

**Entwicklung einer Prognosemethode der beim „Parkieren im Stand“ auftretenden Zahnstangenkräfte für die virtuelle Lenkungsauslegung**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften,  
Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik der  
Universität Duisburg-Essen  
zur Erlangung des akademischen Grades  
eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften  
Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von  
Dominic Neumann  
aus  
Ratingen

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Schramm

Prof. Dr.-Ing. Lars Mikelsons

Tag der mündlichen Prüfung: 15. Mai 2023



---

## Kurzfassung

---

In dieser Arbeit wird eine Methode zur Prognose der resultierenden Zahnstangenkräfte für das Manöver „Parkieren im Stand“ entwickelt. Die bei diesem Manöver auftretenden Kräfte bestimmen die Wahl des Lenkkonzepts, die mechanische Dimensionierung der Zahnstange sowie die Auslegung des Power Packs. Dazu müssen bereits in der frühen Entwicklungsphase exakte, virtuelle Prognosen der auftretenden Zahnstangenkraft erstellt werden.

Mit Hilfe von Fahrzeug-, Achskomponenten- und Reifenmessungen werden die Wirkzusammenhänge beim Manöver „Parkieren im Stand“ mit verschiedenen Einflüssen aufgezeigt. Dazu zählen die Untersuchung des Einflusses der Radlast, des Reifenfülldrucks, des Achskonzepts, der Achskomponenten, der Reifenart und -dimension sowie der der Bodendruckverteilung.

Durch die Industrialisierung eines Reifenprüfstands mit einer neuen Messprozedur wird die Messstreuung von Reifenmessungen von  $\pm 18\%$  auf  $\pm 3\%$  reduziert. Damit kann zuverlässig der Reifen aus einem Portfolio identifiziert werden, welcher die höchsten Zahnstangenkräfte im Fahrzeug erzeugt. Mit einer Erweiterung der Prüfspezifikation zur Vermessung von Reifenkräften und -momenten mit radbezogenem Sturzwinkel sowie weiteren Messungen der Reifeneigenschaften, wird eine Korrelation zwischen Reifenverhalten und Zahnstangenkraft gezeigt. Bei Erkenntnisübertrag der Reproduzierbarkeitsuntersuchungen auf Gesamtfahrzeugebene lässt sich die Messstreuung von  $\pm 8\%$  auf  $\pm 1,5\%$  reduzieren.

Die Arbeit umfasst zudem die virtuelle Nachbildung der Prüfstandssituationen. Mittels simulativer Analyse werden Modell-Optimierungspotentiale einzelner Komponenten quantifiziert. Durch eine parkierspezifische Parametrierung der Reifenmodelle, reproduzierbareren Bedatungsgrößen sowie Modellerweiterungen werden Verbesserungen der Modellgüten des FTires, des SupERRB Tires und des MF-Swifts erzielt. Ein Reifenmodellbenchmark gibt darüber Aufschluss, welches Reifenmodell sich am besten für eine Prognose eignet.

Mit der Entwicklung eines dreidimensionalen Reibungselementes, wird Kugelgelenkreibung in die virtuellen Achsmodelle integriert, wodurch die Simulationsgüte weiter gesteigert wird.

Durch die gewonnenen Erkenntnisse sowie Modellierungs- und Methodenverbesserungen, wird eine neue Methode illustriert, die eine Verbesserung der Prognose der Zahnstangenkraft gegenüber der bestehenden Methode aufweist. So wird die durchschnittliche Abweichung der Prognose von  $10,5\%$  auf  $3,1\%$  reduziert.

Abschließend wird ein vereinfachtes, mathematisches Modell entwickelt, mit Hilfe dessen die Zahnstangenkraft, ohne komplexes MKS- und Reifenmodell, simuliert werden kann. Die Ergebnisse zeigen eine geringe Abweichung gegenüber Messungen auf.



---

## Abstract

---

In this work, a method is developed for predicting the resulting rack forces for the "static parking maneuver". The forces occurring during this maneuver determine the choice of the steering concept, the mechanical dimensioning of the steering rack, and the design of the power pack. For this purpose, an exact virtual forecast of the occurring rack force must be made in the early development phase.

Using vehicle, axle component and tire measurements, the cause-effect relationships during the parking maneuver are shown with various influences. These include the investigation of the influence of wheel load, tire inflation pressure, axle concept, axle components, tire type and dimension and ground pressure distribution.

The industrialization of a tire test rig with a new measurement procedure reduces the scatter of tire measurements from  $\pm 18\%$  to  $\pm 3\%$ . This enables the reliable identification of the tire from a portfolio that generates the highest rack forces in the vehicle. With an extension of the test specification to measure tire forces and torques with wheel-related camber angle, as well as further measurements of tire properties, a correlation between tire behavior and rack force is demonstrated. With knowledge transfer of the reproducibility tests to the overall vehicle level, the measurement scatter can be reduced from  $\pm 8\%$  to  $\pm 1.5\%$ .

The work also includes the virtual replication of the test bench situations. Using simulative analysis, model optimization potentials of individual components are quantified. Improvements in the model performance of the FTire, SupERRB Tire and MF-Swift are achieved through parking-specific parameterization of the tire models, more reproducible parameterization input variables and model extensions. A tire model benchmark provides information which tire model is best suited for a prediction of the steering rack forces during parking.

With the development of a three-dimensional friction element, ball joint friction is integrated into the virtual axle models, further increasing the simulation quality.

Based on the knowledge gained, as well as modeling and method improvements, a new method is illustrated that shows an improvement in the prediction of the steering rack force compared to the existing method. Thus, the average forecast deviation is reduced from 10.5 % to 3.1 %.

Finally, a simplified mathematical model is developed that can be used to simulate the steering rack force, without a complex MBS and tire model. The results show a small deviation compared to measurements.



---

## Inhaltsverzeichnis

---

<b>Kurzfassung .....</b>	<b>VII</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>VII</b>
<b>Inhaltsverzeichnis.....</b>	<b>VII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>XIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>XXII</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis.....</b>	<b>XXV</b>
<b>Symbolverzeichnis .....</b>	<b>XXVII</b>
<b>1 Motivation und Aufbau der Arbeit .....</b>	<b>34</b>
1.1 Motivation .....	34
1.2 Wissenschaftliche Fragestellungen.....	37
1.3 Aufbau der Arbeit .....	38
<b>2 Grundlagen.....</b>	<b>39</b>
2.1 Koordinatensysteme .....	39
2.2 Fahrwerk.....	43
2.3 Einzelradaufhängungen .....	43
2.3.1 Federbein 1-Gelenkachse.....	44
2.3.2 Federbein 2-Gelenkachse.....	45
2.3.3 Doppelquerlenkerachsen.....	46
2.4 Achskenngrößen der Lenkgeometrie.....	47
2.4.1 Radaufhängungselastokinematik .....	50
2.4.2 Gewichtsrückstellung beim Lenkvorgang .....	51
2.5 Weitere Achskomponenten.....	52
2.5.1 Feder-/ Dämpfereinheit und Stabilisator.....	52
2.5.2 Kugelgelenke .....	53
2.5.3 Elastomerlager .....	55

---

2.6 Reifen.....	55
2.6.1 Aufbau und Eigenschaften .....	56
2.6.2 Reifenreibung.....	57
2.6.3 Reifenaufstandsfläche und Bodendruckverteilung .....	59
2.7 Lenkung .....	62
2.7.1 Varianten der elektromechanischen Hilfskraftlenkung .....	62
2.7.2 Lenkinematik .....	65
2.8 Parkieren im Stand.....	66
2.8.1 Lenkungsauslegung.....	66
2.8.2 Manöverdefinition und charakteristische Eigenschaften .....	68
2.8.3 Reifenverhalten bei einem Parkiermanöver .....	70
2.9 Prüfstände .....	73
2.9.1 Reibwertflächen-Prüfstand.....	73
2.9.2 Kinematics & Compliance – Achsprüfstand.....	75
2.9.3 KnC-Reifenprüfstand .....	77
2.9.4 Weitere Reifenprüfstände .....	78
2.9.5 Tekscan Tyre Scan .....	81
2.9.6 Reibmomentprüfstand.....	82
2.9.7 Lenkungsprüfstand.....	83
2.10 Modellbildung und Simulation .....	85
2.10.1 Mehrkörpersysteme.....	85
2.10.2 Reibungsmodellierung .....	86
2.10.3 Virtuelle Reifenmodelle.....	90
2.10.4 Vereinfachte Modelleierungsansätze für das Manöver „Parkieren im Stand“ .....	99
<b>3 Evaluation.....</b>	<b>101</b>
3.1 Beschreibung der bestehenden Parkierkraftprognose.....	101
3.2 Optimierungsbedarf der bestehenden Prognosemethode .....	103
3.2.1 Bewertung der bestehenden Prognosemethode .....	105
3.3 Analyse der Messstreuung.....	106

---

3.3.1	Messstreuung für Achsmessungen.....	106
3.3.2	Streuung der Reifenmessungen auf dem Flat-Trac Prüfstand .....	107
3.4	Worst-Case-Reifen Identifikation der bestehenden Messprozedur .....	107
3.4.1	Bohrmomentmessungen auf dem Flat-Trac Prüfstand .....	108
3.5	Industrialisierung des KnC-Reifenprüfstands und Reproduzierbarkeitsuntersuchungen.	109
3.5.1	Temperatureinfluss .....	110
3.5.2	Untergrund .....	110
3.5.3	Reifenabnutzungsgrad.....	111
3.5.4	Vorwalken des Reifens .....	112
3.5.5	Auswertemethode .....	112
3.5.6	Auswirkungen der Erkenntnisse auf Gesamtfahrzeugebene.....	114
3.6	Parkiermanöver.....	114
3.6.1	Simulative Kinematik-Achsanalyse.....	115
3.6.2	Simulative Elastokinematik-Achsanalyse.....	118
3.6.3	Bewegungen beim Parkiermanöver .....	121
3.6.4	Analyse der Summenspurstangenkraft .....	125
3.6.5	Einflussanalyse hinsichtlich der Summenspurstangenkraft.....	126
3.6.6	Weitere Untersuchungen auf Gesamtfahrzeugebene .....	128
3.6.7	Analyse der Reifenkräfte und -momente .....	130
3.6.8	Weitere Untersuchungen auf Reifen-Ebene.....	132
3.7	KnC-Achsmessungen .....	133
3.7.1	Messtechnik und Signalsynchronisation.....	134
3.7.2	Messplan und Einbausituationen .....	135
3.7.3	Ergebnisanalyse .....	136
3.7.4	Einflussanalyse hinsichtlich der Summenspurstangenkraft.....	137
3.8	Zusammensetzung der Summenspurstangenkraft .....	140
3.8.1	Zusammensetzung von Reifenkräften und -momenten .....	141
3.9	KnC-Reifenprüfstand.....	143
3.9.1	Analyse .....	143
3.10	Messungen Bodendruckverteilung.....	150

---

3.10.1 Pneumatischer Lenkrollradius .....	150
3.10.2 Analyse der Aufstandsfläche und des pneumatischen Lenkrollradius .....	153
3.10.3 Pneumatischer Lenkrollradius bei Gesamtfahrzeugmessungen.....	154
3.11 Reibmomentprüfstand-Messungen .....	155
3.11.1 Analyse der auftretenden Kugelgelenkbewegungen beim Parkieren .....	156
3.11.2 Kugelgelenkreibung bei Drehbewegungen.....	157
3.11.3 Kugelgelenkreibung bei Kippbewegungen.....	158
3.11.4 Messstreuung und Ergebnisanalyse .....	159
3.12 Einflussanalyse der Faltenbalge am Lenkungsprüfstand.....	160
3.13 Virtuelle Prüfstände .....	161
3.13.1 Virtuelle Reibwertfläche .....	161
3.13.2 Virtueller KnC-Achsprüfstand.....	162
3.13.3 Virtueller Reifenprüfstand .....	167
3.13.4 Virtuelle Simulationen der Bodendruckverteilung .....	167
3.13.5 Virtueller Reibmomentprüfstand .....	168
3.13.6 Virtueller Lenkungsprüfstand .....	169
3.14 Reifenmodellanalyse.....	170
3.14.1 Standard-FTire .....	170
3.14.2 Modell- und Sensitivitätsanalyse SupERRB Tire.....	174
3.14.3 Analyse Standard-MF-Swift .....	178
3.15 Zusammenfassung.....	180
<b>4 Modellierung und Methodenverbesserungen .....</b>	<b>181</b>
4.1 Worst-Case-Reifen Identifikation.....	181
4.1.1 Bohrmomentmessungen.....	182
4.1.2 Längs- und Querkraftmessungen .....	184
4.1.3 Messung des Rückstellmoments unter Sturz .....	184
4.2 Modellierung und Parametrierung der Reifenmodelle .....	187
4.2.1 Parkieroptimierter FTire .....	188
4.2.2 SupERRB Tire .....	191

---

4.2.3	Parkieroptimierter MF-Swift .....	191
4.3	Modellierung Kugelgelenkreibung .....	194
4.3.1	Reibungsmodellierung durch konstanten Reibwert .....	195
4.3.2	Reibungsmodellierung durch Dämpfung .....	195
4.3.3	Reibungsmodellierung durch drei unabhängige Reibfreiheitsgrade .....	196
4.3.4	Reibungsmodellierung durch ein 3D-Reibungselement .....	197
4.3.5	Parametrierung des 3D-Reibelements .....	203
4.4	Modellierung Faltenbalg .....	204
4.5	Vereinfachte Modellierung .....	205
4.5.1	Parametrierung mit Hilfe von Gesamtfahrzeugmessungen .....	208
4.5.2	Parametrierung mit Hilfe von Komponentenmessungen .....	208
4.6	Zusammenfassung .....	210
<b>5</b>	<b>Validierung und Bewertung .....</b>	<b>211</b>
5.1	Bewertung der Methode zur Worst-Case-Reifen Identifikation .....	211
5.1.1	Reproduzierbarkeit der Reifenmessungen .....	212
5.1.2	Bohrmoment .....	212
5.1.3	Weitere charakteristische Reifeneigenschaften .....	214
5.2	Bewertung des parkieroptimierten FTires .....	215
5.2.1	Komponentenebene .....	215
5.2.2	Bodendruckebene .....	217
5.2.3	Gesamtfahrzeugebene .....	218
5.3	Bewertung des optimierten SupERRB Tires .....	221
5.4	Bewertung des parkieroptimierten MF-Swifts .....	222
5.4.1	Komponentenebene .....	223
5.4.2	Gesamtfahrzeugebene .....	224
5.5	Reifenmodellbenchmark .....	225
5.5.1	Bewertung der Reifenmodelle bei vermessenem Reifen .....	225
5.5.2	Bewertung der Reifenmodelle im Prognoseprozess .....	232
5.6	Ergebnisse der Modellierung der Kugelgelenkreibung .....	235
5.6.1	Reibungsmodellierung mit unabhängigen Freiheitsgraden .....	235

---

5.6.2 Reibungsmodellierung mit 3D-Reibungselement.....	236
5.7 Resultat der Faltenbalgmodellierung.....	238
5.8 Bewertung der vereinfachten Modellierung.....	239
5.8.1 Validierung bei Parametrierung aus Gesamtfahrzeugmessungen.....	239
5.8.2 Validierung bei Parametrierung aus Komponentenmessungen.....	241
5.9 Zusammenfassung der Methoden- und Modellierungsverbesserungen.....	241
<b>6 Beschreibung und Bewertung der neuen Methode.....</b>	<b>243</b>
6.1 Beschreibung der neuen Prognosemethode.....	243
6.2 Ergebnisse der neuen Prognosemethode.....	246
6.3 Einsatz von vereinfachtem Modell.....	247
<b>7 Zusammenfassung und weiterführende Aspekte.....</b>	<b>249</b>
7.1 Zusammenfassung.....	249
7.2 Wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit.....	253
7.3 Ausblick und zukünftige Arbeiten.....	254
<b>Anhang A.....</b>	<b>258</b>
<b>Anhang B.....</b>	<b>259</b>
<b>Anhang C.....</b>	<b>262</b>
<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>263</b>
<b>Publikationen des Autors.....</b>	<b>278</b>
<b>Betreute Abschlussarbeiten.....</b>	<b>279</b>

---

## Abbildungsverzeichnis

---

<b>Abbildung 1.1:</b> Fahrzeugentwicklungszyklus nach (Steber und Lachmayer 2019) .....	35
<b>Abbildung 1.2:</b> Zusammensetzung der Zahnstangenkraft nach (Schmitt 2003; Weinberger 2023) .....	36
<b>Abbildung 2.1:</b> Fahrzeugkoordinatensysteme nach (Matschinsky 2007) .....	40
<b>Abbildung 2.2:</b> Kugelgelenkkoordinatensystem .....	41
<b>Abbildung 2.3:</b> Tydex Radkoordinatensysteme nach (Unrau et al. 1997; Roempler Dellien 2019).....	42
<b>Abbildung 2.4:</b> Koordinatensystem der Aufstandsfläche .....	43
<b>Abbildung 2.5:</b> Federbein 1-Gelenkachse .....	45
<b>Abbildung 2.6:</b> Federbein 2-Gelenkachse .....	46
<b>Abbildung 2.7:</b> Doppelquerlenkerachse .....	47
<b>Abbildung 2.8:</b> Definition der Lenkkinematikgrößen nach (Matschinsky 2007).....	48
<b>Abbildung 2.9:</b> Radführung der Vorderachse nach (Matschinsky 2007) .....	48
<b>Abbildung 2.10:</b> Übersetzungsverhältnisse an der Vorderachse.....	50
<b>Abbildung 2.11:</b> Ideale Verformung Kinematik (l.) und Elastokinematik (r.) nach (Kracht et al. 2015) .....	50
<b>Abbildung 2.12:</b> Anordnung der Kugelgelenke einer DQ-Achse (Pfitzer 2021).....	53
<b>Abbildung 2.13:</b> Radiale und axiale Last auf Kugelgelenke nach (Stietz 2018) .....	53
<b>Abbildung 2.14:</b> Schematischer Verlauf der Kugelgelenkreibung nach (Stietz 2018).....	55
<b>Abbildung 2.15:</b> Aufbau eines PKW-Radialreifens nach (Schramm et al. 2020) .....	56
<b>Abbildung 2.16:</b> Qualitativer Zusammenhang zwischen Reibkräften und Gleitgeschwindigkeit nach (Kummer 1966; Willumeit 1969).....	58
<b>Abbildung 2.17:</b> Aufstandsfläche (l.) und Bodendruckverteilung (r.) .....	59
<b>Abbildung 2.18:</b> Einfluss der Radlast auf die Reifenaufstandsfläche (l.) und Reifendimensionen (r.) (Minca 2015).....	60
<b>Abbildung 2.19:</b> Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenaufstandsfläche (l.) und Reifendimensionen (r.) nach (Woodward et al. 2013).....	60

<b>Abbildung 2.20:</b> Sturzeinfluss bei 0° (l.) und 6° (r.) auf die Bodendruckverteilung .....	61
<b>Abbildung 2.21:</b> Einfluss des Sturzwinkels (l.), der Radlast (m.) und des Fülldrucks (r.) auf die Reifenaufstandsfläche und Reifendimension nach (Weinberger 2023).....	61
<b>Abbildung 2.22:</b> Einsatzgebiete der Lenksysteme nach (Pfeffer und Harrer 2013) .....	63
<b>Abbildung 2.23:</b> Vereinfachte Darstellung einer Achsschenkellenkung nach (Pfeffer und Harrer 2013; Weinberger 2023) .....	65
<b>Abbildung 2.24:</b> Lenkübersetzung des Lenkgestänges und Lenkwinkel in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung für Kinematik und Elastokinematik. Darstellung der Größen der linken Seite, Kraftangaben beziehen sich auf Querkraft nach (Schramm et al. 2020) .....	66
<b>Abbildung 2.25:</b> Zahnstangenkraft in Abhängigkeit der Zahnstangengeschwindigkeit nach (Pfeffer und Harrer 2013) .....	67
<b>Abbildung 2.26:</b> Einflussgrößen der Simulation und der resultierenden Zahnstangenkraft auf die Lenkungsauslegung .....	68
<b>Abbildung 2.27:</b> Beim Lenken im Stand wirkende Kräfte und Momente nach (Weinberger 2023) .....	69
<b>Abbildung 2.28:</b> Radzentrums- und Aufstandspunktbewegung beim Parkiermanöver nach (Cho 2009) .....	71
<b>Abbildung 2.29:</b> Bohrmoment bei verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten des Rades nach (Neumann et al. 2022b) .....	72
<b>Abbildung 2.30:</b> Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf das maximale Bohrmoment nach (Einsle 2011) .....	73
<b>Abbildung 2.31:</b> Messtechnik der Gesamtfahrzeugmessungen (Weinberger et al. 2018) .....	74
<b>Abbildung 2.32:</b> KnC-Achsprüfstand .....	76
<b>Abbildung 2.33:</b> KnC-Reifenprüfstand (Neumann et al. 2022a; Weinberger 2023) .....	78
<b>Abbildung 2.34:</b> Flat-Trac Reifenprüfstand (fka GmbH 2022a) .....	79
<b>Abbildung 2.35:</b> Steifigkeits-Reifenprüfstand (fka GmbH 2022c) .....	80
<b>Abbildung 2.36:</b> Lineares Reibungsprüfgerät (Friederichs et al. 2020) .....	80
<b>Abbildung 2.37:</b> TekScan VersaTek TireScan (Tekscan Inc. 2022) .....	81
<b>Abbildung 2.38:</b> CAD Modell des Reibmomentprüfstandes .....	83
<b>Abbildung 2.39:</b> Schematische Darstellung des Lenkungsprüfstandes .....	84
<b>Abbildung 2.40:</b> Stribeckkurve nach (Murrenhoff 2010; Wittel et. al. 2019) .....	87
<b>Abbildung 2.41:</b> Reibkraftverlauf der Dahl-Funktion nach (Olsson et al. 1998) .....	88

---

<b>Abbildung 2.42:</b> Borstenmodell nach (Kubisch 2008) .....	89
<b>Abbildung 2.43:</b> Reifenmodellkategorien nach (Ammon 2005; Wassertheurer 2019) .....	92
<b>Abbildung 2.44:</b> Modellierungsansatz des FTire Reifenmodells nach (Gipser 2013; Weinberger 2023) .....	94
<b>Abbildung 2.45:</b> Modellierungsansatz des MF-Swift Reifenmodells nach (Schmeitz et al. 2005; Weinberger 2023) .....	96
<b>Abbildung 2.46:</b> Modellierungsansatz des SupERRB Reifenmodells nach (Weinberger 2023; Shao et al. 2021) .....	97
<b>Abbildung 2.47:</b> Kennwerte einer translatorischen Reifenmessung .....	99
<b>Abbildung 3.1:</b> Schematische Darstellung der bestehenden Prognosemethode .....	102
<b>Abbildung 3.2:</b> Summenspurstangenkraftverlauf (l.) und polynomgefittete, gemittelte Kraftkurve (r.) über Zahnstangenhub.....	105
<b>Abbildung 3.3:</b> Ergebnisse der Summenspurstangenprognose mit bestehender Methode ...	106
<b>Abbildung 3.4:</b> Bohrmomente am Flat-Trac Reifenprüfstand im Vergleich zur Summenspurstangenkraft.....	109
<b>Abbildung 3.5:</b> Temperaturunterschiede am Reifenlatsch vor und nach Reifenmessungen	110
<b>Abbildung 3.6:</b> Einfluss der Abnutzung des Korund P120 Schleifpapiers nach (Neumann et al. 2022a).....	111
<b>Abbildung 3.7:</b> Normiertes Bohrmoment über den Abnutungsgrad der Kontaktfläche nach (Neumann et al. 2022a) .....	112
<b>Abbildung 3.8:</b> Bohrmoment der verschiedenen Lenkäste (Neumann et al. 2022a) .....	113
<b>Abbildung 3.9:</b> Streuung der Summenspurstangenkraft innerhalb einer Reifencharge.....	114
<b>Abbildung 3.10:</b> Kinematik der drei Achskonzepte: Sturz (l.) und Radlenkwinkel (r.) .....	115
<b>Abbildung 3.11:</b> Kinematik der drei Achskonzepte: Nachlaufstrecke (l.) und Lenkrollradius (r.) .....	116
<b>Abbildung 3.12:</b> Kinematik der drei Achskonzepte: Radlasthebelarm (l.) und Lenkgestängeübersetzung (r.) .....	116
<b>Abbildung 3.13:</b> Radmittelpunkt- und Radaufstandspunktverschiebung: Federbein 1-GL (l.), Federbein 2-GL (m.) und Doppelquerlenkerachse (r.).....	117
<b>Abbildung 3.14:</b> Summenspurstangenkraft bei Durchlenkversuchen mit starren und flexiblen Bauteilen .....	118
<b>Abbildung 3.15:</b> Simulative Untersuchung des Einflusses der Elastomerlager.....	119

<b>Abbildung 3.16:</b> Translatorische Fahrzeugbewegungen in Längs- (l.), Quer- (m.) und Vertikalrichtung (r.) beim Parkiermanöver.....	122
<b>Abbildung 3.17:</b> Translatorische Radbewegungen in Längs- (l.), Quer- (m.) und Vertikalrichtung (r.) relativ zum Untergrund.....	123
<b>Abbildung 3.18:</b> Translatorische Radbewegungen in Längs- (l.), Quer- (m.) und Vertikalrichtung (r.) relativ zur Karosserie.....	123
<b>Abbildung 3.19:</b> Rotationsbewegungen der Räder um Längs- (l.), Quer- (m.) und Vertikalachse (r.) relativ zur Fahrzeugkarosserie .....	124
<b>Abbildung 3.20:</b> Rotationsgeschwindigkeiten des Rades für verschiedene Lenkradgeschwindigkeiten .....	125
<b>Abbildung 3.21:</b> Achsvergleich: Summenspurstangenkraftverlauf über Zahnstangenhub...	126
<b>Abbildung 3.22:</b> Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf die Summenspurstangenkraft der Federbein 1-Gelenkachse .....	127
<b>Abbildung 3.23:</b> Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf die Summenspurstangenkraft der Federbein 2-Gelenkachse .....	127
<b>Abbildung 3.24:</b> Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf die Summenspurstangenkraft der DQ-Achse.....	128
<b>Abbildung 3.25:</b> Auswirkung des Dauerlenkens auf die Spurstangenkraft .....	129
<b>Abbildung 3.26:</b> Normierte Summenspurstangenkraft bei geöffneter und betätigter Bremse .....	129
<b>Abbildung 3.27:</b> Achsvergleich: Summenspurstangenkraft über Zahnstangenweg bei Drehtellermessungen.....	130
<b>Abbildung 3.28:</b> Reifenlängs- (l.), Reifenquerkräfte (m.) und Reifenmomente (r.) beim Parkiermanöver .....	131
<b>Abbildung 3.29:</b> Reifenlängs- (l.), Reifenquerkräfte (m.) und Reifenmomente (r.) über Radbewegungen .....	132
<b>Abbildung 3.30:</b> Auswirkung des Dauerlenkens auf das Bohrmoment.....	132
<b>Abbildung 3.31:</b> Reifenlängs- (l.), Reifenquerkräfte (m.) und Reifenmomente (r.) bei betätigter und geöffneter Bremse .....	133
<b>Abbildung 3.32:</b> Skizze des Radersatzsystems am KnC-Achsprüfstand .....	134
<b>Abbildung 3.33:</b> Messtechnik und Signalverarbeitung am KnC-Achsprüfstand.....	135
<b>Abbildung 3.34:</b> Achsvergleich: Summenspurstangenkräfte am KnC-Achsprüfstand.....	137

<b>Abbildung 3.35:</b> Anteile der Summenspurstangenkraft für die 3 verschiedenen Achskonzepte .....	140
<b>Abbildung 3.36:</b> Vereinfachtes Reifenmodell für das Parkiermanöver nach (Matschinsky 2007; Neumann et al. 2022b) .....	141
<b>Abbildung 3.37:</b> Zusammensetzung des Gesamtmoments am Rad für Federbein 1-Gelenkachse (l.), Federbein 2-Gelenkachse (m.) und Doppelquerlenkerachse (r.)	142
<b>Abbildung 3.38:</b> Zusammensetzung des Gesamtmoments am Rad im Endanschlag für Federbein 1-Gelenkachse (l.), Federbein 2-Gelenkachse (m.) und Doppelquerlenkerachse (r.) .....	143
<b>Abbildung 3.39:</b> Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf das Bohrmoment.....	144
<b>Abbildung 3.40:</b> Einfluss der Radlast (l.) und des Fülldrucks (r.) auf die longitudinale Kraft im Gleitbereich .....	146
<b>Abbildung 3.41:</b> Einfluss der Radlast (l.) und des Fülldruck (r.) auf die Querkraft .....	147
<b>Abbildung 3.42:</b> Einfluss des Sturzwinkels auf die Längssteifigkeit (l.) und die Reibwerte in Längsrichtung (r.) .....	148
<b>Abbildung 3.43:</b> Einfluss des Sturzwinkels auf die Quersteifigkeit (l.) und die Reibwerte in Querrichtung (r.) .....	149
<b>Abbildung 3.44:</b> Einfluss des Sturzwinkels auf die Vertikalsteifigkeit .....	149
<b>Abbildung 3.45:</b> TekScan-Einbindung am KnC-Reifenprüfstand .....	150
<b>Abbildung 3.46:</b> Bildaufbereitung einer Bodendruckverteilung nach (Roempler Dellien 2019) .....	151
<b>Abbildung 3.47:</b> Radaufstandspunktermittlung einer Bodendruckmessung unter Sturz nach (Roempler Dellien 2019) .....	152
<b>Abbildung 3.48:</b> Definition pneumatischer Lenkrollradius nach (Weinberger 2023; Neumann et al. 2022a) .....	152
<b>Abbildung 3.49:</b> Größe der Aufstandsfläche bei verschiedenen Sturzwinkeln bei variierender Radlast (l.) und variierendem Fülldruck (r.) .....	153
<b>Abbildung 3.50:</b> Pneumatischer Lenkrollradius bei verschiedenen Sturzwinkeln bei variierender Radlast (l.) und variierendem Fülldruck (r.) .....	154
<b>Abbildung 3.51:</b> Reifenhüllkurve bei verschiedenen Fülldrücken und Einfluss auf pneumatischen Lenkrollradius .....	154
<b>Abbildung 3.52:</b> Messaufbau TekScan-Messungen mit Gesamtfahrzeug .....	155
<b>Abbildung 3.53:</b> Kipp- (l.) und Drehbewegungen (r.) der Kugelgelenke einer Federbein 1-Gelenkachse .....	156

<b>Abbildung 3.54:</b> Messaufbau für Dreh-Messungen am Reibmomentprüfstand .....	157
<b>Abbildung 3.55:</b> Messaufbau für Kipp-Messungen am Reibmomentprüfstand .....	159
<b>Abbildung 3.56:</b> Reibmoment (l.) und Bewegungswiderstandmomente (r.) des unteren Querlenkers .....	160
<b>Abbildung 3.57:</b> Einfluss des Faltenbalgs auf die Zahnstangenverschiebekraft.....	161
<b>Abbildung 3.58:</b> Virtueller KnC-Achsprüfstand mit Radersatzsystem.....	162
<b>Abbildung 3.59:</b> Verschiebung im Radmittelpunkt des linken Vorderrades am KnC- Achsprüfstand .....	164
<b>Abbildung 3.60:</b> Kraftverläufe der Messung und Simulation am KnC-Achprüfstand .....	166
<b>Abbildung 3.61:</b> Virtueller Reifenprüfstand: hier exemplarisch mit FTire-Reifenmodell, abgebildet nach (Cosin Scientific Software AG 2022).....	167
<b>Abbildung 3.62:</b> Virtueller Reibmomentprüfstand .....	169
<b>Abbildung 3.63:</b> Schematischer Aufbau des Lenkungsprüfstands für den unteren Lenkstrang.....	169
<b>Abbildung 3.64:</b> Summenspurstangenkraft Standard FTire bei 100 °/s (l.), 150 °/s (m.) und 200 °/s (r.) Lenkradgeschwindigkeit als Simulationseingangsgröße nach (Neumann et al. 2022b).....	171
<b>Abbildung 3.65:</b> Bohrmoment über Rotationsgeschwindigkeit für Messung und Simulation des Standard-FTires .....	172
<b>Abbildung 3.66:</b> Aufstandsfläche der Messung und Simulation des Standard FTires bei 0° (l.) und 9° Sturz (r.) .....	173
<b>Abbildung 3.67:</b> Bodendruckverteilung der Messung (l.) und Simulation des Standard FTires (r.) bei 9° Sturz .....	173
<b>Abbildung 3.68:</b> Kennwertsensitivitäten auf das Bohrmoment und Rückstellmoment des SupERRB Reifenmodells.....	176
<b>Abbildung 3.69:</b> Kennwertsensitivitäten auf die maximale Längs- und Querkraft des SupERRB Reifenmodells.....	176
<b>Abbildung 3.70:</b> Kennwertsensitivitäten auf die Steifigkeiten des SupERRB Reifenmodells .....	177
<b>Abbildung 3.71:</b> Normiertes Bohrmoment für MF-Swift mit Drehschlupfmodel nach (Pacejka 2012).....	178
<b>Abbildung 3.72:</b> Vergleich der Kräfte $F_x$ (l.), $F_y$ (m.) und $M_z$ (r.) bei einer Rotation mit Offset für den MF-Swift nach (Lugaro et al. 2022).....	179

<b>Abbildung 3.73:</b> Vergleich der Kräfte $F_x$ (l.), $F_y$ (m.) und $M_z$ (r.) bei einer Rotation mit Sturzwinkel für den MF-Swift nach (Lugaro et al. 2022).....	179
<b>Abbildung 4.1:</b> Normiertes Bohrmoment für verschiedene Lenkäste nach (Neumann et al. 2022a).....	183
<b>Abbildung 4.2:</b> Charakteristische Eigenschaften einer Längskraft-Reifenmessung.....	184
<b>Abbildung 4.3:</b> Kraftschwerpunktbeziehung bei Gesamtfahrzeug- (l.) und Relativbewegung bei einer Reifenmessung unter Sturz (r.) .....	186
<b>Abbildung 4.4:</b> Rückstellmomente der drei verschiedenen Methoden für Reifenmessungen unter Sturz.....	187
<b>Abbildung 4.5:</b> Überlagerte Bewegung am Reifen-Steifigkeitsprüfstand nach (Neumann et al. 2022b).....	189
<b>Abbildung 4.6:</b> Parameteridentifikation (l.) und Gleitreibungsmatrix (r.) für den optimierten FTire nach (Neumann et al. 2022b).....	190
<b>Abbildung 4.7:</b> Digitalisierung der Reifenaußenkontur.....	190
<b>Abbildung 4.8:</b> Bürstenmodell des MF-Swift nach (Lugaro et al. 2022) .....	191
<b>Abbildung 4.9:</b> Kraftschwerpunktverschiebung unter Sturz (l.) und Bewegung der Bürstenelemente beim Abrollen des Rades (r.) beim MF-Swift.....	192
<b>Abbildung 4.10:</b> Überlagerte Bewegung der Kontaktelemente in der Latschfläche des MF-Swifts (Lugaro et al. 2022) .....	193
<b>Abbildung 4.11:</b> Ergebnis der Reibungsmodellierung mit konstantem Reibwert .....	195
<b>Abbildung 4.12:</b> Ergebnis der Reibungsmodellierung durch Dämpfung.....	196
<b>Abbildung 4.13:</b> Approximierter Stribeck-Kurvenverlauf.....	197
<b>Abbildung 4.14:</b> Diskretisiertes Reibmodell (l.) und Koordinatenausrichtung (r.) nach (Pfitzer 2021) .....	198
<b>Abbildung 4.15:</b> Kräfteverlauf und Zusammenhang der Kraftvektoren im 2D-Dahl-Modell nach (Kato 2015) .....	199
<b>Abbildung 4.16:</b> Schaubild des Modellierungsansatzes für das dreidimensionale Reibelement .....	201
<b>Abbildung 4.17:</b> Parametrierungsschema des entwickelten Reibungsmodells.....	204
<b>Abbildung 4.18:</b> Schematischer Aufbau des virtuellen Lenkungsprüfstands, reduziert für Zahnstangenverschiebekraft.....	204
<b>Abbildung 4.19:</b> Vereinfachtes Modell für Parkieren.....	205

<b>Abbildung 4.20:</b> Vergleich der Längskräfte zwischen Fahrzeugmessungen (l.) und Komponentenmessung am KnC-Reifenprüfstand (r.) .....	210
<b>Abbildung 5.1:</b> Visualisierung der Bohrmomente am Flat-Trac und am KnC-Reifenprüfstand .....	213
<b>Abbildung 5.2:</b> Bohrmomente bei 0,5 °/s (l.), 4 °/s (m.) und 15 °/s (r.) Rotationsgeschwindigkeit für Simulation und Messung .....	216
<b>Abbildung 5.3:</b> Bohrmoment über Rotationsgeschwindigkeit für Messung und Simulation .....	216
<b>Abbildung 5.4:</b> Bodendruckverteilung für Messung (l.), Standard FTire (m.) und optimierten FTire (r.) bei 0° Sturz nach (Neumann et al. 2022b).....	217
<b>Abbildung 5.5:</b> Bodendruckverteilung für Messung (l.), Standard FTire (m.) und optimierten FTire (r.) bei 9° Sturz nach (Neumann et al. 2022b).....	218
<b>Abbildung 5.6:</b> Vergleich Standard FTire und optimierter FTire auf Gesamtfahrzeugebene bei Lenkradgeschwindigkeiten von 100 °/s (l.), 150 °/s (m.) und 200 °/s (r.) nach (Neumann et al. 2022b) .....	219
<b>Abbildung 5.7:</b> Boxplot-Diagramm der relativen Abweichungen der Summenspurstangenkraft für Standard FTire (l.) und optimierten FTire (r.) nach (Neumann et al. 2022b).....	220
<b>Abbildung 5.8:</b> Vergleich Standard FTire und optimierter FTire auf Gesamtfahrzeugebene nach Reibungsanpassung bei Lenkradgeschwindigkeiten von 100 °/s (l.), 150 °/s (m.) und 200 °/s (r.) .....	220
<b>Abbildung 5.9:</b> $F_x$ (l.), $F_y$ (m.) und $M_z$ (r.) bei einer Rotation mit Offset mit neuem MF-Swift Modellierungsansatz.....	223
<b>Abbildung 5.10:</b> $F_x$ (l.), $F_y$ (m.) und $M_z$ (r.) bei einem Sturzwinkel von 3° mit neuem MF-Swift Modellierungsansatz.....	224
<b>Abbildung 5.11:</b> $F_x$ (l.), $F_y$ (m.) und $M_z$ (r.) bei Gesamtfahrzeugmessung & -simulation mit neuem MF-Swift Modellierungsansatz.....	224
<b>Abbildung 5.12:</b> Vergleich des SupERRB Tires und des parkieroptimierten FTires auf Gesamtfahrzeugebene .....	226
<b>Abbildung 5.13:</b> Boxplot-Diagramm der relativen Abweichungen der Summenspurstangenkraft für optimierten FTire (l.) und SupERRB (r.) .....	227
<b>Abbildung 5.14:</b> Vergleich der Längs- (l.), Querkräfte (m) und Bohrmomente (r.) für SupERRB und parkieroptimierten FTire- .....	228

---

<b>Abbildung 5.15:</b> Bodendruckverteilung für Messung (l.), optimierten FTire (m.) und SupERRB (r.) bei 0° Sturz .....	229
<b>Abbildung 5.16:</b> Bodendruckverteilung für Messung (l.), optimierten FTire (m.) und SupERRB (r.) bei 6° Sturz .....	230
<b>Abbildung 5.17:</b> Bodendruckverteilung für Messung (l.), optimierten FTire (m.) und SupERRB (r.) bei 9° Sturz .....	230
<b>Abbildung 5.18:</b> Positive Kontaktfläche (l.) und effektiver Reibradius (r.) für optimierten FTire und SupERRB .....	231
<b>Abbildung 5.19:</b> Histogramm (l.) und Summe der Drücke entlang der Reifenbreite (r.) für optimierten FTire und SupERRB .....	232
<b>Abbildung 5.20:</b> Reifenmodellbenchmark Prognoseprozess .....	233
<b>Abbildung 5.21:</b> Summenspurstangenkraft (l.) und Differenzplot (r.) für optimierten FTire und SupERRB .....	233
<b>Abbildung 5.22:</b> Simulation mit unabhängigen Reibfreiheitsgraden.....	235
<b>Abbildung 5.23:</b> Vergleich der Reibmomente aus Messung und Simulation.....	236
<b>Abbildung 5.24:</b> Winkelgeschwindigkeit und Reibmoment aus Messung .....	237
<b>Abbildung 5.25:</b> Simulation mit 3D-Reibungsmodell .....	238
<b>Abbildung 5.26:</b> Simulation der Durchschiebekraft mit und ohne Faltenbalg .....	239
<b>Abbildung 5.27:</b> Resultat des vereinfachten Modells für ein Fahrzeug mit Federbein 2-Gelenkachse .....	240
<b>Abbildung 6.1:</b> Schematische Darstellung der neuen Prognosemethode.....	244
<b>Abbildung 6.2:</b> Vergleich bestehender (l.) und neu entwickelter (r.) Prognosemethode.....	246
<b>Abbildung 7.1:</b> Möglichkeit der Begrenzung des Zahnstangenhubs für Steer-by-Wire Anwendungen .....	255

---

## Tabellenverzeichnis

---

<b>Tabelle 1.1:</b> Wissenschaftliche Fragestellungen .....	37
<b>Tabelle 2.1:</b> Koordinatensysteme .....	40
<b>Tabelle 2.2:</b> Bauarten der Kugelgelenke einer Doppelquerlenkerachse.....	54
<b>Tabelle 2.3:</b> Freiheitsgrade und Spezifikationen des KnC-Prüfstandes nach (MTS Systems Corporation 2022a) .....	77
<b>Tabelle 2.4:</b> Spezifikationen des TekScan-Systems (Tekscan Inc 2018).....	82
<b>Tabelle 2.5:</b> Gliederung kommerzieller virtueller Reifenmodelle und entsprechender Literaturverweis nach (Weinberger 2023) .....	93
<b>Tabelle 2.6:</b> Modellparameter des SupERRB-Reifenmodells .....	98
<b>Tabelle 3.1:</b> Messstreuungen für verschiedene Prüfsituationen .....	107
<b>Tabelle 3.2:</b> Elastomerlagereinfluss bei einer Federbein 1-Gelenkachse.....	120
<b>Tabelle 3.3:</b> Elastomerlagereinfluss bei einer Federbein 2-Gelenkachse.....	120
<b>Tabelle 3.4:</b> Elastomerlagereinfluss bei einer Doppelquerlenkerachse.....	121
<b>Tabelle 3.5:</b> Einbausituation der Fahrzeuge am KnC-Achsprüfstand .....	136
<b>Tabelle 3.6:</b> Achsreibung und Gewichtsrückstellung eines Fahrzeugs mit Federbein 1- Gelenkachse .....	138
<b>Tabelle 3.7:</b> Achsreibung und Gewichtsrückstellung eines Fahrzeugs mit Federbein 2- Gelenkachse .....	138
<b>Tabelle 3.8:</b> Achsreibung und Gewichtsrückstellung eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse .....	139
<b>Tabelle 3.9:</b> Achsreibung und Gewichtsrückstellung eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse bei Ausbau von Komponenten .....	139
<b>Tabelle 3.10:</b> Berechnungsgrundlage für die Zusammensetzung der Summenspurstangenkraft.....	140
<b>Tabelle 3.11:</b> Einfluss der Reifenart auf das Bohrmoment .....	145
<b>Tabelle 3.12:</b> Einfluss der Reifendimension auf das Bohrmoment.....	145
<b>Tabelle 3.13:</b> Einfluss der Reifenart auf die longitudinale Kraft im Gleitbereich .....	146

<b>Tabelle 3.14:</b> Einfluss der Reifendimension auf die longitudinale Kraft im Gleitbereich ....	146
<b>Tabelle 3.15:</b> Einfluss der Reifenart auf die Querkraft im Gleit- und Haftbereich .....	147
<b>Tabelle 3.16:</b> Einfluss von Reifendimension auf die Querkraft im Gleit- und Haftbereich..	148
<b>Tabelle 3.17:</b> Einfluss der Radlast und des Fülldrucks auf den pneumatischen Lenkrollradius bei Fahrzeugmessungen.....	155
<b>Tabelle 3.18:</b> Bewegungsanteile der Kugelgelenke der verschiedenen Achskonzepte.....	157
<b>Tabelle 3.19:</b> Drehgeschwindigkeiten der Kugelgelenkvermessungen.....	158
<b>Tabelle 3.20:</b> Rotationen im Radmittelpunkt am KnC-Achsprüfstand .....	164
<b>Tabelle 3.21:</b> NMRSE der Bewegungsgrößen zur Bewertung des virtuellen KnC- Achsprüfstandes .....	165
<b>Tabelle 3.22:</b> Komponenteneinfluss auf die Summenspurstangenkraft bei Messung und Simulation .....	166
<b>Tabelle 4.1:</b> Bohrmomente bei verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten .....	182
<b>Tabelle 4.2:</b> Methoden für Reifenmessungen unter Sturz nach (Neumann et al. 2022a).....	185
<b>Tabelle 4.3:</b> Vergleich zweier Reifen für eine Gesamtfahrzeugmessung und eine Komponentenmessung .....	209
<b>Tabelle 4.4:</b> Faktoren zum Übertrag der Längs- und Querkräfte zwischen KnC- Reifenmessungen und Gesamtfahrzeugmessungen .....	209
<b>Tabelle 5.1:</b> Messstreuung am KnC-Reifenprüfstand .....	212
<b>Tabelle 5.2:</b> Vergleich der ermittelten, normierten Bohrmomente am Flat-Trac und am KnC-Reifenprüfstand mit Gesamtfahrzeugmessungen.....	213
<b>Tabelle 5.3:</b> Charakteristische Reifeneigenschaften in Korrelation zur Gesamtfahrzeugmessung .....	214
<b>Tabelle 5.4:</b> Abweichungen der simulierten Summenspurstangenkräfte mit Standard FTire und optimiertem FTire .....	219
<b>Tabelle 5.5:</b> Auswirkung der bestehenden Messstreuung auf ermittelte Kennwerte mit Hilfe des SupERRB Reifenmodells .....	221
<b>Tabelle 5.6:</b> Auswirkung der reduzierten Messstreuung auf ermittelte Kennwerte mit Hilfe des SupERRB Reifenmodells .....	222
<b>Tabelle 5.7:</b> Resultate des parkieroptimierten FTires und des SupERRB-Reifenmodells auf Gesamtfahrzeugebene anhand der Summenspurstangenkräfte.....	226
<b>Tabelle 5.8:</b> Resultate des parkieroptimierten FTires und des SupERRB-Reifenmodells auf Gesamtfahrzeugebene anhand der resultierenden Kräfte am Rad .....	229

---

<b>Tabelle 5.9:</b> Resultate des parkieroptimierten FTires und des SupERRB-Reifenmodells auf Gesamtfahrzeugebene anhand der Summenspurstangenkraft im Rahmen des Prognoseprozesses .....	234
<b>Tabelle 5.10:</b> Abweichung zwischen Messung und Simulation mit vereinfachtem Modell .	240
<b>Tabelle 5.11:</b> Abweichung zwischen Messung und Simulation mit vereinfachtem Modell gemittelt für verschiedene Radlast-Fülldruck Kombinationen .....	240
<b>Tabelle 5.12:</b> Abweichung zwischen Parametriervarianten für das vereinfachte Modell .....	241
<b>Tabelle 6.1:</b> Vergleich der Prognoseergebnisse mit alter und neuer Methode .....	247

---

## Abkürzungsverzeichnis

---

1-GL	(Federbein) Eingelenkachse
2D	Zweidimensional
2-GL	(Federbein) Zweigelenkachse
3D	Dreidimensional
BWM	Bewegungswiderstandsmoment
CAE	Computer Aided Engineering
CP	Contact Patch (deutsch: Aufstandsfläche des Reifens)
DIN	Deutsche Industrienorm
DoF	Degree of Freedom
DQ	Doppelquerlenker
EPS	Electric Power Steering
EPSapa	Achsparallele EPS
EPSc	Column EPS
EPSdp	Dual-Pinion EPS
EPSrc	Rack-Concentric EPS
EPSSp	Single-Pinion EPS
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FMU	Functional Moc-up Unit
FTC	Functional Tire Characteristics
HP	High-Performance Reifen
ISO-C	Radkoordinatensystem im Radmittelpunkt nach Tydex Konvention
ISO-H	Radkoordinatensystem im Radmittelpunkt nach Tydex Konvention
ISO-W	Radkoordinatensystem in der Latschfläche nach Tydex Konvention
KnC	Achsprüfstand (engl.: Kinematics & Compliance test rig)

LBM	Losbrechmoment
LRR	Lenkrollradius
LuGre	Lund-Grenoble
MF	Magic Formula
MKS	Mehrkörpersystem
NLS	Nachlaufstrecke
NMRSE	Normalized root mean squared error
oAW	Ohne Antriebswelle
oFB	Ohne Federbein
oST	Ohne Stabilisator
REMP	Reibmomentprüfstand
RLH	Radlasthebelarm
RMF	Reibmessfläche
RMN	Radmessnaben
RSC	Runflat-Reifen
RWF	Reibwertfläche
SUV	Sport Utility Vehicle
STD	Standard-Reifen
Tydex	Tire Data Exchange Format

---

# Symbolverzeichnis

---

## Lateinische Formelzeichen

Bezeichnung	Einheit	Beschreibung
$A$	$m^2$	Reifenaufstandsfläche
$b_{Reifen}$	$m$	Reifenbreite
$c_0$		Übergangsbereich Haft- und Gleitreibung MF-Swift
$C_1$	$m$	Integrationskonstante
$c_{c\psi}$	$Nm/rad$	Karkassensteifigkeit bei Rotation MF-Swift
$c_{cx}$	$N/m$	Karkassensteifigkeit in Längsrichtung MF-Swift
$c_{cy}$	$N/m$	Karkassensteifigkeit in Querrichtung MF-Swift
$c_{ex}$	$N/m$	Federelement in x-Richtung
$c_{ey}$	$N/m$	Federelement in y-Richtung
$c_{M\psi}$	$Nm/rad$	Torsionssteifigkeit MF-Swift
$c_{mex}$	$N/m$	Federelement in x-Richtung (Maxwell)
$c_{mey}$	$N/m$	Federelement in y-Richtung (Maxwell)
$c_{m\vartheta}$	$Nm/rad$	Federelement in $\vartheta$ -Richtung (Maxwell)
$c_{m\gamma}$	$Nm/rad$	Federelement in $\gamma$ -Richtung (Maxwell)
$c_{\vartheta}$	$Nm/rad$	Federelement in $\vartheta$ -Richtung
$c_{\gamma}$	$Nm/rad$	Federelement in $\gamma$ -Richtung
$d$		Spreizachse
$d_{ex}$	$Ns/m$	Dämpferelement in x-Richtung
$d_{ey}$	$Ns/m$	Dämpferelement in y-Richtung (Maxwell)
$d_{m\vartheta}$	$Ns/m$	Dämpferelement in $\vartheta$ -Richtung (Maxwell)
$d_{m\gamma}$	$Ns/m$	Dämpferelement in $\gamma$ -Richtung (Maxwell)

$d_\psi$	Ns/m	Parameter der Verdrehung für MF-Swift
$d\psi$		Rotation der Aufstandsfläche um Hochachse MF-Swift
$d_\vartheta$	Ns/m	Dämpferelement in $\vartheta$ -Richtung
$d_x$		Parameter der Verschiebung in x für MF-Swift
$d_y$		Parameter der Verschiebung in y für MF-Swift
$d_\gamma$	Ns/m	Dämpferelement in $\gamma$ -Richtung
$e$	m	Lateraler Abstand zur Radmitte am Steifigkeitsprüfstand
$F$	N	Maximale Kraftamplitude
$f$	N	Zeitabhängige Reibkraft Kugelgelenk
$fak_{Elakin}$		Faktor Elastokinematik zu Kinematik
$F_C$	N	Coulombsche Reibkraft
$F_{C,max}$	N	Maximalkraft
$F_{Faltenbalg}$	N	Kraft an den Faltenbälgen
$F_{Hydraulik}$	N	Hydraulikkraft am Lenkungsprüfstand
$F_{Hys}$	N	Hysteresekraft
$F_{max}$	N	Maximalkraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibkraft
$F_{Reib,Zst}$	N	Reibkraft an der Zahnstange
$F_{res}$	N	Resultierende Kraft
$\mathbf{f}_{R,LG}$	N	LuGre-Kraftvektor
$F_S$	N	Statische Reibkraft
$F_{SpSt}$	N	Spurstangenkraft
$F_{SpSt_{li}}$	N	Spurstangenkraft Links
$F_{SpSt_{re}}$	N	Spurstangenkraft Rechts
$F_{SSE}$		Fehlerquadratsumme
$F_{SuDiS}$	N	Summenspurstangenkraft maximal
$F_x$	N	Kraft in x-Richtung, longitudinale Kraft am Rad

$F_{xK\infty}$	N	Longitudinale Kraft in der Latschfläche MF-Swift
$F_y$	N	Kraft in y-Richtung, laterale Kraft am Rad
$F_{y\alpha\infty}$	N	Laterale Kraft in der Latschfläche MF-Swift
$F_Y$	N	Sturzseitenkraft
$F_z$	N	Radlast
$F_{Zst}$	N	Zahnstangenkraft
$F_{Zst,Elakin}$	N	Zahnstangenkraft bei Simulation mit Elastomerlagern
$F_{Zst,Hub}$	N	Zahnstangenkraftanteil resultierend aus Fahrzeughub
$F_{Zst,Kin}$	N	Zahnstangenkraft bei Simulation ohne Elastomerlagern
$F_{Zst,M_z}$	N	Zahnstangenkraftanteil resultierend aus Bohrmoment
$g(v)$		Geschwindigkeitsabhängige Reibcharakteristik
$h$	m	Lenkhebel
$h_{Reifen}$	m	Reifenhöhe
$h_{schmier}$	m	Schmierfilmdicke
$i$	1	Formexponent
$i_{Lg}$		Lenkgestängeübersetzung
$i_{lz}$		Lenkgestängeübersetzung
$J_{EPS}$	kg*m <sup>2</sup>	Trägheitsmoment Lenkgetriebe
$K$	1	Stabilisierungsfaktor
$K_C$		Tydex-C-Achsensystem
$K_e$		Raumfestes Koordinatensystem
$K_{Fzg}$		Fahrzeugfestes Koordinatensystem
$K_H$		Tydex-H-Achsensystem
$K_{Kg}$		Kugelgelenk Koordinatensystem
$K_\psi$	Nm/rad	Torsionssteifigkeit
$K_{Rad,i}$		Radträgerfestes Koordinatensystem
$K_S$		TekScan Tire Scan Koordinatensystem
$K_W$		Tydex-W-Achsensystem

$K_x$	N/m	Längssteifigkeit
$K_y$	N/m	Quersteifigkeit
$K_z$	N/m	Vertikalsteifigkeit
$l_{Fz}$	m	Radlasthebelarm vereinfachtes Modell
$l_i$	m	Lenkerlänge
$m_{Achse}$	kg	Achslast
$M_{BWM}$	Nm	Bewegungswiderstandsmoment
$M_{Fz}$	Nm	Gewichtsrückstellmoment
$M_{ges}$	Nm	Gesamtmoment
$M_{Hys}$	Nm	Hysteresemoment
$M_L$	Nm	Gesamtmoment um Lenkachse
$M_R$	Nm	Rückstellmoment
$M_{Reib}$	N	Reibmoment
$M_{res}$	Nm	Rückstellmoment
$\mathbf{M}_{R,ges}$	Nm	Gesamtreibmomentvektor
$\mathbf{M}_{R,KP}$	Nm	Reibmomentvektor pro Punkt
$M_x$	Nm	Moment um x-Achse
$M_y$	Nm	Moment um y-Achse
$M_\gamma$	Nm	Sturzinduziertes Moment
$M_z$	Nm	Moment um z-Achse, Bohrmoment
$M_{z,RMN}$	Nm	Bohrmoment gemessen mit Radmessnaben
$M_{z\varphi\infty}$	Nm	Erzeugtes Moment in der Latschfläche MF-Swift
$n$	m	Nachlaufstrecke
$NMRSE$		Normalized root mean squared error
$n_R$	m	Reifennachlauf
$n_\tau$	m	Nachlaufversatz
$\mathbf{n}_v$		Normierter Richtungsvektor
$p$	m	Relative Verschiebung

$q$	m	Radlasthebelarm
$q_{zij}$	N	Kontaktflächenkraft MF-Swift
$R$	m	Rauigkeit
$\mathbf{R}$		Rotationsmatrix
$\vec{R}_{ij}$		Matrix der Kontaktflächenelemente MF-Swift
$\mathbf{r}_{IK,rel}$	m	Relative Verschiebung
$\mathbf{r}_{IK,abs}$	m	Gemessener Abstandswert
$\mathbf{r}_{IK,abs0}$	m	Inertialer Abstandswert
$\mathbf{r}_{KP}$	m	Vektor vom Koordinatenursprung zum Punkt
$r_{Rad}$	m	Radradius
$r_{\sigma}$	m	Spreizungsversatz
$r_s$	m	Lenkrollradius
$S$		Sensitivitätsmatrix
$S_{ij}$		Sensitivitätskoeffizient
$t$	s	Zeit
$t_0$	s	Anfangszeit
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$\mathbf{v}_p$	m/s	Geschwindigkeit im Punkt
$v_s$	m/s	Stribeck Geschwindigkeit
$v_x$	m/s	Geschwindigkeit in x-Richtung
$v_y$	m/s	Geschwindigkeit in y-Richtung
$X$	m/s	Steigungsfaktor
$x$	m	Weg, Auslenkung
$x_0$	m	Abstand Rotationszentrum zu Mitte Aufstandsfläche in x
$x_{CoF_{x,y}}$	m	Kraftschwerpunkt innerhalb der Bodendruckverteilung
$x_{EAL}$	m	Verschiebung in x-Richtung im linken Endanschlag
$x_{EAR}$	m	Verschiebung in x-Richtung im rechten Endanschlag
$x_{SST_i}$	m	Spurstangenbewegung

$x_{Zst}$	m	Zahnstangenhub
$x_{z,x,y}$	m	Vektoren der vertikalen Kraft in x- und y-Richtung
$y_{EAL}$	m	Verschiebung in y-Richtung im linken Endanschlag
$y_{EAR}$	m	Verschiebung in y-Richtung im rechten Endanschlag
$y_0$	m	Abstand Rotationszentrum zu Mitte Aufstandsfläche in y
$y_{0c}$	m	Abstand Mitte Aufstandsfläche zu Kraftschwerpunkt in y
$y_{ref}$		Referenzwert
$y_{sim}$		Simulierter Wert
$z$		Zustand LuGre, Zustandsvariable Borsten
$z_0$	m	Anfangszustand
$z_{EAL}$	m	Verschiebung in z-Richtung im linken Endanschlag
$z_{EAR}$	m	Verschiebung in z-Richtung im rechten Endanschlag
$z_{Rad}$	m	Radhub in z-Richtung
$\Delta h$	m	Veränderung des Lenkhebels beim Lenkvorgang
$\Delta q_{Zst}$	m	Änderung des Zahnstangenhubs
$\Delta_{z,VA}$	m	Änderung des Fahrzeughubs

### Griechische & kyrillische Formelzeichen:

Bezeichnung	Einheit	Beschreibung
$\beta$	°	Gierwinkel
$\delta$	°	Lenkwinkel am Rad
$\delta_L$	°	Lenkraddrehung
$\delta_S$		Stribeck-Formfaktor
$\partial X_j$		Eingangsgröße Sensitivitätsanalyse
$\partial Y_j$		Ausgangsgröße Sensitivitätsanalyse
$\epsilon$		Maschinengenauigkeit
$\gamma$	°	Sturzwinkel

$\mu$		Reibkoeffizient, Reibwert
$\mu_{gx}$		Gleitreibwert in x-Richtung
$\mu_{gy}$		Gleitreibwert in y-Richtung
$\mu_{hx}$		Haftreibwert in x-Richtung
$\mu_{hy}$		Haftreibwert in y-Richtung
$\mu_k$		Dynamischer Reibwert
$\mu_{Reib}$		Reibwert, Reibbeiwert
$\mu_s$		Statischer Reibwert
$\omega$	1/s	Winkelgeschwindigkeit
$\omega_{LR}$	1/s	Lenkgeschwindigkeit
$\varphi$	°	Rotationswinkel um die z-Achse
$\varphi_{Raum,SpSt}$	°	Spurstangenraumwinkel
$\varphi_{Ri}$	°	Rotationswinkel am Lenkgetriebe
$\varphi_T$		Krümmung der Bahn des Kraftschwerpunkts MF-Swift
$\psi$	°	Rotationswinkel um die y-Achse
$\rho$	m	Radlasthebelarm
$\rho_{ij}$	N	Kraft in Kontaktfläche MF-Swift
$\sigma_0$	N/m	Steifigkeitsparameter
$\sigma_1$	kg/s	Mikroviskose Dämpfung
$\sigma_2$	kg/s	Viskose Dämpfung
$\tau$	°	Nachlaufwinkel
$\theta$	°	Rotationswinkel
$\vartheta$		Elemente der Reifengürtelstruktur (SupERRB)
$\theta_K$		Parameter der Kostenfunktion
$\zeta$		Steifigkeitsfaktor

---

# 1 Motivation und Aufbau der Arbeit

---

*Die Hauptmotivation dieser Arbeit ist es eine neue Prognosemethode zur Ermittlung der resultierenden Zahnstangenkräfte beim Manöver „Parkieren im Stand“ zu entwickeln. Eine valide und zuverlässige Prognose ist für die virtuelle Lenkungsauslegung unerlässlich, damit bereits in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase die richtige Dimensionierung und Auslegung des Lenksystems geschehen kann. Die aus dieser Problemstellung resultierenden wissenschaftlichen Fragestellungen werden in diesem Abschnitt definiert und beleuchten die für diese Arbeit notwendigen Messungen, Analysen, Modellierungen und Prozessschritte. Es folgt eine Beschreibung des Aufbaus dieser Arbeit.*

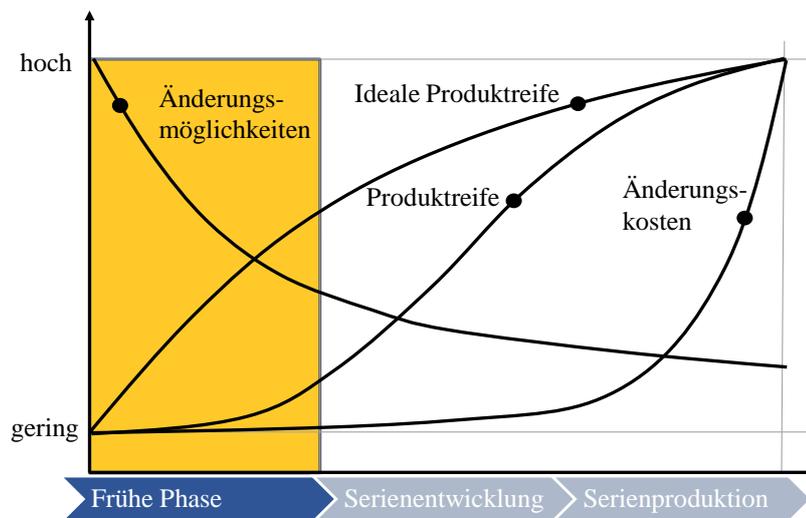
## 1.1 Motivation

Die Automobilindustrie ist heute mehr denn je von einem zunehmenden, teils disruptiven Wettbewerb geprägt, der zu steigendem Kostendruck und dem Ziel einer Verkürzung der Entwicklungszeiten führt (Meywerk 2007; Heißing 2008; Schömann 2012; Oliver Wyman 2018; KPMG Automotive Institute 2019). Zudem steigen die Kundenanforderungen und die durch Gesetze festgelegte Regulatorik und Anforderungen an verschiedene Komponenten und Systeme im Fahrzeug (Braun et al. 2020; Bratzel 2019). Gekoppelt mit neuen Technologien, wie der Elektrifizierung und Automatisierung, von einer immer größer werdenden Anzahl von Fahrzeugbaureihen und Derivaten, steht die Automobilindustrie vor einer großen Herausforderung (Pelka 2018; KPMG Automotive Institute 2019).

Um diese Herausforderungen im Fahrzeugentwicklungsprozess beherrschen zu können, werden in der frühen Entwicklungsphase virtuelle Modelle von Komponenten oder Systemen eingesetzt (Heißing 2008; Pischinger und Seiffert 2016). Durch diesen Einsatz können virtuelle Prototypen erstellt und deren Verhalten simuliert werden (Eigner et al. 2014). In der Simulation, die auch unter den Begriff Computer Aided Engineering (CAE) fällt, können neue Varianten, konstruktive Änderungen oder äußere Prämissen angepasst und deren komplexe Zusammenhänge mit Hilfe von Sensitivitätsanalysen untersucht werden (Zimmer 2015). Zudem strebt die Entwicklung in die Richtung Fahrzeugfunktionen simulativ abzusichern (Halfmann und Holz-

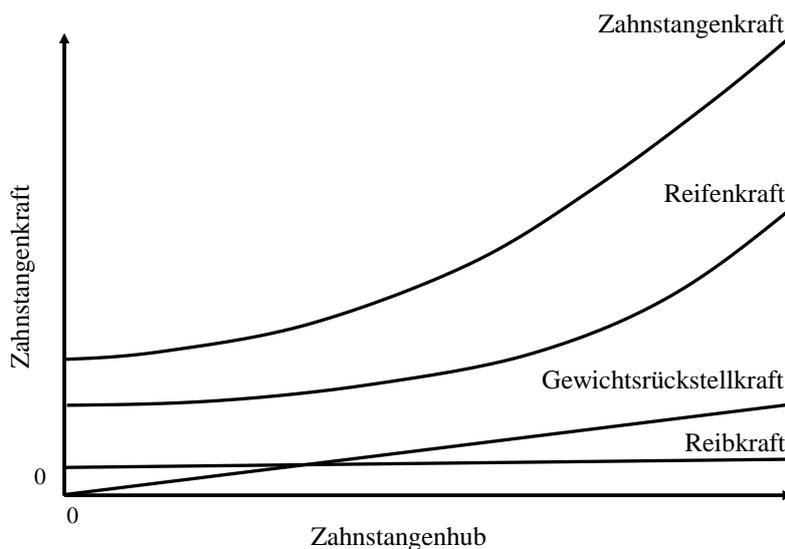
mann 2003; Röski 2012). So kann der Einsatz von Prototypen in Hardware und teuren Messaufbauten, welche kosten- und zeitintensiv in der Herstellung sind, reduziert werden (Seiffert und Rainer 2008; Heißing 2008).

Zudem sind, wie in Abbildung 1.1 dargestellt ist, die Änderungsmöglichkeiten in diesem frühen Fahrzeugentwicklungszyklus hoch und die Änderungskosten gering (Ehret und Kleinaltenkamp 1998; Leistner 2019). Das bedeutet, dass es technisch sowie wirtschaftlich von Bedeutung ist, potenzielle Fehlerquellen möglichst früh zu detektieren und die Fahrzeug- und Komponenteneigenschaften festzulegen (Böttrich 2015).



**Abbildung 1.1:** Fahrzeugentwicklungszyklus nach (Steber und Lachmayer 2019)

Als komplexes mechatronisches System gilt dies insbesondere für die Lenkung. Das Lenksystem prägt maßgeblich den Fahrkomfort, die Fahrdynamik und die Sicherheit und gehört zu den kostenintensivsten Komponenten im Fahrwerk (Pfeffer und Harrer 2013; Schramm et al. 2020). Deshalb ist es wichtig, bereits in der frühen Entwicklungsphase eine robuste und exakte Prognose von Kennwerten, die die Dimensionierung des Lenksystems maßgeblich beeinflussen, zu erstellen. Eine der wichtigsten Größen zur Auslegung des Lenksystems, zur Dimensionierung der Zahnstange und des Power Packs, ist die maximal auftretende Zahnstangenkraft und deren Verlauf über die Zahnstangenverschiebung. Die maximale Zahnstangenkraft wird bei dem Manöver „Parkieren im Stand“ ermittelt (van der Jagt 1999). Bei diesem Manöver wird das Fahrzeug bei Stillstand und betätigter Bremse in den rechten und linken mechanischen Endanschlag der Lenkung gelenkt (Rill 2011). Bedingt durch die charakteristischen Eigenschaften dieses Manövers ergibt sich ein in Abbildung 1.2 visualisierter Verlauf der Zahnstangenkraft.



**Abbildung 1.2:** Zusammensetzung der Zahnstangenkraft nach (Schmitt 2003; Weinberger 2023)

Es wird ersichtlich, dass die Zahnstangenkraft überwiegend von den resultierenden Reifenkräften bestimmt wird. Die Gewichtsrückstellung und die in der Achse auftretende Reibung komplettieren den Verlauf der Gesamtkraft.

Die Herausforderung in der frühen Entwicklungsphase besteht darin, diese auftretende Zahnstangenkraft einige Jahre vor Fahrzeugproduktion zu prognostizieren. Werden zu hohe Kräfte vorhergesagt, werden kostenintensivere Lenksysteme als benötigt, erworben. Bei einer Prognose von zu geringen Kräften sind Änderungen in der späten Fahrzeugentwicklungsphase nötig. Durch Absicherungsmessungen in der späten Entwicklungsphase, wenn erste Prototypen in Hardware vorhanden sind, können etwaige Fehler der Prognose korrigiert werden. Dies führt allerdings zu einem erheblichen Mehraufwand und hohen Kosten.

Damit die Prognose der maximalen Zahnstangenkraft zukünftiger Fahrzeuge präziser wird, sind ein Verständnis der Wirkkette beim Parkieren aufzubauen und Faktoren, wie der Einfluss des Achskonzepts, zu untersuchen. Zudem sind Komponenteneinflüsse, Ungenauigkeiten in Messprozeduren sowie Modellierungs- und Parametrierungspotentiale zu identifizieren. Nach einer Analyse dieser Aspekte sind Verbesserungen in den Messprozeduren sowie exaktere Modellierungen und Parametrierungen vorzunehmen. Hauptmotivation dieser Arbeit ist es, im Anschluss eine verbesserte Prognosemethode für die resultierende Zahnstangenkraft künftiger Fahrzeuge zu definieren.

Zusätzlich soll ein, mit den gewonnenen Erkenntnissen, vereinfachtes, mathematisches Modell modelliert werden, um bereits in der Grundauslegungsphase eines Fahrzeugs Aussagen über die auftretenden Zahnstangenkräfte tätigen zu können.

## 1.2 Wissenschaftliche Fragestellungen

In dieser Arbeit soll eine verbesserte Prognosemethode der Zahnstangenkraft entwickelt werden. Dazu werden die Wirkkette beim Parkiermanöver erläutert sowie die bestehende Prognosemethode und Komponenteneinflüsse auf die resultierende Zahnstangenkraft analysiert. Mit dem Aufbau von virtuellen Prüfständen, werden Modellierungsschwächen in MKS- und Reifenmodellen identifiziert. Zudem sollen die virtuellen Achsmodelle mit dynamischen Reibeffekten in Form von Reibungsmodellen innerhalb der Kugelgelenke ausgestattet werden. Es soll eine verbesserte Messprozedur für Reifen und ein parkierspezifischer Parametrierungsprozess für virtuelle Reifenmodelle entwickelt werden. Mit der gesteigerten Simulationsgüte der Reifenmodelle soll eine Bewertung durchgeführt werden, wie gut sich die Reifenmodelle für das Parkiermanöver und den Prognoseprozess eignen. Zusätzlich wird ein vereinfachtes mathematisches Modell für das Parkiermanöver entwickelt, anhand dessen Sensitivitätsanalysen durchgeführt werden können und welches bereits in der sehr frühen Entwicklungsphase Prognosen von auftretenden Zahnstangenkräften ermöglichen soll.

Aus diesen Zielsetzungen ergeben sich die in Tabelle 1.1 visualisierten, auf das Parkiermanöver und den Prognoseprozess bezogenen Fragestellungen, die in dieser Arbeit beantwortet werden.

**Tabelle 1.1:** Wissenschaftliche Fragestellungen

Nummer	Fragestellung
1	Welche Wirkzusammenhänge resultieren beim Parkiermanöver?
2	Aus welchen Anteilen besteht die Zahnstangenkraft für verschiedene Achskonzepte?
3	Welche Schwächen weist die bestehende Prognosemethode der Zahnstangenkraft auf?
4	Wie kann die Messstreuung bei Reifen- und Gesamtfahrzeugmessungen reduziert werden?
5	Wie kann anhand von Reifenmessungen der Reifen identifiziert werden, welcher im Fahrzeugversuch die höchsten Zahnstangenkräfte hervorruft?
6	Wie können Komponenteneinflüsse und Modellierungsschwächen identifiziert werden?
7	Wie können reale Prüfstandssituationen virtuell nachgestellt werden?
8	Wie lässt sich ein Reifenmodell für das Parkiermanöver parametrieren?
9	Welches Reifenmodell eignet sich am besten für das Parkiermanöver und den Prognoseprozess?
10	Wie kann Kugelgelenksreibung modelliert und integriert werden?
11	Wie lässt sich eine neue Prognosemethode für die auftretende Zahnstangenkraft realisieren?
12	Wie genau ist ein vereinfachtes mathematisches Modell für Parkieren?

### 1.3 Aufbau der Arbeit

In Abschnitt 2 werden die Grundlagen der für die lenkungsauslegungsrelevanten Koordinatensysteme, Komponenten, Prüfstände, virtuelle Modelle und deren Beschreibungsmöglichkeiten sowie die Mechanismen des Manövers „Parkieren im Stand“ erläutert.

In Abschnitt 3 folgt eine Analyse der bestehenden Prognosemethode für die auftretende Zahnstangenkraft und eine Untersuchung der Optimierungsmöglichkeiten. Zudem werden Gesamtfahrzeug-, KnC-, Reifen-, Reibmomentprüfstands- und Lenkungsprüfstandsmessungen zum Aufbau eines Wirkkettenverständnisses und virtuelle Prüfstände zur Identifikation von Modellierungspotentialen realisiert.

Abschnitt 4 dient zur Beschreibung der Methodik zur Identifikation des Worst-Case-Reifens und zur Darstellung der Reproduzierbarkeitserhöhung von Reifenmessungen, inklusive der Möglichkeit zur Messung des Reifens unter Sturz und seiner Längs- und Quereigenschaften. Zudem werden eine parkierspezifische Parametrierungsprozedur, neue Modellierungsansätze für Reifenmodelle, ein dreidimensionales Reibelement zur Darstellung von Kugelgelenksreibung und ein vereinfachtes mathematisches Modell für Parkieren vorgestellt.

In Abschnitt 5 werden die Modellierungs- und Parametrierungsverbesserungen validiert und ein Reifenmodellvergleich hinsichtlich Parkieren und der Prognosemethode durchgeführt. Zudem wird das dreidimensionale Reibelement für Kugelgelenke in ein MKS-Modell implementiert und bewertet. Ferner wird eine Analyse und eine Bewertung des vereinfachten mathematischen Modells vorgestellt.

In Abschnitt 6 wird der neue Prozess zur Prognose der auftretenden Zahnstangenkräfte, mit Hilfe der Verbesserungen aus den vorherigen Kapiteln, beschrieben und bewertet sowie der Einsatz des vereinfachten Modells diskutiert.

Die Arbeit wird durch eine Zusammenfassung und einen Ausblick in Abschnitt 7 abgeschlossen.

---

## 2 Grundlagen

---

*In diesem Abschnitt werden die für diese Arbeit relevanten Grundlagen und der Stand der Technik erörtert. Diese umfassen die Erläuterung der verwendeten Koordinatensysteme, die Beschreibung verschiedener Fahrzeugachsen und deren Komponenten sowie den Aufbau und die Funktionen von Reifen und Lenkung. Weiterhin wird das Manöver „Parkieren im Stand“ mit dessen Einflüssen, Wechselwirkungen und dessen Relevanz für den Lenkungsauslegungsprozess beschrieben. Die für diese Arbeit zugrundeliegenden Messprozeduren und Prüfstände werden illustriert. Abschließend werden die Grundlagen der Modellbildung für Parkieren sowie die Modellierung von Mehrkörpersystemen, Reifenmodellen und Reibung aufgezeigt.*

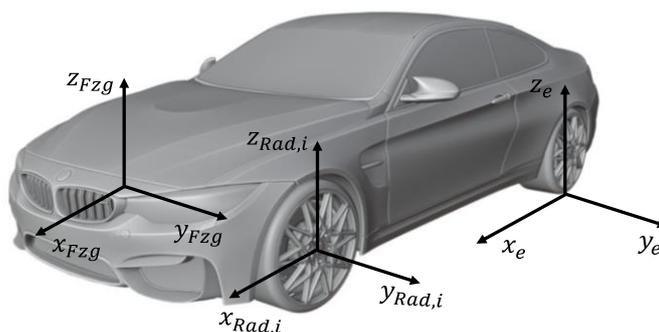
### 2.1 Koordinatensysteme

Zum Verständnis der in dieser Arbeit beschriebenen Fahrzeug- und Komponentenbewegungen sowie der Kraft- und Momentenübertragungspfade, werden in diesem Kapitel zunächst die Koordinatensysteme definiert. Die nachfolgend beschriebenen Definitionen des Fahrzeugkoordinatensystems und der -bewegung beziehen sich nach SCHRAMM (Schramm et al. 2020) auf die Normen DIN 70000 (Deutsches Institut für Normung e.V. 1994), DIN 70020 (Deutsches Institut für Normung e.V. 1993), DIN ISO 7401 (International Organisation for Standardisation 1989), DIN ISO 8855 (DIN ISO 2011) und SAE J670e (SAE 2008). Abbildung 2.1 zeigt die Lage und Ausrichtung des Fahrzeugkoordinatensystems  $K_{Fzg}$ , des ortsfesten Inertialsystems  $K_e$  und des Radkoordinatensystems  $K_{Rad}$ , welches an späterer Stelle exakter definiert wird. Tabelle 2.1 listet die oben genannten und folgenden Koordinatensysteme und deren Bezeichnungen auf.

**Tabelle 2.1:** Koordinatensysteme

Formelzeichen	Beschreibung
$[O_e, x_e, y_e, z_e]$	Raumfestes Koordinatensystem $K_e$
$[O_{Fzg}, x_{Fzg}, y_{Fzg}, z_{Fzg}]$	Fahrzeugfestes Koordinatensystem $K_{Fzg}$
$[O_{Rad,i}, x_{Rad,i}, y_{Rad,i}, z_{Rad,i}]$	Radträgerfestes Koordinatensystem $K_{Rad,i}$ , $i = 1, \dots, 4$
$[O_{Kg}, x_{Kg}, y_{Kg}, z_{Kg}]$	Kugelgelenk Koordinatensystem $K_{Kg}$
$[O_C, x_C, y_C, z_C]$	TYDEX-C-Achsensystem $K_C$
$[O_W, x_W, y_W, z_W]$	TYDEX-W-Achsensystem $K_W$
$[O_H, x_H, y_H, z_H]$	TYDEX-H-Achsensystem $K_H$
$[O_S, x_S, y_S]$	TekScan Tire Scan Koordinatensystem $K_S$

Der Ursprung des Fahrzeugkoordinatensystems  $K_{Fzg}$  kann, je nach Anwendungsfall, in verschiedene Positionen des Fahrzeugs gelegt werden. So kann etwa der Fahrzeugschwerpunkt, der Punkt mittig des Radstands auf Höhe des Fahrzeugschwerpunkts, der gefederte Massenschwerpunkt oder der Mittelpunkt der Vorderachse gewählt werden (DIN ISO 2011). In dieser Arbeit wird der Mittelpunkt der Vorderachse als Ursprungspunkt definiert, da sich gegenüber den schwerpunktabhängigen Koordinatensystemen der Vorteil ergibt, dass dieser bereits in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase und in der virtuellen Entwicklungsumgebung zielgenau positioniert werden kann (Schramm et al. 2020). Die  $x_{Fzg}$ -Achse des Fahrzeugkoordinatensystems zeigt in die Fahrzeuglängsrichtung nach vorne. Die Hochachse des Fahrzeugs wird durch die  $z_{Fzg}$ -Achse beschrieben, welche nach oben zeigt. Die  $y_{Fzg}$ -Achse komplettiert das rechtshändige Koordinatensystem und zeigt in die Querrichtung des Fahrzeugs nach links. Dargestellt sind die Koordinatensysteme in Abbildung 2.1.

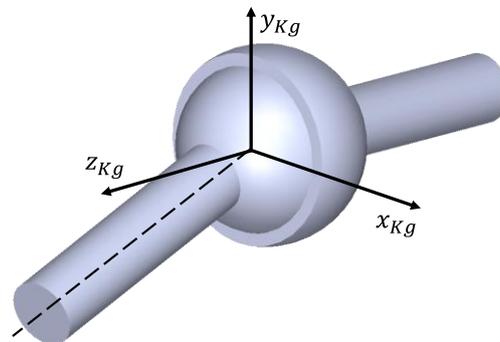
**Abbildung 2.1:** Fahrzeugkoordinatensysteme nach (Matschinsky 2007)

Während der Fahrt führt der Fahrzeugaufbau räumliche Bewegungen aus, zu deren Beschreibung das beschriebene Fahrzeugkoordinatensystem verwendet wird. Diese Bewegungen werden in die drei translatorischen Freiheitsgrade „Zucken“, „Schieben“ und „Heben“ sowie die drei rotatorischen Freiheitsgrade „Wanken“, „Nicken“ und „Gieren“ unterteilt. Zucken beschreibt die Fahrzeuglängsbewegung entlang der  $x_{Fzg}$ -Achse. Schieben die Querbewegung

des Fahrzeugaufbaus und Heben beschreibt den Hub entlang der  $z_{Fzg}$ -Achse. Die rotatorischen Bewegung des Wankens beschreibt die Rotation um die  $x_{Fzg}$ -Achse, Nicken die Bewegung um die  $y_{Fzg}$ -Achse und Gieren das Drehen um die  $z_{Fzg}$ -Achse.

Das rechtsdrehende Inertialkoordinatensystem  $K_e$  ist fahrbahnfest. Dadurch lassen sich die Relativbewegungen der anderen Koordinatensysteme in Relation dazu beschreiben. Die  $x_e$ - und die  $y_e$ -Achse liegen in der Fahrbahnebene. Die  $z_e$ -Achse zeigt nach oben.

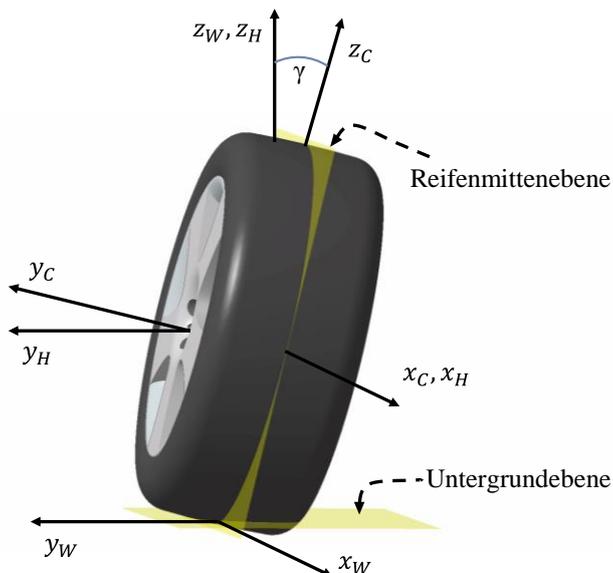
Abbildung 2.2 zeigt die in dieser Arbeit verwendete Definition der rechtsdrehenden Koordinatensysteme der Kugelgelenke  $K_{Kg}$ , welche sich im Zentrum der Kugelschale bzw. des Kugelzapfens befinden.



