquerschnitt für die drei Fahrwerksetups 38 (blau), Serie (rot) und 30 (schwarz) aus Kapitel 6.3 für eine konstante Fahrt mit 100 km/h auf einem stochastischen Fahrbahnmodell der ISO-Klasse C ..... 46
- Abbildung 6.11: Vergleich der berechneten Verteilung des Reifenabriebs über den Reifenquerschnitt für die Serienauslegung (rot) und die ausgewählte Auslegung (grün) für eine konstante Fahrt mit 100 km/h auf einem stochastischen Fahrbahnmodell der ISO-Klasse C..... 47
- Abbildung 6.12: Vergleich der Spur- und Sturzwinkeländerung bei Radhub ausgewählten Grundauslegung (grün) mit der Auslegung aktueller Fahrzeuge ..... 48



---

# Tabellenverzeichnis

---

Tabelle 5.1: Materialkennwerte Achskomponenten .....	25
Tabelle 5.2: Kennwerte der flexiblen Achskomponenten .....	26
Tabelle 5.3: Kennwerte für Straßenunebenheiten der BRD.....	33
Tabelle 5.4: Fahrbahnrauigkeiten nach DIN ISO 8608 .....	33
Tabelle 6.1: Typische Werte statische Spur- und Sturzwinkel in der Konstruktionslage .....	39
Tabelle 6.2: Radstellungswinkel bei der Variation des initialen Spurwinkels .....	40
Tabelle 6.3: Radstellungswinkel bei der Variation des initialen Sturzwinkels .....	41



---

# 1 Zusammenfassung

---

Heute werden hohe Anforderungen an ein Fahrwerk hinsichtlich Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit gestellt. Die Erfüllung dieser Anforderungen erfordert oftmals gegenläufige Maßnahmen, sodass die Fahrwerkauslegung in den meisten Fällen nur einen Kompromiss darstellt. Die Fahrwerkentwicklung bewegt sich also in einem Spannungsfeld, welches durch die immer wichtiger werdenden Anforderungen wie Herstell- und Entwicklungskosten, Herstellbarkeit, Bauraum, Variantenvielfalt, Leichtbau, Langlebigkeit und Qualität erweitert wird [1]. Zum Vergleich stellen Emissionen und Verbrauch zur Zeit noch weniger wichtige Merkmale dar [2].

Im Forschungsprojekt evRok wurde durch den neuartigen Ansatz der detaillierten Betrachtung der dynamischen Vorgänge im Reifenlatsch bei der Grundaulegung von Achssystemen eine signifikante Reduktion der Menge an Reifenabrieb im Vergleich zur Serienauslegung erzielt. Auf Basis eines detaillierten Modells einer Serienfahrzeug-Hinterachse unter Berücksichtigung der Wechselwirkung der nichtlinearen Teilsysteme Achse, Reifen und Reifen-Fahrbahn-Kontakt wurden verschiedene Parameterstudien durchgeführt. Es wurde der Einfluss der initialen Spur- und Sturzwinkel, sowie der Auslegung der Radstellungsänderung bei Radhub auf die Reibarbeit als Indikator für den Reifenverschleiß analysiert. Darüber hinaus wurde die Verteilung der Reibarbeit über den Reifenquerschnitt für unterschiedliche Auslegungen verglichen und bewertet. Über eine exemplarische Berechnung der Menge des Reifenabriebs unterschiedlicher Grundaulegungen wurde aufgezeigt, dass die neuartige Entwicklungsmethodik für Fahrwerke in erheblichem Maß zur Reduktion der Umweltbelastungen durch Reifenabrieb beitragen kann.



---

## 2 Einleitung

---

Der Bestand an Pkw in Deutschland wächst stetig [3]. Durch Straßenverkehr wird in Deutschland ein großer Anteil der Staub-, Feinstaub-, CO<sub>2</sub>-, NO<sub>x</sub>- und anderer Schadstoff-Emissionen verursacht [4], [5] und [6]. Der Verkehr stellt neben Industrie- und Produktionsprozessen einen der Hauptverursacher von Staubemissionen dar [6]. In einer Statistik des Kraftfahrt-Bundesamtes [6], wird der Verkehr als Verursacher von 35 % der Staub-Emissionen genannt. Dabei gliedern sich die Emissionen aus dem Verkehr in Abgas (11 %) und Reifenabrieb (24 %). Das bedeutet, dass ca. ein Viertel aller Staub-Emissionen allein durch Reifenabrieb verursacht werden.

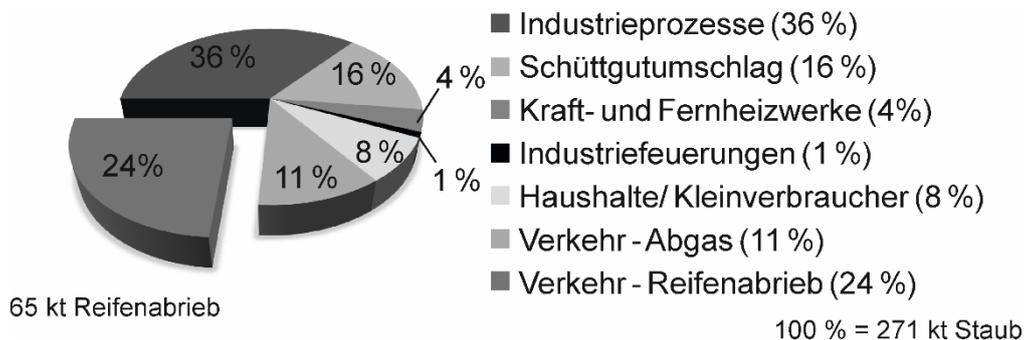


Abbildung 2.1: Hauptverursacher von Staub-Emissionen [4]

Reifenabrieb enthält zahlreiche gesundheitsschädliche Stoffe, welche zum einen die Umwelt belasten und zum anderen als Feinstaub direkt vom Menschen eingeatmet werden können. Feinstaub kann beim Menschen bis ins Lungengewebe und in den Blutkreislauf eindringen und schwere Erkrankungen hervorrufen [7, 8]. Zusätzlich ist der Reifenabrieb die Hauptquelle für Mikroplastik in der Umwelt, welche zunehmend Gewässer, die Umwelt und vor allem die Weltmeere belasten [9, 10]. Sie sind zum Teil giftig oder haben eine endokrine Wirkung, werden von Meeresorganismen aufgenommen und können dadurch unterschiedliche Tierarten und letztendlich auch Menschen schädigen [11]. Mikroplastik aus Reifenabrieb gehört in der Ostsee bspw. zu den Hauptbefunden [12]. In einer aktuellen Studie wird die Emission von Mikroplastik aus Reifenabrieb für Deutschland mit über 101 000 Tonnen pro Jahr oder 1228,5 g pro Person im Jahr geschätzt [10].

Die Menge des Reifenabriebs hängt von vielen unterschiedlichen Faktoren, wie den Materialeigenschaften des Gummis, den Umwelt- und Fahreinflüssen und insbeson-

dere dem Zusammenspiel zwischen Fahrwerkssystem und Reifen ab [13]. Dem Fahrwerk als eines der wichtigsten und komplexesten Bestandteile eines Kraftfahrzeugs kommt daher eine besondere Bedeutung zu. Bei der Entwicklung von neuen Fahrzeuggenerationen wird üblicherweise das Fahrwerk nicht neu definiert, sondern von Vorgängermodellen übernommen und überarbeitet. Die hohen Anforderungen an ein Fahrwerk hinsichtlich Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit erfordern oftmals gegenläufige Maßnahmen, sodass die Fahrwerkauslegung nur ein Kompromiss dieser Anforderungen darstellt. Die Fahrwerkentwicklung bewegt sich in einem Spannungsfeld, welches durch die immer wichtiger werdenden Anforderungen wie Herstell- und Entwicklungskosten, Herstellbarkeit, Bauraum, Variantenvielfalt, Leichtbau, Langlebigkeit und Qualität erweitert wird [1]. Emissionen werden bei der Fahrwerkentwicklung derzeit als weniger wichtig eingestuft [2].

Das Fahrwerk bildet die einzige Verbindung zwischen Fahrzeugaufbau und Fahrbahn. Als Hauptaufgabe hat es das Rad auf der Straße zu führen und damit einen möglichst robusten Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn sicherzustellen. Durch Fahrbahnunebenheiten oder fahrdynamische Bewegungen des Fahrzeugs, wie z. B. Nicken, Wanken oder Gieren, erfährt der Reifen eine kombinierte Belastung aus Längs-, Quer- und Vertikalkraft. Die hervorgerufenen Lasten werden am einen Systemende in einer etwa postkartengroßen Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn, dem Reifenlatsch, und am anderen Ende über das Fahrwerk am Fahrzeugaufbau abgestützt.

Die Übertragung von Längs- und Querkräften wird durch den Reibvorgang zwischen Reifenprofilelementen und Fahrbahnoberfläche geprägt. Dabei ist die räumliche Positionierung des Reifens auf der Fahrbahn von besonderer Bedeutung [1]. Kinematisch betrachtet hat das Fahrwerk die Aufgabe zwischen Rad und Fahrzeugaufbau einen vertikalen Freiheitsgrad zur Aufnahme von Fahrbahnunebenheiten zu realisieren. Die räumliche Bewegung des Rades bei Durchfederung und Lenkung (Kinematik) wird durch die Anzahl und Relativanordnung der Kinematikpunkte (Topologie) der Radführungselemente bestimmt. Bei modernen Mehrlenkerachskonzepten durchläuft das Rad eine aus Linear- und Drehbewegung zusammengesetzte Schraubenbewegung [14]. Zusätzlich wird diese durch elastische Verformungen von Strukturkomponenten der Radaufhängung sowie deren elastischen Verbindungselementen, wie z. B. Gummimetalllagern, überlagert (Elastokinematik). Diese Elastizitäten verändern die zwangsläufige kinematische Bewegung und damit die Radstellung abhängig von der Höhe der im Fahrwerk aufgeprägten Kräfte und Momente.

Die sich aus der Achs- und Elastokinematik ergebenden Radstellungsänderungen sind neben der Grundabstimmung des Fahrwerks in der Konstruktionslage von besonderer Bedeutung für das Fahrverhalten sowie für den Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt [2]. Das Auslegungsziel der Elastokinematik ist es, die durch die Elastizitäten entstehenden Verformungen zu kompensieren oder diese nach Möglichkeit in vorteilhafte Bewegungen umzuwandeln. Infolge von zahlreichen unterschiedlichen Anforderungen legt die heutige Fahrwerkauslegung eine komplexe charakteristische räumliche Bewegung des Rades fest. Diese beeinflusst wiederum die Kraftübertragung des Reifens und durch die relativen Gleitbewegungen in der Kontaktfläche den Reibvorgang und somit das Verschleißverhalten des Reifens maßgebend.

Das Forschungsvorhaben zielt auf die Entwicklung eines Fahrwerkgrundauslegungskonzeptes für einen energieeffizienten, verschleißarmen Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt ab. Es sollen kinematische und elastokinematische Auslegungsziele identifiziert werden, welche für einen geringen Reifenabrieb und eine effiziente Leistungsübertragung im Reifenlatsch stehen. Auf diese Weise sollen sowohl die Umweltbelastungen durch Reifenabrieb reduziert als auch die Energieeffizienz bei der Leistungsübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn gesteigert werden, womit eine Reduktion des Energieverbrauchs und den damit verbundenen Abgas-Emissionen einhergeht. Zusammenfassend sollen durch die angestrebten Forschungsergebnisse der Wirkungsgrad bei der Leistungsübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn erhöht, der Energiebedarf minimiert, die Schadstoff-Emissionen gesenkt, sowie die Laufleistung des Reifens und die Nutzungsdauer der Fahrbahnoberfläche erhöht werden, ohne die Fahrdynamik negativ zu beeinflussen.

Im Rahmen dieses Forschungsprojekts soll als Referenz und Startpunkt eine nicht lenkbare, passive Serienfahrzeug-Hinterachse verwendet werden, wie sie bei heutigen Fahrzeugen vorzufinden ist. Dazu sollen zunächst aktuelle Achskonzepte hinsichtlich des kinematischen und elastokinematischen Auslegungspotenzials und ihrer Verwendbarkeit als Referenz-Achse im Forschungsprojekt untersucht und bewertet werden. Da im Projekt der Schwerpunkt auf dem Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt liegt, müssen die lokalen Effekte in der Reifenaufstandsfläche hinsichtlich Kraftübertragung und Verschleißverhalten detailliert analysiert werden. Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen soll eine Referenz-Radaufhängung eines Serienfahrzeugs ausgewählt werden, welche den aktuellen Stand der Technik darstellt. Für die geplante Betrachtung des Gesamtsystems Fahrwerk-Reifen-Fahrbahn soll ein nichtlineares elastokinematisches Mehrkörpermodell der Referenzachse aufgebaut werden. Der Reifen, als komplexes nichtlineares System, soll mit dem allgemein anerkannten, nichtlinearen Reifenmodell FTire abgebildet und anhand eines Reifentyps in Serien-Dimension parametrisiert werden. Als Fahrbahn sollen frei verfügbare Modelle verwendet werden, welche an den jeweiligen Simulationszweck angepasst werden.

Mithilfe des hydraulischen Schwingungsanalysesystems soll das kinematische und elastokinematische Verhalten der ausgewählten Referenz-Radaufhängung experimentell untersucht und das Mehrkörpermodell validiert werden. Um das dynamische Verhalten des Gesamtsystems Achse-Reifen-Fahrbahn mit ausreichender Genauigkeit berechnen und damit auch Parameter identifizieren zu können, die für einen energieeffizienten, verschleißarmen Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt maßgebend sind, sind detaillierte Modelle der einzelnen Fahrwerkkomponenten erforderlich. Weil mit Achse, Reifen und Reifen-Fahrbahn-Kontakt mehrere nichtlineare Systeme als Gesamtsystem betrachtet werden, muss auch die Verknüpfung der unterschiedlichen Modellierungswege, in diesem Fall die Mehrkörpersystemmodellierung mit Reifen- und Fahrbahnmodellierung, detailliert betrachtet werden. Mit Hilfe des Gesamtmodells soll eine Reifenlatschanalyse mit Parameterstudien ermöglicht werden, um Parameter zu identifizieren, die für einen verschleißarmen Rollkontakt maßgebend sind. Im Anschluss sollen die identifizierten Parameter im Hinblick auf die Fahrdynamik durch einen Vergleich mit aktuell im Markt befindlichen Fahrzeugen verifiziert werden.



---

## 3 Spezifikationsphase

---

Zu Beginn des Forschungsprojekts wurden zunächst die wichtigsten Rahmenbedingungen für die nachfolgenden Arbeiten identifiziert und festgelegt. Dies umfasst zum einen die Identifikation einer geeigneten Referenz-Radaufhängung als „Stand-der-Technik“ und Basis für weitergehende experimentelle und modellbasierte Analysen, zum anderen das Festlegen der Bewertungsgrößen für Reifenverschleiß und Energieeffizienz.

Die in diesem Bericht verwendeten Begriffe lehnen sich an die Begriffsdefinitionen in [15] an. Danach beschreibt die Achse die gesamte Verbindung zwischen den beiden Rädern und die Radaufhängung alle Komponenten von der Anbindung an den Fahrzeugaufbau oder Achsträger bis zum Rad. Ein Pkw hat demnach zwei Achsen und vier Radaufhängungen.

### 3.1 Klassifizierung von Achskonzepten

Zunächst erfolgt entsprechend dem Projektplan eine Klassifizierung aktueller Achskonzepte, welche die Basis für die anschließende Auswahl einer Referenz-Achse bildet.

#### 3.1.1 Starrachsen

Starrachsen werden heutzutage bevorzugt bei SUVs, Geländewagen, Pick-up Trucks oder leichten Nutzfahrzeugen als Hinterachse eingesetzt. Als Vorderachse kommen diese nur zum Einsatz, wenn eine hohe Geländegängigkeit gefordert ist, da dieses Konzept eine hohe Verschränkung zulässt (Bsp. Suzuki Jimny, Mercedes G-Modell). Die Räder sind, wie in Abbildung 3.1 dargestellt, über einen starren Achskörper fest miteinander verbunden und beeinflussen sich daher gegenseitig. Bei nicht angetriebenen Starrachsen liegt der Vorteil vor allem in der einfachen, wirtschaftlichen und robusten Bauweise. Bei angetriebenen Achsen kann das Hinterachsdifferential direkt integriert werden, die gelenkig gelagerten Seitenwellen, wie sie bei Einzerradaufhängungen verwendet werden, entfallen. Fahrdynamisch hat die Starrachse beim gleichseitigen Ein- und Ausfedern den Vorteil, dass aufgrund der starren Kopplung beider Räder immer ein identischer Spur- und Sturzwinkel der linken und rechten Räder vorliegt. Demnach resultiert bei gleichzeitigem Radhub auch keine Spur-, Spurweiten- und Sturzänderung. Dies führt zu einer guten Fahrsicherheit bei Geradeausfahrt, da die durch initial eingestellte Spur- und Sturzwinkel erzeugten Schubspannungen im Reifenlatsch für einen stabilen Geradeauslauf sorgen [15, 16]. Gleichzeitig birgt die feste

Kopplung allerdings einige Nachteile, zum Beispiel das Weiterleiten von einseitig induzierten Radkräften an das andere Rad oder die großen Radstellungsänderungen beim einseitigen Einfedern [17]. Darüber hinaus bietet die Starrachse nur geringe Möglichkeiten, durch eine kinematische oder elastokinematische Auslegung die Radstellungsänderungen fahrsituationsabhängig einzustellen. Ebenfalls sind weitere elastokinematische Effekte, wie die Entkopplung von Längs- und Quersteifigkeit der Achse, nicht gegeben. Durch die hohe ungefederte Masse wird das Kraftschlusspotenzial negativ beeinflusst, da es zu erhöhten Radlastschwankungen kommen kann [15].



Abbildung 3.1: Angetriebene Starrachse [18]

### 3.1.2 Halbstarrachsen

Halbstarrachsen unterscheiden sich von den Starrachsen durch den Einsatz eines gezielt elastisch verformbaren Verbindungselements anstelle einer starren Verbindung zwischen den beiden Rädern. Durch dieses in Abbildung 3.2 blau dargestellte, tordierbare Verbindungsstück sind Relativbewegungen der beiden Räder zueinander möglich. Je nach Lage dieses Verbindungselements auch als Quertraverse bezeichnet unterscheidet man bei den Halbstarrachsen zwischen Koppellenkerachse, Torsionskurbelachse und Verbundlenkerachse. Bei Koppellenkerachsen liegt die Quertraverse nahe der Radmitte und hat daher ähnliche Eigenschaften wie die Starrachse. Liegt die Quertraverse nahe der Längslenkerlagerung, spricht man von einer Verbundlenkerachse, welche aufgrund der Traversenlage ähnliche Eigenschaften wie die Längslenkerachse hat. Die Quertraverse der Torsionskurbelachse ist am vorderen Drittel der Längslenker angebunden und vereint damit die Vorteile der Längslenkerachse mit denen der Verbundlenkerachse. Bei allen Halbstarrachsen sind, im Vergleich zu den Starrachsen, zusätzliche Längslenker zur Aufnahme der Längskräfte verbaut. Die Querkräfte werden über die biegesteife und torsionsweiche Quertraverse abgestützt. Dabei wirkt die Quertraverse als eine Art Stabilisator, ermöglicht aber dennoch eine Relativbewegung der beiden Räder. Die Halbstarrachse hat demnach sowohl Eigenschaften einer Starrachse als auch die einer Einzelaufhängung. So ändert sich bspw. bei symmetrischem Ein- und Ausfedern die Radstellung nicht. Bei asymmetrischer Durchfederung hat die Achse dennoch ein ausgeprägtes kinematisches Eigenlenkverhalten. Die Orientierung der Gummimetalllager in Längsrichtung hat aufgrund guter Längselastizität bei gleichzeitig geringer Beanspruchung der Karosserie einen positiven Einfluss auf den Fahrkomfort. Darüber hinaus ist die ungefederte Masse gering, welches einen positiven Einfluss auf die Radlastschwankungen im Fahrbetrieb hat und somit der Fahrsicherheit zugutekommt [15]. Die Spurweite ändert sich im Betrieb kaum, womit ein geringer Anteil lateraler Verschiebungen der Reifenprofilelemente im Reifenlatsch resultiert. Auch lässt sich durch die elastische Auslegung der Quertraverse ein gewisses elastokinematisches Achsverhalten erzielen [19]. Dennoch ist das Optimierungspotenzial sowohl für Komfort- und Akustikeigenschaften als auch

für die Fahrdynamik und den Reifenabrieb als gering zu bewerten, da durch die einfache Bauweise nur sehr geringe Möglichkeiten zur detaillierten Auslegung zur Verfügung stehen.



Abbildung 3.2: Verbundlenkerachse als häufigster Vertreter der Halbstarrachsen [20]

### 3.1.3 Einzelradaufhängungen

Als Einzelradaufhängung werden nach [15] alle Achskonzepte zusammengefasst, bei denen die beiden Räder einer Achse keine Verbindung zueinander haben. Auf diese Weise ist eine unabhängige relative Bewegung zwischen dem linken und rechten Rad möglich. Die Einzelradaufhängung ist bei aktuellen Pkw weit verbreitet, ihr Anteil wird in [15] mit weit über 90 % angegeben. Die Vorteile sind zum Beispiel die geringe ungefederte Masse und das große Potenzial zur kinematischen und elastokinematischen Auslegung. Verglichen mit den Starr- oder Halbstarrachsen führt dies zu einer verbesserten Straßenlage und einer Erhöhung des Fahrkomforts. Dem gegenüber stehen bspw. die Spur-, Sturz-, und Spurweitenänderung beim Durchfedern während der Fahrt oder die Notwendigkeit eines Stabilisators zum Lastausgleich der Räder bei Kurvenfahrt [15]. Die Einzelradaufhängung besteht aus einer kinematischen Kette, welche den Fahrzeugaufbau mit dem Radträger verbindet. Die kinematische Kette besteht, je nach Art der Radaufhängung, aus einer bestimmten Anzahl an Lenkern. Diese Lenker sind mit Gelenken an der Fahrzeugseite am Aufbau oder dem Achsträger und an der Radseite mit dem Radträger verbunden. Die unterschiedlichen Konzepte der Einzelradaufhängungen werden entsprechend der verwendeten Anzahl an Lenkern und ihrer relativen Ausrichtung zum Fahrzeug unterschieden. Bei Einlenker-Einzelradaufhängungen wird bspw. eine Einteilung in Längs-, Schräg-, und Querlenker-Einzelradaufhängung vorgenommen. Aufgrund ihrer Einfachheit ist das Potenzial zur kinematischen und elastokinematischen Auslegung weitaus weniger ausgeprägt als bei Konzepten mit mehreren Lenkern.