**Abbildung 2.2:** Kugelgelenkkoordinatensystem

Die  $z_{Kg}$ -Achse zeigt in Richtung der Symmetrieachse des nicht ausgelenkten Kugelzapfens. Der rotatorische Freiheitsgrad um die  $z_{Kg}$ -Achse wird als „Drehen“ bezeichnet. Die rotatorischen Bewegungen um die  $x_{Kg}$ - und  $y_{Kg}$ -Achse des Kugelgelenks werden als „Kippen“ beschrieben.

In Abbildung 2.3 werden die in der TYDEX-Arbeitsgruppe definierten Reifenkoordinatensysteme dargestellt (Unrau et al. 1997). Die TYDEX-Reifenkoordinatensysteme definieren einen einheitlichen Standard zur Beschreibung der Reifenlage und -bewegung und werden vor allem als Standard für den Austausch von Reifenmessdaten verwendet (Unrau et al. 1997). Im Gegensatz zur in ISO 8855 festgelegten Fahrbahn, welche planar dargestellt ist, kann die Fahrbahnoberfläche nach TYDEX auch gekrümmt sein (Unrau et al. 1997).



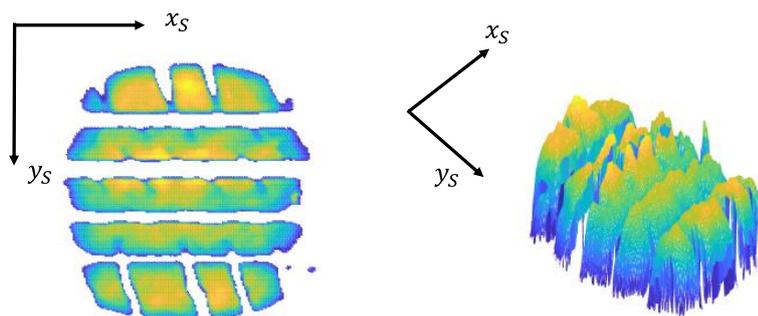
**Abbildung 2.3:** Tydex Radkoordinatensysteme nach (Unrau et al. 1997; Roempler Dellien 2019)

Die TYDEX-Arbeitsgruppe hat drei verschiedene Koordinatensysteme zur genauen Beschreibung des Reifenverhaltens mit unterschiedlichem Ursprung und Eigenschaften definiert. Das dargestellte  $C$ -Achsensystem befindet sich in der Mittenebene des Radmittelpunkts. Die  $x_C$ -Achse liegt in der Mittelebene des Rades und ist parallel zur Fahrbahn ausgerichtet. Die  $z_C$ -Achse deutet nach oben entlang der Hochachse des Reifens. Die  $y_C$ -Achse liegt in der Drehachse des Rades. Die Besonderheit des  $C$ -Achsensystem liegt darin, dass sich die  $y_C$ -Achse und  $z_C$ -Achse bei einer Sturzänderung um den Winkel  $\gamma$  mitdrehen.

Der Ursprung des dargestellten TYDEX- $W$ -Achsensystems liegt in der Fahrbahnoberfläche. Die  $x_W$ -Achse liegt auf dem Schnittpunkt der Radmittenebene und dem Boden. Die  $z_W$ -Achse steht senkrecht, nach oben zeigend, zur Fahrbahn. Die  $y_W$ -Achse wird durch die Projektion der Spreizachse auf die Fahrbahnoberfläche definiert.

Das  $H$ -Achsensystem, dargestellt in Abbildung 2.3 hat seinen Ursprung im Mittelpunkt des Rades. Die  $x_H$ -Achse liegt in der Mittelebene des Rades und ist parallel zum Boden ausgerichtet. Die  $y_H$ -Achse steht senkrecht zur  $x_H$ -Achse und befindet sich zusammen mit der  $x_H$ -Achse in einer Ebene parallel zum Boden. Die  $y_H$ -Achse ergibt sich aus der Projektion der Drehachse des Rades auf die  $x_H y_H$ -Ebene. Die  $z_H$ -Achse zeigt nach oben und steht senkrecht zur Fahrbahnoberfläche.

In dieser Arbeit wird zudem die Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung von Reifen beschrieben. Diese werden sowohl messtechnisch als auch simulativ für virtuelle Reifenmodelle erfasst. Abbildung 2.4 zeigt die Definition des Koordinatensystems, welches sich in der Bodenebene befindet und nur aus den Achsen  $x_S$  und  $y_S$  besteht.



**Abbildung 2.4:** Koordinatensystem der Aufstandsfläche

## 2.2 Fahrwerk

Die Komponenten, welche die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik des Fahrzeugs beeinflussen, werden unter dem Begriff Fahrwerk zusammengefasst. Diese umfassen die verschiedenen Teilsysteme, wie etwa die Achse, den Radträger oder die Räder. Zu den Funktionen des Fahrwerks gehören ebenjene, welche zur Führung des Fahrzeugs benötigt werden. Dazu zählen unter anderem das Lenken, Bremsen, Antreiben, Federn, Dämpfen und der Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn mittels der Reifen. Fahrbefehle werden über Aktuatoren und mit Hilfe von regelnden und assistierenden Funktionen übermittelt und umgesetzt (Heißing 2008). Das bedeutet, dass das Fahrwerk ein mechatronisches System ist. Die Gestaltung und Positionierung der mechanischen Komponenten in Kombination mit den aktiven Systemen, wie etwa verstellbaren Dämpfern, Federn und Stabilisatoren, definieren die Bewegung der Räder und damit die Fahrdynamik, die Fahrsicherheit und den Komfort.

## 2.3 Einzelradaufhängungen

Die Achse beschreibt historisch geprägt eine starre Querverbindung zwischen zwei Rädern. In der heutigen Zeit trifft dies lediglich noch auf Fahrzeuge mit Starr- und Halbstarrachsen zu (Haken 2011). Durch die Entwicklung von Einzelradaufhängungen ist es möglich die Räder, welche auf dem Radträger angebracht sind, unabhängig voneinander über Lenker mit dem Achsträger zu verbinden. (Heißing 2008)

Einzelradaufhängungen bestehen aus starren Gliedern, die durch Gelenke beweglich miteinander verbunden sind. Die dadurch entstehende kinematische Kette hat zur Aufgabe, die zur Führung des Fahrzeugs benötigten Freiheitsgrade zu ermöglichen (Matschinsky 2007). Wie der Begriff Einzelradaufhängung bereits suggeriert, werden die beiden Räder einer Achse so geführt, dass sie sich unabhängig voneinander in vertikaler Richtung bewegen können. Durch die drehbare Lagerung des Rades, um dessen Querachse, am Radträger kommt ein Freiheitsgrad hinzu. Besitzt das Rad einen weiteren Freiheitsgrad für die Drehung um dessen vertikale Achse,

handelt es sich um gelenkte Achsen (Schramm et al. 2020). Durch die Einführung des beschriebenen Freiheitsgrads in vertikaler Richtung verbessern sich der Fahrkomfort und die Straßenlage des Fahrzeugs. Zudem ermöglicht eine Einzelradaufhängung gegenüber Starrachsen eine größere kinematische und elastokinematische Auslegungsfreiheit und geringere ungefederte Massen (Matschinsky 2007). Durch die Trennung der beiden Räder tritt keine gegenseitige Beeinflussung auf, wodurch auch bei unsymmetrischen Belastungen die nötige Stoßdämpferwirkung erzeugt wird. Dadurch ist das Konzept der Einzelradaufhängungen weit verbreitet und ist bei über 90% aller modernen Personenkraftwagen verbaut (Heißing 2008; Unterreiner 2013). Durch den fehlenden Belastungsausgleich und die unabhängige Bewegungsfreiheit der Räder wird der Einbau eines Stabilisators notwendig. Dadurch ändern sich Achskenngrößen wie der Sturz, die Spur und die Spurweite beim Federn des Fahrzeugs (Schnelle 1990). Zudem ist die Einzelradaufhängung kostenintensiver und weist eine geringere Robustheit als die Starrachsen auf (Pauly et al. 2013).

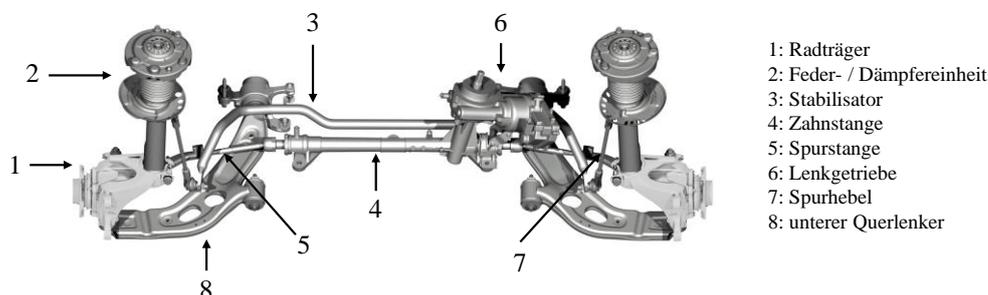
Radaufhängungsarten lassen sich durch die Anzahl und Anordnung ihrer Lenker und damit einhergehend der kinematischen Eigenschaften unterscheiden (Schramm et al. 2020). In dieser Arbeit werden, die sich bei der BMW Group für die Vorderachse in Anwendung befindlichen, MacPherson-Federbeinradaufhängungen, ausgeführt als Federbein 1-Gelenkachse und Federbein 2-Gelenkachse sowie Doppelquerlenkeraufhängungen betrachtet.

### **2.3.1 Federbein 1-Gelenkachse**

Bei der Federbein 1-Gelenkachse handelt es sich um eine Federbeinachse bei der der untere Querlenker als Sichel lenker ausgeführt ist. Bei der Federbein 2-Gelenk-Achse ist der untere Lenkverbund aufgelöst. Eine Beschreibung der Federbein 2GL-Achse wird in Abschnitt 2.3.2 gegeben.

Die MacPherson-Federbeinaufhängung ist eine Einzelradaufhängung, bei der das Federbein, bestehend aus der Aufbaufeder, der Kolbenstange und dem Dämpferrohr, neben der Federung und Schwingungsdämpfung, auch Radführungsaufgaben übernimmt. Neben den aufbauseitigen Gummilagern und Kugelgelenken am Radträger sind bei dieser Aufhängungsform, kinematisch betrachtet, auch Drehschubgelenke verbaut. Der Radträger ist somit fest mit dem Dämpfer, bestehend aus Dämpferrohr und Kolbenstange, verbunden, dessen obere Hälfte am Fahrzeugaufbau gelagert ist. Die Schraubenfeder ist räumlich schräg und exzentrisch zur Kolbenstange positioniert. Unterhalb der Radmitte verfügt die MacPherson-Federbeinaufhängung über einen 3-Punkt-Sichel-Lenker, welcher über zwei Querlenkerlager drehbar am Fahrzeugaufbau gelagert ist und zur Führung des Radträgers beiträgt. Die Längsfederung erfolgt durch Querbewegungen des hinteren Lenkerarms in einem weichen Gummilager, wobei die gewählte Pfeilung der Spurstange gegenüber dem Querarm des Dreiecklenkers für das gewünschte elastische Eigenlenkverhalten sorgt. Beim Lenkvorgang wird die Bewegung der Zahnstange zu den Spurstangen und über die Spurhebel an den Radträger weitergeleitet, welcher sich um die Lenkachse bewegt.

Die Quer- und Längskräfte werden über den Sichellenker abgestützt. Eine Darstellung dieses Achskonzepts findet sich in Abbildung 2.5. (Ersoy und Gies 2017; Schramm et al. 2020)



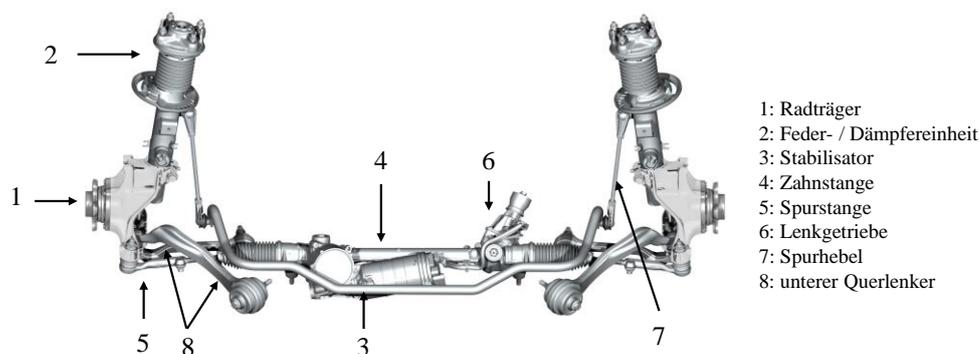
**Abbildung 2.5:** Federbein 1-Gelenkachse

Die Vorteile dieser Bauform sind die geringen ungefederten Massen und damit einhergehend geringere Kräfte in den Gelenken sowie eine Gewichts-, Kosten-, und Bauraumersparnis. Für das Feder- und Dämpferverhalten des Fahrzeugs ist zudem vorteilhaft, dass ein langer Federweg realisierbar ist. Durch eine Federbein 1GL-Achse ergeben sich lineare Lenkeigenschaften und eine geringe Achsreibung. Zudem wird ein geringer Lenkleistungsbedarf benötigt und es werden geringe Zahnstangenkräfte bei einem Parkiermanöver erzeugt. Die Nachteile liegen in den ungünstigen Gestaltungsmöglichkeiten der kinematischen Eigenschaften und der Geräuschisolierung. Zudem kann die erhöhte Positionierung der oberen Lagerungen das Design und somit die Aerodynamik und den Fußgängerschutz des Fahrzeugs negativ beeinflussen. Durch den hohen Spreizungsversatz ergibt sich ein großer Störkrafthebelarm. Bedingt durch die wirkende Querkraft auf die Kolbenstange erhöht sich die Reibung und der Verschleiß. Zudem wird auf eine Tragfeder mit Querkraftausgleich gesetzt und der Verbau einer Luftfeder ist nicht möglich. Dennoch bietet diese Bauweise einen guten Kompromiss zwischen Fahrkomfort, Fahrverhalten, Packaging und Wirtschaftlichkeit. Diese MacPherson- Federbeinaufhängung wird vornehmlich in Kompakt- und Mittelklassefahrzeugen oder leichten LKW's eingesetzt. (Matschinsky 2007; Fischer 1967; Ersoy und Gies 2017)

### 2.3.2 Federbein 2-Gelenkachse

Bei der Federbein 2-Gelenk-Achse wird der unten platzierte Sichellenker, wie in Abbildung 2.6 dargestellt, durch einen Querlenker und eine Zug- oder Druckstrebe ersetzt. Durch die Separierung kann der vorhandene Bauraum besser zur Fahrzeugauslegung genutzt werden. So kann etwa ein günstigerer Brems-Stützwinkel gewählt werden. Ebenso ergeben sich geringere Störkrafthebelarme als bei einer 1-GL-Federbeinachse. Die geringen ungefederten Massen sowie der relativ kostengünstige Einsatz sind Vorteile gegenüber der Doppelquerlenkerachse, die in Abschnitt 2.3.3 beschrieben wird. Nachteilig zu betrachten sind die wirkenden Querkräfte auf der Kolbenstange und dass auch bei der 2-GL-Federbeinachse die Umsetzung einer Luftfeder nicht optimal umsetzbar ist. Der Vorteil der freieren kinematischen Auslegung des hier be-

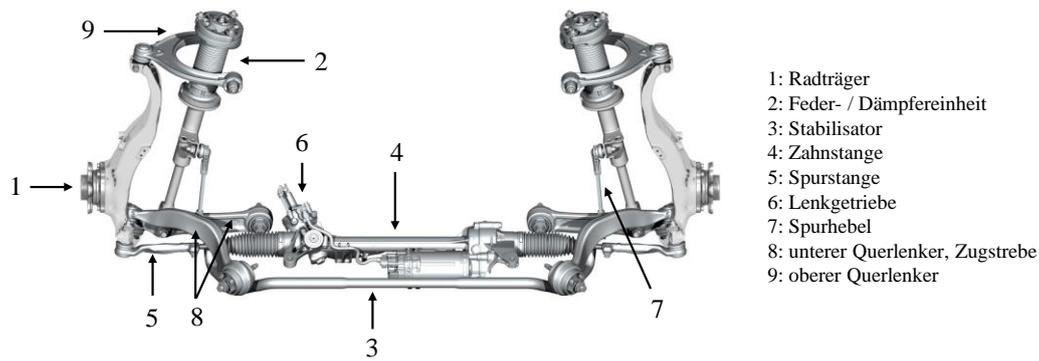
schriebenen Achssystem gegenüber einer 1-GL-Federbeinachse, gereichen allerdings im Hinblick auf die Lenkeigenschaften zum Nachteil. So verhalten sich 2-GL-Federbeinachsen im Allgemeinen weniger linear. Wie auch bei der 1-GL-Federbeinachse sind die Bauhöhe und das mit anderen Konzepten verglichene Ansprechverhalten, welches sich durch das Biegemoment im Dämpfer ergibt, als negative Aspekte aufzuführen. (Matschinsky 2007; Ersoy und Gies 2017; Patentschrift: Application filed by Ford Motor Co 1953)



**Abbildung 2.6:** Federbein 2-Gelenkachse

### 2.3.3 Doppelquerlenkerachsen

Doppelquerlenkeraufhängungen bestehen aus zwei 3-Punkt-Lenkern, welche am Radträger jeweils unterhalb und oberhalb der Radmitte befestigt sind. Durch einen weiteren Lenker, den Spurlenker, können die Räder ausgelenkt werden. Durch die zweifache Anbindung der 3-Punkt-Lenker am Aufbau, können die Querlenker neben den Querkräften auch die Längskräfte aufnehmen. Radseitig sind die Lenker über Kugellager mit dem Radträger, aufbauseitig über harte Gummilager mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Feder und Dämpfer sowie die Pendelstütze des Stabilisators sind mit dem unteren Querlenker verbunden. Dargestellt ist eine Doppelquerlenkerachse in Abbildung 2.7. Durch die Änderung der sechs frei wählbaren Anbindungspunkte besteht ein großes kinematisches Auslegungspotential. So lassen sich Spur, Sturz sowie Wank- und Nickpole günstig auslegen, was neben einer geringen Spurweitenänderung und einer hohen Quersteifigkeit, zu einer Erhöhung des Fahrkomforts und Fahrsicherheit führt. Zudem wirkt kaum Querkraft auf der Kolbenstange und der Kolbendurchmesser kann frei gewählt werden. Ein Einsatz einer Luftfeder zur Erhöhung des Fahrkomforts ist möglich und durch den oberen Querlenker wandert die Spreizachse nach außen, wodurch geringere Störkrafthebelarme und Antriebshebelarme vorliegen. Aus diesen Gründen werden Doppelquerlenkeraufhängungen vorwiegend in Oberklasse-Fahrzeugen sowie SUVs und Sportwagen verbaut (Unterreiner 2013). Als nachteilig sind bei der Doppelquerlenkerachse die Wirtschaftlichkeit, die hohen ungefederten Massen und das Packaging zu nennen. (Schramm et al. 2020; Ersoy und Gies 2017; Matschinsky 2007)

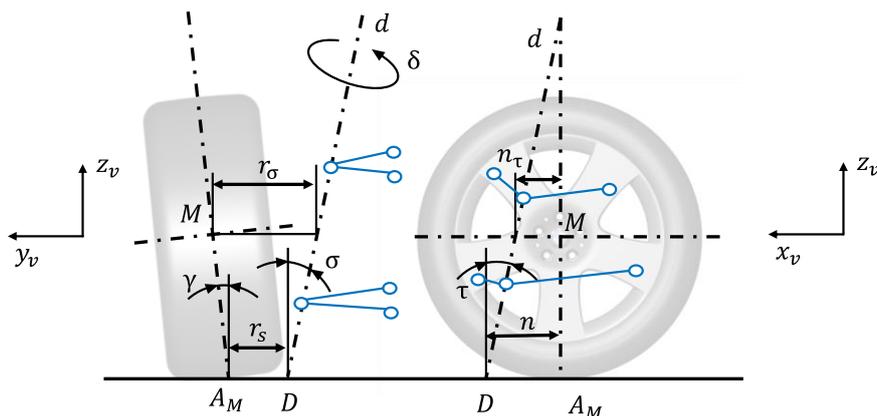


**Abbildung 2.7:** Doppelquerlenkerachse

## 2.4 Achskenngrößen der Lenkgeometrie

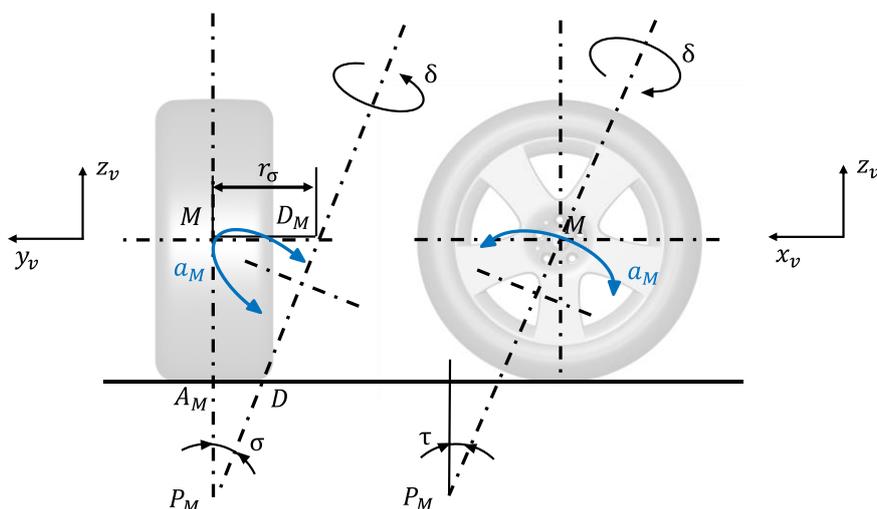
Nachdem die Komponenten und verschiedenen Aufhängungstypen der Achse beschrieben worden sind, soll im Folgenden die Achskinematik beim Lenkvorgang erläutert werden. Die Kinematik ist ein Teilgebiet der Mechanik und beschreibt die geometrische Bewegung von Körpern, ohne die Berücksichtigung von Zeit, Kraft, Masse und Trägheit des Systems (Schiehlen und Eberhard 2017). Die Kinematik der Radaufhängung beschreibt die Lage des Rades in Abhängigkeit des Hubes und der Auslenkung. So sind die kinematischen Eigenschaften der Radaufhängung in DIN 700200 Fahrwerkkenngößen definiert (Deutsches Institut für Normung e.V. 1986). Die nachfolgend beschriebenen Kenngrößen ergeben sich aus der jeweiligen Lage der Gelenkpunkte, auch „Anlenkpunkte“, zum jeweiligen Zeitpunkt der Betrachtung.

Beim Lenkvorgang wird der, von den Spurstangen geführte, Radträger um die sogenannte Spreizachse  $d$ , auch als Lenkachse bezeichnet, ausgelenkt (vgl. Abbildung 2.8). Die Spreizachse ist gegenüber der z-Achse um den Spreizungswinkel  $\sigma$  und den Nachlaufwinkel  $\tau$  geneigt angeordnet und beschreibt eine imaginäre Verbindung der beiden Kugelgelenke zwischen den Achslenkern und dem Radträger. Diese beiden Winkel der Lenkachse sind beim Einschlagen des Lenkwinkels  $\delta$  für die Änderung des Radsturzes  $\gamma$  verantwortlich. Die Spreizachse  $d$  durchstößt die Fahrbahnebene im Punkt  $D$ , dessen horizontaler Abstand zum Radaufstandspunkt  $A$  in der Draufsicht als Lenkrollradius  $r_\tau$  bezeichnet wird. In der Seitenansicht wird dieser Abstand entlang der Längsachse des Rades Nachlaufstrecke  $n$  genannt. Die entsprechenden Abstände sind bei Bezug auf die Radmitte  $M$  als Spreizungsversatz  $r_\sigma$  und Nachlaufversatz  $n_\tau$  gekennzeichnet und sind, wie deren Pendant in der Fahrbahnebene, über den Lenkwinkel  $\delta$  veränderliche Kennwerte.



**Abbildung 2.8:** Definition der Lenkinematikgrößen nach (Matschinsky 2007)

Der in der Seitenansicht der Abbildung 2.9 abgebildete Pol  $P_M$  beschreibt den Schnittpunkt der vertikalen Ebene durch die Radmitte  $M$  und der Spreizachse  $d$ . Beim Lenkvorgang wird ersichtlich, dass die Radmitte  $M$  eine geneigte Kreisbahn  $a_M$  beschreibt, während die Lenkachse  $d$  und der Schnittpunkt  $D_M$  fixiert sind. Dieser Kreisbogen durch  $M$  um den Pol  $P_M$  nähert das elliptische Bild der Bahnkurve  $a_M$  an, deren Tangente in der Geradeausstellung der Räder unter dem Nachlaufwinkel  $\tau$  geneigt ist. Anhand der beschriebenen elliptischen Bahnkurve  $a_M$  wird deutlich, dass eine Überlagerung von translatorischen und rotatorischen Bewegungen beim Lenken stattfindet. Zudem ist ersichtlich, dass sich durch die Form der elliptischen Bahn, bedingt durch die beschriebene Kinematik, eine Anhebung und Senkung der Karosserie ergibt. Das Moment, welches zu dieser Anhebung nötig ist, wird als Gewichtsrückstellung bezeichnet und wird in Abschnitt 2.4.2 ausführlich beschrieben. (Matschinsky 2007)



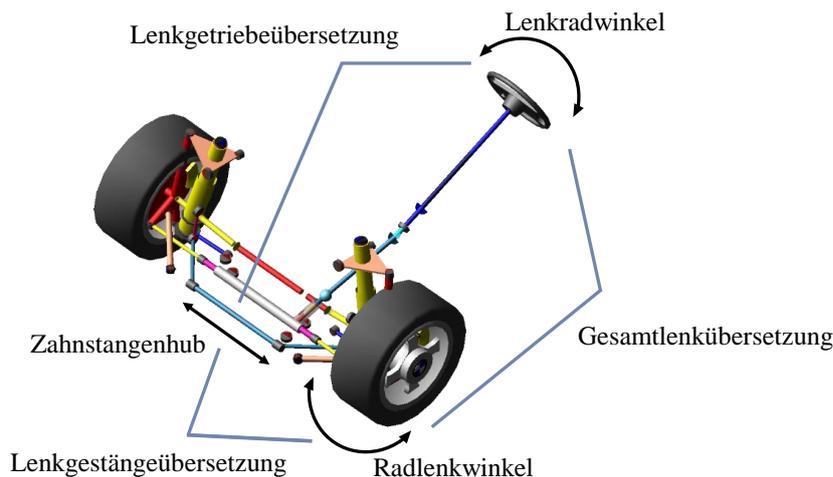
**Abbildung 2.9:** Radführung der Vorderachse nach (Matschinsky 2007)

Deswegen soll eine weitere Kenngröße eingeführt werden. Über den sogenannten Radlastbelastarm  $q$  kann der Einfluss der Radlast auf die Lenkung beschrieben werden. Wenn die Lenkachse geneigt angeordnet ist und die Wirkrichtung der Radlast die Lenkachse nicht schneidet, erzeugt die wirkende Radlast ein Moment um die Hochachse (Matschinsky 2007; Trzesniowski

2014; Pfeffer und Harrer 2013; Gillespie 2021). Gemeinsam mit der Radlast erzeugt der Hebelarm, der sich auf die z-Achse bezieht, ein Moment um die Hochachse (Matschinsky 2007; Trzesniowski 2014; Pfeffer und Harrer 2013). In Geradeausstellung der Räder, unter Annahme einer konventionellen Lenkgeometrie mit fester Lenkachse, kann der Radlasthebelarm aus dem Lenkrollradius, dem Nachlaufwinkel, der Nachlaufstrecke und dem Spreizungswinkel berechnet werden (Pischinger und Seiffert 2016). Bei einer virtuellen Lenkachse kann der Radlasthebelarm nicht mehr aus den beschriebenen Winkelbeziehungen bestimmt werden (Matschinsky 2007).

Ein Aspekt zur Berechnung und Übersetzung der wirkenden Bewegungen, Kräfte und Momente beim Lenkvorgang ist die Lenkübersetzung. Die Lenkübersetzung beschreibt den Zusammenhang zwischen Lenkung und Rädern (Buschardt 2003). Sie definiert zum einen, wie der Lenkradwinkel über das Lenkgetriebe und das Lenkgestänge an den Rädern umgesetzt wird (siehe Abbildung 2.10). Zum anderen wirkt die Übersetzung auf das resultierende Lenkmoment am Lenkrad in Folge von wirkenden Rückstellmomenten an den Rädern (Henker 1993). Die Gesamtlenkübersetzung, mit deren Hilfe das Rückstellmoment an den Rädern auf das resultierende Lenkmoment am Lenkrad berechnet werden kann, ist definiert als Verhältnis von Lenkradwinkel zum Lenkwinkel der Räder.

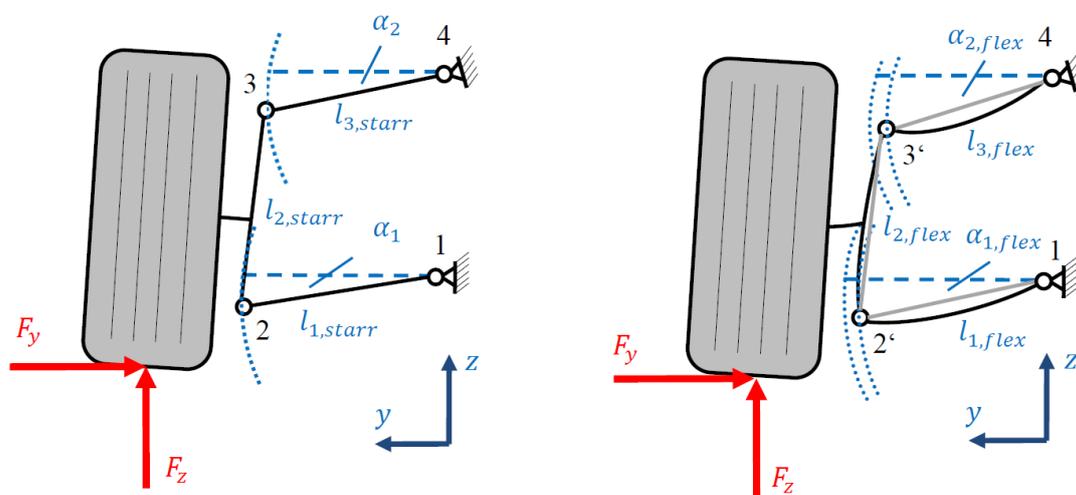
Eine direkte Lenkübersetzung ist, durch den geringeren Lenkradwinkeleinschlag, für geringe Fahrgeschwindigkeiten und Parkieren von Vorteil (Haken 2011; Matschinsky 2007; Heißing 2008; Blundell und Harty 2014). Die Gesamtlenkübersetzung wird durch die Kinematik des Lenkgestänges und durch das Lenkgetriebe bestimmt (Buschardt 2003). Sie resultiert aus dem Produkt von Lenkgetriebe- und Lenkgestängeübersetzung. Die Lenkgetriebeübersetzung beschreibt das Verhältnis von Lenkradwinkel zu Zahnstangenhub, während die Lenkgestängeübersetzung das Verhältnis des Radlenkwinkels zum Zahnstangenhub charakterisiert. Damit kann mit Hilfe der Lenkgestängeübersetzung das Rückstellmoment an den Rädern in eine resultierende Zahnstangenkraft bzw. in ein Lenkgetriebemoment umgerechnet werden (Heißing 2008).



**Abbildung 2.10:** Übersetzungsverhältnisse an der Vorderachse

### 2.4.1 Radaufhängungselastokinematik

Bei Betrachtung der Elastizität von Bauteilen, also der Veränderungen der Gestalt fester Körper unter äußeren Kräften, neben der reinen Kinematik, fällt dies in das Gebiet der Elastokinematik (Ersoy und Gies 2017). Bei verschiedenen Fahrmanövern ergibt sich durch ebene äußere Kraft eine Verformung der festen Körper des Fahrwerks und der elastischen Gummilager. Die entstehende Verformung erzeugt eine Bewegung, welche allgemein als Elastokinematik bezeichnet wird (Trzesniowski 2014; Dixon 2009). Diese Bewegung setzt sich aus Drehungen und Verzerrungen des Bauteils zusammen und wird als Deformation betitelt (Genta und Morrello 2009). Abbildung 2.11 zeigt den Unterschied zwischen kinematischen (l.) und elastokinematischen (r.) Bewegungen einer Doppelquerlenkerachse bei auftretenden Kräften. Durch die auftretende Verformung der Querlenker bei elastokinematischer Betrachtung, ergibt sich eine veränderte Bewegungssituation. Seitenkräfte werden durch Gummilager gedämpft (Ersoy und Gies 2017).



**Abbildung 2.11:** Ideale Verformung Kinematik (l.) und Elastokinematik (r.) nach (Kracht et al. 2015)

Zu beachten ist, dass eine reine Zug- oder Druckbelastung auf einen Lenker zu sehr kleinen Verformungen führt, da die Steifigkeit des Bauteils in Längsrichtung sehr hoch ist (Kracht 2020). Des Weiteren treten bei dynamischen Lastfällen höhere Verformungen auf. Bei der Implementierung von Elastokinematik in ein MKS-Modell wird vor allem zwischen der Durchbiegung von Bauteilen und der Modellierung von Gummilagern unterschieden.

### 2.4.2 Gewichtsrückstellung beim Lenkvorgang

Dadurch, dass die Lenkachse, wie in Abbildung 2.8 gezeigt, nicht senkrecht zur Fahrbahn ausgerichtet ist, ändert sich der Abstand der Radmitte zur Fahrbahnebene beim Lenkvorgang. Dabei wird der Vorderwagen angehoben oder abgesenkt (Ersoy und Gies 2017; Trzesniowski 2014; Pfeffer und Harrer 2013). Somit hat die Radlast einen Einfluss auf das aufzubringende Lenkmoment, da ein rückstellendes Moment wirkt (Ersoy und Gies 2017; Trzesniowski 2014; Milliken und Milliken 1995). Kinematisch wird die Anhebung des Fahrzeugs mittels Radlasthebelarm  $q$ , welcher die Änderung der Höhenlage des Vorderwagens über den Lenkwinkel beschreibt, skizziert. Der auf die vertikale Achse bezogene Radlasthebelarm ist nach Gleichung (2.1):

$$q = r_0 * \tan \tau + r_{\tau,k} * \tan \sigma. \quad (2.1)$$

Der Radlasthebelarm  $q$  wird als positiv definiert, wenn das von der Radlast erzeugte Moment rückstellend, also entgegen dem aufzubringenden Lenkmoment, wirkt. Man spricht von einer Gewichtsrückstellung, weil die Räder durch die, an der nicht senkrecht zur Fahrbahn ausgerichteten Spreizachse wirkenden Radlast, in die Geradeausstellung bewegt werden. Bei einem positiven Radlasthebelarm  $q$  führt ein positiver Lenkwinkel  $\delta$ , also ein kurveninnerer Radeinschlag, zu einer Anhebung dieser Seite der Karosserie und damit zu einer Gewichtsrückstellung. Durch das Anheben und Absenken des Vorderwagens ändert sich zudem die Schwerpunktlage des Fahrzeugs und somit auch die am Rad wirkende Vertikalkraft  $F_z$ . Die Gewichtsrückstellung ist nur bei langsamer Fahrt und beim Parkiermanöver von Bedeutung, da bei dynamischeren Manövern die Rückstellmomente der Seitenkräfte überwiegen (Pfeffer und Harrer 2013).

In der Literatur lassen sich zudem noch andere Herleitungen der Gewichtsrückstellung finden. MATSCHINSKY (Matschinsky 2007) definiert, wie oben beschrieben, ausgehend vom Arbeitssatz den Radlasthebelarm als Ableitung der Fahrzeughubbewegung nach dem Lenkwinkel. Aus dem Hebelarm kann wiederum die Gewichtsrückstellung abgeleitet werden. REIMPELL (Reimpell und Betzler 2000) teilt die vertikal wirkende Kraft in zwei Komponenten, wobei nur eine der beiden eine rückstellende Funktion innehat. Er definiert den Radlasthebelarm als den Abstand, der auf die Radachse verschobenen Vertikalkraft von der Lenkachse, welcher vom Lenkrollradius, dem Spreizungswinkel, der Nachlaufstrecke und dem Nachlaufwinkel abhängt. Der rückstellende Anteil der Vertikalkraft erzeugt dann mit diesem Hebelarm die Gewichtsrückstellung. Bei MACK (Mack 2009) wird der Radlasthebelarm ähnlich definiert. Allerdings trägt

die volle Vertikalkraft zur Gewichtsrückstellung bei. Es existieren zudem weitere Methoden zur Beschreibung der Gewichtsrückstellung. Diese verfolgen den Ansatz die Hubbewegung des Fahrzeugs und das Moment der Vertikalkraft um die Lenkachse miteinander zu kombinieren (Gillespie 2021; Barton und Fieldhouse 2018).

## 2.5 Weitere Achskomponenten

Da bei einer Analyse der auftretenden Kräfte bei Durchlenkversuchen immer auch die Achse mit ihren einzelnen Komponenten eine große Rolle spielt, soll an dieser Stelle ein kurzer Einblick in einige weitere Achskomponenten und deren Funktion gegeben werden. Diese betreffen die Feder-/Dämpfereinheit, den Stabilisator, die Kugelgelenke und die Elastomerlager. Da im weiteren Verlauf dieser Arbeit die Kugelgelenke und die dort auftretende Reibung eine bedeutende Rolle spielen, wird dieser Abschnitt ausführlicher als die der anderen Komponenten betrachtet.

### 2.5.1 Feder-/ Dämpfereinheit und Stabilisator

Bedingt durch Unebenheiten der Straße, vollziehen die Räder eine vertikale Bewegung, die durch die Feder- und Dämpfereinheit abgeschwächt und zur Karosserie weitergeleitet werden. Damit beeinflussen Feder- und Dämpfereinheit maßgeblich den Fahrkomfort, die Fahrsicherheit und das Kurvenverhalten des Fahrzeugs (Schramm et al. 2020).

Die Aufbaufedern liefern, durch rückstellend wirkende Kräfte, bedingt durch deren Vorspannung, eine gegenläufige Bewegung zu den fahrbahninduzierten Stößen. Sie wandeln dabei kinetische in potentielle Energie um, die beim Entspannen der Feder über den Dämpfer reduziert wird (Adamski 2014). Je nach Ausführung der Federeinheit wird die Wirkung über die Torsion der Federwindung (Schrauben-, Blatt-, Torsionsstabfedern) oder durch Zu- und Abschalten von Zusatzvolumen (Luftfeder) erreicht. (Schramm et al. 2020; Ersoy und Gies 2017)

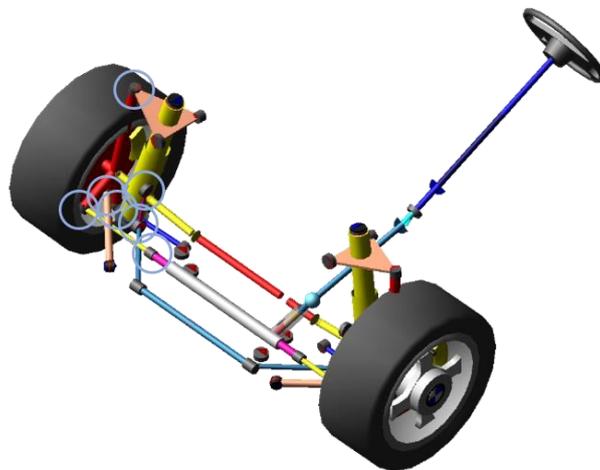
Die Dämpfereinheit ist für die Reduzierung der Vertikalschwingungen der gefederten Massen sowie für die Normalkraftschwankungen der Räder zuständig. In der Dämpfereinheit wird ein Teil der kinetischen Energie der schwingenden Masse in Wärmeenergie umgewandelt. Aufbau-dämpfer werden in passiver, semiaktiver und aktiver Ausführung eingesetzt (Shibahata 2005). Bei einer MacPherson-Achse ist die Feder-/Dämpfereinheit radführend und beeinflusst maßgeblich das Fahrzeugverhalten beim Lenken. (Schramm et al. 2020; Ersoy und Gies 2017)

Stabilisatoren werden bei Achsen mit Einzelradaufhängungen zur Verringerung der Wankneigung eingesetzt und können das Eigenlenkverhalten des Fahrwerks verbessern (Lenthaparambil 2015; Schramm et al. 2020). Ein Stabilisator wird in der Regel in Form einer U-förmigen Drehstabfeder realisiert. Dabei sind die Enden mit den Anlenkpunkten der Radaufhängungen verbunden. Durch die Kopplung der Kraftwirkung zwischen den Rädern, kann ein Torsionsmoment im Aufbau durch die Verdrehung des Torsionsstabes erzeugt werden, wenn die Räder

unterschiedliche Einfederungen erfahren. Dieses Moment erhöht die Wanksteifigkeit des Fahrzeugs. Zudem können Stabilisatoren aktiv ausgeführt sein, was bedeutet, dass die freien Enden eines geteilten Stabilisators mit Aktuatoren verbunden werden, die gezielt das Eigenlenkverhalten, je nach Fahrsituation, beeinflussen können. (Ersoy und Gies 2017; Schramm et al. 2020)

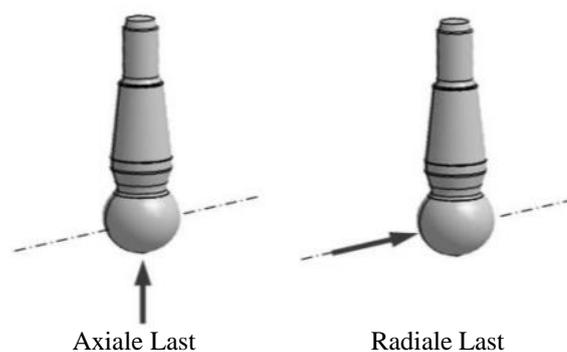
### 2.5.2 Kugelgelenke

Die beweglichen Radträger werden bei Fahrzeugen über Lenker mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Diese Verbindungen werden, wie in Abbildung 2.12 dargestellt, radträgerseitig über Kugelgelenke realisiert.



**Abbildung 2.12:** Anordnung der Kugelgelenke einer DQ-Achse (Pfitzer 2021)

Kugelgelenke bestehen aus zwei ineinandergreifenden, sphärischen Grundkörpern, die durch einen Schmierfilm voneinander getrennt sind. Sie verfügen über drei rotatorische Freiheitsgrade, sodass sowohl Hub- als auch Lenkbewegungen des Fahrzeugs ermöglicht werden. Durch den Aufbau der beiden Körper ist der translatorische Freiheitsgrad gesperrt. Neben der Sicherstellung der Bewegungsübertragung, werden Kräfte und Momente von den Rädern auf die Karosserie übertragen. Bei der Kraftübertragung wird zwischen axialer und radialer Übertragung unterschieden. Die axialen Kräfte treten entlang der Symmetrieachse des Kugelgelenkszapfen auf, die radialen Kräfte wirken, wie in Abbildung 2.13 dargestellt, senkrecht dazu. (Stietz 2018)



**Abbildung 2.13:** Radiale und axiale Last auf Kugelgelenke nach (Stietz 2018)

Je nach Belastungsfall wird zudem zwischen Träger- und Führungsgelenken differenziert. Bei auftretender axialer Last werden vornehmlich Trägergelenke verbaut, wohingegen bei radialer Belastung vermehrt Führungsgelenke verwendet werden. Um eine verbesserte Abstützung gegenüber Axiallasten zu gewährleisten, wird die Kugelschale bei Trägergelenken nach außen verzünkt. Durch die geometrische Anpassung der Kugelschale werden auch die Schmierungseigenschaften im Gelenk beeinflusst. Durch eine umlaufende Nut der Trägergelenke wird ein Schmierstoffreservoir realisiert. Bei Führungsgelenken wird die Schmierung durch kreisförmige Taschen umgesetzt. (Stietz 2018)

Bei einer Doppelquerlenkerachse trägt der untere Querlenker einen großen Teil der Gewichtskraft des Fahrzeugs. Dadurch wirkt die hauptsächliche Beanspruchung in Axialrichtung des verbauten Kugelgelenks und es wird als Trägergelenk realisiert. Der größere Anteil der Gelenke wird als Führungsgelenk ausgeführt. In der nachfolgenden Tabelle 2.2 sind die Bauarten der verwendeten Kugelgelenke bei einer Doppelquerlenkerachse aufgeführt.

**Tabelle 2.2:** Bauarten der Kugelgelenke einer Doppelquerlenkerachse

<b>Kugelgelenk</b>	<b>Bauart</b>	<b>Belastungsrichtung</b>
Querlenker unten	Trägergelenk	Axial
Zugstrebe	Führungsgelenk	Radial
Querlenker oben	Führungsgelenk	Radial
Spurstange außen	Führungsgelenk	Radial
Spurstange innen	Axialgelenk	Axial
Pendelstütze (Stabilisator)	Führungsgelenk	Radial
Pendelstütze (Schwenklager)	Führungsgelenk	Radial

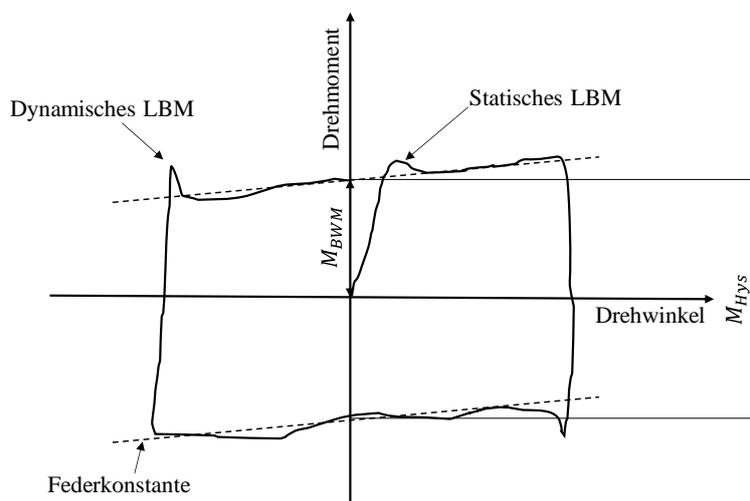
Eine für viele Manöver relevante Kenngröße der Kugelgelenke ist das auftretende Reibmoment, welches bei Bewegungen im Kugelgelenk auftritt. Um das Reibmoment zu ermitteln, wird im Lastenheft AK-LH 14 (Deutsche Akkreditierungsstelle 2015), welches von verschiedenen Automobilherstellern definiert wurde, die Messspezifikation festgeschrieben. Somit werden Messungen bei Drehgeschwindigkeiten von 10 °/s mit und ohne Vorlast durchgeführt (Deutsche Akkreditierungsstelle 2015). Bei der Beschreibung des Reibmomentverlaufs, dargestellt in Abbildung 2.14, wird zwischen dem Losbrechmoment (auch „LBM“) und dem Bewegungswiderstandmoment  $M_{BWM}$  (auch „BWM“) unterschieden. Das Losbrechmoment kennzeichnet das initiale Auslenken aus der Mittenstellung oder einen Richtungswechsel und wird dementsprechend in das statische und das dynamische Losbrechmoment unterteilt. Das Bewegungswiderstandmoment  $M_{BWM}$  ist die Größe, die sich im Bewegungszustand des Kugelgelenks ausprägt und lässt sich durch zwei Geraden in positiver und negativer Richtung approximieren.

Ebenfalls der Abbildung 2.14 zu entnehmen ist die charakteristische Ausprägung der Hysterese  $M_{Hys}$ . Diese entsteht durch die Richtungsabhängigkeit des Bewegungswiderstandmoments

$M_{BWM}$  und ist demnach doppelt so groß wie der Betrag des Bewegungswiderstandmoments  $M_{BWM}$ . Es gilt somit nach Formel (2.2):

$$M_{Hys} = 2 * |M_{BWM}| \quad (2.2)$$

Über den Verlauf ist zudem ein Anstieg des Bewegungswiderstandmoments zu erkennen. Aus diesem Anstieg lässt sich eine Federkonstante entnehmen, die auf die Federwirkung des Dichtungsbalgs des Kugelgelenks zurückzuführen ist (Stietz 2018).



**Abbildung 2.14:** Schematischer Verlauf der Kugelgelenkreibung nach (Stietz 2018)

### 2.5.3 Elastomerlager

Elastomerlager sind Rotations- oder Kugelgelenke, welche in eine Gummihülse gepresst werden. Durch das elastische Material werden translatorische und rotatorische Bewegungen, die nicht den eigentlichen Starrkörperfreiheitsgraden entsprechen, zugelassen. Gummilager sind meist am Fahrzeugaufbau verbaut, um auftretende akustische Störgrößen zu mindern und um fahrdynamisch erwünschte Lenkeffekte unter Einfluss von Kräften zu erzielen. Zudem lassen sich durch die elastische Lagerung bauteilschädliche Verspannungen verringern und Stöße dämpfen. Ähnlich wie bei Kugelgelenken tritt eine Hysterese bei Verkippung oder Verdrehung des Lagers auf. Gummi weist zudem eine nichtlineare, progressive Kraft-Weg-Kennlinie, bedingt durch die komplexen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften auf. (Ersoy und Gies 2017)

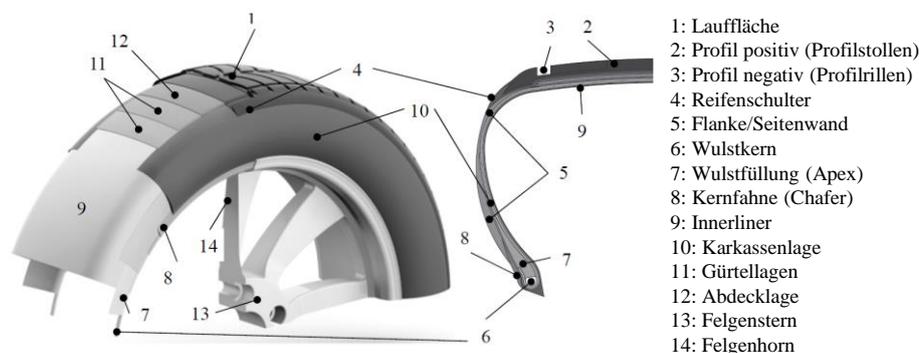
## 2.6 Reifen

Der Reifen ist der einzige Kontaktpunkt des Fahrzeugs zur Fahrbahn und beeinflusst damit maßgeblich die im Fahrzeug wirkenden Kräfte bei verschiedenen fahrdynamischen Manövern. Dies gilt vor allem auch für die in dieser Arbeit näher betrachtete Kraftentstehung in der Lenkung bzw. an der Zahnstange beim Parkiermanöver (van der Jagt 2000). In diesem Kapitel werden die grundlegenden Eigenschaften von Reifen beschrieben. Dabei liegt der Fokus auf

dem für diese Arbeit wichtigen Parkiermanöver, welches in Abschnitt 2.8 beschrieben ist. Zuerst werden der Reifenaufbau und die wichtigsten Begrifflichkeiten sowie die Funktion erläutert. Im Anschluss werden die beim Parkieren entstehenden Kräfte und Momente, die am Reifen entstehende Reibung und die Bodendruckverteilung beschrieben.

### 2.6.1 Aufbau und Eigenschaften

Der Reifen ist ein aus mehreren Natur- und Kunstgummikomponenten zusammengesetzter, gasgefüllter Torus. Die Strukturfestigkeit wird durch ein Gewebe aus Textilfäden, Stahldraht oder Synthetikfasern erhöht (Matschinsky 2007). Der Grundaufbau eines Reifens ist in Abbildung 2.15 dargestellt. Der Reifen sitzt am Außenumfang der Felge auf der Felgenschulter. Die beiden Wulstringe nehmen die durch den Luftdruck erzeugten Kräfte auf und stellen sicher, dass der Reifen fest auf dem Rad sitzt (Holtschulze 2006). Oberhalb des Wulstrings befinden sich der Kernreiter und ein Wulstverstärker, die die Seitensteifigkeit und damit die Lenkpräzision und Fahrstabilität beeinflussen. Um den Wulstkern sind Gewebelagen, die sogenannten Karkassenfäden, gewickelt, welche dem Reifen seine Festigkeit gegenüber dem Reifenenndruck verleihen und die zwischen Reifen und Fahrbahn entstehenden Lasten auf die Felge übertragen. Diese Karkassenlagen, bestehend aus Kunstseide, Nylon oder Rayon laufen von Wulstring zu Wulstring (Schramm et al. 2018). Bei einem Diagonalreifen kreuzen sich die Fäden unter einem Winkel im Bereich von  $45^\circ$ . Bei Radial- oder Gürtelreifen verlaufen die Karkassenfäden quer zur Fahrtrichtung und werden auf der Innenseite durch einen Innerliner luftdicht abgeschlossen. Der Gürtel des Reifens besteht aus einem Lageverbund aus Stahl, der im Laufflächenbereich auf der Karkasse aufliegt, umschließt den Reifen radial von außen und verleiht dem Laufstreifen seine Steifigkeit. Das von außen sichtbare Laufstreifenprofil, bestehend aus verschiedenen Gummimischungen, weist ein positives und ein negatives Profil auf, welche als Profilstollen oder Profiltrillen bezeichnet werden (Sperling 2006). Seitlich wird die Karkasse durch die Flanke abgestützt und vor Beschädigungen und äußeren Einflüssen abgeschirmt (Nüssle 2002). Die Reifenschulter, befindlich zwischen äußerer Lauffläche und dem Rand der Seitenwand, ist für die Wärmeableitung des Reifens verantwortlich. (Schramm et al. 2020; Leister 2015)



**Abbildung 2.15:** Aufbau eines PKW-Radialreifens nach (Schramm et al. 2020)

Wie bereits beschrieben wird grundsätzlich zwischen Radial- und Diagonalreifen unterschieden. Aufgrund der geringeren aufzuwendenden Walkarbeit und einem geringeren Verschleiß, wird der Radialreifen standardmäßig in PKW's und LKW's eingesetzt (Heißing 2008). Zudem wird zwischen Sommer-, Winter- und Ganzjahresreifen unterschieden, wobei die Profilgestaltung und Gummimischungen für die jeweiligen Witterungsbedingungen optimiert sind. Eine weitere Kategorie sind die sogenannten Runflat-Reifen, die gegenüber herkömmlichen Reifen verstärkte Seitenwände aufweisen und im Falle eines Luftverlusts trotzdem über eine gewisse Distanz gefahren werden können (Leister 2015). High-Performance (HP) Reifen werden für eine höhere Fahrstabilität, vor allem im Hochgeschwindigkeitsbereich, eingesetzt und werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit ebenso betrachtet. Aufgrund des erhöhten Grips und der dadurch entstehenden Reibung werden in der vorliegenden Arbeit nur Sommerreifen tiefgehend analysiert.

### **Reifenbezeichnung**

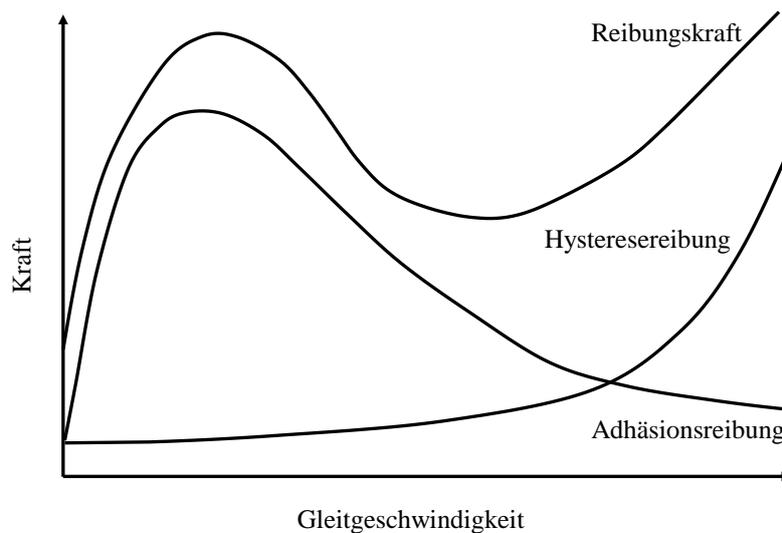
Da in dieser Arbeit häufiger die Dimensionen verschiedener Reifen aufgegriffen werden, werden diese im Folgenden erläutert. Dazu wird folgende Bezeichnung als Beispiel herangezogen: 245/45 R18 100Y 8.5J. In dieser Ausformulierung der Dimensionen beziffert die erste Kennzahl „245“ die Reifenbreite in mm. Die Ziffer „45“ bezeichnet den Reifenquerschnitt in Prozent, also das Verhältnis von Höhe zu Breite. Der Buchstabe „R“ steht in diesem Fall für den Reifentypus „Radialreifen“. Die Zahl „18“ beschreibt den Reifeninnendurchmesser in Zoll. Die Kennziffer „100“ gibt den Tragfähigkeitsindex an und „Y“ den Kennbuchstaben für den Geschwindigkeitsindex. Die nachgelagerte Bezeichnung „8.5J“ beschreibt die Felgenbreite.

### **2.6.2 Reifenreibung**

Aufgrund der visko-elastischen Eigenschaften von Gummi weicht die Beschreibung der entstehenden Reibung am Reifen von den klassischen Reibungsgesetzen ab (Meyer und Kummer 1964) (Vgl. Abschnitt 2.10.2). Trotzdem kann ein Reibbeiwert definiert werden, der allerdings nicht konstant ist, sondern sich durch den Einfluss vieler Faktoren ausbildet. Diese sind unter anderem der Normaldruck, die Aufstandsfläche, die Temperatur und die Geschwindigkeit (Klempau 2004). Nach GEYER (Geyer 1972) kann die Gummireibung zwischen Reifen und Fahrbahn in vier Kategorien aufgeteilt werden. Diese bestehen aus der Adhäsionsreibung, der Hysteresereibung, der Kohäsionsreibung und der viskosen Reibung. Der Gesamt-Reibungskoeffizient wird dann anteilig aus diesen Komponenten zusammengesetzt (Wassertheurer 2019). Da Parkierkraftmessungen auf einem Korund P120 Schleifpapier durchgeführt werden (ISO 6344-2 1998) (Vgl. Abschnitt 2.9.1), entfällt die Komponente der viskosen Reibung, die vor allem den Zustand bei Vorhandensein eines Zwischenmediums, wie etwa Wasser, beschreibt (Bachmann 1996; Bürckert et al. 2012). Die Kohäsionsreibung entsteht durch Bindungskräfte des Materials innerhalb der Reifenoberfläche und tritt vor allem bei verschleißintensiven Zuständen, mit hohen Geschwindigkeiten und Temperaturen auf (van Putten 2017). Allgemein ist

der Anteil an der Gesamtreibung zudem gering (Eichhorn 1994; Bachmann 1996; Nüssle 2002), weshalb dieser Zustand nicht weiter betrachtet wird.

Für das in dieser Arbeit relevante Parkiermanöver sind vornehmlich die Adhäsionsreibung und die Hysteresereibung von Bedeutung. Da sich bei diesem Manöver Bereiche in der Aufstandsfläche im Haft- und andere im Gleitzustand befinden, überlagern sich, je nach Zustand, die beiden Reibungsphänomene. Im Haftzustand dominiert die Adhäsionsreibung, im Gleitbereich die Hysteresereibung (siehe Abbildung 2.16) (Hein 1964; Kendziorra und Härtel 2003; Holschulze 2006).



**Abbildung 2.16:** Qualitativer Zusammenhang zwischen Reibkräften und Gleitgeschwindigkeit nach (Kummer 1966; Willumeit 1969)

### Adhäsionsreibung

Adhäsionsreibung beschreibt die Anziehungskraft auf molekularer Ebene von zwei Reibpartnern und stellt auf trockener Fahrbahn den dominierenden Reibanteil dar (Kummer 1966). Bei einer Relativbewegung zwischen Gummi und einer Fahrbahnoberfläche entstehen durch das Eingehen und Auflösen molekularer Bindungen Van-der-Waals-Kräfte. Die so entstehenden Molekülketten dehnen sich aus, bis sie aufgrund der hohen Kräfte auseinanderbrechen und an einer anderen Stelle neue Bindungen eingehen (Fischlein et al. 2001). Durch diesen Vorgang wird kinetische Energie in Wärmeenergie umgesetzt und es entsteht eine Adhäsionskraft, die der Bewegungsrichtung entgegenwirkt (Haken 1993).

Adhäsionsreibung entsteht bei einer Relativgeschwindigkeit von ca. 0,00036 m/s bereits in einer Größenordnung von  $10^{-5}$  mm auf molekularer Ebene (Ersoy und Gies 2017). Die Größe der Adhäsionsreibung ist abhängig von der resultierenden Gleitgeschwindigkeit, der Temperatur sowie der Materialeigenschaften der Reibpartner und nimmt mit der Größe der Aufstandsfläche proportional zu (Kummer und Meyer 1967; Bachmann 1996; Schramm et al. 2020).

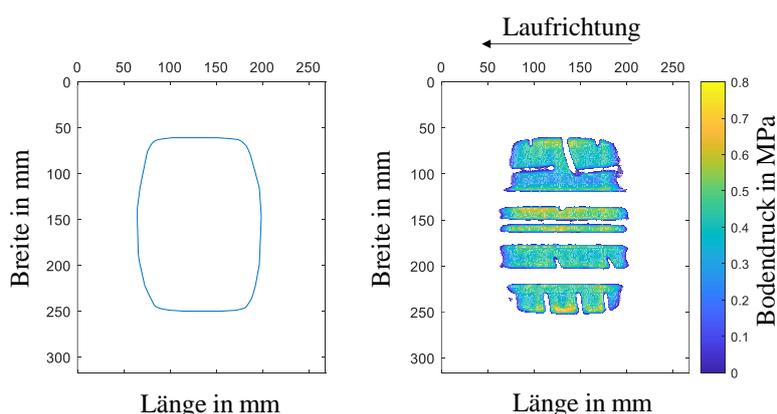
## Hysteresereibung

Hysteresereibung beschreibt Dämpfungsverluste durch Deformation des Gummis auf rauen Fahrbahnen. Sie ist von den visko-elastischen Eigenschaften des Gummis, der Oberflächenbeschaffenheit und der Reibgeschwindigkeit abhängig (Bachmann 1996). Diese Reibungsart entsteht durch eine Bewegung innerhalb der Molekülketten, die durch die Verformung des Gummielements während einer Relativbewegung entsteht (Wassertheurer 2019). Durch diese Verformung bedingt entsteht eine asymmetrische Druckverteilung, die eine Reibungskraft erzeugt, die entgegen der Bewegungsrichtung wirkt (Schramm et al. 2020). Die Hysteresereibung erreicht ihr Maximum erst bei hohen Gleitgeschwindigkeiten und findet in einer Größenordnung von 0,001 mm bis 10 mm statt (Schramm et al. 2020).

Die Reifenalterung spielt bei der Betrachtung der entstehenden Reibung eine Rolle. In WRIGHT (Wright 2017) und WOODWARD (Woodward et al. 2013) ist nachgewiesen worden, dass sich mit zunehmender Alterung der durch die Gummireibung entstehende Kraftanteil verringert. Aus diesem Grund werden im weiteren Verlauf der Arbeit vornehmlich neue Reifen betrachtet.

### 2.6.3 Reifenaufstandsfläche und Bodendruckverteilung

Wie in Abschnitt 2.6.2 erläutert, haben die Aufstandsfläche und die Bodendruckverteilung einen maßgeblichen Anteil an der entstehenden Reibkraft zwischen Gummi und Fahrbahn (Einsle 2011; Pacejka 2007). Die Reifenaufstandsfläche (Abbildung 2.17 links) beschreibt in dieser Arbeit den Umriss der Reifenfläche, die mit der Fahrbahn in Kontakt steht. Dabei wird auch das negative Profil in diese Umhüllende miteingeschlossen. Die Bodendruckverteilung beschreibt die senkrecht wirkende Kraft auf dieser Aufstandsfläche (siehe Abbildung 2.17 rechts).



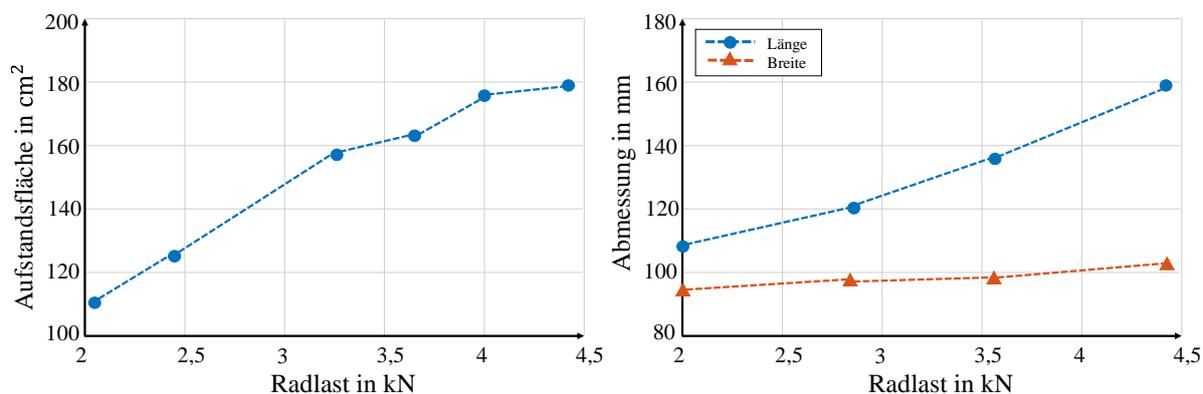
**Abbildung 2.17:** Aufstandsfläche (l.) und Bodendruckverteilung (r.)

Wie in Abbildung 2.17 dargestellt, kann die Bodendruckverteilung anhand von einem Farbschema beschrieben werden. So wird bei einer Auswertung einer Bodendruckverteilung auch immer eine Druckskala angegeben.

Die Aufstandsfläche und die Bodendruckverteilung sind, neben den Reifencharakteristika, maßgeblich von der Radlast, vom Reifenfülldruck und vom Sturzwinkel abhängig (Polasik et al. 2017; Vilela et al. 2010). Diese Einflüsse sollen im Folgenden erläutert werden.

### Radlasteinfluss

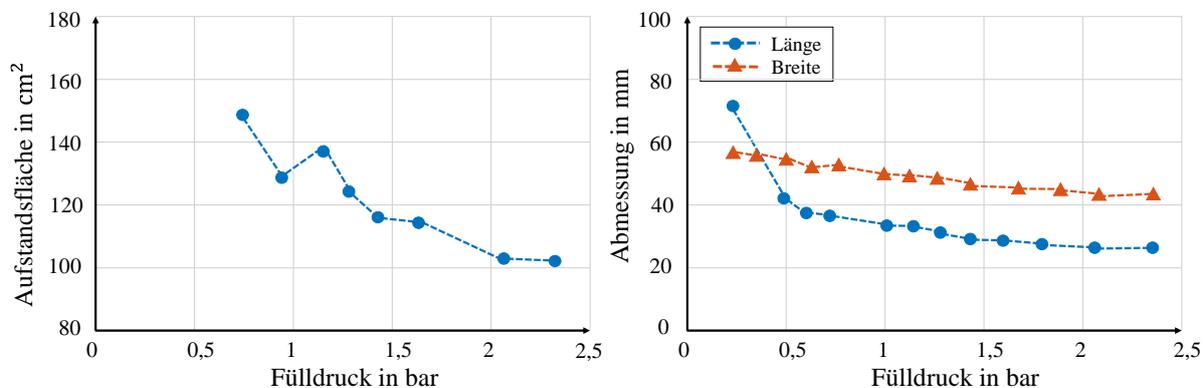
Mit einer Erhöhung der Radlast geht auch eine Vergrößerung der Aufstandsfläche einher (Minca 2015). Durch die stärkere vertikale Last wird der Reifen vermehrt gegen die Fahrbahnoberfläche gepresst und der Latsch vergrößert. Abbildung 2.18 zeigt eine radlastabhängige Ermittlung der Größe der Aufstandsfläche. Es ist zu erkennen, dass mit einer Erhöhung der Radlast ein degressiver Anstieg der Aufstandsfläche bei 0° Sturz einhergeht.



**Abbildung 2.18:** Einfluss der Radlast auf die Reifenaufstandsfläche (l.) und Reifendimensionen (r.) (Minca 2015)

### Fülldruckeinfluss

Der Reifenfülldruck hat einen wesentlichen Einfluss auf die Steifigkeiten eines Reifens. Damit einhergehend auch auf die Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung (Vilela et al. 2010; Polasik et al. 2017; Woodward et al. 2013; Fernando et al. 2006; Gent und Walter 2006; Sun et al. 2019; Ivanov 2010; Farroni et al. 2016). Wie in Abbildung 2.19 zu erkennen ist, verringert sich die Aufstandsfläche mit steigendem Fülldruck.

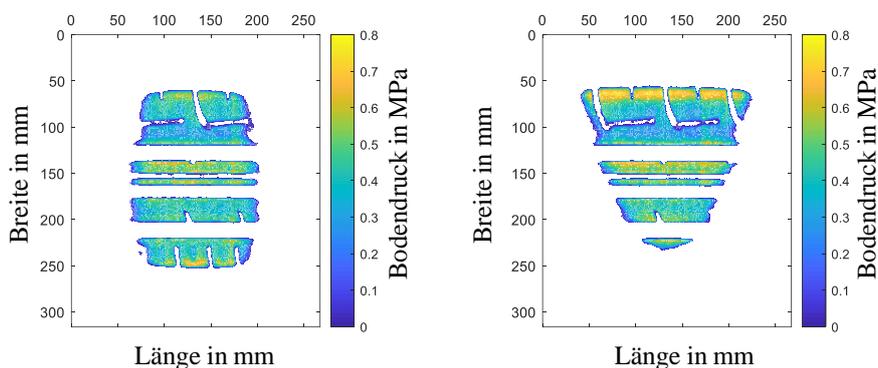


**Abbildung 2.19:** Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenaufstandsfläche (l.) und Reifendimensionen (r.) nach (Woodward et al. 2013)

In Untersuchungen von VILELA (Vilela et al. 2010) hat sich zudem gezeigt, dass sich der wirkende Druck in der Latschfläche durch einen Fülldruckanstieg verändert. So verlagert sich die wirkende Kraft in vertikaler Richtung mit steigendem Fülldruck zunehmend von den Reifenschultern hin zur Reifenmitte.

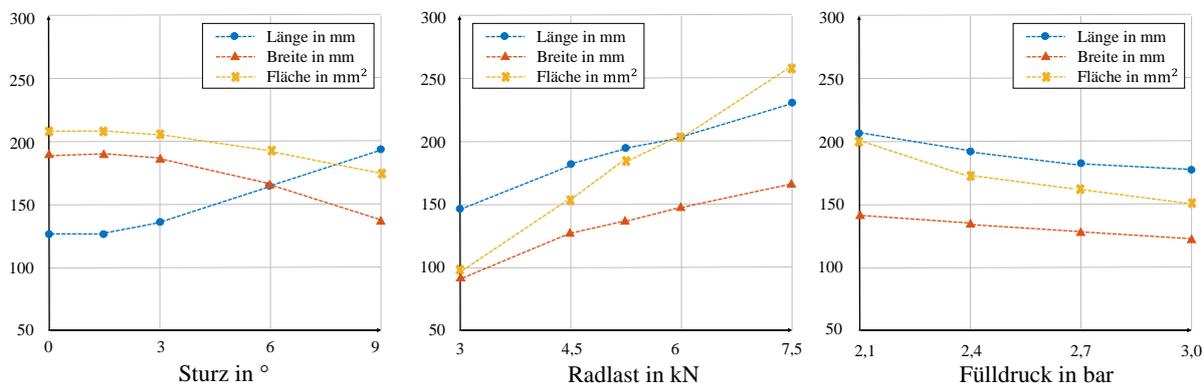
**Sturzeinfluss**

Der radbezogene Sturzwinkel hat einen großen Einfluss auf die Form der Aufstandsfläche und die Bodendruckverteilung (Kim et al. 2014; Roempler Dellien 2019). Abbildung 2.20 zeigt exemplarisch die Veränderung der Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung zwischen 0° und 6° Sturz, bei gleichbleibender Radlast und stetigem Fülldruck.



**Abbildung 2.20:** Sturzeinfluss bei 0° (l.) und 6° (r.) auf die Bodendruckverteilung

In WEINBERGER (Weinberger 2023) ist der Sturzeinfluss auf die Aufstandsfläche und die Bodendruckverteilung mit Hilfe von Messungen untersucht worden. Abbildung 2.21 (links) zeigt den Einfluss des radbezogenen Sturzwinkels bei konstanter Radlast und gleichbleibendem Fülldruck. Es wird deutlich, dass die Fläche kleiner wird und sich die Länge des Latsches erhöht. Zudem sind anhand von einem Reifen die Aufstandsfläche bei variierender Radlast (Mitte) und variierendem Fülldruck (rechts) unter einem Sturzwinkel von 9° untersucht worden.



**Abbildung 2.21:** Einfluss des Sturzwinkels (l.), der Radlast (m.) und des Fülldrucks (r.) auf die Reifenaufstandsfläche und Reifendimension nach (Weinberger 2023)

Mit Hilfe dieser Messungen ist nachgewiesen worden, dass sich der Kraftschwerpunkt der Bodendruckverteilung durch die Sturzänderung aus der Mitte hin zur äußeren Flanke verschiebt

und somit größere Hebelarme innerhalb der Aufstandsfläche wirken (Weinberger et al. 2018; Weinberger 2023).

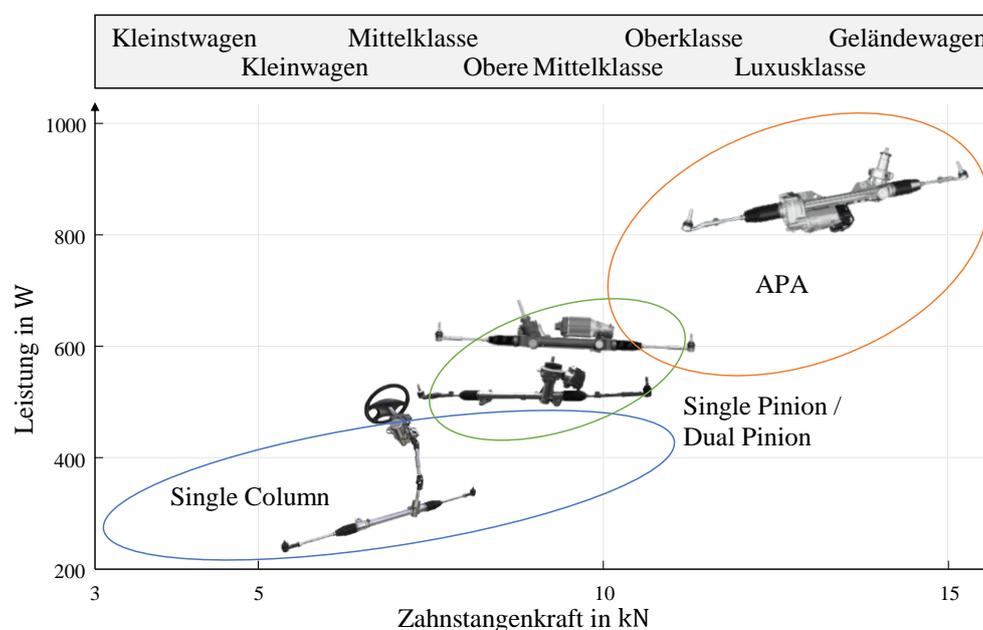
## 2.7 Lenkung

Im Fahrzeugentwicklungsprozess wird insbesondere die Fahrdynamik, der Fahrkomfort und die die Fahrzeugsicherheit berücksichtigt. Der Lenkung, als sicherheitsrelevante Komponente und Schnittstelle zwischen Mensch und Fahrzeug, fällt dabei eine besondere Rolle zu. Die Fahrdynamik wird maßgeblich durch das Lenkverhalten und damit durch das verbaute Lenksystem bestimmt (Pfeffer und Harrer 2013). Die Lenkung bzw. die auftretenden Bewegungen und Kräfte am Lenkrad geben dem Fahrer überdies Rückmeldung der Fahrzeugbewegung, des Fahrzeugverhaltens und über den Rad-Straße-Kontakt. Dieses Lenkgefühl ist somit von enormer Bedeutung für ein sicheres und präzises Steuern des Fahrzeugs und hat zudem großen Einfluss auf das Komfortempfinden des Fahrenden (Schramm et al. 2020). Durch die beschriebenen Aspekte werden hohe Ansprüche an die technische Umsetzung gestellt. Ein angenehmes, sicheres Fahrgefühl kann nur durch ein präzises Lenksystem, mit geringem Spiel, wenig Elastizitäten und definierter Reibung erreicht werden. Zudem werden zur Manövrierfähigkeit des Fahrzeugs hohe Kräfte benötigt, die vom Lenkgetriebe bereitzustellen sind (Pfeffer und Harrer 2013). Um diese Kräfte stellen zu können, wird das vom Fahrenden aufgeprägte Fahrerhandmoment durch Aktorik unterstützt. Diese Unterstützung kann hydraulisch, elektrohydraulisch oder elektrisch realisiert werden (Pischinger und Seiffert 2016). Durch den Einsatz einer elektrischen Servolenkung, kurz EPS (engl. „electronic power steering“), bei der eine Unterstützungskraft durch einen Elektromotor erzeugt wird, können neben dem eigentlichen Lenkvorgang auch Sicherheits- und Assistenzfunktionen über das Lenksystem realisiert werden (Ersoy und Gies 2017). Es handelt sich um sogenannte „Power-On-Demand-Systeme“, die nur Energie verbrauchen, wenn eine Lenkbewegung entsteht, wodurch niedrigere CO<sub>2</sub>-Emissionen resultieren (Pfeffer und Harrer 2013). Zusätzlich werden weniger Einzelteile als bei einer hydraulischen Hilfskraftlenkung benötigt und durch die Möglichkeit der Regelung über Aktuatoren kann der Zielkonflikt zwischen Komfort, Agilität und Fahrbahnrückmeldung besser aufgelöst werden (Pischinger und Seiffert 2016).

### 2.7.1 Varianten der elektromechanischen Hilfskraftlenkung

Elektromechanische Hilfskraftlenkungen werden in verschiedenen Bauweisen, dargestellt in Abbildung 2.22, in Fahrzeugen verbaut. Das Funktionsprinzip der verschiedenen EPS ist nahezu bei allen Formen identisch. Über einen Drehmomentsensor wird das Fahrerhandmoment erfasst und mit Hilfe von weiteren Fahrzeuginformationen, z. B. der Fahrzeuggeschwindigkeit, ein entsprechendes Sollunterstützungsmoment im Steuergerät ermittelt. Ein Elektromotor gibt, je nach Ausführungs- und Anbindungsform der EPS, sein entsprechendes Moment über eine oder mehrere Ge-

triebsebenen als Unterstützung weiter (Winner 2015). Die Auslegung der Getriebestufen wird anhand der Anforderungen des Lenksystems bezüglich Bauraum und maximaler Lenkunterstützung definiert (Winner 2015). Es wird zwischen verschiedenen gängigen Bauformen unterschieden: Single Column (EPSc), Single Pinion (EPSp), Dual Pinion (EPSdp) und Achsparalleles Lenkgetriebe (EPSapa) sowie der EPS Rack Concentric (EPSrc). Die Bauformen unterscheiden sich im Wesentlichen durch die Position des Elektromotors und durch die Übertragungsart der Servounterstützung (Pfeffer und Harrer 2013).



**Abbildung 2.22:** Einsatzgebiete der Lenksysteme nach (Pfeffer und Harrer 2013)

Die nachfolgend beschriebenen Lenksysteme können, je nach Fahrzeugtyp und Anforderung, an die notwendige Lenkleistung und die auftretende Zahnstangenkraft angepasst und damit unterschiedlich dimensioniert werden.

### EPS Column

Wie in Abbildung 2.22 dargestellt, wird die EPS Column, auch „EPSc“, für geringe bis mittlere Zahnstangenkraftanforderungen und eine geringe Leistungsanforderung eingesetzt (Pfeffer und Harrer 2013). Damit kommt dieses Lenkkonzept vornehmlich bei Kleinst- und Kleinwagen zum Einsatz, findet aber nach und nach auch für Mittelklassewagen mit geringer Anforderung an die Lenkleistung Anwendung. Die EPSc zeichnet sich durch eine direkte Anbindung der Servoeinheit über ein Ritzel an der Lenksäule aus und weist daher eine geringe Steifigkeit auf. Durch die Positionierung im Innenraum des Fahrzeugs sind die Anforderungen hinsichtlich Verunreinigungen und Temperatur geringer als die der anderen EPS-Bauarten. (Pfeffer und Harrer 2013)

### EPS Pinion

Im Gegensatz zur EPSc wird die Unterstützungskraft bei der EPS Pinion, oder auch „EPSp“, über ein Schneckengetriebe direkt über ein Lenkritzel an die Zahnstange aufgeprägt. Dadurch ergibt sich gegenüber der EPSc ein Vorteil hinsichtlich der Steifigkeit der Lenkung. Durch diese Realisierung ist das System befähigt höhere Zahnstangenkräfte und Lenkleistungen beim Lenkvorgang zu stellen

und führt zu einer verbesserten Lenkpräzision (Winner 2015). Da der Elektromotor nur um die Achse des Lenkritzels gedreht werden kann, ergibt sich, trotz kompakter Bauform, eine Einschränkung hinsichtlich Packaging (Pfeffer und Harrer 2013). Dieses Lenkkonzept findet vornehmlich, wie auch die im Folgenden beschriebene EPS Dual Pinion, bei Fahrzeugen der Mittelklasse bis zur Oberklasse Anwendung.

### **EPS Dual Pinion**

Die EPS Dual Pinion, auch „EPSdp“, funktioniert auf dieselbe Weise wie die beschriebene EPS Pinion, hat aber zum Vorteil, dass die Servoeinheit auf der gegenüberliegenden Seite des Lenkstrangs über eine weitere Ritzel-Anbindung realisiert wird (Winner 2015). Der Elektromotor lässt sich rund um die Zahnstange positionieren und bietet dementsprechend große Vorteile hinsichtlich der Flexibilität des Einbauraums. Dadurch, dass das Lenkstrang- und das, durch die Servoeinheit angebundene Antriebsritzel, unabhängig voneinander sind, lässt sich die Lenkungsauslegung über verschiedene Ritzelstufen hinsichtlich Leistung, Lebensdauer und Komfort optimieren. (Pfeffer und Harrer 2013; Schramm et al. 2020; Bosch Mobility Solutions 2022)

### **EPS Apa**

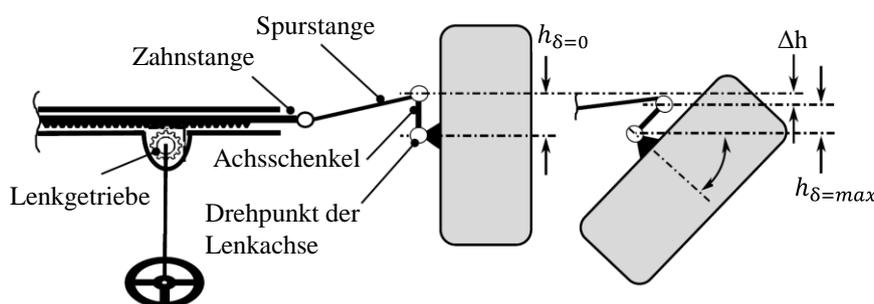
Bei der achsparallelen EPS, auch „EPSapa“, wird von dem Elektromotor der Unterstützungseinheit das Moment über eine, auf der Motorwelle befindlichen, Zahnscheibe auf das Servogetriebe übertragen. Um die Umwandlung der Rotationsbewegung in eine translatorisch wirkende Unterstützungskraft realisieren zu können, kommt ein Getriebekonzept aus Zahnriemen und Kugelumlaufgetriebe zum Einsatz. Beim Kugelgewindtrieb wird ein System mit Kugelrückführung verwendet, wodurch die sogenannte „Kugelmutter“ über einen in der Kugelumlaufmutter integrierten Kanal zurückgeführt wird. Durch diese Bauform können sehr hohe Zahnstangenkräfte und Lenkleistungen geräuscharm übertragen werden. (Pfeffer und Harrer 2013; Winner 2015; Bosch Mobility Solutions 2022)

### **EPS Rack Concentric**

Die EPS Rack Concentric, auch „EPSrc“ wird, ähnlich wie die EPSapa vornehmlich bei Fahrzeugen der oberen Mittelklasse bis hin zu SUV's eingesetzt und kann hohe Zahnstangenkräfte sowie Lenkleistungen realisieren. Bei der EPS Rack Concentric wird die durch den Elektromotor erzeugte Rotationsbewegung ohne zwischengeschaltete Getriebestufen an den Kugelgewindtrieb übertragen. Durch diese direkte Anbindungsform kann eine hohe Lenkpräzision und Dynamik dargestellt werden. Die durch den Wegfall der Getriebestufen ausbleibende Übersetzungsmöglichkeit wird bei der EPSrc durch ein erhöhtes Drehmoment, auch bei niedrigen Drehzahlen, des Elektromotors ausgeglichen. Bedingt durch die konzentrische Anordnung, kann der Elektromotor mit Kugelumlaufgetriebe bei dieser Bauform nur geringfügig axial entlang der Zahnstange verschoben werden. Der Aufbau der EPSrc ist allerdings sehr kompakt. (Winner 2015; Pfeffer und Harrer 2013)

## 2.7.2 Lenkkinematik

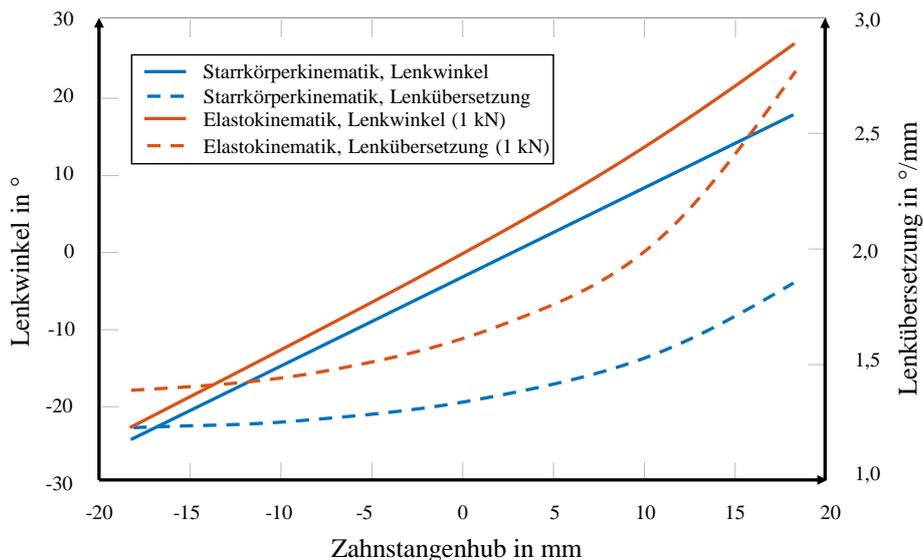
Die Lenkung hat zur Aufgabe, den durch die Lenkradbewegungen vom Fahrerenden vorgegebenen Sollkurs des Fahrzeugs umzusetzen. Der Fahrende bewirkt durch die Drehung am Lenkrad eine rotatorische Bewegung im Lenkstrang, die im Lenkgetriebe durch eine Ritzel-Zahnstangen-Verbindung in eine translatorische Bewegung gewandelt wird. Die Bewegung der Zahnstange wird über die Spurstangen an die Radträger geleitet. Diese wandeln die translatorische Bewegung, durch einen um den Radmittelpunkt verschobenen Angriffspunkt der Krafteinwirkung, in eine rotatorische Bewegung an den Rädern um (Trzesniowski 2014).



**Abbildung 2.23:** Vereinfachte Darstellung einer Achsschenkellenkung nach (Pfeffer und Harrer 2013; Weinberger 2023)

In Abbildung 2.23 wird eine vereinfachte Darstellung einer Achsschenkellenkung gezeigt, anhand derer die Lenkkinematik erläutert wird. Je nach Achstyp und Ausführung des Lenkgestänges wirken, in Abhängigkeit vom Lenkwinkel  $\delta$ , andere Hebelverhältnisse. Betrachtet man die Abbildung 2.23, so wird ersichtlich, dass der Lenkhebel  $h$ , also der Abstand vom Angriffspunkt der Spurstange zum Drehpunkt der Lenkachse, am größten ist, wenn die Räder sich in Geradeausstellung befinden. Wird bei einer Lenkbewegung der Radträger über die Spurstangen nach außen rotiert, so verkleinert sich der Lenkhebel um die Strecke  $\Delta h$ . Bei großem Zahnstangenhub und damit verbunden einem großen Lenkeinschlag, steigt die zur Auslenkung des Rades notwendige Kraft, bedingt durch den geringeren Lenkhebel. Durch diesen und weitere Aspekte resultiert, dass die aufzubringende Kraft an der Zahnstange im Endanschlag der Lenkung maximale Werte annimmt.

Diese Charakteristik führt zudem zu einer sich über den Lenkwinkel ändernden Lenkgestängeübersetzung. Bedingt durch die Bauform einer Zahnstangenlenkung und einer Einzelradaufhängung, resultiert eine sich unterscheidende Übersetzung vom kurveninneren und -äußeren Rad (Schramm et al. 2020). Weitere Einflüsse der Übersetzungsverhältnisse sind zudem in der Elastizität der Bauteile zu finden. So untersucht SCHRAMM (Schramm et al. 2020) den Unterschied der Lenkübersetzung für eine reine Starrkörperkinematik gegenüber einer Betrachtung mit elastokinematischen Effekten (Abbildung 2.24).



**Abbildung 2.24:** Lenkübersetzung des Lenkgestänges und Lenkwinkel in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung für Kinematik und Elastokinematik. Darstellung der Größen der linken Seite, Kraftangaben beziehen sich auf Querkraft nach (Schramm et al. 2020)

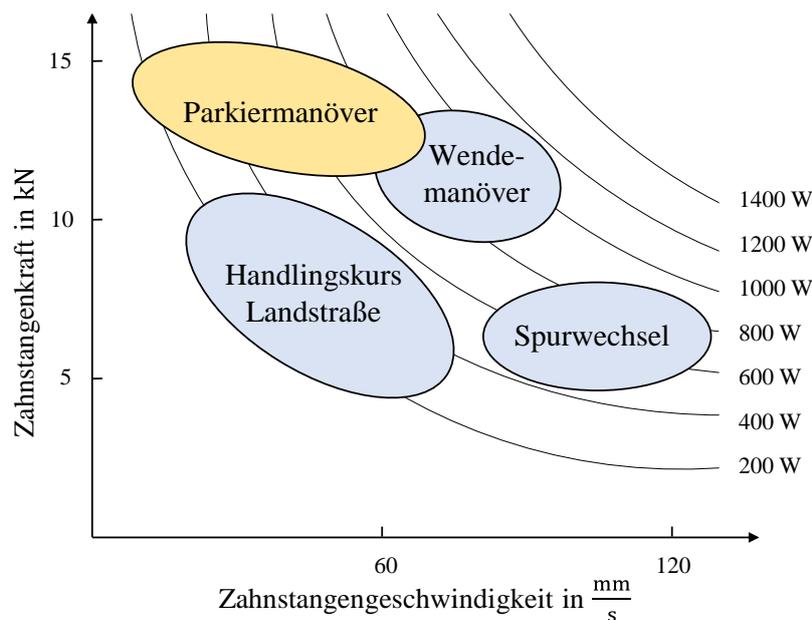
Durch die Betrachtung der jeweiligen wirkenden Kräfte und dem Vergleich gegenüber einer reinen Kinematikuntersuchung wird deutlich, dass der resultierende Lenkwinkel erheblich von der Elastokinematik abhängt.

## 2.8 Parkieren im Stand

In diesem Abschnitt wird das Manöver „Parkieren im Stand“ mit dessen Einfluss auf die Lenkungsauslegung und den charakteristischen Eigenschaften erläutert. Da zudem der Reifen einen wesentlichen Einfluss auf die wirkenden Kräfte beim Parkiermanöver besitzt, wird auch das Reifenverhalten beschrieben.

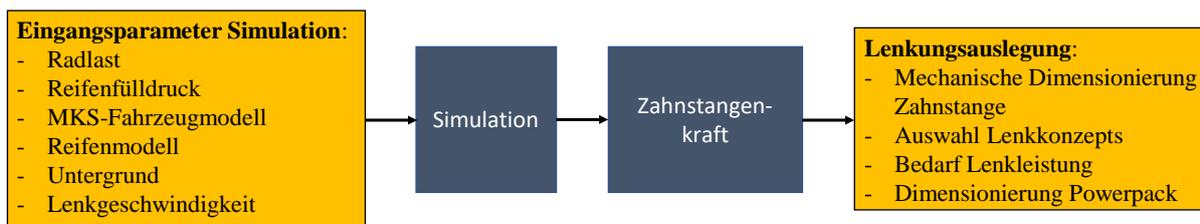
### 2.8.1 Lenkungsauslegung

Das Parkieren im Stand ist ein wichtiges Manöver in Rahmen der Lenkungsauslegung. Bei diesem Manöver tritt, abgesehen von sogenannten „Sonderereignissen“, die nicht zu den regulären Fahrzeugmanövern gehören, die höchste Zahnstangenkraft im Fahrzeug auf (Heacock und Jeffery 1953; Kim et al. 2007; Nakamura und Ikawa 1979; Pfeffer und Harrer 2013; Sharp und Granger 2003; Williams und Sherwin 2009). Dies wird aus Abbildung 2.25 ersichtlich, in der die auftretende Zahnstangenkraft bei verschiedenen Manövern dargestellt ist.



**Abbildung 2.25:** Zahnstangenkraft in Abhängigkeit der Zahnstangengeschwindigkeit nach (Pfeffer und Harrer 2013)

Damit ist das Parkieren im Stand vor allem für die Betrachtung des Verschleißanteils in der Betriebsfestigkeitsauslegung von großer Relevanz. Dementsprechend gilt es anhand dieses Manövers und der daraus resultierenden Zahnstangenkraft das Lenkkonzept zu definieren (Vergleich Abschnitt 2.7.1). Es ist dabei wichtig, die auftretenden Kräfte mit dem gewählten Lenkkonzept realisieren zu können, um eine Unterdimension des Systems zu vermeiden. Gleiches gilt für die mechanische Dimensionierung der Zahnstange, die einer Belastung, durch die entstehenden Kräfte beim Parkieren, standhalten muss. Zudem wird der Lenkleistungsbedarf und damit auch die Auslegung der Servounterstützung direkt über den Verlauf der Zahnstangenkraft beim Parkieren und weiterer Kennwerte, wie etwa dem Gewicht oder der Übersetzung, bestimmt. Nicht zuletzt ist damit die auftretende Zahnstangenkraft der wichtigste Kostenfaktor bei der EPS-Konzeptauswahl. Damit ist es, bei Betrachtung der wirtschaftlichen Aspekte, von großer Bedeutung, die auftretende Zahnstangenkraft so genau wie möglich für zu entwickelnde Fahrzeuge zu bestimmen. Eine Überdimensionierung würde dazu führen, dass ein zu teures Lenksystem eingekauft würde. Eine Unterdimensionierung würde erhebliche Kosten durch späte Aufwände im Entwicklungszyklus erzeugen (Leistner 2019). Abbildung 2.26 zeigt die Einflussgrößen für eine Simulation des Manövers „Parkieren im Stand“ und die resultierende Zahnstangenkraft, welche für die Lenkungsauslegung herangezogen wird.



**Abbildung 2.26:** Einflussgrößen der Simulation und der resultierenden Zahnstangenkraft auf die Lenkungsauslegung

## 2.8.2 Manöverdefinition und charakteristische Eigenschaften

Beim Parkiermanöver wird nach (van der Jagt 1999; Rill 2011; Schramm et al. 2020) das Lenkrad aus der neutralen Position in beide mechanischen Endanschläge bewegt. Dabei befindet sich das Fahrzeug im Stand und die Bremse wird betätigt. In den, in dieser Arbeit zugrundeliegenden, Messungen wird von der Neutralstellung zunächst in den linken, dann in den rechten Endanschlag und anschließend in die Neutralstellung gelenkt. Auf diese Weise wird ein Lenkzyklus erzeugt, welcher bei Parkiermessungen bis zu drei Mal wiederholt wird. Die Lenkgeschwindigkeit beträgt beim Gesamtfahrzeugversuch 150 %/s. Bei anderen, in dieser Arbeit verwendeten, Prüfständen muss teilweise eine andere Lenkradgeschwindigkeit gewählt werden. Dies wird im jeweiligen Kapitel erläutert.

Durch die charakteristischen Eigenschaften dieses Manövers treten im jeweiligen Endanschlag die höchsten Kräfte auf. Bedingt durch die Achskinematik, bewegen sich bei einem Lenkmanöver die Räder nicht nur um deren Hochachse. Es treten zusätzliche überlagerte Bewegungen in Quer- und Längsrichtung sowie Rotationen um die x-Achse und um die y-Achse, trotz getretener Bremse, auf. Auch das Fahrzeug führt Hub- und Wankbewegungen aus. (Neumann et al. 2022b)

Zusätzlich zu diesen Aspekten entsteht der in Abbildung 1.2 dargestellte progressive Kraftverlauf. Es ist zu erkennen, dass sich die Zahnstangenkraft maßgeblich aus drei Anteilen zusammensetzt. Dabei resultiert der größte Kraftanteil aus den Reifen, die sich beim Parkiermanöver in den Endanschlagen im Gleitzustand befinden. Die Seitenführungskräfte des Reifens treten bei diesem Manöver in den Hintergrund (Ma et al. 2016). Durch die Gleitreibung zwischen Untergrund und Reifen und den hohen auftretenden Sturzwinkeln, zeichnet sich der Verlauf der Reifenkräfte durch einen ähnlich progressiven Verlauf wie die der Zahnstangenkraft aus. Dadurch, dass der Reifen nicht abrollen kann, wird dieser auf dessen Latsch verdreht, wobei die einzelnen Gummistollen des Latsches kontinuierlich von Haft- zu Gleitreibung wechseln. Das dadurch entstehende Bohrmoment bezeichnet den maßgeblichen Anteil der auftretenden Reifenkräfte und Momente (van der Jagt 1999).

Die Gewichtsrückstellkraft tritt durch eine Neigung der Lenkachse (Vgl. Abschnitt 2.4.2) in Kombination mit einer wirkenden Rad- bzw. Achslast in vertikaler Richtung auf. Das Fahrzeug wird beim Parkiermanöver vor allem in Richtung der Endanschläge angehoben. Dem Hub des

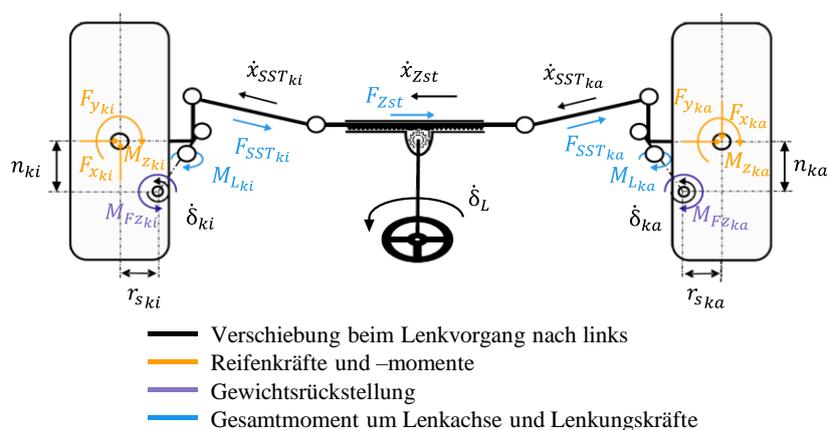
Fahrzeugs steht jedoch die Gewichtskraft entgegen, woraus die Gewichtsrückstellung resultiert. Die Begrifflichkeit „Gewichtsrückstellung“ leitet sich von der Kraft ab, die rückstellend auf den Lenkstrang wirkt, um den Schwerpunkt des Fahrzeugs wieder zu senken (Pischinger und Seiffert 2016). Beim Lenkvorgang heben sich die Rückstellmomente aufgrund unterschiedlicher Radlasthebelarme auf der rechten und linken Seite nicht auf. Dadurch wird ein Drehmoment erzeugt, welches mit zunehmendem Lenkeinschlag nahezu stetig ansteigt (Pfeffer und Harrer 2013). Neben der kinematischen Betrachtung sind auch die Reifeneigenschaften für die Gewichtsrückstellung von Bedeutung.

Den kleinsten Einfluss auf die Zahnstangenkraft erzeugt die Reibung, die in der Achse auftritt (Schmitt 2003). Für eine zuverlässigen Prognose der Zahnstangenkraft ist dieser Anteil jedoch nicht vernachlässigbar.

### Wirkkette Parkieren

Um die Wirkkette beim Parkiermanöver zu analysieren, sind in Abbildung 2.27 eine schematische Darstellung der Eingabegröße  $\delta_L$  und die daraus resultierenden Kenngrößen, wie Bewegungen, Kräfte und Momente, dargestellt. In dieser Abbildung wird der Einfluss der Reibung in der Achse nicht berücksichtigt. Diese wird in Abschnitt 3.7.4 gesondert erörtert.

Wie bereits beschrieben, wird die Bewegung beim Parkiermanöver über die Lenkkradrehung  $\delta_L$  initiiert. Diese rotatorische Bewegung wird über den oberen Lenkstrang auf das Zahnstangenritzel übertragen und, verbunden mit der Lenkgetriebeübersetzung, in eine translatorische Bewegung der Zahnstange gewandelt. Die Verschiebung, in dieser Arbeit als Zahnstangenhub  $x_{Zst}$  bezeichnet, wird auf die Spurstangen übertragen. Die Spurstangen sind am Radträger angebunden und bewirken durch die wirkenden Hebelverhältnisse eine Drehung des Rades. Bedingt durch die Ausbauf orm einer Einzelradaufhängung unterscheiden sich die Bewegungen des kurveninneren (Index:  $ki$ ) und des kurvenäußeren Rades (Index:  $ka$ ).



**Abbildung 2.27:** Beim Lenken im Stand wirkende Kräfte und Momente nach (Weinberger 2023)

Dadurch, dass die Spreizachse nicht vertikal zur Fahrbahn ausgerichtet ist und der Durchstoßpunkt nicht im Radaufstandspunkt liegt (Vgl. Abschnitt 2.4), resultiert eine translatorisch und

rotatorisch überlagerte Bewegung am Rad. Diese überlagerten Bewegungen erzeugen Kräfte in Längs- ( $F_x$ ) und Querrichtung ( $F_y$ ) mit den jeweiligen Hebelarmen Lenkrollradius  $r_s$  und Nachlaufstrecke  $n$  sowie ein Bohrmoment  $M_z$ . Eine exaktere Betrachtung der Zusammensetzung aller auftretenden Kräfte und Momente am Rad bei einem Parkiermanöver wird in Abschnitt 3.6.7 durchgeführt. Das an der Lenkachse wirkende Moment  $M_{Fz}$ , bedingt durch die Gewichtsrückstellung, ergibt sich in vereinfachter Form aus der Radlast  $F_z$  und dem Radlasthebelarm, abhängig vom jeweiligen Lenkwinkel am Rad.

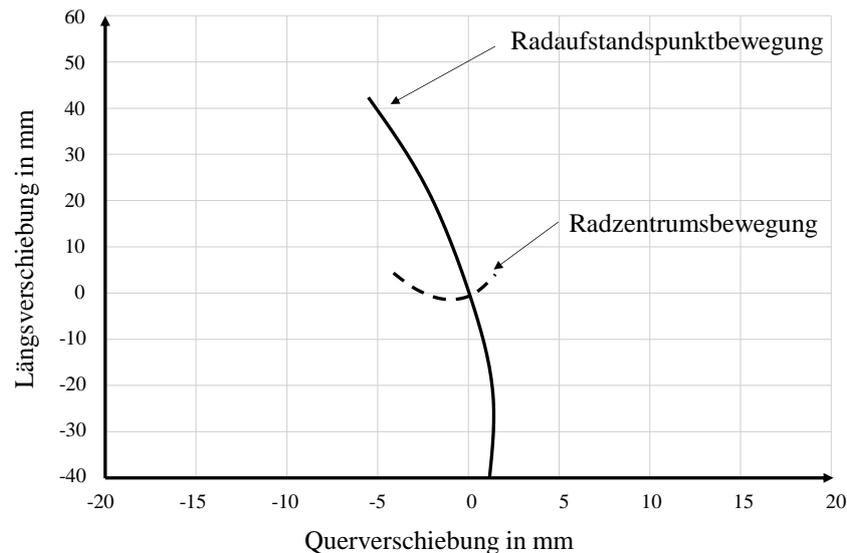
Da sich, wie bereits erwähnt, die resultierenden Kräfte und Momente komplexer als in diesem Schaubild verhalten und weitere Einflüsse, wie etwa die Radlast oder der Reifenfülldruck betrachtet werden müssen, werden in der Regel Mehrkörpersimulationen mit physikalischen oder semiphysikalischen Reifenmodellen für eine Simulation verwendet. In Abschnitt 4.5 wird dieser vereinfachte Modellierungsansatz erweitert und ein mathematisches Modell für den Anwendungsfall „Parkieren im Stand“ vorgestellt.

### 2.8.3 Reifenverhalten bei einem Parkiermanöver

Da sich die Kraft an der Zahnstange vornehmlich aus den Reifenkräften und -momenten zusammensetzt, wird an dieser Stelle das Reifenverhalten bei einem Parkiermanöver verdeutlicht.

#### Reifenbewegung bei einem Parkiermanöver

Wie bereits in Abschnitt 2.4 beschrieben ist die Spreizachse im Allgemeinen nicht vertikal zur Fahrbahn angeordnet. Durch diese Verkipfung wird beim Lenkvorgang, neben der Rotation des Rades um dessen Hochachse, auch eine translatorische Bewegung in Längs- und Querrichtung erzeugt. Es resultiert eine kreisförmige Bahn des Radmittelpunktes und des Radaufstandspunktes (siehe Abbildung 2.28). Zudem treten im Endanschlag Sturzwinkel von bis zu  $9^\circ$  (Weinberger 2023) bzw.  $10^\circ$  (Ersoy und Gies 2017) auf.

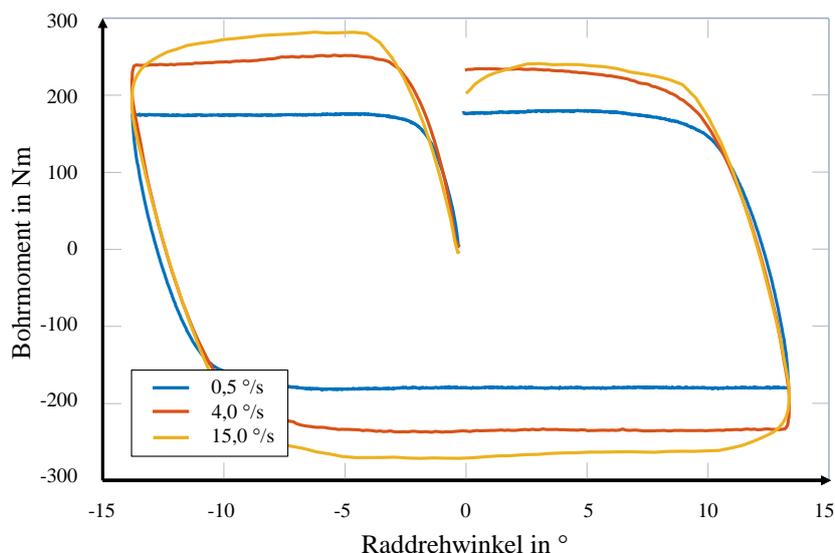


**Abbildung 2.28:** Radzentrum- und Aufstandspunktbewegung beim Parkiermanöver nach (Cho 2009)

Durch die überlagerte Bewegung wirken beim Standparkieren ein Bohrmoment und Kräfte in Längs- und Querrichtung am Rad.

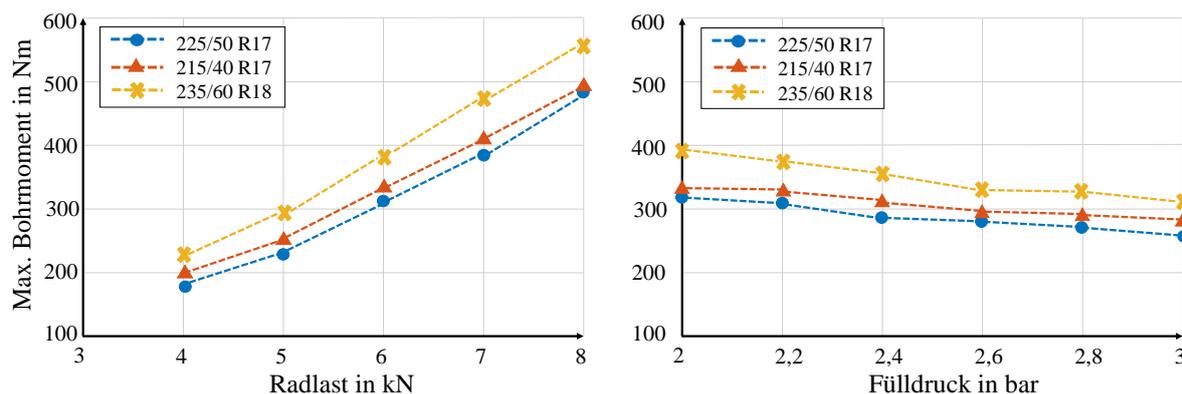
### Bohrmoment

Das Bohrmoment entsteht, wie bereits in Abschnitt 2.8.2 erwähnt, durch eine Rotation des Rades um dessen Hochachse und macht beim Parkiermanöver den größten Anteil der wirkenden Momente und Kräfte am Rad aus (Heacock und Jeffery 1953; Kim et al. 2007; Schramm et al. 2020). Wie in Abbildung 2.29 zu erkennen ist, steigt das Bohrmoment bei einer Verdrehung aus der Ausgangslage nahezu linear an. In diesem Bereich kann die Torsionssteifigkeit des Reifens abgelesen werden. Dieser Anstieg ist auf die elastische Verformung des Reifens im Haftbereich zurückzuführen. Mit steigender Verdrehung des Rades beginnen einige Elemente im Reifenlatsch zu gleiten und es formt sich ein degressiver Anstieg des Bohrmomentes aus, der seine Sättigung im Gleitzustand erfährt (Schramm et al. 2020).



**Abbildung 2.29:** Bohrmoment bei verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten des Rades nach (Neumann et al. 2022b)

EINSLE (Einsle 2011) untersucht in seiner Arbeit den Einfluss der Radlast und des Fülldrucks auf das maximale Bohrmoment bei verschiedenen Reifendimensionen. In Abbildung 2.30 ist zu erkennen, dass das Bohrmoment bei steigender Radlast eine nahezu lineare Erhöhung erfährt (Einsle 2011; van der Jagt 1999; Sharp und Granger 2003). Mit steigendem Fülldruck sinkt das maximale Bohrmoment bei konstant gehaltener Radlast (Vilela et al. 2010; Sharp und Granger 2003). Diese Phänomene sind auf die in Abschnitt 2.6.2 und 2.6.3 beschriebenen Eigenschaften des Reifens und seiner Aufstandsfläche zurückzuführen. Mit steigender Radlast erhöht sich die Aufstandsfläche des Reifens und der höhere Anpressdruck führt zu einem erhöhten Reibungswiderstand. Die Erhöhung des Fülldrucks bewirkt einen gegenläufigen Effekt, wodurch sich die Aufstandsfläche verringert und das maximale Bohrmoment reduziert wird. Diese Charakteristik verstärkt sich durch die sich ändernde Bodendruckverteilung. Bei höherem Fülldruck wird der Druck in der Aufstandsfläche von den Flanken zur Mitte des Latsches zentriert. Durch die näher am Zentrum liegenden Kraftspitzen und deren kürzeren Hebelarmen, kommt es zu einem geringeren Moment. Liegen die Kraftspitzen bei den Schultern, so werden die hohen Kraftwerte über die längeren Hebelarme hin zum Zentrum zu einem höheren Moment aufaddiert.



**Abbildung 2.30:** Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf das maximale Bohrmoment nach (Einsle 2011)

Den Untersuchungen von EINSLE (Einsle 2011) ist zudem zu entnehmen, dass eine höhere Reifenbreite zu größeren Bohrmomenten führt. Gleiches gilt auch für eine erhöhte Rotationsgeschwindigkeit des Reifens, welche im Abschnitt 3.5 genauer betrachtet wird.

Die Erkenntnisse von EINSLE (Einsle 2011) sind in WEINBERGER (Weinberger 2023) um den Einfluss vom radbezogenen Sturzwinkel erweitert worden. Dabei sind grundlegende Untersuchungen der wirkenden Reifenkräfte und -momente, bei Aufprägung einer Rotation und gestürzter Längsachse des Reifens, durchgeführt worden. In der vorliegenden Arbeit soll zudem betrachtet werden, inwiefern eine validierte Methodik zur Vermessung von Reifen unter Sturz, mit Hilfe der wirkenden Mechanismen aus Gesamtfahrzeugmessungen und überlagerten translatorischen Bewegungen, definiert werden kann.

## 2.9 Prüfstände

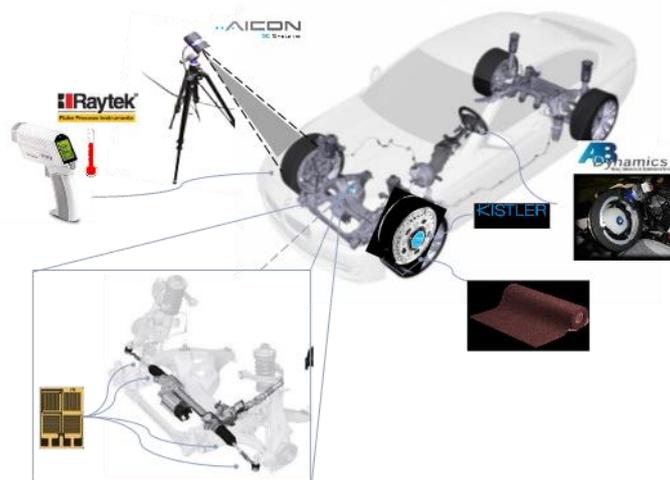
In dieser Arbeit werden mehrere Prüfstände zur Analyse des Gesamtfahrzeug- und Komponentenverhaltens beim Parkiermanöver verwendet. Darunter fallen zum einen Gesamtfahrzeugmessungen auf einer sogenannten Reibwertfläche, Messungen mit einem Kinematics & Compliance (KnC) Prüfstand und weitere Messungen an Reifenprüfständen sowie an einem Reibmomentenprüfstand. Diese Messungen dienen zum einen dem Aufbau eines Wirkkettenverständnisses, also der Analyse von Bewegungen und wirkenden Kräften und Momenten beim Parkiermanöver. Zum anderen dienen die ermittelten Messgrößen als Vorgabe, Parametrisierungs- und Parametrierungsgrundlage sowie der Validierung für virtuelle Modelle. Die Prüfstände werden nachfolgend beschrieben.

### 2.9.1 Reibwertflächen-Prüfstand

Mit dem in Abbildung 2.31 dargestellten Messaufbau nach WEINBERGER (Weinberger et al. 2018) werden die, während des Parkiermanövers auftretenden Kräfte und Momente sowie Bewegungen des Reifens und des Fahrzeugs, aufgezeichnet. Auf dem Reibwertflächen-Prüfstand

können verschiedene „Stützstellen“ vermessen werden. Eine Stützstelle bezeichnet in dieser Arbeit die Konfiguration der Rahmenbedingungen einer Prüfsituation. Zur Einstellung der Achslast mit Hilfe von Gewichten sind unmittelbar vor den Reibmessflächen Waagen in den Boden eingelassen. Zudem lassen sich durch Variation des Reifendrucks weitere Stützstellen definieren.

Dem System wird von einem Lenkroboter eine konstante Lenkgeschwindigkeit, z. B.  $150^\circ/\text{s}$ , vom linken zum rechten mechanischen Endanschlag am Lenkrad vorgegeben. Die daraus resultierende Auslenkung der Zahnstange wird mit einem Lasersensor und redundant mit dem Bordnetz gemessen. Die auf die Spurstangen wirkenden Kräfte, die über den Spurstangenraumwinkel in die Zahnstangenkraft umgerechnet werden können, werden beidseitig durch temperaturunabhängige Vollbrücken-Dehnungsmessstreifen ermittelt. Diese messen die elastische Verformung der Bauteile und ermöglichen somit Rückschlüsse auf die wirkenden Kräfte. Die tatsächlich an der Zahnstange wirkende Kraft kann ohne erhöhten Aufwand nicht gemessen werden. Dies liegt unter anderem daran, dass sich die Zahnstange innerhalb des Lenkungsgehäuses befindet und somit das Aufbringen von Dehnungsmessstreifen erschwert wird. Zudem stellt sich die Kabelführung innerhalb des Lenkungsgehäuses als problematisch dar. Die resultierenden Kräfte und Momente am Rad werden mit einem Radnabennesssystem gemessen. Die Translationen und Rotationen der Reifen sowie die Bewegung des Fahrzeugs selbst, werden über ein optisches Messsystem mit vier Kameras erfasst. Um eine konstante Reibung der Fahrbahnoberfläche und die Vergleichbarkeit verschiedener Messungen zu gewährleisten, wird ein industrielles Schleifpapier mit einer Korund-Oberfläche P120 verwendet (ISO 6344-2 1998). Die Temperatur, die Vorkonditionierung und der Abnutzungsgrad des Reifens und des Schleifpapiers werden über ein genau definiertes Messverfahren kontrolliert (Weinberger et al. 2018).



**Abbildung 2.31:** Messtechnik der Gesamtfahrzeugmessungen (Weinberger et al. 2018)

Die Verwendung des bereits erwähnten Korund P120, zur Repräsentation der realen Oberfläche, ist auf eine Studie der BMW Group aus dem Jahr 2017 zurückzuführen. In dieser Studie wurden die maximalen Zahnstangenkräfte beim Parkieren auf 28 verschiedenen Oberflächen

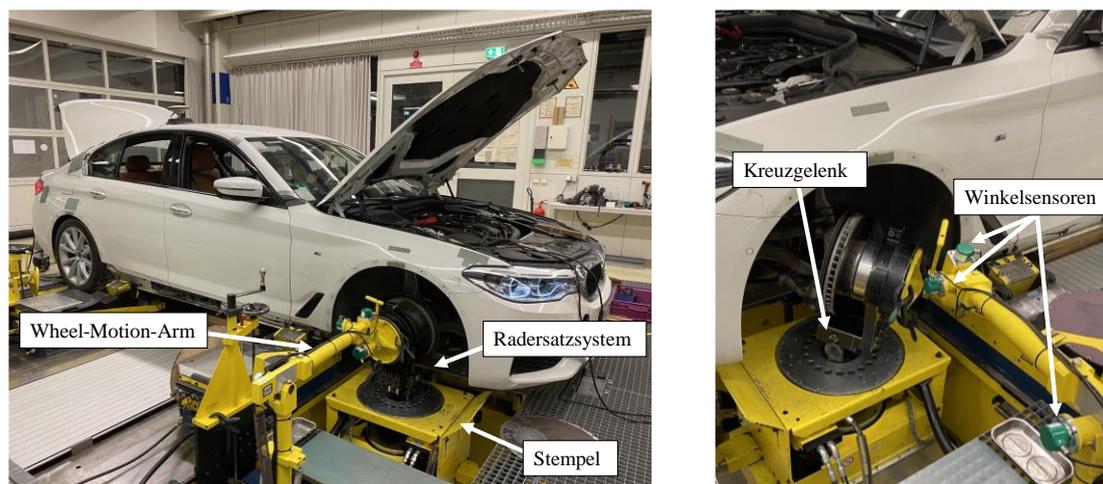
ermittelt. Darunter öffentliche Straßen, Parkflächen und Parkdecks. Bei allen getesteten Oberflächen waren die resultierenden Zahnstangenkräfte geringer oder höchstens gleich hoch wie bei dem verwendeten Korund Schleifpapier (Weinberger 2023). Es stellt somit ein Worst-Case-Szenario dar, das repräsentativ für die Erfassung der maximalen Zahnstangenkräfte ist, die auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen auftreten. Darüber hinaus bezeichnet Korund P120 einen Industriestandard, der häufig auf Flat-Trac-Reifenprüfständen der Firma MTS (MTS Systems Corporation 2022b) eingesetzt wird (ISO 6344-2 1998). Der homogene Reibungskoeffizient innerhalb der gesamten Fläche bietet einen weiteren Vorteil für die konsistente Bestimmung der Zahnstangenkräfte.

Der Messaufbau kann durch die zusätzliche Möglichkeit von Messungen mit schwimmend gelagerten Drehtellern erweitert werden. Dadurch kann der Einfluss der Reifenreibung minimiert werden (Weinberger et al. 2018).

### **2.9.2 Kinematics & Compliance – Achsprüfstand**

Ein Achsprüfstand, auch Kinematics & Compliance – Prüfstand, kurz „KnC“, wird zum Vermessen von kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften von Achssystemen verwendet. Der Prüfstand ermöglicht es Informationen über das Verhalten von Fahrwerken zu gewinnen und das Fahrzeugdesign zu analysieren. Mittels Kinematik-Messungen können Änderungen der Radlage, die sich aufgrund der Fahrzeugkinematik ergeben, gemessen werden. Dabei wirken keine horizontalen Kräfte auf das System. Bei Compliance Messungen, also Analysen der Elastokinematik eines Fahrzeugs, werden horizontale Kräfte auf das System aufgeprägt und die entsprechende Änderung der Radlage gemessen. (MTS Systems Corporation 2022a)

Zur Durchführung von Achsmessungen wird ein Fahrzeug, wie in Abbildung 2.32 dargestellt, am Unterboden festgespannt und die Räder über den vier Plattformen platziert. Durch die vier unabhängig voneinander beweglichen Stempel, welche jeweils über fünf Freiheitsgrade verfügen, lassen sich Bewegungen in alle translatorischen sowie rotatorischen Richtungen, um die x- und z-Achse des Rades realisieren. Lediglich der Freiheitsgrad um die y-Achse ist gesperrt. Zudem ist das Aufprägen von Kräften und Momenten in den beschriebenen fünf Freiheitsgraden möglich. Der Prüfstand kann entweder Kraft- oder Positionsregelung angesteuert werden. Durch die diversen Kombinationen der Bewegungs- und Regelungsmöglichkeiten lassen sich verschiedene Fahr- sowie Lastsituationen nachstellen.



**Abbildung 2.32:** KnC-Achsprüfstand

Einer der Vorteile dieses Prüfstands gegenüber der beschriebenen Gesamtfahrzeugmessdurchführung auf der Reibwertfläche, liegt in der Möglichkeit die Räder durch Radersatzsysteme zu ersetzen. Radersatzsysteme sind starre Anbindungen aus Stahl, welche die Stempel und den Radträger verbinden. Die Radersatzsysteme besitzen identische, kinematische Parameter wie die Räder. So wird unter anderem die Einpresstiefe und der Raddurchmesser entsprechend eingestellt und die Stempel so ausgerichtet, dass sich das Fahrzeug in Konstruktionslage befindet. Die Konstruktionslage ist dabei die während der Konstruktion bestimmte Höhenlage, welche das Fahrzeug im Ruhezustand bei einem definierten Lastfall einnimmt. Durch dieses Vorgehen lassen sich Durchlenkversuche ohne den Einfluss der Reifenreibung realisieren.

In Abbildung 2.32 (rechts) ist das Radersatzsystem abgebildet. Im stempelseitigen Aufnehmer ist ein Kreuzgelenk verbaut, welches den virtuellen Radaufstandspunkt darstellt. Es verfügt über einen Rotationsfreiheitsgrad um dessen x-Achse, wodurch der beim Parkieren auftretende Sturzwinkel dargestellt werden kann. Zusätzlich kann ein zweiter, rotatorischer Freiheitsgrad um die y-Achse des Rades geöffnet werden, was dem Abrollen des Rades entsprechen würde. Im Stempel befinden sich zudem Kraftmessdosen, mit deren Hilfe die auftretenden Kräfte und Momente ermittelt werden können. Über einen Aufbau mit drei verschiedenen Winkelsensoren, dargestellt in Abbildung 2.32 (rechts), der am Radmittelpunkt befestigt wird, kann die Verschiebung und Rotation des Radmittelpunkts über die kinematische Kette des Messarms berechnet werden (MTS Systems Corporation 2022a). Der Messaufbau kann fahrzeugseitig, ähnlich wie bei den Gesamtfahrzeugmessungen auf der Reibwertfläche, erweitert werden. So können zum Beispiel die Dehnmessstreifen an den Spurstangen zur Ermittlung der auftretenden Spurstangenkräfte genutzt werden.

In Tabelle 2.3 sind die Freiheitsgrade und Spezifikationen des KnC-Prüfstandes aufgeführt. So wird deutlich, dass der rotatorische Freiheitsgrad um  $y$  gesperrt ist. Aus dem kalibrierten Lastbereich geht hervor, in welchem Bereich auftretende Kräfte und Momente ermittelt werden können. Kurzfristige Kraft- oder Momentenerhöhungen können maximal bis zu den dargestellten Kraftgrenzen zugelassen werden. Es ist zu beachten, dass die Geschwindigkeiten im System

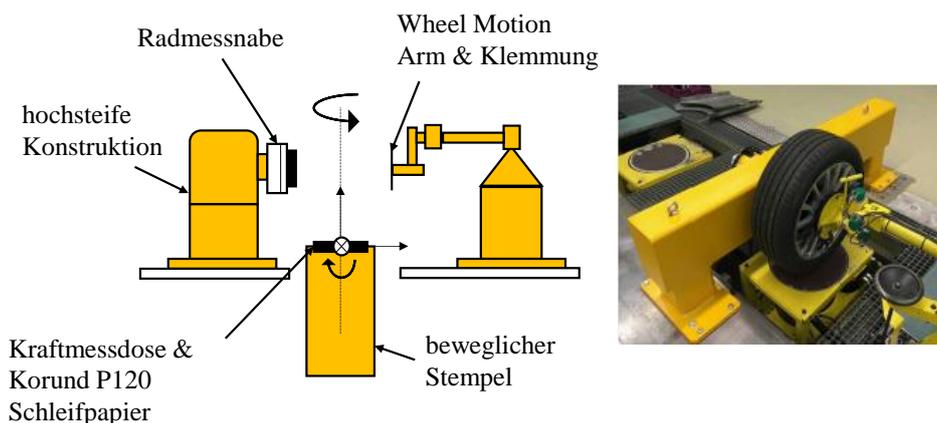
einer statischen Messung entsprechen. Dies liegt an dem steigenden Einfluss der Stempelträgerheit bei steigender Geschwindigkeit, welcher zu einer Verfälschung der Messergebnisse führen kann.

**Tabelle 2.3:** Freiheitsgrade und Spezifikationen des KnC-Prüfstandes nach (MTS Systems Corporation 2022a)

Freiheitsgrad	Verstellbereich	Kalibrierter		
		Lastbereich	Kraftgrenzen	Genauigkeit
Translation in z	$\pm 200$ mm	0 – 30 kN	30 kN	$\pm 60$ N
Translation in x	$\pm 75$ mm	$\pm 9$ kN	$\pm 14$ kN	$\pm 20$ N
Translation in y	$\pm 75$ mm	$\pm 9$ kN	$\pm 14$ kN	$\pm 20$ N
Rotation um z	$\pm 45^\circ$	$\pm 500$ Nm	$\pm 2250$ Nm	$\pm 1$ Nm
Rotation um x	$\pm 12^\circ$	$\pm 2000$ Nm	$\pm 4000$ Nm	$\pm 1$ Nm
Rotation um y	-	$\pm 2000$ Nm	$\pm 4$ Nm	$\pm 1$ Nm

### 2.9.3 KnC-Reifenprüfstand

Im Rahmen der Promotion von WEINBERGER (Weinberger 2023) ist der in Abschnitt 2.9.2 beschriebene KnC-Prüfstand zu einem Reifenprüfstand umgerüstet worden. Abbildung 2.33 zeigt den Aufbau des Prüfstandes. Mit Hilfe einer hochsteifen Konstruktion wird der Reifen in dieser Prüfstandssituation über der beweglichen Plattform fixiert. Auf dem Stempel wird der Untergrund, wie auch bei den Gesamtfahrzeugmessungen auf der Reibwertfläche (Vgl. Abschnitt 2.9.1), durch ein Korund-Schleifpapier P120 repräsentiert. Da der Reifen ortsfest über der Prüfplattform gehalten wird, wird die Relativbewegung zwischen Reifen und Untergrund durch den, fünf Freiheitsgrade aufweisenden, Aktuator der Plattform ausgeführt. Neben einer Radmessnabe, mit der die Kräfte und Momente im Radmittelpunkt ermittelt werden, wird auf dem KnC-Reifenprüfstand weitere Messtechnik eingesetzt. Im positions- bzw. kraftgeregelten Stempel sind Positionssensoren für jeden Freiheitsgrad angebracht, so dass die genaue Position des Stempels beschrieben werden kann. Darüber hinaus ist der Stempel mit einer mehrachsigen Kraftmessdose ausgestattet, so dass die auf den Stempel wirkenden Kräfte und Momente ermittelt werden können. Durch die hochsteife Konstruktion der Reifenhalterung sowie einer gegenüberliegenden Klemmung, wird das Rad fixiert und weist damit keinen Freiheitsgrad auf.



**Abbildung 2.33:** KnC-Reifenprüfstand (Neumann et al. 2022a; Weinberger 2023)

In SUTHANTHAVIBUL (Sutanthavibul 2019) und WEINBERGER (Weinberger 2023) wurde die grundsätzliche Eignung des KnC-Prüfstandes für parkierspezifische Untersuchungen mit Hilfe eines Fahrzeugs, welches über dem Stempel platziert und dessen Hinterachse blockiert wurde, bestätigt. Zum Zeitpunkt des Starts dieser vorliegenden Arbeit befand sich der in Abbildung 2.33 dargestellte Prüfstand noch im Aufbau.

#### 2.9.4 Weitere Reifenprüfstände

Neben dem in dieser Arbeit beschriebenen KnC-Reifenprüfstand existieren noch weitere Reifenprüfstände. Je nach Anwendungsgebiet können diese unterschiedlich ausgeführt sein. Dazu zählen etwa fahrbare Reifenprüfstände, Hydropulsprüfstände, Rollenprüfstände und viele weitere. In dieser Arbeit werden Messergebnisse eines Flachbahn- und eines Steifigkeitsreifenprüfstandes zu Rate gezogen. Diese Prüfstände werden im Folgenden vorgestellt.

##### **Flachbahnreifenprüfstand (Flat-Trac)**

Der in Abbildung 2.34 dargestellte Flachbahnreifenprüfstand besteht aus einem elektrischen Reifenantrieb, einem Stahlband und einer Messeinrichtung in der Radmitte. Das umlaufende Stahlband ist etwa 0,7 mm dick und weist, wie auch der KnC-Reifenprüfstand, eine genormte Oberfläche mit Korund P120 Schleifpapier auf (ISO 6344-2 1998). Die Antriebseinheit ist an einem schwenkbaren Hubkolben befestigt, wodurch das Rad angetrieben, gebremst, verkippt und eine vertikale Last aufgeprägt werden kann.



**Abbildung 2.34:** Flat-Trac Reifenprüfstand (fka GmbH 2022a)

Ausgerichtet ist der Prüfstand für dynamische Messungen des Reifens bei 0 – 250 km/h (Kerber 2019). Zudem ist diese Art von Prüfstand Industriestandard und es werden unter anderem Messungen durchgeführt, die in der Vergangenheit zur Generierung von Datenbanken für parkierrelevante FTC's („Functional Tire Characteristics“, deutsch „funktionale Reifeneigenschaften“) dienen (Vgl. Abschnitt 3.3.2).

Ein Nachteil des Prüfstandes für parkrelevante Messungen ist das dünne, umlaufende Stahlband. Da es über zwei Rollen geführt wird, stellt es sich durch die Bewegung der Rollen beim Umlauf selbst ein. Bei einer quasistatischen Bohrmomentmessung bewegt sich das Stahlband allerdings nicht, sodass eine Selbstjustierung des Bandes ausbleibt. Die durch die Reibung zwischen Reifen und Stahlband entstehende Wärme wird zudem über die Rollen des Prüfstandes abgeleitet. Bewegt sich der erwärmte Teil des Stahlbandes während der Bohrmomentmessung nicht über die Stahlrollen des Prüfstandes, kann die Wärme nur zu einem geringen Teil abgeführt werden. Dies führt zu einer lokalen Überhitzung des wärmeempfindlichen Stahlbandes im Bereich der Reifenaufstandsfläche. Die fehlende Selbstregulierung und Wärmeableitung des Prüfstandes während der Bohrmomentmessung führen dazu, dass die Reproduzierbarkeit der quasistatischen Reifenmessungen relativ gering ist.

Zudem können aufgrund der Ausführung dieses Prüfstandstyps keine parkierrelevanten Messungen in Längs- und Querrichtung durchgeführt werden, da das Rad nicht vollständig blockiert werden kann und eine Querverschiebung des Rades nicht möglich ist. Durch die fehlende Möglichkeit des vollständigen Blockierens des Rades, rollt der Reifen, bedingt durch seine asymmetrische Aufstandsfläche, bei einer Rotation unter Sturz ab. Dadurch können Rotationsmessungen mit einem reifeninduzierten Sturzwinkel an diesem Prüfstand nicht realisiert werden.

Eine detaillierte Untersuchung der Spezifikationen und der ermittelten Bohrmomente am Flat-Trac Prüfstand findet sich in Abschnitt 3.4.1.

### Steifigkeits-Reifenprüfstand

Der Steifigkeits-Reifenprüfstand ist entwickelt worden, um quasistatische Eigenschaften eines Reifens ermitteln zu können (Bachmann et al. 2017). Aufgrund der beweglichen Plattform, die auch mit dem Korund P120 Schleifpapier beklebt ist, lassen sich translatorische und rotatorische Messungen durchführen.

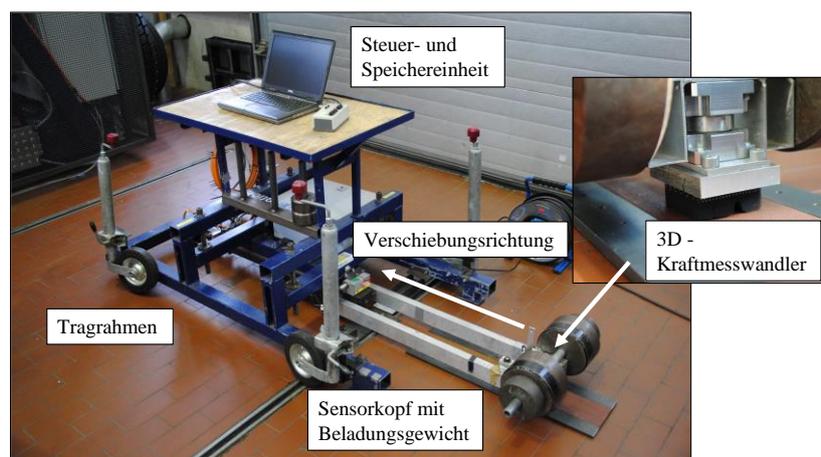


**Abbildung 2.35:** Steifigkeits-Reifenprüfstand (fka GmbH 2022c)

Wie in Abbildung 2.35 dargestellt, ist das Rad an seiner Aufnahme nicht drehbar gelagert. Dadurch kann ein vollständiges Blockieren des Rades und eine hohe Steifigkeit des Prüfstandes realisiert werden. Aufgrund der Ausführung dieses Prüfstandes lassen sich Längs- und Quermessungen durch Verschieben des blockierten Rades mitsamt seiner Aufnahme, auch unter Sturz, realisieren. Auch überlagerte Bewegungen können dargestellt werden.

### Lineares Reibungsprüfgerät (LiReP)

In FRIEDERICHS (Friederichs et al. 2020) ist ein lineares Reibungsprüfgerät aufgebaut worden. Dieser Prüfstand fällt nicht unter die Kategorie eines Reifenprüfstandes, wird aber in dieser Arbeit zur Ermittlung der Reibungseigenschaften von Gummiprüfproben verwendet. Abbildung 2.36 zeigt diesen Prüfstand.



**Abbildung 2.36:** Lineares Reibungsprüfgerät (Friederichs et al. 2020)

Das lineare Reibungsprüfgerät besteht aus einem Linearantrieb auf der Grundlage eines elektromechanischen Kugelgewindetriebs, einer Schlittenvorrichtung und einem Tragrahmen. Die Laufflächengummiprüfproben werden mit einer gleichmäßigen Translationsbewegung und einer

konstanten Last mit einer definierten Geschwindigkeit über eine Fahrbahnoberfläche gezogen. Die Oberfläche ist auch bei diesem Prüfstand durch das bereits erwähnte Schleifpapier Korund P120 realisiert worden. Über eine Schlittenkonstruktion und einen dreidimensionalen Kraftmesswandler werden die Gummiproben über den Untergrund gezogen. (Neumann et al. 2022b)

Die betrachteten Gummiproben werden aus einem Laufflächenprofil eines Reifens mittels Wasserstrahlschneiden mit einer Fläche von 60 mm x 60 mm ausgeschnitten. Die Gummifläche wird auf eine Montageplatte geklebt, die direkt mit dem Messkopf der Schlittenkonstruktion verbunden ist. Die Belastung wird mit Hilfe von Belastungsgewichten zwischen 5 kg und 55 kg aufgebracht. (Neumann et al. 2022b)

### 2.9.5 Tekscan Tyre Scan

Mit Hilfe eines Tekscan Tyre Scan Systems können die Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung von Reifen vermessen werden (Bachus et al. 2006; Liang et al. 2013). Das Kraft-Sensorbasierte Messsystem basiert auf einem Flächenraster aus taktilen piezoresistiven Drucksensoren. Diese werden in eine Matte, wie in Abbildung 2.37 dargestellt, eingebettet und in die Bodenplatte integriert. Die Sensormatte weist eine 268,2 mm x 317,0 mm große Fläche mit 82.368 Sensoren auf. Ein quadratischer Drucksensor besitzt demnach eine Fläche von 1,016 mm x 1,016 mm (Tekscan Inc 2018). Bestätigt wurde die Genauigkeit dieses Systems in (Brenton-Rule et al. 2012; Bachus et al. 2006; Liang et al. 2013) .



**Abbildung 2.37:** TekScan VersaTek TireScan (Tekscan Inc. 2022)

Das dargestellte Tekscan VersaTek TireScan TVR8406 System kann nicht auf Scherspannung beansprucht werden. Dadurch können keine Durchlenkversuche durchgeführt werden. Da die auftretenden Kräfte beim Parkiermanöver im Endanschlag, also unter hohen Sturzwinkeln, am größten sind, ist es von Bedeutung, Messungen unter Sturz durchzuführen. Dazu können Kom-

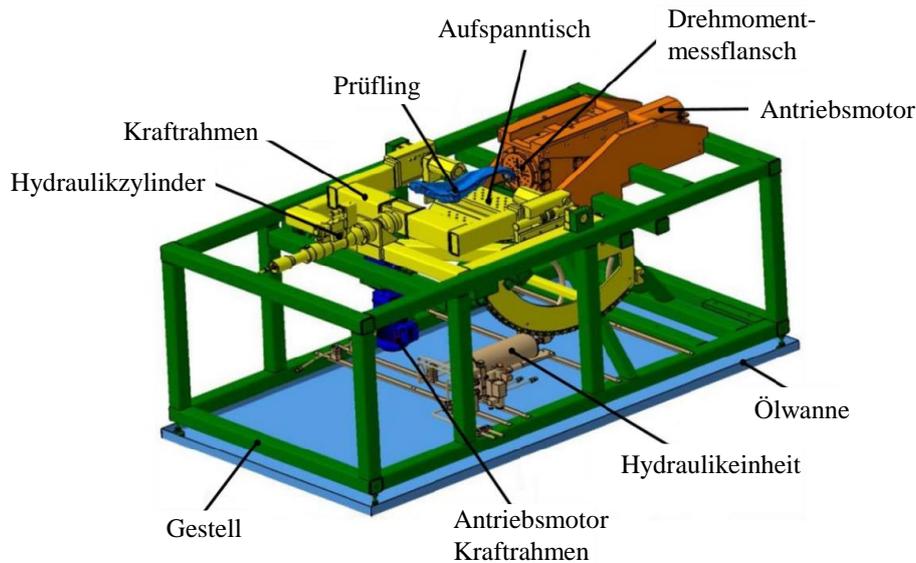
ponentenmessungen mit dem Reifen bei verschiedenen Sturzwinkeln, Radlasten und Fülldrücken sowie Gesamtfahrzeugmessungen mit eingelenktem Rad und der dadurch resultierenden Sturzwinkel, durchgeführt werden. Die weiteren Spezifikationen des Messgeräts sind in Tabelle 2.4 aufgeführt. Die Genauigkeit ist mit  $\pm 5\%$  angegeben, was in (Roempler Dellien 2019) nochmals bestätigt wurde. In (Roempler Dellien 2019) erfolgte eine Analyse, inwiefern die Auflösung der Sensormatte gemäß dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem ausreichend ist. Gemäß diesem Theorem müssen sich zwischen Extrempunkten der Bodendruckverteilung mindestens zwei Sensorelemente befinden. Trifft man die Annahme, dass neun Hochdruckspitzen gleichmäßig auf einer Fläche von 100 mm x 100 mm verteilt sind, so befinden sich 18 Extremwerte innerhalb dieser Fläche. Durch die beschriebene Seitenlänge eines Drucksensors von 1,016 mm befinden sich in diesem konservativ eingeschätzten Fall immer mindestens vier Sensorelemente zwischen den Extrempunkten. Damit ist eine ausreichende Auflösung gewährleistet (Roempler Dellien 2019).

**Tabelle 2.4:** Spezifikationen des TekScan-Systems (Tekscan Inc 2018)

<b>Spezifikationstyp</b>	<b>Spezifikation</b>
Name des Messsystems	TVR8406
Sensortechnologie	Piezoresistiv
Genauigkeit	$\pm 5\%$
Sensormattendicke	0,2 mm (nicht komprimierbar)
Sensorfläche	268,2 mm x 317,0 mm
Anzahl der Sensorelemente	82368
Räumliche Auflösung (x,y)	1,016 mm x 1,016 mm
Standard Druckbereich	0 bar bis 20,68 bar

### 2.9.6 Reibmomentprüfstand

Ein sogenannter Reibmomentprüfstand, kurz „REMP“, wird zum Vermessen von Kugelgelenken verwendet. Dabei wird insbesondere das Reibverhalten für Dreh- und Kippbewegungen betrachtet. So lassen sich die zulässigen Losbrech- und Bewegungswiderstandsmomente bei verschiedenen Vorlasten und Geschwindigkeiten ermitteln. Der von der Firma Brunel Car Synergies GmbH entwickelte Prüfstand ist in Abbildung 2.38 als CAD-Modell dargestellt.



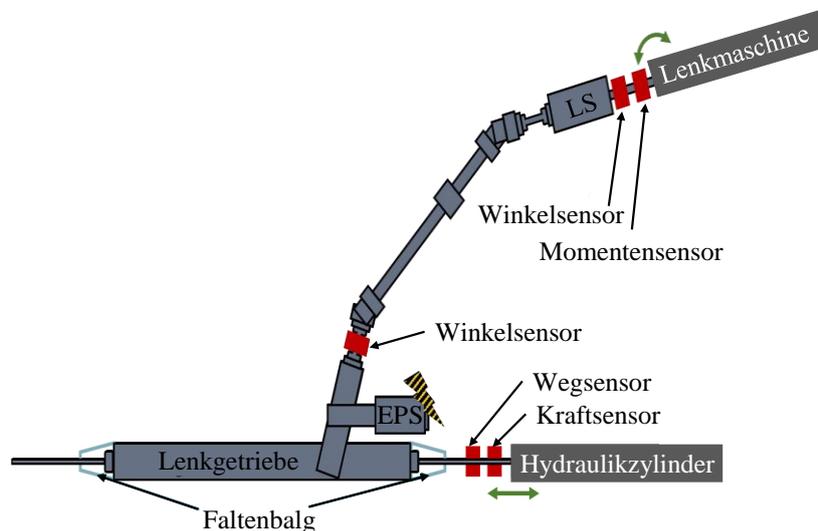
**Abbildung 2.38:** CAD Modell des Reibmomentprüfstandes

Alle Prüfstandskomponenten sind an einem Gestell aus verschweißten Vierkantprofilen montiert. Angetrieben wird der Prüfstand über einen Elektromotor. Die Messeinheit besteht aus einem hydraulisch gelagerten Drehmomentmessflansch. Eine reibungsoptimiert gelagerte Welle zwischen Antriebs- und Messeinheit überträgt die aufgeprägte Bewegung. Der Prüfling wird mit der Messeinheit verschraubt und über eine auf das Bauteil abgestimmte Abstützeinrichtung fixiert. Über einen 90° drehbaren Aufspanntisch lassen sich axiale, radiale und kombinierte Vorlasten einstellen. Die benötigte Vorlast wird von einer Hydraulikeinheit, platziert am Boden des Gestells, zur Verfügung gestellt. Die eingeleitete Kraft wird über den Kraftrahmen auf den Aufspanntisch geleitet. Die auf den Drehmomentmessflansch montierten Prüfadapter sind speziell für jeden Kugelgelenktyp abgestimmt. Somit kann die Kugelmitte des Kugelzapfens exakt auf dem Prüfstand montiert werden, sodass die Kugelmitte im Schnittpunkt zwischen der Drehachse des Messflansches und der Schwenkmitte des Kraftrahmens liegt. Durch Einstellscheiben können toleranzbedingte Abweichungen ausgeglichen werden. Auf diese Weise können durch unerwünschte Krafteinleitungen entstehende Verspannungen vermieden werden. Durch die erzeugte Anregung lassen sich, je nach Einleitungsrichtung, Dreh- und Kippbewegungen realisieren. Durch eine anfängliche Kompensationsmessung kann der Einfluss des Massenträgheitsmomentes quantifiziert und für den Verlauf der Folgemessungen subtrahiert werden. Die dabei über den Drehmomentmessflansch ermittelten Werte geben Aufschluss über die jeweiligen Losbrech- und Widerstandsmomente des Kugelgelenks.

### 2.9.7 Lenkungsprüfstand

Ein weiterer in dieser Arbeit verwendeter Prüfstand ist in Abbildung 2.39 dargestellt. Am Lenkungsprüfstand kann ein kompletter Lenkstrang eingespannt und vermessen werden. Dieser beinhaltet, neben den Komponenten der Lenkung, externe Sensoren und CAN-Abgriffe, die in

der Darstellung beschrieben sind. Dazu zählen insbesondere Kraftsensoren zur Ermittlung der Spurstangen- und Zahnstangenkräfte. Der Zahnstangenhub kann mit Hilfe einer Multipositionsmessung, basierend auf dem Magnetostriktiven Prinzip, ermittelt werden (Linnemann 2008). Dazu können das Lenkradmoment, der Lenkradwinkel, und der Ritzeingangswinkel ermittelt werden, die in dieser Arbeit allerdings nur eine untergeordnete Rolle spielen.



**Abbildung 2.39:** Schematische Darstellung des Lenkungsprüfstandes

Das Lenkgetriebe wird auf einem starren Halter fixiert. Alle weiteren Komponenten sind mit einer starren Bodenplatte verbunden und werden so fixiert. Die Lenksäule ist als oberes Festlager ausgeführt, was zur weiteren Stabilität dieses Prüfstandes führt. Für die Ansteuerung wird eine Lenkmaschine oder ein Hydraulikzylinder verwendet. Zudem kann eine Bewegungsvorgabe über den Elektromotor geschehen. Mit dieser Aktorik können verschiedene Prüfscenarien durchgeführt werden. So können etwa Durchlenkversuche, bei Auslenkung über die am Lenkrad befestigte Lenkmaschine, durchgeführt werden. Eine axiale Bewegung kann über die Hydraulikzylinder dargestellt werden, wobei einer der beiden Zylinder abgekoppelt werden kann, sodass dieser keinen Einfluss auf die Messergebnisse ausübt.

### Zahnstangenverschiebekraft

Bei einer Ermittlung der Zahnstangenverschiebekraft, die in dieser Arbeit in Abschnitt 3.12 aufgegriffen wird, wird der obere Lenkstrang abgekoppelt und die Zahnstange axial durch die Anregung der Hydraulikzylinder verschoben. Als Vorgabe der Verschiebung dient ein Dreiecks-Signal, sodass die Zahnstange mit konstanter Geschwindigkeit bis in beide Endanschläge verschoben wird. Zusätzlich können verschiedene konstante Geschwindigkeiten untersucht werden, sodass eine Geschwindigkeitsabhängigkeit der Zahnstangenverschiebekraft ermittelt werden kann. Die aufzuwendende Kraft zum Überwinden der Reibung kann aus der erzeugten Hysteresekurve ausgelesen werden.

## 2.10 Modellbildung und Simulation

Unter dem Begriff der Modellbildung versteht man die vereinfachte Abbildung einer (partiellen) Realität (Bungartz et al. 2013). Für die Modellbeschreibung werden, in Bezug auf diese Arbeit, vor allem mathematische, physikalische und mechanische Ersatzmodelle, die durch Gelenke oder Kraftelemente gekoppelt sind, untersucht.

Bereits in den 40er und 50er Jahren wurden erste theoretische und mathematische Untersuchungen der Fahrzeugdynamik durchgeführt (Olley 1946; Milliken et al. 1956; Segel 1956; Riekert und Schunck 1940). In den frühen Betrachtungen wurden vornehmlich vereinfachte Modelle für Stabilitätsuntersuchungen (Riekert und Schunck 1940), Reifeneinflüsse beim Lenken und Bremsen (Milliken et al. 1956; Segel 1956) und weitere theoretische Modellierungsansätze (Mitschke und Wallentowitz 2014) zusammengefasst, um das Fahrzeugverhalten mathematisch beschreiben zu können. Mit zunehmender Entwicklung der Rechnerleistungen konnten auch komplexere Modelle mit nichtlinearem Verhalten aufgestellt werden (McHenry 1973; Jindra 1976; Sayers und Han 1996). Es folgten Fahrzeugmodelle mit 14 (Speckhart 1973) bzw. 23 (Sorgatz 1973) Freiheitsgraden, wobei die Modellgleichungen größtenteils manuell hergeleitet wurden. Ab etwa der 1980 Jahre wurden nach und nach Mehrkörpermodellierungs-Tools entwickelt, die es dem Benutzer ermöglichten, Systeme zu entwickeln, ohne die Modellgleichungen explizit aufstellen zu müssen (McHenry 1973; Jindra 1976; Sayers und Han 1996).

In diesem Abschnitt wird nachfolgend insbesondere die Modellierung von Mehrkörpersystemen, Reifenmodellen und Reibung erläutert.

### 2.10.1 Mehrkörpersysteme

Die Mehrkörpersimulation, auch „MKS“, beschreibt eine numerische Simulation. Es können komplexe Systeme durch die Wechselwirkung von massebehafteten Festkörpern modelliert werden. Dazu werden diese Festkörper mit masselosen kinematischen Gelenken gekoppelt, wodurch die Bewegungsfähigkeit dieser Körper eingeschränkt werden. Diese Elemente können Gelenke, Kraft- oder Zwangsbedingungen sein. So ist es möglich Bewegungsabläufe, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen, Kräfte und Momente realer Systeme vereinfacht abzubilden. Durch die Möglichkeit externe Anregungen auf ein System zu geben, lassen sich diese Systeme realitätsnah, z. B. durch eine Lenkwinkelvorgabe oder ein Bremsmanöver, ansteuern. Gerade in der Automobilindustrie werden MKS-Tools für die Analyse von Fahrwerken eingesetzt. Vorteil der MKS-Tools ist, dass diese mit weiteren simulativen Methoden gekoppelt werden können. So können etwa vereinfachte mathematische oder physikalische Systeme oder auch komplexe Finite-Elemente-Methoden in Mehrkörpermodelle integriert werden (Woschke 2007). Moderne MKS-Tools, wie SIMPACK© oder ADAMS©, geben zudem die Möglichkeit auch mit elastischen Körpern zu rechnen. (Rill et al. 2020; Westermann 2021; Flemming 2019; Bause 2020)

Bei Mehrkörpersystemen kann eine statische oder dynamische Simulation erfolgen. Bei statischen Simulationen werden zeitliche Änderungen innerhalb eines Simulationsschritts nicht beachtet. Daras resultiert, dass Systeme innerhalb eines definierten Zustandes keine Geschwindigkeiten aufweisen. Bei einer dynamischen Simulation hingegen können zeitvariable Einflüsse in den einzelnen Simulationsschritten betrachtet werden, sodass Geschwindigkeiten und Beschleunigungen dargestellt werden können. (Flemming 2019)

### 2.10.2 Reibungsmodellierung

Nach DIN 50323 ist Tribologie die Wissenschaft, die sich mit aufeinander wirkenden Oberflächen, die zueinander eine Relativgeschwindigkeit aufweisen, befasst. Tribologie besteht aus den Teilsystemen Reibung, Verschleiß und Schmierung. Reibung ist nach DIN 50281 eine Größe, die bei einer Relativbewegung von zwei sich berührenden Oberflächen wirkt. Die Reibungskraft erschwert die Bewegung der Körper gegeneinander und es dissipiert Energie.

#### Coulombsches Reibgesetz

Durch die Relativbewegung zweier Körper entsteht eine Reibkraft  $F_R$ . Der Quotient aus der Reibkraft und einer wirkenden Normalkraft  $F_N$ , wird als Reibwert  $\mu_{Reib}$  bezeichnet. Der Zusammenhang ist in Gleichung (2.3 dargestellt).

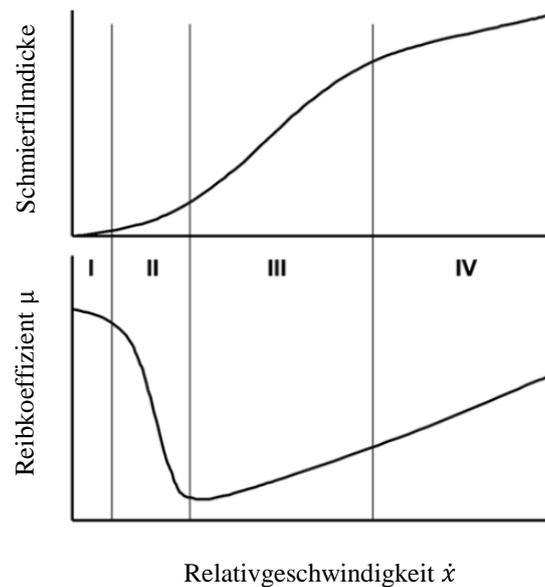
$$\frac{F_R}{F_N} = \mu_{Reib} \quad (2.3)$$

In erster Näherung kann der Reibwert nach dem Coulombschen Reibgesetz, unter der Annahme einer trockenen Reibung, als konstant angenommen werden. Unterschieden wird lediglich zwischen Haft- und Gleitreibung. Haft- oder auch statische Reibung beschreibt dabei die Kraft, die aufzubringen ist, um einen auf einer ebenen Unterlage liegenden Körper aus der Ruhelage auszulenken. Im Falle der Gleitreibung besteht eine Relativgeschwindigkeit zwischen den Körpern. Nach Coulomb weist der entstehende dynamische Reibwert  $\mu_k$  keine wesentliche Abhängigkeit von der Größe der Kontaktfläche und der Gleitgeschwindigkeit auf. Zudem sind der statische Reibwert  $\mu_s$  und der dynamische Reibwert  $\mu_k$  näherungsweise gleich anzunehmen. (Popov 2015; Armstrong-Helouvry et al. 1994; Popov 2015)

#### Stribeckkurve

Bei den meisten technischen Anwendungen handelt es sich, wie beim Coulombschen Reibgesetz gezeigt, nicht um trockene Reibung. So werden Schmierstoffe verwendet, die zu einer Reduzierung des Verschleißes beitragen sollen. Diese sollen bewirken, dass sich die Oberflächen der Körper nicht berühren. Bei geschmierten Kontakten sind die Coulombschen Annahmen der konstanten Reibwerte ungültig (Popov 2015). Es zeigt sich, dass der Reibkoeffizient stark von der Relativgeschwindigkeit abhängt und kein linearer Zusammenhang zwischen Reibung und Normalkraft besteht (Olsson et al. 1998). Abbildung 2.40 zeigt die Stribeckkurve, wobei die

Schmierfilmdicke und der Reibkoeffizient  $\mu$  über der Relativgeschwindigkeit  $v$  aufgetragen werden.



**Abbildung 2.40:** Stribeckkurve nach (Murrenhoff 2010; Wittel et. al. 2019)

Der Verlauf der Stribeckkurve lässt sich in vier Bereiche gliedern. Bereich Eins beschreibt die Grenzreibung, welche bei kleinen Relativgeschwindigkeiten auftritt und wobei der größte Reibkoeffizient entsteht. Die Schmierfilmdicke ist in diesem Bereich nur gering ausgeprägt. Im zweiten Bereich, der sogenannten Mischreibung, erhöht sich die Schmierfilmdicke und es kommt vermehrt zu Gleiteffekten. Im dritten und vierten Bereich ist eine hydrodynamische Schmierung mit hoher Schmierfilmdicke gekennzeichnet. In diesem Bereich überschreitet die Schmierfilmdicke die Unebenheiten der Kontaktflächen und es treten rein hydrodynamische, bzw. elastohydrodynamische Effekte auf, welche zu einer Steigerung des Reibungskoeffizienten führen. (Armstrong-Helouvry et al. 1994; Murrenhoff 2010)

Es zeigt sich, dass Reibung von dynamischen Effekten abhängt. Eine analytische Beschreibung der so entstehenden Reibzusammenhänge ist aufgrund der Vielzahl von Wechselwirkungen als Modellierungsansatz sehr komplex (Meyer 2010). Daher wird bei der Beschreibung von dynamischen Reibeffekten auf mathematische Modelle zurückgegriffen.

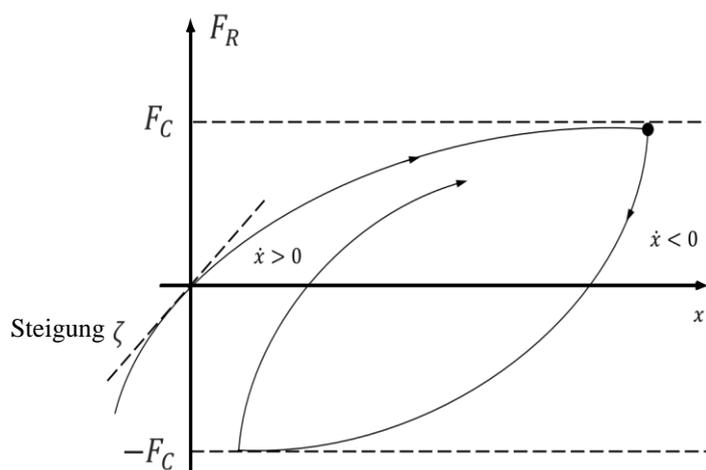
### Modellierung nach Dahl

Das Modell nach Dahl wurde in den 1960er Jahren entwickelt. Es beschreibt einen degressiven Reibwertanstieg bis zum Erreichen einer Maximalkraft. Ausgangspunkt dieses Modells ist das Spannungs-Dehnungs-Diagramm von spröden Materialien, bei dessen Maximalkraft es zu einem Losbrechen der Körper voneinander kommt (Olsson et al. 1998). Die Reibkraftkurve wird durch eine ortsabhängige Differentialgleichung beschrieben, wodurch das Dahl-Modell von der Auslenkung abhängig ist (Stietz 2018). In Formel (2.4 ist die Differentialgleichung des Dahl-Modells dargestellt. Aus der Gleichung lässt sich die alleinige Abhängigkeit der Reibkraft  $F_R$  von der Auslenkung  $x$  und dem Vorzeichen der Auslenkungsgeschwindigkeit  $\dot{x}$  entnehmen.

Der Faktor  $\zeta$  beschreibt die Steifigkeit des Haftkontaktes. Über den Exponenten  $i$  kann die Form der Losbrechphase bestimmt werden.  $K$  ist ein dimensionsloser Faktor, der die Lösung der Differentialgleichung stabilisieren soll und abhängig von  $i$  gewählt wird. Die Funktion  $sign(\dot{x})$  gibt das Vorzeichen der Geschwindigkeit zurück (siehe Gleichung 2.4).

$$\frac{dF_R}{dx} = \zeta * \left( 1 - \frac{F_R}{F_C} * sign(\dot{x}) \right)^i * K \quad (2.4)$$

Wie in Abbildung 2.41 zu erkennen ist, wird durch die Differentialgleichung eine Hysterese-kurve erzeugt, die durch die maximale Coulombsche Reibkraft begrenzt wird. Bei kleinen Auslenkungen in  $x$  steigt die Reibkraft  $F_R$  mit der Steifigkeit des Faktors  $\zeta$  an. Bei Annäherung der Reibkraft  $F_R$  und der Maximalkraft  $F_C$  nimmt der Term innerhalb der Klammer kleinere Werte an. Sobald die Kräfte denselben Wert annehmen, wird der Term zu Null. Somit kommt es bei gleichbleibender Geschwindigkeitsrichtung und erreichter Maximalkraft  $F_C$  zu keiner Änderung der Reibkraft  $F_R$ . (Stietz 2018)



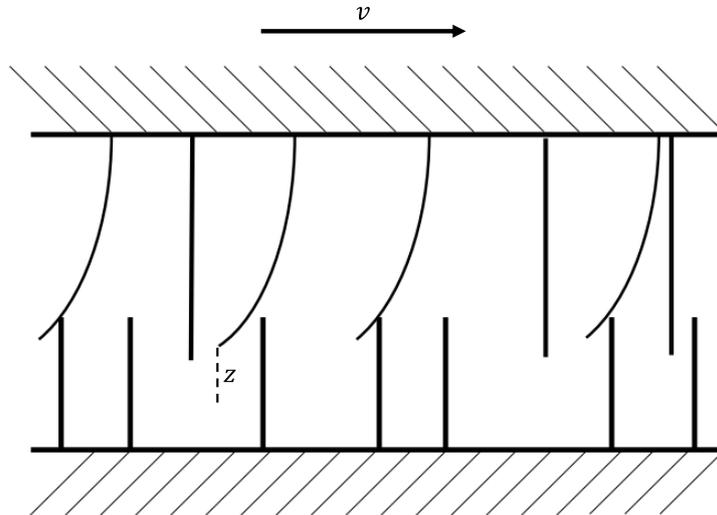
**Abbildung 2.41:** Reibkraftverlauf der Dahl-Funktion nach (Olsson et al. 1998)

Bei Betrachtung der oben beschriebenen Gleichung (2.4 und der Abbildung 2.41 wird ersichtlich, dass der Reibkraftverlauf nur von der Auslenkung abhängt. Dies impliziert, dass die Reibung lediglich positionsabhängig ist und, bis auf das Vorzeichen der Geschwindigkeit, unabhängig von dieser ist. Somit kann der auftretende Stribeck-Effekt sowie die viskose Dämpfung, nicht vollständig abgebildet werden.

### Modellierung nach Lund-Grenoble

Das Lund-Grenoble, kurz „LuGre“ Reibungsmodell ist eine der bekanntesten Weiterentwicklungen des Dahl-Modells und geht auf die Kooperation der Universitäten von Lund und Grenoble zurück (Johanastrom und Canudas-De-Wit 2008; Wit et al. 1995). Es handelt sich um ein nichtlineares, dynamisches Reibmodell, bei dem die Rauigkeitsspitzen aneinanderreibender Flächen als Bürsten interpretiert werden. Die Borsten werden aufgrund der Relativgeschwindigkeit verformt und die Reibung über die durchschnittliche Verschiebung ebenjener Borsten

abgebildet. Eine Borste wird dabei als einzelnes elastisches Federelement modelliert. Unter Einwirkung einer Kraft verformen sich die Elemente so lange, bis sich vereinzelt Borsten lösen, woraus ein Abnehmen der Reibungskraft resultiert. Dargestellt ist diese Beschreibung in Abbildung 2.42.



**Abbildung 2.42:** Borstenmodell nach (Kubisch 2008)

Die interne Zustandsvariable der Borsten wird mit Hilfe des Parameters  $z$  beschrieben. Dieser wird über die Differentialgleichung 2.5 berechnet.

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 * \frac{|v|}{g(v)} * z \quad (2.5)$$

Dabei beschreibt  $\sigma_0$  die Steifigkeit der Borsten. Um die nicht konstante Gleitreibung im LuGre-Modell abbilden zu können, wird mit der Funktion  $g(v)$  eine geschwindigkeitsabhängige Reibcharakteristik in das Modell implementiert. Die in  $g(v)$  beschriebene Gleichung zur Darstellung der Effekte der Stribeck-Kurve ist in Formel (2.6) beschrieben (Wit et al. 1995).

$$g(v) = F_C + (F_S - F_C) * e^{-\frac{|v|}{v_s}^{\delta_S}} \quad (2.6)$$

$F_S$  beschreibt an dieser Stelle die statische Reibkraft, welche zur Überwindung der Haftung nötig ist. Die Coulombsche Reibkraft wird über den Parameter  $F_C$  abgebildet.  $\delta_S$  ist der Stribeck-Formfaktor und  $v_s$  die Stribeck-Geschwindigkeit, welche den Geschwindigkeitsbereich angibt, bei dem der Wechsel von Haft- auf Gleitreibung stattfindet. Durch den Stribeck-Formfaktor und die Stribeck-Geschwindigkeit wird der Verlauf der Kurve beschrieben (Krämer und Kempkes 2013). Die entstehende Reibkraft mit der charakteristischen Hysterese berechnet sich nach dem LuGre-Modell, durch den in Gleichung (2.7) dargestellten Zusammenhang.

$$F_{R,LG} = \sigma_0 * z + \sigma_1 * \frac{dz}{dt} + \sigma_2 * v \quad (2.7)$$

Durch die Parameter  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  wird die viskose Dämpfung beschrieben.  $\sigma_1$  beschreibt die beim Losbrechen entstehenden mikroviskosen Effekte. Der Parameter  $\sigma_2$  passt hingegen die durch die Relativgeschwindigkeit  $v$  auftretende viskose Dämpfung an. (Stietz 2018)

### **Reibungseigenschaften von Gummi**

In virtuellen Reifenmodellen werden, neben den eigentlichen Kernelementen, wie z. B. dem Gürtel und dem Ring, Reibungsmechanismen für den Reifen-Straße-Kontakt modelliert. Für die Modellierung gelten die gleichen Prinzipien und Modellgrundlagen, wie bereits beschrieben. So ist etwa ein 1D-Coulomb-Reibungsmodell mit einer diskretisierten Aufstandsfläche in BEAL (Beal und Brennan 2020a, 2020b) beschrieben. BAI (Bai et al. 2013) wendet ein 2D-Coulomb-Reibungsmodell mit einer diskretisierten 2D-Aufstandsfläche an. Eine Verallgemeinerung des 2D-Dahl-Reibmodells mit zwei Freiheitsgraden wird in (Bliman und Sorine 1993; Sorine 1998) verwendet, um das Reibungsverhalten zwischen Reifen und Straße zu beschreiben. VELENIS (Velenis et al. 2002; Velenis et al. 2005) nutzt ein zweidimensionales LuGre-Reibmodell. LIANG (Liang et al. 2008) verbesserte später das 2D-LuGre-Modell. Für eine physikalisch genauere Beschreibung des Reibungsverhaltens der Aufstandsfläche schlägt MAVROS (Mavros et al. 2005) zusätzlich ein zusammenhängendes Bürstenmodell vor. Des Weiteren sind Stribeck-Reibungsmodelle in komplexere, dynamische Modelle, wie 3D- und LuGre-Modelle integriert worden (Deur et al. 2004; van Zanten et al. 1989; van Zanten et al. 1990; Tsiotras et al. 2004). In (Weinberger 2014) wird das Stribeck-Modell zudem auch für eine Berechnung des Bohrmoments herangezogen.