#### Doppelquerlenker-Einzelradaufhängung

Die Doppelquerlenker-Einzelradaufhängung besteht aus drei Lenkern. Bei diesem Achskonzept wird der Radträger über zwei Dreieckslenker mit dem Fahrzeugaufbau oder Achsträger verbunden. Zur Kraftabstützung wird dabei ein Dreieckslenker oberhalb und einer unterhalb der Radmitte angeordnet. Ein zusätzlicher Spurlenker definiert die Spur des Rades oder wird bei Vorderachsen zur Lenkung verwendet [15].

Doppelquerlenker-Einzelradaufhängungen bieten im Vergleich zu den Einlenker-Einzelradaufhängungen mehr Auslegungspotenzial der Kinematik und Elastokinematik, da sich bspw. die Spur- und Sturzwinkel entkoppelt voneinander einstellen lassen [19]. Dabei kommen sechs der acht Anbindungspunkte von den zwei Dreieckslenkern und zwei vom Spurlenker. Wird der obere Dreieckslenker kürzer als der untere ausgelegt, ergibt sich während der Fahrt eine geringere Spurwinkel- und Spurweitenänderung. Zusätzlich kann durch die Auslegung erreicht werden, dass sich bei Kurvenfahrt der Sturzwinkel am kurvenäußeren Rad erhöht und sich dadurch die Querkraftabstützung verbessert.

### Mehrlenker-Einzelradaufhängung

Die Mehrlenker- oder Vierlenker-Einzelradaufhängung entsteht grundsätzlich durch das Auflösen von einem der beiden Dreieckslenker der Doppelquerlenker-Einzelradaufhängung, wie in Abbildung 3.3 dargestellt. Aufgrund der Vielzahl an unterschiedlichen Ausführungen dieses Achskonzeptes werden an dieser Stelle die allgemeinen Vorteile dieser Bauart nach [15] benannt. Einer der wichtigsten Vorteile, vor allem für die Zielsetzung dieses Projekts, ist der große Gestaltungsspielraum für die Auslegung der kinematischen und elastokinematischen Achseigenschaften. Darüber hinaus sind mit diesem Konzept gute Längselastizitäten für einen hohen Fahrkomfort und an der Hinterachse hohe Quersteifigkeiten zu erzielen. Der größte Nachteil ist die hohe Komplexität durch die hohe Anzahl an Lenkern, Gummimetalllagern und entsprechend Kinematikpunkten, womit ein hoher Anspruch an die Tolerierung der Bauteile einhergeht, denn schon geringe Abweichungen in der Lage der Gelenkpunkte können einen signifikanten Einfluss auf die Radhubkinematik haben.

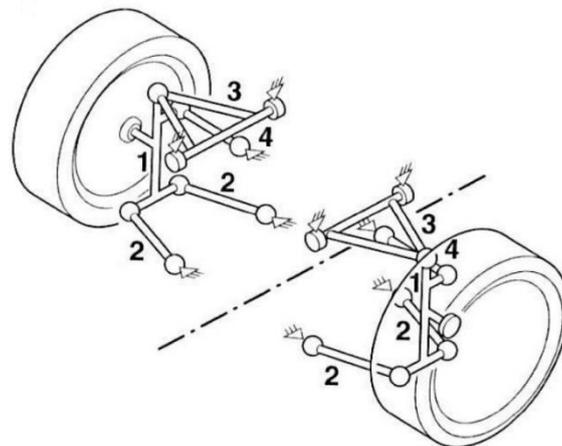


Abbildung 3.3 Prinzipieller Aufbau einer Vierlenker-Einzelradaufhängung. 1) Radträger 2) 2-Punkt-Lenker 3) Dreieckslenker 4) Spurstange [19]

### Fünflenker-Einzelradaufhängung

Dieses Radaufhängungskonzept besitzt, wie in Abbildung 3.4 dargestellt, die maximal mögliche Anzahl von fünf 2-Punkt-Lenkern und wird als Hinterachse auch als Raumlenkerachse bezeichnet. Die großen Vorteile dieses Konzeptes sind die gute und gezielte Auslegungsmöglichkeit der kinematischen und elastokinematischen Achseigenschaften bei gleichzeitig geringen ungefederten Massen. Die Nachteile entsprechen denen der Mehrlenkerachse, denn durch die hohe Anzahl an Führungselementen ist die Konstruktion, Abstimmung und Tolerierung aufwendig [15].

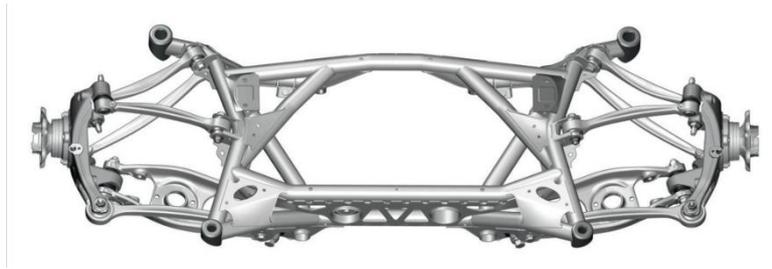


Abbildung 3.4 Fünflenker-Hinterachse des BMW M3 und M4 [21]

### 3.1.4 Auswahl des Achskonzepts

In Abbildung 3.5 sind die wichtigsten Eigenschaften der beschriebenen Achskonzepte gegenübergestellt. Zu erkennen ist, dass die Auslegungspotenziale der kinematischen und elastokinematischen Achseigenschaften von Starr- und Halbstarrachsen gering sind. Die initialen Spur- und Sturzwinkel ändern sich während der Geradeausfahrt, beim parallelen Ein- und Ausfedern, nicht. Damit ist es bei diesen Achskonzepten möglich direkt eine verschleißoptimale Grundeinstellung für Geradeausfahrt einzustellen. Dabei werden allerdings fahrdynamische Eigenschaften negativ beeinflusst. Die direkte Kopplung des linken und rechten Rades, macht darüber hinaus eine isolierte Auslegung einzelner Achsparameter unmöglich.

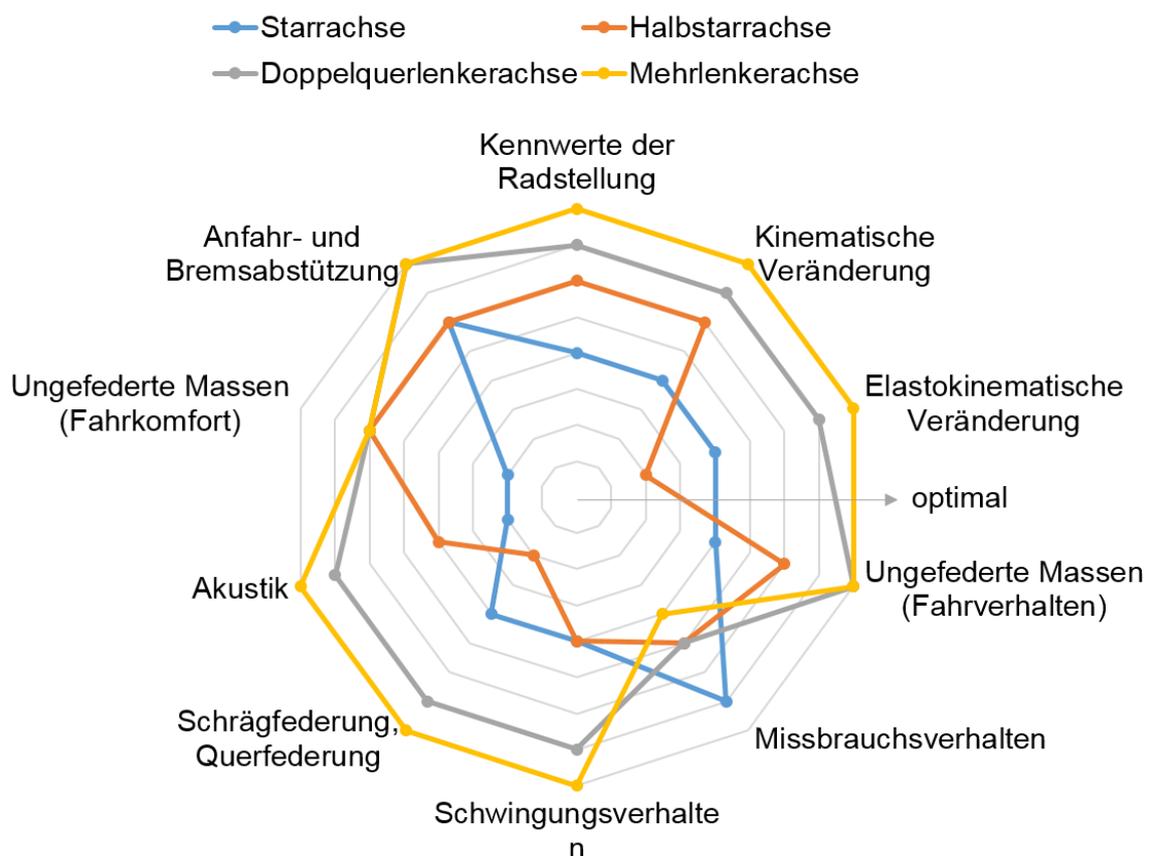


Abbildung 3.5 Gegenüberstellung der Eigenschaftsprofile von Starr-, Halbstarr-, Doppelquerlenker-, und Mehrlenkerachse aus [15]

Die Einzelradaufhängungen Doppelquerlenkerachse und Mehrlenkerachse weisen dagegen deutlich bessere Möglichkeiten auf, die Kinematik und Elastokinematik anzupassen. Darüber hinaus werden die Eigenschaften der beiden Achskonzepte in allen Kategorien, bis auf das Missbrauchsverhalten, besser bewertet. Mit der Aufhängung des Rades mit einzelnen Lenkern geht eine komplexe Räumliche Bewegung des Rades bei Durchfederung einher. Diese hat ausgeprägte Radstellungs-, Spurweiten- und Radstandsänderungen zur Folge. Bei der Auslegung der komplizierten räumlichen Bewegung muss daher ein Kompromiss gefunden werden, welcher neben den Zielen hohe Fahrdynamik und hoher Fahrkomfort auch für minimalen Reifenabrieb steht. Die Mehrlenkerachskonzepte bieten die beste Möglichkeit zur Analyse des Einflusses unterschiedlicher Grundauslegungen auf den Reifenabrieb, da sie eine isolierte Anpassung einzelner Eigenschaften des Achssystems ermöglichen. So kann bspw. der Verlauf des Spurwinkels über den Radhub angepasst werden, ohne dabei den Verlauf des Sturzwinkels zu verändern. Gleiches gilt auch für andere kinematische Eigenschaften der Radaufhängung. Die Wechselwirkung der im System vorhandenen Bauteilelastizitäten untereinander und deren Einfluss auf die elastokinematischen Radstellungsänderungen ist abhängig von der Umsetzung des Mehrlenkerachskonzepts am Fahrzeug. Dennoch bietet das Mehrlenkerachskonzept auch das größtmögliche Potenzial zur Bewertung des Einflusses der elastokinematischen Eigenschaften der Radaufhängung auf den Reifenabrieb. Daher wird für die nachfolgenden Arbeiten das Mehrlenkerachskonzept ausgewählt.

### **3.2 Gummireibung und Reifenverschleiß**

Nach der Theorie von Kummer und Meyer [22] setzt sich die Gesamtreibkraft in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn aus einer Summe verschiedener Einzelkomponenten zusammen, die jedoch nicht alle gleichzeitig auftreten müssen. Diese Einzelkomponenten der Reibkraft basieren auf physikalischen Effekten wie der Adhäsion, Hysterese, Kohäsion und viskosen Reibung [23]. Die Adhäsions- und Hystereseanteile leisten den größten Beitrag zur wirkenden Kraft bei der Gummireibung und werden deshalb im Folgenden kurz vorgestellt.

Durch die molekulare Bindung zwischen Kettenmolekülen des Gummis und Atomen der Fahrbahnoberfläche, wie z.B. Van-der-Waals-Bindungen, entsteht die der Gleitrichtung entgegengesetzte resultierende Reibkraft. Außerdem kommt es beim Auftrennen der Bindungen zu einer dämpfungsbehafteten Schwingung von Molekülketten, wodurch Energie dissipiert wird. Der adhäsive Anteil der Kräfte wird durch die tatsächliche Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn beeinflusst und verschwindet nahezu beim Auftreten eines Zwischenmediums, wie z. B. Wasser oder Schmutz. Der Hystereseanteil der Gummireibung wird durch das viskoelastische Materialverhalten beim Gleiten über Unebenheiten hervorgerufen. Aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften von Gummi unterscheidet sich die im Falle des Reifens wirkende Gummireibung von der klassischen Festkörperreibung nach Coulomb. Dabei ist der Reibwert von Gummi im Gegensatz zu Annahmen der klassischen Reibungsgesetze nicht konstant, sondern hängt wie Abbildung 3.6 darstellt vom Normaldruck, der Relativgeschwindigkeit und der Temperatur ab.

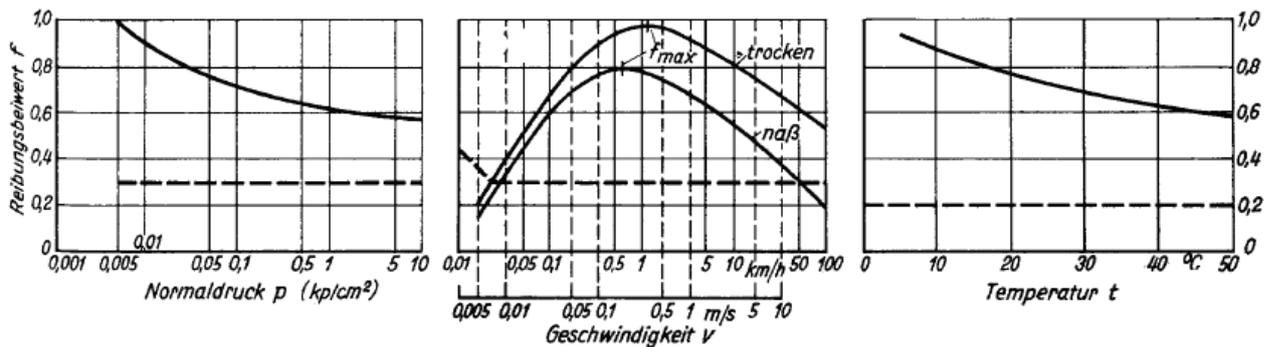


Abbildung 3.6 Vergleich der Gummireibung (—) mit der klassischen Festkörperreibung (---) [22]

Eine Übersicht zur Beschreibung von Verschleißvorgängen bei Elastomeren in Hinblick auf den lokalen Verschleiß von Reifenprofilblöcken ist in [24] zu finden. Aufgrund der hohen Komplexität des Verschleißprozesses infolge verschiedener Verschleißmechanismen und deren Wechselwirkungen haben sich eine Reihe empirischer Verschleißgesetze etabliert. In Anlehnung an das Verschleißgesetz von Fleischer kann der Verschleiß als Resultat des Reibprozesses in Form eines proportionalen Zusammenhangs zwischen Verschleißvolumen  $V_w$  und Reibarbeit  $W_f$  bzw. Reibenergie  $E_f$  aufgefasst werden. Basierend auf dem proportionalen Zusammenhang

$$V_w = e_f^* W_f \quad (3.1)$$

mit  $e_f^*$  als Proportionalitätsfaktor oder scheinbare Reibenergiedichte nach Fleischer wird im Forschungsprojekt die verrichtete Reibarbeit  $W_f$  als Bewertungsgröße für den Reifenverschleiß herangezogen. Gleichbedeutend mit der verrichteten Reibarbeit ist die aufgewandte Reibenergie  $E_f$ . Daher wurde die Reibarbeit  $W_f$  ebenfalls zur Bewertung der Energieeffizienz gewählt.

Für den Reifenabrieb werden häufig anstelle von Verschleißvolumen auch Kenngrößen wie Masseverlust, Verschleißhöhe oder Verschleißtiefe verwendet [24]. Oft werden diese Kenngrößen auf die Dauer oder die zurückgelegte Gleitstrecke des Reibvorgangs bezogen, was auf die entsprechende Verschleißrate führt. Mit Hilfe eines Flachbahn-Reifenprüfstands wurden in [25] die Einflussfaktoren auf den Reifenverschleiß eingehend untersucht. Abbildung 3.7 zeigt eine direkte Abhängigkeit der Reifenverschleißrate vom Schräglaufwinkel, in dem Fall gleichbedeutend mit dem statischen Vorspurwinkel, und die Abhängigkeit von der Normalkraft für drei unterschiedliche Reifen. Bei einem in [25] dargestellten Test führte eine zusätzliche Auprägung eines statischen positiven Sturzwinkels zu einer gleichmäßigeren Verteilung der Flächenpressung in der Kontaktzone, wodurch die Verschleißrate reduziert wurde.

Das Kraftübertragungsverhalten des Reifens innerhalb der Kontaktfläche ist stark abhängig von den jeweiligen Betriebsbedingungen, welche in erster Linie durch Längs- und Querkräfte geprägt sind [13] und [26]. Somit decken die Untersuchungen mit statischen Spur- und Sturzwinkeln nur ein eingeschränktes Anwendungsspektrum ab. Die Kontaktmechanischen Vorgänge im Reifenlatsch hängen nicht nur von der Höhe der Kräfte ab, sondern auch davon, wie diese zustande kommen. Dieses Erkenntnis wird unter anderem in [13] und [27] verdeutlicht.

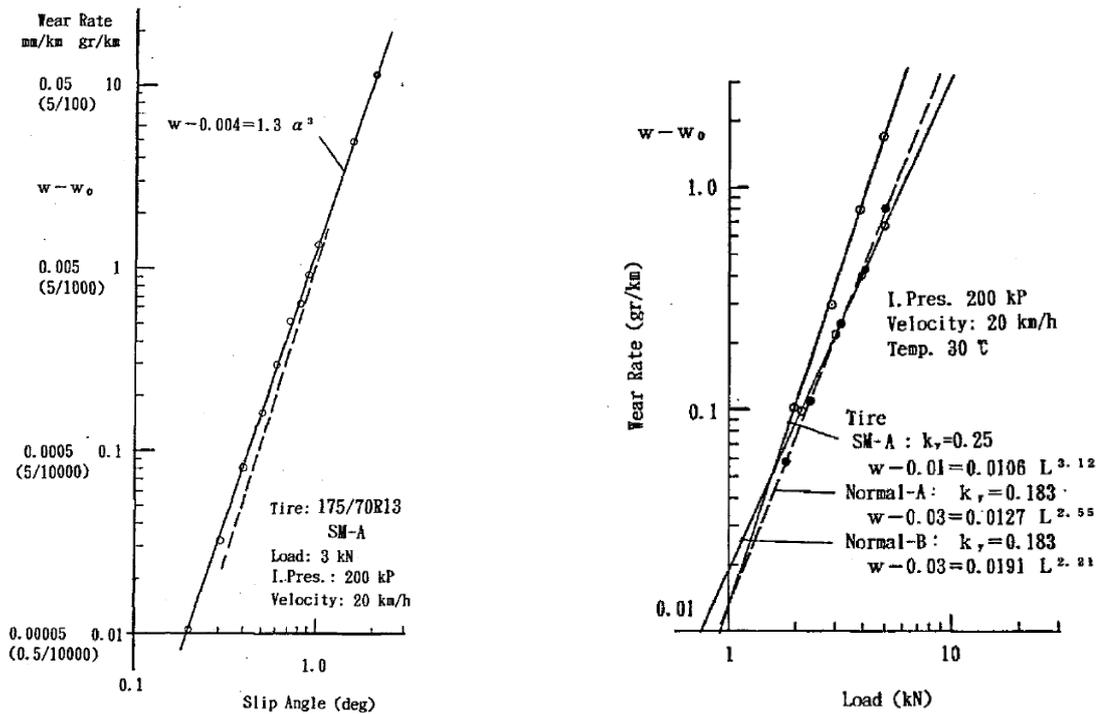


Abbildung 3.7: Verschleißrate bei Schräglaufwinkel- (links) und Normalkraftvariation (rechts) [25]

Es konnte gezeigt werden, dass bei gleichbleibenden Rahmenbedingungen durch Anpassung der Spur- und Sturzänderung beim Durchfedern das Verschleißverhalten des Reifens positiv beeinflusst wird. In [27] wurden Tests an einer Achse durchgeführt, welche zu Beginn einen hohen Verschleiß an der Reifenaußenschulter zeigte. Durch Anpassung der Achse konnte eine gleichmäßige Verteilung des Verschleißes über den Reifen und eine im Schnitt um 33 % höhere Lebensdauer erzielt werden. Der gesamte Verschleiß der Reifenauflfläche wurde gesenkt und ein deutlich gleichmäßigeres Verschleißbild erzielt.

Das Ziel hinsichtlich der Verringerung des Reifenabriebs ist in diesem Forschungsprojekt folglich die Reduzierung der gesamten umgesetzten Reibarbeit im Reifenlatsch als Ursache für den Verschleiß. Als zusätzliches Ziel wird eine gleichmäßige Verteilung des Reifenabriebs über die Breite des Reifenprofils abgestrebt. Es könnte zwar auch durch eine einseitige Belastung des Reifens die Menge des Reifenabriebs pro Strecken- oder Zeiteinheit reduziert werden, dieses führte jedoch zum vorzeitigen Erreichen der Reifenverschleißgrenze und das Potenzial des Reifens zur Kraftübertragung würde sinken, da sich die Fläche des Reifenlatsches reduzierte.