### **2.10.3 Virtuelle Reifenmodelle**

Dadurch, dass der Reifen der einzige Kontaktpunkt zwischen Straße und Fahrzeug ist, gilt es, insbesondere für die virtuelle Entwicklung, das Reifenverhalten exakt abzubilden. Dies gilt sowohl für Komfortanalysen, Bremsmanöver, Parkiermanöver und viele weitere Untersuchungen (Gipser 2001). Virtuelle Reifenmodelle können über ein Standard Tyre Interface in eine bestehende Simulationsumgebung integriert werden (van Osten et al. 1997; Einsle 2011). Diese Schnittstelle wird genutzt, um in dieser Arbeit Reifenmodelle in die MKS-Tools SIMPACK© oder ADAMS© integrieren zu können. Dazu werden Informationen über die Position, Orientierung und über die auftretenden Geschwindigkeiten an der Felge sowie Fahrbahninformatio-nen als Eingangsgrößen definiert. Die im Reifenmodell berechneten wirkenden Kräfte und Momente an der Felge sind die Ausgangssignale des Standard Tyre Interfaces und werden zurück in das MKS-Tool geführt.

### **Reifenmodelle allgemein**

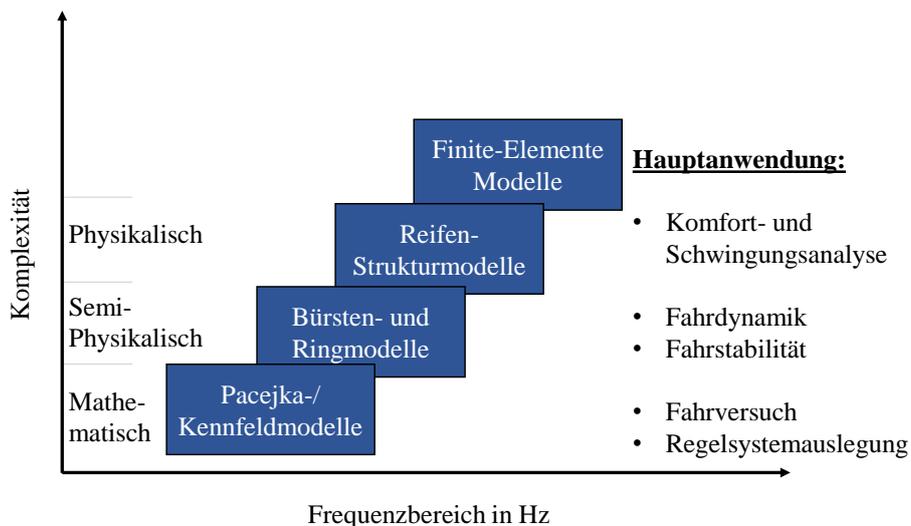
In der Literatur lassen sich viele Reifenmodelle oder Abwandlungen von Modellen finden. So sind diese je nach Verwendungszweck teilweise angepasst oder optimiert worden. Reifenmodelle basierend auf der Magic Formula (Pacejka und Bakker 1992) werden im Allgemeinen für

Simulationen mit hohen Geschwindigkeiten und FE-Modelle für hochfrequente Manöver oder Strukturmechanikuntersuchungen eingesetzt (Pross und Bruns 2018). Dazu existieren vereinfachte eindimensionale Modelle für reine Seitenschlupfmanöver oder Längsschlupfbetrachtungen (Canudas-De-Wit et al. 2003; Romano et al. 2019; Romano et al. 2021; Romano 2022; Patrick Riehm et al. 2019). Auch zweidimensionale Bürstenmodelle mit mehreren Freiheitsgraden existieren, in denen teilweise die Reibungsmechanismen aus Abschnitt 2.6.2 und Abwandlungen davon, implementiert worden sind (Sorine und Szymanski 2000; Bliman und Sorine 1993; Sorine 1998; Velenis et al. 2002; Velenis et al. 2005; Canudas-De-Wit et al. 2003; Wit et al. 1995; Liang et al. 2008; Beal und Brennan 2020b). Ein vollständiges Reifenmodell mit einer zweidimensionalen, diskretisierten Aufstandsfläche und einem 2D Coulomb-Reibungsmodell ist in BAI (Bai et al. 2013) realisiert worden. In MAVROS (Mavros et al. 2005) ist zudem ein zusammenhängendes Bürstenmodell vorgeschlagen worden, was eine genauere Betrachtung der Wirkmechanismen der Reifenaufstandsfläche erlaubt.

Bei Betrachtung des speziellen Anwendungsfalls des Parkiermanövers, wurde in RILL (Rill 1994) und HESSE (Hesse 2011) ein mathematisches Modell und dessen Erweiterung mit einer elastischen Reifenverformung entwickelt.

Die beschriebenen Reifenmodelle haben gemein, dass diese zum einen stark vereinfachte Abbildungen der Realität widerspiegeln und zum anderen häufig für einen spezifischen Anwendungsfall entwickelt worden sind. Eine weitere Unterteilung nach Detaillierungsgrad, mit dem zusätzlich auch die Rechenzeit weitestgehend ansteigt, ist in (Einsle 2011; Meywerk 2007) zu finden.

Komplexere Reifenmodelle wie der FTire oder MF-Tyre/MF-Swift („Magic Formula Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre“) wurden in den vergangenen Jahren hinsichtlich der Rechenzeit verbessert, sodass diese Echtzeitfähig sind (Applus IDIADA 2020; Siemens Digital Industries Software 2019). Damit ergeben sich viele Anwendungsfälle in denen die meist genaueren, komplexeren Reifenmodelle verwendet werden können. Abbildung 2.43 zeigt die verschiedenen Modellierungsansätze, aufgeteilt nach ihrer Komplexität und einer Zuweisung zum jeweiligen Verwendungszweck.



**Abbildung 2.43:** Reifenmodellkategorien nach (Ammon 2005; Wassertheurer 2019)

Tabelle 2.5 zeigt eine Unterteilung einiger kommerzieller Reifenmodelle und eine Einordnung des intern bei der BMW Group entwickelten SupERRB-Tire (Super Ellipse Rigid Ring Brush-Model) Modells. Die Einteilung erfolgt dabei in mathematische, semi-physikalische und physikalische Reifenmodelle. FE-Modelle werden vor allem im Reifenentwicklungsprozess verwendet (Ammon 2005; Shiraishi Masaki 2005; Leister 2009) und finden aufgrund der eingeschränkten Verfügbarkeit und der aufwändigen Parametrierung, mit Kennwerten die in der frühen Entwicklungsphase nur den Reifenherstellern vorbehalten sind, keine Betrachtung (Weinberger 2023).

Mathematische Reifenmodelle, wie etwa der MF-Tyre (Pacejka und Bakker 1992) oder TMeasy (Hirschberg et al. 2007) weisen die geringste Komplexität auf und werden häufig in Fahrdynamiksimulationen oder Fahrsimulatoren eingesetzt. Bürsten-, Ring- oder Schalenmodell zählen zu der Kategorie der semi-physikalischen Reifenmodelle (Wassertheurer 2019). Als physikalische Modelle werden Finite-Elemente-Methode-Modelle, Reifenstrukturmodelle und Reifenmodelle mit flexiblem Gürtelring bezeichnet.

**Tabelle 2.5:** Gliederung kommerzieller virtueller Reifenmodelle und entsprechender Literaturverweis nach (Weinberger 2023)

Art der Reifenmodelle	Reifenmodellbezeichnung	Literaturverweis
mathematisch	MF-Tyre	(Pacejka und Bakker 1992; Bakker et al. 1987)
	TameTire	(Pearson et al. 2016)
	TMeasy	(Hirschberg et al. 2007; Dessort und Chucholowski 2019)
semi-physikalisch	MF-Swift	(TNO Automotive 2013)
	RMOD-K 20	(Oertel und Fandre 2001; Oertel 2011)
	CDTire/MF++ SupERRB-Tire	(Bäcker 2016) (Shao et al. 2021)
physikalisch	FTire	(Gipser 2000; Gipser 2003)
	RMOD-K 31	(Oertel 2021)
	CDTire/3D	(Bäcker 2016)

Prinzipiell sind physikalische Reifenmodelle am ehesten für eine Parkierkraftsimulation geeignet, da diese nach (Gipser 2001; Gipser 2007) die entstehenden Reifenkräfte und -momente am genauesten wiedergeben. Dazu ist es möglich, die Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung zu parametrieren, um auch Aussagen des Reifenverhaltens unter Sturz zu ermöglichen (Gipser 2013). Auch die beiden semi-physikalischen Reifenmodelle SupERRB-Tire (Shao et al. 2021) und MF-Swift mit einer Erweiterung von LUGARO (Lugaro et al. 2017) sind für eine Simulation des Manövers „Parkieren im Stand“ geeignet (Lugaro et al. 2016).

Im Folgenden werden die in dieser Arbeit verwendeten Reifenmodelle FTire, MF-Swift und SupERRB-Tire vorgestellt.

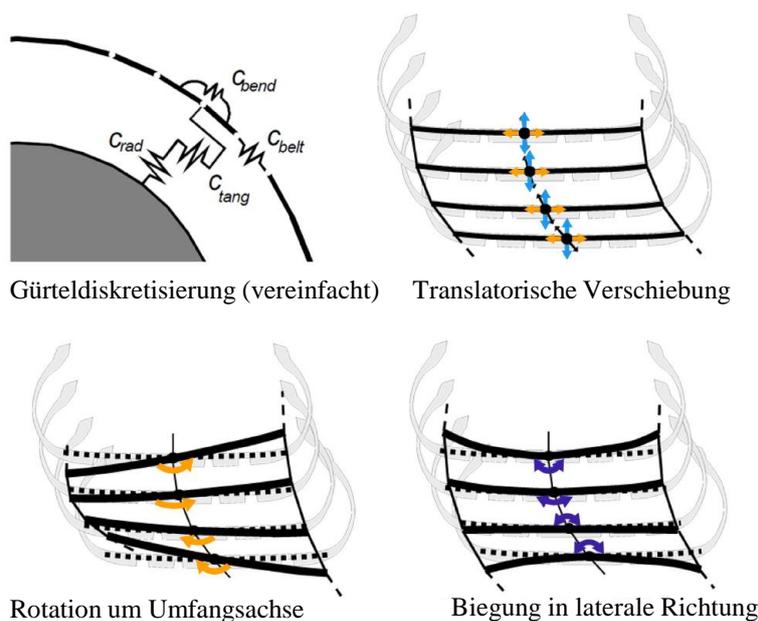
### FTire

Das FTire-Modell („Flexible-Ring-Tire-Model“) ist ein nichtlineares 3D-Simulationsmodell, das auf einem strukturdynamischen Reifenmodellierungsansatz basiert. Sein Kernelement ist ein mechanisches Modell, in dem der Reifengürtel "als ein dehnbarer und flexibler Ring beschrieben wird, der Biegesteifigkeiten trägt und durch verteilte, teilweise dynamische Steifigkeiten in radialer, tangentialer und lateraler Richtung elastisch auf der Felge gelagert ist" (cosin scientific software und Gipser M. 2022). Der Ring wird numerisch durch eine endliche Anzahl von "Riemenelementen" approximiert. Diese Gürtелеlemente sind mit ihren direkten Nachbarn durch steife Federn und durch Biegesteifigkeiten sowohl in der Ebene als auch außerhalb der Ebene gekoppelt". (cosin scientific software und Gipser M. 2022)

Die modellierten, masselosen Profilblöcke interagieren mit dem Bodenprofil in Abhängigkeit von der Position der ihnen zugeordneten Gürtелеlemente. Unter Berücksichtigung ihrer nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften werden sie in Abhängigkeit von der lokalen

Gleitgeschwindigkeit und dem Bodendruck tangential und seitlich ausgelenkt. Zudem kann die resultierende Bodendruckverteilung durch die 20 bis 100 lokalen Kontakt- und Reibungselementen pro Gürtелеlement abgebildet werden. Dadurch kann auch die sich ausprägende Aufstandsfläche, der beim Parkiermanöver auftretenden hohen Schräglauf- und Sturzwinkel, dargestellt werden.

Durch die beschriebene Modellarchitektur ist es möglich, das komplexe Reifenverhalten beim Lenken im Stand oder niedrigen Geschwindigkeiten abzubilden. Nach STEITZ (Steitz 2008) und GIPSER (Gipser 2007) eignet sich das FTire-Modell am besten für die Parkiermanöver-Simulation. Abbildung 2.44 zeigt den Modellierungsansatz des FTires.



**Abbildung 2.44:** Modellierungsansatz des FTire Reifenmodells nach (Gipser 2013; Weinberger 2023)

### FTire Standardparametrierung

Die Parametrierung des FTires ist sehr flexibel und kann an jede Art von verfügbaren Messungen angepasst werden. Nach (Gipser und Hofman 2020; Gipser 2007; cosin scientific software und Gipser M. 2022) wird jedoch ein standardisiertes Messverfahren empfohlen, um die Komplexität der Parameteridentifikation mit Hilfe einer zielgerichteten Parameter Reifen-Verhalten Korrelation zu reduzieren.

Innerhalb dieser Standard-Messprozedur werden die Steifigkeiten des Reifens in allen Dimensionen gemessen. Diese können in Längs-, Quer- und Torsionsrichtung auf einem Tire Stiffness Test Rig (Bachmann et al. 2017) ermittelt werden. Zudem werden zur vertikalen Steifigkeitsermittlung und dem transienten Verhalten des Reifens sogenannte Schlagleisten Prüfstände (fka GmbH 2022b) verwendet. Bei unterschiedlichen Abrollgeschwindigkeiten wird der Reifen durch unterschiedlich orientierte Schlagleisten bei variierenden Abrollgeschwindigkeiten und festen vertikalen Felgenpositionen angeregt. Die unterschiedlichen modalen Eigenschaften

werden durch die gedämpfte Kraftoszillationen in allen drei Dimensionen, gemessen in der Radmitte, charakterisiert.

Die Handlings-Eigenschaften des Reifens werden mit einem MTS Flat-Trac CT+ ermittelt. Insbesondere die Reibungsparameter des FTire-Modells werden anhand von Brems- und Seitenschlupfmanövern eines rollenden Reifens bei konstanter Gürtelgeschwindigkeit und verschiedenen kontrollierten Radlasten parametrisiert. Mit Hilfe eines Drucksensors kann die Bodendruckverteilung des Reifens gemessen werden.

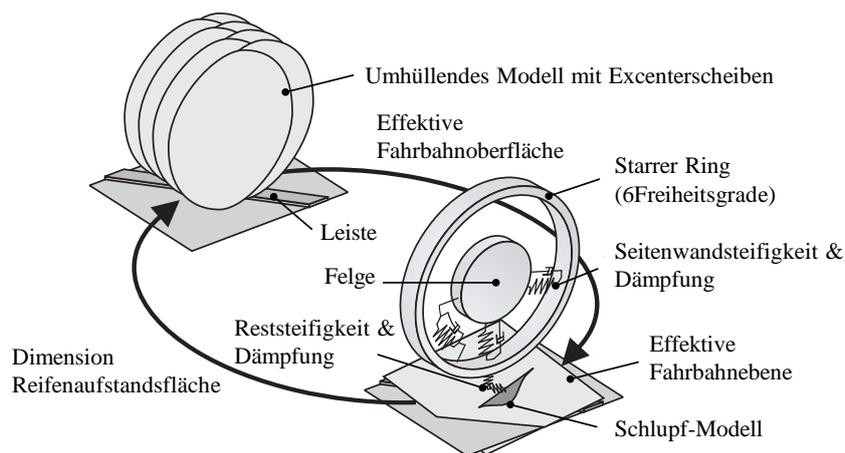
Durch eine iterative Variation der FTire-Parameter wird das simulative Verhalten des Reifenmodells an die Messungen angenähert. Eine der wichtigsten Mechanismen der Kraftübertragung wird durch die Reibungskoeffizienten des Modells definiert, die als zweidimensionale Matrizen, mit Hilfe von 12 Gitterpunkten, konstruiert werden (Einsle 2011). Die Variablen sind die Gleitgeschwindigkeit und die lokale Bodendruckverteilung in der Aufstandsfläche.

In der Standardmessprozedur wird zur Bedatung der Reibungsmatrix der Zustand der maximalen Gleitgeschwindigkeit und der eines vollständig blockierten Rades genutzt, sodass möglichst viele Zustände dazwischen interpoliert werden können. Innerhalb der Reibungsmatrix wird zusätzlich nur eine quasistatische Geschwindigkeit parametrisiert. In Kombination mit den zuvor erläuterten Messungen liegt der Fokus einer Standardmessprozedur auf einem Geschwindigkeitsbereich von 50 – 120 km/h (Neumann et al. 2022b).

In der vorliegenden Arbeit wird ein FTire, der mit dieser Messprozedur bedatet wurde, als „Standard FTire“ bezeichnet.

### **MF-Swift**

Der MF-Swift („Magic Formula Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre“) ist ein semi-physikalischer Reifenmodellierungsansatz, der auf dem bekannten Modell der Magic Formula basiert und stellt eine Erweiterung des MF-Tyres dar. Das Modell ermöglicht die Beschreibung des quasistationären Reifenverhaltens auf der Basis von trigonometrischen Funktionen und wurde unter Berücksichtigung physikalischer Zusammenhänge stetig weiterentwickelt (Maurice 2000; Zegelaar 1998; Schmeitz und Verstedden 2009). Daher wird das Modell auch als "semi-empirisch" bezeichnet (Pacejka 2007). Es kann das stationäre Kraft- und Momentverhalten eines Reifens beschreiben, der reinen und kombinierten Schlupfbedingungen ausgesetzt ist und mit einer bestimmten Geschwindigkeit, Sturzwinkeln und einer vertikalen Last abrollt. Zur Darstellung der Reifenseitenwände und des Gürtels mit seinen Massen- und Trägheitseigenschaften wird ein elastisch aufgehängtes, starres Ringmodell mit sechs Freiheitsgraden implementiert, bei dem angenommen wird, dass sich der Reifengürtel wie ein starrer Körper verhält (siehe Abbildung 2.45). Erweitert wird das Modell um ein Reifenaufstandsflächenmodell sowie ein Kontaktmodell zur Berücksichtigung der Reifenumhüllungseigenschaften (Schmeitz et al. 2005).



**Abbildung 2.45:** Modellierungsansatz des MF-Swift Reifenmodells nach (Schmeitz et al. 2005; Weinberger 2023)

Die Parametrierung des MF-Swifts erfolgt mit ähnlichen Manövern wie beim FTire Reifenmodell und zielt maßgeblich auf einen höheren Geschwindigkeitsbereich ab. Zudem erfolgt keine Parametrierung der Bodendruckverteilung und Aufstandsfläche.

### SupERRB-Tire

Der SupERRB-Tire, veröffentlicht von WEINBERGER (Weinberger 2023) und SHAO in (Shao et al. 2021), ist ein semiphysikalisches Reifenmodell, welches speziell für den Anwendungsfall „Parkieren im Stand“ entwickelt wurde. Der Modellierungsansatz besteht, wie in Abbildung 2.46 beschrieben, aus der Darstellung der Struktureigenschaften des Reifengürtels über ein mechanisches Modell und der Modellierung der Reifenkontaktfläche. Die Modellbildung der Kontaktfläche beinhaltet die Reibeigenschaften des Reifens, die Darstellung der Relativbewegung der Gummielemente im Reifenlatsch und die Bodendruckverteilung, wodurch die wirkenden Kräfte und Momente im Latsch berechnet werden können.

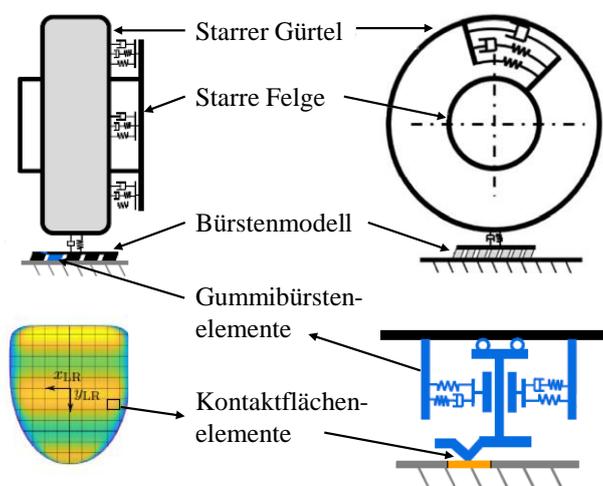
Der Reifengürtel wird im SupERRB-Tire als starrer Ring modelliert und besitzt gegenüber der starren Felge fünf Freiheitsgrade. Durch die „in-plane“ (Radmittelebene) Freiheitsgrade kann sich der Gürtel gegenüber der Felge rotatorisch um die Reifenquerachse und in Vertikalrichtung bewegen. Weiterhin kann sich der Reifengürtel durch die „out-of-plane“ Freiheitsgrade gegenüber der Felge lateral und um die Längsachse und Hochachse bewegen. Die vertikalen Reifeigenschaften werden, wie in Abbildung 2.46 zu sehen ist, über Feder- und Dämpferelemente modelliert.

Die Reifengürtelstruktur ist in jede Richtung über ein rheologisches Modell abgebildet. Durch den Ansatz der Anwendung eines Maxwell- und eines Voigt-Elements können gewisse Verformungsverhalten abgebildet werden.

Die Reifen-Kontaktfläche ist über flexible Bürstenelemente modelliert, die jeweils zwei Freiheitsgrade besitzen und sich in Längs- und Querrichtung verformen können. Die resultierende

Reifenreibung ist geschwindigkeitsabhängig abgebildet und resultiert in einem stetigen Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung.

Über Regressionsmodelle, die auf künstlichen neuronalen Netzen basieren, kann mit Hilfe einer Vielzahl von Messungen mit Variationen der Radlast, des Reifenfülldrucks und dem Sturzwinkel, die Bodendruckverteilung approximiert werden. Dieses Vorgehen ist eine Erweiterung des mathematischen Druckverteilungsmodells von FRIDA (Keller 2005; Schjøning et al. 2008; Schjøning et al. 2015), welches bereits in WEINBERGER (Weinberger et al. 2018) erweitert worden ist. Mit Hilfe der Bodendruckverteilung kann die vertikale Kraft auf jede der beschriebenen Borsten bestimmt werden. Mathematisch wird die Aufstandsfläche über zwei unterschiedlich parametrisierte Superellipsen (Weinberger 2023) beschrieben.



**Abbildung 2.46:** Modellierungsansatz des SupERRB Reifenmodells nach (Weinberger 2023; Shao et al. 2021)

### Standardparametrierung

Für den SupERRB-Tire gibt es, wie auch für die anderen Reifenmodelle einen Standardparametrierungsprozess. Die Basis zur Bedatung des Reifenmodells stellen KnC-Reifenmessungen dar. Bei stehendem Rad werden die Reifeneigenschaften in Vertikal-, Längs- und Querrichtung sowie Rotations- und aus diesen Bewegungen überlagerte Messungen durchgeführt. Dazu werden in alle Richtung die Haft- und Gleitreibwerte sowie die Reifeneigenschaften im Übergangsbereich und die resultierenden Steifigkeiten ermittelt. Auf Basis der Ergebnisse können die mit den Modellparametern aufgestellten Gleichgewichtsgleichungen befüllt werden. Mit Hilfe einer Grenzwertbetrachtung gegen null und gegen unendlich können die komplexen Gewichtsgleichungen in vereinfachte Gleichungen unterteilt werden. Mit Hilfe eines Partikelschwarm-Optimierungsalgorithmus können dann die Parametersätze aus den Messergebnissen bestimmt werden. Über weitere iterative Anpassungen kann das Modellverhalten den Messergebnissen zusätzlich manuell angeglichen werden. Der SupERRB Tire wird mit den in Tabelle 2.6 aufgelisteten Modellparametern beschrieben.

**Tabelle 2.6:** Modellparameter des SupERRB-Reifenmodells

Kategorie	Parameter	Funktion
Bürstenelemente	$c_{ex}$	Federelement in x-Richtung
	$c_{ey}$	Federelement in y-Richtung
	$c_{mex}$	Federelement in x-Richtung (Maxwell)
	$c_{mey}$	Federelement in y-Richtung (Maxwell)
	$d_{ex}$	Dämpferelement in x-Richtung
	$d_{ey}$	Dämpferelement in y-Richtung (Maxwell)
Reifengürtelstruktur $\vartheta$ -Richtung	$c_{\vartheta}$	Federelement in $\vartheta$ -Richtung
	$c_{m\vartheta}$	Federelement in $\vartheta$ -Richtung (Maxwell)
	$d_{\vartheta}$	Dämpferelement in $\vartheta$ -Richtung
Reifengürtelstruktur in $\gamma$ -Richtung	$d_{m\vartheta}$	Dämpferelement in $\vartheta$ -Richtung (Maxwell)
	$c_{\gamma}$	Federelement in $\gamma$ -Richtung
	$c_{m\gamma}$	Federelement in $\gamma$ -Richtung (Maxwell)
Reifengürtelstruktur in y-Richtung	$d_{\gamma}$	Dämpferelement in $\gamma$ -Richtung
	$d_{m\gamma}$	Dämpferelement in $\gamma$ -Richtung (Maxwell)
	$c_{by}$	Federelement in y-Richtung
Reifengürtelstruktur in y-Richtung	$c_{bmy}$	Federelement in y-Richtung (Maxwell)
	$d_{by}$	Dämpferelement in y-Richtung
	$d_{bmy}$	Dämpferelement in y-Richtung (Maxwell)
Reibungsmodellierung zwischen Bürstenelementen und Untergrund	$\mu_{nx}$	Haftreibwert in x-Richtung
	$\mu_{ny}$	Haftreibwert in y-Richtung
	$\mu_{gx}$	Gleitreibwert in x-Richtung
	$\mu_{gy}$	Gleitreibwert in y-Richtung
	$\mu_{nx} \mid v = v_1$	Haft- und Gleitreibwerte bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten im Übergangsbereich in x- und y-Richtung
	$\mu_{ny} \mid v = v_1$	
	$\mu_{gx} \mid v = v_0$	
	$\mu_{gy} \mid v = v_0$	Übergangsparameter für Haft- zu Gleitreibung bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten in x- und y-Richtung
	$a_{lingx} \mid v = v_2$	
	$a_{lingy} \mid v = v_2$	
	$a_{lingx} \mid v = v_1$	
	$a_{lingy} \mid v = v_1$	
	$a_{lingx} \mid v = v_0$	
$a_{lingy} \mid v = v_0$		

Auf Basis der Reifenmessungen und der Reifenmodellstruktur des SupERRB Tires werden zur automatisierten Parametrierung drei Gleichgewichtsgleichungen aufgestellt. Mit Hilfe der beschriebenen Grenzwertbetrachtung gegen null und unendlich werden die drei Gleichgewichtsgleichungen vereinfacht. Gleichungen (2.8 und (2.9 zeigen je eine dieser Vereinfachung für die Parametrierung der Längseigenschaften des Reifenmodells.

$$\frac{\delta F_x}{\delta x_x} \Big|_{t=0} = K_{x,0} = \frac{\frac{n}{R^2} (c_{ex} + c_{mex})(c_{\vartheta} + c_{m\vartheta})}{n(c_{ex} + c_{mex}) + \frac{1}{R^2} c_{\vartheta}} \quad (2.8)$$

$$\frac{\delta F_x}{\delta x_x} \Big|_{t=\infty} = K_{x,\infty} = \frac{\frac{n}{R^2} c_{ex} c_{\vartheta}}{n c_{ex} + \frac{1}{R^2} c_{\vartheta}} \quad (2.9)$$

Wobei  $K_x$  die Längssteifigkeit und  $F_x$  die Längskraft beschreibt.

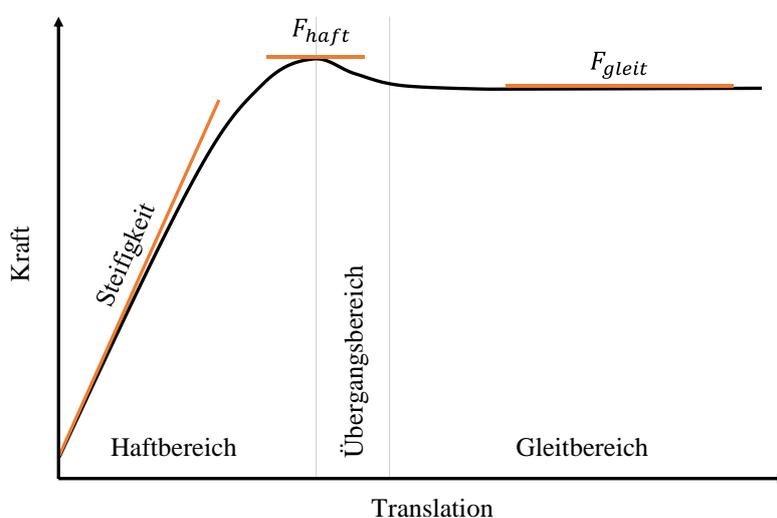
Auf Basis der obigen und der weiteren vier Gleichungen für die Querkraft- und Momentbetrachtung um die Reifenhochachse, ist ein automatisierter Parametrierprozess entwickelt worden. Dazu werden aus Reifenmessungen Kennwerte, wie die Steifigkeiten und die Reibwerte,

ermittelt. In einer Optimierung wird ein Parametersatz über einen Partikelschwarm-Optimierungsalgorithmus definiert. Somit können die Kennwerte für Feder- und Dämpferelemente ermittelt werden. Die Reibwerte werden vereinfacht aus den Messwerten aus den folgenden Gleichungen (2.10 und (2.11 bestimmt.

$$\mu_{h,i} = \frac{\max(F_x)}{F_z} \quad \text{mit } i = x, y \quad (2.10)$$

$$\mu_{g,i} = \frac{F_{x,gleit}}{F_z} \quad \text{mit } i = x, y \quad (2.11)$$

Dabei können die Kennwerte aus einem Verlauf in etwa wie in Abbildung 2.47 beschrieben entnommen werden.



**Abbildung 2.47:** Kennwerte einer translatorischen Reifenmessung

Für die Vertikalsteifigkeit des Reifenmodells werden Messungen bei verschiedenen Fülldrücken, Radlasten und Sturzwinkeln durchgeführt und die Resultate in Form von einer Umsetzungstabelle ins Modell integriert.

Zur Parametrierung der Bodendruckverteilung werden 380 Messungen mit unterschiedlichen Radlasten, Fülldrücken und Sturzwinkeln durchgeführt, die als Eingangsgrößen für das neuronale Netz und zur Bestimmung der Superellipsen herangezogen werden (Shao et al. 2021; Rompler Dellien 2019).

#### 2.10.4 Vereinfachte Modelleierungsansätze für das Manöver „Parkieren im Stand“

In der Literatur finden sich einige Ansätze um die Zahnstangenkraft bei dem Manöver „Parkieren im Stand“ mit vereinfachten Modellen zu simulieren. Ein bekannter Ansatz ist das Modell von RILL (Rill 1994), welches in SCHRAMM (Schramm et al. 2020) und HESSE (Hesse 2011) weiterentwickelt worden ist. Dazu wird die Zahnstangenkraft in zwei Komponenten aufgeteilt

und setzt sich aus einem Bohrmoment-Anteil  $F_{Zst,M_z}$  und einem Anteil, bedingt durch den Fahrzeughub beim Parkiermanöver  $F_{Zst,Hub}$ , zusammen. Formel (2.12) beschreibt dieses Vorgehen.

$$F_{Zst} = F_{Zst,M_z} + F_{Zst,Hub} \quad (2.12)$$

Dieses Vorgehen wird dadurch begründet, dass sich die Reifenkräfte und -momente maßgeblich aus dem Bohrmoment  $M_z$  zusammensetzt und sich der Reifen bei Auslenkung im Gleitzustand befindet und somit das maximale Moment auftritt. Mit der Lenkgestängeübersetzung  $i_{lz}$  ergibt sich der Kraftanteil resultierend aus dem Bohrmoment nach Formel (2.13) durch:

$$F_{Zst,M_z} = \frac{M_{z,max}}{i_{lz}} \quad (2.13)$$

Der zweite Kraftanteil  $F_{Zst,Hub}$ , bedingt durch die Hubbewegung des Fahrzeugs beim Durchlenken im Stand, wird über die Änderung des Fahrzeughubs  $\Delta_{z,VA}$  und des Zahnstangenhubs  $\Delta q_{Zst}$  sowie der Vorderachslast  $F_z$  in Formel (2.14) beschrieben

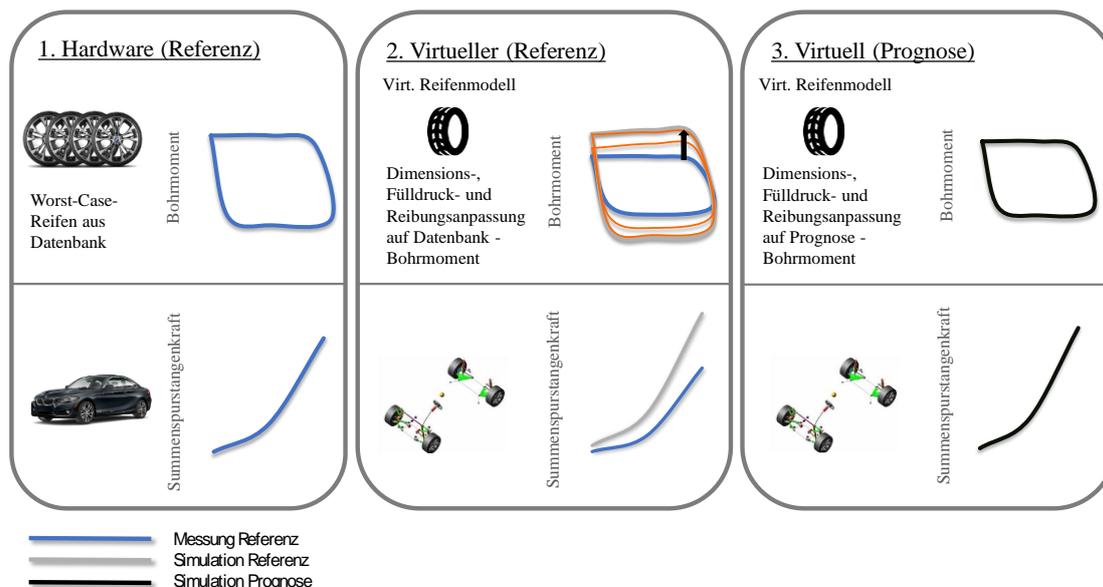
$$F_{Zst,Hub} = \frac{\Delta_{z,VA}}{\Delta q_{Zst}} * F_z \quad (2.14)$$

Bei Betrachtung der in Abschnitt 3.8 beschriebenen Zusammensetzung der Zahnstangenkraft wird deutlich, dass dieses Modell den Einfluss der Achs- und Lenkungsreibung nicht beschreibt. Überdies wird ersichtlich, dass die Zusammensetzung der Reifenkräfte und Momente auf das Bohrmoment  $M_z$  reduziert wird. Eine Betrachtung der Kinematik und der Gewichtsrückstellung des jeweiligen Fahrzeugs findet nur partiell über den Fahrzeughub Anwendung.

*In diesem Abschnitt wird zunächst die bestehende Prognose und deren Optimierungspotentiale zur Ermittlung der auftretenden Zahnstangenkräfte beschrieben. Es folgt eine Untersuchung der Messstreuung für die in dieser Arbeit verwendeten Prüfstände. Für reproduzierbare Messergebnisse wird eine Reifen-Messprozedur vorgestellt, deren Erkenntnisse auch auf Gesamtfahrzeugebene Anwendung finden. Es folgt eine messtechnische und simulative Analyse dreier Fahrzeugtypen, mit den bei der BMW Group verwendeten Achskonzepten, auf Gesamtfahrzeug-, Achs- und Komponentenebene. Dabei werden vor allem Radlast-, Fülldruck und Sturzänderung untersucht und deren Auswirkungen für das jeweilige Achskonzept auf Bewegungen, Kräfte und Momente analysiert. Zudem wird die Reifenart und -dimension und deren Einfluss auf die wichtigsten Reifenkenngrößen für das Manöver „Parkieren im Stand“ untersucht. Zusätzlich werden die Prüfsituationen virtuell nachgebildet und die entwickelten virtuellen Prüfstände vorgestellt und validiert. Es folgt eine Analyse der Modellierungs-Optimierungspotentiale in der MKS-Umgebung sowie für die Reifenmodelle FTire, SupERRB und MF-Swift. Für den von SHAO entwickelten SupERRB Tire erfolgt zudem eine Modell- und Sensitivitätsanalyse.*

### **3.1 Beschreibung der bestehenden Parkierkraftprognose**

Um in der frühen Entwicklungsphase, in der noch keine Hardware für ein zu prognostizierendes Fahrzeug vorhanden ist, eine Aussage über künftig auftretende Kräfte tätigen zu können, wird ein Prognoseprozess genutzt. Der bestehende Prognoseprozess lässt sich in drei Schritte unterteilen (siehe Abbildung 3.1) die im Folgenden, auf die wesentlichen Merkmale reduziert, beschrieben werden.



**Abbildung 3.1:** Schematische Darstellung der bestehenden Prognosemethode

### Schritt 1

Im ersten Schritt werden Parkierkraftmessungen mit einem Referenzfahrzeug durchgeführt. Dieses Referenzfahrzeug wird so gewählt, dass es eine möglichst ähnliche Kinematik wie das Prognosefahrzeug aufweist.

Da für einen Fahrzeugtypen verschiedene Motorisierungen und Konfigurationen möglich sind, wird das Referenzfahrzeug auf drei verschiedene Gewichtsstützstellen, mit den zugehörigen Reifenfülldrücken, aufgelastet.

Zudem steht für jedes Fahrzeugderivat ein breites Portfolio an Reifen zu Verfügung, welche von verschiedenen Herstellern entwickelt wurden und unterschiedliche Dimensionen und Eigenschaften aufweisen. Da mit Hilfe des Parkiermanövers die maximal auftretenden Zahnstangenkräfte zur Auswahl und Absicherung des Lenksystems ermittelt werden, muss aus dem Reifenportfolio der sogenannte „Worst-Case-Reifen“ identifiziert werden. Bei diesem Reifen treten die größten Parkierkräfte aus dem gesamten Portfolio auf. Damit wird sichergestellt, dass eine Unterdimensionierung des Lenksystems vermieden wird oder etwaige Reifen aus dem Portfolio ausgeschlossen werden müssen.

Zur Ermittlung des Worst-Case-Reifens, mit dem die Referenz-Parkierkraftmessung erfolgt, dient eine Datenbank, in der Ergebnisse von sämtlichen Reifenkomponentenmessungen aller Fahrzeugprojekte zusammengetragen werden. Aus dieser Datenbank wird das Bohrmoment bei  $0^\circ$  Sturz als Referenzgröße herangezogen und anhand des höchsten Bohrmomentes der Worst-Case-Reifen ausgewählt. Dieses Vorgehen wird gewählt, um aufwendige Fahrzeugmessungen vermeiden zu können.

## Schritt 2

Im zweiten Schritt des Prognoseprozesses wird ein virtueller Zwilling des Referenzfahrzeuges aufgebaut. Dazu wird ein MKS-Modell mit gleicher Achskinematik erstellt und ein virtuelles Reifenmodell verwendet. Dieses Reifenmodell basiert auf einer Datenbank aus sogenannten „Standard-FTires“ (Vgl. Abschnitt 2.10.3). Da in der Regel nicht für jeden real vermessenen Reifen ein eigenes virtuelles Modell vorhanden ist, muss dieses Modell hinsichtlich Fülldruck und Dimension auf den, in der Parkierkraftmessung verwendeten, Worst-Case-Reifen angepasst werden. Dadurch, dass die Parametrierung des Reifenmodells in der Regel nicht mit den in der Simulation benötigten Reifenkennwerten übereinstimmt, wird die Reibung des Reifens so lange iterativ angepasst, bis das Bohrmoment in der Simulation mit dem aus der Datenbank übereinstimmt. Die anschließende Gesamtfahrzeugsimulation dient dazu, die Simulationsgüte zu bewerten und etwaige Fehler in den Modellen oder der Simulation zu erkennen.

## Schritt 3

Im finalen Schritt der Methode wird ein MKS-Modell mit den kinematischen Kenngrößen des zu prognostizierenden Fahrzeuges aufgebaut. Damit können die Bewegungen und die resultierenden Kräfte und Momente beschrieben werden. Für das Prognose-Reifenmodell werden Informationen über die Dimensionen und Lastenheftanforderungen, in denen die FTC's festgelegt werden, zu Rate gezogen. Mit Hilfe eines FTC-Schätzers kann, basierend auf der bestehenden Reifendatenbank, eine Aussage über das künftige Bohrmoment des noch zu entwickelnden Prognose-Worst-Case-Reifens getroffen werden. Mit Hilfe von physikalischen Zusammenhängen und durch neuronale Netze und Regressionsmodelle können so Aussagen über charakteristische Eigenschaften noch zu entwickelnder Reifen getätigt werden. Dementsprechend wird das aus Schritt 2 verwendete Reifenmodell angepasst, bis das simulative Bohrmoment dem Prognose-Bohrmoment entspricht. Abschließend wird eine Gesamtfahrzeugsimulation durchgeführt, die eine Prognose der auftretenden Zahnstangenkräfte erlaubt.

## 3.2 Optimierungsbedarf der bestehenden Prognosemethode

Bei der Analyse der bestehenden Parkierkraftmethode fallen einige Aspekte auf, die für eine Verbesserung der Methode genauer betrachtet werden müssen. Bedient man sich der in Abschnitt 3.1 beschriebenen Schritte, so lassen sich die Optimierungspotentiale auch für jeden dieser Schritte beschreiben.

In diesem Abschnitt soll eine Übersicht der auftretenden Verbesserungspotentiale der bestehenden Prognosemethode gegeben werden. Eine genauere Betrachtung der einzelnen Aspekte findet in den Abschnitten dieses Kapitels 3 statt.

### **Schritt 1**

Wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, besteht der erste Schritt der bestehenden Prognosemethode aus einer Referenz-Parkiermessung des Gesamtfahrzeugs mit dem Worst-Case-Reifen. Für eine Analyse und Verbesserung der Prognosemethode ist zu untersuchen, wie groß die Messstreuung bei Gesamtfahrzeugmessungen auf Ebene der Zahnstangenkraft ausfällt und wie sicher der Worst-Case-Reifen mit der bestehenden Datenbank anhand des Bohrmoments aus Komponentenmessungen ausgewählt werden kann. Auch an dieser Stelle gilt es die Messstreuung der Reifenmessungen zu identifizieren.

### **Schritt 2**

Wie bereits im Voraus erwähnt, setzt sich die Gesamtfahrzeugsimulation aus einem MKS-Modell und einem virtuellen Reifenmodell zusammen. Beim Aufbau des virtuellen MKS-Zwillings des Referenzfahrzeugs ist zunächst zu betrachten, ob simulative oder modellseitige Ungenauigkeiten auftreten, die es zu analysieren gilt. Gleiches gilt für das virtuelle Reifenmodell. Zunächst müssen die Modellierungsschwächen auf Komponenten- und Bodendruckverteilungsebene analysiert werden. Zudem muss eine Betrachtung der simulativen Güte des virtuellen Reifenmodells auf Gesamtfahrzeugebene stattfinden. Da in dieser Arbeit drei verschiedene Modelle zur Wahl stehen, ist herauszufinden, welches sich am besten für die Prognosemethode eignet und wie welches Modell verbessert werden kann. Dazu zählt insbesondere auch der Parametrierungsprozess und die Untersuchung, inwiefern sich der aktuelle Prozess für ein Parkiermanöver eignet.

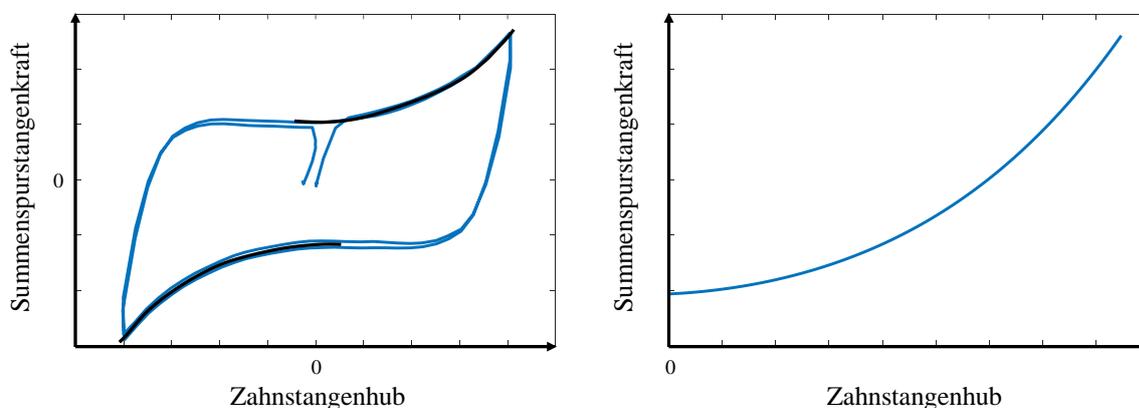
Ein weiterer Aspekt ist die Betrachtung der iterativen Anpassung der Reifenreibung, bis eine Bohrmomentsimulation mit einer aus der bestehenden Datenbank ermittelten Bohrmoment-Referenz übereinstimmt. Hier gilt es methodenseitig zu untersuchen, welchen Mehrwert dieser Aspekt für die Prognose liefert.

### **Schritt 3**

Im letzten Schritt der bestehende Prognosemethode wird, wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, das virtuelle Prognosefahrzeug in der MKS Umgebung aufgebaut. An dieser Stelle gelten die gleichen Gegebenheiten wie in Schritt 2. Das heißt, auch hier ist zu untersuchen, welche MKS-Modellschwächen vorliegen können. Beim virtuellen Reifenmodell gibt es eine zusätzliche Unsicherheit, die bewertet werden muss. Diese umfasst die Prognose der auftretenden Reifeneigenschaften eines noch nicht gefertigten und noch zu entwickelnden Reifens. Dazu wird, wie beschrieben, der FTC-Schätzer verwendet. Zudem zählen auch im finalen Schritt die Bewertung und Weiterentwicklung sowie die Prognose des Worst-Case-Reifens in den Prozess ein.

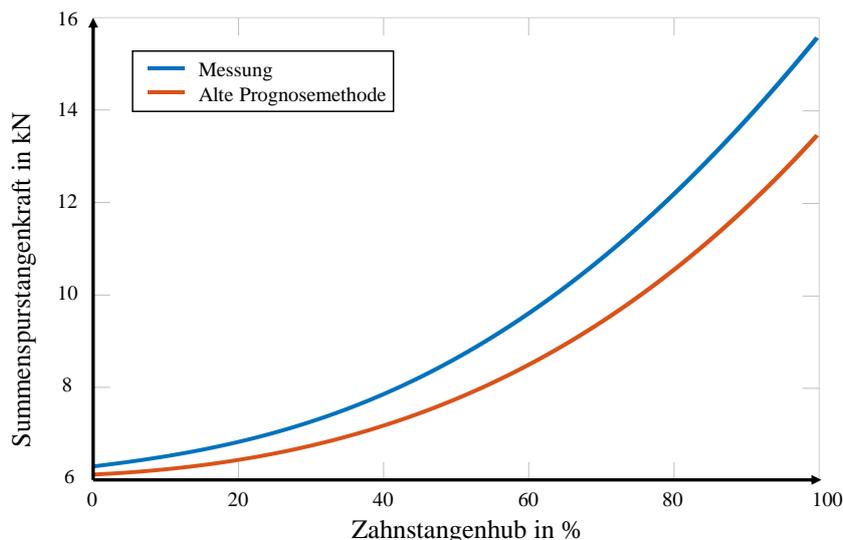
### 3.2.1 Bewertung der bestehenden Prognosemethode

Zur Bewertung der Prognosemethode ist die Summenspurstangenkraft über den Zahnstangenhub aufgetragen. Dazu wird zunächst die Hystereseurve über den kompletten Lenkverlauf betrachtet (siehe Abbildung 3.2). Anschließend werden die positiven und negativen Lenkäste (Schwarz), mit einer gewissen Überlappung aus der Mitte heraus, bis in den nominellen (maximalen) Zahnstangenhub gefittet. Dieses Fitting findet mit einem Polynom 4. Grades statt. Anschließend wird der Betrag des gefitteten negativen Lenkastes gebildet und zusammen mit dem positiven gefitteten Lenkast gemittelt und über den Zahnstangenhub aufgetragen (Abbildung 3.2 rechts). Dieses Vorgehen wird gewählt, um die gemittelte maximale Summenspurstangenkraft abbilden zu können. Zudem kann der Verlauf der erzeugten Kurve für die Ermittlung der benötigten Lenkleistung herangezogen werden.



**Abbildung 3.2:** Summenspurstangenkraftverlauf (l.) und polynomgefittete, gemittelte Kraftkurve (r.) über Zahnstangenhub

Abbildung 3.3 zeigt ein Resultat der bestehenden Parkierkraftprognose für eine Federbein 2-GL-Achse. Dieses Beispiel wird anhand von einem bereits entwickelten Fahrzeug vollzogen, damit zum Zeitpunkt der Bewertung der Prognosegüte eine Parkierkraftmessung zur Kontrolle zur Verfügung steht. Es wird deutlich, dass in diesem Fall die Prognose der maximal auftretenden Summenspurstangenkraft um etwa 15 % von der Messung abweicht. Dieser Fakt birgt die Gefahr, dass im späten Fahrzeugentwicklungsprozess, in der Absicherungsphase, hohe Kosten durch Änderungsbedarfe entstehen. Zudem lässt sich eine Abweichung des Kurvenverlaufs erkennen. Dies bedeutet, dass auch die Ermittlung der benötigten Lenkleistung fehlerbehaftet ist.



**Abbildung 3.3:** Ergebnisse der Summenspurstangenprognose mit bestehender Methode

Um die Optimierungsbedarfe der bestehenden Prognosemethode untersuchen zu können, sollen in Abschnitt 3 die Methoden und Prüfstände vorgestellt werden, mit denen eine Analyse der Modellierungsschwächen und Methodenungenauigkeiten untersucht werden. Dazu zählt zudem eine Betrachtung der Wirkkette beim Parkieren und eine grundlegende Analyse der Zusammensetzung der auftretenden Kräfte und Momente bei verschiedenen Prämissen.

### 3.3 Analyse der Messstreuung

Im vorherigen Abschnitt 3.2 ist ersichtlich geworden, dass die Prognoseunschärfe mit dem bestehenden Prozess sehr groß ist. Dies liegt unter anderem an der Streuung der Referenz-Messungen auf Gesamtfahrzeugebene. Diese sollen in diesem Kapitel quantifiziert und analysiert werden. Dazu werden für alle Achskonzepte Messwerte aus der Vergangenheit herangezogen und betrachtet. Die Messstreuung auf Gesamtfahrzeugebene liegt, je nach Achskonzept und Reifen, bei ca.  $\pm 8\%$  für die Summenspurstangenkräfte. Diese große Streubreite zeigt ein Verbesserungspotential für die Fahrzeugmessungen auf, auf welchen die Methode zur Prognose der auftretenden Kräfte basiert. Im Folgenden wird daher quantifiziert, welche Komponente und welche Umstände für diese Streuung verantwortlich sind.

#### 3.3.1 Messstreuung für Achsmessungen

Zur Analyse der Messstreuungen auf Gesamtfahrzeugebene wird zunächst betrachtet, welche Streuung aus der Achse resultiert. Dazu werden drei Fahrzeuge des jeweiligen Achskonzepts auf einem KnC-Prüfstand mit einem Radersatzsystem vermessen. Durch dieses Vorgehen kann bei einem Durchlenkversuch mit Wiederholmessungen, die Messstreuung ohne den Einfluss der Reifen ermittelt werden. Es zeigt sich, dass die Messstreuung bei Achsmessungen bei ca.  $\pm 0,1\%$  liegt.

Damit sind die beim Parkieren im Stand beschriebenen großen Messstreuungen auf Ebene des Reifens zu analysieren.

### 3.3.2 Streuung der Reifenmessungen auf dem Flat-Trac Prüfstand

In einer weiteren Untersuchung werden, bedingt durch die gewonnenen Erkenntnisse aus Abschnitt 3.2, bestehende Reifenmessungen am Flat-Trac Prüfstand und deren Messstreuung untersucht. Eine Auswertung der Messergebnisse ergibt eine Streubreite des Bohrmoments, von  $\pm 18\%$ . Tabelle 3.1 fasst die Messstreuungen der Untersuchungen in diesem Kapitel zusammen.

**Tabelle 3.1:** Messstreuungen für verschiedene Prüfsituationen

<b>Prüfsituation</b>	<b>Messstreuung</b>
Summenspurstangenkraft auf Gesamtfahrzeugebene	$\pm 8\%$
Summenspurstangenkraft am KnC-Achsprüfstand ohne Reifeneinfluss	$\pm 0,1\%$
Bohrmomentmessungen am Flat-Trac Prüfstand	$\pm 18\%$

Durch die gewonnenen Erkenntnisse wird veranschaulicht, dass die Streuung auf Gesamtfahrzeugebene maßgeblich durch den Reifen resultiert und eine große Streubreite der Ergebnisse am, in der bestehenden Prognosemethode genutzten, Flat-Trac Prüfstand besteht.

Zudem gilt es im folgenden Schritt zu betrachten, inwiefern der Worst-Case-Reifen anhand der bestehenden Datenbank, basierend auf Flat-Trac Messungen, ermittelt werden kann und inwiefern die Mess- und Auswerteprozedur eine Rolle bei der Robustheit der Messergebnisse spielen.

## 3.4 Worst-Case-Reifen Identifikation der bestehenden Messprozedur

Wie im einleitenden Abschnitt 3 der Evaluation beschrieben, ist es für eine valide Parkierkraftprognose essenziell, die Referenzmessungen und Simulationen mit dem Worst-Case-Reifen durchzuführen, um das Lenksystem für die potentiell höchsten auftretenden Kräfte abzusichern. Durch die Erkenntnisse aus (Einsle 2011; van der Jagt 1999; Weinberger 2023) wird deutlich, dass das Bohrmoment den größten Anteil der Reifenkräfte und -momente beim Parkiervorgang einnimmt. Basierend auf diesen Erkenntnissen wird der Worst-Case-Reifen anhand von Bohrmomentmessungen verschiedener Reifen ausgewählt, um aufwendige und teure Gesamtfahrzeugmessungen mit dem kompletten Reifenportfolio zu vermeiden.

Dieser Ansatz soll in diesem Abschnitt untersucht werden. Dazu werden Parkierkraftmessungen des Gesamtfahrzeugs mit einem Portfolio von fünf Reifen durchgeführt. Die dabei auftretenden Summenspurstangenkräfte geben Aufschluss darüber, welcher dieser Reifen der Worst-Case-Reifen ist. Zum Vergleich werden die auf einem Flat-Trac ermittelten Bohrmomente dieser Reifen herangezogen und bewertet.

Die bestehende Messmethodik und die Spezifikationen des Flat-Tracs werden im folgenden Abschnitt näher beleuchtet.

### 3.4.1 Bohrmomentmessungen auf dem Flat-Trac Prüfstand

Neben den in Abschnitt 2.9.4 erläuterten systematischen negativen Aspekten eines Flachbahnprüfstands für Bohrmomentmessungen, gilt es die bisherige Methodik der Messungen zu untersuchen.

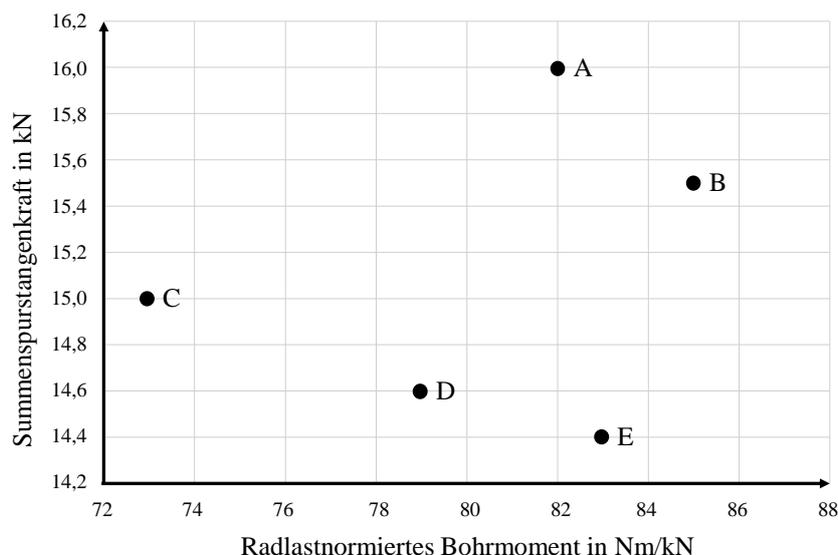
Betrachtet man den bestehenden Messvorgang auf einem Flachbahnprüfstand, so fällt auf, dass der Rotationswinkel des Rades  $20^\circ - 25^\circ$  beträgt. Bei einer Gesamtfahrzeugmessung hingegen beträgt dieser Winkel in etwa  $35^\circ$  (Vgl. Abschnitt 3.6.3). Hinzu kommt, dass die Drehgeschwindigkeit bei dem verwendeten Messverfahren für das Bohrmoment  $8 \text{ }^\circ/\text{s}$  beträgt, während bei den Gesamtfahrzeugmessungen Drehgeschwindigkeiten von bis zu  $15 \text{ }^\circ/\text{s}$  am Rad auftreten.

Ein weiterer Faktor ist die Anzahl der Lenkzyklen, die auf einer Kontaktfläche bei einem Messvorgang durchgeführt werden. Aufgrund des entstehenden Gummiabriebs und der Temperaturerhöhung, können Abweichungen bei der Ermittlung des Bohrmoments entstehen, wenn die Anzahl der Lenkzyklen von denen der Gesamtfahrzeugmessungen abweicht. Bei der bestehenden Prozedur werden, je nach Prüfvorgabe, entweder ein halber oder acht Zyklen durchgeführt. Bei einer Gesamtfahrzeugmessung hingegen, werden zwei Lenkzyklen vollzogen. Werden zu viele Zyklen ausgelenkt, reduziert sich das Bohrmoment. Bei zu wenigen Zyklen können, je nach Auswerteverfahren, größere Abweichungen durch die initiale Auslenkung und das Überschwingen des Bohrmomentes auftreten.

Der Mechanismus des sich unter dem Reifen bewegenden Stahlbandes erlaubt es, den Reifen für eine Messung auf eine andere Aufstandsfläche weiter zu rollen. Allerdings kann der Reifen nicht exakt um einen bestimmten Winkel weitergerollt werden, was eine Überprüfung der bereits benutzten Aufstandsflächen erschwert. Zudem werden die Bohrmomentmessungen in einen vollumfänglichen Messplan mit anderen Manövern integriert, sodass eine Vorbelastung des Reifens gegeben ist.

Diese Ungenauigkeiten in der Messprozedur, in Kombination mit dem sich verschiebenden Stahlband und der fehlenden Wärmeableitung (Vgl. Abschnitt 2.9.4) können zu großen Messstreuungen führen.

Um die Güte der Komponentenmessungen auf dem Flat-Trac bewerten zu können, werden mit den Reifen aus einem Portfolio für ein Fahrzeug Parkierkraftmessungen durchgeführt und mit Bohrmomenten an einem Flat-Trac Prüfstand verglichen. Das Ergebnis ist in Abbildung 3.4 dargestellt.



**Abbildung 3.4:** Bohrmomente am Flat-Trac Reifenprüfstand im Vergleich zur Summenspurstangenkraft

Wie zu erkennen ist, korreliert das auf dem Flat-Trac ermittelte Bohrmoment nicht mit der Summenspurstangenkraft aus den Gesamtfahrzeugmessungen. Würde man sich an dieser Stelle alleinig auf das Bohrmoment verlassen, würde man Reifen B als Worst-Case-Reifen definieren. Wie jedoch zu sehen ist, erzeugt Reifen A eine wesentlich größere Parkierkraft. Auch die übrigen Reifenmessungen weisen keine Korrelation zu den Ergebnissen der Gesamtfahrzeugmessung auf. Dies wird insbesondere für Reifen E ersichtlich, welcher den zweithöchsten Bohrmomentwert auf dem Flat-Trac Prüfstand aufweist, allerdings die geringsten Summenspurstangenkräfte erzeugt.

Diese Erkenntnis gibt Aufschluss darüber, dass die bisherigen Reifenmessungen auf einem Flachbahnprüfstand nicht länger für die Ermittlung eines validen Bohrmoments herangezogen werden können. In Kombination mit den beschriebenen Streuungen der Reifenmessungen (Vgl. Abschnitt 3.3.2) gilt es im folgenden Kapitel zunächst zu untersuchen, wie es gelingt reproduzierbare Reifenmessungen durchzuführen.

### 3.5 Industrialisierung des KnC-Reifenprüfstands und Reproduzierbarkeitsuntersuchungen

Um valide Messergebnisse zu ermöglichen, werden grundlegende Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit am KnC-Reifenprüfstand durchgeführt. Dazu gehört eine Untersuchung der Einflüsse der Reifentemperatur, der Abnutzung des Untergrundes, des Reifenverschleißgrades und der Auswertemethodik.

Die an dieser Stelle betrachteten Einflüsse werden anhand von Bohrmomentmessungen am KnC-Prüfstand separat untersucht. Dazu werden die Reifen in verschiedene Aufstandsflächen

unterteilt, so dass Messungen auch an der gleichen Stelle des Reifens wiederholt werden können und die Anzahl der stattgefundenen Messungen registriert werden kann.

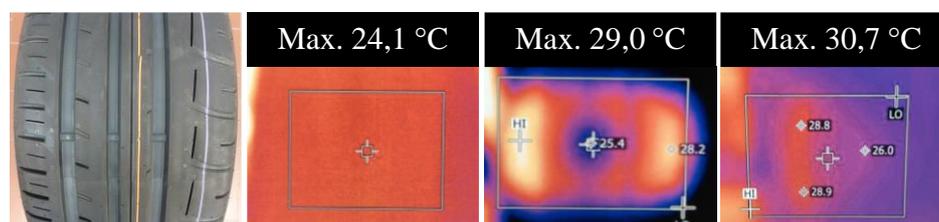
Für die folgenden Untersuchungen werden fabrikneue Reifen verwendet, die einer Einfahrprozedur (Weinberger und Vena 2019) unterzogen worden sind, um den, bei der Produktion entstandenen, Schmierfilm zu entfernen. Nachdem die Reifen gründlich gereinigt worden sind, werden sie auf dem KnC-Reifenprüfstand vermessen.

Eine weitere Untersuchung der Streubreite wird separat mit Gesamtfahrzeugmessungen mit 10 gleichen Reifen aus einer Chargenproduktion durchgeführt. Diese Untersuchung wird in Abschnitt 3.5.6 beleuchtet.

### 3.5.1 Temperatureinfluss

Mit einer Wärmebildkamera werden Bilder von der Aufstandsfläche vor und nach den Messungen durchgeführt. Die Temperatur steigt, wie in Abbildung 3.5 deutlich wird, nach einer Messung um etwa 5 - 6 °C an. Im dritten Bild wird ersichtlich, dass sich insbesondere die Reifenflanken deutlich erhitzen. In der vierten Darstellung ist das Wärmebild nach einer Messung unter Sturz abgebildet. Es wird deutlich, dass sich die äußere Seitenflanke unter dieser Messbedingung erhitzt. Bei einer Drehung um einen festen Radaufstandspunkt ist dieser und der nahe Bereich um diesen Punkt geringeren Bewegungen ausgesetzt, was zu einer nahezu konstanten Temperatur in diesem Bereich führt.

Um den Einfluss hinsichtlich des resultierenden Bohrmoments untersuchen zu können, werden nach der Reinigung des Untergrunds zweimal hintereinander Bohrmomentmessungen mit gleicher Radlast und identischem Fülldruck durchgeführt. Dadurch, dass keine Pause zum Abkühlen des Reifens eingehalten wird, wird die zweite Messung bei einer höheren Ausgangstemperatur durchgeführt. Für verschiedene Reifen dieser Messreihe ergibt sich eine Reduzierung von ca. 5 % des maximalen Bohrmoments bei der nachgelagerten Messung.

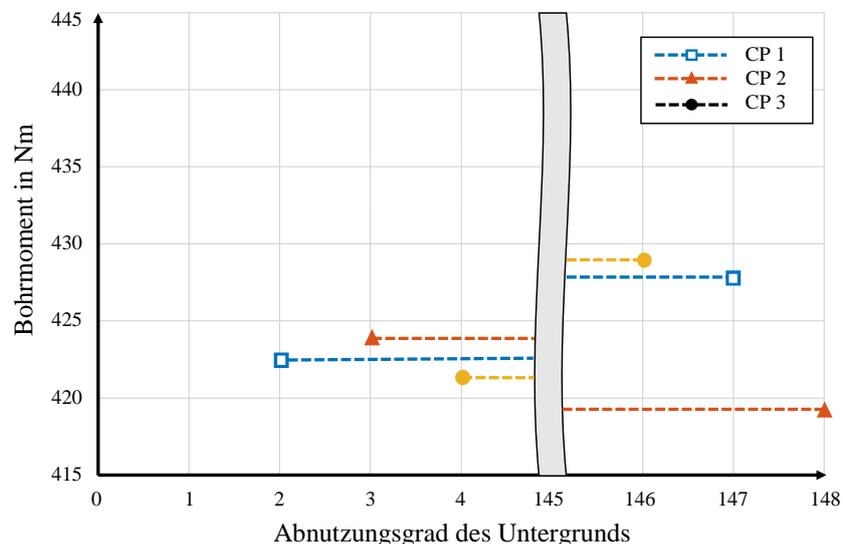


**Abbildung 3.5:** Temperaturunterschiede am Reifenlatsch vor und nach Reifenmessungen

### 3.5.2 Untergrund

Wie bereits beschrieben, wird der Asphalt der Straße auf dem Prüfstand durch ein präpariertes Korund-Schleifpapier P120 dargestellt. Dieser Untergrund ist zum einen Industriestandard und bietet zum anderen einen homogenen Reibungskoeffizienten über die gesamte Fläche. Um den Einfluss des Abnutzungsgrades des Schleifpapiers beurteilen zu können, werden zunächst

Bohrmomentmessungen auf einem neuen Schleifpapier durchgeführt. Anschließend wird der Untergrund durch ein bereits 145-mal verwendetes Schleifpapier ersetzt. Unter Beachtung der Temperatureinflüsse werden an denselben Kontaktstellen des Reifens die gleichen Messungen durchgeführt.



**Abbildung 3.6:** Einfluss der Abnutzung des Korund P120 Schleifpapiers nach (Neumann et al. 2022a)

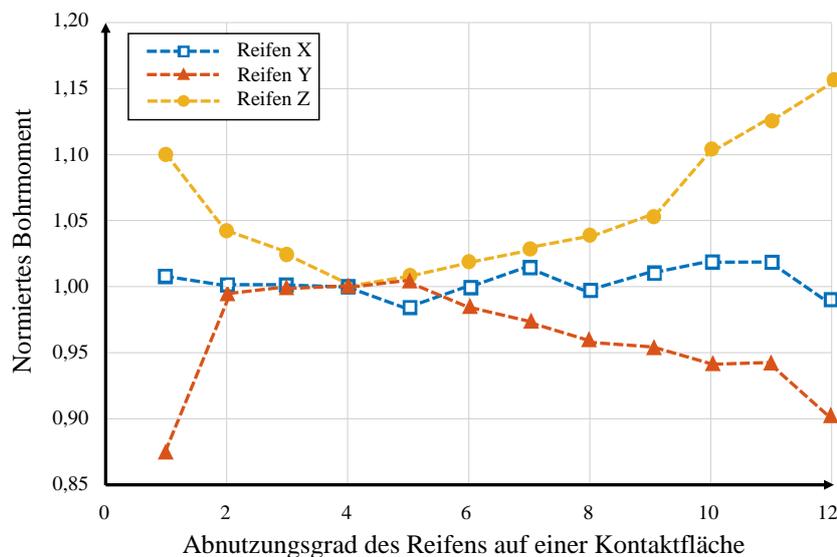
Abbildung 3.6 zeigt das Bohrmoment von drei verschiedenen Aufstandsflächen (CP1, CP2, CP3) eines Reifens in Abhängigkeit von der Anzahl der bereits durchgeführten Messungen auf dem jeweiligen Untergrund. Wie zu sehen ist, ändert sich das Bohrmoment und dessen Streuung nur in geringem Maße.

Der Einfluss des Schleifpapierverschleißes kann daher bei der weiteren Betrachtung vernachlässigt werden. Voraussetzung dafür ist allerdings, dass es keine zerstörten Stellen aufweist und dass der Untergrund nach jeder Messung von Gummiabrieb gesäubert wird.

### 3.5.3 Reifenabnutzungsgrad

Bei kontrollierter Temperatur und mit dem Wissen, dass der Verschleiß des Untergrundes bei der Ermittlung eines reproduzierbaren Bohrmoments eine untergeordnete Rolle spielt, wird im Folgenden der Abnutzungsgrad des Reifens untersucht. Der Abnutzungsgrad bezieht sich in diesem Zusammenhang auf die Anzahl der Messungen, die auf einer ausgewählten Aufstandsfläche durchgeführt werden.

Anhand von drei verschiedenen Reifen werden 12 Bohrmomentmessungen an der jeweils gleichen Aufstandsfläche durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.7 mit Hilfe des normierten Bohrmoments dargestellt.



**Abbildung 3.7:** Normiertes Bohrmoment über den Abnutzungsgrad der Kontaktfläche nach (Neumann et al. 2022a)

Alle drei Reifen verhalten sich unterschiedlich in Bezug auf den Abnutzungsgrad. Reifen X zeigt ein sehr stationäres Verhalten über alle Messungen. Die Reifen Y und Z hingegen zeigen nur bei den Messungen zwei bis neun ein reproduzierbares Verhalten, in denen die Streuung innerhalb von  $\pm 5\%$  liegt. Bei zehn oder mehr Messungen auf einer Aufstandsfläche liegen die Abweichungen bei bis zu 17 %. Zudem sind große Abweichungen bei der jeweils ersten Bohrmomentmessung auf einer Aufstandsfläche zu erkennen. Wird dieser Einfluss bei der Festlegung eines Messverfahrens nicht berücksichtigt, können große Unterschiede bei der Ermittlung des Bohrmoments entstehen.

Eine weitere Untersuchung zeigt, dass bei einem erneuten Einfahren des Reifens Z mit einem Fahrzeug die Ergebnisse einer anschließenden neuen Bohrmomentmessung wieder im stationären Bereich liegen. Es ist daher zu beachten, dass es sich bei dem in Abbildung 3.7 dargestellten Problem um ein prüfstandsspezifisches Phänomen handelt, das sich nicht direkt auf die reale Anwendung des Parkiermanövers eines Kunden übertragen lässt.

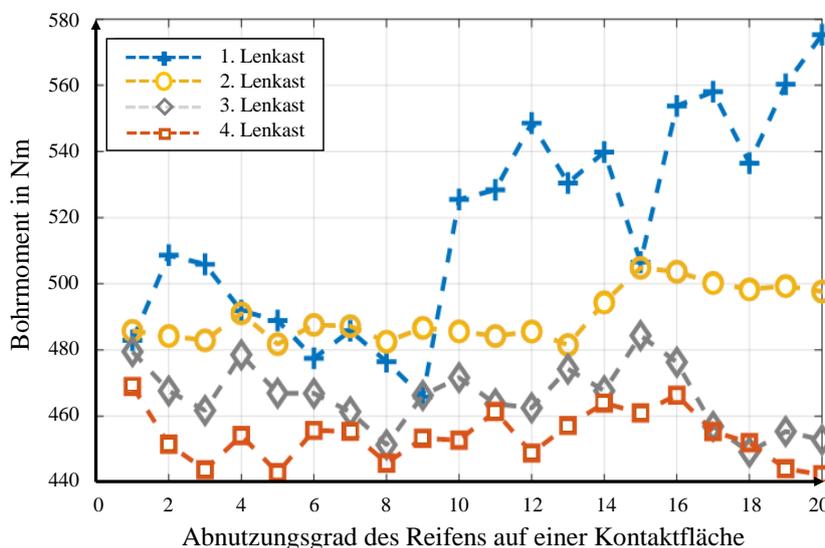
### 3.5.4 Vorwalken des Reifens

Im Hinblick auf den weiteren Vorbereitungsprozess des Reifens wird untersucht, inwieweit es die Reproduzierbarkeit erhöht, wenn der Reifen vorgewalkt wird. Unter Vorwalken versteht man das wiederholte Be- und Entlasten des Reifens mit einer definierten Radlast. Es zeigt sich, dass der Vorwalkprozess die Messstreuung des Bohrmoments um etwa 2 % reduziert.

### 3.5.5 Auswertemethode

In einer weiteren Untersuchung werden 20 Messungen mit jeweils vier Lenkästen bei konstanter Radlast und konstantem Fülldruck durchgeführt. Ein Lenkasten beschreibt eine Drehung des

Reifens von  $45^\circ$  (Lenkast 1) bzw. von  $90^\circ$  (Lenkast 2-4). Der erste Lenkast beschreibt somit die initiale Auslenkung von  $0^\circ$  bis  $45^\circ$ , der zweite Lenkast das Zurückklenken von  $45^\circ$  bis  $-45^\circ$ . Der dritte Lenkast beschreibt die Bewegung in die andere Richtung und der vierte Lenkast gleicht dem zweiten Lenkast, bezogen auf dessen Bewegung. Abbildung 3.8 zeigt das Ergebnis dieser Versuchsreihe für verschiedene Reifenabnutzungsgrade.



**Abbildung 3.8:** Bohrmoment der verschiedenen Lenkaste (Neumann et al. 2022a)

Das Bohrmoment für den ersten Lenkast kann nicht reproduzierbar gemessen werden. Die Streuung des zweiten Lenkastes beträgt über die Anzahl von 20 Messungen etwa  $\pm 12$  Nm, was etwa  $\pm 2,4$  % entspricht. Die Streuung des dritten und vierten Lenkasts beträgt etwa  $\pm 16$  Nm bzw.  $\pm 3,2$  %. Es ist daher sinnvoll, den zweiten und dritten Lenkast als Referenz für die Auswertung zu verwenden, um einerseits die Streuung und den Reifenverschleiß so gering wie möglich zu halten und andererseits mindestens beide Verdrehrichtungen des Rades zu bewerten.

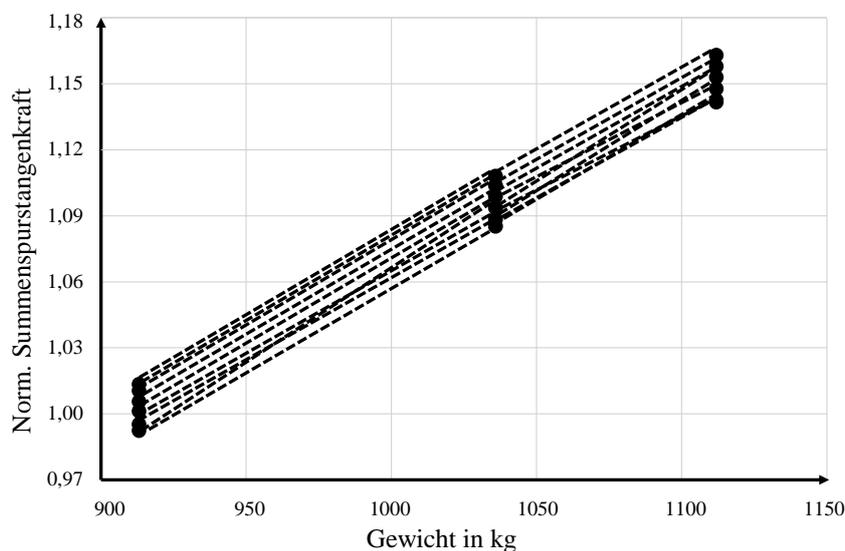
Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass für ein reproduzierbares Messverfahren die Reifentemperatur kontrolliert werden muss. Dazu können Pausen in einem Messplan definiert werden oder der Reifen wird rotiert und an einer anderen Stelle weitervermessen. Vor jeder Messung muss die Oberfläche von jeglichem Gummiabrieb gereinigt und der Reifen vorgewalkt werden. Außerdem wird der Reifen in verschiedene Aufstandsflächen unterteilt, damit überprüft werden kann, wie oft an einer bestimmten Stelle des Reifens bereits gemessen wurde. Die erste Messung dient als Vorkonditionierungsmessung. Darüber hinaus wird die maximale Anzahl der Messungen auf einer Kontaktfläche begrenzt. Bei der Auswertung werden der zweite und der dritte Lenkast verwendet und zu einem Wert gemittelt.

### 3.5.6 Auswirkungen der Erkenntnisse auf Gesamtfahrzeugebene

Für die in Abschnitt 3.3 beschriebene Streuung auf Gesamtfahrzeugebene bedeuten die Erkenntnisse aus Abschnitt 3.5, dass für eine Erhöhung der Reproduzierbarkeit, vor allem die beschriebenen Randbedingungen für die Reifen eingehalten werden müssen.

Wendet man die entwickelten Prinzipien zur Reduzierung von Messstreuungen für die Reifen bei Parkierkraftmessungen auf Gesamtfahrzeugebene an, wird deutlich, dass die Messstreuung erheblich reduziert wird.

Um die verbleibende Messstreuung zu analysieren werden 10 Reifen eines Fabrikats desselben Herstellers mit den gleichen Dimensionen und vom selben Herstellungstag vermessen. Mit diesen Reifen werden Parkierkraftmessungen mit stets gleichbleibender Messprozedur, angelehnt an die Erkenntnisse aus diesem Abschnitt 3.5, durchgeführt. Abbildung 3.9 zeigt das Resultat dieser Studie in Form der maximalen Summenspurstangenkraft für verschiedene Radlasten.



**Abbildung 3.9:** Streuung der Summenspurstangenkraft innerhalb einer Reifencharge

Es zeigt sich, dass eine Streuung von etwa  $\pm 1,5\%$  in dieser Reifencharge für verschiedene Radlasten auftritt. Diese Erkenntnis bedeutet, dass die neue Messprozedur wesentlich robustere Ergebnisse erzielt. Damit ist es möglich, reproduzierbare Gesamtfahrzeugmessungen als Referenz für die Prognose-Methode der auftretenden Summenspurstangenkräfte durchzuführen. Zudem können diese Messergebnisse für eine Analyse des Parkiermanövers in den folgenden Abschnitten herangezogen werden.

## 3.6 Parkiermanöver

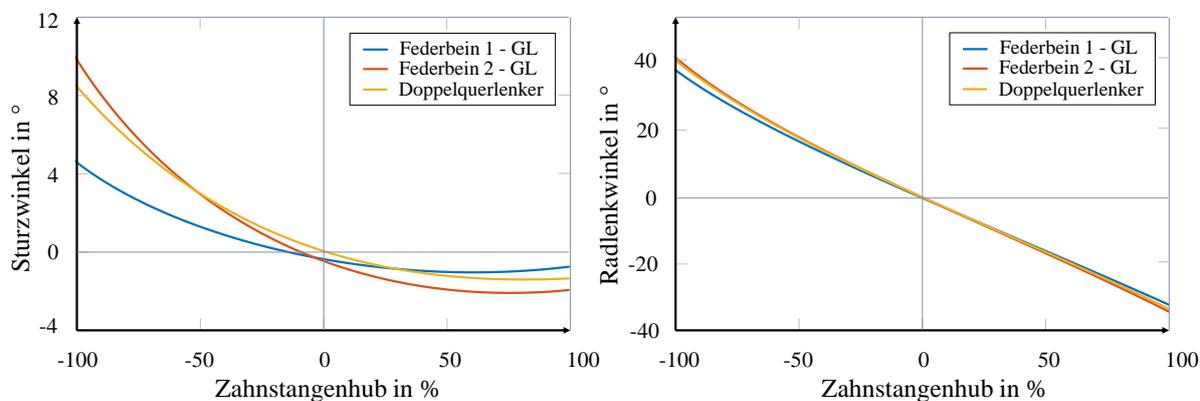
Nach Reduzierung der Messstreuung auf Reifen- und Gesamtfahrzeugebene wird in diesem Kapitel das Parkiermanöver analysiert. Dazu werden zunächst eine simulative Kinematik- und Elastokinematik-Achsanalyse der drei, bei der BMW Group verbauten und zu bewertenden,

Achskonzepte für ein Durchlenkmanöver im Stand durchgeführt. Diese Analysen sollen Unterschiede zwischen den Achskonzepten aufzeigen und dienen als Grundlage der Bewertung der MKS-Modelle, die in Abschnitt 3.13.2 genauer analysiert werden. Mit den in Abschnitt 2.9.1 beschriebenen Gesamtfahrzeugmessungen auf der Reibwertfläche können zudem die Wirkkette, die auftretenden Bewegungen, Geschwindigkeiten, Kräfte und Momente des Manövers „Parkieren im Stand“ analysiert werden.

### 3.6.1 Simulative Kinematik-Achsanalyse

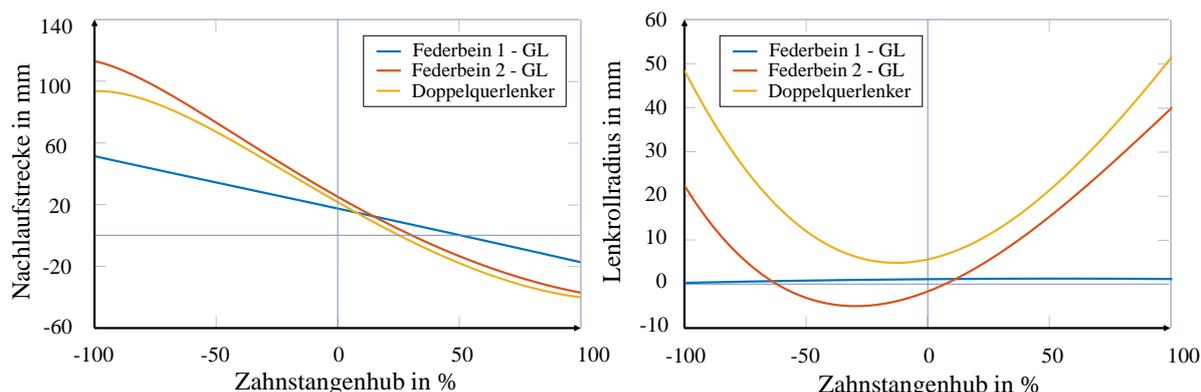
Eine simulative Kinematikbetrachtung der in dieser Arbeit untersuchten Achsprinzipien ist in Abbildung 3.10 bis Abbildung 3.12 dargestellt. Für eine Simulation wird im MKS-Modell des jeweiligen Achskonzepts der Reifen durch eine starre Scheibe ersetzt. Dadurch ist es möglich, die Kinematik des Achsmodells, ohne den Einfluss des Reifens und etwaige Modellierungsfehler des Reifenmodells, zu analysieren. Das Fahrzeug wird simulativ vom linken bis in den rechten mechanischen Endanschlag durchgelenkt. Dies geschieht über eine Vorgabe des Zahnstangenhubs, damit etwaige Modellierungsungenauigkeiten im oberen Lenkstrang keine Betrachtung finden. Dadurch, dass es sich um eine reine Kinematikbetrachtung handelt, kann das Fahrzeug zwar simulativ eingefedert werden, es wirken aber keine äußeren Kräfte auf das Modell. In den unten dargestellten Abbildungen ist der Zahnstangenhub von -100 % (linker Endanschlag) bis +100 % (rechter Endanschlag) aufgetragen. Die dargestellten Verläufe von Sturz, Lenkrollradius, Nachlaufstrecke und Radlastthebelarm sind auf das linke Vorderrad bezogen.

Es wird ersichtlich, dass die auftretenden kinematischen Änderungen beim Durchlenkversuch im Stand, bei der Federbein 2-Gelenkachse am größten sind. So erhöht sich der Sturz, wie in Abbildung 3.10 (links) von der Geradeausstellung der Räder bis zum mechanischen Endanschlag der Lenkung um etwa  $10^\circ$ . Der Radlenkwinkel (Abbildung 3.10 rechts), der der Rotation des Rades um dessen Hochachse entspricht, ist bei allen Achskonzepten ähnlich groß ausgeprägt. Die Fahrzeuge mit Doppelquerlenkerachse und Federbein 2-Gelenkachse erreichen dennoch etwa  $4\text{-}5^\circ$  mehr Radlenkwinkel, als das Fahrzeug mit Federbein 1-Gelenkachse.



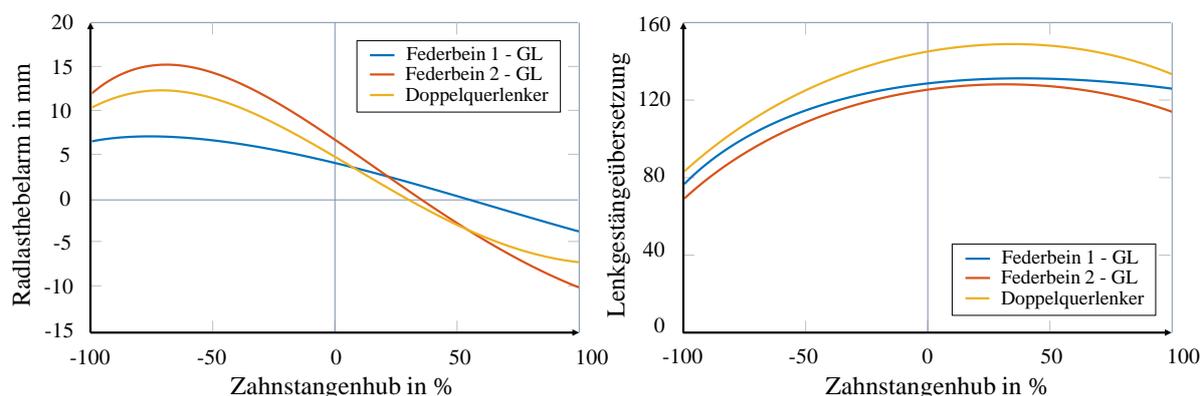
**Abbildung 3.10:** Kinematik der drei Achskonzepte: Sturz (l.) und Radlenkwinkel (r.)

Bei der kinematischen Betrachtung der Nachlaufstrecke (links) und des Lenkrollradius (rechts) in Abbildung 3.11 wird überdies deutlich, dass die Federbein 1-Gelenkachse die geringsten kinematischen Veränderungen beim Durchlenken erfährt. So verändert sich der Lenkrollradius über den Zahnstangenhub nur in sehr geringem Ausmaß. Bei der Doppelquerlenkerachse hingegen tritt ein Lenkrollradius von 48 mm im Endanschlag auf. Die Nachlaufstrecke, die den Hebelarm für die auftretenden Kräfte im Latsch in Reifenquerrichtung bildet, ist bei der Federbein 2-Gelenkachse am größten.



**Abbildung 3.11:** Kinematik der drei Achskonzepte: Nachlaufstrecke (l.) und Lenkrollradius (r.)

Abbildung 3.12 zeigt den Radlasthebelarm (links) und die Lenkgestängeübersetzung (rechts) beim Durchlenkversuch. Der Radlasthebelarm hat Einfluss auf die entstehende Gewichtsrückstellung und ist für die Federbein 2-Gelenkachse am größten und für die Federbein 1-Gelenkachse am geringsten. Die Lenkgestängeübersetzung (rechts) findet bei der Übersetzung der auftretenden Reifenkräfte und -momente zur Zahnstangenkraft, realisiert in Abschnitt 4.5, Anwendung und kann ebenso der Darstellung entnommen werden.



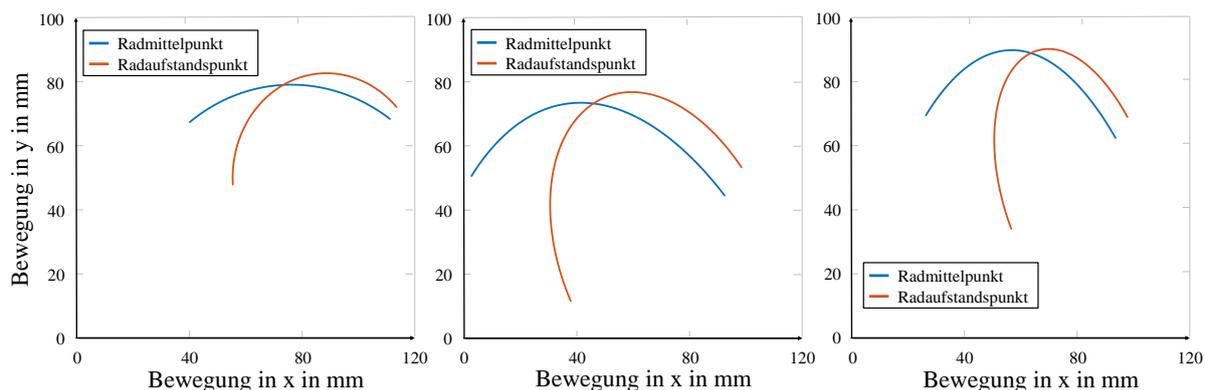
**Abbildung 3.12:** Kinematik der drei Achskonzepte: Radlasthebelarm (l.) und Lenkgestängeübersetzung (r.)

Es lässt sich zusammenfassen, dass die wirkenden Hebelarme bei der Federbein 2-Gelenkachse zu hohen resultierenden Momenten am Rad führen, die wiederum Auswirkung auf die Zahn-

stangenkraft haben. Durch den großen Radlastthebelarm erhöht sich zudem maßgeblich die Gewichtsrückstellung. Lediglich der Lenkrollradius erhöht sich bei der Doppelquerlenkerachse mehr als bei der Federbein 2-Gelenkachse. Ferner ist bei der Doppelquerlenkerachse die Nachlaufstrecke und der Radlastthebelarm sowie der Sturz geringer. Dies führt auch in Summe zu niedrigeren Zahnstangenkräften (Vgl. Abschnitt 3.6.4 und 3.6.5). Bei Betrachtung der Werte der Federbein 1-Gelenkachse wird ersichtlich, dass die kinematischen Veränderungen am geringsten ausfallen. Dies führt dazu, dass bei einem Fahrzeug mit einer Federbein 1-Gelenkachse die geringsten Verschiebungen und Kräfte beim Parkiermanöver erzeugt werden. Betrachtet man etwa die Nachlaufstreckenänderung beim Durchlenken, so lässt sich beobachten, dass diese nur etwa 50 mm beträgt. Besonders auffällig ist der Lenkrollradius, welcher über den kompletten Zahnstangenhub nahezu bei null verbleibt. Die resultierenden Sturzwinkel sind mit ca.  $4,5^\circ$  zudem nur etwa halb so groß wie die der anderen beiden Achskonzepte und wirken sich maßgeblich auf die Bodendruckverteilung des Reifens aus (Vgl. Abschnitt 3.10).

Betrachtet man die Unterschiede der Nachlaufstrecken und Lenkrollradien, wird deutlich, dass die wirkenden Momente am Rad je nach Achskonzept unterschiedlich ausfallen. Diese Momente sind maßgeblich das Bohrmoment  $M_z$ , die Kraft in Längsrichtung  $F_x$  multipliziert mit dem Lenkrollradius  $r_s$  und der Kraft in Querrichtung  $F_y$  multipliziert mit der Nachlaufstrecke  $n$ . Auch die Gewichtsrückstellung, die Vereinfacht über den Radlastthebelarm  $q$  und die wirkende Radlast  $F_z$  berechnet werden kann, fällt somit bei jedem Achsprinzip unterschiedlich aus. Gleiches gilt für die auftretende Reibung in der Achse, die in den Abschnitten 3.7.3 und 3.7.4 näher beleuchtet wird.

Abbildung 3.13 stellt jeweils die Radmittelpunktverschiebung und die über den Lenkwinkel resultierende Radaufstandsbewegung der drei Achsprinzipien dar.



**Abbildung 3.13:** Radmittelpunkt- und Radaufstandspunktverschiebung: Federbein 1-GL (l.), Federbein 2-GL (m.) und Doppelquerlenkerachse (r.)

Es wird ersichtlich, dass die geringsten Bewegungen bei der Federbein 1-Gelenkachse auftreten. Bei einem Vergleich der resultierenden Verschiebung in der Ebene wird deutlich, dass eine etwa um die Hälfte geringere Verschiebung des Radaufstandspunktes in y-Richtung gegenüber einer Federbein 2-Gelenkachse resultiert. Die Längsverschiebung des Radmittelpunktes beträgt

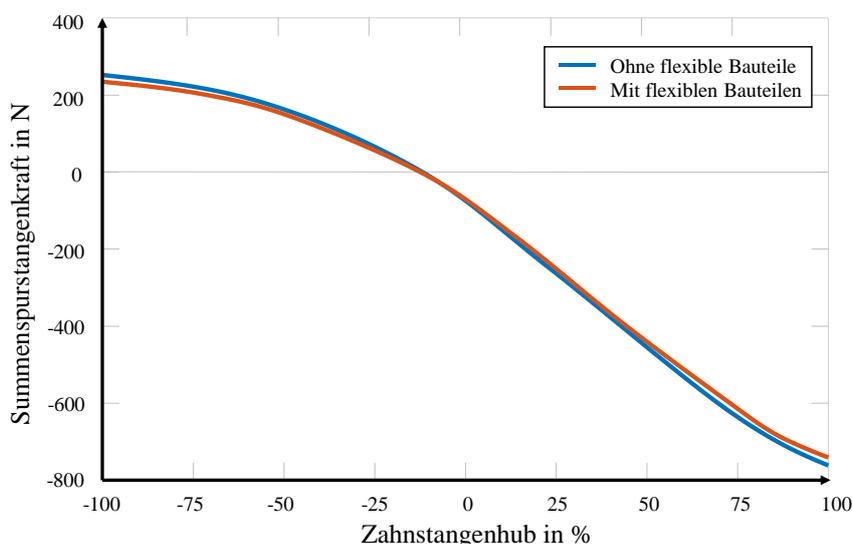
bei der 1-Gelenkachse etwa 60 mm, wohingegen diese bei der Federbein 2-Gelenkachse ca. 90 mm und bei der Doppelquerlenkerachse etwa 70 mm beträgt.

### 3.6.2 Simulative Elastokinematik-Achsanalyse

Neben der Kinematik, also der Bewegung der Körper ohne eine wirkende Kraft von außen, spielt die Elastokinematik der Fahrzeuge eine Rolle beim Parkiervorgang. Darunter fallen die Verbiegung von Bauteilen sowie der Einfluss von Elastomerlagern.

#### Flexbodies

Um die Deformation der Bauteile simulativ abbilden zu können, werden sogenannte Flexbodies, also flexible Bauteile in einer MKS-Simulation verwendet. Um den Einfluss einer Modellierung mit flexiblen Bauteilen analysieren zu können, werden Gesamtfahrzeugsimulationen mit Radersatzsystem durchgeführt. Dazu wird ein Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse herangezogen, bei dem ein Modell mit starren Bauteilen und ein weiteres Modell mit flexiblen Bauteilen modelliert wird. Als Grundlage der Untersuchung dient ein Durchlenkversuch, mit dem die Differenz der beiden Modellstände anhand der Spurstangenkräfte ermittelt wird. Abbildung 3.14 zeigt das Ergebnis des Versuchs mit Hilfe der an der linken Spurstange resultierenden Kraft über den Zahnstangenweg.



**Abbildung 3.14:** Summenspurstangenkraft bei Durchlenkversuchen mit starren und flexiblen Bauteilen

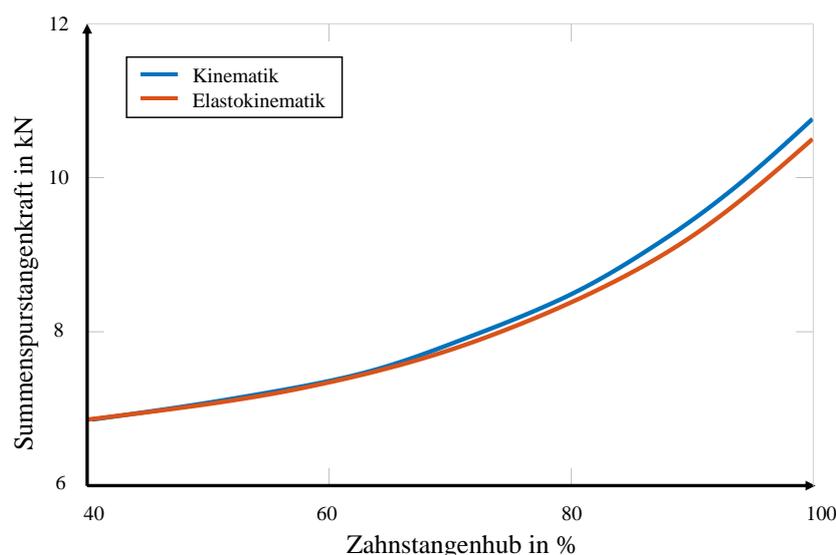
Es wird deutlich, dass der Unterschied zwischen einer starren und einer flexiblen Modellierung marginal ist und damit simulativ vernachlässigt werden kann. Im nächsten Schritt wird daher der Einfluss der Gummilager untersucht.

## Elastomerlager

Um den Einfluss der Elastomerlager in der Simulation bewerten zu können, werden Vorderachsmodule verschiedener Fahrzeuge, unterteilt nach deren Achskonzept, aufgebaut. Die Räder werden substituiert und durch starre Scheiben ersetzt. Damit können die Einflüsse der Reifen und etwaige Modellierungsschwächen in den Reifenmodellen negiert werden. Anstelle der durch eine Simulation resultierenden Reifenkräfte und -momente aus einem virtuellen Modell, werden Kräfte und Momente einer Messung, in Form einer Umsetzungstabelle, im Radmittelpunkt aufgeprägt.

Anschließend werden mit Vorderachsmoellen ohne Elastomerlager Durchlenkversuche simuliert und die Summenspurstangenkräfte ermittelt. Nach Einbau von virtuellen Elastomerlagern, deren Modellgüte in (Töpel et al. 2019) bestätigt worden ist, werden die Durchlenkversuche erneut durchgeführt.

Abbildung 3.15 zeigt das Resultat dieser Untersuchung für ein Fahrzeug mit einer Federbein 1-Gelenkachse.



**Abbildung 3.15:** Simulative Untersuchung des Einflusses der Elastomerlager

Es wird deutlich, dass der Unterschied zwischen den beiden Simulationen erst bei erhöhtem Zahnstangenhub ersichtlich wird. Bis etwa 60 % des Zahnstangenhubs liegen die Summenspurstangenkräfte beider Modellierungsvarianten übereinander. Bei einer weiteren Verschiebung der Zahnstange reduziert sich die Summenspurstangenkraft der Vorderachsmoellvariante mit Elastomerlagern. Dies liegt darin begründet, dass durch das weitere Einlenken die Gestänge in die Elastomerlager drücken, welche sich unter der erzeugten Kraft verformen und somit die Gesamtbewegung an der Vorderachse reduzieren. Die daraus resultierenden verringerten Hebelarme reduzieren die wirkende Kraft an der Zahnstange.

Tabelle 3.2 bis Tabelle 3.4 zeigen überdies die Ergebnisse für die in dieser Arbeit weiteren betrachteten Achskonzepte. Dazu wird eine Vielzahl von Fahrzeugderivaten untersucht und in

ihre Achskonzepte unterteilt. Der Unterschied der Kraftwerte an den Spurstangen in den Endanschlüssen, zwischen den Modellverbauvarianten mit und ohne Elastomerlager, wird über einen Faktor  $fak_{Elakin}$  angegeben. Dieser Faktor wird nach Formel (3.1) durch

$$fak_{Elakin} = \frac{F_{Zst,Elakin}}{F_{Zst,Kin}} \quad (3.1)$$

ermittelt.

Des Weiteren wird eine Mittelung der Ergebnisse aller Fahrzeuge in einer Achskonzeptklasse sowie die Standardabweichung  $\sigma$  angegeben.

**Tabelle 3.2:** Elastomerlagereinfluss bei einer Federbein 1-Gelenkachse

Fahrzeug	Faktor	Mittelwert	$\sigma$
1	0,9769		
2	0,9843	0,9787	0,0040
3	0,9750		

Der Mittelwert von 0,9787 liegt sehr nahe bei 1, womit deutlich wird, dass der Einfluss von Elastomerlagern bei einer Federbein 1-Gelenkachse gering ist. Es fällt zudem auf, dass die Standardabweichung sehr gering ist, was bedeutet, dass sich Fahrzeuge in dieser Fahrzeugklasse bezüglich der Elastokinematik ähnlich verhalten.

**Tabelle 3.3:** Elastomerlagereinfluss bei einer Federbein 2-Gelenkachse

Fahrzeug	Faktor	Mittelwert	$\sigma$
1	0,9398		
2	0,9388		
3	0,9601	0,9347	0,0137
4	0,9288		
5	0,9193		
6	0,9216		

Für den Fahrzeugtyp der Federbein 2-Gelenkachsen werden sechs verschiedene Fahrzeugderivate untersucht. Tabelle 3.3 veranschaulicht, dass der hier ermittelte Faktor gegenüber dem Faktor einer Federbein 1-Gelenkachse geringer ausfällt. Das bedeutet, dass durch die, bei einer Federbein 2-Gelenkachse größeren Bewegungen, der Einfluss der Elastomerlager auf die Summenspurstangenkraft größer wird.

**Tabelle 3.4:** Elastomerlagereinfluss bei einer Doppelquerlenkerachse

Fahrzeug	Faktor	Mittelwert	$\sigma$
1	0,9245		
2	0,9662		
3	0,9550	0,9462	0,0158
4	0,9390		

Ein ähnliches Verhalten wie bei der Federbein 2-Gelenkachse, ist auch für Fahrzeuge mit Doppelquerlenkerachsen zu erkennen. Dabei ist der Mittelwert von 0,9462 größer als der der Fahrzeuge mit Federbein 2-Gelenkachsen und fällt geringer aus als der Mittelwert der Fahrzeugderivate mit Federbein 1-Gelenkachsen.

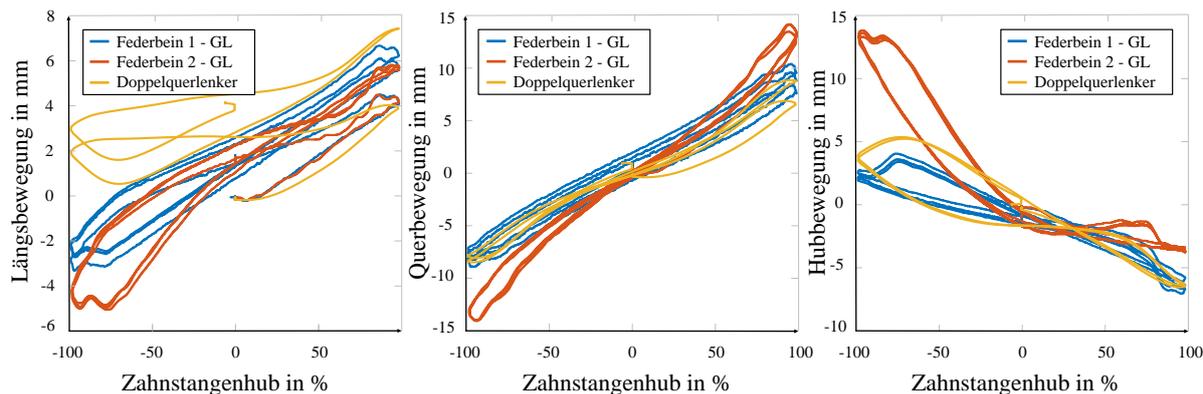
Es lässt sich resümieren, dass für eine exakte Simulation Elastomerlager in den Vorderachsmo-  
dellen eingesetzt werden müssen. Überdies kann der Einsatz von Flexbodies die Simulations-  
güte erhöhen, auch wenn der Einfluss marginal ist. Die in diesem Abschnitt gewonnen Erkennt-  
nisse werden darüber hinaus bei der Modellierung eines vereinfachten, mathematischen Mo-  
dells, welches in Abschnitt 4.5 vorgestellt wird, aufgegriffen.

### 3.6.3 Bewegungen beim Parkiermanöver

In diesem Abschnitt werden die auftretenden Bewegungen am Fahrzeug und an den Rädern  
beim Parkiermanöver betrachtet. Dazu werden die in Abschnitt 2.9.1 beschriebenen Kamera-  
daten für die drei Achstypen ausgewertet. Dadurch, dass sich die drei verschiedenen Fahrzeuge  
in ihrer jeweiligen Grundkonfiguration hinsichtlich der Vorderachslast ähneln, können durch  
geringfügige Auflastungen, Messungen mit derselben Radlast-Fülldruck Kombination für alle  
Derivate durchgeführt werden.

#### Fahrzeugbewegung

Abbildung 3.16 zeigt die resultierenden Bewegungen der Karosserie relativ zum Untergrund  
beim Parkiermanöver für die drei betrachteten Achstypen. Diese werden hinsichtlich der Be-  
wegung in Längsrichtung (links), in Querrichtung (Mitte) und der Fahrzeugaufbaubewegungen  
in z-Richtung (rechts) unterschieden. Für eine bessere Vergleichbarkeit der Daten werden die  
Zahnstangenhübe in Prozent aufgetragen und liegen dementsprechend für diese Visualisierung  
übereinander. Bei einem Wert von -100 % befindet sich das rechte Rad im rechten Endanschlag.  
Die Bewegung der Karosserie wird ebenfalls an der rechten Fahrzeugseite ermittelt.



**Abbildung 3.16:** Translatorische Fahrzeugbewegungen in Längs- (l.), Quer- (m.) und Vertikalrichtung (r.) beim Parkiermanöver

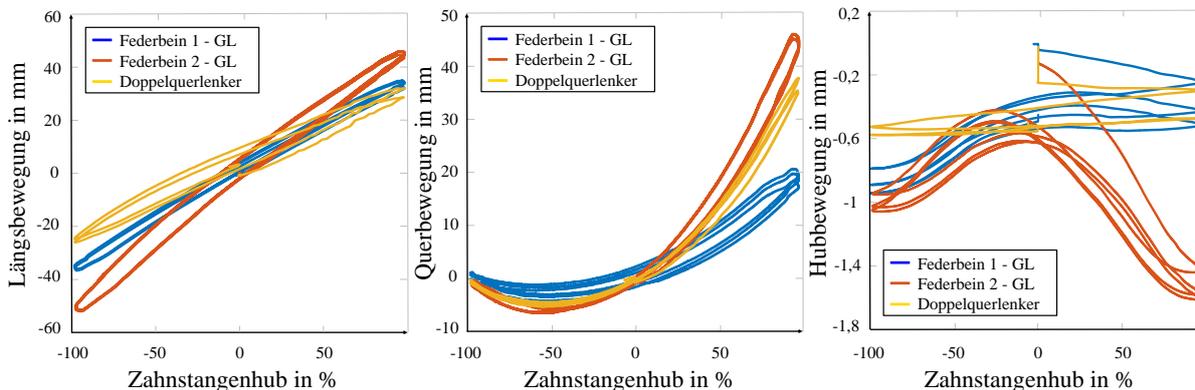
Es wird deutlich, dass, bedingt durch die großen kinematischen Änderungen beim Parkiervorgang (Vgl. Abschnitt 3.6.1), die Federbein 2-Gelenkachse die größten Fahrzeugbewegungen beim Parkiermanöver hervorruft. Gut zu erkennen ist dies vor allem für die Fahrzeugverschiebung in y-Richtung, die in beide Richtungen etwa 13 mm beträgt und damit etwa doppelt so groß wie die der anderen Achskonzepte ausfällt. Bei Betrachtung der Fahrzeughubbewegung in z-Richtung wird deutlich, dass überdies die Federbein 2-Gelenkachse die größten Bewegungen aufweist, die in etwa drei Mal größer ausfallen, als die der Federbein 1-Gelenkachse. Bei Betrachtung der Formel (2.1 aus Abschnitt 2.4.2 und dem ermittelten Radlasthebelarm der Kinematikanalyse in Abschnitt 3.6.1 wird ersichtlich, dass bei einem Fahrzeug mit einer Federbein 2-Gelenkachse die höchste Gewichtsrückstellung erzeugt wird.

### Radbewegungen

Um die Untersuchung der auftretenden Bewegungen beim Parkiermanöver zu erweitern, werden in diesem Abschnitt die Radbewegungen der drei verschiedenen Achskonzepte analysiert. Diese erfolgen, wie schon bei den Fahrzeugbewegungen, mit Hilfe derselben Fülldruck-Radlast Kombination anhand der aufgezeichneten Kameradaten. Es kann zudem zwischen der Relativbewegung des Rades zum Untergrund im globalen Koordinatensystem, welche die Absolutbewegung darstellt und der Relativbewegung des Rades zur Fahrzeugkarosserie im Fahrzeugkoordinatensystem unterschieden werden. Betrachtet wird das rechte Rad, welches sich in den folgenden Abbildungen bei -100 % im rechten Anschlag befindet und damit das kurveninnere Rad darstellt.

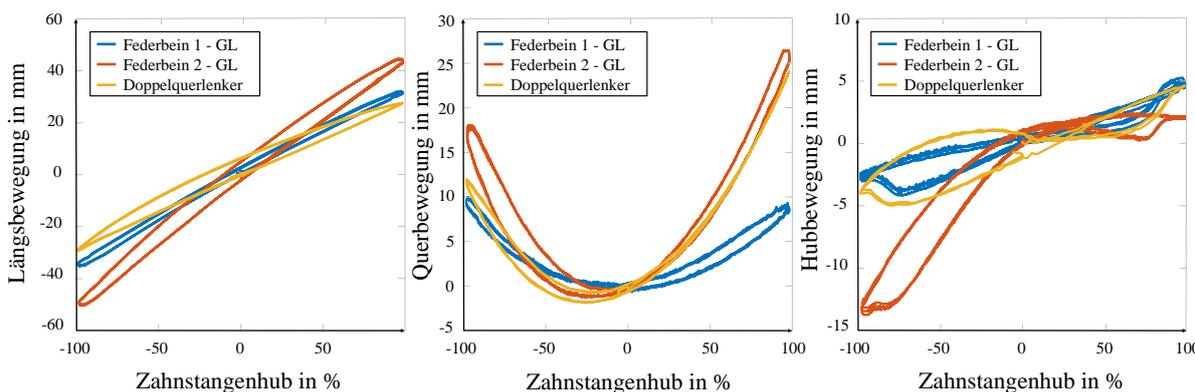
Trotz der beim Parkiermanöver getretenen Bremse, bewegen sich die Räder translatorisch, bedingt durch die Achskinematik. Dies wird bei Betrachtung der Relativbewegung der Räder zum Untergrund in Abbildung 3.17 deutlich. Zudem zeigt sich, dass die Längsbewegung (Abbildung 3.17 links) der Räder bei der Federbein 2-Gelenkachse am größten ist. Die Querverschiebung (Mitte) des rechten Rades beim Rechtslenken (-100 % Zahnstangenhub) ist sehr gering, was verdeutlicht, dass das Rad in lateraler Richtung nahezu auf der gleichen Stelle verbleibt. Beim Linkslenken (+100 %) ist die Querverschiebung überdies bei der Federbein 2-Gelenkachse am

größten. Die Hubbewegung der Räder (rechts) beträgt wenige Millimeter und zeigt ein geringes Ein- und Ausfedern beim Durchlenkversuch.



**Abbildung 3.17:** Translatorische Radbewegungen in Längs- (l.), Quer- (m.) und Vertikalrichtung (r.) relativ zum Untergrund

In Abbildung 3.18 sind die translatorischen Bewegungen des Rades relativ zur Fahrzeugkarosseriebewegung über den Zahnstangenhub in Prozent aufgetragen.

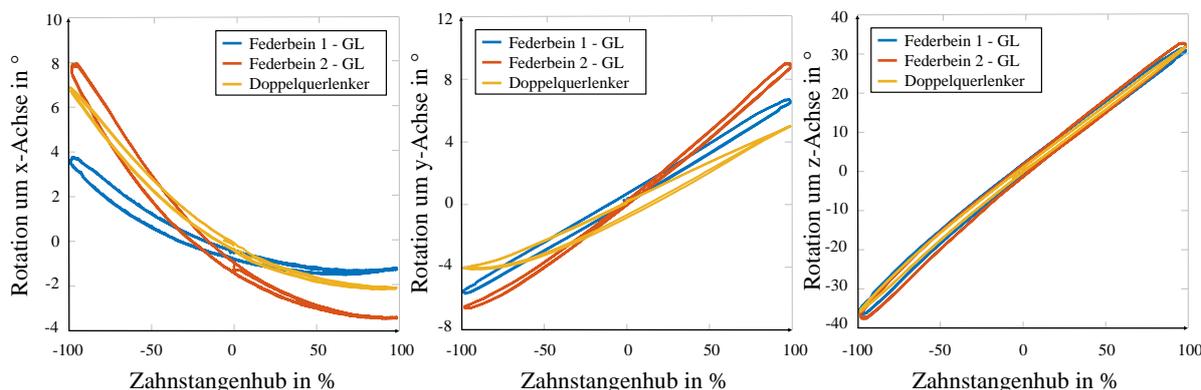


**Abbildung 3.18:** Translatorische Radbewegungen in Längs- (l.), Quer- (m.) und Vertikalrichtung (r.) relativ zur Karosserie

Auch in diesen Abbildungen wird ersichtlich, dass sich die Räder der Federbein 2-Gelenkachse gegenüber der Räder der anderen beiden Achsen am stärksten bewegen. Dies führt zu einer longitudinalen Bewegung (links), von je 50 mm, die das Rad im Mittelpunkt nach vorne (positiv) und nach hinten (negativ) vollzieht. Bei der lateralen Bewegung (Mitte) wird deutlich, dass sich das Rad sowohl beim Linkslenken (+100 %) als auch beim Rechtslenken (-100 %) relativ nach innen zur Fahrzeugkarosserie bewegt. Diese Relativbewegungen lassen sich durch die überlagerten Absolutbewegungen der Karosserie und der Räder erläutern. So zeigt sich, dass sich das Rad nahezu stationär in lateraler Richtung verhält, die Karosserie aber nach außen über das Rad verschoben wird. Dadurch entsteht die in Abbildung 3.18 Relativbewegung der Räder nach innen zum Fahrzeug. Für die Längs- und Hubbewegung gilt das gleiche Prinzip. So führen die Räder keine große Bewegung in z-Richtung aus, sondern die Karosserie wird auf der rechten

Seite beim Rechtslenken angehoben, was in der dargestellten Relativbewegung des Rades zur Karosserie führt.

Bei Betrachtung der Rotationsbewegungen am Rad in Abbildung 3.19 können die Sturzwinkel (links), die Rotationswinkel um die Reifenquerachse (Mitte) sowie die Rotationswinkel um die Reifenhochachse (rechts) relativ zur Fahrzeugbewegung ermittelt werden. Dieses Vorgehen wird gewählt, weil so insbesondere der radbezogene Sturzwinkel im Fahrzeugkoordinatensystem bestimmt werden kann. Auch an dieser Stelle wird deutlich, dass die Räder, trotz getretener Bremse abrollen und die größten Bewegungen bei dem Fahrzeug mit Federbein 2- Gelenkachse auftreten.

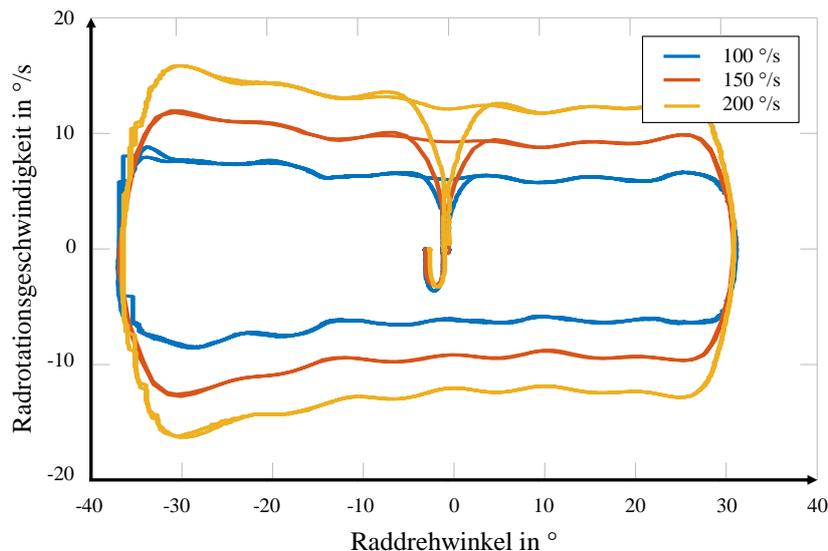


**Abbildung 3.19:** Rotationsbewegungen der Räder um Längs- (l.), Quer- (m.) und Vertikalachse (r.) relativ zur Fahrzeugkarosserie

Es wird visualisiert, dass die Federbein 2-Gelenkachse die größten Sturzwerte mit 8° (links) beim Parkiermanöver aufweist. Bei der Doppelquerlenkerachse treten ebenfalls hohe Sturzwinkel auf, die, wie in Abschnitt 3.6.1 beschrieben, einen großen Einfluss auf die Reifenaufstandsfläche und die Bodendruckverteilung und damit auf die wirkenden Hebelverhältnisse im Latsch aufweisen. Bei der Federbein 1-Gelenkachse hingegen treten nur geringere Sturzwerte auf. Beim Abrollvorgang (Mitte) wird ersichtlich, dass das Rad bei einer Federbein 2-Gelenkachse am stärksten gegenüber der Karosserie abrollt. Bei der Rotationsbewegung um die z-Achse wird ersichtlich, dass die Räder aller Achskonzepte in etwa gleich weit ausgelenkt werden, was die Ergebnisse der Kinematikanalyse in Abschnitt 3.6.1 bestätigt.

### Radgeschwindigkeit

In einer weiteren Untersuchung werden die resultierenden Rotationsgeschwindigkeiten um die Reifenhochachse bei verschiedenen Lenkradgeschwindigkeiten ermittelt. Abbildung 3.20 zeigt die Ergebnisse beispielhaft für ein Fahrzeug mit einer Doppelquerlenkerachse. Es zeigt sich, dass eine Lenkradgeschwindigkeit von 150 °/s in einer Radrotationsgeschwindigkeit von etwa 12 °/s im Maximum resultiert. Für größere Lenkradgeschwindigkeiten, etwa bei 200 °/s, nimmt die Radrotationsgeschwindigkeit zu und liegt bei ca. 15 °/s. Die Erkenntnisse werden in Abschnitt 4.2 für die Parametrierung der Reifenmodelle herangezogen.



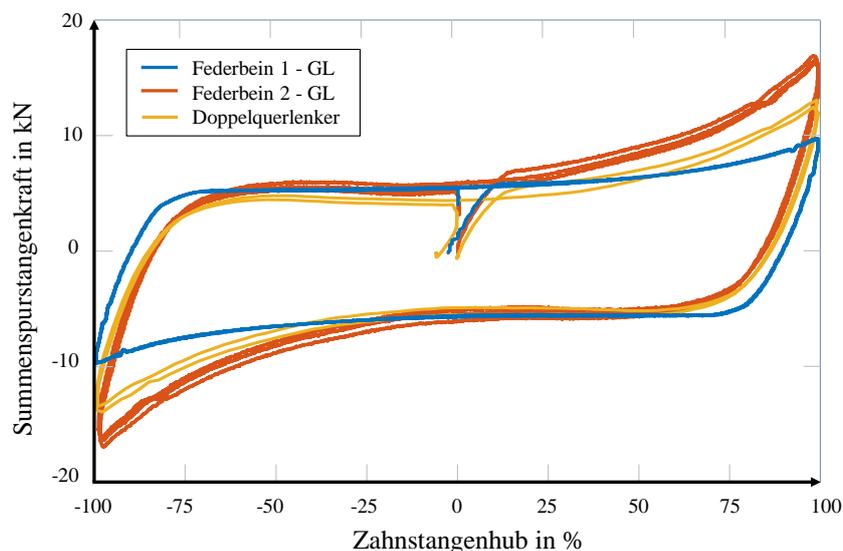
**Abbildung 3.20:** Rotationsgeschwindigkeiten des Rades für verschiedene Lenkradgeschwindigkeiten

### 3.6.4 Analyse der Summenspurstangenkraft

In diesem Abschnitt werden die drei Fahrzeuge mit den drei verschiedenen Achskonzepten hinsichtlich der auftretenden Summenspurstangenkräfte analysiert. Wie schon im vorherigen Kapitel wird dazu eine Betrachtung bei der gleichen Radlast-Fülldruck Kombination herangezogen. Jedes Fahrzeugderivat verfügt über ein Reifenportfolio mit unterschiedlichen Reifen von verschiedenen Herstellern. Dadurch können sowohl an den Rädern als auch an den Spurstangen Kraftunterschiede, bedingt durch die Reifengummimischung oder durch andere herstellereigenspezifische Phänomene, auftreten. Dementsprechend dient die nachfolgende Bewertung der auftretenden Kräfte einem Relativvergleich der Achskonzepte, kann aber innerhalb eines Konzepts wegen der unterschiedlichen Reifenportfolios variieren.

Abbildung 3.21 zeigt die Summenspurstangenkräfte für die drei Fahrzeuge, aufgetragen über dem Zahnstangenhub in beide Richtungen. Für alle drei Fahrzeuge lässt sich der charakteristische Hystereseverlauf erkennen. Beginnend bei der Neutralposition der Räder und einem Zahnstangenhub von Null, liegen die Kräfte für alle drei Fahrzeuge nahezu übereinander und unterscheiden sich lediglich um etwa 100 N. Erst mit steigender Auslenkung wird die Charakteristik der einzelnen Achstypen ersichtlich. So zeigt sich bei der Federbein 1-Gelenkachse der geringste Anstieg des Kraftverlaufs. Dies ist bedingt durch die bereits beschriebenen kinematischen Eigenschaften dieses Achskonzepts. Es treten die geringsten Sturzwinkel, Nachlaufstrecken, Lenkrollradien und Radlasthebelarme beim Durchlenken auf (Vgl. Abschnitt 3.6.1). Die damit wirkenden, geringen Hebelarme, bedingen diesen wenig steil verlaufenden, progressiven Verlauf der Summenspurstangenkraft. Diese kinematischen Kenngrößen fallen für die Doppelquerlenkerachse und die Federbein 2-Gelenkachse größer aus und resultieren damit auch in

höheren Kräften und steileren progressiven Verläufen. Bedingt durch die größeren Bewegungen, die die Federbein 2-Gelenkachse beim Parkiervorgang, sowohl am Rad als auch am Fahrzeug erfährt, ist der Kraftanstieg größer als bei der Doppelquerlenkerachse.



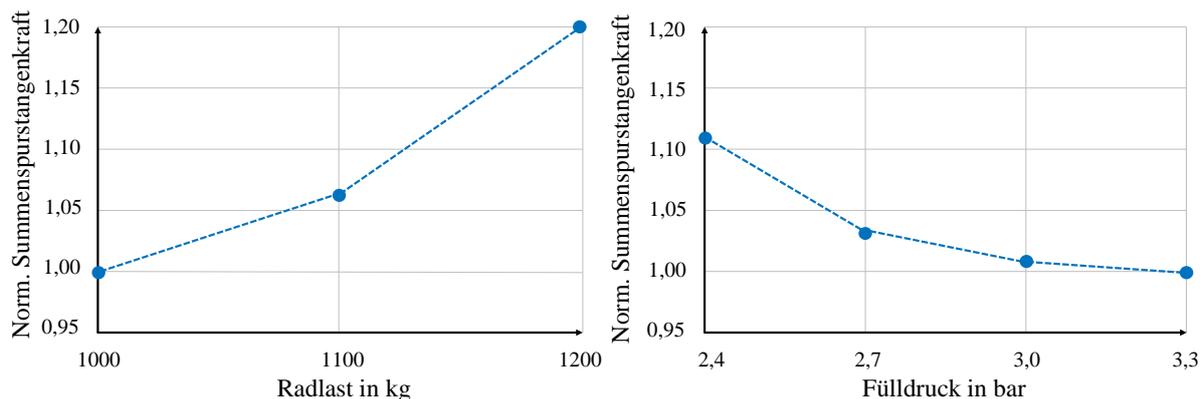
**Abbildung 3.21:** Achsvergleich: Summenspurstangenkraftverlauf über Zahnstangenhub

### 3.6.5 Einflussanalyse hinsichtlich der Summenspurstangenkraft

In diesem Abschnitt wird eine Einflussanalyse auf Gesamtfahrzeugebene bei Betrachtung der Summenspurstangenkraft durchgeführt. Dazu werden je Achstyp die Fülldrücke und Radlasten variiert und Messungen durchgeführt. Eine Analyse der Lenkgeschwindigkeit und der Außentemperatur, haben nur geringfügige Abweichungen gezeigt und werden dementsprechend in dieser Analyse nicht weiter betrachtet.

#### Federbein 1-Gelenkachse

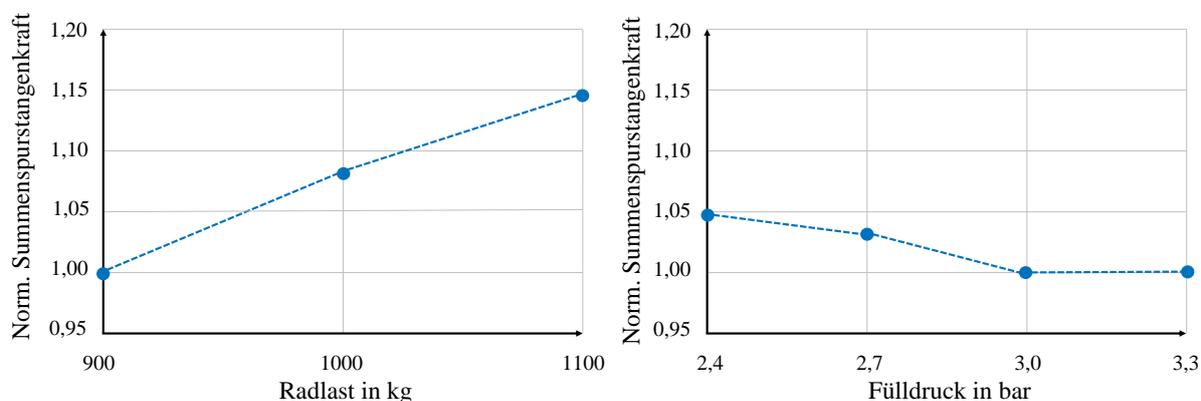
Abbildung 3.22 zeigt die maximale Summenspurstangenkraft eines Fahrzeugs mit Federbein 1-Gelenkachse bei variablem Fülldruck und konstanter Radlast (links) sowie bei variabler Radlast und konstantem Fülldruck (rechts). Dazu wird der geringste Messwert auf 1 normiert, um den Anstieg bzw. die Reduzierung der anderen Messwerte prozentual ablesen zu können. Es zeigt sich, dass eine Radlasterhöhung (links) in einem nahezu linearen Anstieg der auftretenden Summenspurstangenkräfte resultiert. Mit einer Fülldruckerhöhung (rechts) bei gleichbleibender Radlast geht eine Reduzierung der Summenspurstangenkraft einher, die vor allem zwischen 2,4 und 2,7 bar deutlich wird.



**Abbildung 3.22:** Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf die Summenspurstangenkraft der Federbein 1-Gelenkachse

### Federbein 2-Gelenkachse

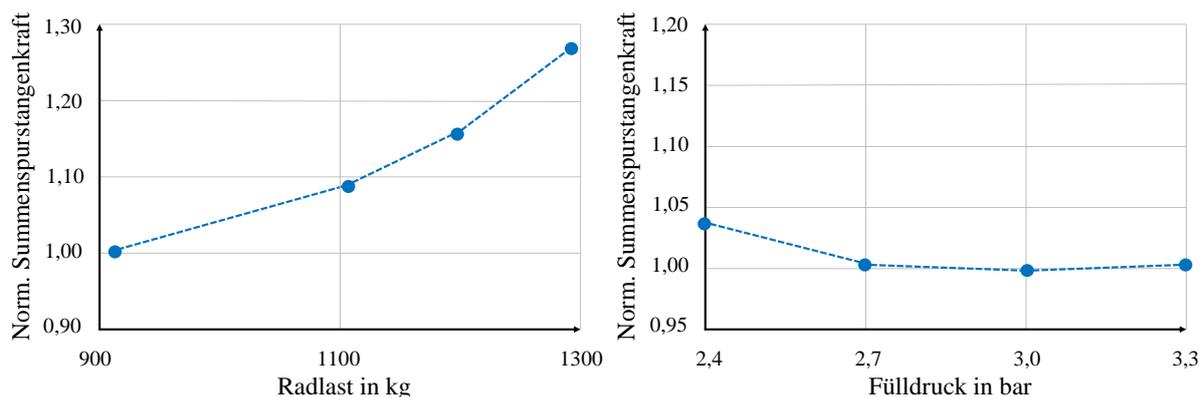
Eine ähnliche Analyse, mit etwas abweichenden Radlasten, wird auch für eine Federbein 2-Gelenkachse durchgeführt. Auch für ein Fahrzeug mit diesem Achskonzept wird ein nahezu linearer Anstieg der Summenspurstangenkraft bei Erhöhung der Radlast in Abbildung 3.23 (links) ersichtlich. Mit einer Erhöhung des Fülldruck (rechts) wird ein Absenken der Radlast erzielt, welche allerdings geringer als bei der Federbein 1-Gelenkachse ausfällt. Zudem wird überdies deutlich, dass eine Erhöhung von 3,0 auf 3,3 bar, wie auch schon bei dem Fahrzeug mit dem Achsprinzip zuvor, keine merkliche Reduzierung der Summenspurstangenkraft hervorruft.



**Abbildung 3.23:** Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf die Summenspurstangenkraft der Federbein 2-Gelenkachse

### Doppelquerlenkerachse

Die beschriebene Betrachtung wird abschließend mit einem Fahrzeug mit einer Doppelquerlenkerachse durchgeführt. Abbildung 3.24 zeigt das Resultat dieser Analyse. Es wird deutlich, dass auch bei diesem Achskonzept mit einer Erhöhung der Radlast eine Steigerung der maximalen Summenspurstangenkraft einhergeht. Für eine Fülldruckanhebung treten nur geringe Veränderungen auf, die vor allem im Bereich von 2,4 und 2,7 bar zu finden sind.



**Abbildung 3.24:** Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf die Summenspurstangenkraft der DQ-Achse

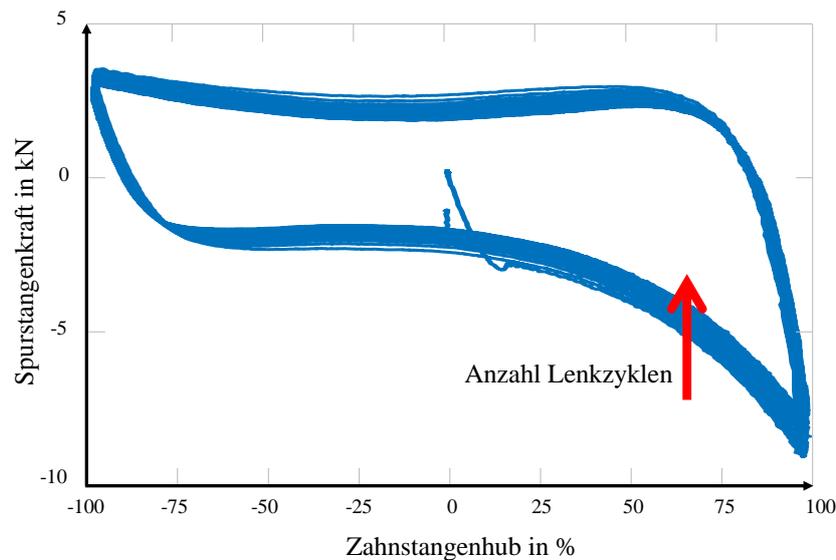
Die in diesem Abschnitt durchgeführte Analyse wird mit Hilfe der drei verschiedenen Fahrzeuge in Abschnitt 3.6.7 um die auftretenden Reifenkräfte und -momente erweitert.

### 3.6.6 Weitere Untersuchungen auf Gesamtfahrzeugebene

Für weitere Untersuchungen auf Gesamtfahrzeugebene wird das Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse herangezogen. So wird mit Hilfe einer Messung der Einfluss des Reifenabriebs untersucht, indem das Fahrzeug über viele Zyklen auf der Stelle parkiert wird. Zudem wird untersucht, inwiefern sich die Summenspurstangenkräfte bei betätigter und geöffneter Bremse unterscheiden. Bei einer Messreihe für alle drei Achskonzepte, bei denen die Vorderräder auf schwimmend gelagerten Drehtellern positioniert werden, kann eine Ermittlung der Summenspurstangenkräfte ohne den Einfluss der Reifenreibung ermittelt werden.

#### Reifenabrieb

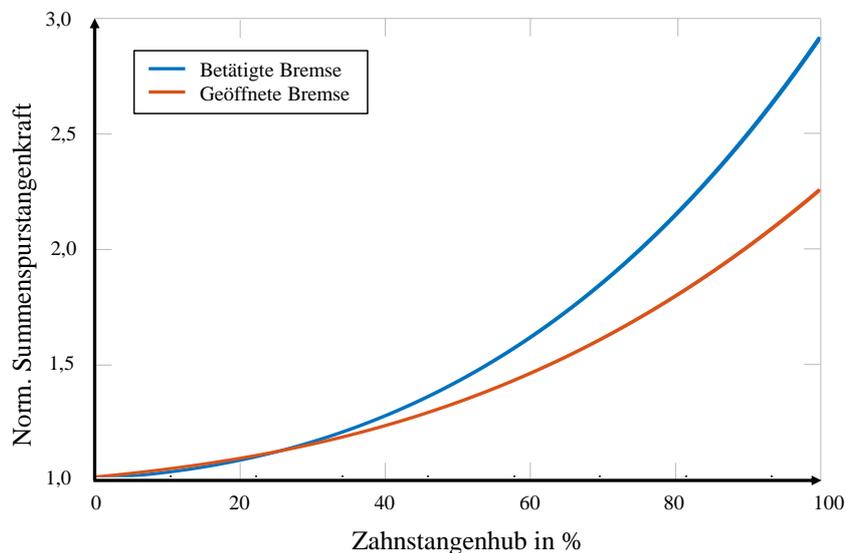
Abbildung 3.25 zeigt das Resultat eines Versuchs, bei dem sehr viele Lenkzyklen durchgeführt werden. Durch den entstehenden Abrieb am Reifen beim Parkiervorgang, wirkt das abgeschiedene Gummi wie eine Schmierung zwischen Reifen und Untergrund. Zudem erhöht sich die Temperatur in der Reifenoberfläche (Vgl. Abschnitt 3.5.1). Dementsprechend wird die Spurstangenkraft mit größer werdender Anzahl an Lenkzyklen reduziert.



**Abbildung 3.25:** Auswirkung des Dauerlenkens auf die Spurstangenkraft

### Betätigte Bremse und geöffnete Bremse

In diesem Versuch wird analysiert, inwiefern sich eine geöffnete Bremse beim Parkiervorgang auf die Summenspurstangenkraft auswirkt. In Abbildung 3.26 zeigt sich, dass sich durch die Möglichkeit des Abrollens des Rades die Summenspurstangenkraft im Endanschlage bei geöffneter Bremse um ca. 22 % reduziert. Diese Erkenntnis wird bei der Ermittlung des Worst-Case-Reifens in Abschnitt 4.1 aufgegriffen und bestätigt die Notwendigkeit den Reifen auch auf einem Reifenprüfstand für quasistationäre Messungen zu blockieren.

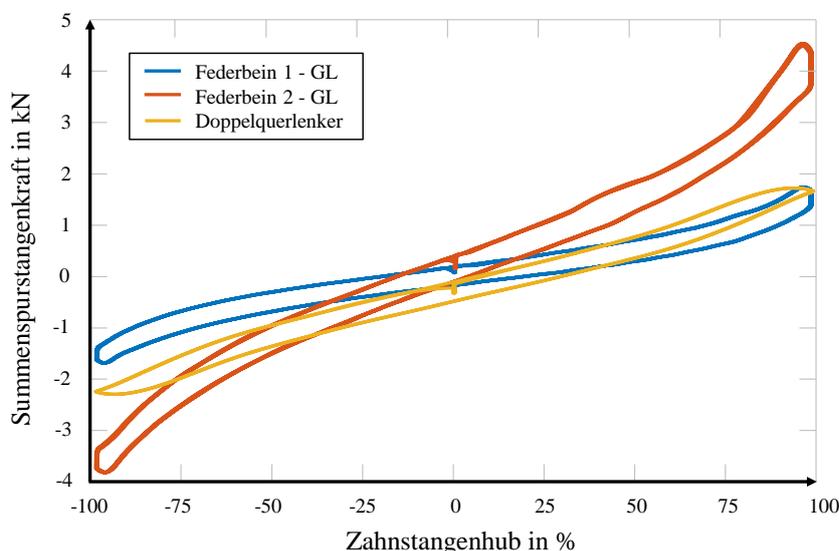


**Abbildung 3.26:** Normierte Summenspurstangenkraft bei geöffneter und betätigter Bremse

## Drehtellermessungen

Mit Hilfe der schwimmend gelagerten Drehtellermessungen wird die Summenspurstangenkraft ohne den Einfluss der Reifenreibung ermittelt. Damit verbleibt lediglich der Einfluss der Achsreibung, der Gewichtsrückstellung und der Reifeneinfluss auf die Gewichtsrückstellung ohne Reibung.

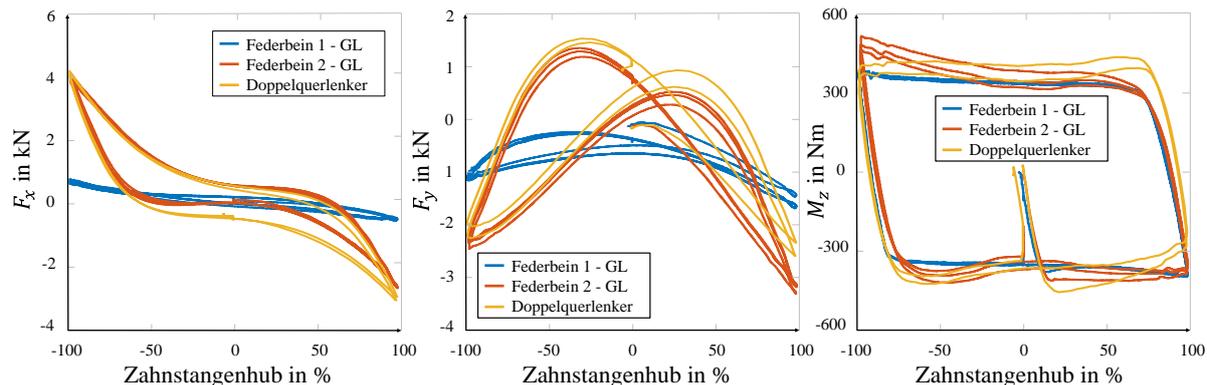
Abbildung 3.27 zeigt den Vergleich der drei Fahrzeuge mit den verschiedenen Achskonzepten bei einer Radlast-Fülldruck Kombination. Es wird deutlich, dass die Federbein 2-Gelenkachse bei dieser Untersuchung die größten Kräfte und den größten Kraftanstieg über den Zahnstangenweg aufweist. Dadurch wird ersichtlich, dass die Gewichtsrückstellung sowie die Verspannung die durch den Reifen, unter anderem durch den hohen Sturzwinkel erzeugt wird, bei diesem Achskonzept am größten sind.



**Abbildung 3.27:** Achsvergleich: Summenspurstangenkraft über Zahnstangenweg bei Drehtellermessungen

### 3.6.7 Analyse der Reifenkräfte und -momente

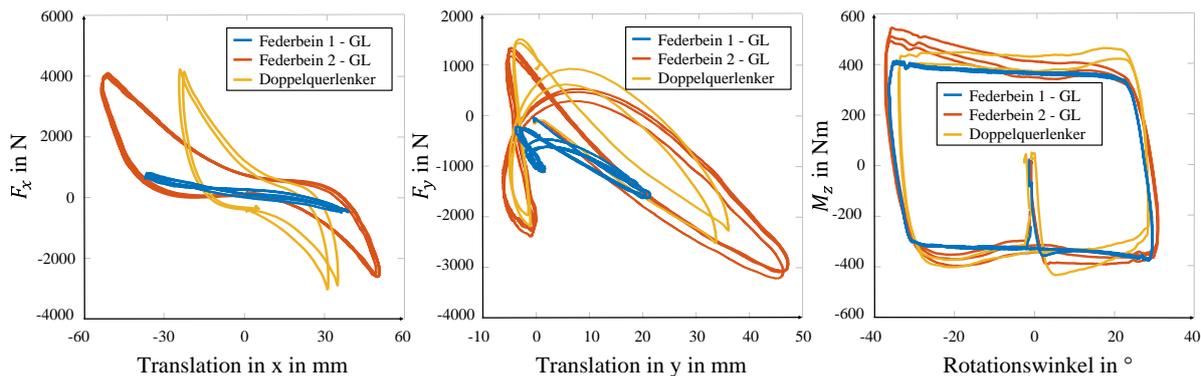
In diesem Kapitel werden die Reifenkräfte und -momente beim Parkiermanöver analysiert. Dazu werden, wie in den vorherigen Abschnitten, Messungen mit derselben Radlast-Fülldruck Kombination für drei Fahrzeuge mit drei Achstypen durchgeführt. Abbildung 3.28 zeigt die Kraftverläufe in x-Richtung (links) und y-Richtung (Mitte) sowie das Bohrmoment (rechts) über den Zahnstangenweg. Dargestellt sind die ermittelten Kräfte am rechten Rad, welches sich bei -100 % Zahnstangenhub im rechten Endanschlag befindet.



**Abbildung 3.28:** Reifenlängs- (l.), Reifenquerkräfte (m.) und Reifenmomente (r.) beim Parkiermanöver

Es zeigt sich, dass die Kräfte in longitudinaler und lateraler Richtung für die Federbein 2-Gelenkachse und die Doppelquerlenkerachse in etwa gleich groß sind. Die Längskräfte sowie die Querkräfte am Rad des Fahrzeugs mit einer Federbein 1-Gelenkachse weisen hingegen deutlich geringere Werte als die der beiden anderen Fahrzeuge auf. Bei Betrachtung des Bohrmomentverlaufs wird ersichtlich, dass dieser für die Federbein 1-Gelenkachse und die Doppelquerlenkerachse über den Zahnstangenweg nahezu konstant ist. Bei der Federbein 2-Gelenkachse hingegen wird eine Steigung zum Endanschlag deutlich. Es wird ersichtlich, dass die Zusammensetzung der Kräfte und Momente bei der Federbein 1-Gelenkachse maßgeblich durch das Bohrmoment bestimmt wird. Aufgrund der größeren kinematischen Hebelarme und der größeren wirkenden Kräfte in Längs- und Querrichtung sind für die Doppelquerlenker- und die Federbein 2-Gelenkachse zusätzlich die Kräfte in longitudinaler und lateraler Richtung neben dem Bohrmomentanteil von großer Bedeutung bei der Zusammensetzung der Reifenkräfte und -momente.

In Abbildung 3.29 sind die Reifenkräfte und -momente über den Bewegungen des Rades aufgetragen. Dementsprechend kann die entstehende Kraft über den Weg in Längs- (links) sowie in Querrichtung (Mitte) ermittelt werden. Diese Darstellung dient der Verdeutlichung der geringen Bewegungsanteile der Federbein 1-Gelenkachse sowie der großen Bewegungsanteile der Federbein 2-Gelenkachse.



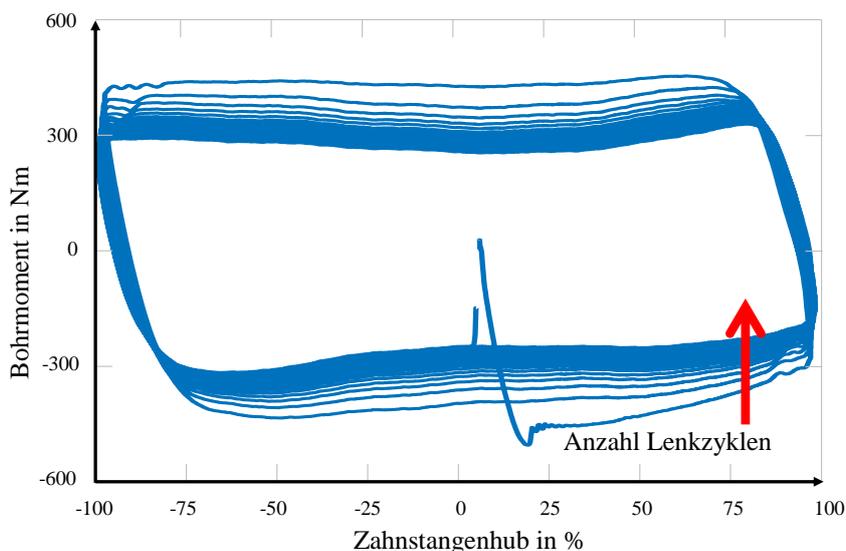
**Abbildung 3.29:** Reifenlängs- (l.), Reifenquerkräfte (m.) und Reifenmomente (r.) über Radbewegungen

### 3.6.8 Weitere Untersuchungen auf Reifen-Ebene

Mit Hilfe zusätzlicher Untersuchungen sollen die weiteren Wirkzusammenhänge auf Radebene betrachtet werden. Dazu wird, wie auch auf Gesamtfahrzeugebene, eine Untersuchung des Reifenabriebs sowie eine Messung mit betätigter und geöffneter Bremse herangezogen.

#### Reifenabrieb

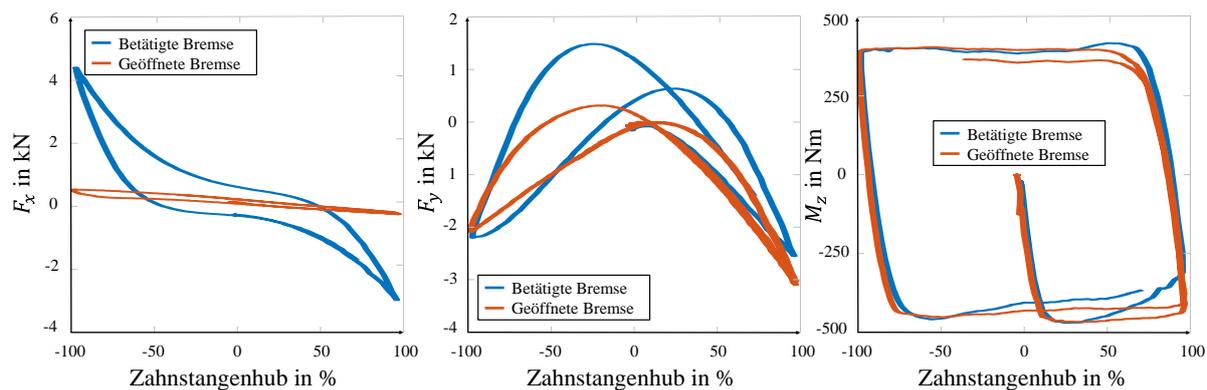
Um zu verifizieren, dass die sinkenden Summenspurstangenkräfte über die Anzahl der Lenkzyklen aus dem Reifenabrieb und damit den Reifenkräften und -momenten resultiert, ist in Abbildung 3.30 das Bohrmoment eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse bei vielen Lenkzyklen auf der Stelle dargestellt. Es zeigt sich, dass durch den steigenden Reifenabrieb über 100 Nm geringere Bohrmomente resultieren. Dies ist über den abgeriebenen Gummi zwischen Reifen und Untergrund zu erklären, der wie ein Schmierfilm fungiert. Zudem erhöht sich die Temperatur, was zu einem Absinken des Bohrmoments führt.



**Abbildung 3.30:** Auswirkung des Dauerlenkens auf das Bohrmoment

### Betätigte und geöffnete Bremse

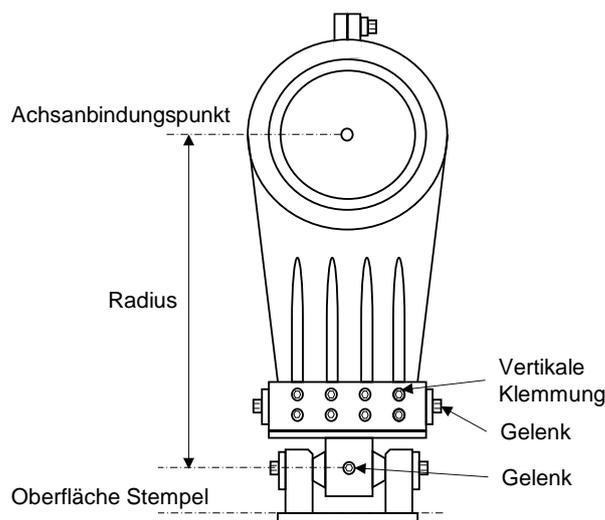
Abbildung 3.31 zeigt eine Untersuchung, bei der ein Parkiervorgang mit betätigter und offener Bremse durchgeführt wird. Es wird deutlich, dass das Bohrmoment (rechts) nahezu identisch für beide Messungen ist. Bei Betrachtung der Kräfte wird überdies vor allem deutlich, dass die Reifenkraft in longitudinaler Richtung (links) bei geöffneter Bremse wesentlich geringer ausfällt. Dies ist in der Abrollmöglichkeit des Rades begründet. Diese Erkenntnis wird bei der Beschreibung von Reifenmessungen ab Abschnitt 4.1 nochmals aufgegriffen.



**Abbildung 3.31:** Reifenlängs- (l.), Reifenquerkräfte (m.) und Reifenmomente (r.) bei betätigter und geöffneter Bremse

### 3.7 KnC-Achsmessungen

Mit Hilfe der in dieser Arbeit durchgeführten KnC-Messungen soll der Einfluss der Achse und einzelner Komponenten auf die Parkierkraft ermittelt werden. Dadurch, dass die Räder bei den KnC-Achsmessungen entfernt und durch Radersatzsysteme (siehe Abbildung 3.32) ersetzt werden, entfällt der Einfluss der Reifenreibung und -verspannung bei der Parkierkraftanalyse. Das Radersatzsystem lässt durch seine Gelenke die gleichen Bewegungen wie im Durchlenkversuch mit Rädern zu. Durch verstellbare Größen kann zudem der gewünschte Raddurchmesser und die notwendige Einpresstiefe dargestellt werden. Über die dargestellten Gelenke kann eine Sturz- und Rotationsbewegung zugelassen werden.



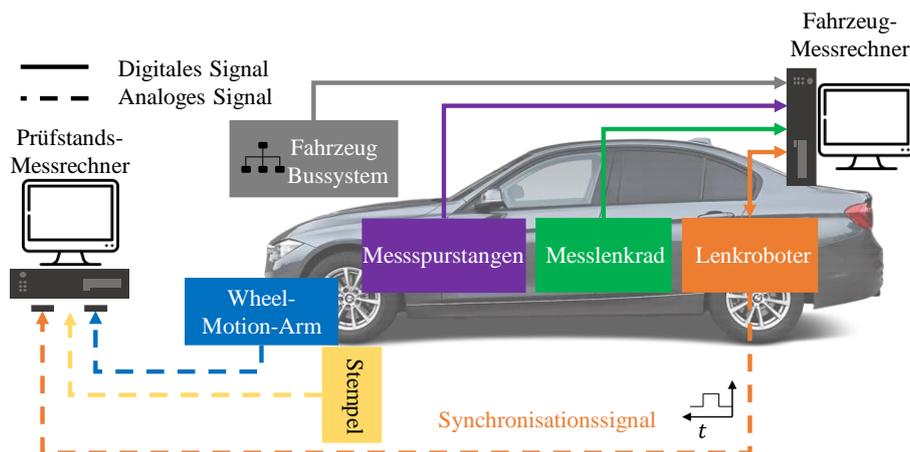
**Abbildung 3.32:** Skizze des Radersatzsystems am KnC-Achsprüfstand

Des Weiteren dienen die KnC-Achsmessungen als Grundlage zur virtuellen Nachbildung einer Prüfsituation in SIMPACK© (Vgl. Abschnitt 3.13.2) und Bewertung der virtuellen MKS-Modelle der Vorderachse. Auch bei diesen Messungen werden die drei beschriebenen verschiedenen Achstypen analysiert.

In diesem Kapitel werden zunächst die Messtechnik und Signalsynchronisation beschrieben. Anschließend werden die Messdurchführung, die verschiedenen Einbausituationen und Messpläne vorgestellt. Das Kapitel schließt mit einer Analyse der Messergebnisse.

### 3.7.1 Messtechnik und Signalsynchronisation

Für eine Parkierkraftanalyse ist vor allem die auftretende Zahnstangenkraft beim Durchlenkversuch von Bedeutung. Das Messen der auftretenden Kraft an den Spurstangen erfolgt, wie auch bei den Messungen auf der Reibwertfläche, über Dehnungsmessstreifen. Diese Kräfte können über den Spurstangenraumwinkel in die Zahnstangenkraft umgerechnet werden. Zudem sind die resultierenden Bewegungen am Radmittelpunkt für die Analyse und Validierung der Bewegungen von großer Relevanz. Diese können über den in Abbildung 3.33 dargestellten Wheel-Motion-Arm ermittelt werden. Über die Stempel und die darin verbauten Kraftmessdosens, können die Kräfte und Momente im virtuellen Radaufstandspunkt ermittelt werden.



**Abbildung 3.33:** Messtechnik und Signalverarbeitung am KnC-Achsprüfstand

Um eine konstante Lenkgeschwindigkeit zu gewährleisten und Schwankungen im Kraftverlauf zu vermeiden, wird auch bei diesen Messungen ein Lenkroboter eingesetzt. Zum Abgleich der Daten und zu Synchronisationszwecken wird ein Messlenkrad verbaut, worüber der Lenkwinkel, das Lenkmoment und die Lenkgeschwindigkeit gemessen werden. Zudem kann ein sogenanntes Trigger-Signal zur Synchronisation erzeugt werden. Diese Synchronisation ist wichtig, da die Daten aus der KnC-Messtechnik in analoger und die Fahrzeugmessgrößen in digitaler Form vorliegen. Die in digitaler Form aus dem Fahrzeug stammenden Signale, wie etwa die Spurstangenkräfte, der Zahnstangenhub und weitere Signale aus dem Bussystem, werden zur Verarbeitung und Aufzeichnung an den Messrechner geleitet. Das Messsystem des KnC-Prüfstands verfügt lediglich über analoge Eingänge. Würden die digitalen Messsignale an den KnC-Prüfstand geleitet werden, wären Digital/Analog-Wandler nötig. Diese können jedoch zu einer Verzögerung der gewandelten Signale führen, wodurch die Zeitsynchronität der Signale beeinträchtigt würde. Die Messsignale aus dem KnC-Prüfstand und dem Fahrzeug werden somit an verschiedenen Stellen, in unterschiedlicher Form und mit verschiedenen Frequenzen aufgezeichnet. Daher müssen die Fahrzeug- und Prüfstandssignale synchronisiert werden. Dies geschieht über ein Signal, was auf beiden Seiten aufgenommen werden kann. Wie erwähnt kann dazu ein Trigger-Signal aus dem Messlenkrad oder dem Lenkroboter herangezogen werden, da beide Systeme sowohl über digitale als auch analoge Kanäle verfügen. Es wird ein zeitlich begrenztes Impulssignal erzeugt. Durch die Aufzeichnung des Triggers können die anderen Signale in einen zeitlichen Bezug gesetzt und synchronisiert werden. Durch Interpolation kann eine gemeinsame Abtastrate zwischen Fahrzeug- und Prüfstandssignalen definiert werden.

### 3.7.2 Messplan und Einbausituationen

Für die Vergleichbarkeit zwischen Gesamtfahrzeugmessungen auf der Reibwertfläche und denen auf dem KnC-Achsprüfstand werden für die drei verschiedenen Achskonzepte die gleichen Achslasten gewählt. Durch Festspannen des Fahrzeugs am Unterboden, können verschiedene

Achslasten über die Kraftaufprägung der Stempel realisiert werden. Es kann zudem, je nach Regelkonzept, zwischen konstanter Radlast und konstanter Einfederung gewählt werden.

Um den Einfluss einiger Achskomponenten auf die Parkierkraft ermitteln zu können, werden verschiedene Einbausituationen betrachtet (siehe Tabelle 3.5). Dazu werden die Fahrzeuge in ihrer Original-Konfiguration gemessen und anschließend Komponenten ausgehängen oder ausgebaut. In den Zuständen in denen Komponenten ausgehängt werden, wird auf eine konstante Einfederung geregelt, wobei die Einfederungswerte aus den Messungen am Fahrzeug im Originalzustand gewonnen werden. Dies ist vor allem in der Einbausituation ohne Federbein für die Doppelquerlenker-Achse relevant, da dort der eingestellten Achslast sonst keine Gegenkraft gegenüberstehen würde. Des Weiteren werden Wiederholmessungen durchgeführt, durch die die Reproduzierbarkeit der KnC-Messungen geprüft wird.

**Tabelle 3.5:** Einbausituation der Fahrzeuge am KnC-Achsprüfstand

Einbausituation	Spezifikation
1	Original
2	Ohne Stabilisator
3	Ohne Stabilisator und ohne Federbein
4	Ohne Stabilisator, ohne Federbein und ohne Abtriebswelle

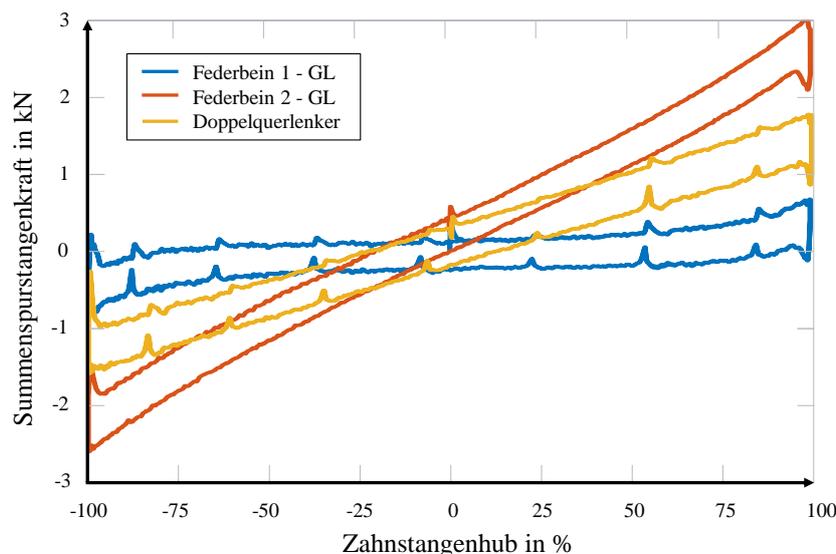
Alle Messungen werden mit einer Lenkradgeschwindigkeit von  $\omega_{LR} = 10^\circ/s$  durchgeführt. In vorherigen Messungen wurde die Lenkradgeschwindigkeit variiert und bis zu  $\omega_{LR} = 150^\circ/s$  gemessen. Diese Lenkgeschwindigkeit stellt die Standardgeschwindigkeit auf dem Reibwertprüfstand dar. Die erhöhte Lenkgeschwindigkeit erzeugt höhere auftretende Geschwindigkeiten an den Stempeln. Es zeigt sich, dass mit steigender Geschwindigkeit die Trägheit des Prüfstands einen immer größeren Einfluss gewinnt, wodurch es zu Verfälschungen der Messergebnisse kommt.

### 3.7.3 Ergebnisanalyse

Bei der Auswertung der Messergebnisse wird zunächst die Reproduzierbarkeit betrachtet. Es zeigt sich, dass die Abweichungen zwischen Messungen bei gleichen Randbedingungen lediglich marginal sind. So liegen die Abweichungen in den Endanschlägen im Bereich von 0,1 %. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Abweichungen in den Gesamtfahrzeugmessungen aus den Reifen resultieren (Vgl. Abschnitt 3.3).

Wie bei den Gesamtfahrzeugmessungen wird ein Vergleich der resultierenden Summenspurstangenkräfte für die drei Achstypen bei derselben Radlast durchgeführt. Abbildung 3.34 zeigt das Resultat dieser Untersuchung, bei der die Summenspurstangenkräfte über den Zahnstangenhub aufgetragen sind. Da bei diesem Versuch mit einem Radersatzsystem gemessen wird, entsteht keine Reifenreibung oder Reifenverspannung. Es wirken also lediglich die Achsreibung sowie die Gewichtsrückstellung. Die Achsreibung lässt sich bei einem Zahnstangenhub

von 0 mm aus der Hysterese ablesen. An dieser Stelle wirkt nach (Schmitt 2003) keine Gewichtsrückstellung. Dadurch, dass das Fahrzeug bei Geradeausstellung der Räder weder auf der linken noch auf der rechten Seite eine Hubbewegung ausführt, wirken bei symmetrischer Lastverteilung auf beiden Seiten die gleichen vertikalen Kräfte. Werden diese mit dem jeweiligen Radlasthebelarm verrechnet, so heben sich die beiden rückstellend wirkenden Momente in dieser Situation auf. Nach SCHMITT (Schmitt 2003) ist zudem die Achsreibung über den Lenkvor gang konstant. Somit lässt sich die Gewichtsrückstellung nach Subtraktion der Achsreibung ermitteln.



**Abbildung 3.34:** Achsvergleich: Summenspurstangenkräfte am KnC-Achsprüfstand

Durch diese Vorgehensweise lässt sich schlussfolgern, dass die Achsreibung quantitativ betrachtet bei allen drei Achskonzepten ähnlich groß ist. Lediglich bei der Federbein 1-Gelenkachse, tritt eine gegenüber den anderen Achskonzepten leicht verringerte Achsreibung auf. Die Gewichtsrückstellung hingegen weist deutliche Unterschiede zwischen den Fahrzeugen mit verschiedenen Achskonzepten auf. Es lässt sich erkennen, dass die Gewichtsrückstellung bei der Federbein 2-Gelenkachse am größten ist. Dies lässt sich auch durch den großen Radlasthebelarm (Vgl. Abbildung 3.12) bei Betrachtung der kinematischen Kenngrößen erklären.

### 3.7.4 Einflussanalyse hinsichtlich der Summenspurstangenkraft

In diesem Abschnitt wird eine Analyse, ähnlich der in Abschnitt 3.6.5, durchgeführt. Allerdings wird diese Untersuchung durch den Ausbau von Komponenten der Vorderachse erweitert. Dieses Vorgehen dient zur Ermittlung der Einflüsse dieser Komponenten auf die Summenspurstangenkraft. So kann eine Messung im Originalzustand und nach Ausbau dieser Komponente durchgeführt werden. Die Differenz der Summenspurstangenkräfte der beiden Ergebnisse liefert den Einfluss der Komponente. Bedingt durch das Radersatzsystem wirken keine Reifenkräfte, -momente und -verspannungen. Zudem liegt die Messstreuung bei dieser Messreihe bei 0,1 % und wird nicht durch die Streuung der Reifen beeinflusst.

## Einfluss der Radlast

Zunächst wird im Fahrzeugoriginalzustand, ohne den Ausbau von Komponenten, der Einfluss der Radlast auf die Summenspurstangenkraft der Fahrzeuge auf dem KnC Prüfstand ermittelt. Dazu werden Messungen bei verschiedenen Radlasten durchgeführt. Mit Hilfe der hydraulisch ansteuerbaren Stempel am KnC-Prüfstand kann diese Radlast aufgeprägt werden.

Tabelle 3.6 zeigt das Ergebnis einer Messreihe mit veränderlicher Radlast für die auftretende Summenspurstangenkraft eines Fahrzeugs mit einer Federbein 1-Gelenkachse. Dabei wird, wie in Abbildung 3.34, jeweils die Achsreibung und die Gewichtsrückstellung ermittelt.

**Tabelle 3.6:** Achsreibung und Gewichtsrückstellung eines Fahrzeugs mit Federbein 1-Gelenkachse

Vorderachs- last	Norm. Achs- reibung	Norm. Gewichts- rückstellung	Faktor Gewichtsrückstellung zu Achsreibung
1000 kg	1,00	1,00	3,93
1100 kg	1,08	1,07	3,87
1200 kg	1,16	1,27	4,31

Es wird veranschaulicht, dass die Achsreibung mit steigender Vorderachslast erhöht wird. Gleiches gilt für die Gewichtsrückstellung, die eine Erhöhung von 27 % bei einer Beaufschlagung der Last von 200 kg erfährt. Der Faktor der rechten Spalte beschreibt die Relation zwischen Achslast und Gewichtsrückstellung. Ein Faktor von 3,93 (Spalte 4, Zeile 1) beschreibt somit eine 3,93 mal höhere Gewichtsrückstellung als Achsreibung. Wie schon in Abbildung 3.34 zu erkennen ist, fällt dieser Faktor für ein Fahrzeug mit einer Federbein 1-Gelenkachse gering aus, was in einem geringen Anstieg der Kraft über den Zahnstangenhub verdeutlicht wird.

In Tabelle 3.7 ist das Ergebnis einer Untersuchung eines Fahrzeugs mit Federbein 2-Gelenkachse veranschaulicht.

**Tabelle 3.7:** Achsreibung und Gewichtsrückstellung eines Fahrzeugs mit Federbein 2-Gelenkachse

Vorderachslast	Norm. Achs- reibung	Norm. Gewichts- rückstellung	Faktor Gewichtsrückstellung zu Achsreibung
900 kg	1,00	1,00	12,04
1000 kg	1,03	1,12	13,18
1100 kg	1,16	1,23	12,76
1200 kg	1,31	1,34	12,31

Auch für dieses Achskonzept wird deutlich, dass sich die Reibung und die Gewichtsrückstellung mit zunehmender Radlast erhöhen. So wirkt sich eine Auflastung von 200 kg in einer Erhöhung der Achsreibung von 31 % und einer Steigerung der Gewichtsrückstellung um 34 % aus. Der Faktor zwischen Achsreibung und Gewichtsrückstellung ist mit Werten zwischen 12 und etwas mehr als 13 wesentlich größer als der der Federbein 1-Gelenkachse. Das bedeutet,

dass bei einem Fahrzeug mit einer Federbein 2-Gelenkachse mit fortschreitender Auslenkung der Räder beim Lenkvorgang, eine wesentlich größere Gewichtrückstellung resultiert.

Für das dritte Fahrzeug mit einer Doppelquerlenkerachse wird die gleiche Versuchsreihe durchgeführt.