---

## 4 Referenz-Achse

---

Wie im vorangegangenen Kapitel beschrieben, wurde das Konzept der Mehrlenkerachse als Achstyp mit dem größten Potenzial zur Reduktion des Reifenabriebs und den besten Möglichkeiten zur isolierten Anpassung der kinematischen und elastokinematischen Achseigenschaften herausgestellt. Unter Berücksichtigung weiterer Kriterien wie bspw. Beschaffungskosten, Verfügbarkeit technischer Daten und Informationen, Möglichkeit zur Kopplung mit dem hydraulischen Schwingungsanalysesystem des LDM und der Aktualität des Achskonzeptes wurde eine angetriebene Mehrlenker-Hinterachse eines allradgetriebenen Serienfahrzeugs aus dem D-Segment nach [28] ausgewählt. Das Achskonzept ist als Vierlenker-Einzelradaufhängung mit einem Trapezlenker in der unteren Lenkerebene ausgeführt. Es wurden keine aktiven Komponenten, wie bspw. verstellbare Schwingungsdämpfer, berücksichtigt.

Es folgte die Beschaffung aller notwendigen Achskomponenten der linken Radaufhängung sowie eines Achsträgers. Der Achsträger war notwendig, um die Radaufhängung mit dem hydraulischen Schwingungsanalysesystem zu koppeln. Mit dem Schwingungsanalysesystem wurde zunächst ein Radaufhängungs- oder Halbachsprüfstand aufgebaut, mit dem es möglich war, die kinematischen, elastokinematischen und dynamischen Eigenschaften von Einzelradaufhängungen zu vermessen. Weitere Informationen zum Prüfstand sind in [29] zu finden. Alle notwendigen Komponenten zur Montage der Radaufhängung wurden am Lehrstuhl entwickelt und in der universitätseigenen Werkstatt gefertigt. Darüber hinaus wurde ein Ersatzsystem für den Achszapfen entwickelt, welches für die notwendige Vorspannung des Radlagersystems am Prüfstand sorgt. Das Bremssystem, bestehend aus Bremsscheibe, Bremssattelträger, Bremssattel und Bremsbelägen, sowie die Seitenwelle wurde am Prüfstand nicht berücksichtigt.

Abbildung 4.1 zeigt die am Prüfstand montierte linke Radaufhängung der Trapezlenker-Hinterachse. Dargestellt ist der Prüfstands Aufbau für die vertikale Anregung zur Messung der Radhubkinematik. Am Prüfstand werden Relativverschiebungen zwischen Achsträger und Fahrzeugaufbau nicht betrachtet. Der vertikale Aufspannturm repräsentiert das System Fahrzeugaufbau inkl. Achsträger. Alle fahrzeugseitigen Anbindungen der Radführungselemente und des Feder- und Dämpfersystems werden fest mit dem Aufspannturm verschraubt. Als Rad wurde ein Radersatzsystem verwendet, um bei den Messungen den Einfluss des Reifens auf die Messergebnisse der Radaufhängung auszuschließen. Das Radersatzsystem ist als Aluminiumprofil ausgeführt und über eine Adapterplatte mit dem Radlager verschraubt. Zusammen mit der

Radaufstandskonstruktion werden zwei translatorische Freiheitsgrade und drei Rotationen am Rad ermöglicht. Die vertikale Verschiebung wird über einen Hydraulikzylinder vorgegeben.

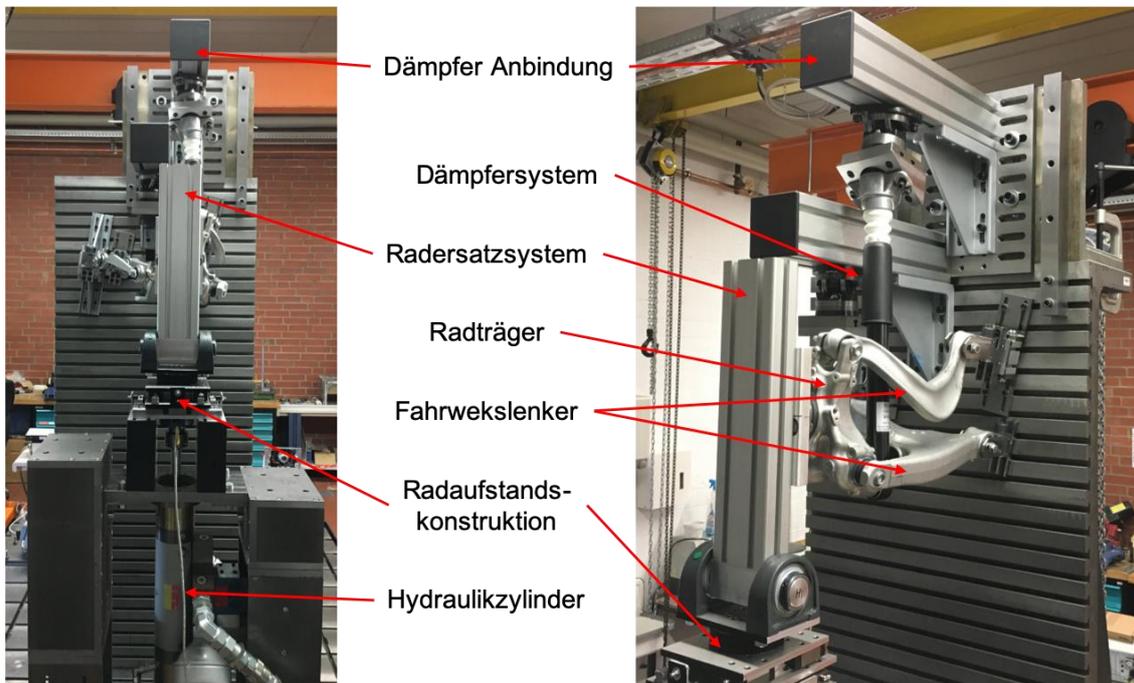


Abbildung 4.1: Kopplung der Trapezelenker-Hinterachse mit dem Halbachsprüfstand des LDM

In den Anregungsrichtungen  $x$  und  $y$  werden Kräfte an der Radaufstandskonstruktion aufgeprägt. Es werden die Radstellungsänderungen sowie die Verschiebungen von Radmittelpunkt und Radaufstandspunkt gemessen. In Abbildung 4.2 sind die Messergebnisse für die longitudinale und laterale Verschiebung des Radaufstandspunktes sowie die Änderung des Sturzwinkels bei Radhub aus der Konstruktionslage dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich beim Einfedern (positiver Radhub) der Radaufstandspunkt in Fahrtrichtung nach vorne bewegt und zunächst nach außen. Bei zunehmendem Radhub bewegt sich der Radaufstandspunkt nach innen in Richtung des Fahrzeugaufbaus. Beim Ausfedern (negativer Radhub) verschiebt sich der Radaufstandspunkt Richtung Fahrzeug Heck und zusätzlich nach innen. Der Sturzwinkel hat einen negativen Gradienten.

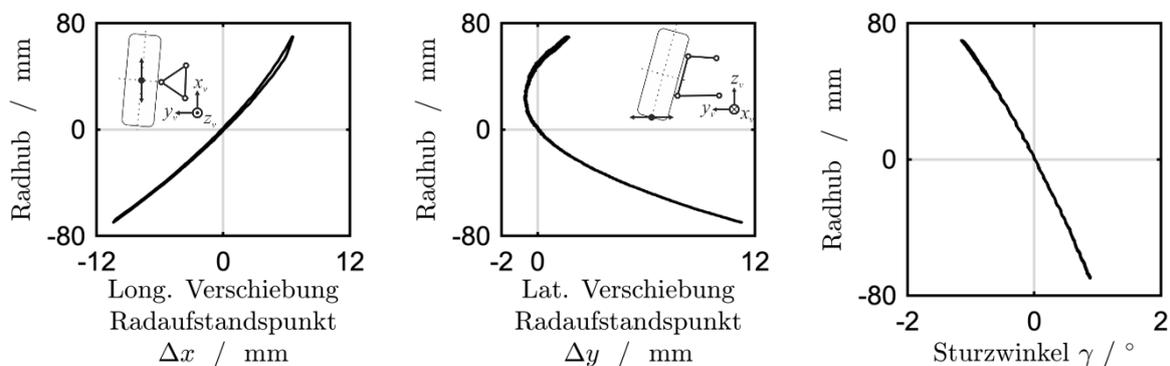


Abbildung 4.2: Longitudinale und laterale Verschiebung des Radaufstandspunktes und Sturzwinkeländerung bei Radhub der Referenz-Radaufhängung

Abbildung 4.3 zeigt Messergebnisse für die longitudinale und laterale Verschiebung des Radaufstandspunktes sowie des Sturzwinkels unter Seitenkraft  $F_y$ . Es ist zu erkennen, dass sich der Radaufstandspunkt unter Seitenkraft  $F_y$  geringfügig in x-Richtung verschiebt. Unter positiver Kraft  $F_y$ , d.h. die Kraft ist entsprechend dem ISO-Fahrzeugkoordinatensystems nach außen gerichtet, verschiebt sich der Radaufstandspunkt in positive longitudinale Richtung. Gleichzeitig verschiebt sich der Radaufstandspunkt in positive laterale Richtung, also in Richtung der Kraft. Für negative Kräfte ist ein entsprechend umgekehrtes Verhalten zu erkennen. Zusätzlich ändert sich der Sturzwinkel unter positiver Krafteinwirkung in Richtung negativ und bei negativer Kraft in Richtung positiv.

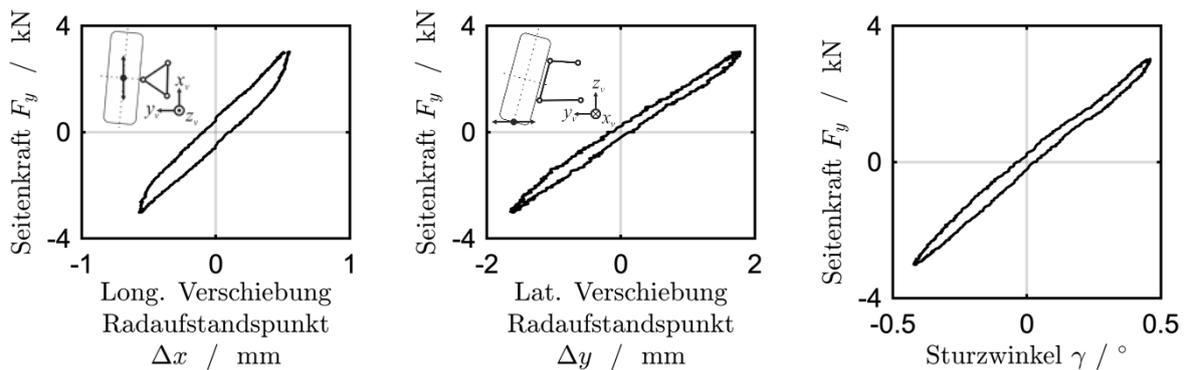


Abbildung 4.3: Longitudinale und Laterale Verschiebung des Radaufstandspunkts und Sturzwinkeländerung unter Seitenkraft am Radaufstandspunkt der Referenz-Radaufhängung



---

# 5 Modellbildung

---

Der Modellierungsprozess der Achse wurde in mehrere Schritte unterteilt, um möglicherweise auftretende Fehler in der Modellierung leichter identifizieren und beseitigen zu können. Es wurde daher zunächst ein kinematisches Achsmodell aufgebaut. Dieses wurde im Anschluss um elastische Bauteileigenschaften und zusätzliche Komponenten zu einem elastokinematischen Achsmodell erweitert.

## 5.1 Kinematisches Achsmodell

Begonnen wurde mit dem Aufbau eines kinematischen MKS-Hinterachsmodells, das ausschließlich die Radhubkinematik des aufgebauten Mehrkörpermodells abbildet und die Basis für alle weiteren Modellierungsschritte darstellt. Es wurde entsprechend der Starrkörpermechanik ein klassisches MKS-Modell, bestehend aus allen Komponenten der Achse mit Einfluss auf die Radhubkinematik, aus idealen Starrkörpern und Gelenken aufgebaut. Anschließend wurde die Lagerung der Körper untereinander und mit der Umgebung festgelegt. Zur Simulation der Radhubkinematik wurde das Simulationsmodell zusätzlich um ein einfaches Prüfstandsmodell erweitert, sodass dem Achsmodell vertikale Bewegungen zur Simulation des Radhubs aufgeprägt werden konnten. Außerdem wurden im Modell achskinematische Kenngrößen wie bspw. Spur- und Sturzwinkel oder die Verschiebung des Radmittelpunktes als Messgrößen definiert. Zum Abschluss wurde das kinematische Achsmodell anhand von Messungen validiert.

### 5.1.1 Modellaufbau

Das kinematische Achsmodell dient ausschließlich der Validierung der Radhubkinematik. Im Modell werden keine Kraftelemente berücksichtigt. Die Verteilung der Massen im Modell hat keinen Einfluss auf die Ergebnisse. Die Elemente der Radaufhängung wurden überwiegend als dünne Starrkörperzylinder modelliert, nur der Trapezlenker wurde aufgrund der speziellen Form im Modell als Platte abgebildet. Die Dimension der Achskomponenten wird über die Positionen der Gelenkpunkte (Kinematikpunkte) definiert. Das bedeutet, dass zur Erstellung der Bauteilgeometrie der einzelnen Komponenten alle Kinematikpunkte die zu einer Achskomponente gehören mit einem Starrkörper verbunden werden. Das aufgebaute Achsmodell ist in Abbildung 5.1 (links) dargestellt. Es besteht aus einem Achsträger, zwei Spurlenkern, zwei Sturzlenkern, zwei Trapezlenkern, zwei Radträgern und zwei Rädern. Die Räder wurden an dieser Stelle ebenfalls als Starrkörper modelliert, da der Fokus hier ausschließlich auf der Radhubkinematik des Achsmodells lag. Der Reifen hat keinen Einfluss auf die

Radhubkinematik und wird daher im Modell ausschließlich zur Veranschaulichung der Spur- und Sturzwinkeländerung während des Radhubs berücksichtigt.

Im Anschluss wurden die Achskomponenten untereinander mit idealen Lagern anstelle der real vorhandenen Gummimetalllager verbunden. Für eine korrekte Nachbildung der Radhubkinematik ist die Wahl der Lagerungselemente ausschlaggebend, da in diesem vereinfachten Modell jedes Rad ausschließlich einen vertikalen Freiheitsgrad in  $z$ -Richtung, den Radhub, haben darf. Bei dem kinematischen Hinterachsmodell wurde die Lagerung wie in Abbildung 5.1 (rechts) dargestellt vorgenommen. Die Radsstellungsänderungen resultieren aus der Anzahl und Anordnung der Kinematikpunkte sowie der Lagerung der verschiedenen Radaufhängungskomponenten.

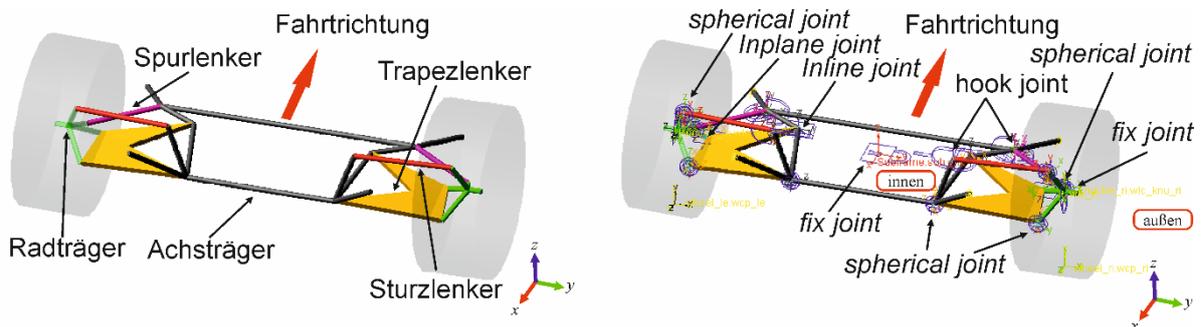


Abbildung 5.1: Klassisches Mehrkörpersystem-Modell der Trapezlenker-Hinterachse: Bauteilbezeichnungen (links), Lagerung (rechts)

Zur Analyse der Radhubkinematik des kinematischen Hinterachsmodells wurde das Modell um ein einfaches Prüfstandmodell in Adams/View erweitert. Zur Simulation wird dem Prüfstand eine translatorische Bewegung in  $z$ -Richtung aufgeprägt. Diese Bewegungsvorgabe wirkt im Modell als eine zusätzliche Zwangsbedingung.

### 5.1.2 Achskenngrößen und Systemverifikation

Zur Erfassung des Spur- und Sturzwinkelverlaufs über dem Radhub wurden folgende Kenngrößen im Modell definiert:

- Spurwinkel
- Sturzwinkel
- Position des Radmittelpunktes
- Verschiebung des Radmittelpunktes

Spur- und Sturzwinkel wurden wie in [30] aufgezeigt, ermittelt. Der Spurwinkel ist gemäß DIN ISO 8855 der Winkel zwischen der Radmittelebene und der Fahrzeuglängsachse. Positive Winkel werden als Vorspur bezeichnet, dabei zeigt der Reifen in Fahrtrichtung vorne zur Fahrzeugmittelachse. Negative Spurwinkel werden als Nachspur bezeichnet. Der Sturzwinkel ist der Winkel zwischen der Radmittelebene und der Fahrzeughochachse. Er ist als negativ definiert, wenn der Reifen oben zur Fahrzeugmitte zeigt.

Zur Modellverifikation wurden zunächst die Spur- und Sturzkurven des linken und des rechten Rades über einen Radhub von  $\pm 120$  mm aus der Konstruktionslage verglichen. Ein initialer Spur- und Sturzwinkel wurde nicht berücksichtigt. Es gilt  $\delta_0 = \gamma_0 =$

0°. Es wurde eine exakte Übereinstimmung der Raderhebungskurven beider Achsseiten festgestellt. Im nächsten Schritt wurden die Simulationsergebnisse mit Prüfstandsmessungen des realen Systems verglichen (Abbildung 5.2). Beide Raderhebungskurven wurden ausgehend von derselben Einfederung aufgenommen. Es ist zu erkennen, dass sich beim Einfedern die Radstellung in Richtung Vorspur, beim Ausfedern in Richtung Nachspur ändert. Der Sturzwinkelverlauf zeigt, dass der Sturzwinkel beim Einfedern zunehmend negativ wird, beim Ausfedern ändert sich der Sturzwinkel in Richtung positiv. Es wird deutlich, dass der Trend der Kurvenverläufe übereinstimmt. Somit ist die formale Korrektheit des kinematischen Hinterachsmodells bestätigt und zugleich bewiesen, dass ein rein kinematisches Modell die reale Radhubkinematik nicht ausreichend genau abbildet.

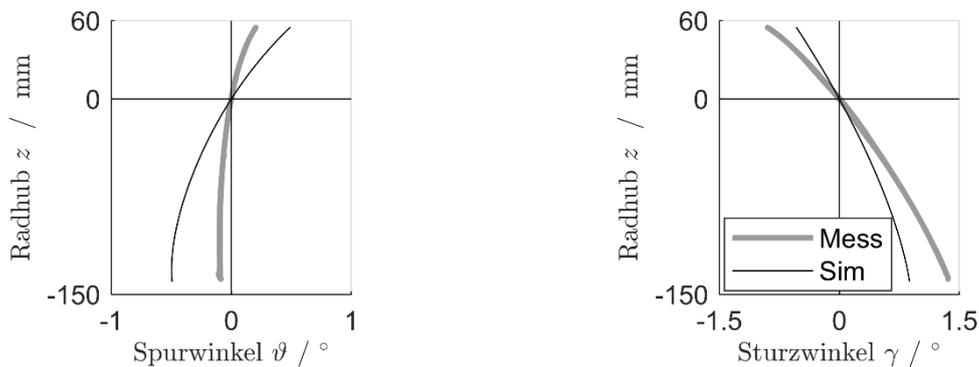


Abbildung 5.2: Vergleich Spur-/ Sturzwinkeländerung aus Messung und Simulation

## 5.2 Elastokinematisches Achsmodell

Im nächsten Schritt wurde die Elastokinematik der Referenz-Achse modelliert. Als Elastokinematik definiert die DIN ISO 8855 eine Bewegung der Räder gegenüber der Karosserie unter Berücksichtigung der elastokinematischen Verformungen der Achskomponenten infolge angreifender Radkräfte. Zur Untersuchung und zur Nachbildung der Elastokinematik realer Achsen müssen daher alle relevanten Bestandteile einer Radaufhängung im elastischen Mehrkörpersystem berücksichtigt werden.

Die Lenker der Radaufhängung sind über Gummimetalllager mit einer definierten Steifigkeit in allen sechs Freiheitsgraden mit dem Rad- und Achsträger verbunden. Zusätzlich besitzen alle Stahl- und Aluminiumbauteile der Radaufhängung ebenfalls nennenswerte Elastizitäten, welche unter Last eine Änderung von Spur- und Sturzwinkel bewirken. Aus diesem Grund muss das Modell um diese und weitere Komponenten erweitert werden [15]. In den folgenden Unterkapiteln wird dieses Vorgehen näher erläutert.

### 5.2.1 Seitenwelle

Da es sich bei der ausgewählten Referenz-Hinterachse um eine angetriebene Achse handelt, werden zur Übertragung des Antriebsmoments auf die Räder Seitenwellen benötigt. Das System Seitenwelle besteht aus einer Radnabe, einem Radlager, zwei Gleichlaufgelenken und der Seitenwelle. Das Radlager, welches am Referenzfahrzeug in Integralbauweise ausgeführt ist, besteht aus Radlager und Radnabe und wird mit dem Radträger verschraubt. Die translatorische Bewegungsmöglichkeit relativ zum Radträger wird durch diese Verschraubung unterbunden. Die Axialsteifigkeit von Rad-

lagern ist nach [31] sehr hoch und wurde daher im Modell nicht berücksichtigt. Im Modell wurde das Radlager mit einem Kugelgelenk an den Radträger angebunden. Die Torsionssteifigkeit und -dämpfung wurde über Kennlinien im Modell eingebunden. Die Radnabe und das Radlager wurden als Starrkörper-Zylinder modelliert. Beide gehören zu den rotierenden Massen, ihre Masse wurde aufgrund der Modelldefinition des Reifenmodells im Reifenmodell berücksichtigt.

### 5.2.2 Feder- und Dämpfermodul

Im nächsten Schritt wurde das Feder- und das Dämpfermodul mit allen dazugehörigen Komponenten modelliert. Zunächst wurde die Aufbaufeder inklusive der Federteller ins Modell integriert. Im Anschluss wurde das Dämpfermodul, bestehend aus Schwingungsdämpfer, Zusatzfeder und Zuganschlag, integriert. Außerdem wurde das Modell um einen Stabilisator inklusive Pendelstützen ergänzt.

#### Aufbaufeder inklusive Federteller

Die Vertikalkräfte an Kraftfahrzeugen setzen sich im Wesentlichen aus Feder- und Dämpferkräften zusammen. Diese stützen den Aufbau relativ zum Fahrwerk ab und halten ihn so auf einem bestimmten Niveau. Außerdem dienen sie bei der Fahrt dazu, die Aufbaubewegungen relativ zur Fahrbahn möglichst gering zu halten. Für das Referenzfahrzeug wurde eine zylindrische Schraubenfeder mit linearer Kennlinie angenommen.

Die Aufbaufeder der Trapezlenker-Hinterachse stützt sich zwischen Fahrzeugaufbau und Radträger ab. Sie wird oben und unten zwischen zwei unterschiedlich dicken, elastischen Federtellern aus Gummi geführt. Aufgrund ihrer Materialeigenschaften wirken die Federteller als zusätzliches Feder-Dämpfer-System. Die Anordnung ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Federteller haben eine nichtlineare Federsteifigkeit  $c_i$  und eine konstante Dämpfung  $d_i$ . Die eigentliche Aufbaufeder, Federsteifigkeit  $c_2$ , wurde ohne Dämpferanteil im Modell berücksichtigt.

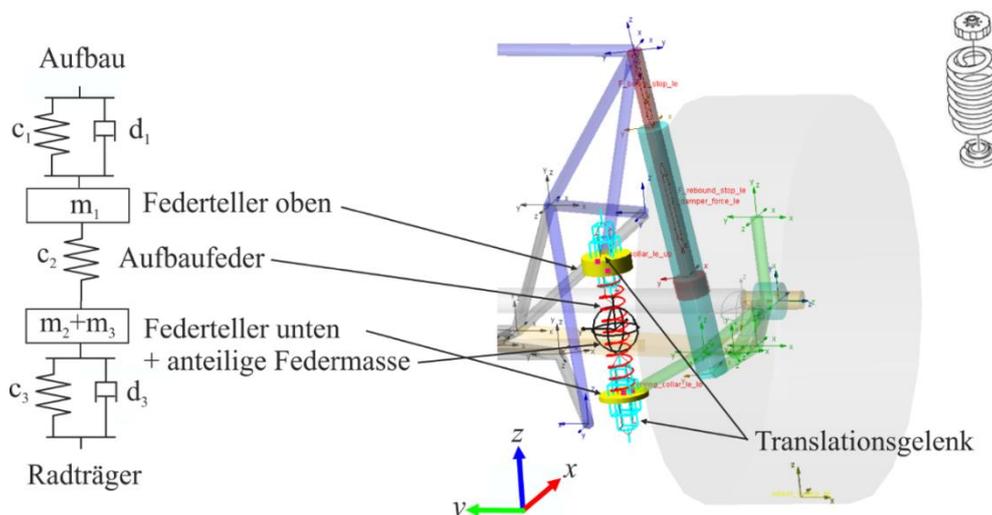


Abbildung 5.3: Modellierung des Systems Aufbaufeder

Die Abbildung 5.3 zeigt den Modellaufbau und exemplarisch die Reihenschaltung der drei Federelemente sowie die Einbindung der anteiligen Masse der Aufbaufeder und die Masse der Federteller in das Modell. In der Konstruktionslage ist die Feder bereits vorgespannt. Sowohl die Federsteifigkeit als auch die Vorspannung wurden auf Basis

eines Vergleichs mit Messergebnissen angepasst. Die nichtlinearen Steifigkeiten der Federteller werden aufgrund ihrer progressiven Eigenschaften anhand von gemessenen Kennlinien im Modell berücksichtigt.

### Schwingungsdämpfer

Der Schwingungs- oder Stoßdämpfer sorgt dafür, dass beim Überfahren von unebenen Fahrbahnen entstehende Schwingungen am Fahrzeug schnell abklingen. Ansonsten könnten die Schwingungen dazu führen, dass die Räder den Bodkontakt verlieren. Es wird also durch den Einsatz von Schwingungsdämpfern im Fahrzeugfahrwerk zum einen die Fahrsicherheit gewährleistet und zum anderen der Fahrkomfort maßgeblich beeinflusst. Bei Serienfahrzeugen ergeben die beiden Ziele des Schwingungsdämpfers Komfort und Fahrsicherheit einen Zielkonflikt. Nach [31] erfordert die Fahrsicherheit größtmöglichen Kontakt der Räder zur Fahrbahn, demnach einen straffen Dämpfer. Für den Komfort sind geringe Aufbaubeschleunigungen, also kleine Dämpferkräfte und große Federwege, vorteilhaft. Bei beiden Kriterien sind nach [15] und [31] Grenzen zu berücksichtigen.

Bei der Referenz-Achse ist ein Teleskopdämpfer verbaut. Der Dämpfer ist in Fahrtrichtung hinter dem Radmittelpunkt und leicht schräg angeordnet. Er besteht im Wesentlichen aus zwei Teilen, dem Dämpferrohr und der Dämpferkolbenstange. Der eigentlich komplexe Aufbau des Dämpfers wurde im Modell nicht im Detail abgebildet sondern auf die zwei wesentlichen Bestandteile reduziert, siehe Abbildung 5.4. Das Dämpferrohr ist über ein Gummimetalllager mit dem Radträger verschraubt. Die Kolbenstange ist am oberen Ende ebenfalls mit einem Gummimetalllager mit dem Aufbau verbunden. Das Dämpferrohr und die Kolbenstange wurden als Starrkörper-Zylinder modelliert, wobei an der Kolbenstange am unteren Ende ein weiterer, größerer Zylinder angebracht wurde, welcher den Arbeitskolben des Dämpfers repräsentiert. Die Gummimetalllager an den Anbindungspunkten des Dämpfers wurden zur Abbildung der sechs Steifigkeiten und Dämpfungen mit einem allgemeinen Kraftelement ins Modell eingebunden.

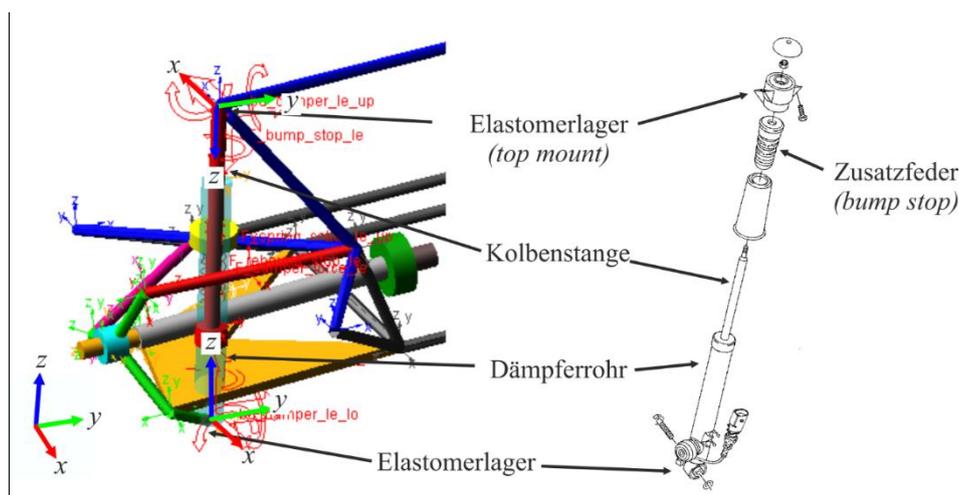


Abbildung 5.4: Modellierung Schwingungsdämpfer

Die Kraft des realen Fahrwerkdämpfers ist nur in einem kleinen Arbeitsbereich als annähernd linear anzusehen. Daher wurde im Modell eine gemessene Dämpferkennlinie für die Berechnung der aktuellen Dämpferkraft herangezogen.

### Zusatzfeder

Die Zusatzfeder aus Elastomer ist koaxial zur Dämpferkolbenstange am oberen Dämpferlager angebracht. Sie stützt sich auf der anderen Seite auf dem Dämpferrohr ab. Die Zusatzfeder wird nach [15] für zwei unterschiedliche Aufgaben in das Fahrwerk integriert. Zum einen wird sie häufig als Anschlagpuffer mit einer stark progressiven Kennlinie am Ende des Radhubs eingesetzt, um den Radhub geräuschlos zu begrenzen. Zum anderen wird sie, wie auch bei der Trapezlenker-Hinterachse, als wesentlich längere Zusatzfeder mit entsprechend weicherer Kennlinie verwendet. Die Modellierung der Zusatzfeder wurde in Anlehnung an [30] vorgenommen. Die Kraft wirkt in Dämpferlängsrichtung und ist abhängig von der Deformation.

### Zuganschlag

Der Zuganschlag oder Dämpferanschlag ist im Dämpfer integriert. Nach [15] ist dies bei der überwiegenden Anzahl an Fahrwerkssystemen der Fall. Modelliert wurde der Zuganschlag analog zur Zusatzfeder. Die Länge des Dämpfers bis zum Erreichen des Anschlagpuffers wurde auf Basis eines Vergleichs zwischen Messung und Simulation identifiziert.

### Stabilisator

Der Stabilisator ist grundsätzlich in jedem Fahrzeug mit dem Stabilisatorrücken in Fahrzeugquerrichtung ausgerichtet. Die beiden Stabilisatorschenkel liegen in Längsrichtung des Fahrzeugs. Der Stabilisator der Referenz-Achse wird über zwei Pendelstützen mit den Trapezlenkern der Achse verbunden. In die Pendelstützen, Abbildung 5.5, sind Gummimetalllager einvulkanisiert, sodass die Verbindungen zwischen Stabilisator und Pendelstütze sowie Trapezlenker und Pendelstütze elastisch zu modellieren waren. Die CAD-Modelle der Komponenten wurden mit SolidWorks erstellt, in Adams/View importiert und als flexible Körper modelliert. Der Stabilisator ist als Rohr stabilisator ausgeführt. Die Anbindung des Stabilisators an den Achsträger ist am Referenzfahrzeug mit klassischen Schulterlagern vorgenommen. Das sind Gummielemente die mit einer umschließenden Schelle am Fahrzeug angeschraubt werden. Die Lagerung des Stabilisators wurde im Modell mit allgemeinen Kraftelementen vorgenommen.

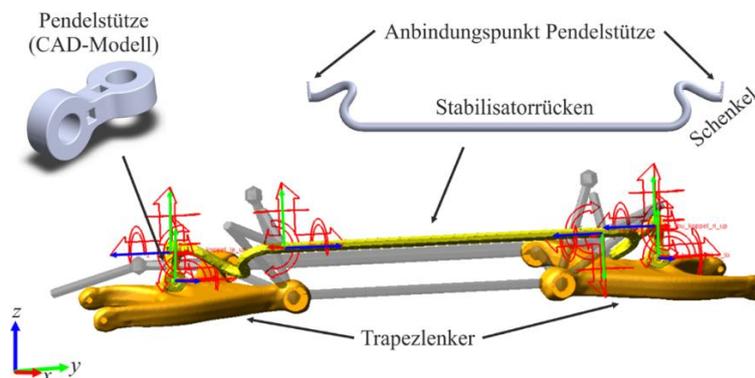


Abbildung 5.5: Modellierung Stabilisator

### 5.2.3 Bauteilelastizitäten

Die Elastizitäten der Strukturkomponenten haben Einfluss auf das Fahrverhalten, denn nach [32] können Verformungen der Achskomponenten unter Last zu Verschiebungen der Kinematikpunkte in Höhe von einigen Millimetern führen. Durch Kosten- und Gewichtsoptimierung sind die Strukturkomponenten nicht ideal steif. Daher werden die Elastizitäten der Radführungs-elemente in Kombination mit den Elastizitäten der Gummimetalllager so ausgelegt, dass kein negativer Einfluss auf die Radaufhängungseigenschaften resultiert.

Für die realitätsnahe Abbildung der Bauteilelastizitäten im Modell sind Geometrie und Materialeigenschaften zu berücksichtigen. CAD-Modelle der Achskomponenten standen im Forschungsprojekt nicht zur Verfügung. Daher wurden diese entweder mittels 3D-Scan digitalisiert und im Anschluss nachbearbeitet, oder direkt in SolidWorks nachkonstruiert. Im Anschluss wurden die so erstellten Volumenkörper-Modelle nach Adams/View importiert und die jeweiligen Materialeigenschaften zugewiesen. Eine Übersicht der verwendeten Materialdaten ist in Tabelle 5.1 zu finden. Die Materialeigenschaften des Spur-, Sturz- und Trapezlenkers sowie des Radträgers wurden einer Materialdatenbank entnommen. Das verwendete Material des Stabilisators war aufgrund fehlender Bezeichnungen auf dem realen Bauteil zunächst unbekannt. Auf Basis von [33] wurde angenommen, dass es sich bei dem verwendeten Material um 26MnB5 oder 34MnB5 handelt. Die aus Kunststoff gefertigten Pendelstützen der Trapezlenkerachse sind aus dem Polyamid PA 6.6 GF57 gespritzt. GF57 bezeichnet einen Glasfaseranteil von 57 %. In einer Recherche konnten keine Materialdaten zu GF57 identifiziert werden, daher wurden diese aus vorliegenden Materialdaten zu PA 6.6 GF55 und PA 6.6 GF60 interpoliert.

Tabelle 5.1: Materialkennwerte Achskomponenten

Bauteil	Material	Dichte [g/cm <sup>3</sup> ]	E-Modul [GPa]	Poisson-Zahl
Spurlenker	AlSi1MgMnT6	2,7	70	0,33
Sturzlenker	AlSi1MgMnT6	2,7	70	0,33
Trapezlenker	AlSi1MgMnT6	2,7	70	0,33
Radträger	AlSi7Mg0,3	2,68	74	0,33
Stabilisator	26MnB5/ 34MnB5	7,85	210	0,3
Pendelstütze	PA 6.6 GF57	1,681	19,95	0,38

Nach Zuweisung der Materialeigenschaften wurden von Adams/View die Masse, der Schwerpunkt und die Trägheitsmomente der einzelnen Komponenten berechnet. Die Komponenten lagen nun im Modell als massebehaftete Starrkörper vor. Mit dem in Adams integrierten Tool ViewFlex wurden im Anschluss basierend auf den Starrkörpermodellen flexible Körper generiert. Dazu werden Adams intern mit dem FE-Solver NASTRAN reduzierte FE-Modelle erstellt. Die Reduktion geschieht nach der Craig-Bampton Methode die nach [34] für kleine Verformungen bis circa 10 % gute Ergebnisse liefert. Größere Verformungen sind an der Radaufhängung nicht zu erwarten. Eine hohe Ergebnisgüte der mit ViewFlex berechneten Eigenmoden von Achskomponenten im Vergleich zu Ergebnissen aus der experimentellen Modalanalyse und aus Abaqus wurde in [34] nachgewiesen. Die gewählten Vernetzungseigenschaften der

Strukturkomponenten sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Für Spur-, Sturz-, Trapezlenker und Radträger wurden Tetraeder-Volumenelemente mit zusätzlichen Knotenpunkten auf den Elementkanten verwendet. Beim Trapezlenker handelt es sich um einen Hohlkörper mit einer Wandung von ca. 5 mm. Dieser wurde mit Shell-Elementen vernetzt.

Anschließend wurden im Modell die Anbindungspunkte der einzelnen Bauteile als Kräfteinleitungsstellen definiert. Das heißt, alle Kinematikpunkte, in denen das jeweilige Bauteil eine Verbindung zur Peripherie aufweist, wurden als Anbindungspunkte definiert. Als Anbindungsmethode wurde in allen Fällen *Compliant (RBE3)* gewählt, da auf diese Weise die Elastizität der Komponenten in den Anbindungsstellen erhalten bleibt. Die so generierten flexiblen Körper basieren alle auf den Bauteilgeometrien der Radführungselemente der linken Achsseite. Für die rechte Radaufhängung wurden die Achskomponenten an der Fahrzeugmittelachse gespiegelt. Auf diese Weise wurde gewährleistet, dass die Eigenschaften der linken und rechten Radaufhängung identisch sind. Für alle flexiblen Körper wurden 10 zusätzliche Schwingungsmoden berechnet. Die Anzahl der Moden eines einzelnen Körpers setzt sich somit aus sechs Starrkörpermoden, sechs Moden pro Anbindungspunkt und den 10 zusätzlichen Moden zusammen. Eine Übersicht zu den Eigenschaften der flexiblen Achskomponenten liefert Tabelle 5.2. Zur Steigerung der Recheneffizienz wurden Schwingungsmoden für Frequenzen größer als 3000 Hz deaktiviert, da diese im Hinblick auf die geplanten Simulationen als nicht relevant angesehen wurden.

Tabelle 5.2: Kennwerte der flexiblen Achskomponenten

Bauteil	Knoten	Anzahl Moden
Spurlenker	9850	5
Sturzlenker	30005	4
Trapezlenker	10281	16
Radträger	22129	7
Pendelstütze	3426	1
Stabilisator	6082	20

Die Abbildung 5.6 zeigt den bisherigen Gesamtaufbau des Trapezlenker-Hinterachsmodells. Dieses Modell wurde im nächsten Schritt um die Definition der Lagerungselemente erweitert.

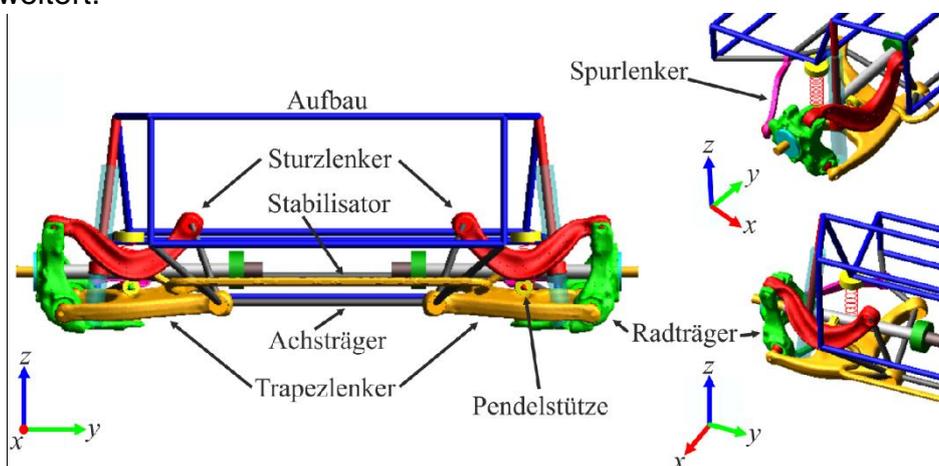


Abbildung 5.6: Gesamtmodell mit flexiblen Körpern

### 5.2.4 Lagerungselemente

Bei der Referenz-Achse sind zur Lagerung überwiegend Elastomerlager verbaut. Ihre Eigenschaften galt es, im Modell hinreichend genau zu abbilden. Den größten Anteil an den im Fahrwerk verwendeten Elastomerlagern bilden die Gummilager oder Gummimetalllager. Ihre vier Hauptfunktionen können nach [15] wie folgt zusammengefasst werden:

- Kraftübertragung,
- Geräuschisolation,
- Bewegungsdefinition,
- Schwingungsdämpfung.

Das Verhalten der Lager wird in erster Linie durch den verwendeten Elastomerwerkstoff und den Lageraufbau bestimmt. Bei der Verformung von Gummimetalllagern zeigen diese im Vergleich mit metallischen Bauteilen einige Besonderheiten entsprechend der Materialeigenschaften des verwendeten Elastomers. So zeigen die Kraft-Weg-Diagramme bei quasistatischer Verformung eine Hysterese, siehe Abbildung 5.7. Es wird also Energie dissipiert. Der Grund dafür liegt in der Reibung zwischen den Molekülketten und den Füllstoffpartikeln. Das Materialverhalten der Elastomere hängt von der Anregungsfrequenz und der Anregungsamplitude ab.

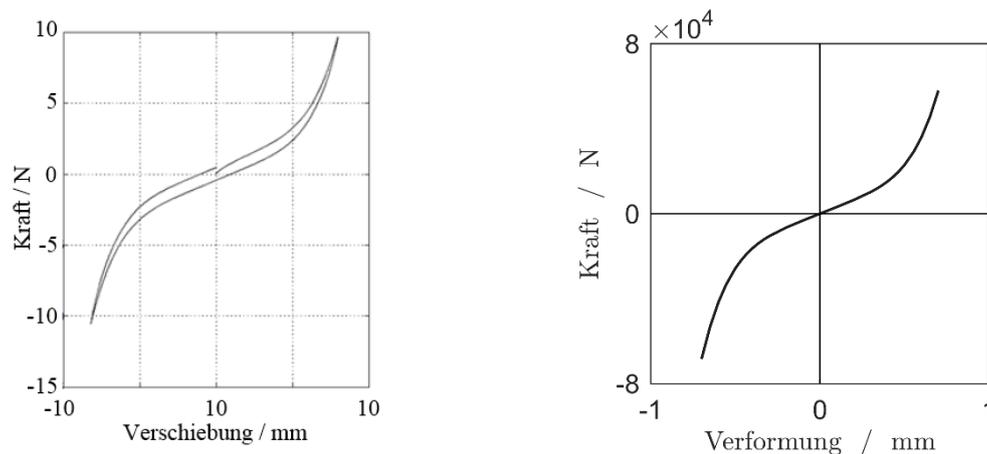


Abbildung 5.7: Links: Typischer Verlauf der statischen Hysterese eines Gummilagers im Fahrwerk [35]; Rechts: Modell einer Gummilagersteifigkeit aus Adams/View

Im Modell wurden die quasistatischen Eigenschaften der Gummimetalllager mit Ersatzmodellen nach Kelvin-Voigt als Parallelschaltung von Feder und Dämpfer abgebildet. Die typisch progressive Steifigkeit wurde über nichtlineare Federkennlinien berücksichtigt. Die Ausprägung der statischen Hysterese der vermessenen Lager ist vor allem bei kleinen Auslenkungen gering. Daher wurden gemittelte Kennlinien aus den Messergebnissen abgeleitet, wie in Abbildung 5.7 exemplarisch dargestellt.