**Tabelle 3.8:** Achsreibung und Gewichtrückstellung eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse

<b>Vorderachslast</b>	<b>Norm. Achsreibung</b>	<b>Norm. Gewichtrückstellung</b>	<b>Faktor Gewichtrückstellung zu Achsreibung</b>
1020 kg	1,00	1,00	7,20
1100 kg	1,08	1,08	7,18
1300 kg	1,31	1,31	7,88
1500 kg	1,39	1,60	8,25

Auch in dieser Untersuchung wird deutlich, dass die Achsreibung und die Gewichtrückstellung mit steigender Radlast zunehmen. Insbesondere bei einer Auflastung von etwa 500 kg ist eine deutliche Zunahme der Gewichtrückstellung zu erkennen. Der Faktor zwischen Gewichtrückstellung und Achsreibung ist geringer als bei einem Fahrzeug mit einer Federbein 2-Gelenkachse und größer als bei dem Fahrzeug mit einer Federbein 1-Gelenkachse.

### **Einfluss der Komponenten**

Neben der Realisierung einer konstanten Radlast, kann mit Hilfe der Stempel auch eine konstante Einfederung eingestellt werden. Diese wird benötigt, um den Ausbau von Komponenten bewerten zu können. Anhand von einem Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse ist in Tabelle 3.9 das Ergebnis einer Versuchsreihe dargestellt, in der zunächst der Stabilisator (oST) ausgebaut wird. Danach folgen das Federbein (oFB) und die Abtriebswelle (oAW).

**Tabelle 3.9:** Achsreibung und Gewichtrückstellung eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse bei Ausbau von Komponenten

<b>Ausbausituation</b>	<b>Norm. Achsreibung</b>	<b>Norm. Gewichtrückstellung</b>	<b>Faktor Gewichtrückstellung zu Achsreibung</b>
Original	1,00	1,00	6,68
oST	0,98	0,98	6,70
oST, oFB	0,81	0,37	3,10
oST, oFB, oAW	0,80	0,36	3,01

Es wird veranschaulicht, dass der Einfluss des Stabilisators nur geringfügige Auswirkungen auf die Achsreibung und die Gewichtrückstellung hat. Das Federbein hingegen hat insbesondere auf die Gewichtrückstellung einen großen Einfluss, da mit dem Federbein auch eine große Masse ausgehängen wird. Die Abtriebswelle, die nur bei Allradantrieben an der Vorderachse verbaut wird, hat einen geringen Einfluss auf die beiden Kennwerte. Untersuchungen mit den beiden anderen Achskonzepten liefern für Stabilisator und Abtriebswelle ähnliche

Erkenntnisse. Da das Federbein bei diesen beiden Konzepten allerdings radführend ist, kann dieses nicht, ohne die Messergebnisse deutlich zu verfälschen, ausgebaut werden.

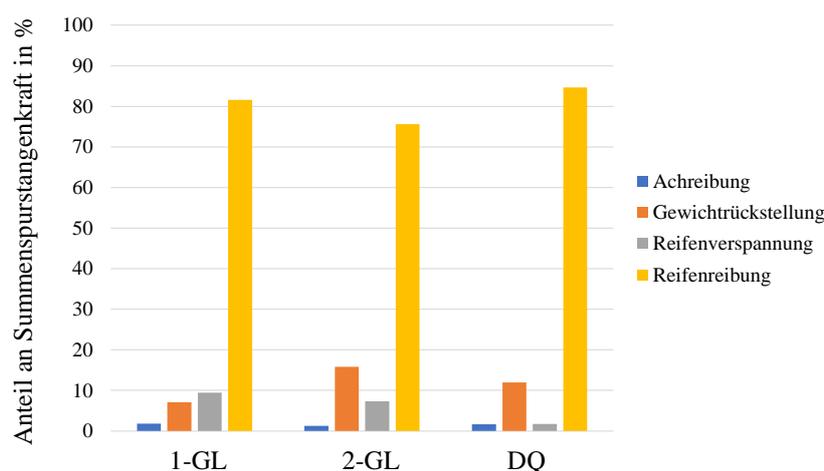
### 3.8 Zusammensetzung der Summenspurstangenkraft

Mit den beschriebenen Gesamtfahrzeugmessungen auf der Reibwertfläche, auf den schwimmend gelagerten Drehtellern und dem KnC-Prüfstand, kann die Zusammensetzung der Summenspurstangenkräfte für die drei vorgestellten Achstypen ermittelt werden. Tabelle 3.10 zeigt diesbezüglich die Berechnungsgrundlagen

**Tabelle 3.10:** Berechnungsgrundlage für die Zusammensetzung der Summenspurstangenkraft

Anteile	Prüfstand	Berechnungsgrundlage
Achsreibung	KnC-Messung	Hysteresebreite bei 0 mm Zahnstangenhub
Gewichtsrückstellung	KnC-Messung	Summenspurstangenkräfte (KnC) – Achsreibung
Reifeneinfluss auf Gewichtsrückstellung ohne Reibung	Drehteller-Messung	Summenspurstangenkräfte (Drehteller) – Gewichtsrückstellung – Achsreibung
Reifenreibung	Reibwertflächen-Messung (RWF)	Summenspurstangenkräfte (RWF) – Reifeneinfluss auf Gewichtsrückstellung – Gewichtsrückstellung – Achsreibung

Mit Hilfe dieser Berechnungsgrundlage lässt sich für alle drei Fahrzeuge mit den verschiedenen Achskonzepten der jeweilige Anteil an der Summenspurstangenkraft ermitteln. Abbildung 3.35 zeigt das Ergebnis dieser Berechnung.



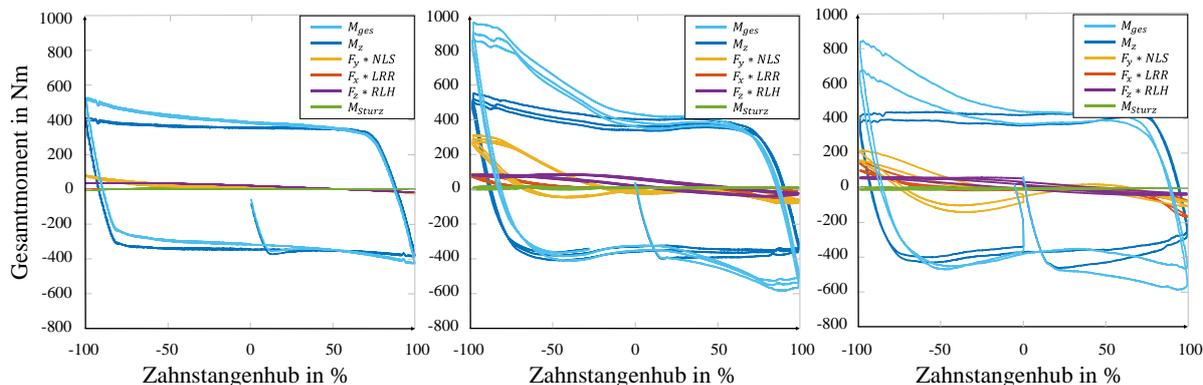
**Abbildung 3.35:** Anteile der Summenspurstangenkraft für die 3 verschiedenen Achskonzepte

Es wird deutlich, dass bei allen drei Achskonzepten jeweils der durch die Reifenreibung entstehende Anteil dominiert. Die Achsreibung stellt den geringsten Anteil an der Summenspurstangenkraft dar. Danach folgen für die Federbein 1-Gelenkachse die Gewichtsrückstellung und der



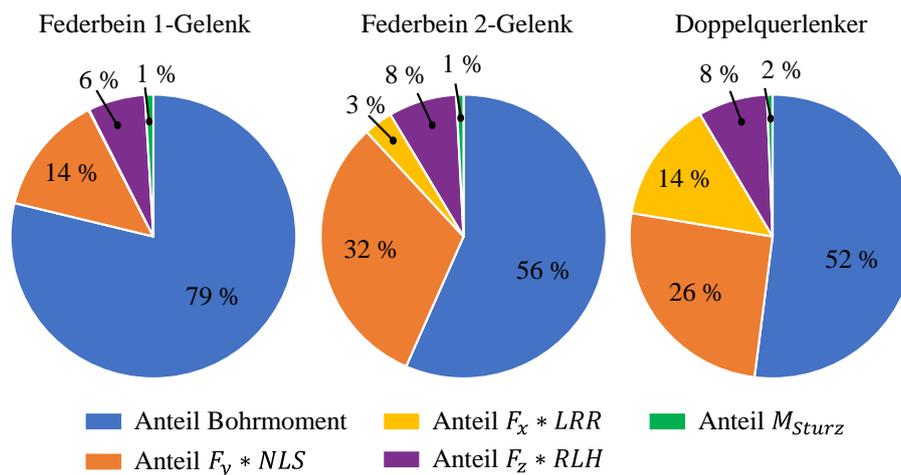
Dabei ist  $p$  der Radlasthebelarm. Je nach Lenkrichtung und Radseite variieren die Vorzeichen, da die Kräfte, bedingt durch die unterschiedliche Radbewegungen, anders angreifen als dargestellt.

Abbildung 3.37 zeigt das Resultat für die drei Fahrzeuge mit den verschiedenen Achskonzepten. Dabei wird ein rechtes Rad bei einem Einschlag in die rechte Richtung (hier: - 100 %) betrachtet.



**Abbildung 3.37:** Zusammensetzung des Gesamtmoments am Rad für Federbein 1-Gelenkachse (l.), Federbein 2-Gelenkachse (m.) und Doppelquerlenkerachse (r.)

Zunächst wird deutlich, dass das Bohrmoment für alle drei Fahrzeuge den größten Anteil am Gesamtmoment bildet. Da die kinematischen Kenngrößen bei 0 % Zahnstangenhub, also bei Geradeausstellung der Räder, nahezu bei Null liegen, bilden die Kraftanteile in Längs- und Querrichtung nur einen vernachlässigbaren Anteil des Gesamtmoments. Lediglich die Gewichtsrückstellung, die vereinfacht über den Zusammenhang aus Formel (2.1) berechnet werden kann, bildet ein rückstellendes Moment. Dadurch, dass diese Momente bei beiden Rädern in Geradeausstellung gegenläufig wirken, heben sich diese gegenseitig auf. Mit zunehmendem Zahnstangenhub wird ersichtlich, dass der Anteil der wirkenden Kräfte in Längs- und Querrichtung, wie auch das Moment, bedingt durch die Sturzseitenkraft, zunehmen. Beim Vergleich der Achskonzepte wird deutlich, dass für die Federbein 1-Gelenkachse maßgeblich das Bohrmoment das Gesamtmoment prägt und die angreifenden Kräfte in longitudinaler und lateraler Richtung einen geringeren Anteil als bei den anderen beiden Achskonzepten ausbilden. Dies liegt vor allem in den kinematischen Verhältnissen (Vgl. Abschnitt 3.6.1) begründet. So ist der Kraftanteil in Längsrichtung durch den sehr geringen Lenkrollradius bedingt, sehr klein. Der Anteil der Kraft in Längsrichtung, multipliziert mit dem wirkenden Hebelarm, sind vor allem bei der Doppelquerlenkerachse am größten. Diese Erkenntnis lässt sich ebenfalls über eine Kinematikanalyse erläutern, da bei einer Doppelquerlenkerachse der größte Lenkrollradius auftritt. Abbildung 3.38 veranschaulicht die Zusammensetzung des gesamten Moments am Rad im Endanschlag für die drei Achskonzepte.



**Abbildung 3.38:** Zusammensetzung des Gesamtmoments am Rad im Endanschlag für Federbein 1-Gelenkachse (l.), Federbein 2-Gelenkachse (m.) und Doppelquerlenkerachse (r.)

Das beschriebene Modell dient dem Verständnis der Zusammensetzung der Kräfte und Momente am Rad beim Parkiermanöver. Des Weiteren dient es als Grundlage für das in Abschnitt 4.5 beschriebene vereinfachte, mathematische Modell.

### 3.9 KnC-Reifenprüfstand

Die Reifenmessungen auf dem KnC-Prüfstand dienen zum einen der Analyse des Reifenverhaltens bei verschiedenen Radlasten, Sturzwinkeln und Fülldrücken. Zum anderen soll geprüft werden, ob dieser Prüfstand zur Identifikation des Worst-Case-Reifens in der Prognosemethode für das Parkiermanöver genutzt werden kann. Diese Identifikationsmethode ist in Abschnitt 4.1 beschrieben. Des Weiteren werden die beschriebenen Reifenmessungen unter anderem zur Parametrierung der virtuellen Reifenmodelle verwendet.

#### 3.9.1 Analyse

In diesem Abschnitt erfolgt eine Analyse der durchgeführten Reifenmessungen am KnC-Reifenprüfstand unter Berücksichtigung der in Abschnitt 3.5 beschriebenen Erkenntnisse zur Reproduzierbarkeitserhöhung. Da bereits Untersuchungen in EINSLE (Einsle 2011) und WEINBERGER (Weinberger 2023) hinsichtlich der Einflüsse von Radlast und Fülldruck erfolgt sind, werden diese Ergebnisse in dieser Arbeit validiert und ergänzt.

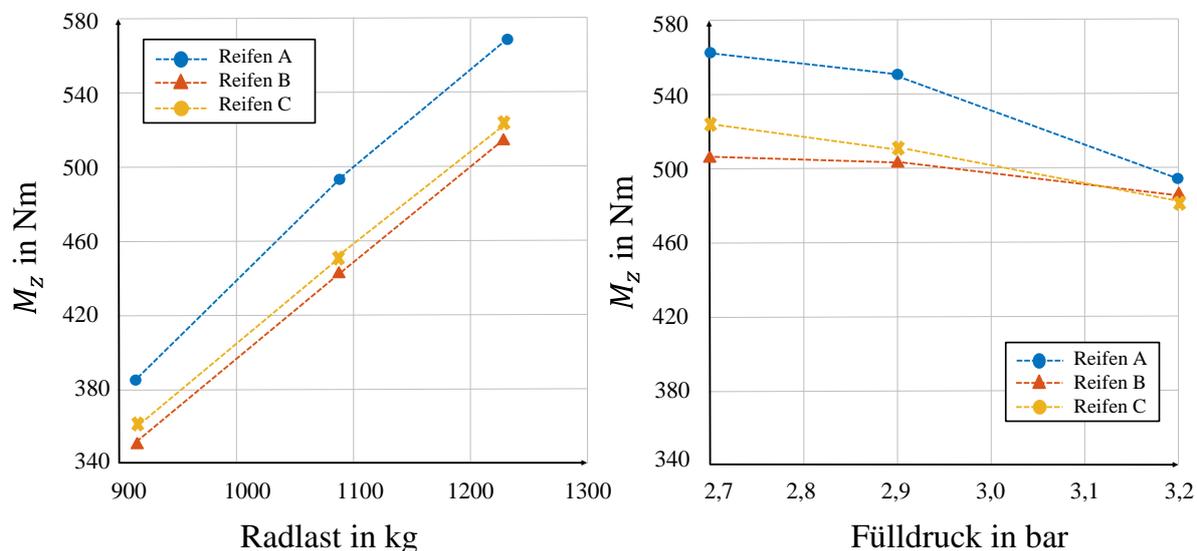
Zunächst erfolgt eine Betrachtung des Bohrmoments und eine Analyse der Einflussparameter von Radlast und Fülldruck. Die Untersuchung wird gegenüber EINSLE (Einsle 2011) und WEINBERGER (Weinberger 2023) um den Einfluss der Reifendimension und der Reifenart erweitert. Zudem werden die Einflüsse von Radlast, Fülldruck, Dimension und Reifenart hinsichtlich der Reifenlängs- und Querkräfte untersucht. Ferner erfolgt eine Betrachtung der Längs-, Quer- und Vertikalsteifigkeiten.

Eine Analyse des Reifenverhaltens mit radbezogenem Sturzwinkel findet in Abschnitt 4.1.3 statt, da sich im Zuge dieser Arbeit herausgestellt hat, dass eine einfache Verkippung des Stemfels um den Sturzwinkel am KnC-Reifenprüfstand keine validen und reproduzierbaren Werte für die resultierenden Reifenkräfte und -momente liefert. In diesem Kapitel wird eine neue Messmethodik für Reifenmessungen unter Sturz vorgestellt.

### Bohrmoment

In diesem Abschnitt erfolgt, wie beschrieben, eine Analyse des Bohrmoments für verschiedene Einflussfaktoren.

Abbildung 3.39 veranschaulicht zunächst die Einflüsse von Radlast (links) und Fülldruck (rechts) auf das Bohrmoment von drei verschiedenen Reifen und soll die Ergebnisse von EINSLE (Einsle 2011) bestätigen, ohne die Einflüsse von Reifenart und -dimension genauer zu beleuchten.



**Abbildung 3.39:** Einfluss von Radlast (l.) und Fülldruck (r.) auf das Bohrmoment

Es wird veranschaulicht, dass das Bohrmoment mit steigender Radlast nahezu linear ansteigt. Bei steigendem Fülldruck wird das Bohrmoment verringert.

Bei einer weiteren Analyse des Bohrmoments werden verschiedene Reifen bei derselben Radlast-Fülldruck-Stützstelle vermessen. Ziel dieser Untersuchung ist es zu ermitteln, inwiefern sich die Reifendimension und -bauart auf das Bohrmoment auswirken. Dies ist im besonderen Maße für High Performance-Reifen von Interesse. HP-Reifen weisen gegenüber Standard- oder Runflat-Reifen eine höhere Fahrstabilität und Traktion, insbesondere im Hochgeschwindigkeitsbereich, auf. Durch die erhöhte Griffigkeit liegt der Schluss nahe, dass HP-Reifen höhere Bohrmomente und dadurch bedingt auch größere Zahnstangenkräfte beim „Parkieren im Stand“ erzeugen. Tabelle 3.11 zeigt den Einfluss der Reifenart auf das Bohrmoment. Dazu werden Reifen vom selben Hersteller und der gleichen Dimension herangezogen, welche als Standard- (STD), Runflat- (RSC) und High-Performance- (HP) Reifen ausgeführt sind.

**Tabelle 3.11:** Einfluss der Reifenart auf das Bohrmoment

<b>Reifenart</b>	<b>Normiertes Bohrmoment</b>
Pirelli 245/40 R19 HP	1,21
Pirelli 245/40 R19 RSC	1,09
Pirelli 245/40 R19 STD	1,00

Es wird deutlich, dass bei gleicher Reifendimension vom selben Hersteller, HP-Reifen die höchsten Bohrmomente erzeugen. Runflat-Reifen erzeugen weniger große Bohrmomente und die geringsten Bohrmomente werden bei Standard-Reifen erzeugt.

In einer weiteren Betrachtung werden die Reifendimensionen verändert. Tabelle 3.12 zeigt das Ergebnis dieser Untersuchung.

**Tabelle 3.12:** Einfluss der Reifendimension auf das Bohrmoment

<b>Reifendimension</b>	<b>Normiertes Bohrmoment</b>
275/35 R23	1,80
275/40 R22	1,66
255/40 R21	1,48
255/45 R20	1,46
225/40 R19	1,05
225/50 R18	1,00

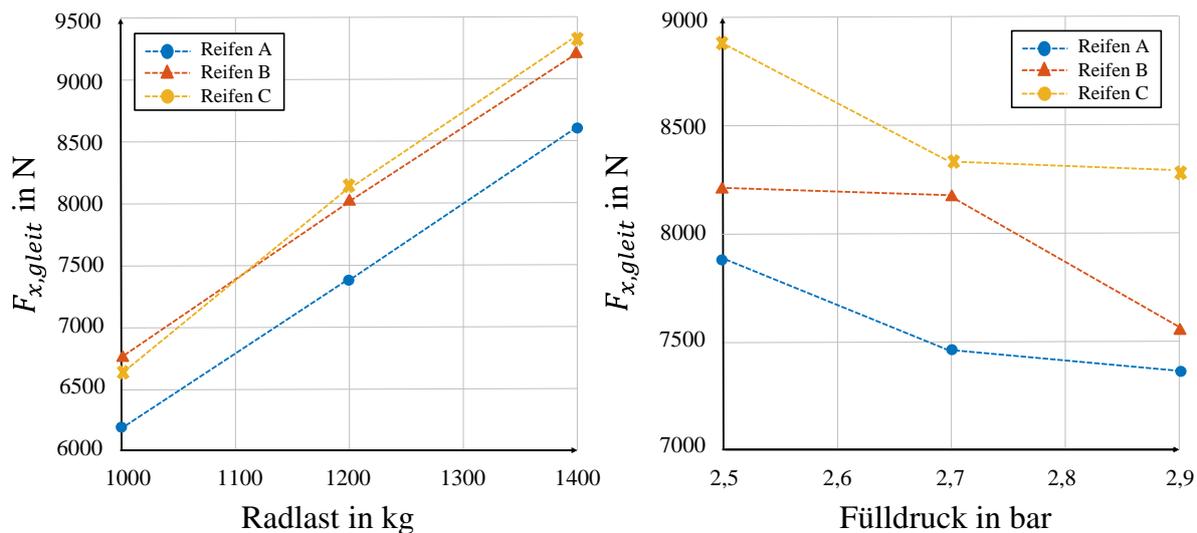
Aus Tabelle 3.12 wird der Einfluss der Reifendimensionen ersichtlich. Es zeigt sich, dass Reifen mit einer großen Reifenbreite und einem großen Durchmesser hohe Bohrmomente erzeugen. Dies liegt vor allem in der größeren Aufstandsfläche begründet. Durch die Erhöhung der Breite und der Länge der Aufstandsfläche wirken größere Hebelarme innerhalb des Reifenlattes. Dadurch erhöht sich, bei konstanter Radlast und gleichbleibendem Fülldruck, das Bohrmoment.

Ähnliche Ergebnisse lassen sich auch für die wirkenden Längs- und Querkräfte finden, die im Folgenden beschrieben werden.

### **Längskraft**

Die beschriebenen Untersuchungen für das Bohrmoment werden auch für Reifenmessung mit wirkenden Longitudinal- und Lateralkräften durchgeführt. Bei Betrachtung der Radbewegung, beschrieben in Abschnitt 3.6.3 und dargestellt in Abbildung 3.17, wird ersichtlich, dass sich das Rad beim Parkiervorgang, je nach Achsprinzip, 50 bis 100 mm vor und zurück bewegt und im Gleitzustand befindet. Bei Durchführung einer Längskraft-Komponentenmessung befindet sich der Reifen, bei gleicher Radlast-Fülldruck-Kombination, bereits bei ca. 18 mm im Gleitbereich.

Abbildung 3.40 zeigt den Einfluss von Radlast- (links) und Fülldruckänderungen (rechts) auf die resultierende longitudinale Kraft im Gleitbereich, bei Komponentenmessungen.



**Abbildung 3.40:** Einfluss der Radlast (l.) und des Fülldrucks (r.) auf die longitudinale Kraft im Gleitbereich

Es wird ersichtlich, dass die Kraft  $F_x$  im Gleitbereich nahezu linear mit einer Radlasterhöhung ansteigt. Bei Erhöhung des Fülldrucks wird deutlich, dass die Kraft im Gleitbereich reduziert wird. Dies geschieht allerdings in einem geringeren Ausmaß und erfolgt für verschiedene Reifen mit verschiedenen Steigungen.

Wie auch für das Bohrmoment, wird der Einfluss der Reifenart und der -größe untersucht. Tabelle 3.13 zeigt zunächst den Einfluss der Reifenart auf die Längskraft im Gleitbereich.

**Tabelle 3.13:** Einfluss der Reifenart auf die longitudinale Kraft im Gleitbereich

Reifenart	Normierte Längskraft im Gleitbereich
Pirelli 245/40 R19 HP	1,37
Pirelli 245/40 R19 RSC	1,20
Pirelli 245/40 R19 STD	1,00

Es wird deutlich, dass die größte Kraft bei einer Längsverschiebung durch einen HP-Reifen erzeugt wird. Die Längskraft eines Runflat-Reifens ist um 20 % gegenüber der eines Standard-Reifens erhöht. In Tabelle 3.14 ist der Einfluss der Reifendimension dargestellt.

**Tabelle 3.14:** Einfluss der Reifendimension auf die longitudinale Kraft im Gleitbereich

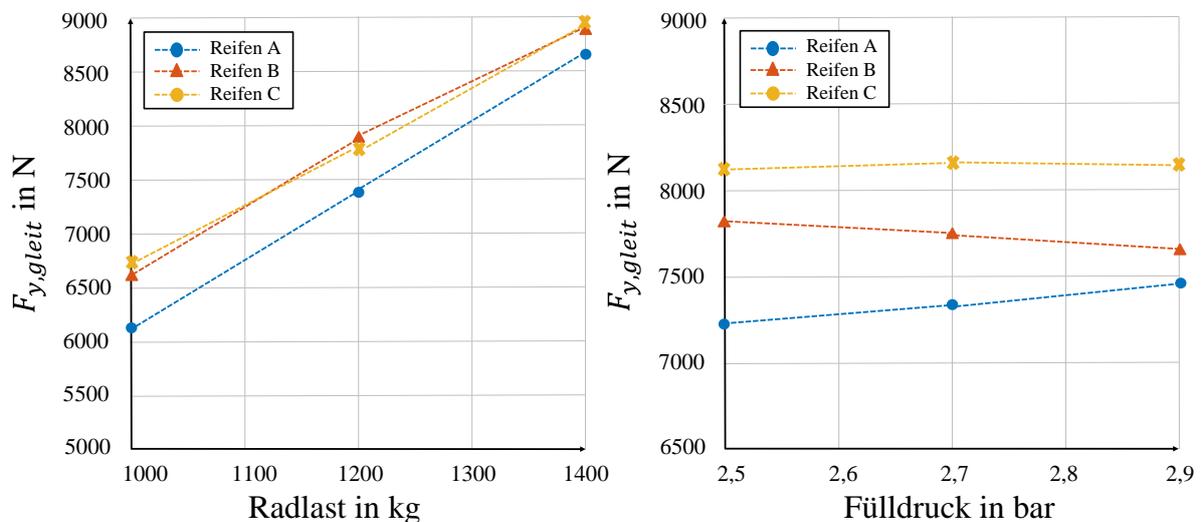
Reifendimension und -art	Normierte Längskraft im Gleitbereich
255/40 R21	1,21
255/45 R20	1,20
245/40 R19	1,10
225/40 R19	1,01
225/45 R18	1,00

Auch in dieser Untersuchung wird deutlich, dass Reifen mit größerer Breite und Durchmesser entsprechend höhere Kräfte in Längsrichtung erzeugen.

## Querkraft

Wie in Abbildung 3.17 dargestellt, bewegt sich das Rad in Querrichtung, je nach Achskonzept in etwa 30 bis 50 mm beim Parkiervorgang. Das kurveninnere Rad wird allerdings nur um etwa 8 mm ausgelenkt. Erst beim Lenken in die andere Richtung erfährt das Rad eine höhere Querverschiebung. Bei Betrachtung von Komponentenmessungen wird deutlich, dass sich, je nach Reifen, der Gleitbereich der Querkraft erst ab ca. 35 mm ausbildet. Aus diesem Grund werden die Querkräfte im Gleit- und zusätzlich im Haftbereich (Vgl. Tabelle 3.15) ausgewertet.

Abbildung 3.41 zeigt den Einfluss der Radlast und des Fülldrucks auf die wirkenden Kräfte in Querrichtung bei Komponentenmessungen.



**Abbildung 3.41:** Einfluss der Radlast (l.) und des Fülldrucks (r.) auf die Querkraft

Es wird ersichtlich, dass die Querkraft mit zunehmender Radlast nahezu linear ansteigt. Dagegen ist der Einfluss des Fülldrucks für Reifen C marginal. Für die Reifen A und B ist ein gegensätzliches Verhalten zu erkennen. Tabelle 3.15 zeigt den Einfluss der Reifenart auf die Querkraft im Gleit- und Haftbereich.

**Tabelle 3.15:** Einfluss der Reifenart auf die Querkraft im Gleit- und Haftbereich

Reifenart	Normierte Querkraft im Gleitbereich	Normierte Querkraft im Haftbereich
Pirelli 245/40 R19 HP	1,24	1,29
Pirelli 245/40 R19 RSC	1,12	1,12
Pirelli 245/40 R19 STD	1,00	1,00

Auch in dieser Darstellung ist zu sehen, dass die größten Kräfte durch einen HP-Reifen in lateraler Richtung erzeugt werden. Dies gilt sowohl für den Haft- als auch für den Gleitbereich. Der Standardreifen erzeugt die geringsten Kräfte bei der gleichen Verschiebung. Tabelle 3.16 stellt den Einfluss der Reifendimensionen dar.

**Tabelle 3.16:** Einfluss von Reifendimension auf die Querkraft im Gleit- und Haftbereich

Reifendimension und -art	Normierte Querkraft im Gleitbereich	Normierte Querkraft im Haftbereich
255/40 R21	1,27	1,27
255/45 R20	1,26	1,26
245/40 R19	1,26	1,22
225/45 R18	1,13	1,13
225/40 R19	1,00	1,00

Es wird veranschaulicht, dass auch für die Querkräfte im Haft- und Gleitbereich ein großer Einfluss der Reifendimensionen vorhanden ist. Wie auch bei den Untersuchungen zum Bohrmoment und den wirkenden Kräften in longitudinaler Richtung, resultieren für breitere Reifen und Reifen mit einem großen Durchmesser höhere laterale Kräfte. Einzig für den letzten aufgeführten Reifen ergibt sich, gegenüber einem gleich breiten Reifen mit geringerem Durchmesser, ein kleinerer Wert für die Längskraft. Dies wird in den letzten beiden Zeilen deutlich.

### Steifigkeiten

Eine weitere Analyse zeigt den Einfluss einer Sturzinduzierung am KnC-Reifenprüfstand auf die Steifigkeiten und Reibwerte der Reifen. Dabei wird der Stempel um seine Längsachse gestürzt und der Reifen entsprechend längs- oder quer verschoben. In Abbildung 3.42 wird veranschaulicht, dass die Längssteifigkeit mit zunehmendem Sturzwinkel reduziert wird. Gleiches gilt für die Reibwerte, die sich aus der maximalen Kraft  $F_x$ , dividiert durch die Radlast  $F_z$ , im Haft- und im Gleitbereich ergeben.

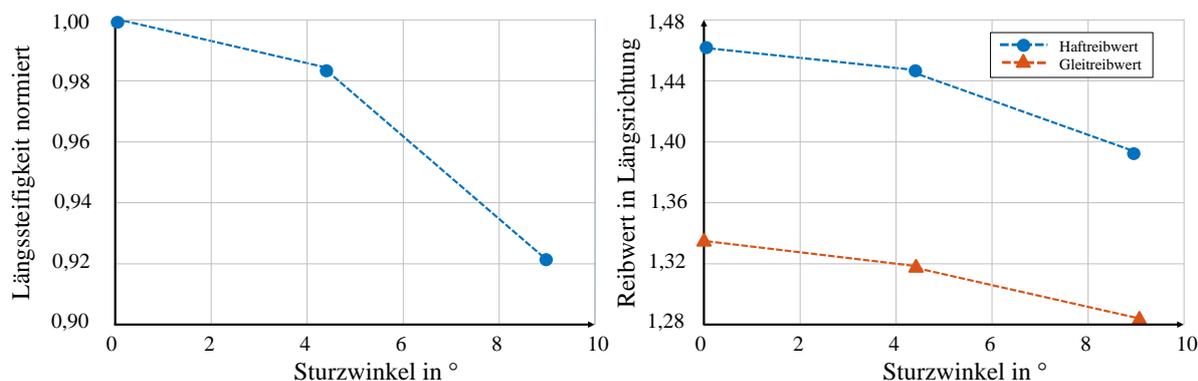
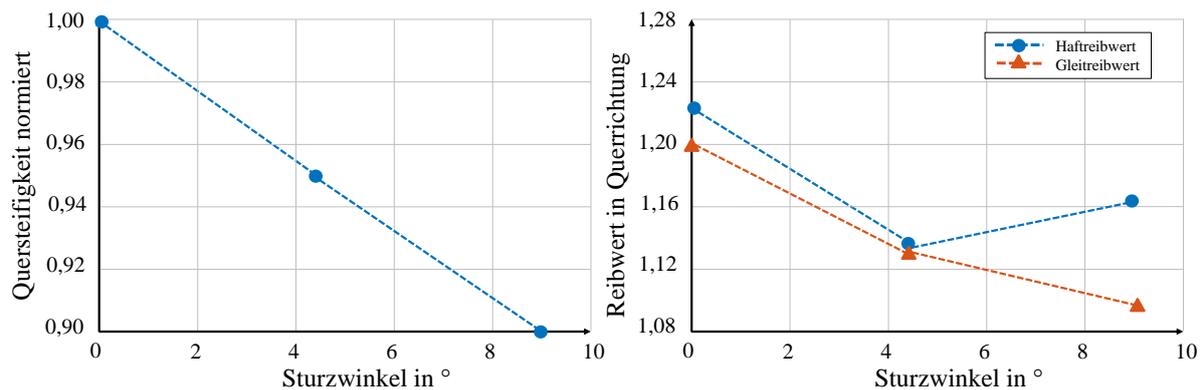
**Abbildung 3.42:** Einfluss des Sturzwinkels auf die Längssteifigkeit (l.) und die Reibwerte in Längsrichtung (r.)

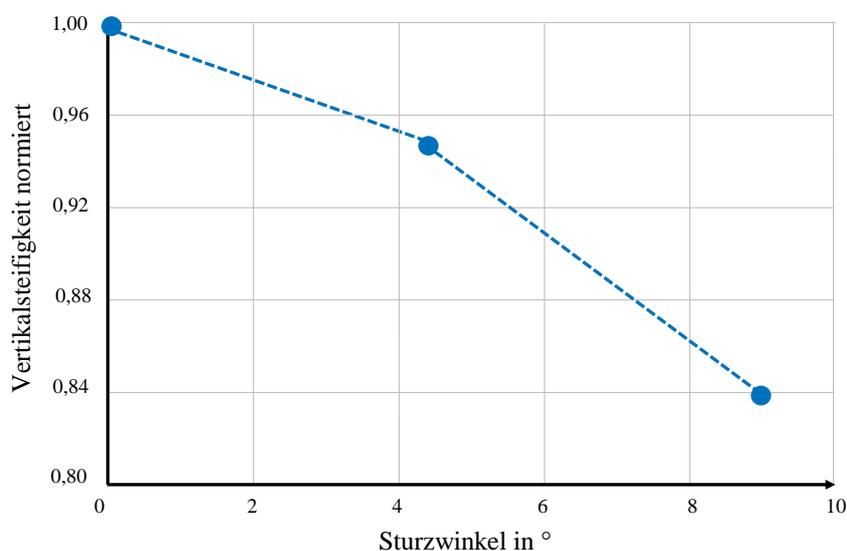
Abbildung 3.43 zeigt die gleiche Untersuchungsreihe für eine Querverschiebung des Rades bei gestürztem KnC-Stempel.



**Abbildung 3.43:** Einfluss des Sturzwinkels auf die Quersteifigkeit (l.) und die Reibwerte in Querrichtung (r.)

Es wird deutlich, dass auch die Quersteifigkeit in ähnlichem Maße wie die Längssteifigkeit reduziert wird. Die Haftreibwerte fallen von einer Messung mit 0° Sturz gegenüber einer Messung von 4,5° Sturz ab und erhöhen sich bei 9° Sturz wieder. Die Gleitreibwerte fallen mit steigendem Sturzwinkel ab.

Eine weitere Betrachtung findet sich in Abbildung 3.44. Bei dieser Analyse wird die Vertikalsteifigkeit des Reifens unter einem Sturzwinkel untersucht. Auch an dieser Stelle wird ersichtlich, dass sich die Vertikalsteifigkeit des Reifens mit Sturzeinfluss reduziert.

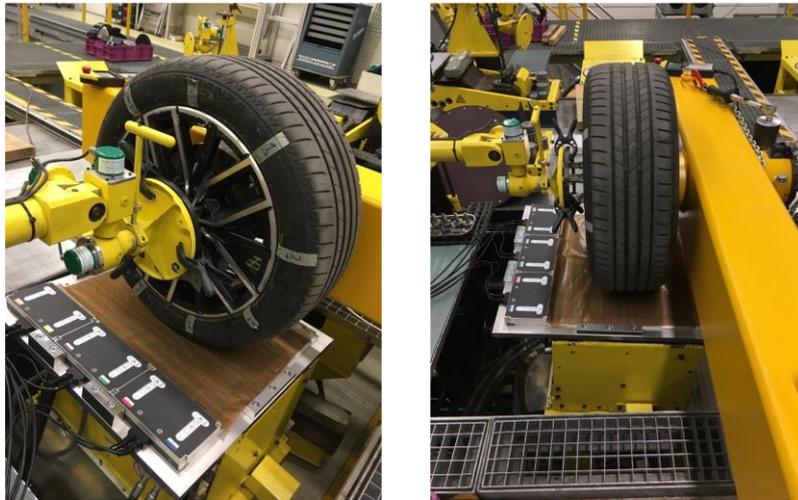


**Abbildung 3.44:** Einfluss des Sturzwinkels auf die Vertikalsteifigkeit

Eine Analyse der Torsionssteifigkeit unter Sturz findet an dieser Stelle keine Betrachtung, da wie bereits beschrieben, zunächst eine geeignete Messmethodik am KnC-Reifenprüfstand definiert werden muss (Vgl. Abschnitt 4.1.3).

### 3.10 Messungen Bodendruckverteilung

Zur Analyse der Bodendruckverteilung verschiedener Reifen ist eine Adapterplatte für den TekScan TireScan angefertigt worden, womit am KnC-Reifenprüfstand verschiedene Bodendruckverteilungsmessungen durchgeführt werden können. Mit Hilfe des auf dem Stempel platzierten Adapters, kann das TireScan Messgerät von unten an den Reifen verfahren werden (siehe Abbildung 3.45).



**Abbildung 3.45:** TekScan-Einbindung am KnC-Reifenprüfstand

Durch die Möglichkeit die Radlast, den Fülldruck und einen Sturzwinkel am Prüfstand einstellen zu können, können die Reifen unter den gleichen Rahmenbedingungen wie in den Gesamtfahrzeugmessungen vermessen werden. Besonders interessant ist bei einer Bodendruckverteilungsmessung die Kraftschwerpunktverlagerung unter Sturz, die wesentlich zur Kenntnis der wirkenden Hebelarme beiträgt (Vgl. Abschnitt 3.10.1).

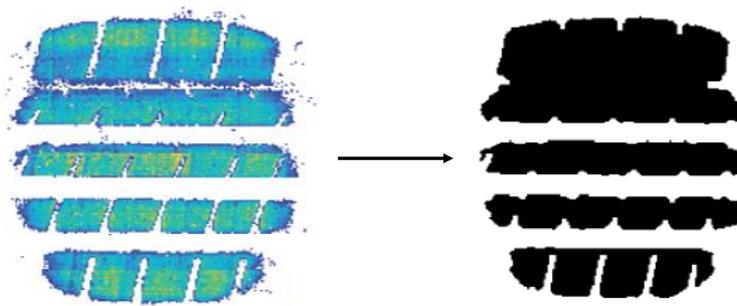
Des Weiteren dienen diese Messungen zur Parametrierung des SupERRB Tires. Dazu ist eine Routine aufgesetzt worden, um die notwendigen 380 Messungen innerhalb kürzester Zeit automatisiert durchführen zu können. So werden die Messergebnisse verschiedener Radlast-Fülldruck Kombinationen mit unterschiedlichen Sturzwinkeln für jeden Reifen genutzt, um das neuronale Netz des SupERRB Tires zur Beschreibung der Aufstandsfläche und der Bodendruckverteilung zu trainieren.

Für eine detailliertere Untersuchung mit den Einflüssen der Achskinematik des Fahrzeugs kann das TireScan Messgerät auch bei Gesamtfahrzeugmessungen eingesetzt werden. Das Vorgehen dieser Messungen ist im Abschnitt 3.10.3 beschrieben.

#### 3.10.1 Pneumatischer Lenkrollradius

Bei Betrachtung der Aufstandsfläche verschiedener Reifen fällt auf, dass sich die Kontur unter größer werdendem Sturzwinkel zu einer Dreiecksform ausbildet. Damit einhergehend verändert

sich auch die Bodendruckverteilung. Über den Zusammenhang aus Formel (3.3) kann der Kraftschwerpunkt in der Aufstandsfläche beschrieben werden. Dazu werden zunächst die auf der Fläche von 264 x 312 Pixeln horizontal wirkenden Kräfte ermittelt. Über eine Filterung mit dem Schwellenwertverfahren (Threshold-Filter) können durch Störungen auftretende Kraftwerte außerhalb der Aufstandsfläche selektiert und gelöscht werden. Das Resultat dieses Vorgehens ist in Abbildung 3.46 dargestellt.

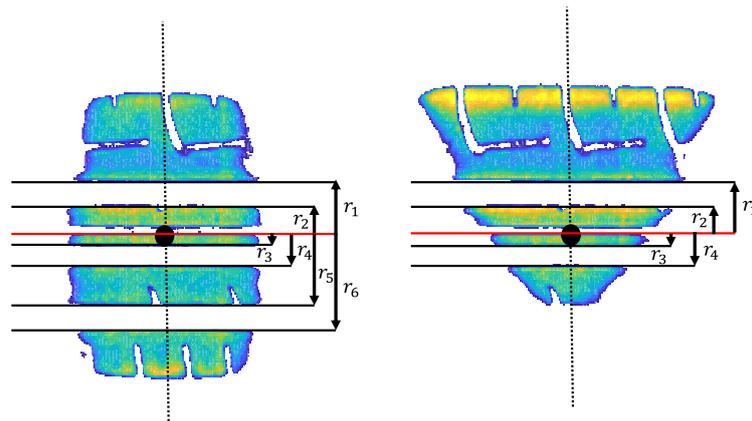


**Abbildung 3.46:** Bildaufbereitung einer Bodendruckverteilung nach (Roempler Dellien 2019)

Nach Vorbearbeitung des Bildes können die Vektoren der wirkenden Pixel zum Koordinatenursprung (0/0) des TekScans ermittelt werden. Dazu kann je ein Kraftvektor in x- und y-Richtung definiert werden. Über den jeweiligen Hebelarm kann das wirkende Moment ermittelt werden. Addiert man die auf jeden Pixel wirkende Kraft, resultiert die Summe der Kräfte in der Aufstandsfläche. Separiert man die Momente in x- und y-Richtung und dividiert diese durch die Summe der wirkenden Kraft, so erhält man den Kraftschwerpunkt in x- und y-Koordinaten, wie in Formel (3.3) beschrieben.

$$x_{CoF_{x,y}} = \frac{F_{z,x,y} * x_{z,x,y}}{F_{ges}} \quad (3.3)$$

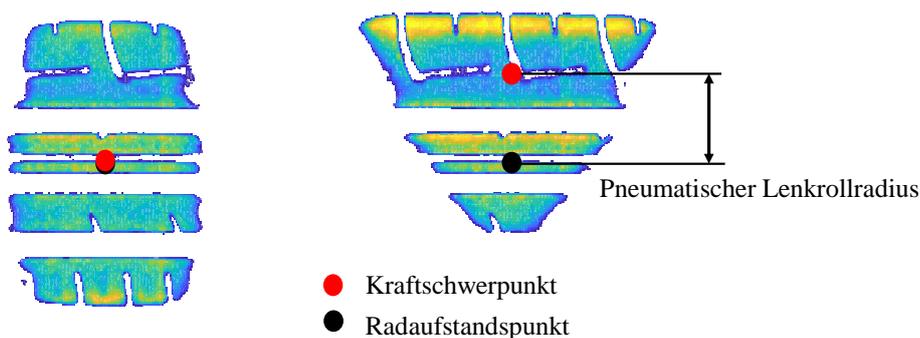
Um den Kraftschwerpunkt in Bezug zum Radaufstandspunkt setzen zu können, wird dieser wie in Abbildung 3.47 definiert. Dazu wird zunächst eine Messung bei 0° Sturz herangezogen. Bei dieser symmetrischen Bodendruckverteilung liegt der Radaufstandspunkt im geometrischen Mittelpunkt der Aufstandsfläche. Über eine Logik, die die Anzahl an Rillen und Profilstollen zählt, kann dieser Punkt auch bei einer Verschiebung der Aufstandsfläche unter Sturz fixiert werden.



**Abbildung 3.47:** Radaufstandspunktermittlung einer Bodendruckmessung unter Sturz nach (Roempler Dellien 2019)

Der Abstand zwischen Radaufstandspunkt und Kraftschwerpunkt der Bodendruckverteilung wird im Folgenden als „pneumatischer Lenkrollradius“ definiert, da die Verschiebung des Kraftschwerpunkts bei einer Komponentenmessung entlang der Querachse des Reifens erfolgt. Eine Darstellung befindet sich in Abbildung 3.48.

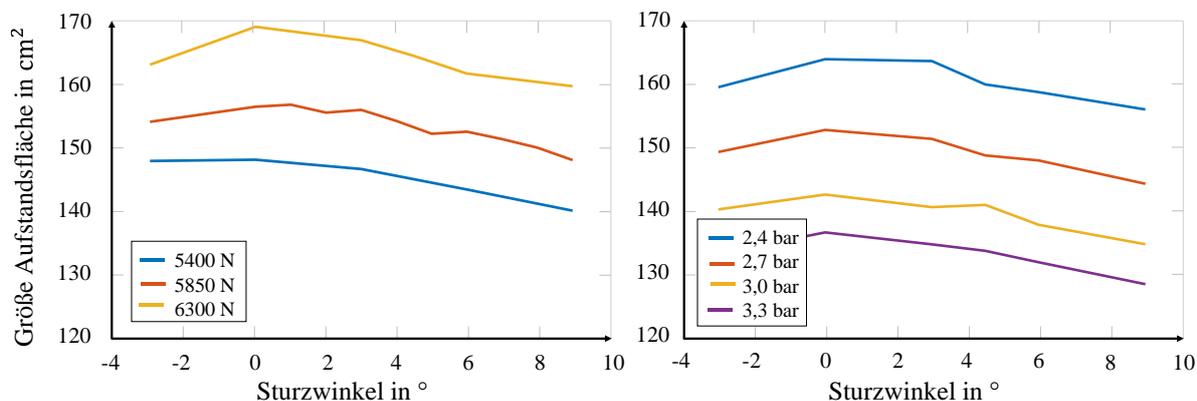
Dieser pneumatische Lenkrollradius gibt Aufschluss über die Sturzsensitivität eines Reifens. Ist der pneumatische Lenkrollradius unter einem definierten Sturzwinkel bei einem Reifen größer als bei einem anderen, so gewinnen für ersteren Reifen die angreifenden Kräfte in Reifenlängsrichtung, aufgrund der größeren Hebelarme, an Bedeutung. Diese Erkenntnis wird in Abschnitt 4.1 nochmals aufgegriffen.



**Abbildung 3.48:** Definition pneumatischer Lenkrollradius nach (Weinberger 2023; Neumann et al. 2022a)

### 3.10.2 Analyse der Aufstandsfläche und des pneumatischen Lenkrollradius

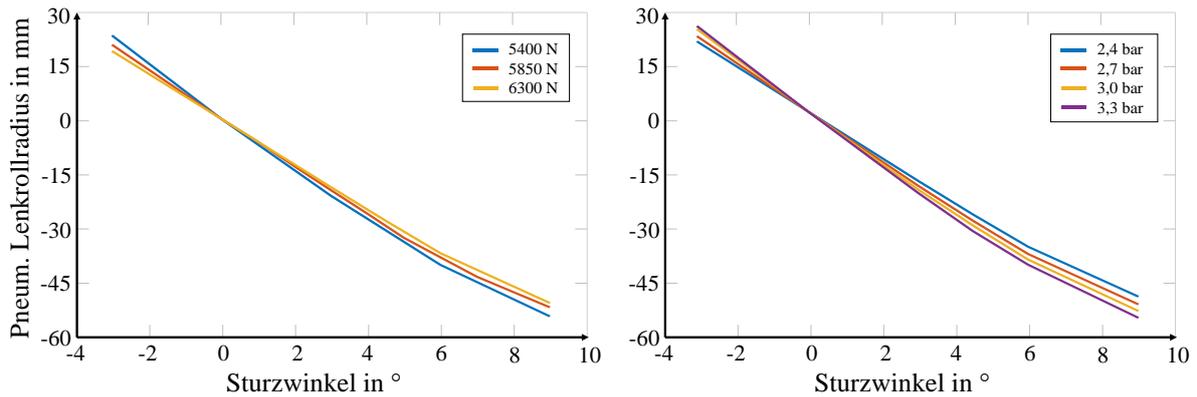
In der nachfolgenden Analyse werden bei einer Untersuchungsreihe die Größe der Aufstandsfläche und der pneumatische Lenkrollradius untersucht. Dazu werden über verschiedene Sturzwinkel von  $-3^\circ$  bis  $+9^\circ$  Messungen der Bodendruckverteilung bei variablen Radlasten und Fülldrücken durchgeführt. Abbildung 3.49 zeigt das Ergebnis dieser Untersuchung.



**Abbildung 3.49:** Größe der Aufstandsfläche bei verschiedenen Sturzwinkeln bei variierender Radlast (l.) und variierendem Fülldruck (r.)

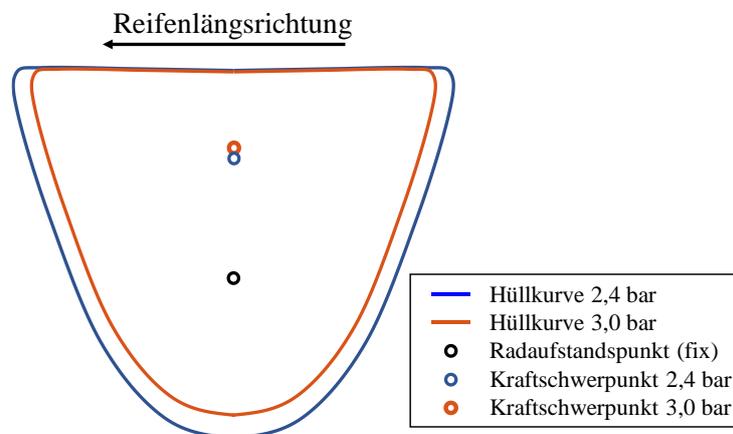
Es wird deutlich, dass die größte Aufstandsfläche, bezogen auf den Sturzwinkel des Rades, bei  $0^\circ$  Sturz erreicht wird. Zudem wird ersichtlich, dass die Aufstandsfläche mit zunehmendem positiven Sturzwinkel immer geringer wird. Bei Erhöhung der Radlast (links) nimmt auch die Fläche des Latsches zu, da der Reifen stärker auf den Untergrund gepresst wird. Bei einer Erhöhung des Fülldrucks lässt sich ein gegenläufiges Phänomen betrachten. Die Größe der Aufstandsfläche nimmt mit steigendem Fülldruck ab, was auf einen stärkeren inneren Widerstand des Reifens gegenüber einer Verformung durch die vertikal aufgeprägte Last zurückzuführen ist.

In Abbildung 3.50 wird veranschaulicht, wie sich diese Variablen auf den pneumatischen Lenkrollradius auswirken. Bei  $0^\circ$  Sturz liegt diese Kenngröße bei 0 mm, da sich der Radaufstandspunkt und der Kraftschwerpunkt der Bodendruckverteilung bei einer Komponentenmessung, also ohne die Betrachtung der Fahrzeugkinematik, im geometrischen Mittelpunkt befinden. Mit zunehmendem Sturzwinkel wird der Kraftschwerpunkt weiter zu den Flanken des Reifens, wie auch in Abbildung 3.48 zu erkennen ist, verschoben.



**Abbildung 3.50:** Pneumatischer Lenkrollradius bei verschiedenen Sturzwinkeln bei variierender Radlast (l.) und variierendem Fülldruck (r.)

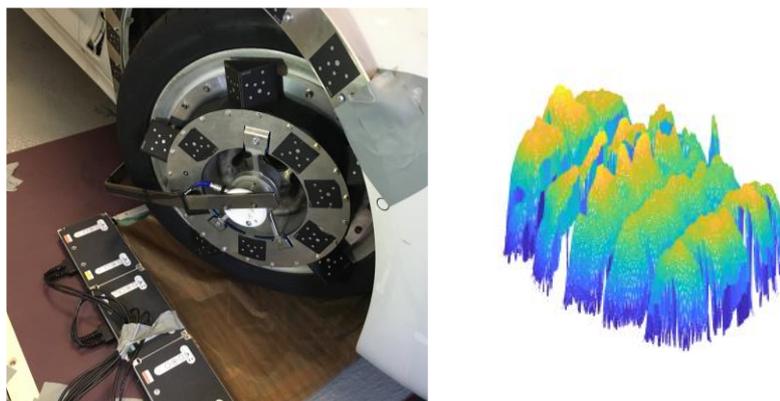
Bei Betrachtung der Variation von Radlast und Fülldruck wird überdies ersichtlich, dass mit steigender Radlast der pneumatische Lenkrollradius geringer wird. Ein gegenläufiges Verhalten kann für den Einfluss des Fülldrucks beobachtet werden. Dieses Verhalten kann dadurch begründet werden, dass die Aufstandsfläche mit steigender Radlast oder sinkendem Fülldruck vor allem größer auf der Seite wird, zu der das Rad nicht gestürzt wird. Auf der gestürzten Seite wird die Aufstandsfläche lediglich länger bei Betrachtung der Reifenlängsrichtung. Dieses Verhalten wird in Abbildung 3.51 dargestellt.



**Abbildung 3.51:** Reifenhüllkurve bei verschiedenen Fülldrücken und Einfluss auf pneumatischen Lenkrollradius

### 3.10.3 Pneumatischer Lenkrollradius bei Gesamtfahrzeugmessungen

Die bereits gezeigten Untersuchungen der Aufstandsfläche, der Bodendruckverteilung und des pneumatischen Lenkrollradius können im nächsten Schritt durch den Einfluss der Kinematik bei einem Fahrzeugversuch erweitert werden. Abbildung 3.52 zeigt dazu den Messaufbau.



**Abbildung 3.52:** Messaufbau TekScan-Messungen mit Gesamtfahrzeug

Mit Hilfe der Kameradaten und damit einhergehend der Bewegungen im Radmittelpunkt, können die Radaufstandspunkte durch eine Transformation in ein globales Koordinatensystem ermittelt werden. Platziert man das separate Koordinatensystem des TekScan Systems in das globale Koordinatensystem, so kann eine Ausgabe des Radmittelpunkts sowie des Kraftschwerpunkts im selben Koordinatensystem erfolgen. So können bei verschiedenen Radlasten, Fülldrücken und Auslenkungen der Räder, Momentaufnahmen der wirkenden Kraftverhältnisse ermittelt werden.

Tabelle 3.17 zeigt beispielsweise einen Auszug dieser Messungen und eine Varianz von Radlast und Fülldruck im Endanschlag des Rades.

**Tabelle 3.17:** Einfluss der Radlast und des Fülldrucks auf den pneumatischen Lenkrollradius bei Fahrzeugmessungen

Radlast / Fülldruck	Lenkrollradius in mm
1284 kg / 2,4 bar	52,03
1284 kg / 3,0 bar	54,01
1192 kg / 2,4 bar	54,27

Es wird veranschaulicht, dass, wie auch bei den Komponentenmessungen, der pneumatische Lenkrollradius mit steigender Radlast geringer wird. Ein gegenläufiges Verhalten kann für den Einfluss des Fülldrucks beobachtet werden. Zudem wird ersichtlich, dass durch die Fahrzeugkinematik ein Abstand zwischen Kraftschwerpunkt und Radmittelpunkt entlang der Reifenlängsachse erzeugt wird, da die Lenkachse im Durchstoßpunkt um die Nachlaufstrecke verschoben ist.

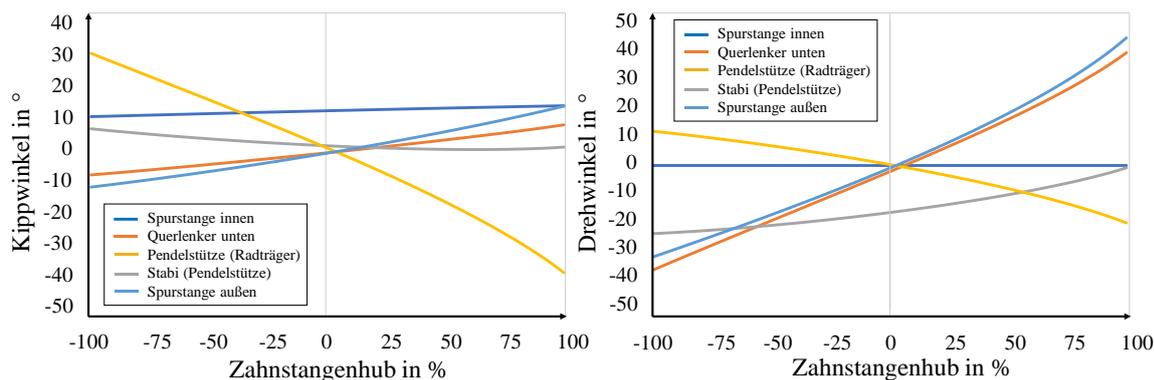
### 3.11 Reibmomentprüfstand-Messungen

Um die im vorherigen Abschnitt beschriebene Hysterese, bedingt durch die Reibung im Achssystem, auf Komponentenebene ermitteln zu können, werden Kugelgelenksmessungen am Reibmomentprüfstand durchgeführt. Bei diesem Prüfstand kann, je nach Umsetzung, zwischen

einer drehenden und einer kippenden Bewegung der Prüflinge unterschieden werden. Diese Unterscheidung wird getroffen, weil auf die Kugelgelenke im realen Fahrzeugversuch eine Kombination dieser Bewegungsformen wirkt.

### 3.11.1 Analyse der auftretenden Kugelgelenkbewegungen beim Parkieren

Die in Abschnitt 3.6.1 herangezogene kinematische Voruntersuchung kann auf die Bewegungen der Kugelgelenke ausgeweitet werden. Kugelgelenke verfügen über drei rotatorische Freiheitsgrade, die sowohl eine Drehbewegung um die Hochachse des Kugelzapfens als auch Kippbewegungen um dessen Querachse zulassen (Vgl. Abschnitt 2.1). Im Fahrbetrieb findet, mit der Ausnahme des inneren Spurstangengelenks, eine überlagerte Bewegungsform von Drehen und Kippen innerhalb der Kugelgelenke statt. Abbildung 3.53 zeigt beispielhaft die Kugelgelenkbewegungen eines Fahrzeugs mit Federbein 1-Gelenkachse, aufgetragen über den Zahnstangenhub bei einem Durchlenkmanöver. Die hier dargestellte Kippbewegung (links) stellt die jeweils größere der beiden rotatorischen Kippbewegungen um die x-, bzw. y-Achse dar. Im rechten Bild sind die Drehbewegungen aufgetragen.



**Abbildung 3.53:** Kipp- (l.) und Drehbewegungen (r.) der Kugelgelenke einer Federbein 1-Gelenkachse

Es ist zu erkennen, dass das Kugelgelenk an der inneren Spurstange, also die Anbindung zum Lenkgetriebe, eine reine Kippbewegung ausführt. Das Gelenk außen an der Spurstange, mit Anbindung zum Radträger, vollzieht vorrangig eine Drehbewegung. Gleiches gilt für das Kugelgelenk an dem unteren Querlenker. Die größte Kippbewegung vollzieht das Gelenk an der Pendelstütze, wo, für die hier untersuchte Federbein 1-GL-Achse, bis zu  $71^\circ$  Rotation um die x-Achse resultiert. In Tabelle 3.18 sind für alle drei Achsvarianten die prozentualen Anteile zwischen Kippen und Drehen in allen Kugelgelenken der Vorderachse aufgetragen. Dabei werden die Kippbewegung um die x-Achse und die der y-Achse addiert. Wie zu erkennen ist, setzt sich die resultierende Bewegung bei einem Durchlenkversuch maßgeblich aus dem drehenden Anteil zusammen. Insbesondere das Kugelgelenk am unteren Querlenker besitzt für alle drei

Fahrzeugtypen, aufgrund seiner direkten Nähe zum Durchstoßpunkt der Lenkachse, einen besonders hohen Drehanteil. In Anhang B sind weitere Abbildungen zur Kugelgelenkbewegung zu finden.

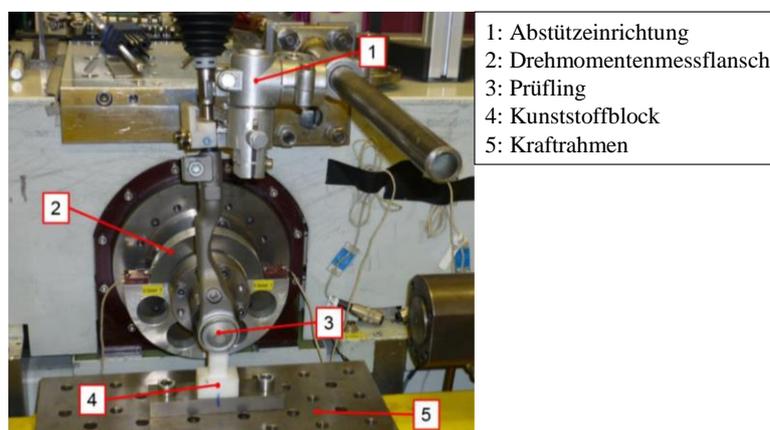
**Tabelle 3.18:** Bewegungsanteile der Kugelgelenke der verschiedenen Achskonzepte

Kugelgelenk	Anteil	Anteil	Anteil	Anteil	Anteil	Anteil
	Kippen 1GL	Drehen 1GL	Kippen 2GL	Drehen 2GL	Kippen DQ	Drehen DQ
Spurstange innen	100 %	0 %	100 %	0 %	100 %	0 %
Querlenker unten	20,9 %	79,1 %	27,0 %	73,0 %	12,1 %	87,9 %
Stabi (PDS)	27,6 %	72,4 %	19,8 %	80,2 %	62,8 %	37,2 %
PDS Radträger	74,2 %	25,8 %	86,5 %	13,5 %	28,8 %	72,2 %
Spurstange außen	30,2 %	69,8 %	29,4 %	70,6 %	26,3 %	73,7 %
Zug-/Druckstrebe	-	-	31,8 %	68,2 %	40,4 %	59,6 %
Querlenker oben	-	-	-	-	32,0 %	68,0 %

### 3.11.2 Kugelgelenkreibung bei Drehbewegungen

Abbildung 3.54 zeigt den Messaufbau einer Drehbewegungs-Messung am REMP. Zur Messung eines Kugelgelenks wird dieses mit einem Prüfadapter in der Messvorrichtung verschraubt. Die Drehachse des Kugelgelenks verläuft nach Einbau koaxial zu der des Prüfadapters und es ist darauf zu achten, dass der Mittelpunkt des Kugelgelenks auf der Schwenkachse des Kraftrahmens liegt. Sind Prüfling und Adapter miteinander verbunden, können diese auf den Drehmomentflansch geschraubt werden. Bei der Fixierung des Prüflings werden eine Abstützeinrichtung und Einstellscheiben verwendet, damit sich der Prüfling in Nulllage befindet und der Mittelpunkt des Kugelgelenks auf der Schwenkachse des Kraftrahmens liegt.

Um den Einfluss des Massenträgheitsmoment zu quantifizieren, wird zu Beginn einer Messreihe eine sogenannte Kompensationsmessung durchgeführt. Dieser Einfluss kann anschließend gezielt für die nachfolgenden Messungen korrigiert werden. Zur Aufprägung einer Vorlast auf den Prüfling wird ein Kunststoffblock unter dem Gelenk platziert, um eine Verbindung zwischen Kraftrahmen und Prüfling zu realisieren.



**Abbildung 3.54:** Messaufbau für Dreh-Messungen am Reibmomentprüfstand

Zwischen den führenden Automobilherstellern besteht seit 2004 eine Standardmessprozedur zur Prüfung von Kugelgelenken (Stietz 2018). Diese Prozedur dient zur Ermittlung der maximalen Losbrech- und Bewegungswiderstandmomente. Dazu wird eine Vorkonditionierungsmessung mit fünf händischen Taumelbewegungen durchgeführt. Daraus soll eine gleichmäßige Verteilung des Schmierstoffes resultieren. Zudem werden nach den Erkenntnissen zur Schmierstoffverteilung in Kugelgelenken und damit einhergehend einem stationären Reibniveau nach BEYGANG (Beygang 2016) 20 Drehzyklen von jeweils  $\pm 30^\circ$  durchgeführt.

In der Standardmessprozedur ist eine Drehgeschwindigkeit von  $10^\circ/\text{s}$  vorgesehen. Dadurch, dass im weiteren Verlauf dieser Arbeit ein Reibmodell mit dynamischen Eigenschaften parametrisiert wird, werden Messungen mit verschiedenen Winkelgeschwindigkeiten (siehe Tabelle 3.19) durchgeführt.

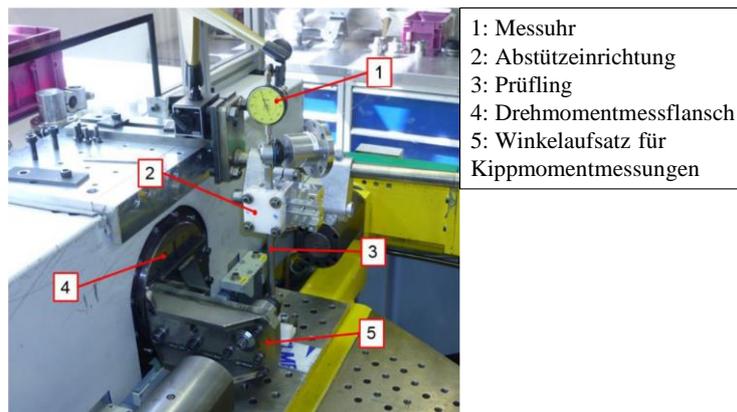
**Tabelle 3.19:** Drehgeschwindigkeiten der Kugelgelenkvermessungen

Geschwindigkeitsstützstelle	Drehgeschwindigkeit
1	0,2 °/s
2	0,4 °/s
3	0,8 °/s
4	1 °/s
5	4 °/s
6	10 °/s
7	20 °/s

### 3.11.3 Kugelgelenkreibung bei Kippbewegungen

Zur Ermittlung des Kippmoments wird der in Abbildung 3.55 dargestellte Messaufbau verwendet. Gelenke, die bereits vorkonditioniert wurden, weisen bei verschiedenen Kipprichtungen ein unterschiedliches Verhalten auf. Daher werden Kippmessungen in Richtung der Hauptbelastung durchgeführt. Auf diese Weise wird der Fahrbetrieb so realistisch wie möglich simuliert.

Die Vorbereitung der Kugelgelenke verläuft analog zur Messung des Reibmomentes beim Drehen. Bei den Kipp-Messungen wird ein Winkelaufsatz an den Drehmomentmessflansch montiert. Durch die hohe Masse des Winkelaufsatzes und der exzentrischen Schwerpunktlage, ist in diesem Fall eine Kompensationsmessung von großer Bedeutung.



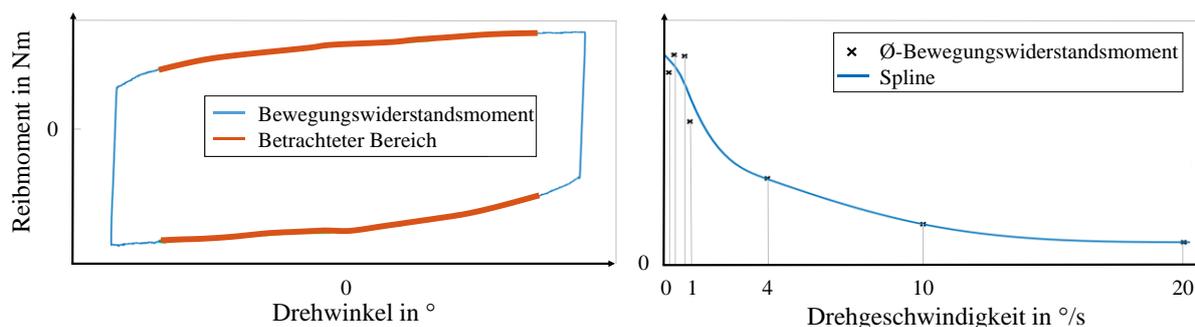
**Abbildung 3.55:** Messaufbau für Kipp-Messungen am Reibmomentprüfstand

Die Durchführung der Messungen verläuft analog zur Messung des Reibmomentes beim Drehen. Um die Kippbewegung realisieren zu können, wird der Prüfling mit Hilfe einer, für diese Messung angepassten, Abstützeinrichtung justiert. Mit einer Messuhr wird während der Kippbewegung des Kugelgelenks überprüft, dass keine unerwünschten Relativbewegungen auftreten.

#### 3.11.4 Messstreuung und Ergebnisanalyse

Da wie beschrieben die Kugelgelenke in Dreh-Richtung mit verschiedenen Geschwindigkeiten vermessen werden, wird zunächst geprüft wie groß die Messstreuung dieser Messungen ist und inwieweit sich aus diesen Messungen geschwindigkeitsspezifische Werte extrahieren lassen.

Zunächst ist festzuhalten, dass sich durch die beschriebene Vorbereitung der Messung und durch die Kompensationsmessungen, die Messstreuung auf einen vernachlässigbar geringen Anteil beläuft. Um die geschwindigkeitsabhängige Charakteristik analysieren zu können, werden die resultierenden Bewegungswiderstandmomente über der Drehgeschwindigkeit aufgetragen. Abbildung 3.56 (links) zeigt das Bewegungswiderstandmoment bei einer Drehgeschwindigkeit von 4 %/s des Kugelgelenks am unteren Querlenker einer Doppelquerlenkerachse. Aus dem in rot markierten Bereich kann ein Mittelwert berechnet werden, aus dem das Reibmoment abgelesen werden kann. Da es in Richtung der maximalen Auslenkung zu dynamischen Effekten kommen kann, wie etwa einer wirkenden Federkraft aus dem Dichtungsbalg, werden diese Bereiche für eine Mittelwertbildung nicht betrachtet. Die so ermittelten Bewegungswiderstandmomente können in Abbildung 3.56 (rechts) über der Geschwindigkeit aufgetragen werden.



**Abbildung 3.56:** Reibmoment (l.) und Bewegungswiderstandsmomente (r.) des unteren Querlenkers

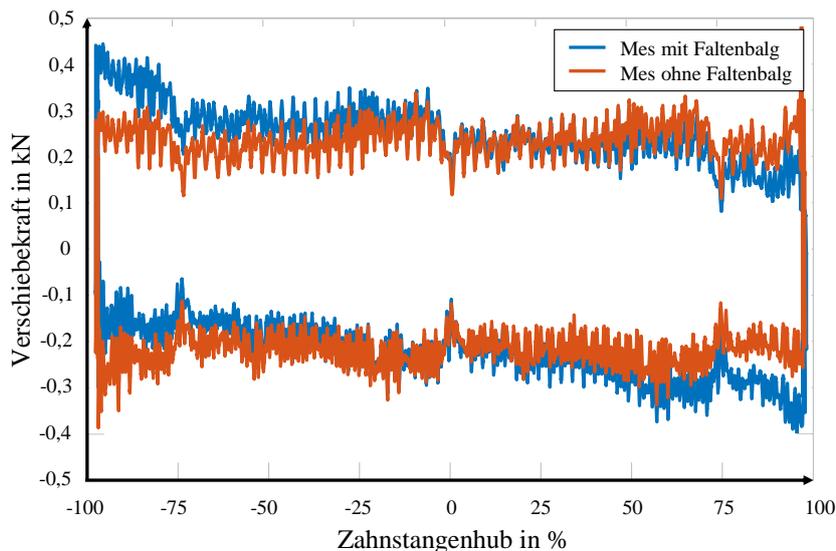
Legt man durch die so ermittelten Werte einen Spline, entsteht ein approximierter Verlauf des Reibmoments bei einer Drehbewegung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Bei einem Vergleich der Stribeck-Kurve (Vgl. Abbildung 2.40) fällt auf, dass auch der über die Messungen ermittelte Verlauf bei geringen Geschwindigkeiten hohe Kraftwerte annimmt. Über die Vergrößerung der Geschwindigkeit sind zudem verringerte Momente zu erkennen. Ein erneutes Ansteigen, bei erhöhter Geschwindigkeit, wie es in der Stribeck-Kurve zu sehen ist, kann innerhalb dieser Messreihe nicht festgestellt werden. Dies kann jedoch an der geringen Anzahl an Messpunkten sowie einer zu geringen Maximaldrehgeschwindigkeit liegen.

Dennoch lässt sich eine geschwindigkeitsabhängige Reibcharakteristik aus den Messungen abbilden. Eine exakte geschwindigkeitsabhängige Analyse der bei einer Doppelquerlenker verwendeten Kugelgelenke ist in Anhang A zu finden. Aus diesen Daten kann das in Abschnitt 4.3.4 beschriebene Modell parametrisiert werden.

### 3.12 Einflussanalyse der Faltenbälge am Lenkungsprüfstand

Da bei der Lenkungsauslegung vornehmlich die Summenspurstangenkraft betrachtet wird und diese nahezu mit der Zahnstangenkraft gleichgesetzt werden kann, soll an dieser Stelle untersucht werden, ob dieses Vorgehen korrekt ist. Da bereits in WEINBERGER (Weinberger 2023) beschrieben ist, wie sich die Summenspurstangenkraft über den Spurstangenraumwinkel in die Zahnstangenkraft umrechnen lässt und diese Umrechnung nur geringfügige Differenzen der beiden Kräfte bewirkt, wird in dieser Arbeit ein weiterer Aspekt betrachtet.

Da sich zwischen Spurstangen und der Zahnstange noch zwei Faltenbälge befinden, soll deren Einfluss auf die resultierende Kraft quantifiziert werden. Dazu werden an einem Lenkungsprüfstand (Vgl. Abschnitt 2.9.7) Durchschiebeversuche der Zahnstange mit und ohne Faltenbälge durchgeführt. Die Zahnstangenposition kann mit Hilfe einer Multipositionsmessung, basierend auf dem magnetostriktiven Prinzip, ermittelt werden. Über Kraftsensoren kann zudem die Verschiebekraft, die zur Überwindung der Reibung notwendig ist, aufgezeichnet werden. Abbildung 3.57 zeigt das Resultat eines solchen Versuchs.



**Abbildung 3.57:** Einfluss des Faltenbalgs auf die Zahnstangenverschiebekraft

Es ist zu erkennen, dass der Faltenbalgeinfluss bei kleiner Auslenkung sehr gering ist und sich über weite Strecken nahezu linear verhält. In Richtung der Endanschläge steigt die Verschiebekraft allerdings progressiv an und liegt bei einem etwa 60-prozentigen Kraftanstieg gegenüber einer Messung ohne Faltenbalg. Dadurch, dass ein Faltenbalg gestaucht und der andere gestreckt wird, wirken zwei Phänomene. Die Streckung des Balgs erzeugt einen nahezu linearen Anstieg der aufzuwendenden Kraft. Beim Stauchen hingegen ist zunächst ein linearer Anstieg, dann aber ein progressiver Anstieg zu verzeichnen. Aus der obigen Abbildung kann abgelesen werden, dass beide Faltenbälge in den Endanschlägen in einer Differenz von 130N gegenüber einer Messung ohne Faltenbälge resultieren. Diese Erkenntnis ist bei der Umrechnung der Summenspurstangenkraft in eine Zahnstangenkraft zu beachten.

### 3.13 Virtuelle Prüfstände

Um die virtuellen Modelle mit den Messergebnissen vergleichen und damit auch die Optimierungspotentiale in den Modellen identifizieren zu können, werden virtuelle Prüfstände aufgebaut oder bestehende genutzt. In diesem Kapitel wird die virtuelle Simulationsumgebung für das Parkiermanöver auf Gesamtfahrzeugebene beschrieben. Zudem wird die Entwicklung eines virtuellen KnC-Achsprüfstands gezeigt. Es folgen ein Prüfstand für Reifenmessungen sowie die Umsetzung von Simulationen für die Bodendruckverteilung und die Aufstandsfläche. Das Kapitel schließt ab mit der Beschreibung eines entwickelten Reibmomentprüfstands sowie mit der eines virtuellen Lenkprüfstands.

#### 3.13.1 Virtuelle Reibwertfläche

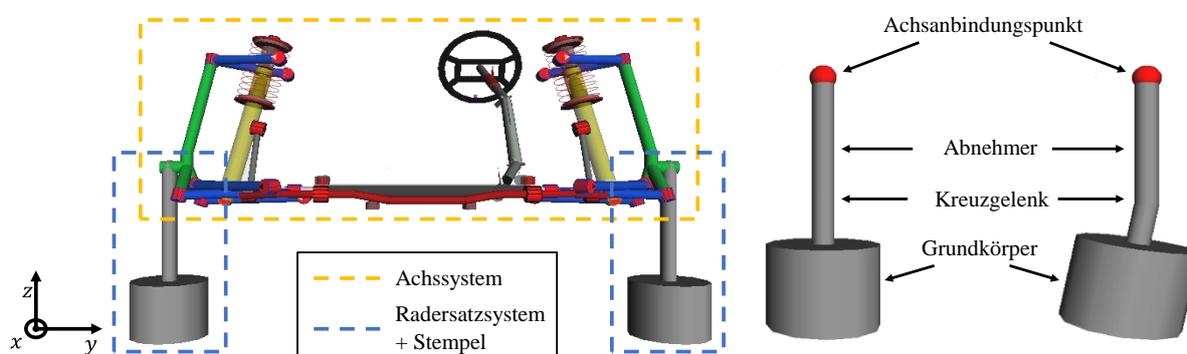
Für Parkierkraftsimulationen können in ADAMS© oder SIMPACK© virtuelle Zwillinge der vermessenen Fahrzeuge aufgebaut werden. Dazu werden MKS-Modelle verwendet. Über die

Schnittstelle des Tire Interface werden die beschriebenen Reifenmodelle eingesetzt. Die Manö-  
 vervorgabe erfolgt anhand der Amplitude des Lenkraddrehwinkels und der Lenkraddrehge-  
 schwindigkeit. Zudem kann eine direkte Vorgabe des Zahnstangenhubs und dessen Geschwin-  
 digkeit geschehen. Die Fahrbahn kann mit verschiedenen Reibwerten abgebildet werden und  
 so der aus der Realmessung angeglichen werden. Zudem kann eine Einstellung der Radlast, des  
 Fülldrucks und der Federn, inklusive Schwingzahlen, vorgenommen werden. Wie auch im Re-  
 alversuch wird das Bremspedal simulativ belastet.

### 3.13.2 Virtueller KnC-Achsprüfstand

Die in dem Abschnitt 3.7 beschriebenen Gesamtfahrzeugmessungen auf dem KnC-Prüfstand  
 mit Radersatzsystem dienen dazu, die Zahnstangenkraft, ohne den Einfluss der Räder, zu er-  
 mitteln. Des Weiteren werden durch den Ausbau einzelner Komponenten die Einflüsse auf die  
 Parkierkraft untersucht. Um die Betrachtung dieser Untersuchungen auch virtuell durchführen  
 zu können, wird ein virtueller KnC-Achsprüfstand in SIMPACK© aufgebaut. Dieses Vorgehen  
 soll es ermöglichen die MKS-Modellierungsschwächen, bezogen auf das Parkiermanöver, er-  
 mitteln zu können.

Der virtuelle Prüfstand ist in Abbildung 3.58 dargestellt. Die Räder werden ersetzt und, wie im  
 Realversuch, durch ein Radersatzsystem mit den Stempeln verbunden (Vgl. Abbildung 2.32).



**Abbildung 3.58:** Virtueller KnC-Achsprüfstand mit Radersatzsystem

Über die Stempel wird die Einfederung der Vorderachse eingestellt und Kräfte auf das Achs-  
 system geleitet. Damit können die gleichen Rad- bzw. Achslasten wie in der Messung einge-  
 stellt werden. Betrachtet man das Radersatzsystem (Vgl. Abbildung 3.32), so wird deutlich,  
 dass Sturzbewegungen und Rotationen um die Reifenquerachse zugelassen werden. Damit kann  
 die Kinematik des Rades ohne Reifeneinfluss simuliert werden. Das in Abbildung 3.58 darge-  
 stellte System umfasst einen Grundkörper, eine Verbindung zwischen Grundkörper und Ab-  
 nehmer, realisiert durch ein Kreuzgelenk und einen Achsanbindungspunkt. Das Kreuzgelenk  
 erlaubt rotatorische Bewegungen um die Radlängs- und -querachse. Ein weiteres Gelenk am  
 Achsanbindungspunkt stellt die Verbindung zum Achsträger dar.

Des Weiteren lassen sich die relevanten kinematischen Größen realisieren. So lässt sich der Radius des Rades durch den Abstand zwischen Kreuzgelenk und dem Achsverbindingsgelenk einstellen (Vgl. Abbildung 3.32). Zudem kann achsseitig, durch Variation des Anbindungspunktes, die richtige Spurweite des Fahrzeugs erzeugt werden. Am Grundkörper, der den Stempel und damit den Untergrund abbildet, sind die Drehungen um die Längs- und Querachse gesperrt. Die translatorischen Bewegungen in x- und y-Richtung sind hingegen zugelassen. Gleiches gilt für die Rotation um die Hochachse der Grundkörper, die, wie auch im Realversuch, schwimmend gelagert sind. Die Translation des Grundkörpers in z-Richtung ist, je nach Prüfsituation, unterschiedlich. Betrachtet man eine Kraftregelung, so ist dieser Freiheitsgrad freigegeben. Bei einer Positionsregelung kann der Hub aus einer Messung vorgegeben werden.

Für eine Kraftregelung des Grundkörpers wird über Kraftelemente eine Kraft über den Stempel ins Achssystem geleitet. Diese Elemente wirken an der Unterseite der Grundkörper, mittig der Kreisfläche, und stellen damit die hydraulische Kraftregelung in der realen Prüfsituation nach.

Beim Durchlenkversuch wird in diesem virtuellen Prüfstand der Zahnstangenhub aus einer Messung eingespeist. Dies hat gegenüber einer Lenkradwinkelvorgabe den Vorteil, dass sich Ungenauigkeiten aus der oberen Lenkstrangmodellierung nicht auf die resultierende Zahnstangenkraft auswirken.

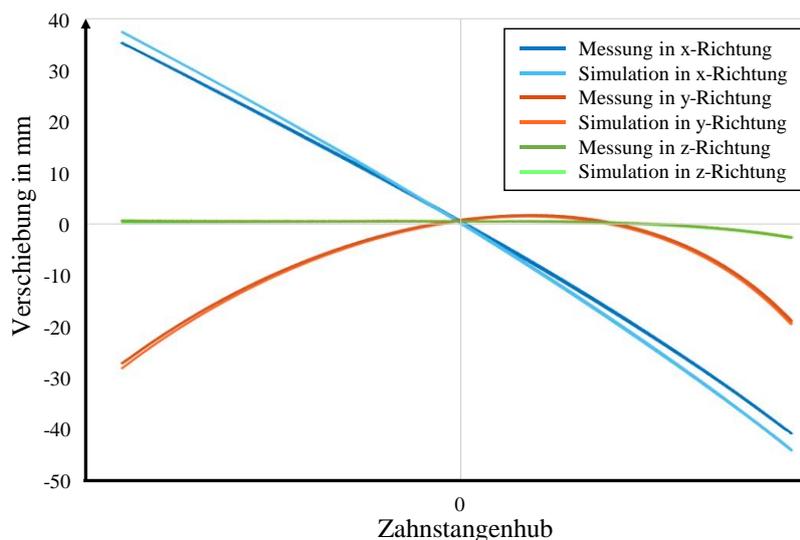
### Validierung

Um den entwickelten virtuellen KnC-Achsprüfstand validieren zu können, wird eine Betrachtung der auftretenden Bewegungen durchgeführt und mit den Realversuchen verglichen. Diese Begutachtung soll anhand der Bewegungen an den Schnittstellen zum Achsmodell erfolgen, um eine Aussage zur richtigen Abbildung der Kinematik und der richtigen Freiheitsgrade zu erlauben. Dazu werden die in Abschnitt 3.7 beschriebenen Radmittelpunktpositionen und Winkelsignale des Wheel-Motion-Sensors als Referenz herangezogen. Simulationsseitig können dazu virtuelle Positionssensoren mit enthaltenen Koordinatensystemen im Modell integriert werden. Über diese Messpunkte können die Abstände, Verschiebungen und Verdrehungen gegenüber einem initialen Referenzkoordinatensystem ermittelt werden. Bei diesen Kennwerten handelt es sich um absolute Größen, die über Gleichung (3.4) in relative Bewegungen umgerechnet werden können.

$$\mathbf{r}_{rel} = \mathbf{r}_{abs} - \mathbf{r}_{abs,0} \quad (3.4)$$

Dies geschieht über die Subtraktion der resultierenden Absolutwerte aus der Simulation mit den initialen Abstandswerten zu Beginn einer Simulation.