Die Kennlinien der translatorischen Steifigkeiten basieren auf Messungen, bei denen die Lager einzeln auf einem Prüfstand vermessen wurden. Bei der Vermessung können allerdings Messungenauigkeiten nicht ausgeschlossen werden. Des Weiteren bestehen Unterschiede in den Steifigkeiten identischer Lager, bedingt durch die Zusammensetzung des Gummimaterials. Daher wurden einzelne Steifigkeiten auf Basis eines Vergleichs der kinematischen und elastokinematischen Spur- und Sturzwinkelän-

derungen zwischen Mess- und Modellergebnissen angepasst. Die rotatorischen Steifigkeiten wurden auf Basis von Messergebnissen ähnlicher Lager bestimmt. Zur Beschreibung der Dämpfungseigenschaften wurden in allen Lagermodellen Dämpferkonstanten verwendet.

### 5.2.5 Gewichtsverteilung

Im Forschungsprojekt sollten Fahrsimulationen zu unterschiedlichen Manövern durchgeführt werden. Daher muss vom Achsmodell der Betrag und die Verteilung der gefederten und ungefederten Massen realitätsnah abgebildet werden. Denn unter dynamischer Anregung, beispielsweise aus Fahrbahnunebenheiten, haben die Massen und Trägheitsmomente einen großen Einfluss auf das Verhalten der Achse und somit auch auf die Kontaktfläche zwischen Reifen- und Fahrbahn.

Bei der Definition der Massen wurde zwischen rotierenden und nicht rotierenden Massen unterschieden. Zu den rotierenden Massen gehören die Bauteile Reifen, Felge, Bremsscheibe, Radlager, Radnabe und Radschrauben. Die Masse dieser Bauteile wird nach Definition des FTire Reifenmodells im Reifenmodell berücksichtigt. Die ebenfalls rotierende Seitenwelle wird nicht dem Reifenmodell zugerechnet. Die Masse der Strukturkomponenten wird im Modell über die Bauteilgeometrie und die Materialeigenschaften bestimmt. Für die Masse der Lagerungselemente werden Hilfskörper ins Modell integriert. Die Massen von Feder und Bremssattel und die anteilige Masse des Fahrzeugaufbaus wurden als Punktmassen im Modell berücksichtigt. Die Masse des Bremssattels wurde mit dem Radträger verbunden und die der Feder mit der unteren Federauflage. Die anteilige Aufbaumasse wurde an die Aufbaugeometrie gekoppelt. Die Aufbaupunktmasse wurde in die Mitte der Achse zwischen die beiden Radmittelpunkte in Höhe des Gesamtfahrzeugschwerpunktes gelegt. Die genaue Höhe des Fahrzeugschwerpunktes des Referenzfahrzeugs war unbekannt. Daher wurde die Höhe des Schwerpunktes mit einer Näherungsformel nach [36] berechnet. Der Betrag der anteiligen Aufbaumasse richtet sich nach dem Beladungszustand und der Achslastverteilung des Referenzfahrzeugs. Für die Achslastverteilung wurde eine Verteilung von Vorderachse zu Hinterachse von 53 % zu 47 % angewandt. Der Beladungszustand wurde bei den Fahrsimulationen variiert.

### 5.2.6 Verifikation und Validierung

Bei der Verifikation des elastokinematischen Modells wurden die Verläufe der Spur- und Sturzkurven der linken und rechten Achsseite bei Durchfederung verglichen. Die Abbildung 5.8 zeigt die Spurkurven (links) und die Sturzkurven (rechts) der linken und rechten Achsseite. In beiden Darstellungen sind keine Abweichungen zwischen den Raderhebungskurven der beiden Achsseiten zu erkennen.

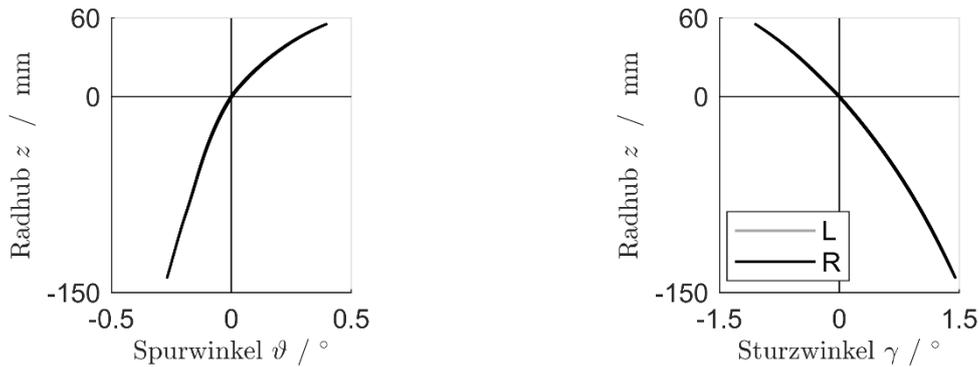


Abbildung 5.8: Vergleich der Spur- und Sturzkurven der linken und rechten Radaufhängung des elastokinematischen Hinterachsmodells

Durch einen Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messdaten wurden einzelne Parameter des Modells iterativ angepasst bis eine gute Übereinstimmung erreicht wurde. Diese abschließende Anpassung ist notwendig, da eine Vielzahl messtechnisch ermittelter Kenngrößen im Modell verwendet werden, welche zum einen Messungenauigkeiten unterliegen und zum anderen eine Streuung in den Bauteileigenschaften aufweisen.

In Abbildung 5.9 ist ein Vergleich zwischen Messung und Simulation des validierten Modells der Referenz-Radaufhängung dargestellt. Die Darstellung zeigt den Verlauf der vertikalen Kraft  $F_z$  an der Radnabe über dem Radhub sowie die Spur- und Sturzwinkeländerung bei Radhub bis zum Erreichen des Bump- bzw. Reboundstop. In allen Fällen ist eine gute Übereinstimmung festzustellen.

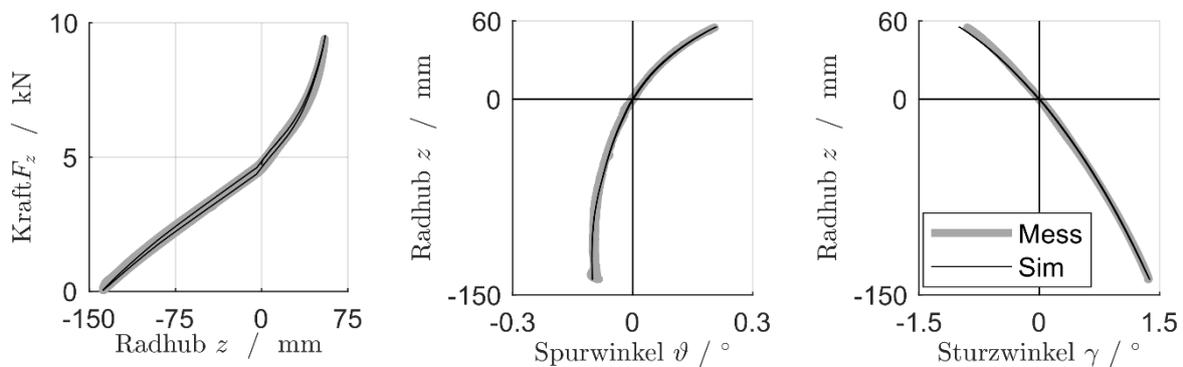


Abbildung 5.9: Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen: Vertikalkraft  $F_z$  bei Radhub  $z$  (links); Spur-/ Sturzwinkeländerung bei Radhub  $z$  (mitte/ rechts)

Wie in Abbildung 5.10 dargestellt, wurde zur Validierung der elastokinematischen Spur- und Sturzwinkeländerung, die Radstellungsänderung unter Längskraft  $F_x$  bzw. Seitenkraft  $F_y$  von Messung und Simulation verglichen. Es ist zu erkennen, dass insgesamt eine gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen erreicht werden konnte. Einzig bei negativen Längskräften  $F_x$  zeigt sich eine Abweichung zwischen Messung und Simulation. Eine mögliche Ursache dafür kann bspw. die Definition einzelner Gummilagersteifigkeiten sein, oder eine im realen Achssystem vorhandene Vorspannung der Gummilager, welche bei der isolierten Vermessung der Gummilager nicht berücksichtigt wurde.

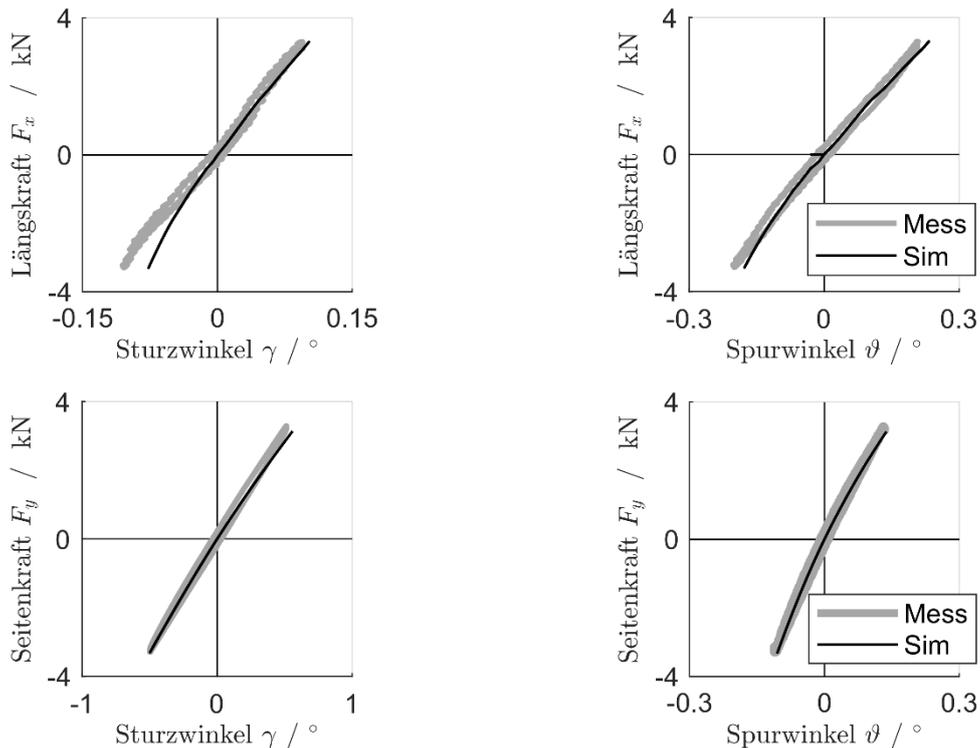


Abbildung 5.10: Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen: Sturz- und Spurwinkeländerung unter Längskraft  $F_x$  (oben); Sturz- und Spurwinkeländerung unter Seitenkraft  $F_y$  (unten)

### 5.3 Reifenmodell

Das Flexible Ring Tire Model (FTire) [37, 38, 39, 40] besteht im Wesentlichen aus zwei separaten Submodellen: Einem Strukturmodell und einem Kontaktmodell. Außerdem gibt es verschiedene Zusatzmodule, wie z. B. Temperatur- oder Verschleißmodelle. In diesem Forschungsprojekt wurden keine Zusatzmodule verwendet, daher wird an dieser Stelle auf eine Beschreibung dieser Module verzichtet.

#### Strukturmodell

Über das Strukturmodell wird der Aufbau des Reifengürtels definiert. Als dehnbare flexibler Ring bildet er eine nichtlineare Schwingerkette. Die Gürtелеlemente, aus denen der Reifengürtel aufgebaut ist, besitzen jeweils eine Masse und werden im Modell als *belt segments* bezeichnet. Über die Anzahl der Gürtелеlemente, im Normalfall zwischen 90 und 360, kann der Detaillierungsgrad des Modells erhöht werden. Die Gürtелеlemente sind untereinander mit verschiedenen, nichtlinearen, druckabhängigen Feder-Dämpfer-Elementen gekoppelt. Die Steifigkeit des Reifens in radialer, tangentialer und axialer Richtung wird über Krafftelemente und ihre Anordnung auf dem Reifenumfang definiert. Sie ist abhängig vom Reifeninnendruck sowie den wirkenden Kräften und Momenten im Kontaktmodell. Die Reifenbetriebsbedingungen werden über den Reifeninnendruck, die Umgebungstemperatur, die Reifentemperatur und die Profiltiefe festgelegt. Die Kräfte aus dem Reifeninnendruck wirken in radialer Richtung im Reifengürtel und geben ihm so seine Steifigkeit. Die hohe Verformbarkeit des Reifengürtels ist bedingt durch die Anordnung der Gürtелеlemente. Es können sowohl hochfrequente Gürtelschwindungen, als auch quasistatische Einbettungseffekte abge-

bildet werden. Die Reifenversteifung bei hohen Geschwindigkeiten wird über die Parallelschaltung mehrerer Maxwell-Elemente erreicht. Die Reifensteifigkeit wird also frequenzabhängig modelliert. Für die Hysterese-Eigenschaften des Gummiprofils und die Amplitudenabhängigkeit der Gürtelsteifigkeit wird eine Reihenschaltung aus einem Reibelement und einer Feder genutzt. Dieser Aufbau wird als Prandtl-Element bezeichnet. Die Reifenprogression wird im Ersatzmodell durch eine progressive Feder abgebildet.

### Kontaktmodell

Im Kontaktmodell werden die Kontaktkräfte im Reifenlatsch über Kontaktelemente berechnet. Die Kontaktelemente werden dabei in der Regel in Linien auf dem Reifenumfang verteilt. Die Kontaktelemente sind mit nichtlinearen Feder-Dämpfer-Elementen in radialer, tangentialer und axialer Richtung mit einem Gürtелеlement und dessen nächstem Nachbarn gekoppelt. Bei der Berechnung findet in jedem Integrationsschritt zunächst eine interne Überprüfung statt, welche Kontaktelemente im Kontakt mit der Fahrbahn sind. Für die in Kontakt befindlichen Elemente wird im Anschluss eine separate Kontaktebene zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt und es findet eine Berechnung der Kontaktkräfte statt.

### Parametrierung/ Numerik

Die Parametrierung und Validierung des FTire-Reifenmodells wurde extern von der fka GmbH Aachen anhand eines vorgegebenen Reifens durchgeführt. Als Reifen wurde der Michelin Pilot Sport 3 in der Dimension 245/40ZR18 97Y ausgewählt. Die Parametrierung wurde für einen Reifeninnendruck von 2,7 bar durchgeführt. Die Abbildung 5.11 zeigt die dafür verwendeten Prüfstände am ika/fka in Aachen.



Abbildung 5.11: Zur Parametrierung und Validierung verwendete Reifenprüfstände am ika/fka in Aachen

## 5.4 Fahrbahnmodell

In Adams/ View werden Fahrbahnmodelle über ein sogenanntes *road property file* in das Gesamtmodell eingebunden. Im Forschungsprojekt wurde ausschließlich das zweidimensionale Fahrbahnmodell *stochastic uneven* verwendet. Dieses Modell bildet eine Fahrbahn mit regellosen Unebenheiten ab. Damit entspricht es den Eigenschaften einer realen Fahrbahn, bei der nur selten wellenförmige oder periodische Unebenheiten auftreten. Die Fahrbahnrauigkeit wird im Modell über die spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten definiert. Auf diese Weise kann nach [41] eine gute Übereinstimmung der Eigenschaften von Modellfahrbahn und realer Fahrbahn erreicht werden. In Abbildung 5.12 sind die spektralen Dichten  $\Phi_h(\Omega)$  von Fahrbahnunebenheiten

für verschiedene Straßen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit wachsender Wegkreisfrequenz  $\Omega$  oder kleiner werdender Unebenheitswellenlänge  $L$  die Größe der spektralen Unebenheitsdichte abnimmt. Das bedeutet, dass lange Wellenlängen mit einer großen Spektraldichte auftreten, kurze Wellenlängen entsprechend mit einer geringen. Außerdem ist zu erkennen, dass bei gepflasterten Straßen und unbefestigten Wegen ausgeprägte lokale Maxima in der spektralen Unebenheitsdichte existieren. Diese lassen auf periodische Anteile in den Unebenheiten schließen.

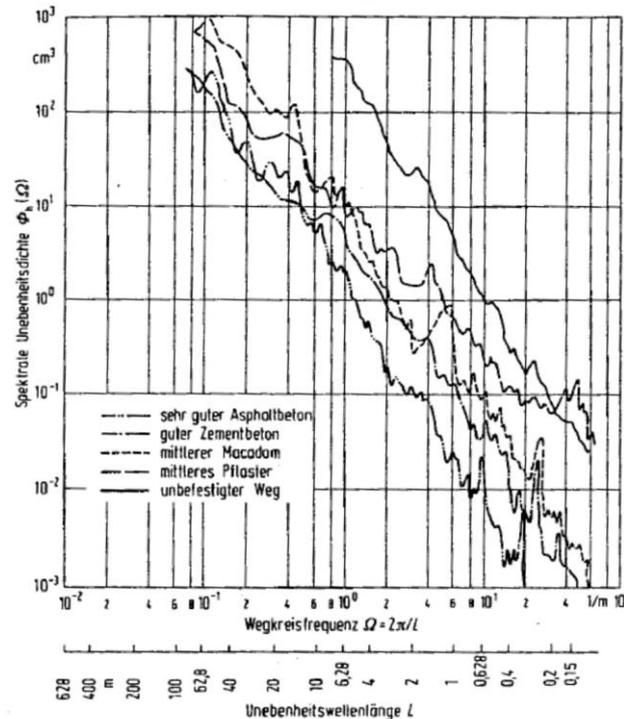


Abbildung 5.12: Spektrale Unebenheitsdichte unterschiedlicher Fahrbahnen in Abhängigkeit von Wegkreisfrequenz und Unebenheitswellenlänge

Lässt man die periodischen Anteile unberücksichtigt, können die spektralen Unebenheitsdichten folgendermaßen beschrieben werden:

$$\Phi_h(\Omega) = \Omega_h(\Omega_0) \cdot \left[ \frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-w} \quad (5.9)$$

Hier bezeichnet  $\Omega_0$  eine Bezugswegkreisfrequenz und  $\Omega_h(\Omega_0)$  ist das Unebenheitsmaß. Über das Unebenheitsmaß wird bestimmt, wie gut oder schlecht eine Fahrbahn ist. Mit  $w_F$  wird die Welligkeit einer Fahrbahn angegeben, also ob größtenteils lange oder kurze Wellen in der Fahrbahn enthalten sind [42].

In [43] werden gemessene Kennwerte von Straßenunebenheiten aus Deutschland angegeben. Die gemessenen Kennwerte sind in Tabelle 5.3 aufgeführt. Je nach Straßenklasse variiert die Unebenheit stark. Die Welligkeit liegt für alle Fahrbahnen im Bereich um  $w_F = 2$ .

Tabelle 5.3: Kennwerte für Straßenunebenheiten der BRD [43]

Kennwerte	Straßenklassen	Wertebandbreite		
		Minimum	Mittelwert	Maximum
Unebenheitsmaß $\Phi_h(\Omega_0)$ in $\text{cm}^3$ bei $\Omega_0 = 2\pi/L_0 = 1 \text{ m}^{-1}$	Bundesautobahn	0,3	1	7,8
	Bundesstraßen	0,4	2,1	9,5
	Landesstraßen	0,4	5,3	29,0
	Kreisstraßen	0,7	12,2	62,0
Welligkeit $w_F$	Bundesautobahn	1,5	2,0	2,6
	Bundesstraßen	1,7	2,3	2,9
	Landesstraßen	1,9	2,4	2,9
	Kreisstraßen	1,8	2,3	2,9

Zur Klassifizierung der Fahrbahnunebenheiten wird in der DIN ISO 8608 eine Einteilung wie in Tabelle 5.4 dargestellt vorgenommen. Angefangen mit einer sehr guten Fahrbahn der Klasse A reicht die Tabelle bis zu einer extrem Schlechten der Klasse E. Aufgrund des geringen Unterschieds der Fahrbahnwelligkeit (Tabelle 5.3) wird in Tabelle 5.4 für alle Klassen eine Welligkeit von  $w_F = 2$  vorausgesetzt.

Tabelle 5.4: Fahrbahnrauigkeiten nach DIN ISO 8608 [44]

Klasse	Unebenheitsmaß $\Phi_h(\Omega_0)$ in $\text{cm}^3$ $\Omega_0 = 2\pi/L_0 = 1 \text{ m}^{-1}; w = 2$			Güte
	Minimum	Mittelwert	Maximum	
A	-	1	2	Sehr gut  Extrem schlecht
B	2	4	8	
C	8	16	32	
D	32	64	128	
E	128	256	512	
F	512	1024	2048	
G	2048	4096	8192	
H	8192	16384	-	

Bei der Parametrierung des zweidimensionalen Fahrbahnmodells *stochastic uneven* werden neben der ISO Fahrbahnklasse ebenfalls ein  $\mu$ -Korrekturfaktor und ein Faktor zum Definieren der Korrelation zwischen dem linken und rechten Fahrbahnstreifen benötigt. Die Parametrierung des Fahrbahnmodells findet dabei direkt im *road property file* statt. Der Parameter der Korrelation hat einen Wertebereich von 0 bis 1. Bei einem Wert von 1 sind der linke und rechte Fahrstreifen identisch, bei 0 sind die beiden Fahrstreifen vollständig verschieden. Über die  $\mu$ -Korrektur können Reibwertänderungen durch Zwischenmedien wie Wasser auf der Fahrbahn bei der Simulation berücksichtigt werden. Durch Angabe der ISO Fahrbahnklasse aus Tabelle 5.4 wird das Unebenheitsmaß der Fahrbahn definiert.

## 5.5 Berechnung der Reibarbeit

Die Kontaktelemente des FTire-Reifenmodells sind in Linien mit gleichmäßigem Abstand zueinander auf dem Reifenumfang angeordnet. Für jedes Kontaktelement  $i$  werden die Kontaktkräfte  $F_{fx}$ ,  $F_{fy}$  sowie die Gleitgeschwindigkeiten  $v_{sx}$  und  $v_{sy}$  berechnet.

Mit den Kontaktkräften wurde die Reibleistung  $P_{f,i}(t)$  für jedes Kontaktelement  $i$  zum Zeitpunkt  $t$  mit

$$P_{f,i}(t) = F_{fx,i}(t) v_{sx,i}(t) + F_{fy,i}(t) v_{sy,i}(t) \quad (5.10)$$

berechnet. Die gesamte Reibleistung zum Zeitpunkt  $t$  im Latsch, für den Berechnungsschritt  $j$ , wurde im Anschluss mit

$$P_{f,j}(t) = \sum_{i=1}^n P_{f,i}(t) \quad (5.11)$$

bestimmt. Wobei  $n$  die Anzahl an Kontaktelementen beschreibt, die sich zum Zeitpunkt  $t$  im Kontakt mit dem Fahrbahnmodell befinden. Für die Berechnung der Reibarbeit  $W_{f,j}(t)$  gilt mit  $\Delta t$  als konstante Berechnungsschrittweite in Adams

$$W_{f,j}(t) = P_f(t)\Delta t. \quad (5.12)$$

Für die Bewertung der verrichteten Reibarbeit pro Fahrmanöver wurde darüber hinaus mit

$$W_f = \frac{T}{m} \sum_{j=1}^m P_{f,j} \quad (5.13)$$

die spezifische Reibarbeit  $W_f$  für eine bestimmte Simulationsdauer  $T$  berechnet. In der Formel beschreibt  $m$  die Anzahl an Simulationsschritten, bei einer gleichbleibenden Simulationsschrittweite über die gesamte Dauer des Manövers. Für eine bessere Vergleichbarkeit und Darstellung der Ergebnisse wurde die spezifische Reibarbeit  $W_f$  zusätzlich für jeden Vergleich und Lastfall auf den Maximalwert der spezifischen Reibarbeit einer betrachteten Gruppe an Fahrwerksetups normiert und mit  $W_f^*$  bezeichnet.

Darüber hinaus wurde im Forschungsprojekt die Verteilung der Reibarbeit über die laterale Ausdehnung des Reifenlatsches als Indikator für einen gleichmäßigen Verschleiß betrachtet. Dabei wird die umgesetzte Reibarbeit pro Umfanglinie aufsummiert und über die Latschbreite dargestellt. Die Reibleistung  $P_{f,i}(t)$  wird dazu zunächst durch

$$P_{f,i}^*(t) = \frac{P_{f,i}(t)}{A_i(t)} \quad (5.14)$$

auf die aktuelle Kontaktfläche  $A_i(t)$  zwischen dem Kontaktelement  $i$  und der Fahrbahn bezogen. Im Anschluss ergibt sich durch Multiplikation mit der longitudinalen Ausdehnung  $a_{long,i}$  des Kontaktelementes die spezifische Reibleistung pro Kontaktelement bezogen auf seine laterale Ausdehnung

$$P_{f,i}^{**}(t) = P_{f,i}^*(t) a_{long,i} \cdot \quad (5.15)$$

Bezeichnet man die Anzahl der Umfanglinien mit  $k$  und die Anzahl der Kontaktelemente pro Umfanglinie mit  $l$  lässt sich aus

$$W_{f,k}^{**} = \frac{T}{m} \sum_{i=1}^n \sum_{i=1}^l P_{f,i}^{**}(t) \quad (5.16)$$

die verrichtete spezifische Reibarbeit  $W_{f,k}^{**}$  für eine bestimmte Simulationsdauer pro Umfanglinie berechnen.

## 5.6 Berechnung des Reifenabriebs

Eine Berechnung der absoluten Menge an Reifenabrieb war im Forschungsprojekt nicht vorgesehen. Die grundsätzliche Bewertung des Reifenabriebs wurde auf Basis des Reibgesetzes von Fleischer vorgenommen. Dennoch wurde im Laufe des Forschungsprojekts eine exemplarische Berechnung der Menge an Reifenabrieb anhand von Literaturdaten durchgeführt. In [45] und [46] wurde für zwei, nicht näher beschriebene, unterschiedliche Reifengummi-Mischungen der Zusammenhang zwischen der Reibleistung pro Kontaktfläche und dem Masseverlust pro Kontaktfläche herausgestellt und anhand von Messergebnissen auf zwei unterschiedlichen Prüfständen validiert. Die in Abbildung 5.13 dargestellten Kurven zeigen die dort erarbeiteten Verschleißmodelle. Das Modell „Reifen A“ wurde im Forschungsprojekt für die oben genannte exemplarische Berechnung des Reifenabriebs herangezogen. Von einem Vergleich der Gummimischungen vom betrachteten Serien-Reifen und dem Reifen aus der Literatur wird aufgrund des exemplarischen Charakters und fehlender Informationen abgesehen.

Mit der Formel

$$m_i^*(t) = k_1 P_{f,i}^*(t)^{k_2} \quad (5.17)$$

kann nach [45] und [46] der Zusammenhang zwischen Reibleistung pro Kontaktfläche und Massenverlust pro Kontaktfläche und Zeit  $m^*$  approximiert werden. Über die beiden Konstanten  $k_1$  und  $k_2$  wird das Verschleißverhalten der Gummimischung bei einer bestimmten Temperatur und einer definierten Reiboberfläche charakterisiert.

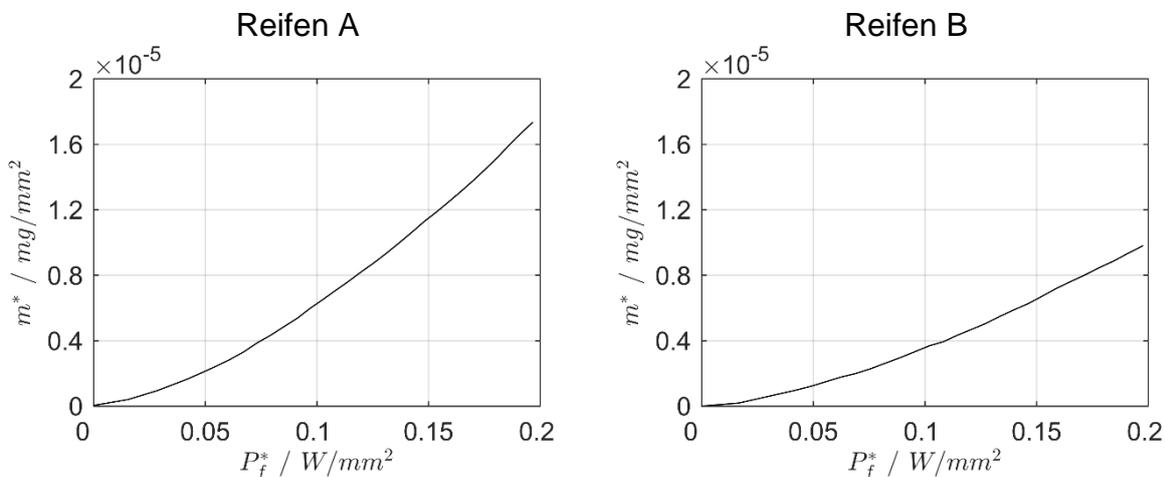


Abbildung 5.13: Lokales Verschleißgesetz von zwei Reifengummi-Mischungen bei 70 °C Gummitemperatur und einer Oberflächentextur mit einer mittleren Wellenlänge von  $2,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ , Werte entnommen aus [46].



---

# 6 Reifenlatschanalyse

---

Bei der Reifenlatschanalyse wurden durch eine modellbasierte Betrachtung des Fahrwerksystems die Kräfte und Verschiebungen in der Reifenaufstandsfläche unter Berücksichtigung der Fahrwerk-Reifen-Fahrbahn-Interaktionen untersucht und die Ziele aus AP 1 hinsichtlich einer effizienten Leistungsübertragung und eines verschleißarmen Rollkontakts umgesetzt. Es wurden Analysen zu unterschiedlichen Fahrsituationen durchgeführt und Parameterstudien zum Einfluss des kinematischen Achsverhaltens auf die Dynamik im Reifenlatsch realisiert. Darüber hinaus wurden die elastokinematischen Achseigenschaften der Referenz-Achse analysiert und Einflussanalysen der einzelnen Gummilager-Steifigkeiten auf die Spur- und Sturzsteifigkeiten der Radaufhängung durchgeführt. Dabei wurde herausgestellt, dass durch die komplexen Zusammenhänge innerhalb des gewählten Radaufhängungssystems eine isolierte Anpassung einer Lagersteifigkeit immer zu einer Veränderung mehrerer Achseigenschaften führt. Aus diesem und zusätzlichen Gründen wurde von einer weiterführenden Betrachtung der Einflussnahme elastischer Verformung abgesehen. Ein weiterer Grund ist, dass für die in der Simulation betrachteten Geradeausfahrten des Hinterachsmodells ein geringerer Einfluss der elastischen Eigenschaften auf die Reibarbeit im Reifenlatsch erwartet wird. Daher wurde, über die geplanten Arbeiten hinaus, im Forschungsprojekt zusätzlich der Einfluss der statischen Radstellung durch die initialen Spur- und Sturzwinkel in der Konstruktionslage des Fahrzeugs analysiert. Weiterhin wurde, ebenfalls zusätzlich, der Einfluss der Radhubkinematik bei verschiedenen Fahrbahnrauigkeiten nach DIN ISO 8608 auf den Reifenabrieb analysiert.

## 6.1 Simulationsbedingungen

Bei der Definition von Simulationsbedingungen und Fahrmanövern wurde zunächst die Verwendung eines an aktuelle Testprozeduren angelehntes Fahrmanöver-Profil in Betracht gezogen. Der WLTP (World harmonized Light vehicle Test Procedure) zur Bestimmung der Abgasemissionen und des Kraftstoff- bzw. Stromverbrauchs von Kraftfahrzeugen kann hier als Beispiel genannt werden. Der WLTP hat ab dem 01. Sep. 2018 den bis dahin verpflichtenden NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) abgelöst. Beides sind Prüfstand-Test und geben einen definierten Geschwindigkeitsverlauf über die Zeit wieder. Der WLTP umfasst insgesamt drei verschiedene Fahrzyklen, welche mit WLTC (Worldwide harmonized Light vehicle Test Cycle) abgekürzt werden. Die Zuordnung des Fahrzeugs zum WLTC geschieht anhand des Leistungsgewichts in kW/t. Fahrzeuge mit mehr als 34 kW/t sind der Klasse 3 zugeordnet. Bei der Einteilung fällt auf, dass heutige Fahrzeuge fast ausschließlich der Klasse 3 zugeordnet werden. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle nur auf den WLTC-Klasse 3 eingegangen. Der

WLTP soll die Realität besser widerspiegeln und somit zu einer realistischeren Ermittlung von Emissionen und Verbrauch führen. Das Geschwindigkeitsprofil der Klasse 3 ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Es hat eine Dauer von 1800 Sekunden und beinhaltet eine maximale Geschwindigkeit von ca. 131 km/h [47]. Die Umsetzung im Modell ist grundsätzlich möglich und wurde im Forschungsprojekt für die Referenz-Achse in Basis-Konfiguration durchgeführt. Dazu war es notwendig, die Simulation mit Adams/View auf dem PC<sup>2</sup> Rechencluster OCuLUS der Universität Paderborn durchzuführen, da die Ressourcen eines Desktop-PC's nicht ausreichten. Nähere Informationen zum Paderborn Center for Parallel Computing (PC<sup>2</sup>) sind in [48] zu finden.

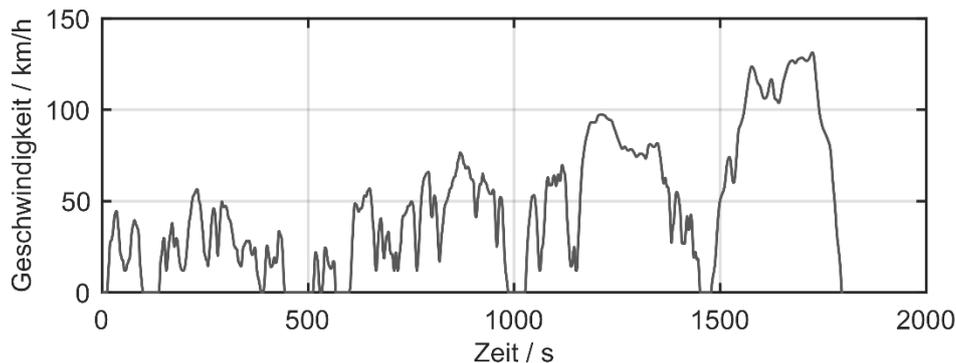


Abbildung 6.1: WLTC der Klasse 3 - Geschwindigkeitsverlauf über die Zeit

Aufgrund der langen Simulationszeit des Gesamtmanövers wurden die Ergebnisd Dateien von Adams und FTire sehr groß. Bspw. wurden für das FTire \*.cfo Dateigrößen von ca. 1 GB pro 20 Sekunden Echtzeit benötigt. In dieser werden die zur Berechnung des Verschleißes verwendeten Kontaktergebnisse abgespeichert. Die \*.cfo-Datei für den WLTC hatte demnach eine Größe von ca. 90 GB, welches ein direktes Postprocessing mit Matlab am Desktop-PC unmöglich machte. Mithilfe des Rechenclusters konnte auch dieses Problem grundsätzlich gelöst werden. Als zusätzlicher Ansatz zur Reduktion von Simulationszeit und der Größe der einzelnen Ergebnisdateien wurde die Unterteilung des in Abbildung 6.1 dargestellten WLTC betrachtet. Dabei wurde der Zyklus jeweils im Nulldurchgang der Geschwindigkeit getrennt, sodass insgesamt sechs Teilzyklen entstanden sind. Damit ging eine Steigerung der Anzahl an Einzelsimulationen mit dem Faktor sechs einher. Eine zeiteffiziente Parameterstudie im definierten Rahmen des Forschungsprojekts war mit diesem Fahrmanöver nicht möglich. Daher wurde im Forschungsprojekt eine eigene Kombination der Fahrmanöver Beschleunigen, konstante Fahrt mit 100 km/h und Bremsen definiert. Der Verlauf der Geschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Die Geschwindigkeit wird im Modell als Drehgeschwindigkeit an den Seitenwellen aufgeprägt.

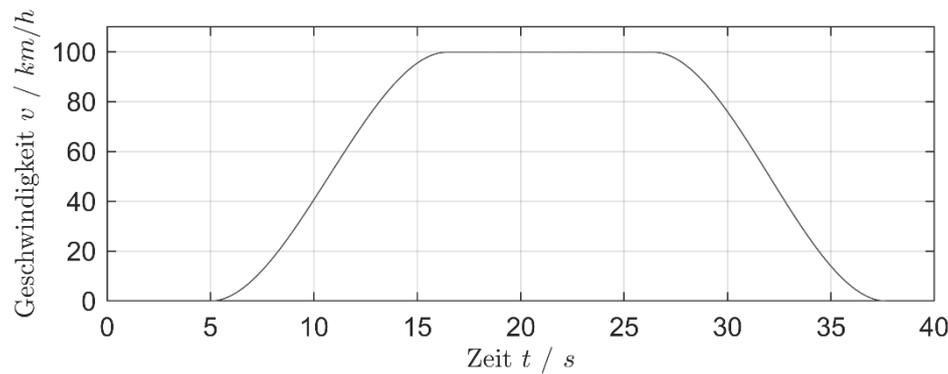


Abbildung 6.2: Geschwindigkeitsverlauf des simulierten Fahrmanövers aus Adams/View

Für alle nachfolgenden modellbasierten Analysen wurde das beschriebene Fahrmanöver verwendet und im Anschluss zur Bewertung in die drei beschriebenen Lastfälle unterteilt.

## 6.2 Variation der statischen Spur- und Sturzwinkel

Zunächst wurde der Einfluss der statischen Spur- und Sturzwerte auf die Reibarbeit im Reifenlatsch analysiert. Dazu wurde in [49] zunächst ein Überblick über die initialen Winkel an der Vorder- und Hinterachse heutiger Pkw geschaffen. Die Daten wurden auf Basis von 73 unterschiedlichen Fahrzeugen recherchiert und sind zusammen mit den typischen Werten aus [15] in Tabelle 6.1 aufgeführt.

Tabelle 6.1: Typische Werte statische Spur- und Sturzwinkel in der Konstruktionslage

	[49]		[15]	
	Von	Bis	Von	Bis
VA – Spur	-0,32 °	0,42 °	-0,3 °	0,3 °
VA – Sturz	-1,48 °	0,88 °	-2,0 °	0,0 °
HA – Spur	-0,17 °	1,25 °	-0,1 °	0,2 °
HA – Sturz	-2,33 °	1,0 °	-2,0 °	0,0 °

Ausgehend davon wurde die Variation des statischen Spurwinkels auf Basis des serienmäßig initialen Spurwinkels  $\vartheta_{0,serie}$  von 0.1670 ° festgelegt. Ausgehend vom Serienzustand wurde der Spurwinkel jeweils um das Dreifache des statischen Spurwinkels erhöht bzw. verringert. Die betrachteten Grenzen von  $\vartheta_0$  ergeben sich somit zu:

$$\vartheta_{0,min} = \vartheta_{0,serie} - 3 \cdot |\vartheta_{0,serie}| \text{ und} \quad (6.1)$$

$$\vartheta_{0,max} = \vartheta_{0,serie} + 3 \cdot |\vartheta_{0,serie}|. \quad (6.2)$$

In Tabelle 6.2 sind die initialen Spur- und Sturzwinkel für die Variation des statischen Spurwinkels aufgeführt.

Tabelle 6.2: Radstellungswinkel bei der Variation des initialen Spurwinkels

Fahrwerksetup	Initialer Spurwinkel / °	Initialer Sturzwinkel / °
1	-0,3340	-1,3330
2	-0,2338	-1,3330
3	-0,1336	-1,3330
4	-0,0334	-1,3330
5	0,0668	-1,3330
6 (Serie)	0,1670	-1,3330
7	0,2672	-1,3330
8	0,3674	-1,3330
9	0,4676	-1,3330
10	0,5678	-1,3330
11	0,6680	-1,3330

Insgesamt wurden elf verschiedene initiale Spurwinkel, unter Beibehaltung des initialen Sturzwinkels  $\gamma_{0,serie}$ , untersucht. Mit den unterschiedlichen Fahrwerksetups wurde jeweils die in Kapitel 6.1 definierte Kombination aus Fahrmanövern simuliert. Als Fahrbahnrauigkeiten wurde die Klasse C nach DIN ISO 8608 definiert.

Zur Bewertung des Einflusses wurde die auf den Maximalwert des jeweiligen Manövers normierte umgesetzte Reibarbeit  $W_f^*$  über die verschiedenen Fahrwerksetups aufgetragen (Abbildung 6.3). Anhand der Graphen ist zu erkennen, dass die initialen Spurwinkel großen Einfluss auf den Reifenverschleiß haben. Für den in diesem Forschungsprojekt gewählten Modellaufbau, sowie für die speziellen Fahrmanöver zeigt jeweils ein anderes Fahrwerksetup ein Minimum der Reibarbeit. Für den Fall Beschleunigen ist ein leichter Vorspurwinkel, wie im Serienzustand (Fahrwerksetup 6), positiv. Beim Bremsen sollte ein negativer Winkel eingestellt werden. Für eine konstante Fahrt ist ein Winkel nahe 0 ° vorteilhaft.

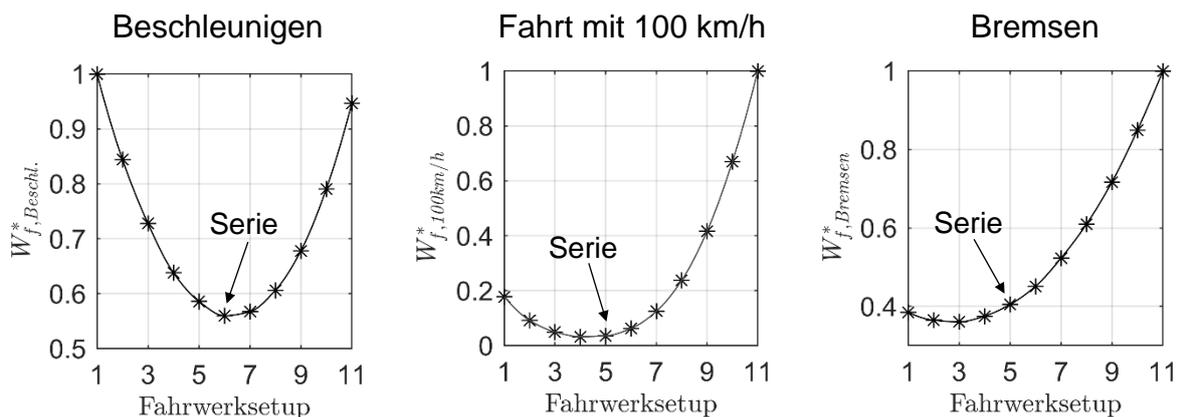


Abbildung 6.3: Normierte umgesetzte Reibarbeit  $W_f^*$  im Reifenlatsch für die 11 Fahrwerksetups aus Tabelle 6.2 für die drei Fahrmanöver – Beschleunigen (links), konstante Fahrt mit 100 km/h (mitte) und Bremsen (rechts)

Die initialen Sturzwinkel wurden ebenfalls, ausgehen von den in Tabelle 6.1 aufgeführten Werten variiert. Aufgrund des insgesamt größeren Betrags des initialen Sturzwinkels  $\gamma_0$  von  $-1,333^\circ$  der Serien-Radaufhängung wurde der Winkel bis zum Maximalwert um das Zweifache seines Betrags erhöht und zum Minimum um das Zweifache verringert. Die Grenzen sind demnach

$$\gamma_{0,min} = \gamma_{0,Serie} - 2 \cdot |\gamma_{0,Serie}| \text{ und} \quad (6.3)$$

$$\gamma_{0,max} = \gamma_{0,Serie} + 2 \cdot |\gamma_{0,Serie}|. \quad (6.4)$$

In der Tabelle 6.3 sind die Winkel der elf verschiedenen Fahrwerksetups aufgeführt.