Abbildung 3.59 zeigt die Verschiebung im Radmittelpunkt des linken Vorderrades für Messung und Simulation. Verglichen wird ein Durchlenken bei 10 °/s Lenkradgeschwindigkeit und einer Achslast von 1020 kg mit konstanter Einfederung.



**Abbildung 3.59:** Verschiebung im Radmittelpunkt des linken Vorderrades am KnC-Achsprüfstand

Es ist zu sehen, dass eine weitläufige Überdeckung der Bewegungen im Radmittelpunkt zwischen Messung und Simulation vorliegt. Die Abweichungen der Verschiebung in Längsrichtung entlang der x-Achse betragen 2,1 mm im rechten und 3,3 mm im linken Endanschlag. In y-Richtung sind es 1 mm und 0,5 mm und in z-Richtung beträgt die Abweichung 0,3 mm und 0,5 mm.

Tabelle 3.20 zeigt die Rotationswinkel im Radmittelpunkt und deren prozentuale Abweichung zwischen Messung und Simulation.

**Tabelle 3.20:** Rotationen im Radmittelpunkt am KnC-Achsprüfstand

Bewegungsrichtung	Abweichung bei -100 % $x_{Zst}$	Abweichung bei 0 % $x_{Zst}$	Abweichung bei +100 % $x_{Zst}$
<b>x-Rotation</b>	5 %	0 %	1,3 %
<b>y-Rotation</b>	0 %	0 %	0 %
<b>z-Rotation</b>	0,2 %	0 %	0,1 %

Es wird ersichtlich, dass ebenfalls eine weitgehende Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung der Rotationswinkel vorhanden ist. Die maximale Abweichung des Sturzwinkels (Rotation um x-Achse) beträgt  $0,2^\circ$ , die des Rotationswinkels um die y-Achse  $0,1^\circ$ . Bei der Rotation um die Radhochachse z entsteht eine maximale Abweichung von  $0,4^\circ$ .

Die Analyse der Bewegungen zeigt, dass eine überwiegende Übereinstimmung der simulierten und gemessenen Bewegungsgrößen besteht. Die minimalen Abweichungen der translatorischen und rotatorischen Signale lassen sich auf die Kinematik und Elastokinematik des Simulationsmodells sowie auf Fertigungstoleranzen des Realfahrzeugs zurückführen.

Eine Betrachtung des NMRSE (Normalized root mean square error) (MathWorks 2022b) bestätigt diese Aussage. Nach der Gleichung 3.5 beschreibt ein NMRSE nahe dem Wert 1 eine hohe Übereinstimmung zwischen dem zu validierenden Datensatz und einer Referenz.

$$NMRSE = 1 - \sum \frac{\|y_{ref}(t) - y_{sim}(t)\|}{\|y_{ref}(t) - \text{mean}(y_{ref}(t))\|} \quad (3.5)$$

Tabelle 3.21 zeigt die Ergebnisse dieser Untersuchung.

**Tabelle 3.21:** NMRSE der Bewegungsgrößen zur Bewertung des virtuellen KnC-Achsprüfstandes

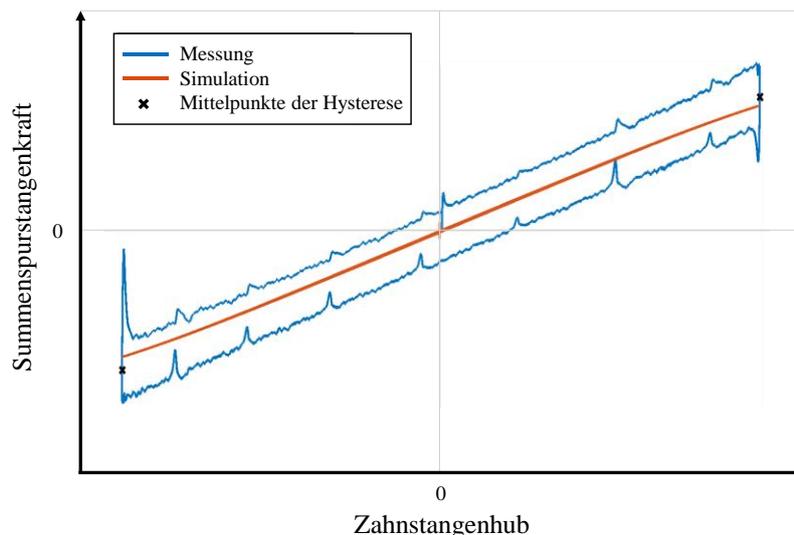
Bewegungsgröße	NMRSE
Verschiebung in x	0,92
Verschiebung in y	0,94
Verschiebung in z	0,87
Rotation um x	0,96
Rotation um y	-0,13
Rotation um z	0,99

Es zeigt sich, dass der Großteil der simulierten Bewegungen einen sehr hohen NMRSE aufweisen. Lediglich die Verschiebung in z-Richtung und die Rotation um die y-Achse weichen ab. Dies lässt sich in beiden Fällen auf die geringe, absolute Größe der verglichenen Werte zurückführen. Bei den Verschiebungen entlang der Hochachse des Rades besteht auf Seiten der Messung eine lokale Abweichung, welche auf eine Verspannung im rechten mechanischen Endanschlag zurückzuführen ist. Diese Abweichung ist minimal, hat jedoch aufgrund der geringen, absoluten Werte dieser Bewegungsgröße einen großen Einfluss auf den Gesamtfehler.

Die geringe Übereinstimmung der Rotation um die y-Achse ist auf das geschlossene Kreuzgelenk zurückzuführen, wodurch dieser Freiheitsgrad blockiert wird. In der Simulation beträgt dieser Wert demnach null. Im Realversuch schwankt dieser Wert allerdings durch elastische Verformungen und Toleranzen geringfügig um Null. Dadurch entsteht ein großer relativer Fehler, der absolut betrachtet vernachlässigbar ist. Aufgrund der beschriebenen Untersuchungen kann von einer validen Abbildung der Kinematik des Prüfstandes ausgegangen werden.

## Resultate

Anhand eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse wird untersucht, wie gut die MKS-Achsmodelle das reale Verhalten abbilden. Wie auch in den Messungen werden in den Simulationen im Modell Komponenten ausgebaut, um den jeweiligen Einfluss auf die Summenspurstangenkraft quantifizieren zu können. Abbildung 3.60 zeigt das Resultat der Untersuchung des Fahrzeugs im Originalzustand.



**Abbildung 3.60:** Kraftverläufe der Messung und Simulation am KnC-Achprüfstand

Die Summenspurstangenkraft aus Messung und Simulation ist über den Zahnstangenhub aufgetragen. Es sticht hervor, dass in der Simulation keine Hysterese abgebildet wird. Dieses Verhalten ist auf die fehlende Reibung im MKS-Modell zurückzuführen. Der Unterschied beträgt dadurch im Endanschlag etwa 15 %. Um die Komponenteneinflüsse losgelöst von der Reibungshysterese betrachten zu können, werden in der Messung Mittelwerte der Hysteresen im Endanschlag gebildet. Danach können die verschiedenen Einbausituationen aus Messung und Simulation untersucht und miteinander verglichen werden. Tabelle 3.22 zeigt ein solches Resultat für ein Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse. Die Prozentangaben beziehen sich auf die im Endanschlag gemittelte Kraft, die in der originalen Einbausituation 100 % beträgt und durch den Ausbau von Komponenten reduziert wird.

**Tabelle 3.22:** Komponenteneinfluss auf die Summenspurstangenkraft bei Messung und Simulation

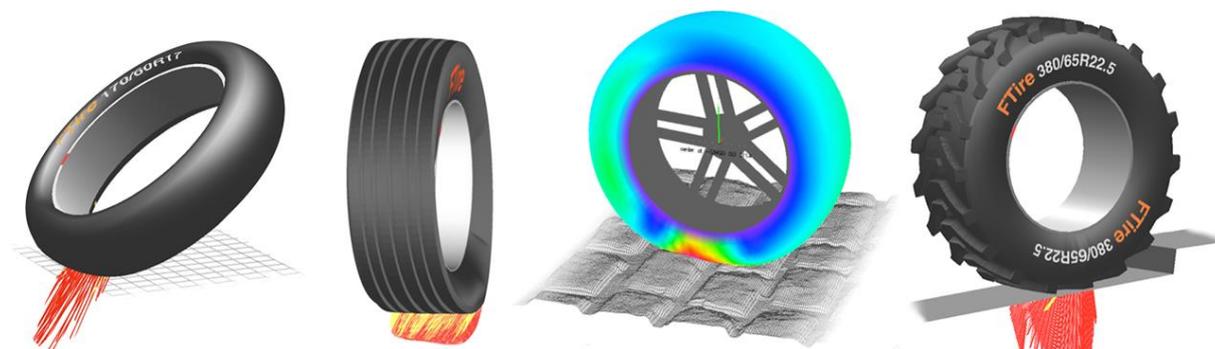
Ausbausituation	Messung	Simulation
Original	100 %	100 %
Ohne Stabilisator	98 %	97 %
Ohne Stabilisator, ohne Federbein	24 %	22 %

Es wird deutlich, dass der Stabilisator in der Messung einen Einfluss von etwa 2 % und in der Simulation von etwa 3 % auf die Summenspurstangenkraft aufweist. Bei zusätzlichem Ausbau des Federbeins treten in der Messung nur noch 24 % und in der Simulation 22 % der anfänglichen Kräfte auf. Subtrahiert man den Einfluss des Stabilisators, wird deutlich, dass die virtuellen Komponentenabbildungen in der Achse Abweichungen von lediglich 1 % aufweisen. Bei dieser geringfügigen Abweichung wird ersichtlich, dass der Fokus der Modellverbesserung auf der Abbildung der Reibung innerhalb der Achse liegen sollte. Daher wird eine Möglichkeit der

Abbildung der virtuellen Kugelgelenkreibung in dieser Arbeit näher untersucht (Vgl. Abschnitt 4.3).

### 3.13.3 Virtueller Reifenprüfstand

Um die Reifenkomponentenmessungen simulativ abbilden zu können, wird in Vector DynA4 ein virtueller Reifenprüfstand aufgebaut. Durch die Implementierung der drei in dieser Arbeit untersuchten Reifenmodelle ist es möglich, alle Reifenmodelle in einem Tool miteinander zu vergleichen. Abbildung 3.61 zeigt eine exemplarische Darstellung mit Hilfe des virtuellen Modells eines FTires.



**Abbildung 3.61:** Virtueller Reifenprüfstand: hier exemplarisch mit FTire-Reifenmodell, abgebildet nach (Cosin Scientific Software AG 2022)

Die Bewegungsvorgabe kann im Radmittelpunkt oder am Radaufstandspunkt für generische Manöver vorgegeben werden. Zudem können überlagerte Bewegungsvorgaben aus Messungen eingespeist werden, sodass z. B. eine variable Radlast und ein sich verändernder Sturzwinkel beim Auslenken des Rades aufgeprägt werden können. So lassen sich sowohl die Komponentenmessungen auf dem KnC-Reifenprüfstand sowie die Radbewegungen aus den Gesamtfahrzeugmessungen am Prüfstand abbilden. Durch sogenannte „Measures“ können die resultierenden Kräfte und Momente im Radmittelpunkt ermittelt werden.

### 3.13.4 Virtuelle Simulationen der Bodendruckverteilung

Die Aufstandsflächen- und die Bodendruckverteilungssimulationen der Reifenmodelle werden im jeweiligen zugehörigen Tool durchgeführt. Da die Charakteristika beim SupERRB Tire mathematisch beschrieben werden und TekScan-Messungen zur Parametrierung genutzt werden, liegen die Simulationsdaten im gleichen Koordinatensystem mit entsprechender Größe vor. Bei einer Simulation des SupERRB-Tires befindet sich der Radaufstandspunkt in der Mitte der Messmatte, die, wie auch das Tekscan, eine Größe von 264 x 312 Pixeln aufweist. Jeder Pixel wiederum besitzt eine Größe von 1,016 mm x 1,016 mm. Es kann, wie auch in der Messung, eine Radlast, ein Fülldruck und ein Sturzwinkel vorgegeben werden. Dadurch, dass es sich um ein neuronales Netz und eine mathematische Beschreibung der Aufstandsfläche handelt, kann das prognostizierte Modell ausgelesen werden.

Beim FTire wird eine Simulation im eigenen FTire-Tool durchgeführt. Simulativ wird ein Manöver vorgegeben, welches das virtuelle Reifenmodell mit einer geregelten Kraft in vertikaler Richtung, einem vorgegebenem Fülldruck und einem definierten Sturzwinkel beaufschlagt. Der Reifen wird dann für einige Sekunden stationär auf den Untergrund gedrückt, wodurch sich simulativ eine Aufstandsfläche und eine Bodendruckverteilung ausbildet. Da Simulation und Messung nicht im selben Koordinatensystem vorliegen und auch die Messung nicht exakt mittig auf dem TireScan durchgeführt werden kann, wird eine Logik zur Transformation der Daten benötigt, um einen Vergleich absolvieren zu können.

Bei den Messungen finden die Erkenntnisse von ROEMPLER (Roempler Dellien 2019) Anwendung. Anhand von Komponentenmessungen bei  $0^\circ$  Sturz, kann der geometrische Mittelpunkt der Aufstandsfläche ermittelt werden. Dieser wird dann in die Mitte des  $264 \times 312$  Pixel großen Messmatrix des TireScan verschoben. Über Filterung und Bilderkennungsverfahren wird anhand der Rillen des Reifens ein Element definiert, was im Mittelpunkt fixiert wird. Für Messungen unter Sturz kann dieses Element über bildgebende Verfahren wieder ausfindig gemacht werden. Deshalb kann eine Messung unter Sturz mit dem Radaufstandspunkt in das Zentrum der Messmatte positioniert werden.

Die Herausforderung bei einer simulativen Untersuchung des Standard-FTires besteht darin, dass das Simulationsergebnis in einem anderen Koordinatensystem und einer anderen Größe vorliegt. Zudem besitzt der Standard-FTire keine Rillen im Profil, anhand derer man eine Verschiebung vornehmen kann. Um dieses Problem zu lösen, wird mit einem hochauflösenden Handscanner (HandySCAN 700™, AMETEK GmbH) die Reifenkontur eingescannt und als Bilddatei über die simulativ erzeugte Aufstandsfläche gelegt.

Nun wird der Mittelpunkt der simulierten Aufstandsfläche in den Mittelpunkt der Messmatte gesetzt. Über eine Logik wird ermittelt, wie viele Pixel eine Aufstandsfläche des FTires umfasst. Zudem wird der Abstand zwischen den Erfassungspunkten in der Eingangsmatrix ermittelt und in zwei Vektoren in x- und y-Richtung zusammengefasst und mit denen der Messung verglichen. Über eine Abfrage der Erfassungspunkte kann mit Hilfe einer linearen Interpolation das Bild der Aufstandsfläche gestaucht oder aufgeweitet werden.

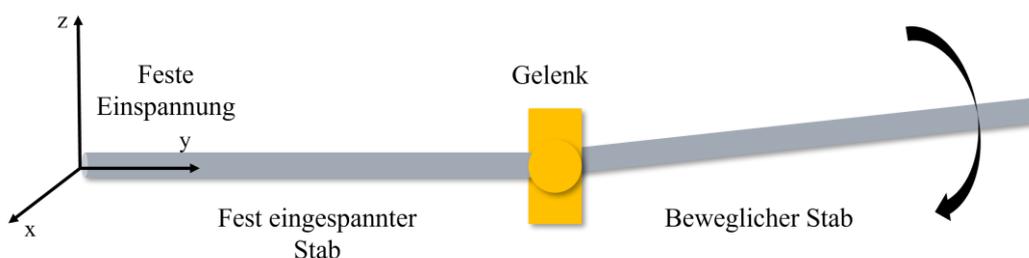
Der MF-Swift besitzt zum Entstehungszeitpunkt dieser Arbeit lediglich eine mathematische Approximation des Radaufstandspunktes. Das bedeutet, dass keine Bewertung der Aufstandsfläche oder der Bodendruckverteilung erfolgt. Eine Erweiterung des Modells wird in Abschnitt 4.2.3 beschrieben.

### **3.13.5 Virtueller Reibmomentprüfstand**

Um das Verhalten einzelner Gelenke simulativ untersuchen zu können, wird ein virtueller Reibmomentprüfstand aufgebaut. Diese Prüfsituation hat zum Vorteil, dass Bewegungen gezielt auf

Gelenke aufgeprägt werden können. Dadurch kann der Einfluss anderer Achskomponenten ausgeschlossen werden. Zudem kann der Verlauf der, durch Reibung auftretenden Hysteresekurve eines einzelnen Elementes, nicht aus einem Gesamtsystem ermittelt werden.

Abbildung 3.62 stellt den virtuellen Reibmomentprüfstand dar. Ähnlich wie in der Messung besteht dieser Prüfstand aus zwei, durch ein Gelenk verbundene, Stäbe. Einer der beiden Stäbe ist fest eingespannt, wohingegen der andere Stab gedreht und gekippt werden kann (Vgl. Abschnitt 3.11.2 und 3.11.3). Die Reibung lässt sich mit Hilfe eines Kraftelementes im Gelenkpunkt des Systems einstellen.

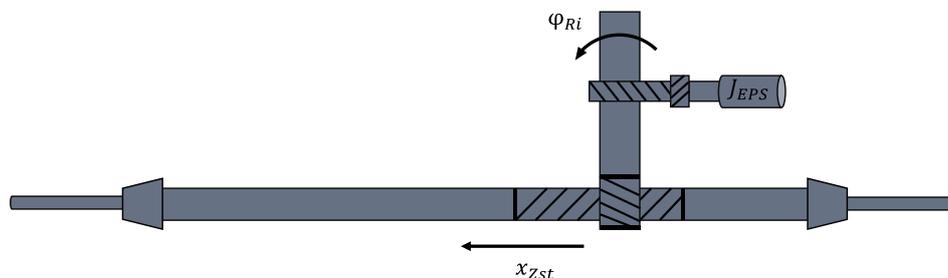


**Abbildung 3.62:** Virtueller Reibmomentprüfstand

Die rotatorischen Kipp- und Drehbewegungen können, wie auch im Realversuch, mit verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt werden. Dadurch lassen sich anschließend die erzeugten Reibmomente ermitteln. Über ein iteratives Angleichen des Kraftelementes zur Reibung kann die virtuell notwendige Reibung nachgestellt werden.

### 3.13.6 Virtueller Lenkungsprüfstand

Im Rahmen einer Abschlussarbeit ist in MATLAB der in Abschnitt 2.9.7 beschriebene Lenkungsprüfstand modelliert worden. Da für das in dieser Arbeit untersuchte Manöver der obere Lenkstrang eine untergeordnete Rolle spielt, liegt die Betrachtung insbesondere auf dem Verhalten der Faltenbälge (Vgl. Abschnitt 3.12) und der Zahnstangenverschiebekraft. Abbildung 4.18 zeigt eine reduzierte Form des virtuellen Prüfstands in Form des Lenkgetriebes sowie den Faltenbälgen und Spurstangen.



**Abbildung 3.63:** Schematischer Aufbau des Lenkungsprüfstands für den unteren Lenkstrang

Wie auch im Realversuch kann eine Bewegungsvorgabe in Form der Zahnstangenverschiebung realisiert werden. Um die Verhältnisse des Lenkungsprüfstands realitätsgetreu abbilden zu können, werden eine Reibkraft und die Trägheiten modelliert. Eine exaktere Beschreibung des Prüfstands und der Modellierung des Einflusses der Faltenbälge findet sich in Abschnitt 4.4.

### **3.14 Reifenmodellanalyse**

In diesem Kapitel werden die in Abschnitt 2.10.3 beschriebenen Reifenmodelle betrachtet und deren Eignung für eine Simulation des Manövers „Parkieren im Stand“ untersucht. Die Modelle umfassen das FTire Reifenmodell, den SupERRB Tire sowie den MF-Swift.

Im bestehenden Simulationsumfeld wird der FTire für Parkieren eingesetzt. Dementsprechend wird dieser nachfolgend hinsichtlich dessen Eignung auf Reifen-, Bodendruckverteilungs- sowie Gesamtfahrzeugebene untersucht.

Da es sich bei dem SupERRB Tire um eine Eigenentwicklung der BMW Group handelt, können anhand von diesem offenen Modell Sensitivitäts- und Modellanalysen durchgeführt werden, die insbesondere zeigen sollen, welche Wirkzusammenhänge im Reifenmodell vorhanden sind.

Abschließend wird der MF-Swift auf dessen Eignung zur Simulation der spezifischen Zustände beim „Parkieren im Stand“ untersucht.

#### **3.14.1 Standard-FTire**

Im aktuellen Prognoseprozess wird als virtuelles Reifenmodell ein FTire eingesetzt. Diese Modelle werden mit den in Abschnitt 2.10.3 beschriebenen Manövern parametrisiert und im Folgenden als „Standard-FTire“ bezeichnet.

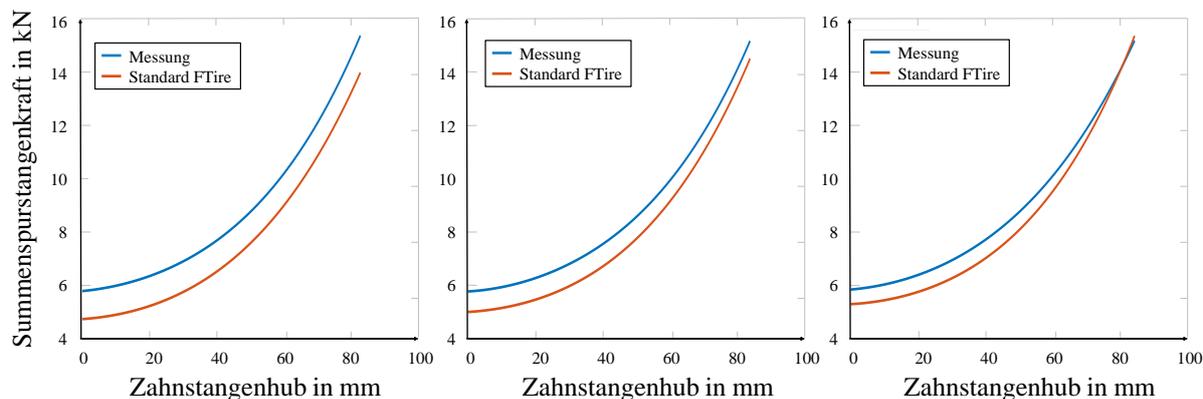
Zur genaueren Betrachtung wird ein FTire mit der Dimension 245/45 R18 verwendet. Für einen Vergleich auf Gesamtfahrzeugebene wird ein Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse gewählt. Die bereits beschriebenen Messungen auf Komponentenebene am Reifensteifigkeitsprüfstand dienen als weitere Referenz. Für die simulative Untersuchung auf Zahnstangenkraftebene wird ein virtueller Zwilling des Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse in ADAMS© aufgebaut und der Standard-FTire als Reifenmodell mit den gleichen Dimensionen verwendet.

#### **Gesamtfahrzeugebene**

Bei Untersuchungen auf Gesamtfahrzeugebene werden Radlasten und Fülldrücke variiert und das Parkiermanöver virtuell vollzogen. Es zeigt sich, dass der Standard-FTire diese Einflüsse abbilden kann.

In einer weiteren Untersuchung werden Messungen und Simulationen mit unterschiedlichen Lenkradgeschwindigkeiten durchgeführt. Wie in Abbildung 3.64 zu sehen ist, erzeugen die unterschiedlichen Eingangsgeschwindigkeiten (links: 100 Grad/s, Mitte: 150 Grad/s, rechts: 200

Grad/s) in den Messungen nahezu identische Summenspurstangenkräfte. Bei einer Betrachtung der Simulationsergebnisse wird deutlich, dass der Standard-FTire eine Geschwindigkeitssensitivität aufweist. Das bedeutet, dass das Simulationsergebnis maßgeblich von der Lenkradgeschwindigkeit und damit von der Rotationsgeschwindigkeit der Reifen abhängt. Es lassen sich Abweichungen von bis zu 9,75 % im Endanschlag und abweichende Verläufe der Summenspurstangenkraft erkennen.



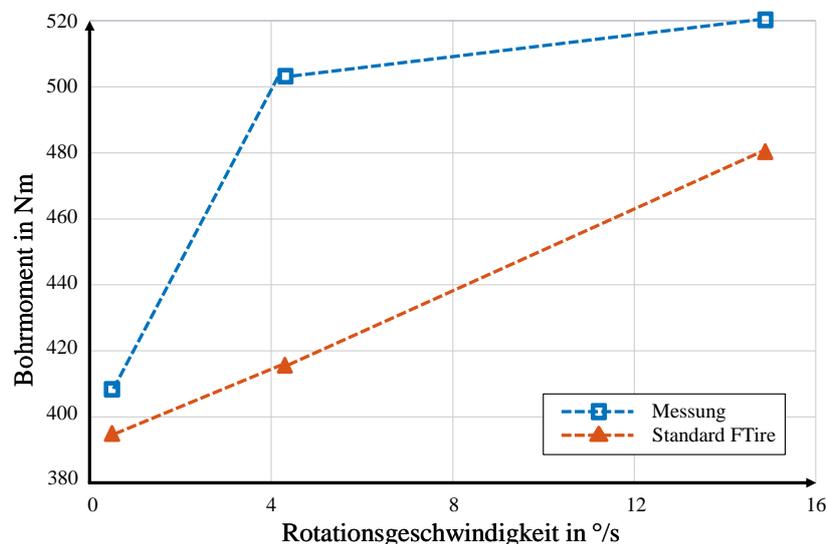
**Abbildung 3.64:** Summenspurstangenkraft Standard FTire bei 100 °/s (l.), 150 °/s (m.) und 200 °/s (r.) Lenkradgeschwindigkeit als Simulationseingangsgröße nach (Neumann et al. 2022b)

### Bohrmoment

Um die Abweichungen genauer spezifizieren zu können, wird eine Betrachtung des FTires auf Komponentenebene durchgeführt. Dazu werden Messungen auf dem Steifigkeitsprüfstand als Referenz herangezogen. Im FTire-Tool von Cosin werden mit dem Standard-FTire Simulationen durchgeführt. Dazu wird der Reifen simulativ von  $-18^\circ$  bis  $+18^\circ$  um seine z-Achse, über eine Oberfläche mit dem gleichen Reibungskoeffizienten wie in den Messungen, rotiert. Die Vorgabe erfolgt über eine Dreiecksfunktion, sodass der Reifen simulativ die gleiche Bewegungsvorgabe wie in der Messung erfährt.

Die Messungen und Simulationen werden mit 6300 N Radlast, 2,4 bar Fülldruck und verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten durchgeführt. Abbildung 3.65 zeigt das Ergebnis dieser Untersuchung. Es wird deutlich, dass das Bohrmoment simulativ für quasistatische Geschwindigkeiten geringe Abweichungen aufweist. Das liegt daran, dass der Reibungsmatrix in der Standardparametrierung des Modells (Vgl. Abschnitt 2.10.3) ein geschwindigkeitsabhängiger Reibwert in diesem quasistationären Bereich zugewiesen wird. Mit steigender Rotationsgeschwindigkeit nimmt das Bohrmoment in den Messungen zu. Diese Zunahme ist allerdings über den gesamten Geschwindigkeitsbereich nicht linear, sondern steigt zu Beginn wesentlich stärker an und beschreibt einen degressiven Verlauf. Bei Betrachtung der simulativ ermittelten Bohrmomente wird deutlich, dass dort über den gesamten Geschwindigkeitsbereich ein linearer Anstieg

zu verzeichnen ist, der deutlich unterhalb der gemessenen Bohrmomente liegt. Würde man die gezeigte Abbildung um höhere Geschwindigkeiten erweitern und die Verläufe extrapolieren, so gäbe es einen Punkt, an dem das simulative das gemessene Bohrmoment kreuzt und darüber hinaus wesentlich größere Momente erzeugt. Dieses Verhalten ist auch auf Gesamtfahrzeugebene bei höheren Lenkradwinkelgeschwindigkeiten und damit einhergehend höheren Rotationsgeschwindigkeiten der Reifen zu erkennen.



**Abbildung 3.65:** Bohrmoment über Rotationsgeschwindigkeit für Messung und Simulation des Standard-FTires

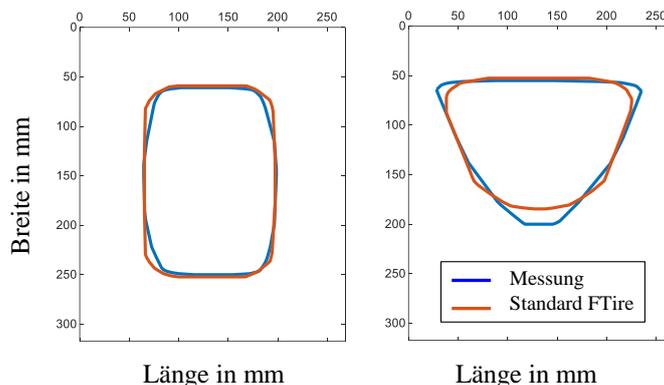
### Längs- und Querkraft

Die gleichen Phänomene finden sich auch bei einer Quer- und Längsverschiebung und der daraus resultierenden translatorischen Kräfte wieder. Auch an dieser Stelle lässt sich resümieren, dass die simulativen Ergebnisse bei quasistationären Geschwindigkeiten mit denen der Messung übereinstimmen. Bei höheren translatorischen Geschwindigkeiten findet sich ein ähnlicher Verlauf wie bei den Untersuchungen des Bohrmoments.

Für die Längskräfte  $F_x$  treten bei höheren Verschiebegeschwindigkeiten Abweichungen von ca. 17 % auf. Bei einer Betrachtung der Querkraft  $F_y$  wird ersichtlich, dass bei Messungen ein nicht-symmetrischer Verlauf erzeugt wird. Das liegt vor allem an dem nicht deckungsgleich gestalteten Profils des untersuchten Reifens. Dadurch, dass der Standard-FTire eine symmetrische Aufstandsfläche besitzt, kann die erzeugte Querkraft nicht exakt reproduziert werden. Bei parkierrelevanten Geschwindigkeiten treten, je nach Verschiebungsrichtung, Abweichungen von bis zu 17,6 % bzw. 10,9 % auf. Auch die Quersteifigkeit weist für beide Richtungen Abweichungen auf.

### Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung

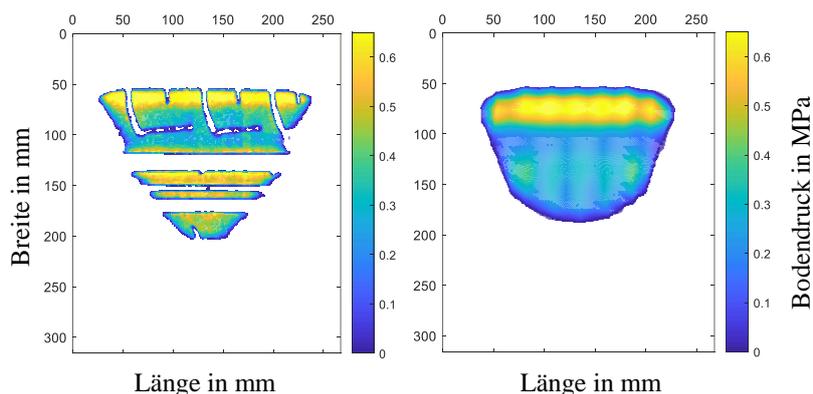
Da wie beschrieben die Profilgestaltung des Reifens eine Rolle spielt, werden in diesem Abschnitt die Aufstandsfläche und die Bodendruckverteilung des Standard-FTires untersucht. Zudem treten bei einem Parkiermanöver im Endanschlag hohe Sturzwinkel auf, die einen Einfluss auf diese beiden Kennwerte haben. Abbildung 3.66 zeigt einen Vergleich des Umrisses der Aufstandsflächen zwischen Messung und Simulation für  $0^\circ$  und  $9^\circ$  Sturz.



**Abbildung 3.66:** Aufstandsfläche der Messung und Simulation des Standard FTires bei  $0^\circ$  (l.) und  $9^\circ$  Sturz (r.)

Wie zu sehen ist, liegen die Simulations- und Messergebnisse bei  $0^\circ$  Sturz (links) nahezu übereinander. Bei einem Sturzwinkel von  $9^\circ$  (rechts) kommt es in der Ausformung der Aufstandsfläche zu größeren Abweichungen.

Diese Abweichung wird überdies in Abbildung 3.67 ersichtlich, in der die Aufstandsfläche inklusive der Bodendruckverteilung bei  $9^\circ$  Sturz für Messung und Simulation abgebildet werden. Zudem wird gezeigt, dass der Standard-FTire keine Rillen im Profil aufweist.



**Abbildung 3.67:** Bodendruckverteilung der Messung (l.) und Simulation des Standard FTires (r.) bei  $9^\circ$  Sturz

### 3.14.2 Modell- und Sensitivitätsanalyse SupERRB Tire

Einige der Untersuchungen der Aufstandsfläche und der Bodendruckverteilung aus dem vorherigen Abschnitt 3.14.1 sind in ähnlicher Form in WEINBERGER (Weinberger 2023) für den SupERRB Tire durchgeführt worden. Es zeigt sich, dass der SupERRB Tire die Aufstandsfläche und die Bodendruckverteilung sehr gut repräsentieren kann. Dies liegt unter anderem darin begründet, dass diese Parameter über ein neuronales Netz beschrieben werden, welches mit den gleichen Messungen parametrisiert wird, mit denen auch der Vergleich und die Bewertung erfolgt.

Um die Erkenntnisse zu erweitern, wird in dieser Arbeit zudem der Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit untersucht. Es zeigt sich, dass der SupERRB Tire, anders als der Standard-FTire, keine Geschwindigkeitssensitivität aufweist.

Ferner soll an dieser Stelle eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden, um die Zusammenhänge im virtuellen Reifenmodell untersuchen zu können. Da es sich bei dem SupERRB-Tire um eine BMW-Eigenentwicklung handelt, können die Parameter und deren Beziehungen zueinander eingesehen und analysiert werden. Die Sensitivitätsanalyse dient dazu, eine Beziehung zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen des Modells zu untersuchen (Saltelli et al. 2008). Zudem können die Auswirkungen von Streuungen der Parametriergrößen auf die Modelleigenschaften analysiert werden (Schwieger 2005). Diese Sensitivitätsanalyse bildet die Grundlage der in Abschnitt 5.3 durchgeführten Analyse des Einflusses der Messstreuung am KnC-Reifenprüfstand auf die Parametrierung des Modells.

Zur Beschreibung der Zusammenhänge zwischen Modellparametern und den Bewertungsgrößen werden Sensitivitätskoeffizienten verwendet. Diese beschreiben den Zusammenhang zwischen der Änderung einer Eingangsgröße  $\partial X_i$  und deren Auswirkung auf die Zielgröße  $\partial Y_j$ . Folgender mathematischer Zusammenhang gilt nach Gleichung 3.6 dafür:

$$S_{ij} = \frac{\partial Y_j}{\partial X_i} \quad \text{mit } j = 1, 2, \dots, m \quad \text{und } i = 1, 2, \dots, n \quad (3.6)$$

Dadurch, dass durch die obige Gleichung die Beschreibung des Koeffizienten abhängig von der Einheit ist, werden Eingangs- und Ausgangsgrößen im Folgenden normiert. Gibt es mehrere Eingangs- und Ausgangsgrößen, die in Wechselwirkung miteinander stehen, so wird eine Sensitivitätsmatrix, wie in Gleichung (3.7) verwendet.

$$S = \begin{pmatrix} S_{11} & \cdots & S_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{m1} & \cdots & S_{mn} \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

Eine Beschreibung mit Sensitivitätskoeffizienten ist nur für lineare Zusammenhänge zulässig. Da das Reifenverhalten einige nichtlineare Zusammenhänge aufweist, werden im Rahmen dieser Arbeit die jeweiligen Koeffizienten auf deren Linearität geprüft. Zudem wird untersucht, ob eine Linearisierung im Bereich kleiner Änderungen möglich ist. Wenn eine Linearisierung

nicht möglich ist, kann dieser Zusammenhang nicht über Sensitivitätskoeffizienten beschrieben werden.

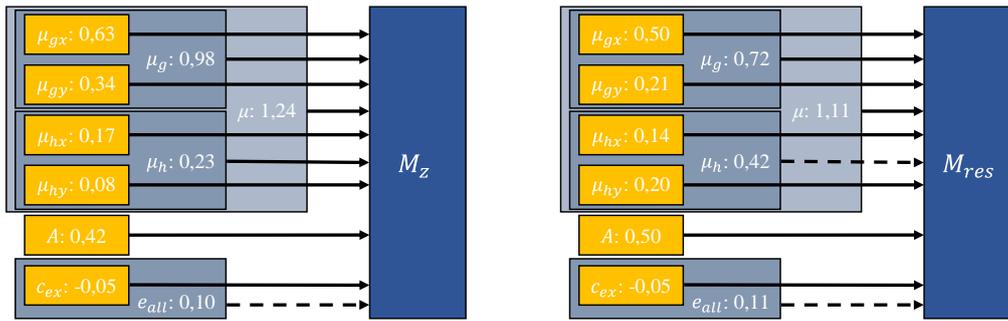
### Modellparameter und Vorgehen

Untersucht werden alle in Tabelle 2.6 dargestellten Modellparameter des SupERRB Tires. Die geschwindigkeitsabhängigen Kennwerte werden exkludiert. Zudem wird der Einfluss der Aufstandsfläche ermittelt, indem ein weiterer Faktor zu Skalierung der Größe eingeführt wird. Somit wird die Sensitivitätsanalyse anhand von 23 Parametern durchgeführt.

Für die Durchführung der Analyse werden die beschriebenen Kennwerte innerhalb bestimmter Grenzen variiert und mit der „One-Factor-at-the-time“ Methode untersucht. Die daraus resultierenden Änderungen werden anschließend analysiert. Weiterhin werden vier Testszenarien simuliert, die aus einer Bohrmoment-, einer Längs- und Querkraftsimulation sowie einer Parkierkraftsimulation, in Kombination mit einem MKS-Modell eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse, bestehen. Die Simulationsergebnisse und deren Änderungen werden anhand der Torsions- ( $K_\psi$ ), Längs- ( $K_x$ ) und Quersteifigkeit ( $K_y$ ), dem mittleren Bohrmoment  $M_z$ , dem Mittelwert des Rückstellmoments  $M_{res}$  sowie den Kräften  $F_{x,max}$  und  $F_{y,max}$  bestimmt. Um Wechselwirkungen innerhalb des Modells identifizieren zu können, werden Modellparameter mit ähnlicher Funktion in die, in Tabelle 2.6 dargestellten Gruppen, kategorisiert. Damit können alle Parameter einer Kategorie, zusätzlich zur „One-Factor-at-the-time“ Methode, gleichzeitig verändert werden. Wechselwirkungen lassen sich ausschließen, wenn sich der Sensitivitätskoeffizient über Superposition der sich in der Kategorie befindlichen Einzelsensitivitätskoeffizienten berechnen lässt.

### Auswertung

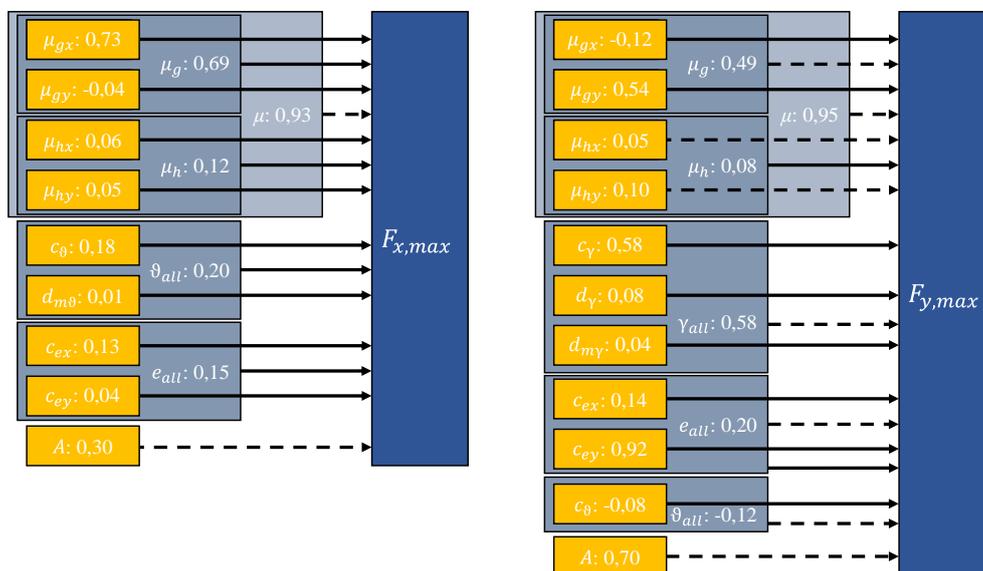
Abbildung 3.68 zeigt die Analyse für die Bewertungsgrößen des mittleren Bohrmoments  $M_z$  und des Mittelwerts des Rückstellmoments  $M_{res}$ . Zur Verdeutlichung der Zusammenhänge werden den einzelnen Parametern Sensitivitätskoeffizienten zugewiesen. Danach erfolgt eine schrittweise Zusammenlegung der sich in einer Kategorie befindlichen Kennwerte. Gestrichelte Pfeile stellen nichtlineare Zusammenhänge oder Wechselwirkungen dar. Pfeile mit durchgezogener Linie beschreiben lineare Zusammenhänge. Ein Koeffizient von etwa 0,34 betitelt eine Veränderung von 34 % der Ausgangsgröße, wenn der variierende Untersuchungswert um 100 % verändert wird. Ein negativer Koeffizient beschreibt eine Reduzierung der Ausgangsgröße bei Erhöhung des Eingangswerts. Bei einer Größe, wie etwa bei dem Koeffizienten  $e_{all}$ , werden alle Modellparameter der Bürstenelemente zusammengefasst. Gleiches gilt für die Modellparameter anderer Kategorien.



**Abbildung 3.68:** Kennwertsensitivitäten auf das Bohrmoment und Rückstellmoment des SupERRB Reifenmodells

Es wird deutlich, dass die Gleitreibwerte den Haupteinfluss darstellen. Dies gilt insbesondere für das Bohrmoment  $M_z$ . Der Einfluss der Reibwerte ist im Allgemeinen sehr linear und es treten keine Wechselwirkungen auf. Weiterhin besitzt die Größe der Aufstandsfläche einen starken Einfluss auf die resultierenden Momente. Bei den Kennwerten der Bürstenelemente treten Wechselwirkungen und nichtlineare Zusammenhänge auf, die zusammengefasst einen geringen Einfluss auf die untersuchten Ausgangsgrößen besitzen.

Abbildung 3.69 zeigt die gleiche Untersuchung für die Kräfte  $F_{x,max}$  und  $F_{y,max}$ . Es wird deutlich, dass diese Kräfte von einer größeren Anzahl an Parametern abhängen als die der Momente beschrieben in Abbildung 3.68. Zudem treten mehrere nichtlineare Zusammenhänge und Wechselwirkungen auf.

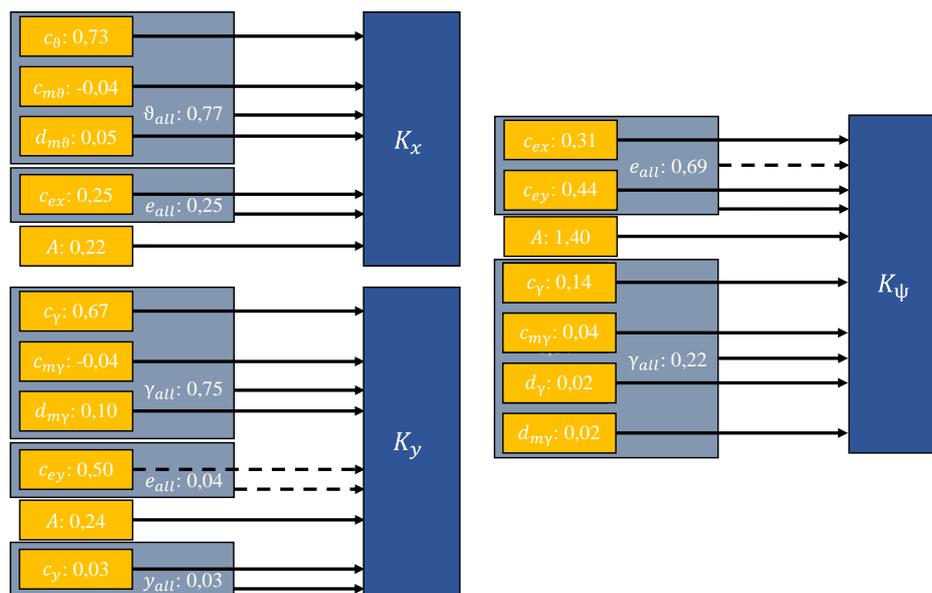


**Abbildung 3.69:** Kennwertsensitivitäten auf die maximale Längs- und Querkraft des SupERRB Reifenmodells

Die Reibwerte weisen auch an dieser Stelle eine hohe Sensitivität auf die Ausgangsgröße auf. Der Kraftwert  $F_{x,max}$  wird weiterhin durch die Parameter der Kategorie  $\vartheta$  und den Parametern der Bürstenelemente beeinflusst. Der Kraftwert  $F_{y,max}$  hingegen weist eine hohe Sensitivität

gegenüber einer Änderung der  $\gamma$ -Kennwerte auf. Insbesondere gilt dies für den Parameter  $c_\gamma$ . Der Einfluss der Größe der Aufstandsfläche ist in beiden Fällen nichtlinear.

Abschließend wird die beschriebene Bewertung für die Steifigkeiten des Modells durchgeführt. Die Längssteifigkeit  $K_x$  wird, wie in Abbildung 3.70 dargestellt, in besonderem Maße von den  $\vartheta$ -Kennwerten beeinflusst. Weiterhin spielen die Bürstenelemente und die Größe der Aufstandsfläche eine Rolle. Eine Änderung der Quersteifigkeit  $K_y$  wird vor allem durch die  $\gamma$ -Parameter beeinflusst. Die Torsionssteifigkeit  $K_\psi$  besitzt hohe Sensitivitätskoeffizienten bei den Parametern der Bürstenelemente, der Größe der Aufstandsfläche und den  $\gamma$ -Kennwerten.



**Abbildung 3.70:** Kennwertsensitivitäten auf die Steifigkeiten des SupERRB Reifenmodells

Bei Betrachtung des physikalischen Verständnisses wird ersichtlich, dass die Längssteifigkeit von der Steifigkeit des Gürtels und der Lauffläche abhängt. Die Quersteifigkeit des Reifens hängt vor allem von der Seitenwand- und der Gürtelsteifigkeit ab, wohingegen die Lauffläche einen geringeren Einfluss besitzt. Die Torsionssteifigkeit ergibt sich hauptsächlich durch die Steifigkeit der Lauffläche, die sich vor allem aus der Steifigkeit des Gummis in Längs- und Querrichtung und der Größe der Aufstandsfläche bildet. Bei Vergleich der Erkenntnisse von EINSLE (Einsle 2011) wird deutlich, dass die grundlegenden Eigenschaften und Zusammenhänge im SupERRB Tire richtig abgebildet werden.

Die beschriebene Sensitivitätsanalyse stellt, neben dem Aufbau eines Wirkkettenverständnis des Reifenmodells, die Grundlage für eine simulative Betrachtung einer Parametrierungsprozedur des SupERRB Tires mit verringerter Messstreuung dar (Vgl. Abschnitt 5.3). Eine ausführliche Betrachtung mit allen Kennwerten ist in Anhang C zu finden.

### 3.14.3 Analyse Standard-MF-Swift

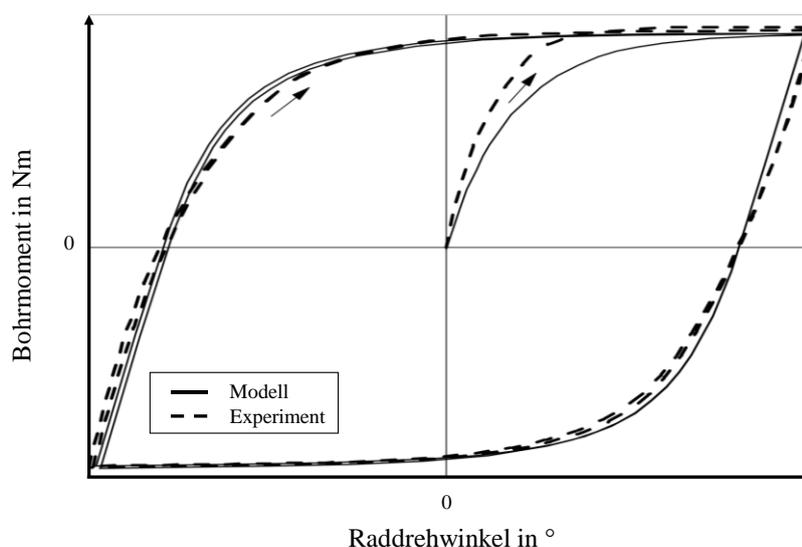
Das semi-physikalische Reifenmodell MF-Swift ist eine mathematische Erweiterung des MF-Tyres. Zum Start dieser Arbeit existiert ein kommerzielles Reifenmodell, welches um ein Drehschlupfmodell für den Anwendungsfall „Parkieren im Stand“ erweitert wird und über drei Parameter kontrolliert wird. Diese Parameter umfassen die Größe der Amplitude  $M_{z\varphi\infty}$ , die Darstellung des Übergangsbereichs zwischen Haft- und Gleitzustand mit Hilfe von  $c_0$  sowie die lineare Antwort zur Darstellung der Torsionssteifigkeit  $c_{M\psi}$ . Mit Hilfe der weiteren Kenngrößen des Rotationswinkels  $\psi$  und des Gierwinkels  $\beta$  kann das in Abbildung 3.71 dargestellte Verhalten erzeugt werden. Dazu dienen die folgenden Gleichungen 3.8 und (3.9).

$$\dot{\beta} = - \left( 1 - p \left| \frac{M_z}{M_{z\varphi\infty}} \right|^{c_0} \right) \psi \quad (3.8)$$

mit

$$M_z = c_{M\psi} \beta \quad (3.9)$$

Wobei gilt  $p = 0$ , wenn  $\text{sgn}(\beta) \neq -\text{sgn}(\psi)$ , sonst  $p = 1$ .

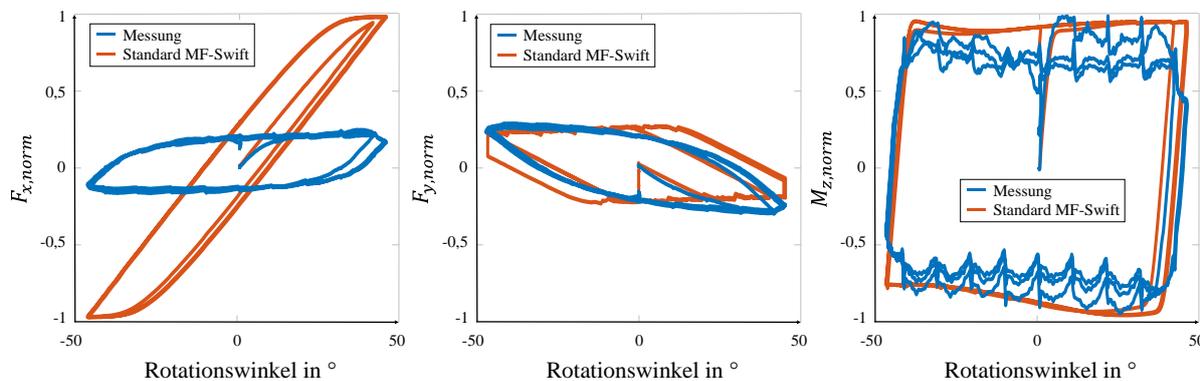


**Abbildung 3.71:** Normiertes Bohrmoment für MF-Swift mit Drehschlupfmodell nach (Pacejka 2012)

Zur Eignung des MF-Swift Reifenmodells wird eine simulative Analyse durchgeführt. Auf Gesamtfahrzeugebene werden große Abweichungen zwischen Simulationen und Messungen ersichtlich. Im Folgenden wird daher untersucht, inwiefern das Reifenmodell auf Komponentenebene geeignet ist, gewisse parkierspezifische Phänomene darzustellen.

Dazu werden die in Abschnitt 3.9 beschriebenen KnC-Reifenmessungen herangezogen. Da insbesondere beim Parkiermanöver große Änderungen der kinematischen Achskennwerte beim

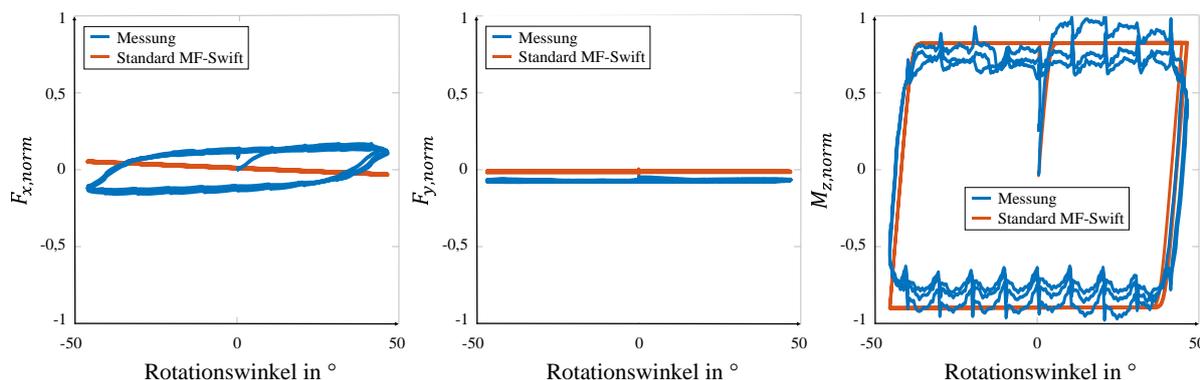
Lenkvorgang resultieren, gilt es zu untersuchen, inwiefern das semi-physikalische Reifenmodell ein realistisches Verhalten abbilden kann. Dazu werden am KnC-Reifenprüfstand sowie in der Simulation eine Rotation um die Reifenhochachse mit einem Offset von 2,5 cm in Längs- und Querrichtung aufgeprägt. Durch diesen Offset resultiert, neben der Rotationsbewegung um die Hochachse, eine Längs- und Querverschiebung der Kontaktelemente in der Aufstandsfläche. Das Ergebnis wird in Abbildung 3.72 dargestellt.



**Abbildung 3.72:** Vergleich der Kräfte  $F_x$  (l.),  $F_y$  (m.) und  $M_z$  (r.) bei einer Rotation mit Offset für den MF-Swift nach (Lugaro et al. 2022)

Es wird veranschaulicht, dass insbesondere für die Ausprägung der longitudinalen Kraft  $F_x$  erhebliche Abweichungen resultieren. Dadurch wird bei Verrechnung mit den wirkenden Hebelarmen in der Latschfläche ein zu großes Gesamtmoment erzeugt. Auch bei Betrachtung der lateralen Kraft  $F_y$  und der Quersteifigkeit wird das Verbesserungspotential ersichtlich. Das Bohrmoment  $M_z$  wird dagegen ausreichend genau abgebildet.

In einer weiteren Untersuchung wird eine Rotation um den Radmittelpunkt, bei gleichzeitiger Aufprägung eines Sturzwinkels von  $3^\circ$ , durchgeführt. Das Resultat zeigt Abbildung 3.73.



**Abbildung 3.73:** Vergleich der Kräfte  $F_x$  (l.),  $F_y$  (m.) und  $M_z$  (r.) bei einer Rotation mit Sturzwinkel für den MF-Swift nach (Lugaro et al. 2022)

Auch bei dieser Analyse wird ersichtlich, dass das Bohrmoment  $M_z$  ausreichend genau abgebildet wird. Die Kraft  $F_x$  wird dagegen, durch die fehlende Sturzverhaltensmodellierung im MF-Swift Reifenmodell, simulativ nur unzureichend abgebildet.

Es lässt sich resümieren, dass der MF-Swift das Bohrmoment aus der Komponentenmessung reproduzieren kann. Allerdings sind in der Abbildung des Sturzverhaltens sowie in der Simulation der Kräfte bei einer überlagerten Bewegung Optimierungspotentiale zu finden. Diese Erkenntnisse finden bei der Entwicklung eines neuen Modellierungsansatzes in Abschnitt 4.2.3 Anwendung.

### 3.15 Zusammenfassung

In Abschnitt 3 sind die aktuelle Methodik zur Prognose der auftretenden Zahnstangenkräfte und deren Verbesserungspotentiale beschrieben worden. Zudem sind Messstreuungen und die aktuelle Routine zur Ermittlung des Worst-Case-Reifens analysiert worden. Um eine Verbesserung der Ergebnisse bei Reifenmessungen erzielen zu können, ist in Abschnitt 3.5 der neue KnC-Reifenprüfstand und eine Methodik zur Verbesserung der Reproduzierbarkeit der Messungen beschrieben worden. Diese Erkenntnisse können auch auf Gesamtfahrzeugebene genutzt werden und bilden die Grundlage für die Analyse der Wirkkette, der Bewegungen sowie der Kräfte und Momente beim Parkiermanöver. Mit einer zusätzlichen simulativen kinematischen und elastokinematischen Untersuchung sind weitere Einflussparameter beschrieben worden. Mit KnC-Gesamtfahrzeugmessungen sind für die in dieser Arbeit beschriebenen drei Achstypen die Achsreibung sowie die Gewichtsrückstellung ermittelt worden. Neben Reifenmessungen zur Analyse des Einflusses von Radlast, Fülldruck sowie von Reifendimensionen und -art auf die drei Hauptkomponenten Bohrmoment, Längskraft und Querkraft, sind Reibmomentmessungen an einem Prüfstand für Kugelgelenke und Durchschiebekraftmessungen an einem Lenkungsprüfstand durchgeführt worden. Auf Basis der zu Grunde liegenden Messungen und Prüfstände sind virtuelle Prüfstände aufgebaut und genutzt worden, um die potentiellen Modellierungsschwächen ermitteln zu können.

Nach der Evaluation sollen im nächsten Schritt Ableitungen für Methoden- und Modellierungsverbesserungen beschrieben werden, die in Abschnitt 4 aufgegriffen werden. Wie ersichtlich geworden ist, ist es essenziell, den richtigen Worst-Case-Reifen ermitteln zu können. Zudem ist es wichtig die in dieser Arbeit beschriebenen virtuellen Reifenmodelle hinsichtlich des Manövers „Parkieren im Stand“ zu verbessern. Da in den aktuell vorliegenden MKS-Modellen keine Reibung modelliert ist, wird eine Modellierung von Kugelgelenksreibung benötigt. Zudem kann der Einfluss des Faltenbalgs simulativ beschrieben werden. Mit Hilfe der Modellierung eines vereinfachten, mathematischen Modells, ist es möglich eine weniger aufwendige Methodik zur Parkierkraftsimulation zu realisieren.

---

## 4 Modellierung und Methodenverbesserungen

---

*In diesem Abschnitt wird zunächst eine Methode zur Identifikation des Worst-Case-Reifens beschrieben. Weiterhin wird eine parkierspezifische Parametrierungsprozedur beschrieben, die für das FTire Reifenmodell Anwendung findet und deren Ergebnisse teilweise auf die anderen Reifenmodelle übertragen werden. Für das virtuelle Reifenmodell MF-Swift wird eine Erweiterung der Modellierung vorgestellt, die insbesondere die beim Manöver „Parkieren im Stand“ vorliegenden Bewegungen und Spezifikationen der Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung des Reifens berücksichtigt. Zur Abbildung der Kugelgelenkreibung in der Vorderachse werden mehrere vereinfachte Modellierungsansätze untersucht. Des Weiteren wird ein dreidimensionales Reibmodell, basierend auf einer Diskretisierung der Reibkontakte und einer Implementierung eines zweidimensionalen LuGre-Ansatzes, in einem Kugelgelenk vorgestellt. Ferner wird eine Methode zur Modellierung des Verhaltens des Faltenbalges an den Spurstangen gezeigt. Die Beschreibung eines vereinfachten Modellierungsansatzes auf Gesamtfahrzeugebene für das Parkiermanöver schließt das Kapitel ab.*

### 4.1 Worst-Case-Reifen Identifikation

Nachdem in Abschnitt 3.4 die Wichtigkeit des Worst-Case-Reifens und in Abschnitt 3.5 die Grundlagen für reproduzierbare Reifenmessungen auf dem KnC-Reifenprüfstand aufgezeigt worden sind, soll an dieser Stelle eine Beschreibung einer Methodik zur exakten Identifikation des Worst-Case Reifens erfolgen.

Dazu werden im Folgenden Bohrmomentmessungen und Messungen für die Eigenschaften der Reifen in Längs- und Querrichtung sowie des Rückstellmoments unter Sturz und Analysen der Bodendruckverteilung vorgestellt.

### 4.1.1 Bohrmomentmessungen

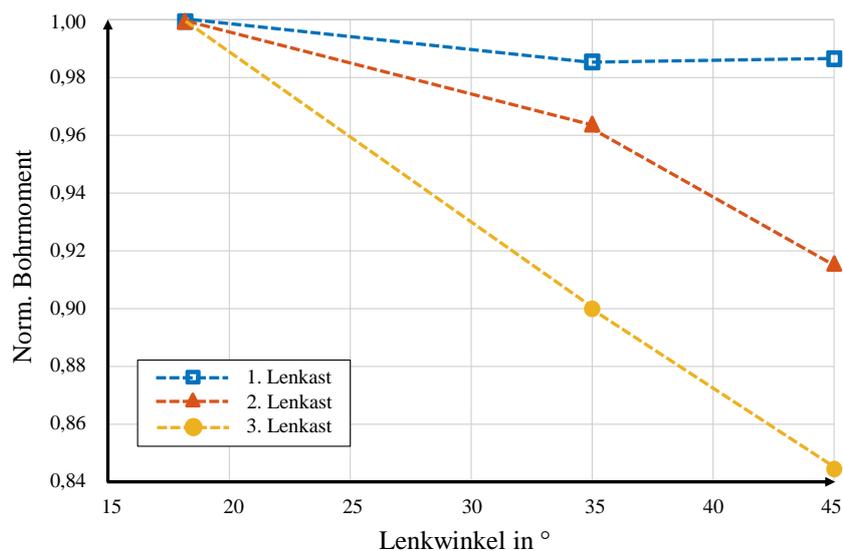
Um ein valides Bohrmoment für die Identifikation des Worst-Case Reifens ermitteln zu können, werden neben der in Abschnitt 3.5 dargestellten Reproduzierbarkeitsanalysen, weitere Betrachtungen vollzogen. Dazu werden zunächst Bohrmomente bei verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten des Reifens durchgeführt (Vgl. Abbildung 3.65). Tabelle 4.1 zeigt die Resultate.

**Tabelle 4.1:** Bohrmomente bei verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten

<b>Rotationsgeschwindigkeit in °/s</b>	<b><math>M_z</math> in Nm</b>	<b><math>M_{z,norm.}</math> in Nm</b>
1	376.3	0.784
2.5	410.4	0.856
5	448.5	0.935
7.5	452.5	0.943
10	465.2	0.970
12.5	479.6	1
15	479.7	1

Es wird deutlich, dass Rotationsgeschwindigkeiten von 12 - 15 °/s, die auch bei Gesamtfahrzeugmessungen zu finden sind, zu größeren Bohrmomenten führen. Dementsprechend wird die Rotationsgeschwindigkeit in der neuen Methodik entsprechend der Analyse der Geschwindigkeiten aus dem Fahrzeugversuch gewählt und diesem Geschwindigkeitsbereich von 12 - 15 °/s angepasst.

Ein weiterer Einfluss, der bei der Definition eines Messverfahrens für das Bohrmoment zu berücksichtigen ist, ist in Abbildung 4.1 dargestellt. In dieser Abbildung ist das normierte Bohrmoment über den Drehwinkel des Rades für drei Lenkäste dargestellt. Ein Lenkast beschreibt die Drehung des Rades von der Mitte um 45° in den Endanschlag (Lenkast 1) bzw. von dem einen (45°) in den anderen Endanschlag (-45°) für die Lenkäste 2 und 3.



**Abbildung 4.1:** Normiertes Bohrmoment für verschiedene Lenkäfte nach (Neumann et al. 2022a)

Das Bohrmoment nimmt mit einer größer werdenden Anzahl von Lenkzyklen ab. Gleiches gilt für die Lenkwinkelamplitude. Je größer die Auslenkung des Reifens, desto geringere Bohrmomente werden erzeugt. Dieses Phänomen resultiert aus dem während der Messung erzeugten Gummiabrieb und der sich erhöhenden Temperatur im Reifenlatsch. Der Abrieb fungiert als eine Art Schmierung auf dem Untergrund. Wird der Reifen um ca.  $35^\circ$  ausgelenkt, wie es auch bei einem Parkiermanöver geschieht, entstehen geringere Bohrmomente als bei einer Auslenkung von nur ca.  $20 - 25^\circ$ , wie es bei einem Flat-Trac-Messverfahren der Fall ist.

Zusammenfassend wird das neu definierte Manöver einer Bohrmomentmessung, unter Berücksichtigung der Erkenntnisse in Abschnitt 3.5, wie im Folgenden beschrieben, umgesetzt:

- Die Temperatur des Reifens wird kontrolliert und durch Pausen im Messplan oder Messungen auf anderen Latschflächen konstant gehalten.
- Der Gummiabrieb auf dem Untergrund wird nach jeder Messung entfernt.
- Der Reifenabnutzungsgrad einer Latschfläche ist zu kontrollieren.
- Vor jeder Messung wird der Reifen vorgewalkt.
- Die Lenkamplitude wird wie im Fahrzeugversuch gewählt und beträgt  $35^\circ$ .
- Die Drehgeschwindigkeit wird wie im Fahrzeugversuch gewählt und beträgt  $15 \text{ }^\circ/\text{s}$ .
- Es werden Lenkzyklen mit je vier Lenkästen durchgeführt.
- Zur Auswertung werden der zweite und der dritte Lenkast herangezogen.

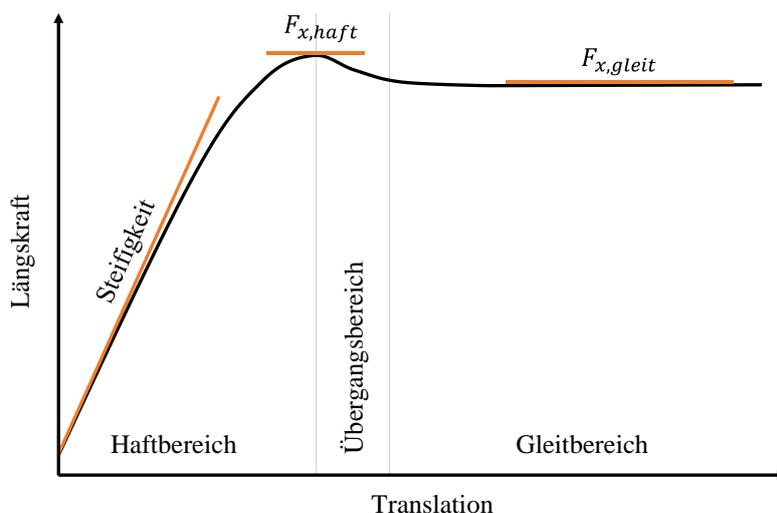
Der Fülldruck und die Radlast können je nach Fragestellung beliebig gewählt werden.

### 4.1.2 Längs- und Querkraftmessungen

Die Methodik zur Identifikation des Worst-Case-Reifens kann, neben der Messung des Bohrmoments, durch weitere Reifencharakteristiken erweitert werden. Wie bereits beschrieben, resultiert die Reifenbewegung beim Parkiermanöver aus einer Überlagerung von Rotation und translatorischen Bewegungen (Vgl. Abschnitt 2.8.2).

Um diese translatorischen Bewegungen auf dem KnC-Reifenprüfstand nachbilden zu können, wird der Stempel in zwei verschiedenen Messverfahren getrennt in Längs- und Querrichtung verschoben, bis sich der Reifen im Gleitzustand befindet. Die Geschwindigkeit der Verschiebung resultiert aus den Erkenntnissen der Gesamtfahrzeugmessungen und beträgt 10 mm/s. Für eine erhöhte Reproduzierbarkeit werden dafür die Kontaktflächen des Reifens genutzt, die noch nicht für Bohrmomentmessungen verwendet worden sind. Zudem werden Untersuchungen zur Temperatur und zum Abnutzungsgrad durchgeführt. Im Gegensatz zu den Bohrmomentmessungen kann bereits der erste Lenkast für eine reproduzierbare Längs- und Querkraftmessung ausgewählt werden, da die Streuung nur etwa  $\pm 2,5\%$  beträgt.

Das Ergebnis einer Längskraftmessung ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Aus dem Kraftverlauf lassen sich die Steifigkeit sowie die Haft- und Gleitreibungswerte ermitteln.



**Abbildung 4.2:** Charakteristische Eigenschaften einer Längskraft-Reifenmessung

Diese Kennwerte können bei Bedarf zur Identifikation des Worst-Case-Reifens herangezogen werden und dienen zudem des besseren Verständnisses der Reifeneigenschaften.

### 4.1.3 Messung des Rückstellmoments unter Sturz

Durch die fünf Freiheitsgrade am KnC-Reifenprüfstand ist es möglich, Messungen mit Sturzwinkelinfluss durchzuführen. Mit der gegenüberliegenden Klemmung kann der Reifen vollständig blockiert werden. Damit bietet der KnC-Reifenprüfstand einen Vorteil gegenüber industriellen Flat-Tracs. Auf Flachbahnprüfständen ist es nicht möglich, das Rad vollständig zu

fixieren, wodurch das Rad bei einer Sturzmessung, wegen der asymmetrischen Bodendruckverteilung, abzurollen beginnen würde.

Ziel der Messung des Rückstellmoments ist es, die Eigenschaften der Reifen, losgelöst von der Fahrzeugkinematik, unter Einfluss eines Sturzwinkels beschreiben zu können.

Um die im Folgenden beschriebene Messmethodik auf dem KnC-Reifenprüfstand durchführen zu können, werden zunächst Versuche mit einem TireScan-System bei verschiedenen Sturzwinkeln durchgeführt. Damit können Erkenntnisse zur Bodendruckverteilung und zur Lage des Kraftschwerpunkts in der Aufstandsfläche gewonnen werden (Vgl. Abbildung 3.48). Bei einer Drehung des Rades mit einem Sturzwinkel bewegt sich dieser Punkt auf einer kreisförmigen Bahn um den Radaufstandspunkt. Dabei entstehen nicht nur ein Bohrmoment  $M_z$ , sondern auch Kräfte in x- und y-Richtung. Unter Berücksichtigung der wirkenden Hebelarme lässt sich feststellen, dass die Kraft  $F_x$  unter Sturz einen großen Einfluss auf das gesamthaft resultierende Moment am Rad besitzt.

Um eine Aussage des Reifenverhaltens unter Sturz tätigen zu können, werden die in Tabelle 4.2 beschriebenen Messmethoden entwickelt. Aufgrund der Konstruktion des KnC-Prüfstandes ist allen Methoden gemein, dass der Reifen vollständig blockiert und starr mit der Vorrichtung verbunden ist. Die Plattform mit dem darauf befestigten Korund P120 stellt den beweglichen Teil des Prüfstands dar und muss die Bewegung des Parkiervorgangs invertiert wiedergeben.

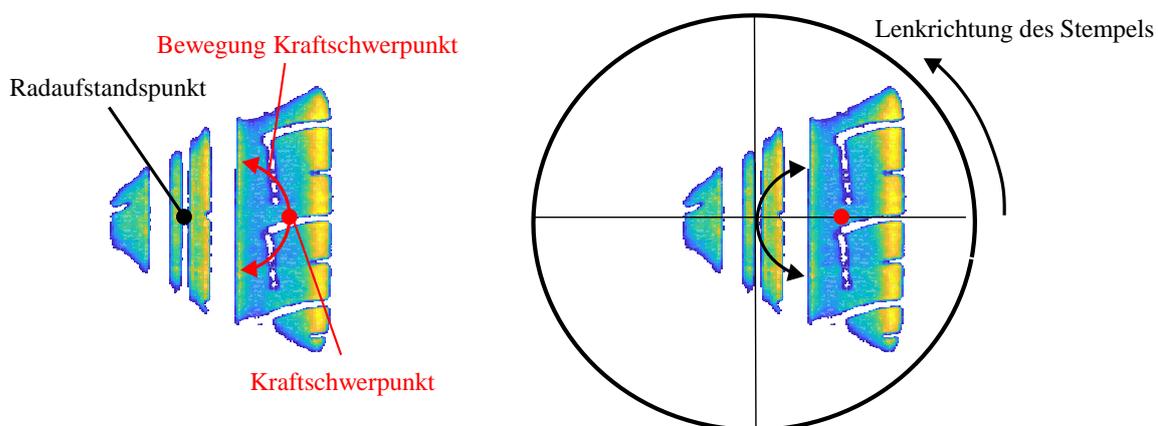
**Tabelle 4.2:** Methoden für Reifenmessungen unter Sturz nach (Neumann et al. 2022a)

	<b>Methode 1</b>	<b>Methode 2</b>	<b>Methode 3</b>
<b>Lenkachse</b>	Radaufstandspunkt	Radaufstandspunkt	Kraftschwerpunkt
<b>Stempelbewegung</b>	Rotation um vertikale Achse	Rotation um vertikale Achse + longitudinale & laterale Bewegung	Rotation um vertikale Achse
<b>Messung</b>	$M_z, F_x$	$M_z, F_x, F_y$	$M_z$
<b>Vorteile</b>	Einfachster Ansatz	Rückstellmoment mit Einflüssen von $M_z, F_x$ , und $F_y$	Reines Bohrmoment mit Sturzeinfluss
<b>Nachteile</b>	Kein $F_y$	Aufwändigste Methode	Kein $F_x, F_y$

Die erste Methode beschreibt die Drehung mit einem gestürzten Stempel um den Radaufstandspunkt. Dabei wird der Stempel mittig unterhalb des Radaufstandspunktes platziert und um den gewünschten Sturzwinkel gekippt. Anschließend wird eine Drehung um die gestürzte Hochachse durchgeführt. Durch den pneumatischen Lenkrollradius wird ein Rückstellmoment erzeugt, das sich aus dem Bohrmoment  $M_z$  und der Kraft  $F_x$  mit dessen Hebelarm zusammensetzt. Eine Seitenkraft  $F_y$  tritt nicht auf, da der Stempel keine seitlichen Bewegungen ausführt

und kein Versatz in Längsrichtung zwischen dem Radaufstandspunkt und dem Kraftmittelpunkt besteht.

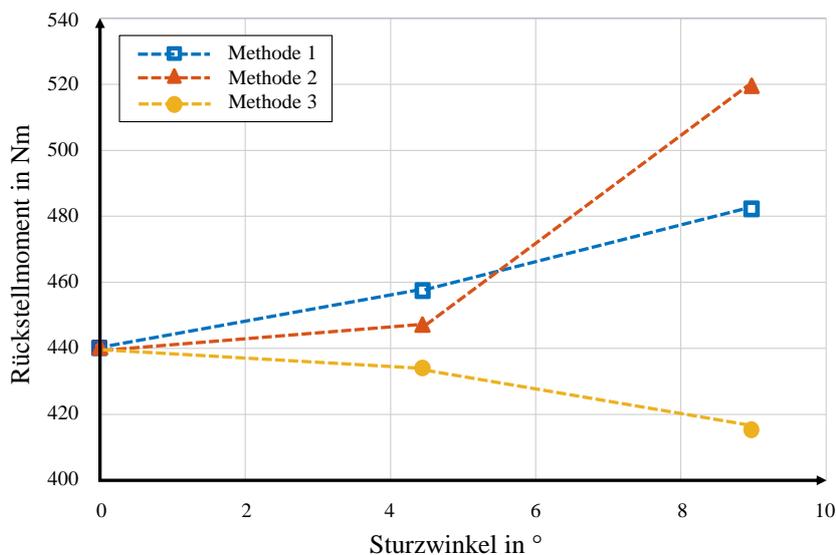
Methode 2 bildet die Relativbewegung des Kraftschwerpunkts gegenüber dem Radaufstandspunkt ab. Dies wird dadurch erreicht, dass der Stempel zusätzlich zur Rotationsbewegung eine Bewegung in Längs- und Querrichtung ausführt. Abbildung 4.3 (links) zeigt die beschriebene Relativbewegung, ohne den Einfluss der Fahrzeugkinematik, am Fahrzeug. Diese Bewegung wird über den Stempel auf dem KnC-Reifenprüfstand invertiert dargestellt (rechts). Um diese Bewegung unter einem gegebenen Sturzwinkel realistisch abbilden zu können, muss im Vorfeld die Bodendruckverteilung des Reifens unter Sturz gemessen und die Position des Kraftschwerpunkts bestimmt werden.



**Abbildung 4.3:** Kraftschwerpunktbewegung bei Gesamtfahrzeug- (l.) und Relativbewegung bei einer Reifenmessung unter Sturz (r.)

Bei der dritten Methode wird nicht wie bei den Methoden 1 und 2 um den Radaufstandspunkt, sondern um den Kraftschwerpunkt gelenkt. Dadurch resultiert ein Bohrmoment  $M_z$  unter Sturz, ohne die Einflüsse der Kräfte  $F_x$  und  $F_y$ . Der Nachteil besteht darin, dass das gesamte, auf das Rad wirkende, Rückstellmoment auf diese Weise nicht ermittelt werden kann.

Abbildung 4.4 zeigt die ermittelten Rückstellmomente für verschiedene Sturzwinkel mit den drei vorgestellten Methoden.



**Abbildung 4.4:** Rückstellmomente der drei verschiedenen Methoden für Reifenmessungen unter Sturz

Es wird veranschaulicht, dass die drei beschriebenen Methoden bei  $0^\circ$ ,  $4,5^\circ$  und  $9^\circ$  Sturz durchgeführt werden. Methode 1 zeigt einen linearen Anstieg des Rückstellmoments mit steigendem Sturzwinkel. Methode 3 beschreibt eine Absenkung des Rückstellmoments mit steigendem Sturzwinkel, da an dieser Stelle nur das Bohrmoment  $M_z$  ermittelt wird. Methode 2 erzeugt die realistischsten Rückstellmomente. Bei Vergleich mit Abbildung 1.2, in der die Zusammensetzung der Zahnstangenkraft abgebildet wird, wird deutlich, dass die Reifenkräfte und -momente einen progressiven Verlauf mit zunehmendem Zahnstangenhub und damit einhergehend größerem Sturzwinkel und auftretenden translatorischen Bewegungen beschreiben. Dieser progressive Verlauf wird durch Methode 2 am realistischsten abgebildet, da der Einfluss von  $F_x$  und  $F_y$  dargestellt werden kann.

In diesem Kapitel ist eine Methodik zur Identifikation des Worst-Case-Reifens am KnC-Reifenprüfstand beschrieben worden. Diese umfasst, neben der Sicherstellung der Reproduzierbarkeit und Reduzierung der Messstreuung, eine Untersuchung des Bohrmoments, der auftretenden Längs- und Querkräfte, der Aufstandsfläche und der Bodendruckverteilung sowie Messungen unter Sturz.

Eine Analyse der Ergebnisse aus den beschriebenen Messungen wird in Abschnitt 5.1 aufgegriffen und den Messergebnissen der ermittelten Bohrmomente am Flat-Trac Prüfstand gegenübergestellt (Vgl. Abschnitt 3.4).

## 4.2 Modellierung und Parametrierung der Reifenmodelle

Um die Methode zur Prognose der auftretenden Zahnstangenkräfte eines zukünftigen Fahrzeugs verbessern zu können, müssen neben der Reduzierung von Messstreuungen, der Analyse

der Wirkkette und der korrekten Identifikation des Worst-Case-Reifens auch die virtuellen Modelle zur Abbildung des Fahrzeug- und Reifenverhaltens verbessert werden.

In Abschnitt 3.8 ist herausgestellt worden, dass der Reifen, gemessen an dem prozentualen Anteil der Summenspurstangenkraft, ein essenzieller Faktor bei der Ermittlung der Zahnstangenkräfte ist. Daher gilt es in diesem Kapitel den Fokus auf die Optimierung der vorhandenen Reifenmodelle zu legen.

Im Folgenden werden Verbesserungen für den FTire, den SupERRB Tire und den MF-Swift vorgestellt, die die Parametrierung und Erweiterung dieser Modelle umfassen und dabei den Fokus auf das Manöver „Parkieren im Stand“ legen.

#### **4.2.1 Parkieroptimierter FTire**

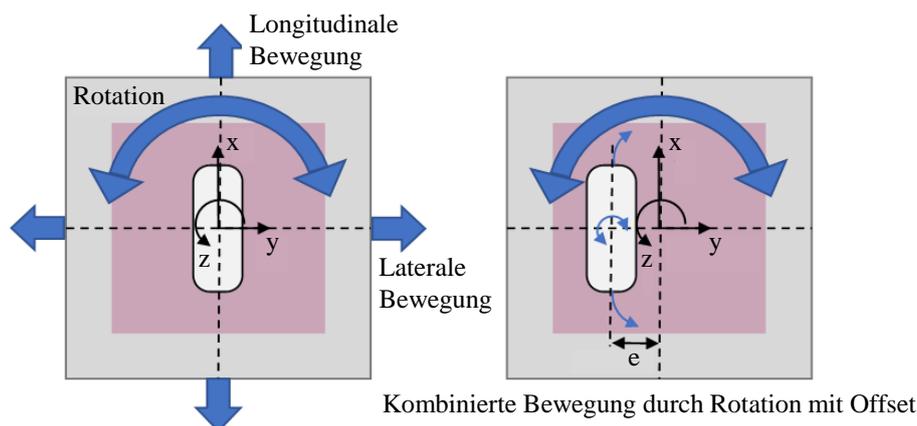
In diesem Kapitel wird ein FTire Reifenmodell vorgestellt, welches explizit für das Parkiermanöver, zusammen mit der fka GmbH und dem Institut für Kraftfahrzeuge (ika) der Universität Aachen, entwickelt worden ist (Neumann et al. 2022b). Im Zuge dessen ist auch eine Modellexerweiterung des FTires der Firma cosin scientific software AG entstanden (Cosin Scientific Software AG 2020).

Betrachtet man die in Abschnitt 2.10.3 beschriebene Parametrierungsprozedur für den FTire, so wird ersichtlich, dass diese maßgeblich auf einen Geschwindigkeitsbereich von 50 – 120 km/h abzielt, was zu den in Abschnitt 3.14.1 beschriebenen Abweichungen zwischen Messungen und Simulationen führt. Wie zudem in Abschnitt 3.8.1 aufgezeigt, setzen sich die am Rad wirkenden Kräfte und Momente maßgeblich aus dem Bohrmoment und den Kräften in Längs- und Querrichtung des Reifens zusammen. Es zeigt sich zudem, dass eine überlagerte Bewegung am Rad auftritt und Rotationsgeschwindigkeiten um die Reifenhochachse von bis zu 15°/s auftreten.