Tabelle 6.3: Radstellungswinkel bei der Variation des initialen Sturzwinkels

Fahrwerksetup	Initialer Spurwinkel / °	Initialer Sturzwinkel / °
12	0,1670	1,3330
13	0,1670	0,7998
14	0,1670	0,2666
15	0,1670	-0,2666
16	0,1670	-0,7998
17 (Serie)	0,1670	-1,3330
18	0,1670	-1,8662
19	0,1670	-2,3994
20	0,1670	-2,9326
21	0,1670	-3,4658
22	0,1670	-3,9990

Mit den aufgeführten Fahrwerksetups wurde jeweils die in Kapitel 6.1 definierte Kombination aus Fahrmanövern simuliert. Im Anschluss wurde die auf den Maximalwert des jeweiligen Manövers normierte umgesetzte Reibarbeit  $W_f^*$  über die verschiedenen Fahrwerksetups aufgetragen (Abbildung 6.4).

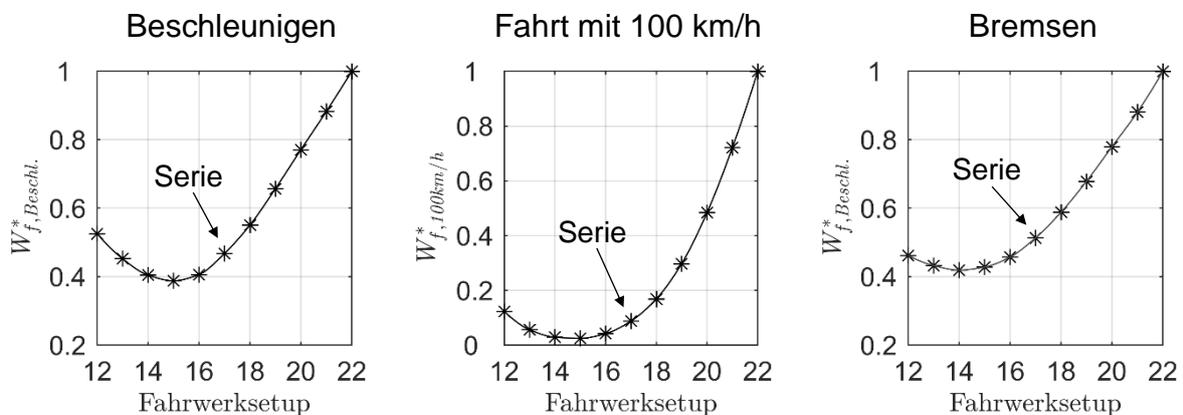


Abbildung 6.4: Normierte umgesetzte Reibarbeit  $W_f^*$  im Reifenlatsch für die Fahrwerksetups 12 – 22 aus Tabelle 6.3 für die drei Fahrmanöver – Beschleunigen (links), konstante Fahrt mit 100 km/h (mitte) und Bremsen (rechts)

Der initiale Sturzwinkel hat einen großen Einfluss auf die Reibarbeit im Reifenlatsch. Bei dem verwendeten Modell führt in allen betrachteten Fahrsituationen ein geringerer Betrag des initialen Sturzwinkels zur geringsten Reibarbeit. Für das Beschleunigen ist ein geringer negativer Winkel vorteilhaft (Fahrwerksetup 14), wohingegen beim Bremsen mit einem geringen positiven Winkel die geringste Reibarbeit erzielt wird.

### 6.3 Variation der Radhubkinematik

Zur Variation der Radhubkinematik wurde zunächst in [49] eine Recherche zur Auslegung der Radhubkinematik bei heutigen Fahrwerksystemen durchgeführt. Es hat sich herausgestellt, dass nur wenige Automobilhersteller Informationen zum Spur- und Sturzwinkelverlauf einiger ihrer Fahrzeugmodelle veröffentlichen. Dennoch konnten Kurven von zehn unterschiedlichen Fahrzeugen aus verschiedenen Quellen zusammengetragen werden. Die Abbildung 6.5 zeigt die Raderhebungskurven der Hinterachse dieser zehn Fahrzeuge für einen vertikalen parallelen Radhub. Es ist zu erkennen, dass die Verläufe streuen, aber dennoch einen gemeinsamen Trend besitzen. Dargestellt sind jeweils die Winkeländerungen aus der Konstruktionslage, ohne Berücksichtigung des initialen Winkels.

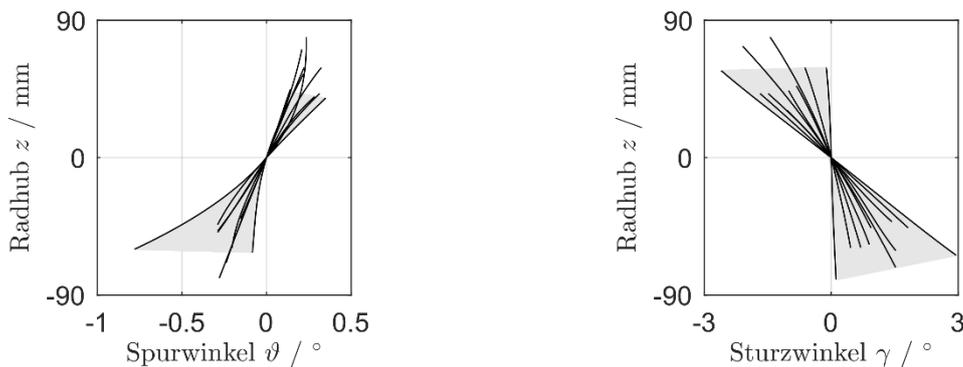


Abbildung 6.5: Spur- und Sturzwinkeländerung bei vertikalem parallelen Radhub von zehn verschiedenen Hinterachssystemen, zusammengeführt in [49] aus [50], [51], [52] und [53]

Im Forschungsprojekt wurde das kinematische Achsverhalten der Referenz-Radaufhängung zur Analyse des Einflusses auf den Reifenverschleiß variiert. Dabei wurde eine isolierte Betrachtung von Spur- und Sturzwinkelverlauf angestrebt. In Abbildung 6.6 sind die bei der Einflussanalyse betrachteten 16 Fahrwerksetups dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei der Variation des Spurwinkelgradienten der Sturzwinkelgradient nahezu unverändert bleibt. Umgekehrt wird bei der Variation des Sturzwinkelverlaufs der Verlauf der Spurwinkeländerung beibehalten. Für alle Simulationen mit den verschiedenen Fahrwerksetups werden die initialen Winkel  $\vartheta_0$  und  $\gamma_0$  der Serienkonfiguration übernommen. Darüber hinaus wirkt stets dieselbe anteilige Aufbaumasse. Durch die Verschiebung von Kinematikpunkten an der Referenz-Achse stellt sich bei identischer Aufbaumasse eine unterschiedliche Durchfederung ein. Diese wird durch Anpassen der Federvorspannung der Aufbaufeder kompensiert, sodass zu Beginn der Simulation die relative Einfederung zwischen Radmittelpunkt und Fahrzeugaufbau über alle Simulationen konstant ist. Als Fahrmanöver wurde der in Abbildung 6.2 dargestellte Geschwindigkeitsverlauf gefahren. Eine Fahrsimulation mit einem Fahrwerksetup wurde jeweils für vier verschiedenen Fahrbahnklassen A, B, C und D nach DIN ISO 8608 durchgeführt, sodass in Kombination mit der Variation der Radhubkinematik insgesamt 64 Simulationen durchgeführt wurden.

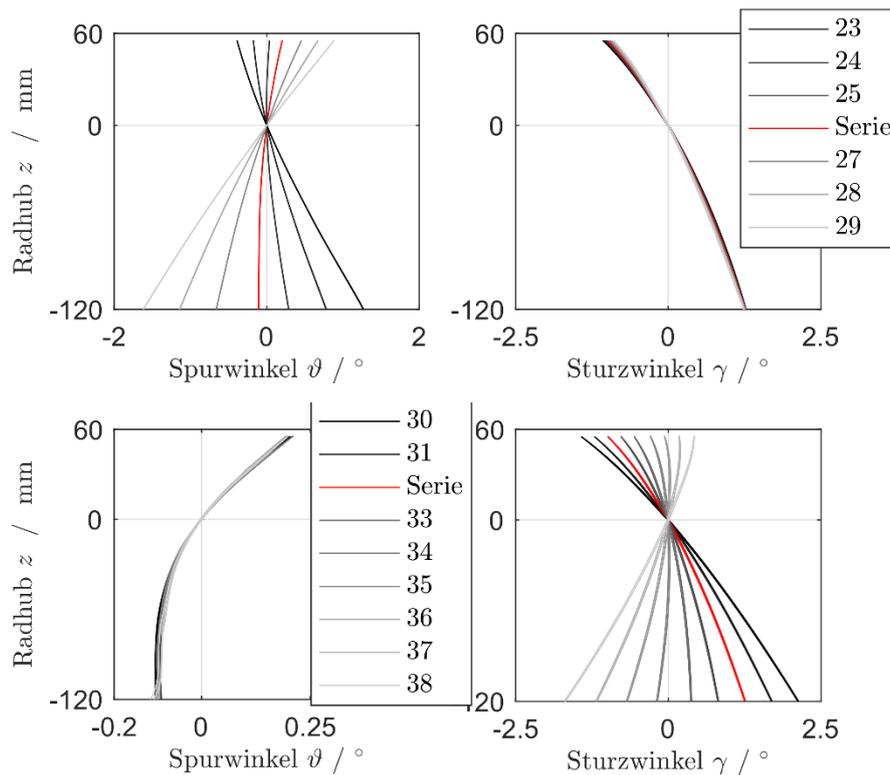


Abbildung 6.6: Variation der Radhubkinematik der Referenz-Achse: Variation des Spurwinkelgradienten bei gleichem negativem Sturzgradienten (oben); Variation des Sturzwinkelgradienten bei gleichem positivem Spurwinkelgradienten (unten)

Zunächst wurde der Einfluss der kinematischen Spurwinkelcharakteristik in Kombination mit einem negativen Sturzwinkelgradienten (Setup 1-7) auf die umgesetzte Reibarbeit im Reifenlatsch betrachtet. Die berechneten Ergebnisse aus der Simulation sind in Abbildung 6.7 für die drei Manöver Beschleunigen, Fahrt mit 100 km/h und Bremsen dargestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit wurde die Achsenskalierung einheitlich gestaltet. Es ist zu erkennen, dass der Einfluss des Spurwinkelgradienten bei konstanter Fahrt mit 100 km/h insgesamt größer ist als bei den beiden anderen Lastfällen. Zusätzlich fällt auf, dass durch eine Erhöhung des positiven Spurgradienten die spezifische umgesetzte Reibarbeit insgesamt geringer ist. Verglichen damit fällt der Einfluss des Spurgradienten beim Beschleunigen und Bremsen geringer aus. Außerdem zeigen die Ergebnisse, dass in beiden Fällen ein negativer Spurgradient eine Verringerung der umgesetzten Reibarbeit pro Lastfall bewirkt. Betrachtet man den Einfluss des Fahrbahnmodells mit unterschiedlicher spektraler Unebenheitscharakteristik ist zu erkennen, dass der Einfluss beim Beschleunigen und Bremsen insgesamt als gering bewertet werden kann. Bei der konstanten Fahrt mit 100 km/h ist ein deutlicher Einfluss auszumachen. Mit steigender Fahrbahnklasse, beginnend bei A, steigt nach Tabelle 5.4 die Höhe der Unebenheiten. Daraus resultieren größere Federbewegungen des Radträgers relativ zum Fahrzeugaufbau. Bei Federbewegung ändert sich die Radstellung infolge der durch die Radhubkinematik festgelegten kinematischen Auslegung.

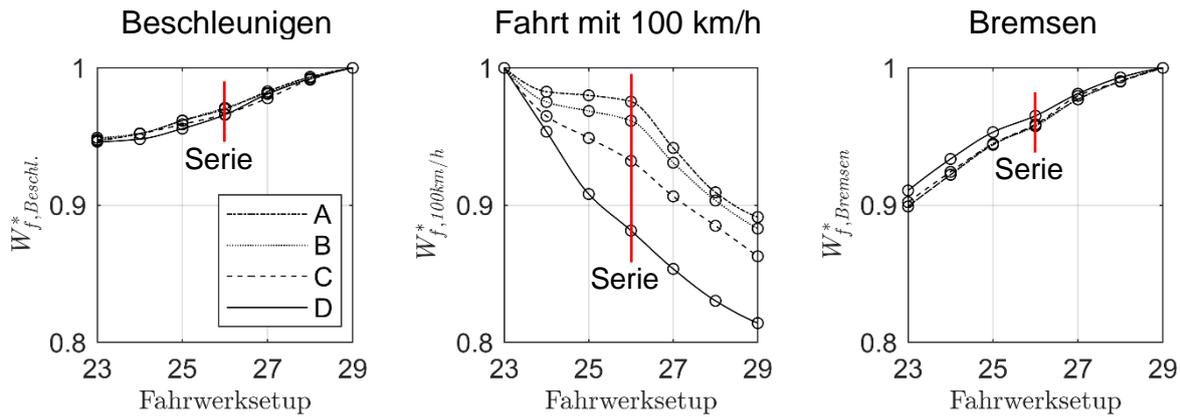


Abbildung 6.7: Normierte spezifische Reibarbeit  $W_f^*$  je Fahrmanöver für sieben verschiedene Fahrwerksetups auf vier verschiedenen Fahrbahnmodellen nach ISO Fahrbahnklassen A – D

Nachfolgend wurde der Einfluss der kinematischen Sturzwinkelcharakteristik in Kombination mit dem serienmäßig positiven Spurwinkelgradienten betrachtet. Die Berechnungsergebnisse sind in Abbildung 6.8 dargestellt. Der Abbildung ist zu entnehmen, dass auch der Sturzwinkelgradient den größten Einfluss auf die spezifische Reibarbeit bei konstanter Fahrt mit 100 km/h zeigt. Insgesamt ist anhand der Ergebnisse festzustellen, dass in Kombination mit dem serienmäßig positiven Spurwinkelgradienten ein zunehmend negativer Sturzwinkelgradient für eine Verringerung der spezifischen Reibarbeit im Reifenlatsch sorgt. Beim Bremsen hingegen ist kaum ein Einfluss festzustellen. Auch bei der Variation der kinematischen Auslegung der Spurwinkeländerung bei Durchfederung zeigt sich, verglichen mit dem Einfluss der Radhubkinematik, ein geringer Einfluss der Fahrbahnrauigkeit auf die Berechnungsergebnisse in den Lastfällen Beschleunigen und Bremsen. Bei der konstanten Fahrt mit 100 km/h ist eine deutliche Abhängigkeit zu erkennen, wobei deutlich wird, dass bei den Fahrbahnklassen mit geringem Unebenheitshöhen auch der Einfluss des Sturzwinkelgradienten geringer ist als bei Fahrbahnmodellen mit höherer Intensität.

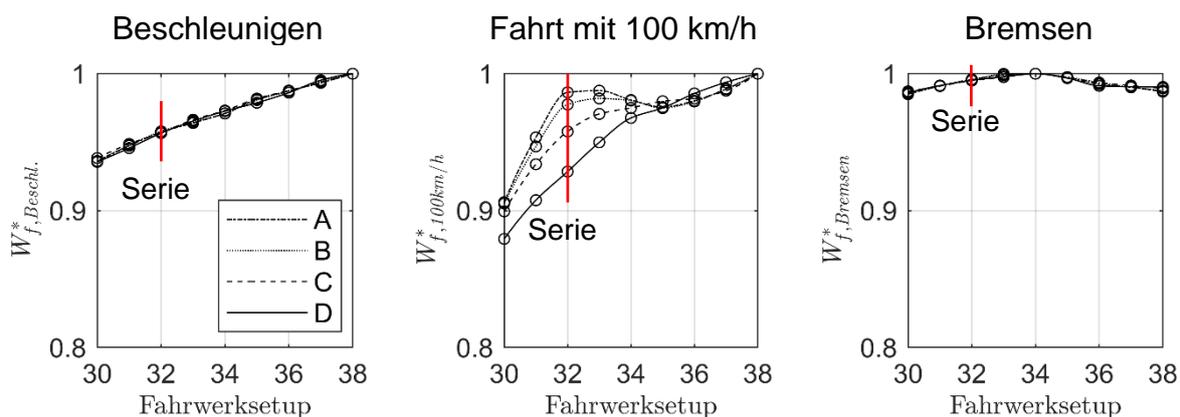


Abbildung 6.8: Normierte spezifische Reibarbeit  $W_f^*$  je Fahrmanöver für neun verschiedene Fahrwerksetups auf vier verschiedenen Fahrbahnmodellen nach ISO Fahrbahnklassen A – D

## 6.4 Reifenabrieb

Für die exemplarische Berechnung der Menge des Reifenabriebs wurde im Forschungsprojekt die bereits im Projektantrag angeführte, mittlere Laufleistung von 40.000 km für Pkw-Reifen angesetzt. Im Fahrbetrieb verliert der Reifen über seine Lebensdauer durchschnittlich ca. 1 kg durch Abrieb [6]. Für die exemplarische Berechnung im Forschungsprojekt ist zu beachten, dass das in [46] ermittelte Verschleißgesetz ausschließlich für die im Versuch eingestellten stationären Betriebsbedingungen gilt. Es wurde daher an dieser Stelle ausschließlich als exemplarisches Beispiel verwendet. Für die Bewertung des Einsparpotenzials auf Basis der in diesem Forschungsprojekt erarbeiteten Ergebnisse wurde aus dem charakteristischen Fahrmanöver ausschließlich die simulierte konstante Fahrt mit 100 km/h auf einem Fahrbahnmodell der ISO-Klasse C betrachtet. Beim Beschleunigen und Bremsen in der Simulation traten deutlich größere Reibleistungen an den Kontaktelementen auf als Sie über das Verschleißmodell abgebildet werden. Aus diesem Grund wurde keine Berechnung des Reifenabriebs für diese beiden Fahrmanöver vorgenommen.

Die Berechnungsergebnisse der Simulation wurden zu einer Gesamtstrecke von 40.000 km hochgerechnet um Aussagen zum Einsparpotenzial, bezogen auf die Reifenlebensdauer treffen zu können. Die Berechnung des Reifenabriebs wurde mit (5.17) auf Basis des Reifens A (Kapitel 5.6) durchgeführt. Bei der Bewertung des Reifenverschleißes wurden Simulationen mit den in Kapitel 6.3 beschriebenen Fahrwerksetups durchgeführt. Aufgrund einer besseren Übersichtlichkeit werden in diesem Bericht jeweils die Ergebnisse der Fahrwerksetups mit der größten und kleinsten Menge an Reifenabrieb, sowie der Serienkonfiguration dargestellt.

Die Abbildung 6.9 zeigt auf der  $x$ -Achse das Reifenquerschnittsprofil (Reifenbreite) und auf der  $y$ -Achse die Höhe des Reifenabriebs pro Umfanglinie der FTire Kontaktelemente. D. h. eine horizontale Linie stellt die Höhe des Reifenabriebs in g pro mm Kontaktelementbreite dar. In der Darstellung ist zu erkennen, dass bei allen Fahrwerksetups aufgrund der initialen Vorspur  $\vartheta_0$  und des negativen statischen Sturzwinkels  $\gamma_0$  der Reifen auf der Innenseite mehr verschleißt als auf der anderen. Das Fahrwerksetup 23 hat mit 575 g insgesamt den größten Reifenabrieb produziert. Diese Erkenntnis deckt sich mit dem Ergebnis aus Abbildung 6.7. In Rot dargestellt ist das Ergebnis für das Serien-Setup. Der Abrieb ist über den Reifenquerschnitt insgesamt geringer als beim Fahrwerksetup 23. Die absolute Menge des Reifenabriebs beträgt 470 g. Für das in Schwarz dargestellte Fahrwerksetup 29 ist der Abrieb an allen Umfangslinien am geringsten und hat nach Abbildung 6.7 ebenfalls die geringste spezifische Reibarbeit über den gesamten Reifenlatsch. Die berechnete Menge des Reifenabriebs für das Fahrwerksetup 29 liegt bei 419 g. Diese ist damit um mehr als 10 % niedriger als die des Serien-Setups.

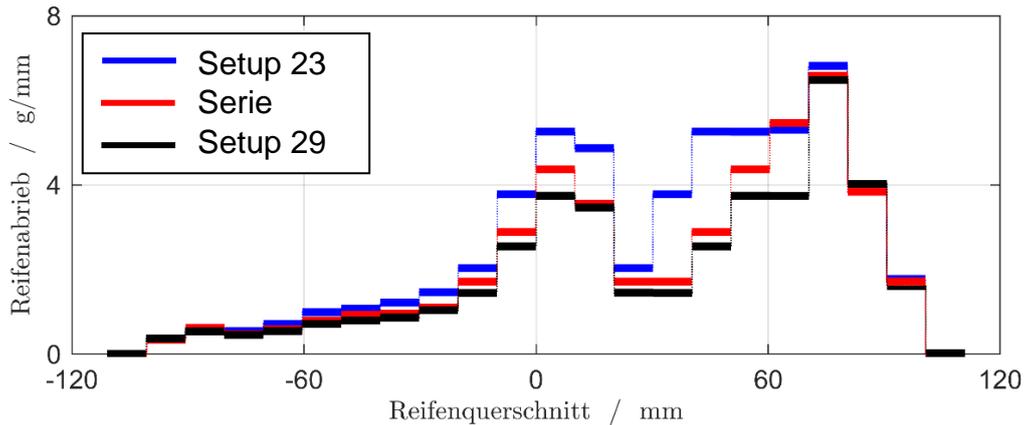


Abbildung 6.9: Vergleich der berechneten Verteilung des Reifenabriebs über den Reifenquerschnitt für die drei Fahrwerksetups 23 (blau), Serie (rot) und 29 (schwarz) aus Kapitel 6.3 für eine konstante Fahrt mit 100 km/h auf einem stochastischen Fahrbahnmodell der ISO-Klasse C

In Abbildung 6.10 ist der Vergleich der Verteilung des Reifenabriebs über den Reifenquerschnitt der drei Fahrwerksetups 38 (blau), Serie (rot) und 30 (schwarz) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass durch die Variation der kinematischen Sturzwinkeländerung keine signifikant andere Verteilung des Reifenabriebs über den Reifenquerschnitt resultiert als bei der Variation des Spurwinkelgradienten. Das Fahrwerksetup 38 zeigt, genau wie in Abbildung 6.8, mit 560 g insgesamt die größte Menge an Reifenabrieb. Das Fahrwerksetup 30 hat insgesamt eine Menge von 428 g generiert. Bezogen auf die Serienauslegung entspricht dies einer Reduktion der Menge an Reifenabrieb von ca. 9 %.

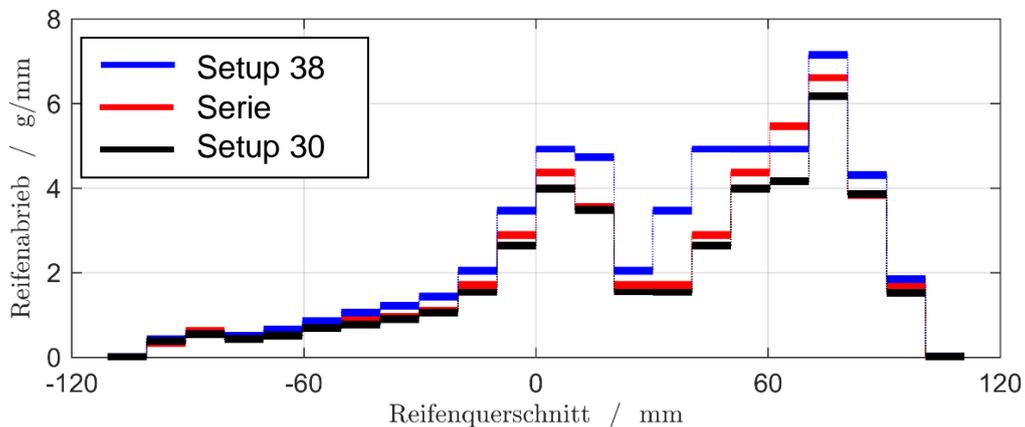


Abbildung 6.10: Vergleich der berechneten Verteilung des Reifenabriebs über den Reifenquerschnitt für die drei Fahrwerksetups 38 (blau), Serie (rot) und 30 (schwarz) aus Kapitel 6.3 für eine konstante Fahrt mit 100 km/h auf einem stochastischen Fahrbahnmodell der ISO-Klasse C

Damit ist insgesamt festzustellen, dass im Forschungsprojekt für die vereinfachte Annahme einer konstanten Geradeausfahrt mit 100 km/h auf einer mittleren Fahrbahnklasse (ISO-Klasse C) durch isolierte Anpassung der Radstellungsänderung beim Ein- und Ausfedern eine Reduktion der Menge an Reifenabrieb von 9-10 % erreicht werden konnte.

Zur weiteren Reduktion der Menge an Reifenabrieb für das beschriebene Fahrmanöver wurden zunächst die beiden Grundauslegungen mit der geringsten Menge an Reifenabrieb (Fahrwerksetup 29 und 30) kombiniert. Dabei konnte eine deutlich höhere Reduktion der Reifenabriebmenge in Höhe von 58 % verglichen mit der Serienauslegung erzielt werden. Unter Berücksichtigung des Standes der Technik zur Auslegung der Radhubkinematik aus Abbildung 6.5 liegt der so eingestellte Spurwinkelgradient allerdings außerhalb des normalen Bereichs. Daher wurde dieser entsprechend angepasst. Die Berechnungsergebnisse sind in Abbildung 6.11 dargestellt. Das gewählte finale Fahrwerksetup hat 204 g Reifenabrieb produziert. Dies entspricht einer Reduktion der Menge an Reifenabrieb von 57 % im Vergleich zum Serienzustand.

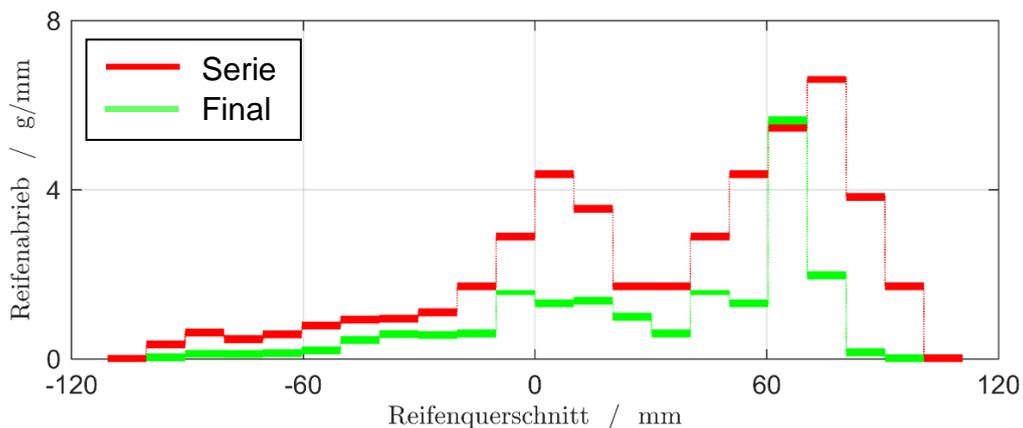


Abbildung 6.11: Vergleich der berechneten Verteilung des Reifenabriebs über den Reifenquerschnitt für die Serienauslegung (rot) und die ausgewählte Auslegung (grün) für eine konstante Fahrt mit 100 km/h auf einem stochastischen Fahrbahnmodell der ISO-Klasse C

Damit geht für das in diesem Forschungsprojekt betrachtete Simulationsmodell für das spezielle Fahrmanöver konstante Fahrt mit 100 km/h eine Reduktion des Reifenabriebs von 267 g pro Reifen und Lebenszyklus einher. Bezogen auf vier Reifen und eine jährliche Fahrleistung von 13.333 km ergibt sich mit diesen Berechnungsergebnissen, unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen, ein Einsparpotenzial von 356 g pro Jahr und Pkw.

Bei der Einflussanalyse zu den statischen Radstellungswinkeln und zur kinematischen Grundauslegung der Spur- und Sturzwinkeländerung bewegen sich die Änderungen stets im Bereich der Grundauslegung von aktuell auf dem Markt befindlichen Fahrzeugen. Die Spur- und Sturzwinkeländerungen bei parallelem Radhub des ausgewählten verschleißoptimalen Grundauslegungskonzepts sind in Abbildung 6.12 im Vergleich zum Stand der Technik dargestellt. Die Abbildung zeigt, dass beide Kurven innerhalb des durch aktuelle Fahrzeuge abgesteckten Bereichs liegen. Daher wird davon ausgegangen, dass durch die Anpassung der Grundauslegung des Serien-Achssystems die fahrdynamischen Eigenschaften nicht über den marktüblichen Standard hinaus verändert wurden.

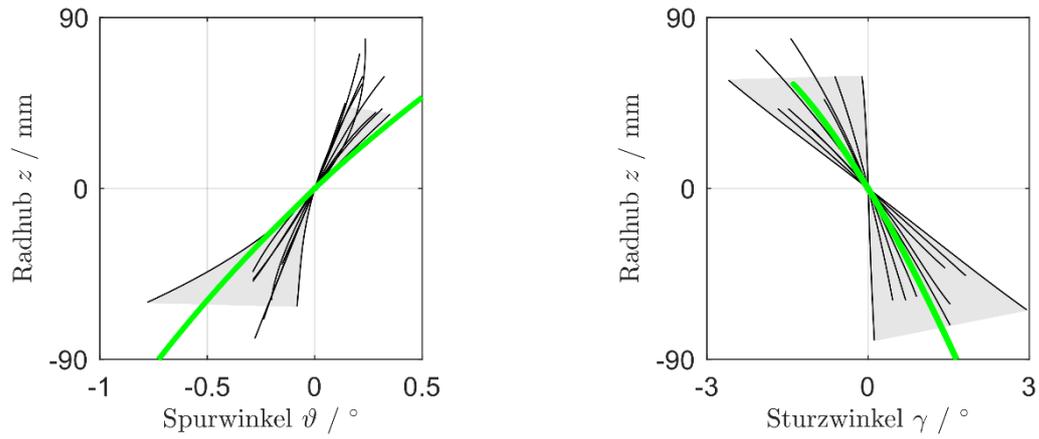


Abbildung 6.12: Spur- und Sturzwinkeländerung bei Radhub der Reifenabrieb-optimierten Auslegung (grün) und der Auslegung aktueller Fahrzeuge im Vergleich

---

## 7 Fazit und Ausblick

---

Durch den im Forschungsprojekt erarbeiteten neuartigen Ansatz der erweiterten Grundauslegungsmethodik von Achssystemen wurde gezeigt, dass mit detaillierter Betrachtung der dynamischen Effekte im Reifenlatsch unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen den Systemen Achse, Reifen und Fahrbahn bei der Auslegung eine Reduktion von Reifenabrieb erreicht werden kann.

Es wurde eine modellbasierte Parameterstudie zum Einfluss verschiedener Achsparameter auf den Reifenabrieb durchgeführt. Die Basis für alle Untersuchungen war dabei ein Mehrkörpermodell, bestehend aus Achsmodell, Reifenmodellen und Fahrbahnmodell. Es wurde gezeigt, dass mit dem gewählten Modellierungsansatz für die Radaufhängung eine gute Übereinstimmung des quasistatischen Achsverhaltens erreicht wird. Im Forschungsprojekt wurde die Bewertung des Reifenabriebs in Fahrsimulationen an einem einzelnen Achssystem durchgeführt. Deshalb ist die Anzahl an Aufbaufreiheitsgraden eingeschränkt. In zukünftigen Arbeiten sollte das Simulationsmodell um ein Modell der Vorderachse und des Fahrzeugaufbaus erweitert werden, sodass umfassende, über die Geradeausfahrt hinausgehende Analysen zum Einfluss der Achseigenschaften auf die Dynamik im Reifenlatsch durchgeführt werden können. Zusätzlich bietet dies die Möglichkeit, über Standardfahrmanöver den direkten Einfluss jeder Änderung auf die Fahrdynamik zu bewerten. Darüber hinaus ist für die Berechnung von Reifenabrieb ein Verschleißmodell des betrachteten Reifentyps zu erarbeiten.

Als Ergebnis der Forschung wurde für den speziellen Lastfall konstante Fahrt mit 100 km/h auf Basis des aufgebauten Simulationsmodells ein Einsparpotenzial von bis zu 57 % Reifenabrieb auf Basis der durchgeführten Parameterstudien unter Verwendung des in Kapitel 5.6 beschriebenen Verschleißgesetzes, aufgezeigt. Es wird davon ausgegangen, dass der aufgezeigte Ansatz zur Erweiterung der Grundauslegung großes Potenzial zur verschleißarmen Auslegung von Achssystemen bietet. Durch die gesamtheitliche Betrachtung von Achse, Reifen und Fahrbahn werden die nichtlinearen Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Teilsystemen im Modell berücksichtigt. Damit ist bspw. gewährleistet, dass im Fahrbetrieb auftretende Radstellungsänderungen berücksichtigt werden können. Diese unterscheiden sich aufgrund der Überlagerung von Kräften und Momenten am Rad bspw. von quasistatischen Messergebnissen vom KnC-Prüfstand. Die erstmalig aufgezeigte Methodik kann grundsätzlich auf alle Typen von Achsen angewendet werden. Das größte Potenzial zur Verringerung des Reifenabriebs wird, aufgrund des hohen Auslegungspotenzials, bei Mehrlenkerachsen gesehen.



---

# Literaturverzeichnis

---

- [1] I. Albers, „Auslegungs- und Optimierungswerkzeuge für die effiziente Fahrwerkentwicklung,“ fka - Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, Aachen, 2009.
- [2] B. Heißing, M. Ersoy und S. Gies, Fahrwerkhandbuch, 4. überarbeitete und ergänzte Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2013.
- [3] Kraftfahrtbundesamt, „Kraftfahrtbundesamt,“ [Online]. Available: <http://www.kba.de/>. [Zugriff am 2018].
- [4] BMUB, „Klimaschutz in Zahlen - Fakten, Trends und Impulse deutscher Klimapolitik,“ Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMUB), Berlin, 2015.
- [5] V. Diegmann, F. Pfäßling, H. Wursthorn und G. Wiegand, „Maßnahmen zur Reduzierung von Feinstaub und Stickoxid,“ Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMUB), 2007.
- [6] H. Willeke, „CO<sub>2</sub>-Emission und Feinstaub in Verbindung mit Rollwiderstand von Reifen,“ DEKRA, Reifenmesse Essen, Essen, 2008.
- [7] Umweltbundesamt, „Feinstaub,“ 2018. [Online]. Available: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/luft/luftschaedstoffe/feinstaub>.
- [8] UNECE, „Particulate Matter Emissions by Tyres,“ 65th Session of GRPE, 2013.
- [9] J. Boucher und D. Friot, „Primary Microplastics in the Oceans: a Global Evaluation of Sources,“ IUCN, Gland, Schweiz, 2017.
- [10] J. Bertling, R. Bertling und L. Hamann, „Kunststoffe in der Umwelt: Mikro- und Makroplastik. Ursachen, Mengen, Umweltschicksale, Wirkungen, Lösungsansätze, Empfehlungen,“ UMSICHT (Hrsg.), Oberhausen, 2018.
- [11] M. Carus, „(Mikro-)Plastik: Vom Werkstoff der unbegrenzten Möglichkeiten zum umweltgefährdenden Schadstoff?,“ nova-Institut, Hürth, 2015.

- [12] R. Essel, L. Engel, M. Carus und R. H. Ahrens, „Quellen für Mikroplastik mit Relevanz für den Meeresschutz in Deutschland,“ Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, 2015.
- [13] M. G. Pottinger, „Contact Patch (Footprint) Phenomena,“ The Pneumatic Tire, NHTSA, 2006.
- [14] S. Kohl, A. Zuber und W. Sextro, „Benteler Vehicle Dynamics - Fahrdynamikentwicklung basierend auf einer neuen Auslegungstheorie,“ Tag des Fahrwerks, ika, Aachen, 2012.
- [15] M. Ersoy und S. Gies, Fahrwerkhandbuch, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [16] B. Geringer, *Kfz-Grundzüge*, Wien, 2010.
- [17] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini, Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.
- [18] ZF Friedrichshafen AG, „Angetriebene Starrachse,“ [Online]. Available: [https://www.zf.com/products/de/cars/products\\_34560.html](https://www.zf.com/products/de/cars/products_34560.html). [Zugriff am September 2019].
- [19] Robert Bosch GmbH (Hrsg.), Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- [20] VDI Fachmedien GmbH, „Kostengünstigere Präzisionsrohre dank reduzierter Fertigungsschritte,“ [Online]. Available: <https://www.vdi-z.de/2019/Ausgabe-01-02/Blecbearbeitung/Kostenguenstigere-Praezisionsrohre-dank-reduzierter-Fertigungsschritte>. [Zugriff am September 2019].
- [21] BMW M GmbH, „Das Fahrwerk des BMW M3 und BMW M4,“ [Online]. Available: <https://www.bmw-m.com/de/topics/magazine-article-pool/das-fahrwerk-des-bmw-m3-und-bmw-m4.html>. [Zugriff am Oktober 2019].
- [22] H. W. Kummer, „Unified Theory of Rubber and Tire Friction,“ Pennsylvania, 1966.
- [23] T. Bachmann, „Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 286,“ VDI Verlag, Düsseldorf, 1996.
- [24] P. Moldenhauer, „Modellierung und Simulation der Dynamik und des Kontakts von Reifenprofilblöcken,“ Freiberg, 2010.
- [25] H. Sakai, „Friction and Wear of Tire Tread Rubber,“ *Tire Science and Technology*, Bd. 24, Nr. Ausg. 3, 1996.
- [26] A. G. Veith, „The Driving Severity Number (DSN) – A Step Toward Quantifying Treadwear Conditions,“ *Tire Science and Technology*, Bd. 14, Nr. Ausg. 3, 1986.

- 
- [27] C. Wriqth, G. L. Pritchett, R. J. Kuster und J. D. Avouris, „Laboratory Tire Wear Simulation Derived from Computer Modeling of Suspension,“ *Tire Science and Technology*, Bd. 19, Nr. Ausg. 3, 1991.
- [28] Europäische Gemeinschaften/ Europäische Kommission - Generaldirektion Wettbewerb, „Kraftfahrzeugvertrieb und Kundendienst in der Europäische Union. Verordnung (EG) Nr. 1400/2001 Der Kommission vom 31. Juli 2002,“ Brüssel, 2002.
- [29] J. Schütte, W. Sextro und S. Kohl, „Halbachsprüfstand zur kinematischen, elastokinematischen und dynamischen Charakterisierung von Radaufhängungen,“ Fachtagung Mechatronik 2019, Paderborn, 2019.
- [30] M. Blundell und D. Harty, *Multibody System Approach to Vehicle Dynamics*, Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- [31] M. Trzesniowski, *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*, 3. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2012.
- [32] H.-H. Braess und U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 7., aktualisierte Auflage, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2013.
- [33] Salzgitter Flachstahl, „Borlegierte Vergütungsstähle,“ Salzgitter, [Online]. Available: <https://www.salzgitter-flachstahl.de/de/produkte/warmgewalzte-produkte/stahlsorten/borlegierte-verguetungsstaehle.html>. [Zugriff am Mai 2018].
- [34] J. Schütte und S. Kohl (Betreuer), „Generierung flexibler Körper im Mehrkörpersimulationsprogramm Adams/View,“ Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, unveröffentlichte Studienarbeit, Paderborn, 2014.
- [35] H. Amelunxen, *Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich*, Paderborn: Dissertation an der Universität Paderborn, 2013.
- [36] M. Burckhardt und H. Burg, *Berechnung und Rekonstruktion des Bremsverhaltens von PKW*, Kippenheim: Verlag Information Ambs, 1988.
- [37] M. Gipser und G. Hofmann, „FTire - Flexible Ring Tire Model - Modelization and Parameter Specification,“ München, 2014.
- [38] M. Gipser, „FTire Präsentation 2013 - FTire Model,“ Esslingen, 2013.
- [39] M. Gipser, „The FTire Model Family,“ Esslingen, 2010.
- [40] M. Gipser, „FTire: Ein physikalisch basiertes, anwendungsorientiertes Reifenmodell für alle wichtigen fahr-zeugdynamischen Fragestellungen,“ in *4. Darmstädter Reifen-kolloquium, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12 Nr. 511*, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002.

- [41] MSC Adams, „Hilfe - Road Models,“ MSC Adams, 2018.
- [42] M. Mitschke und H. Wallentowitz, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2004.
- [43] H. Braun und T. Hellenbroich, „Messergebnisse von Straßenunebenheiten,“ in *VDI-Berichte Nr. 877*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991.
- [44] MSC Software, *Adams Hilfe: Road Models*, 2018.
- [45] H. Lubker, F. Cheli, F. Braghin, E. Gelosa und A. Keckman, „Numerical Prediction of Car Tire Wear,“ *Tire Science and Technology*, Nr. Vol. 32, Issue 3, July 2004.
- [46] F. Braghin, F. Cheli, S. Melzi und F. Resta, „Tyre Wear Model: Validation and Sensitivity Analysis,“ in *Meccanica Volume 41, Issue 2*, Springer, 2006.
- [47] Verband der Automobilindustrie e. V. (VDA), „WLTP - Neues Testverfahren weltweit am Start,“ Verband der Automobilindustrie e. V. (VDA), Berlin, 2017.
- [48] Universität Paderborn, „Paderborn Center for Parallel Computing,“ [Online]. Available: <https://pc2.uni-paderborn.de/>. [Zugriff am August 2019].
- [49] C. Scheidemann und J. Schütte (Betreuer), „Benchmark aktueller Achs- und Radaufhängungskonzepte,“ Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, unveröffentlichte Studienarbeit, Paderborn, 2019.
- [50] H. Glaser, T. Rossiè, J. Rüger, T. Conrad und R. Wagner, „Das Fahrwerk des Audi A1,“ *ATZ Extra*, 2007.
- [51] R. Hudler, W. Leitner, H. Krome, A. Steigerwald und S. Fischer, „Die Achsen des neuen Audi A4,“ *ATZ Extra*, 2007.
- [52] H.-J. Rudolph, *Audi Q3 - Entwicklung und Technik*, Wiesbaden: Springer Verlag, 2013.
- [53] J. Hoffmann, „Potenziale einer aktiven Achskinematik zur Optimierung des Fahrverhaltens,“ Shaker Verlag, Aachen, 2016.
- [54] V. R. Timmers und P. A. Achten, „Non-exhaust PM emissions from electric vehicles,“ *Atmospheric Environment*, AE Breda, 2016.
- [55] J. Reimpell, *Fahrwerktechnik: Grundlagen*, Vogel Buchverlag, 1995.
- [56] W. Matschinsky, *Radführungen der Straßenfahrzeuge*, Springer-Verlag, 2017.
- [57] R. Marquardt, „Wie wir Füllstoffsysteme für Reifen besser machen,“ EVONIK, Wesseling, 2015.
- [58] R. Patidar, G. Gidwani, P. Solanki und R. Nandera, „Investigation of " HD-HS Silica " Embraces Tyre Material and Analysis of Rolling Resistance and Wear

Resistance Performance of Tyre," IJSRD - International Journal for Scientific Research & Development Vol. 4, Issue 12, 2017.

- [59] F. Klempau, „Untersuchung zum Aufbau eines Reibwertvorhersagesystems im fahrenden Fahrzeug,“ Darmstadt, 2003.
- [60] B. Kocher, „Stoffeinträge in den Straßenseitenraum - Reifenabrieb,“ Wirtschaftsverlag NW, Bergisch Gladbach, 2010.
- [61] Gebbe, Hartung und Berthold, „Quantifizierung des Reifenabriebs von Kraftfahrzeugen in Berlin,“ Technische Universität Berlin, Institut für Straßen- und Schienenverkehr, ISS-Fahrzeugtechnik, Berlin, 1997.
- [62] N. Fecht, Fahrwerktechnik für Pkw: Grundlagen, Konzepte, Prozesse und Trends, Verlag Moderne Industrie, 2003.
- [63] D. Adamski, Simulation in der Fahrwerktechnik - Einführung in die Erstellung von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodellen, Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2014.