Dementsprechend ist es wichtig, ein Parametrierverfahren zu entwickeln, das alle Komponenten der Reifenkräfte und -momente sowie deren Reibungszustände in deren spezifischen Geschwindigkeitsbereichen abbildet.

#### **Überlagerte Bewegung am Steifigkeitsprüfstand**

Um die beim Parkiermanöver auftretende überlagerte Bewegung der Räder von Rotation und Translation an einem Komponentenprüfstand darstellen zu können, wird der Steifigkeitsprüfstand (Vgl. Abschnitt 2.9.4) modifiziert. Dazu wird, wie in Abbildung 4.5 dargestellt, das Rad mit Hilfe von Distanzscheiben um den Abstand  $e$  seitlich auf dem Prüfstand verschoben.



**Abbildung 4.5:** Überlagerte Bewegung am Reifen-Steifigkeitsprüfstand nach (Neumann et al. 2022b)

Über eine Rotation um die z-Achse des Prüfstands können eine kombinierte Bewegung realisiert und überlagerte Kräfte und Momente ermittelt werden. Dazu werden Messungen mit verschiedenen parkierspezifischen Geschwindigkeiten, Radlasten und Fülldrücken durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungsreihen fließen anschließend in die Parametrierung eines neuen FTire Modells.

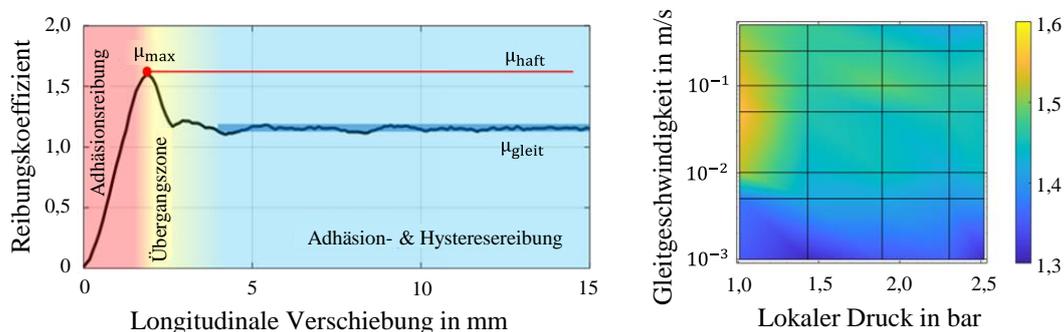
### Reibmatrix

Bei einem Parkiermanöver bleiben die Lauffächenelemente größtenteils in Kontakt mit der Fahrbahn und gleiten lokal mit nahezu konstanter Geschwindigkeit über ihren Reibpartner. Aus diesem Grund kann das Reibungsverhalten des Lauffächengummis mit linearen Reibungstests ermittelt werden. Mit Hilfe des in Abschnitt 2.9.4 beschriebenen linearen Reibungsprüfgeräts (LiReP) können die so ermittelten Reibungswerte für die Bedatung des FTire-Modells im Gleitgeschwindigkeitsbereich verwendet werden.

So werden Gummiprüfproben dem Lauffächprofil eines Reifens entnommen und mit Hilfe des LiReP's bei verschiedenen Geschwindigkeiten und unterschiedlichen Lasten vermessen. Ziel der Messungen ist es, eine Reibungsmatrix für Haft- und Gleitwerte zu erstellen, die die Reibungseigenschaften dieser Gummiprobe auf der Straßenoberfläche beschreibt. Diese Reibungskoeffizientenmatrix ist abhängig vom lokalen Anpressdruck, der Gleitgeschwindigkeit und der Temperatur des Probekörpers.

Abbildung 4.6 skizziert die Bestimmung der Reibungskoeffizienten für eine Messung bei 100 mm/s. Die Aufteilung der Längskraft  $F_x$  und der Vertikallast  $F_z$  in Abhängigkeit von der Verschiebung  $s$ , wird hinsichtlich zweier Kennwerte analysiert, die als Haft- und Gleitreibung definiert werden. Die Kraft  $F_x$  bildet sich zu Beginn, hauptsächlich durch die Wirkung der Adhäsion, relativ linear aus. Der maximale Reibungswert  $\mu_{statisch}$  definiert das Ende dieser Phase. In der Übergangszone geht die Gummiprobe lokal vom Haft- in den Gleitzustand über. Die Gleitreibung setzt sich aus Hysterese- und Adhäsionsreibung zusammen (Vgl. Abschnitt 2.6.2).

Der Gleitreibungswert  $\mu_{gleiten}$  wird als Mittelwert vom Ende der Übergangszone bis zum Ende der Messung bestimmt.



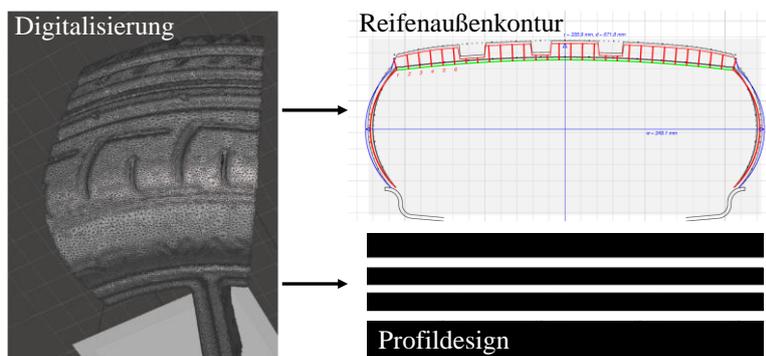
**Abbildung 4.6:** Parameteridentifikation (l.) und Gleitreibungsmatrix (r.) für den optimierten FTire nach (Neumann et al. 2022b)

Zu Beginn der Parameteridentifikation wird die Charakteristik der Gleitreibungskarte aus Abbildung 4.6 (rechts) im FTire-Modell rekonstruiert und dient als Startparametersatz für die Reibungsparametrierung. Da in der verwendeten FTire-Version nur vier Gleitgeschwindigkeiten zum Aufbau einer parkbezogenen Reibungskarte zur Verfügung stehen, wird der Stützpunkt mit der schnellsten Gleitgeschwindigkeit auf 0,5 m/s reduziert. Eine Modellerweiterung dieser Reibungsmatrix ist aufgrund der in dieser Arbeit entstandenen Erkenntnisse für neuere FTire Versionen implementiert worden (Cosin Scientific Software AG 2020).

### Bodendruckverteilung und Reifenkontur

Weitere Modellanpassungen werden durchgeführt, um das Einfederungsverhalten des Reifens und die daraus resultierende Bodendruckverteilung im Modell anzunähern. Diese Bodendruckverteilung wird ebenfalls, wie in Abschnitt 2.9.5 beschrieben, mit einem TireScan für verschiedene Fülldrücke, Radlasten und Sturzwinkel ermittelt.

Mit einem hochauflösenden Handscanner (HandySCAN 700™, AMETEK GmbH) wird die Außenkontur des untersuchten Reifens digitalisiert. Die Krümmungen der Lauffläche werden extrahiert und im Modell approximiert. Außerdem wird das Längsprofil der Lauffläche in das Modell eingefügt (siehe Abbildung 4.7).



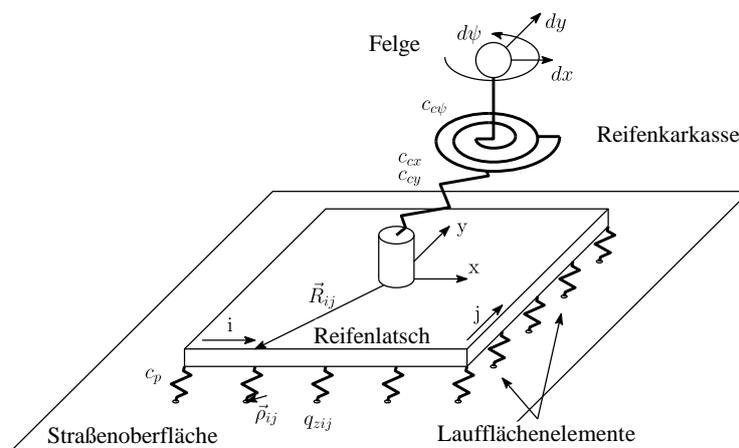
**Abbildung 4.7:** Digitalisierung der Reifenaußenkontur

### 4.2.2 SupERRB Tire

Für den SupERRB Tire sind in Abschnitt 3.14.2 eine Modell- und Sensitivitätsanalyse durchgeführt worden, die die Zusammenhänge und Sensitivitäten innerhalb des Modells beschreiben. Zudem ist in Abschnitt 3.4.1 beschrieben, dass es bei Reifenmessungen der bestehenden Messprozedur zu großen Schwankungen innerhalb der Messergebnisse kommen kann. Bei Anwendung der Erkenntnisse zur Sicherstellung von reproduzierbaren Reifenmessungen auf dem KnC-Reifenprüfstand, beschrieben in Abschnitt 3.5, kann somit eine neue Parametrierung des SupERRB Tires vollzogen werden. Dazu wird die in Abschnitt 2.10.3 beschriebene Parametrierungsprozedur angepasst. Diese Justierungen umfassen vor allem die spezifischen Geschwindigkeiten der einzelnen Messungen, die aus den Erkenntnissen der Gesamtfahrzeugmessungen gewonnen werden. Mit Hilfe der in Abschnitt 3.10 beschriebenen automatisierten TekScan-Messungen werden zudem neue Eingangswerte des Modells zur Beschreibung der Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung generiert. Eine Auswertung der neuen Parametrierung und der Einfluss einer verringerten Messstreuung zur Bedatung des Modells findet sich in Abschnitt 5.3.

### 4.2.3 Parkieroptimierter MF-Swift

In einer Zusammenarbeit mit der Firma Siemens ist das MF-Swift Reifenmodell weiterentwickelt worden. Dazu werden Messungen von verschiedenen Fahrzeugen und Reifenmessungen am KnC-Reifenprüfstand durchgeführt, um das Reifenverhalten beim Parkiermanöver zu analysieren. Wie bereits in Abschnitt 3.6.3 beschrieben, erfahren die Reifen bei diesem Manöver eine kombinierte Bewegung. Um diese Bewegung und die dadurch resultierenden Kräfte in der Aufstandsfläche modellieren zu können, wird das Reifenmodell mit Hilfe von einem Kontaktflächenbürstenmodell, wie es in Abbildung 4.8 dargestellt ist, erweitert.



**Abbildung 4.8:** Bürstenmodell des MF-Swift nach (Lugaro et al. 2022)

Als Eingangswerte an der Felge dienen die Parameter der Verschiebung und Verdrehung  $d_x$ ,  $d_y$  und  $d_\psi$ , die während eines Lenkvorgangs auftreten. Über die Karkassensteifigkeiten  $c_{cx}$ ,

$c_{cy}$  und  $c_{c\psi}$  wird die Bewegung in die Latschfläche eingeleitet und dort einzelne Profilblöcke ausgelenkt. Diese Laufflächenelemente besitzen eine Schersteifigkeit  $c_p$ . Durch Kontakt mit dem Untergrund und der dadurch entstehenden Relativbewegung entsteht eine Kontaktflächenkraft  $q_{zij}$  in jedem Element.

Dieses Verhalten lässt sich über die folgenden Gleichungen (4.1 bis (4.3 beschreiben.

$$|\rho_{ij}| \leq \frac{\mu q_{zij}}{c_p} \quad (4.1)$$

Dabei stellt  $\rho_{ij}$  die wirkende Kraft in der Kontaktfläche bei gegebenem Reibwert  $\mu$  dar. Das resultierende Moment in einer Kontaktfläche kann über

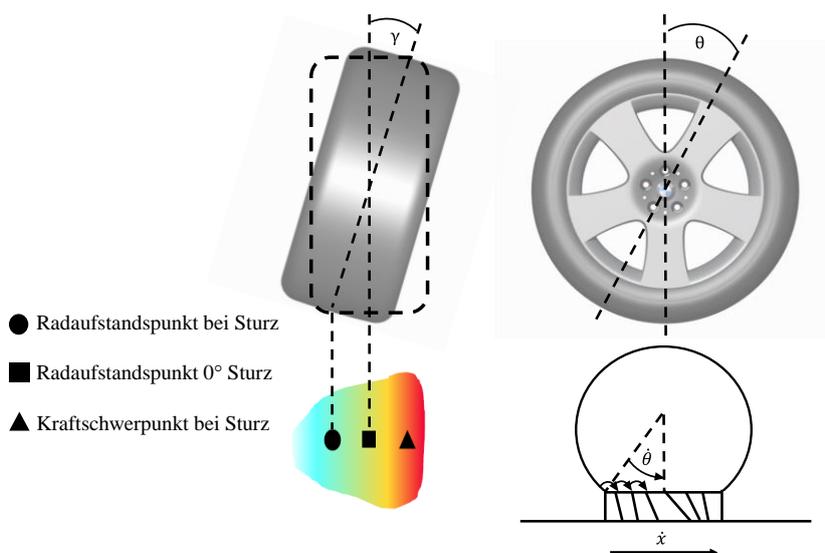
$$M_{zij} = |\vec{R}_{ij} \times (c_p \vec{\rho}_{ij})| \quad (4.2)$$

beschrieben werden, wobei  $\vec{R}_{ij}$  die Matrix der Kontaktflächenelemente in die Richtungen  $i$  und  $j$  darstellt. Zusammengefasst wird ein Gesamtmoment, resultierend aus den Latschkräften, zu

$$M_z = \sum_{i,j} M_{zij} \quad (4.3)$$

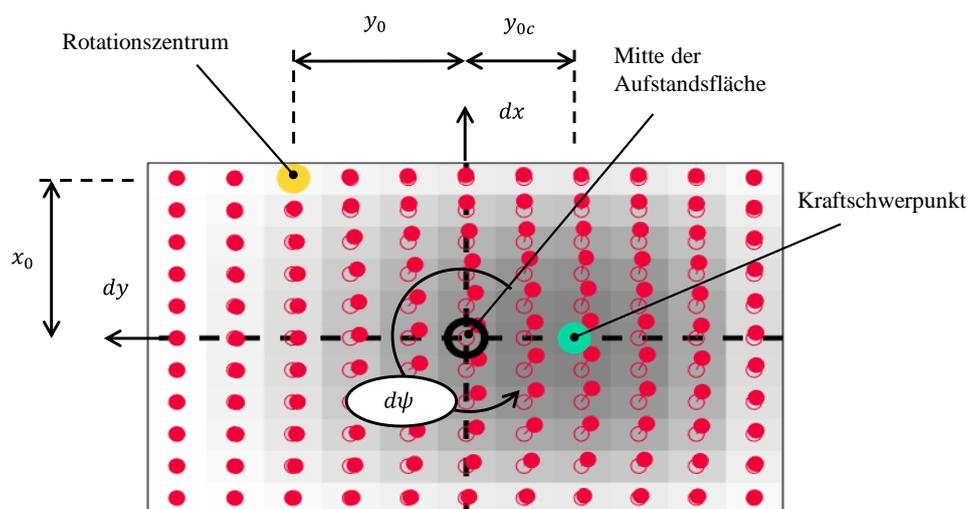
gebildet.

Da das Rad eine kombinierte translatorische und rotatorische Bewegung beim „Parkieren im Stand“ erfährt, ist es wichtig, die Auslenkung der einzelnen Kontaktelemente exakter zu beschreiben. Abbildung 4.9 zeigt zudem die implementierte Logik bei der Kraftschwerpunktverschiebung im Latsch unter Sturz sowie der Auslenkung der Bürstenelemente bei Abrollen des Rades. Da sich das Rad um etwa  $5^\circ$  trotz getretener Bremse, bedingt durch die Kinematik, bewegen kann, ist auch dieses Verhalten abzubilden.



**Abbildung 4.9:** Kraftschwerpunktverschiebung unter Sturz (l.) und Bewegung der Bürstenelemente beim Abrollen des Rades (r.) beim MF-Swift

Des Weiteren muss das transiente Verhalten der überlagerten Bewegung, bedingt durch die Rotation um die Lenkachse, im Reifenmodell beachtet werden. Dazu werden das Rotationszentrum und der Kraftschwerpunkt und deren Abstände  $y_0$ ,  $y_{0c}$  und  $x_0$  zum jeweiligen Zustand identifiziert. Um das Verhalten analysieren zu können, werden am KnC-Reifenprüfstand Messungen mit verschiedenen überlagerten Bewegungen, Sturzwinkeln und Abständen zum Rotationszentrum durchgeführt. Zudem fließen die Erkenntnisse der Bodendruckverteilung und Aufstandsflächenausformung aus Abschnitt 3.10 und die der Gesamtfahrzeugmessungen aus Abschnitt 3.6 in die Betrachtung mit ein. Abbildung 4.10 zeigt die Bewegung der Kontaktelemente in der Aufstandsfläche des MF-Swift Reifenmodells für Parkieren.



**Abbildung 4.10:** Überlagerte Bewegung der Kontaktelemente in der Latschfläche des MF-Swifts (Lugaro et al. 2022)

Mit den gewonnenen Erkenntnissen kann das MF-Swift Reifenmodell um die folgenden Gleichungen (4.4 bis (4.9 erweitert werden.

$$x_0 = \frac{dy}{d\psi} \quad (4.4)$$

wobei  $dy$  die Verschiebung der Latschfläche in lateraler Richtung und  $d\psi$  die Rotation der Aufstandsfläche um die Hochachse beschreibt. Mit der Verschiebung in longitudinaler Richtung  $dx$  ergibt sich

$$y_0 = -\frac{dx}{d\psi} \quad (4.5)$$

und daraus

$$y_{0c} = \frac{\int_A q_z y dA}{\int_A q_z dA} \quad (4.6)$$

aus Abbildung 4.10. Um die Krümmung der Bahn des Kraft- bzw. Druckschwerpunktes zu beschreiben wird der Parameter  $\varphi_T$  eingeführt.

$$\varphi_T = \frac{1}{\sqrt{x_0^2 + (y_0 + y_{oc})^2}} \quad (4.7)$$

$\varphi_T$  wird in longitudinaler und lateraler Ebene mit Hilfe von

$$\varphi_{Tx} = \frac{1}{y_0 + y_{oc}} \quad (4.8)$$

und

$$\varphi_{Ty} = \frac{1}{x_0} \quad (4.9)$$

beschrieben. Das maximale Reibungspotenzial ist somit nach Gleichungen (4.10 bis (4.12 eine Funktion der Komponenten des Drehschlupfs. Demnach sind die Kräfte und Momente im Latsch

$$F_{x\kappa\infty} = f(\varphi_{Tx}) \quad (4.10)$$

sowie

$$F_{y\alpha\infty} = f(\varphi_{Ty}) \quad (4.11)$$

und

$$M_{z\varphi\infty} = f(\varphi_T). \quad (4.12)$$

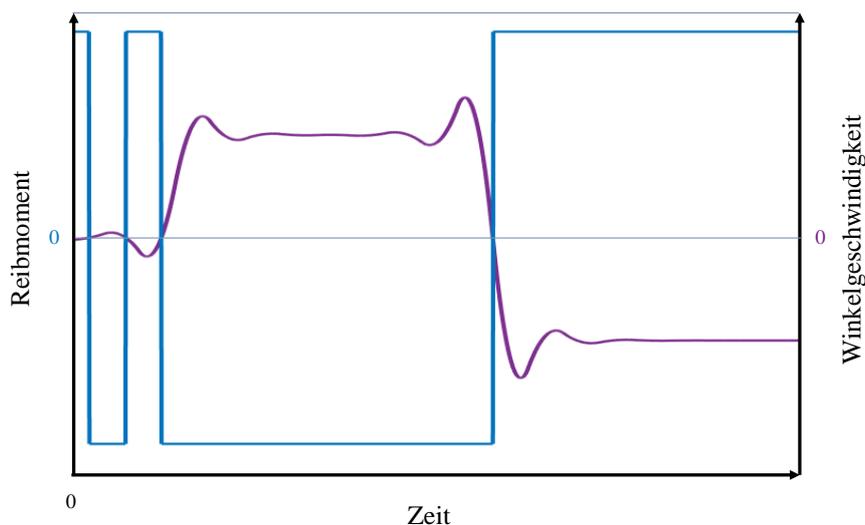
Eine Auswertung dieser Erweiterung des Modellierungsansatzes wird in Abschnitt 5.4 beschrieben. Zudem wird dieser Ansatz als Modellerweiterung in der neuesten MF-Swift Version implementiert.

### 4.3 Modellierung Kugelgelenkreibung

Wie in Abschnitt 3.8 beschrieben, ist ein Anteil der resultierenden Zahnstangenkraft beim Parkiermanöver auf die Reibung in der Achse zurückzuführen. In der bestehenden Simulationsumgebung ist keine Kugelgelenksreibung implementiert, wodurch die in der Realität entstehende Reibungshysterese simulativ nicht abgebildet werden kann. Um die MKS-Modelle und damit die virtuelle Prognosegüte verbessern zu können gilt es zu prüfen, wie man die auftretende Kugelgelenkreibung modellieren und implementieren kann. Die nachfolgenden Simulationsergebnisse werden am virtuellen Reibmomentprüfstand (Vgl. Abschnitt 3.13.5) erzeugt und anschließend im virtuellen Achsmodell (Vgl. 3.13.2) implementiert und überprüft.

### 4.3.1 Reibungsmodellierung durch konstanten Reibwert

Eine vereinfachte Modellierungsmöglichkeit besteht darin, die Reibung im Kugelgelenk durch einen konstanten, geschwindigkeitsunabhängigen Reibwert abzubilden. Dieser konstante Wert ist richtungsabhängig und tritt in seiner maximalen Ausprägung bei jeglicher Bewegung im System auf. Das bedeutet, dass sowohl bei geringen als auch bei hohen Geschwindigkeiten der gleiche Reibwert auftritt. Abbildung 4.11 zeigt die Auslenkungsgeschwindigkeit (lila) im Kugelgelenk und die dadurch resultierende Reibung (blau).

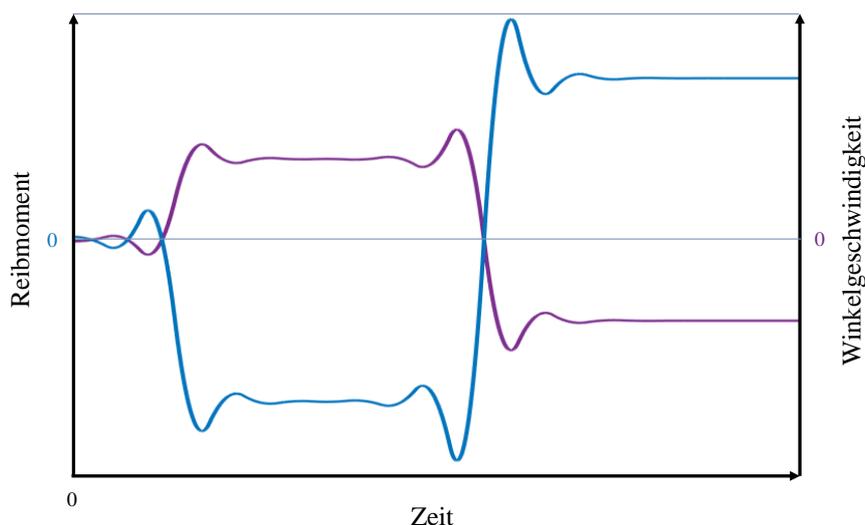


**Abbildung 4.11:** Ergebnis der Reibungsmodellierung mit konstantem Reibwert

Es zeigt sich, dass es zu unstetigen Kraftänderungen kommt. Dies ist insbesondere im initialen Auslenkungsbereich des Kugelgelenks der Fall, wo die Geschwindigkeit sehr gering, aber mit Vorzeichenwechseln behaftet ist. Diese Unstetigkeiten führen für den wenig komplexen virtuellen Reibmomentprüfstand zu keinen Problemen, sind aber in einem komplexen MKS-Modell, aufgrund von numerischen Unstabilitäten, nicht zu vernachlässigen.

### 4.3.2 Reibungsmodellierung durch Dämpfung

Eine weitere Möglichkeit, die Reibungsmodellierung darzustellen, ist, das Hystereseverhalten durch eine Dämpfung zu realisieren. Bei dieser Form der Modellierung kann eine Geschwindigkeitsabhängigkeit dargestellt werden. Zur Findung der Parameter der Dämpfung wird auf das Lastenheft AK-LH 14 (Deutsche Akkreditierungsstelle 2015) bei einer Drehgeschwindigkeit von  $10^\circ/s$  zugegriffen. Der Parameter wird anschließend iterativ angepasst, bis er zu einem in der Anforderung beschriebenen Reibmoment führt. Abbildung 4.12 zeigt das Resultat dieses Modellierungsansatzes.



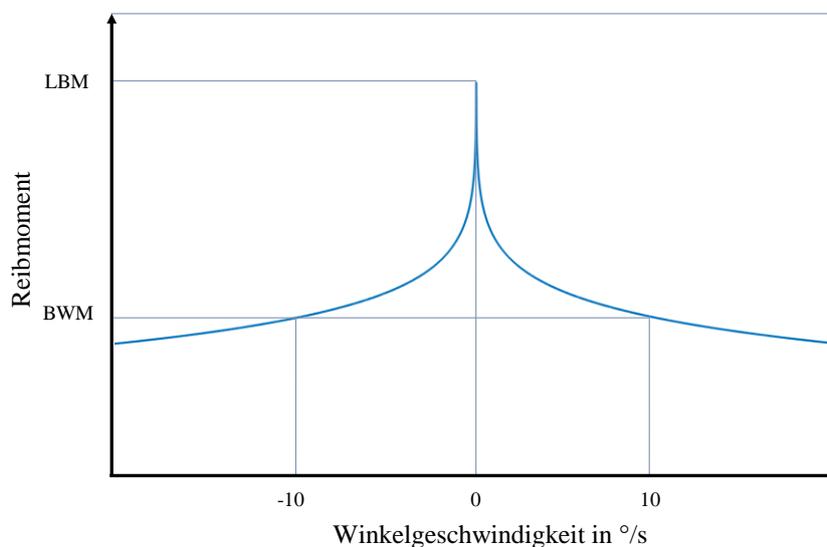
**Abbildung 4.12:** Ergebnis der Reibungsmodellierung durch Dämpfung

Es zeigt sich, dass der Verlauf des Reibmoments stetiger und realitätsnäher approximiert wird als bei einem konstanten Reibwert. Bei der Implementierung in das virtuelle Achssystem lässt sich erkennen, dass die Simulation numerisch stabil läuft. Die am KnC-Achsprüfstand im Realversuch auftretenden Drehgeschwindigkeiten in den Kugelgelenken sind jedoch deutlich kleiner als 10 %/s. Somit treten geringere Reibkräfte auf, aus denen sich folglich eine geringere Hysterese ergibt.

Bei niedrigen Drehgeschwindigkeiten zeigt sich allerdings die Schwäche der Reibungsmodellierung durch Dämpfung. So führen geringe Geschwindigkeiten zu kleinen Dämpfungskräften. Aus der in Abbildung 2.40 dargestellten Stribeck-Kurve lässt sich jedoch entnehmen, dass besonders bei kleinen Geschwindigkeiten große Reibkräfte auftreten. So zeigt die Modellierung über eine Dämpfung eine deutliche, von der in der Realität auftretenden Reibung, abweichende Charakteristik.

### 4.3.3 Reibungsmodellierung durch drei unabhängige Reibfreiheitsgrade

Neben den beiden beschriebenen Ansätzen der vereinfachten Reibungsabbildung kann eine Modellierung durch drei unabhängige Reibfreiheitsgrade geschehen. Dazu wird anhand der Zeichnungsspezifikation ein geschwindigkeitsabhängiger Verlauf der Stribeck-Kurve approximiert. Da lediglich das initiale Losbrechmoment (LBM) und das Bewegungswiderstandmoment (BWM) vorliegen, geschieht diese Annäherung über diese beiden Datenpunkte. Durch den nichtlinearen Zusammenhang zwischen Reibung und Geschwindigkeit ist eine Zerlegung der auftretenden Reibungskräfte in die Hauptbewegungsachsen nicht exakt zu bestimmen.



**Abbildung 4.13:** Approximierter Stribeck-Kurvenverlauf

In Abbildung 4.13 ist der approxiierte Geschwindigkeitsverlauf dargestellt. Es wird ersichtlich, dass eine infinitesimal kleine Geschwindigkeit zu einer maximalen Reibkraft führt. Wird diese Kraft auf die drei Bewegungsachsen aufgeteilt, resultiert diese Kraft entlang dieser drei Achsen und summiert sich zu einer überhöhten Gesamtreibkraft. Bei der Modellierung nach Dahl wird zudem bei gleichbleibendem Vorzeichen der auftretenden Geschwindigkeiten oder bei einer Unterscheidung der Beträge der Geschwindigkeiten in x- und y- Richtung jeweils die maximale Reibamplitude erreicht. Somit wird bei dieser Modellierungsform, unabhängig von den Geschwindigkeitsgrößen, der gleiche Kraftpunkt erreicht. Dies widerspricht der Annahme der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibung.

#### 4.3.4 Reibungsmodellierung durch ein 3D-Reibungselement

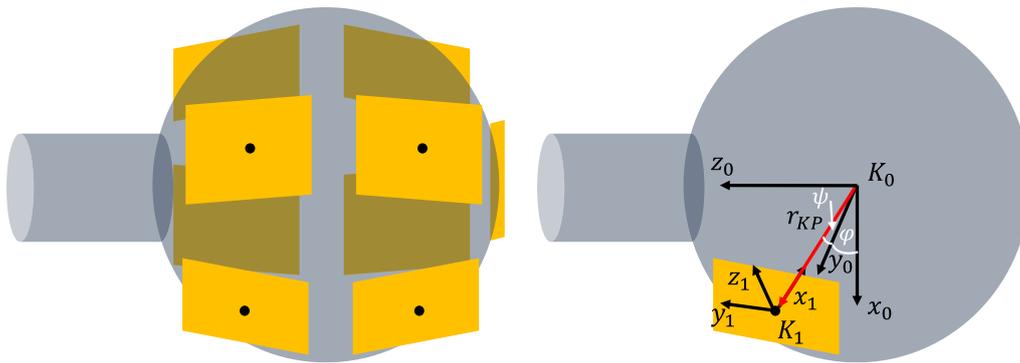
Da, wie in Abschnitt 3.11.1 beschrieben, die Bewegungen der Kugelgelenke aus Kipp- und Drehbewegungen bestehen und sich damit das Reibverhalten der Kugelgelenke je nach Zusammensetzung dieser Bewegungen verändern, sind vereinfachte Modellierungsansätze nicht in jeder Situation zielführend. Um ein vektorielles Gesamtreibmoment erzeugen zu können, welches direkt von den Eingangsgeschwindigkeiten abhängig ist, wird ein komplexeres Modell benötigt. Dazu wird ein Modellierungsansatz entwickelt, der ein dreidimensionales Reibungselement beschreibt. Im Rahmen der Abschlussarbeit von PFITZER (Pfitzer 2021) sind dafür grundlegende Untersuchungen und Implementierungen erfolgt.

Eine Annahme des entwickelten Modellierungsansatzes beschreibt, dass zwischen Kugel und Kugelschale des Gelenks in der gesamten Oberfläche Reibung auftritt. Somit treten in theoretisch unendlich vielen Kontaktpunkten unendlich viele verschiedene Geschwindigkeiten, je nach Entfernung zur Drehachse, bei einer Auslenkung auf. Durch eine Diskretisierung dieser Kontaktpunkte in eine endliche Anzahl, können die jeweiligen Geschwindigkeiten in diesen

Punkten berechnet werden. Durch diese Geschwindigkeiten kann auf Basis eines zweidimensionalen Dahl-Modells nach KATO (Kato 2015) eine Erweiterung durch ein zweidimensionales LuGre-Modell geschehen.

### Diskretisierung der Kontaktpunkte

Die Diskretisierung entsteht durch die Aufteilung der Kontakte in neun Punkte. Dabei werden acht dieser Kontaktpunkte mit einem Versatz von  $90^\circ$  zweireihig um die z-Achse des Kugelgelenks verteilt. Wie in Abbildung 4.14 zu sehen ist, sind die beiden Reihen so angeordnet, dass die Verbindungslinien zwischen Punkten und Koordinatenursprung die x-y-Ebene in einem  $30^\circ$  Winkel schneiden. Der übrige Kontaktpunkt liegt auf der z-Achse.



**Abbildung 4.14:** Diskretisiertes Reibmodell (l.) und Koordinatenausrichtung (r.) nach (Pfitzer 2021)

In diesen Kontaktpunkten können Koordinatensysteme platziert werden, sodass die x-Achse dieser lokalen Koordinatensysteme in Richtung Kugelmittelpunkt zeigt. Die y-Achse beschreibt die Drehrichtung und die z-Achse die Kipprichtung des Kugelgelenks. Dadurch können über den Zusammenhang aus dem Kreuzprodukt der Winkelgeschwindigkeit  ${}^0\boldsymbol{\omega}$  und dem Ortsvektor zum jeweiligen Kontaktpunkt  ${}^0\mathbf{r}_{KP}$ , mit Gleichung (4.13

$${}^0\mathbf{v}_p = {}^0\boldsymbol{\omega} \times {}^0\mathbf{r}_{KP} \quad (4.13)$$

im inertialen Koordinatensystem, die translatorischen Geschwindigkeiten berechnet werden. Über eine Transformation, die eine Drehung um die z-Achse mit dem Winkel  $\varphi$  und eine Drehung um die y-Achse mit dem Winkel  $\psi$  beinhaltet, können diese Geschwindigkeiten im Punktkoordinatensystem  $K_1$  mit Gleichung (4.14) berechnet werden.

$${}^1\mathbf{v}_p = \text{rot}_y(\psi) * \text{rot}_z(\varphi) * {}^0\mathbf{v}_p = {}^1\mathbf{R}_0 * {}^0\mathbf{v}_p \quad (4.14)$$

Diese zweidimensional transformierten, translatorischen Geschwindigkeiten in den Kontaktpunkten wirken in einer tangential aufgespannten Ebene. Zur Berechnung der resultierenden Reibkraft kann nun ein zweidimensionales Modell herangezogen werden.

### Beschreibung eines zweidimensionalen Dahl-Modells

Mit Hilfe einer Dahl-Modellerweiterung nach KATO (Kato 2015) werden die eindimensionalen, skalaren Größen durch zweidimensionale, Vektorielle ersetzt. Dies geschieht durch eine zeitabhängige Reibkraft  $f$ , welche nach der relativen Verschiebung  $p$  differenziert wird. Mit Hilfe der maximalen Kraftamplitude  $F$  und dem Steigungsverhalten  $X$ , welche beide größer null sind, wird die Gleichung (4.15) beschrieben. Durch die Funktion  $\text{sgn}(v)$  wird das jeweilige Vorzeichen der Geschwindigkeit ermittelt.

$$\dot{f} = \frac{df}{dp} * v = \frac{1}{X} * (F - \text{sgn}(v) * f) * v = \frac{1}{X} * (F * v - |v| * f) \quad (4.15)$$

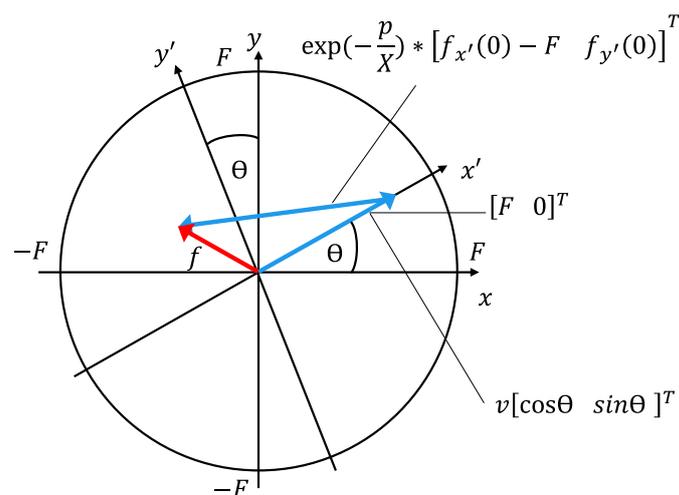
Ersetzt man die skalaren Werte, bis auf die Amplitude der Maximalkraft  $F$  sowie des Parameters zur Steigungsbeschreibung  $X$ , durch vektorielle Größen, so gilt nach Gleichung (4.16):

$$\dot{f} = \frac{1}{X} * \left( F * \frac{v}{|v|} - f \right) * |v|, \quad |v| \neq 0 \quad (4.16)$$

Mit dem Term  $F * \frac{v}{|v|}$  wird der Ort der maximalen Kraft beschrieben. Es ist zu erkennen, dass dieser lediglich vom Betrag der Maximalkraft und dem normierten Geschwindigkeitsvektor abhängt. Die resultierende Bewegung ist zeitabhängig und kann durch  $\Delta t * \frac{df}{dt}$  beschrieben werden. Die Richtung der Geschwindigkeit  $v$  wird über den Winkel  $\theta$ , wie in Formel (4.17) definiert.

$$v = v * [\cos\theta \quad \sin\theta]^T \quad (4.17)$$

Es wird ein weiteres Koordinatensystem eingeführt, welches, wie in Abbildung 4.15 dargestellt, so ausgerichtet wird, dass die x-Achse parallel zur Geschwindigkeit verläuft.



**Abbildung 4.15:** Kräfteverlauf und Zusammenhang der Kraftvektoren im 2D-Dahl-Modell nach (Kato 2015)

Für die neuen Koordinaten  $x'$  und  $y'$  ergibt sich nach Gleichung (4.18):

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} = \mathbf{R}(\theta) * \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Damit gilt im Koordinatensystem der Geschwindigkeit für die transformierten Reibkräfte folgender Zusammenhang nach Gleichung (4.19):

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} f_{x'} \\ f_{y'} \end{bmatrix} = \frac{1}{X} * \left( F * v * \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} - |v| * \begin{bmatrix} f_{x'} \\ f_{y'} \end{bmatrix} \right) \quad (4.19)$$

Es zeigt sich, dass sich der Geschwindigkeitsvektor  $\mathbf{v}$  im Koordinatensystem  $K'$  analog zur Geschwindigkeit im originalen Dahl-Modell verhält. Die Kraft  $f_{y'}$ , welche normal zur Geschwindigkeit verläuft, konvergiert gegen Null. Die Werte für  $f_{x'}$  und  $f_{y'}$  lassen sich aus der Multiplikation mit der von  $\theta$  abhängigen Rotationsmatrix, wie in Gleichung (4.20) berechnen.

$$\begin{bmatrix} f_{x'} & f_{y'} \end{bmatrix}^T = \mathbf{R}(\theta) * \mathbf{f} \quad (4.20)$$

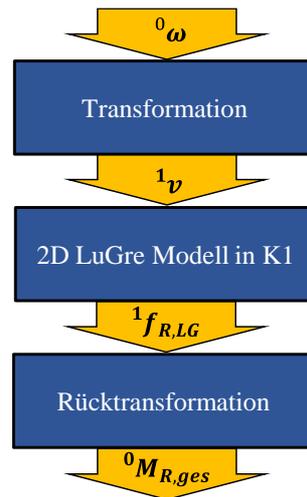
Unter der Annahme, dass zum initialen Zeitpunkt  $t = 0$  die Kräfte  $\begin{bmatrix} f_{x'} & f_{y'} \end{bmatrix}^T$  zu  $\begin{bmatrix} f_{x'}(0) & f_{y'}(0) \end{bmatrix}^T$  werden, wobei  $f_{x'}^2 + f_{y'}^2 \leq F^2$  gilt, kann die Gleichung (4.19) umgestellt werden. Dabei ist die initiale Verschiebung  $p$ , welche das Integral von  $v$  ist, zu Beginn Null. Es resultiert Gleichung (4.21).

$$\begin{bmatrix} f_{x'} \\ f_{y'} \end{bmatrix} = F * \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{x'}(0) - F \\ f_{y'}(0) \end{bmatrix} * e^{-\frac{p}{X}} \quad (4.21)$$

Somit ergibt sich, wie in Abbildung 4.15 gezeigt, nach der Rücktransformation eine neue, mehrdimensionale Reibkraft  $\mathbf{f}$ . Das so hergeleitete mehrdimensionale Dahl-Modell ist in (Kato 2015) validiert worden.

### Beschreibung des zweidimensionalen LuGre-Modells

Es wird der Ansatz des zweidimensionalen Dahl-Modells aufgegriffen und ein Modell entwickelt, welches nicht nur von der Verschiebung, sondern von der Geschwindigkeit in den neun diskretisierten Punkten abhängt. Dazu wird in PFITZER (Pfitzer 2021) ein zweidimensionales LuGre-Modell implementiert. Abbildung 4.16 zeigt den im Folgenden beschriebenen Modellierungsansatz, die explizite Lösung und die Rücktransformation.



**Abbildung 4.16:** Schaubild des Modellierungsansatzes für das dreidimensionale Reibelement

Die Implementierung geschieht, indem die skalaren Geschwindigkeitsgrößen aus den obigen Gleichungen durch vektorielle Geschwindigkeitsgrößen ersetzt werden. Dadurch werden die Zustände des LuGre-Modells (Vgl. Abschnitt 2.10.2) zu vektoriellen Größen. Damit ergeben sich folgende drei Gleichungen (4.22 bis (4.24):

$$\frac{dz}{dt} = \mathbf{v} - \sigma_0 * \frac{|\mathbf{v}|}{g(\mathbf{v})} * \mathbf{z} \quad (4.22)$$

$$g(\mathbf{v}) = F_C + (F_S - F_C) * e^{-\frac{|\mathbf{v}|}{v_s} \delta_s} \quad (4.23)$$

$$\mathbf{f}_{R,LG} = \sigma_0 * \mathbf{z} + \sigma_1 * \frac{d\mathbf{z}}{dt} + \sigma_2 * \mathbf{v} \quad (4.24)$$

### Berechnung einer expliziten Lösung

Mit Hilfe einer als Cosimulation realisierten FMU (Functional Mockup Unit) wird das Reibmodell ins MKS-Achsenmodell implementiert. Der verwendete Solver ist mit festen Zeitschritten realisiert, wodurch variierende Geschwindigkeiten zu starken Änderungen der Kraftfunktion führen. Um dieses Verhalten zu vermeiden, werden die Differentialgleichungen analytisch gelöst und die Geschwindigkeit wird in den Zeitschritten als konstant angenommen. So kann die obige Gleichung (2.5 mit Hilfe eines homogenen  $z_h(t)$  und partikulären  $z_p(t)$  Ansatzes nach den Formeln (4.25 und (4.26) gelöst werden.

$$z_h(t) = C_1 e^{-\sigma_0 * \frac{|\mathbf{v}|}{g(\mathbf{v})} * t} \quad (4.25)$$

$$z_p(t) = \frac{\mathbf{v}}{\sigma_0 * \frac{|\mathbf{v}|}{g(\mathbf{v})}} = \text{sign}(\mathbf{v}) * \frac{g(\mathbf{v})}{\sigma_0} \quad (4.26)$$

Es ergibt sich damit der Zusammenhang aus Gleichung (4.27).

$$z(t) = z_h(t) + z_p(t) = C_1 * e^{-\sigma_0 * \frac{|v|}{g(v)} * t} + \text{sign}(v) * \frac{g(v)}{\sigma_0} \quad (4.27)$$

Mit der initialen Bedingung, dass  $z$  zur Anfangszeit  $t_0$  den Wert  $z_0$  annimmt, kann die Integrationskonstante  $C_1$  mit den Gleichungen (4.28 und (4.29) ermittelt werden.

$$z(t_0) = z_0 = C_1 * e^{-\sigma_0 * \frac{|v|}{g(v)} * t_0} + \text{sign}(v) * \frac{g(v)}{\sigma_0} \quad (4.28)$$

$$C_1 = \left( z_0 - \text{sign}(v) * \frac{g(v)}{\sigma_0} \right) * e^{\sigma_0 * \frac{|v|}{g(v)} * t_0} \quad (4.29)$$

Dies resultiert in einer analytischen Lösung von  $z$  mit Hilfe von Gleichung (4.30).

$$z(t) = \left( z_0 - \text{sign}(v) * \frac{g(v)}{\sigma_0} \right) * e^{-\sigma_0 * \frac{|v|}{g(v)} * (t-t_0)} + \text{sign}(v) * \frac{g(v)}{\sigma_0} \quad (4.30)$$

In vektorieller Schreibweise ergibt sich somit nach Formel (4.31):

$$\mathbf{z}(t) = \left( \mathbf{z}_0 - \frac{\mathbf{n}_v * g(v)}{\sigma_0} \right) * e^{-\sigma_0 * \frac{|v|}{g(v)} * (t-t_0)} + \frac{\mathbf{n}_v * g(v)}{\sigma_0} \quad (4.31)$$

wobei mit der Maschinengenauigkeit  $\epsilon$  nach Gleichung (4.32) gilt:

$$\mathbf{n}_v = \begin{cases} \frac{\mathbf{v}}{|\mathbf{v}|} & \text{wenn } |\mathbf{v}| > \epsilon \\ \mathbf{0} & \text{wenn } |\mathbf{v}| < \epsilon \end{cases} \quad (4.32)$$

### Rücktransformation und Berechnung des resultierenden Reibmoments

Die in Gleichung (4.24) ermittelte Kraft wird von  $K_1$  in das  $K_0$ -Koordinatensystem, über die Invertierung der Rotationsmatrix  ${}^1\mathbf{R}_0$ , umgerechnet. So lautet die Rücktransformation der errechneten Reibkräfte  ${}^1\mathbf{f}_{R,LG}$  in Gleichung (4.33):

$${}^0\mathbf{f}_{R,LG} = {}^1\mathbf{R}_0^{-1} * {}^1\mathbf{f}_{R,LG} = {}^0\mathbf{R}_1 * {}^1\mathbf{f}_{R,LG} \quad (4.33)$$

Aus den Kräften in den neun Kontaktpunkten des Kugelgelenks ergeben sich Einzelmomente im Kugelmittelpunkt. Diese werden mittels Kreuzprodukt aus Kugelradius und Kraft in Gleichung (4.34) berechnet.

$${}^0\mathbf{M}_{R,KP} = {}^0\mathbf{r}_{KP} \times {}^0\mathbf{f}_{R,LG} \quad (4.34)$$

Das Gesamtreibmoment  $\mathbf{M}_{R,ges}$  setzt sich aus der Summe der einzelnen Momente zusammen (siehe Formel (4.35)).

$${}^0\mathbf{M}_{R,ges} = \sum {}^0\mathbf{M}_{R,KP} \quad (4.35)$$

### 4.3.5 Parametrierung des 3D-Reibelements

Die in Abschnitt 3.11 verwendeten Messergebnisse aus den Reibmomentprüfstandsversuchen dienen der Parametrierung des entwickelten Modells. Die Parameter  $\sigma_0$ ,  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $v_s$ ,  $F_c$  und  $F_s$  aus den Gleichungen 4-10, 4-11 und 4-12 sind für eine Bedatung des Modells zu ermitteln. Da diese Parameter allerdings in Wechselwirkung stehen, ist eine manuelle Bestimmung komplex. Aus diesem Grund wird eine parametrische Anpassung mit Hilfe eines Bibliothekmodells aus MATLAB verwendet (MathWorks 2022a). Mit einer Zuweisung von Default-Parametern und einer iterativen Anpassung, werden die simulativen Ausgangssignale in Abhängigkeit des Inputs berechnet. Das berechnete Ausgangssignal  $y_{sim}(\theta)$  wird mit dem zu erzielenden Ausgangssignal  $y_{ref}(\theta)$  verglichen und daraus die Fehlerquadratsumme, wie in Gleichung (4.36) gebildet.

$$F_{SSE} = \sum \left( y_{ref}(\theta) - y_{sim}(\theta) \right)^2 \quad (4.36)$$

Aus der resultierenden Abweichung kann eine Kostenfunktion  $J(\theta_K)$  berechnet werden. Durch die iterative Anpassung mit einer gradientenbasierten Optimierung der Parameter, wird diese Funktion in Formel (4.37) minimiert (siehe Abbildung 4.17).

$$\theta = \operatorname{argmin} J(\theta) \quad (4.37)$$

Mit Hilfe des Fitting-Tools werden einzelne Glieder der Kostenfunktion nach der Kettenregel differenziert und somit ermittelt, ob die Kostenfunktion nach Anpassung der Parameter steigt, fällt oder ein Extrempunkt vorliegt. Die Parameter  $\sigma_0$ ,  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  aus Gleichung 4-12 werden geschwindigkeitsabhängig bestimmt. Somit können die Parameter durch beliebige geschwindigkeitsabhängige Funktionen beschrieben werden. Dies wird durch eine Multiplikation von nichtlinearen Funktionen erreicht, wodurch sich ein Black-Box-Netz ergibt, welches die Parameter der nichtlinearen Funktionen von  $\sigma_0$ ,  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  bestimmt. Basierend auf Gleichung (4.24) ergibt sich aus der geschwindigkeitsabhängigen Realisierung der Parameter  $\sigma_0$ ,  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  folgender Zusammenhang aus Formel (4.38):

$$\mathbf{f}_{RLG} = \sigma_0(\mathbf{v}) * \mathbf{z} + \sigma_1(\mathbf{v}) * \frac{d\mathbf{z}}{dt} + \sigma_2(\mathbf{v}) * \mathbf{v} \quad (4.38)$$

Eine Darstellung der beschriebenen Gegebenheiten kann Abbildung 4.17 entnommen werden.

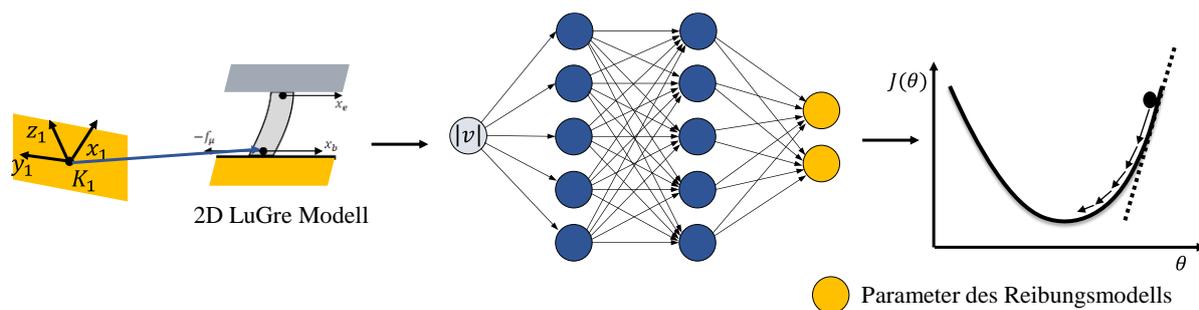


Abbildung 4.17: Parametrierungsschema des entwickelten Reibungsmodells

#### 4.4 Modellierung Faltenbalg

Wie in Abschnitt 3.12 veranschaulicht worden ist, besitzen die Faltenbälge einen Einfluss auf die Zahnstangenkraft, welcher bei einer Umrechnung der wirkenden Summenspurstangenkräfte berücksichtigt werden muss. Um den Einfluss der Faltenbälge simulativ abbilden zu können, wird der virtuelle Lenkungsprüfstand in Abbildung 4.18, um die wirkenden Kräfte erweitert.

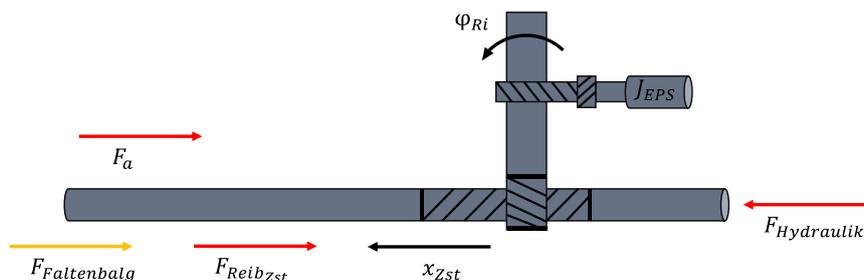


Abbildung 4.18: Schematischer Aufbau des virtuellen Lenkungsprüfstands, reduziert für Zahnstangenverschiebekraft

Um den Einfluss der Spurstangen und des Spurstangenraumwinkels vernachlässigen zu können, wird die Kraft axial eingeleitet. Dadurch wird eine Betrachtung des Einflusses der Faltenbälge möglich. Die Reibkraft  $F_{ReibZst}$  wird durch ein Dahl-Modell (Vgl. Abschnitt 2.10.2) repräsentiert. Der Zahnstangenhub  $x_{Zst}$  wird in eine Beschleunigung gewandelt und mit der Masse der Zahnstange verrechnet. Mit Hilfe der so entstehenden Kraft  $F_a$  sowie der Beschleunigung und der Trägheit, kann die benötigte Hydraulikkraft  $F_{Hydraulik}$ , welche zum Durchschieben der Zahnstange nötig ist, bestimmt werden. Das so entstandene Kräftegleichgewicht wird um die Kraft der Faltenbälge  $F_{Faltenbalg}$  erweitert.

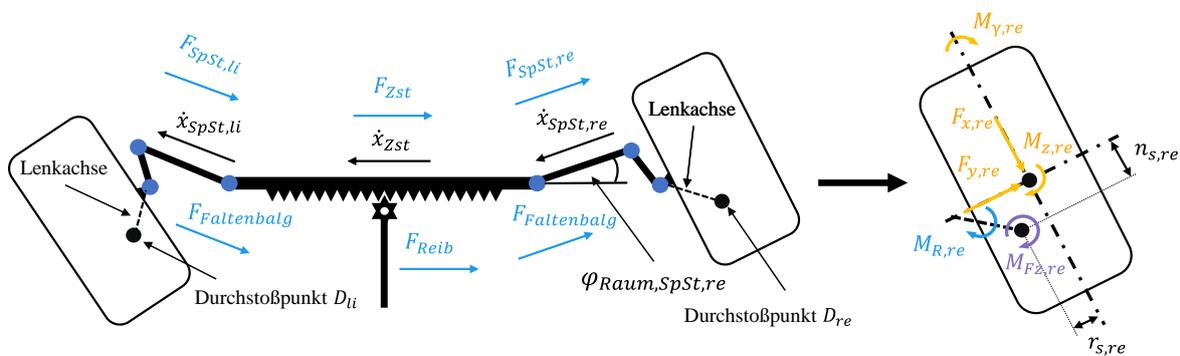
Aus Abbildung 3.57 wird ersichtlich, dass der Einfluss der Faltenbälge durch einen Verlauf eines Polynoms dritten Grades approximiert werden kann und abhängig von der Position der Zahnstange  $x_{Zst}$  ist. Da bei dieser Betrachtung beide Faltenbälge berücksichtigt werden, kann das Strecken des einen und das Stauchen des anderen Faltenbalges in diesem beschriebenen Verlauf zusammengefasst werden. Es folgt die Gleichung (4.39).

$$F_{Faltenbalg} = a * x_{zst}^3 + b * x_{zst}^2 + c * x_{zst} \quad (4.39)$$

Mit Hilfe einer Toolbox zur Parameterbestimmung in MATLAB werden die Parameter  $a$ ,  $b$  und  $c$  durch eine Kostenfunktion identifiziert. Dabei werden die Eingangswerte aus den Messergebnissen herangezogen und die Abweichung zwischen Simulation und Messung iterativ, über die Anpassung dieser Parameter, minimiert.

## 4.5 Vereinfachte Modellierung

Im Fahrzeugentwicklungsprozess sind vor allem in der sehr frühen Phase nicht immer MKS-Modelle oder parametrisierte Reifenmodelle vorhanden. Um dennoch frühzeitig eine Aussage über die resultierenden Zahnstangenkräfte für ein Fahrzeug prognostizieren zu können, soll in diesem Kapitel ein vereinfachtes mathematisches Modell modelliert werden. Mit Hilfe der in Abschnitt 3 und 4 gewonnenen Erkenntnisse kann das in Abschnitt 3.8.1 beschriebene Modell erweitert werden. Dazu werden, neben den kinematischen Kenngrößen, welche bereits frühzeitig bekannt sind, Eingabeparameter für die Reifenkräfte benötigt. Dieser Input kann durch Gesamtfahrzeugmessungen eines Referenzfahrzeugs, Reifenmessungen oder Reifenkennwerte vom Reifenlieferanten erhalten werden. Zudem können mit Hilfe dieses Modells Sensitivitätsanalysen bei variierenden kinematischen Kennwerten durchgeführt werden. Abbildung 4.19 zeigt das vereinfachte Modell.



**Abbildung 4.19:** Vereinfachtes Modell für Parkieren

Wie ersichtlich wird, setzen sich die beim Parkieren wirkenden Gesamtmomente  $M_{ges,i}$  des linken und des rechten Rades aus den Einzelmomenten zusammen. Dazu zählen das Rückstellmoment  $M_{R,i}$ , das Gewichtsrückstellmoment  $M_{Fz,i}$  und das Moment  $M_{Y,i}$ , bedingt durch die Sturzseitenkraft. Das Rückstellmoment  $M_{R,i}$  wird überdies aus dem Bohrmoment  $M_{Z,i}$  sowie den Kräften  $F_{x,i}$ , multipliziert mit dem Lenkrollradius  $r_{s,i}$  und  $F_{y,i}$ , multipliziert mit der Nachlaufstrecke  $n_{s,li}$  gebildet.

Damit ergeben sich die Formeln (4.40 bis (4.43

$$M_{ges,li} = M_{R,li} + M_{Fz,li} + M_{Y,li} \quad (4.40)$$

und

$$M_{ges,re} = M_{R,re} + M_{Fz,re} + M_{\gamma,re} \quad (4.41)$$

mit

$$M_{R,li} = -F_{x,li} * (r_{s,li} + r_{pn,li}) + F_{y,li} * (n_{s,li} + n_{pn,li}) + M_{z,li} \quad (4.42)$$

und

$$M_{R,re} = -F_{x,re} * (r_{s,re} + r_{pn,re}) - F_{y,re} * (n_{s,re} + n_{pn,re}) - M_{z,re} \quad (4.43)$$

Zieht man für eine Parametrierung des Modells die in Abschnitt 2.9.1 beschriebenen Kräfte und Momente im Radmittelpunkt zu Rate, ist eine Transformation dieser Kräfte in den Radaufstandspunkt nötig. Bei der Transformation wird ersichtlich, dass überdies bei der Ermittlung des Moments um die Reifenhochachse ein zusätzlicher Einfluss der Längskraft  $F_{x,i}$  unter einem Sturzwinkel  $\gamma_i$  entsteht. Dieser Einfluss wird mittels der Radmessnaben im transformierten Moment  $M_{z,RMN,i}$  gemessen. Das bedeutet, dass für dieses Modell, bei einer gesonderten Betrachtung der Kräfte und Momente, dieser Einfluss subtrahiert werden muss. Formel (4.44 und (4.45 beschreiben dieses Vorgehen.

$$M_{z,li} = M_{z,RMN,li} + F_{x,li} * \sin(\gamma_{li}) * r_{Rad,li} \quad (4.44)$$

gilt demnach für das linke und

$$M_{z,re} = M_{z,RMN,re} - F_{x,li} * \sin(\gamma_{re}) * r_{Rad,re} \quad (4.45)$$

für das rechte Rad. Beim Parkiervorgang wird der Reifen durch eine Lastverschiebung und bedingt durch den Sturzwinkel, wie in Abbildung 3.17 zu sehen ist, in vertikaler Richtung belastet und eingefedert. Für den vereinfachten Modellierungsansatz wird dieser Einfluss allerdings vernachlässigt. Somit kann der benötigte Radradius mit Hilfe von Formel (4.46 beschrieben werden.

$$r_{Rad} = b_{Reifen} * \frac{h_{Reifen}}{b_{Reifen}} * k_p * 0,001 + \frac{d_{Reifen}}{2} * 0,0254 \quad (4.46)$$

Wobei  $b_{Reifen}$  die Reifenbreite,  $h_{Reifen}$  die Reifenhöhe und  $k_p$  einen ermittelten Faktor zwischen 0,96 und 0,99 angibt.

Die Gewichtsrückstellmomente ergeben sich aus einer Multiplikation der wirkenden Radlast  $F_{z,i}$  und dem aus der Kinematikanalyse (Vgl. Abschnitt 3.6.1) ermittelten Radlasthebelarm  $l_{Fz,i}$ , nach Formel (4.47, zu:

$$M_{Fz,i} = -F_{Fz,i} * l_{Fz,i} \quad (4.47)$$

Das zusätzlich in Formel (4.40 beschriebene Moment, welches durch die Sturzseitenkraft entsteht, kann durch folgenden Zusammenhang für beide Räder ermittelt werden:

$$M_{\gamma,i} = -F_{Fz,c,i} * \sin(\gamma_i) * n_i \quad (4.48)$$

Wobei  $F_{Fz,c,i}$  die im Radmittelpunkt (Tydex-C) wirkende Radlast,  $\gamma_i$  den Sturzwinkel und  $n_i$  die geometrische Nachlaufstrecke beschreibt.

Mit Hilfe der beschriebenen Kennwerte lassen sich die an den beiden Rädern resultierenden Gesamtmomente ermitteln. Zusätzlich kommen die in Abschnitt 3.10 ermittelten Erkenntnisse der Bodendruckverteilung unter Sturz zum Tragen. Das bedeutet, dass sich die Hebelarme, bedingt durch den pneumatischen Lenkrollradius, verändern.

Mit Hilfe der Lenkgestängeübersetzung  $i_{LG}$  kann das wirkende Gesamtmoment  $M_{ges,i}$  am Rad in eine Zahnstangenkraft nach Formel (4.49) umgerechnet werden. Es gilt somit:

$$F_{Zst} = \frac{M_{ges,re} - M_{ges,li}}{i_{LG}} \quad (4.49)$$

Damit das vereinfachte Modell weiterhin die Realität exakter abbildet, wird die in Abschnitt 3.7.3 ermittelte Achsreibung, achstypspezifisch addiert. Zudem werden die Erkenntnisse aus der Elastokinematikanalyse aus Abschnitt 3.6.2 aufgegriffen. Damit gilt nach Formel (4.50):

$$F_{Zst} = \left( \frac{M_{ges,re} - M_{ges,li}}{i_{LG}} + F_{Reib} \right) * fak_{Elakin} \quad (4.50)$$

Wobei etwa für ein Fahrzeug mit einer Federbein 1-Gelenkachse und dem Faktor 0,9787 im Endanschlag für den normierten Zahnstangenweg  $x_{Zst,norm}$  nach Gleichung (4.51) gilt:

$$fak_{Elakin} = \begin{cases} -0,05325 * x_{Zst} + 1,03195, & x_{Zst,norm} < -0,6 \\ 1, & -0,6 \leq x_{Zst,norm} \leq 0,6 \\ -0,05325 * x_{Zst} + 1,03195, & x_{Zst,norm} > 0,6 \end{cases} \quad (4.51)$$

Dabei stellt ein normierter Zahnstangenweg  $x_{Zst,norm}$  von -1 den vollständig zurückgelegten Weg der Zahnstange im linken mechanischen Endanschlag und ein Wert von 1 den Weg im rechten mechanischen Endanschlag dar. Der Faktor 0,05325 wird dazu genutzt, die lineare Steigung ab 60 % des Zahnstangenhubs bis in den Endanschlag zu beschreiben (Vgl. Abschnitt 3.6.2).

Um eine Vergleichbarkeit gegenüber den Messergebnissen darstellen zu können, wird die Zahnstangenkraft mit Hilfe des Raumwinkels der Spurstangen umgerechnet. Es gilt nach Gleichung (4.52):

$$F_{SpSt,i} = \frac{F_{Zst}}{\cos(\varphi_{Raum,SpSt,i})} \quad (4.52)$$

Des Weiteren wird der Einfluss des Faltenbalgs, ermittelt in Abschnitt 3.13.6, herangezogen. Damit erweitert sich die Formel zu:

$$F_{SpSt,i} = \frac{F_{Zst}}{\cos(\varphi_{Raum,SpSt,i})} - F_{Faltenbalg} \quad (4.53)$$

Mit diesem Modellierungsansatz kann das vereinfachte Modell beschrieben und angewendet werden. Die Modellparametrierung wird in den folgenden Abschnitten 4.5.1 und 4.5.2 beschrieben.

#### 4.5.1 Parametrierung mit Hilfe von Gesamtfahrzeugmessungen

Im ersten Schritt wird dieses Modell mit Hilfe, der in Abschnitt 2.9.1 beschriebenen, Radmessnabenkräfte und -momente aus einer Gesamtfahrzeugmessung parametriert. Dazu werden die im Radmittelpunkt aufgezeichneten Messwerte in die Reifenaufstandsfläche transformiert und mit den Kinematik-Kennwerten synchronisiert. Zur Bedatung der Reibkraft werden die in Abschnitt 3.7.3 ermittelten Ergebnisse für den jeweiligen Achstypen und die Variation der Radlast herangezogen. Des Weiteren werden die simulativ ermittelten Kennwerte der Elastokinematik über den beschriebenen Faktor in das Modell integriert.

#### 4.5.2 Parametrierung mit Hilfe von Komponentenmessungen

Im Rahmen einer studentischen Arbeit ist untersucht worden, inwiefern das vereinfachte Modell mit Komponentenmessungen des Reifens parametriert werden kann. Dies dient dem Zweck das Modell, bei Vorhandensein einer Fahrzeugkinematik, einsetzen zu können, ohne aufwändige Fahrzeugmessungen durchführen zu müssen.

Für ein Fahrzeug mit Federbein 2-Gelenkachse werden deshalb als Referenz Parkiermanöver mit zwei verschiedenen Reifen durchgeführt. Durch das Aufzeichnen der Reifenkräfte und -momente liegen pro Reifen die gleichen Messergebnisse vor. Anschließend werden mit denselben Reifen Komponentenmessungen am KnC-Reifenprüfstand durchgeführt.

Dadurch, dass die erzeugten Bohrmomente bei Gesamtfahrzeugversuchen, denen der Komponentenmessungen sehr ähneln, können diese Werte für eine Parametrierung ohne Anpassung verwendet werden. Bei einem Vergleich der Längs- und Querkräfte zwischen Fahrzeugversuch und Reifenprüfstand werden allerdings, wie in Tabelle 4.3 dargestellt, deutliche Unterschiede ersichtlich.

**Tabelle 4.3:** Vergleich zweier Reifen für eine Gesamtfahrzeugmessung und eine Komponentenmessung

<b>Kräfte</b>	<b>Fahrzeugversuch</b>		<b>KnC-Reifenprüfstand</b>	
	<b>Reifen 1</b>	<b>Reifen 2</b>	<b>Reifen 1</b>	<b>Reifen 2</b>
max. Längskraft in kN	4,0	4,6	7,1	8,2
max. Querkraft in kN	3,6	3,65	6,0	6,15

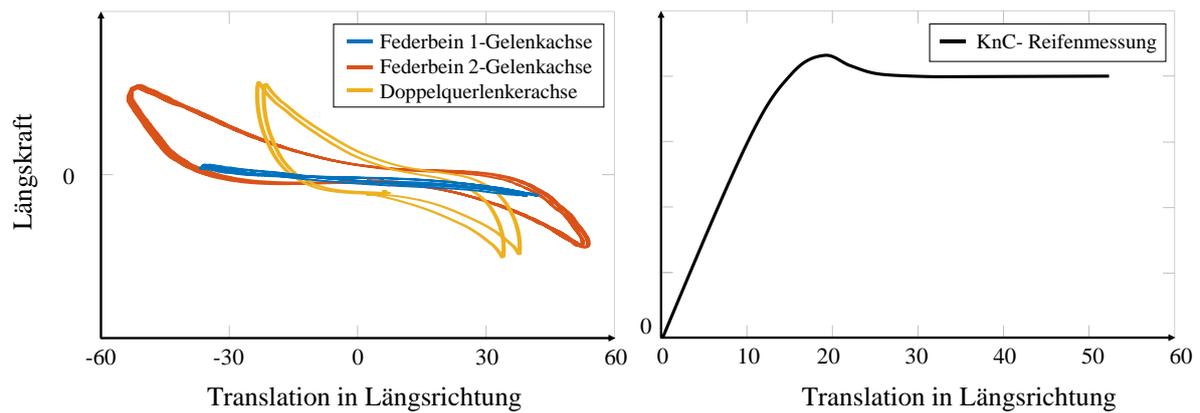
Wie veranschaulicht wird, erzeugt Reifen 1 geringere Kräfte als Reifen 2 im Fahrversuch. Auf dem KnC-Reifenprüfstand wird dieses Verhalten ebenso abgebildet. Die Faktoren für den Übertrag können aus Tabelle 4.4 entnommen werden.

**Tabelle 4.4:** Faktoren zum Übertrag der Längs- und Querkräfte zwischen KnC-Reifenmessungen und Gesamtfahrzeugmessungen

<b>Übertrag KnC-Reifenmessung auf Gesamtfahrzeug</b>	<b>Reifen 1</b>	<b>Reifen 2</b>
Faktor Max. Längskraft	0,563	0,561
Faktor Max. Querkraft	0,6	0,593

Es wird deutlich, dass sich die Faktoren für einen Übertrag der Kräfte für beide Reifen ähneln. Für einen ersten Ansatz des Übertrags werden diese Faktoren genutzt, um die Maximalkräfte für die Parametrierung zu ermitteln. Daraufhin kann eine Betrachtung im Endanschlag durchgeführt werden.

Die Schwierigkeit bei der Parametrierung mit Hilfe von Komponentenmessungen liegt in den unterschiedlichen Bewegungen, die der Reifen auf dem Prüfstand gegenüber denen einer Gesamtfahrzeugmessung erfährt. Betrachtet man Abbildung 4.20, so wird deutlich, dass für die Längskräfte auf dem KnC-Reifenprüfstand andere Ergebnisse als in einer Gesamtfahrzeugmessung ermittelt werden. Zudem werden, je nach Fahrzeugtyp, gänzlich andere Verläufe und Amplituden erzeugt, da sich am Fahrzeug überlagerte Bewegungen von Rotation und Translation mit sich veränderlichen Sturzwerten ergeben (Vgl. Abschnitt 3.6.3). Gleiches gilt auch für die Querkräfte.



**Abbildung 4.20:** Vergleich der Längskräfte zwischen Fahrzeugmessungen (l.) und Komponentenmessung am KnC-Reifenprüfstand (r.)

Neben den unterschiedlichen Bewegungen, die ein Reifen erfahren kann, müssten für einen validen Übertrag weitere Dimensionen, wie etwa der Reifenfülldruck, die Radlast, die Reifenart und -dimension sowie die Auswirkungen dieser Parameter bei verschiedenen Fahrzeugkonzepten betrachtet werden.

## 4.6 Zusammenfassung

In Abschnitt 4 ist eine Methodik zur Identifikation des Worst-Case-Reifens am KnC-Reifenprüfstand beschrieben worden. Dazu sind charakteristische Reifenkennwerte ermittelt und eine Realisierung zur Messung des Gesamtmoments unter Sturz durchgeführt worden. Für die drei, in dieser Arbeit betrachteten, Reifenmodelle FTire, SupERRB und MF-Swift, sind Modellierungs- und Parametrierungsverbesserungen vorgestellt worden, die sich insbesondere auf das in dieser Arbeit beschriebene Manöver „Parkieren im Stand“ beziehen. Für eine simulative Abbildung der Kugelgelenksreibung sind verschiedene vereinfachte Modellierungsansätze sowie eine Reibungsmodellierung durch ein 3D-Reibungselement realisiert worden. Die Beschreibung der Modellierung des Einflusses der Faltenbalge sowie eine vereinfachte Modellierung für das Parkiermanöver schließen das Kapitel ab.

---

## 5 Validierung und Bewertung

---

*In diesem Kapitel erfolgt die Validierung und Bewertung der in Abschnitt 4 beschriebenen Methoden und Modellierungsansätze. Dazu zählt eine Betrachtung der Reproduzierbarkeit der Reifenmessungen und die Bewertung der neuen Methodik zur Identifikation des Worst-Case Reifens. Weiterhin werden die Ergebnisse eines, mit Hilfe der entwickelten parkieroptimierten Parametrierungsmethode bedateten, FTires analysiert. Zudem wird betrachtet, inwiefern validere Reifenmessungen die Simulationsergebnisse des SupERRB Reifenmodells verbessern. Darüber hinaus wird der neue Modellierungsansatz für das virtuelle Reifenmodell MF-Swift untersucht. In einem Reifenmodellbenchmark werden FTire und SupERRB gegenübergestellt und bezüglich des Parkiermanövers und einer Einbindung in eine Prognosemethode bewertet. Ferner werden das dreidimensionale Reibelement zur Darstellung von Kugelgelenkreibung und die Modellierung der Faltenbälge analysiert. Abschließend wird das vereinfachte Modell zur Abbildung des Parkiermanövers bewertet.*

### 5.1 Bewertung der Methode zur Worst-Case-Reifen Identifikation

Die in Abschnitt 4.1 beschriebene neue Methodik zur Ermittlung des Worst-Case-Reifens soll in diesem Abschnitt validiert werden. Dazu werden Gesamtfahrzeugmessungen mit einem Portfolio aus fünf Reifen als Referenz herangezogen. Anhand derer wird deutlich, welcher der Reifen der Worst-Case-Reifen ist und welche unterschiedlichen Summenspurstangenkräfte erzeugt werden. Zudem wird für das am KnC-Reifenprüfstand ermittelte Bohrmoment ein Vergleich gegenüber den Bohrmomentmessungen am Flat-Trac gezogen. Bevor diese Auswertungen stattfinden, werden die Ergebnisse der Reproduzierbarkeits- und Streuungsuntersuchungen aus Abschnitt 3.5 vorgestellt.

### 5.1.1 Reproduzierbarkeit der Reifenmessungen

Anhand von zwei verschiedenen Reifentypen mit unterschiedlichen Dimensionen werden Reproduzierbarkeitsuntersuchungen für Bohrmomente, Haft- und Gleitreibungswerte in Quer- und Längsrichtung sowie für Steifigkeiten untersucht. Tabelle 5.1 zeigt die Reproduzierbarkeit anhand der Streuung in positiver und negativer Richtung. Zeile 1 von Tabelle 5.1 zeigt KnC-Reifenmessungen, die ohne korrekte Vorkonditionierung des Reifens und die beschriebenen Methoden zur Erhöhung der Reproduzierbarkeit aus Abschnitt 3.5 durchgeführt werden.

**Tabelle 5.1:** Messstreuung am KnC-Reifenprüfstand

	$M_z$	$\mu_{gx}$	$\mu_{gy}$	$\mu_{hx}$	$\mu_{hy}$	$K_x$	$K_y$	$K_\psi$
<b>Streuung bestehende Messprozedur</b>	$\pm 18 \%$	$\pm 11.5 \%$	$\pm 7.7 \%$	$\pm 14.5 \%$	$\pm 11 \%$	$\pm 16.5 \%$	$\pm 7.5 \%$	$\pm 5.5 \%$
<b>Streuung neue Messprozedur</b>	$\pm 3 \%$	$\pm 3 \%$	$\pm 3.7 \%$	$\pm 3.5 \%$	$\pm 4 \%$	$\pm 8.5 \%$	$\pm 4 \%$	$\pm 2 \%$

Bei Betrachtung der Zeile 1 wird deutlich, dass für alle charakteristischen Werte hohe Streuungen vorliegen. Bei Kontrolle des Abnutzungsgrads, der Temperatur der Reifenkontaktflächen und weiterer Einflüsse, wie in Abschnitt 3.5 vorgeschlagen, beträgt die Streuung des Bohrmoments ca.  $\pm 3 \%$ . Bei Nichtbeachtung der in Abschnitt 3.5 erläuterten Messprozedur zur Reduzierung der Messstreuung, liegt eine Streubreite des Bohrmoments von etwa  $\pm 18 \%$  vor. Gleiches Verhalten ist auch für die anderen charakteristischen Werte in Tabelle 5.1 zu finden.

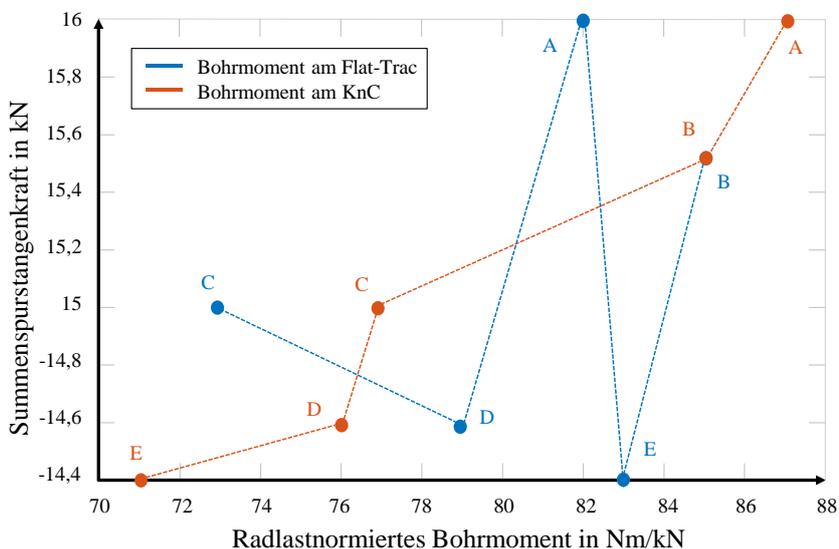
### 5.1.2 Bohrmoment

Da im bestehenden Lenkungsauslegungsprozess nur das Bohrmoment bei  $0^\circ$  Sturz als funktionale Reifeneigenschaft zur Definition des Worst-Case-Reifens verwendet wird, findet zunächst eine Betrachtung der Bohrmomente statt. Dazu werden fünf Reifen, die auf Gesamtfahrzeugebene für Parkiermessungen verwendet werden, als Referenz herangezogen. Tabelle 5.2 zeigt eine Erweiterung der Erkenntnisse aus Abbildung 3.4 und stellt die resultierende Summenspurstangenkraft  $F_{SpSt}$ , die auf die Radlast normierten Bohrmomente am Flat-Trac und die mit der neuen Messprozedur am KnC ermittelten Bohrmomente dar.

**Tabelle 5.2:** Vergleich der ermittelten, normierten Bohrmomente am Flat-Trac und am KnC-Reifenprüfstand mit Gesamtfahrzeugmessungen

		$F_{SpSt}$ in kN		$M_{z,norm.}$ in Nm/kN Flat-Trac		$M_{z,norm.}$ in Nm/kN KnC	
		1090 kg	1205 kg	1090 kg	1205 kg	1090 kg	1205 kg
Reifen	Achslast						
A	245/40 R19	15.1	16	78	82	82.5	87
B	245/35 R20	14.5	15.5	75	85	79	85
C	245/40 R19	13.9	15	70	73	72.5	77
D	225/55 R17	13.7	14.6	76	79	74.4	76
E	245/40 R19	13.8	14.4	80	83	69.7	71

Es zeigt sich, dass die radlastnormierten Bohrmomente  $M_{z,norm.}$  am KnC-Reifenprüfstand mit den Summenspurstangenkräften  $F_{SpSt}$  größtenteils korrelieren. Demnach würde mit der neuen Messprozedur bereits anhand des Bohrmomentes bei 0° Sturz der Worst-Case-Reifen identifiziert werden. Bei näherer Betrachtung der Ergebnisse, wie in Abbildung 5.1 dargestellt, ist jedoch festzustellen, dass die Spanne zwischen den Bohrmomenten am KnC-Reifenprüfstand nicht die gleichen Intervalle in den zugehörigen Summenspurstangenkräften erzeugen. Es handelt sich also nicht um einen rein linearen Anstieg.



**Abbildung 5.1:** Visualisierung der Bohrmomente am Flat-Trac und am KnC-Reifenprüfstand. Zwischen Reifen A und B und Reifen B und C beträgt die Differenz der Summenspurstangenkraft jeweils etwa 500 N. Der Unterschied im Bohrmoment zwischen Reifen A und B beträgt, je nach Radlast, 2 - 3 Nm/kN, während zwischen Reifen B und C der Unterschied 7 - 8 Nm/kN beträgt. Dieses Ergebnis ist ein Hinweis darauf, dass die bereits erläuterten weiteren Messmethoden für Steifigkeiten, Haft- und Gleitreibungskoeffizienten sowie der Aufstandsfläche und

des Rückstellmoments unter Sturz zur exakteren Identifikation des Worst-Case-Reifens herangezogen werden sollten.

### 5.1.3 Weitere charakteristische Reifeneigenschaften

Um eine exaktere Identifikation des Worst-Case-Reifens vornehmen zu können, werden die in Abschnitt 4.1 beschriebenen zusätzlichen Reifenmessungen und die sich daraus ergebenden charakteristischen Eigenschaften herangezogen. Dazu zeigt Tabelle 5.3 eine Erweiterung von Tabelle 5.2 mit den zusätzlichen Kennwerten Rückstellmoment unter Sturz  $M_{res}$ , pneumatischer Lenkrollradius  $r_{pn}$ , Gleitreibwerte in x- und y-Richtung  $\mu_{gx}$  und  $\mu_{gy}$  sowie der Aufstandsfläche unter Sturz  $A$  und der vertikalen Steifigkeit  $K_z$ . Für eine übersichtlichere Darstellung werden die zusätzlichen charakteristischen Eigenschaften in Tabelle 5.3 nur bei einer Radlast veranschaulicht.

**Tabelle 5.3:** Charakteristische Reifeneigenschaften in Korrelation zur Gesamtfahrzeugmessung

Einheit Reifen	$F_{SpSt}$	$M_z$	$M_{res}$ 9° Sturz	$r_{pn}$	$\mu_{gx}$	$\mu_{gy}$	$A$ 9° Sturz	$K_z$
	<i>kN</i>	<i>Nm/kN</i>	<i>Nm/kN</i>	<i>mm</i>	-	-	<i>cm<sup>2</sup></i>	<i>N/mm</i>
A	15.1 & 16	82.5 & 87	97 & 95.5	55	1.17	1.19	151	320
B	14.5 & 15.5	79 & 85	92 & 91	55	1.14	1.17	144	335
C	13.9 & 15	72.5 & 77	94 & 92	63	1.14	1.17	139	370
D	13.7 & 14.6	74.4 & 76	84.5 & 86.5	44	1.01	1.03	157	280
E	13.8 & 14.4	69.7 & 71	87 & 86.5	58	0.94	1.03	134	330

Wie zu erkennen ist, stellt jeder Kennwert allein betrachtet keine exakte Korrelation zur Parkierkraft  $F_{SpSt}$  dar. Wenn jedoch alle Kennwerte in Tabelle 5.3 zusammengenommen werden, resultiert ein klareres Bild. Zwischen den Reifen A und B unterscheiden sich die Bohrmomente bei 0° Sturz nur geringfügig, während die Summenspurstangenkraft auf Gesamtfahrzeugebene mit 500 N deutlich abweicht. Der Grund für die höhere Summenspurstangenkraft bei Reifen A lässt sich durch die höheren Gleitreibungskoeffizienten und die größere Aufstandsfläche unter Sturz erklären. Zwischen den Reifen B und C beträgt der Unterschied der Parkierkraft ebenfalls 500 N. Der Unterschied der Bohrmomente bei 0° Sturz beträgt dagegen 7 bzw. 8 Nm/kN. Die Gleitreibungskoeffizienten sind bei beiden Reifen identisch. Die höhere Summenspurstangenkraft von Reifen B resultiert aus der größeren Aufstandsfläche. Reifen C hingegen hat einen deutlich größeren pneumatischen Lenkrollradius. Folglich ist der Sturzeinfluss bei Reifen C größer, was zu einem geringeren Unterschied in der Summenspurstangenkraft zwischen Reifen B und C führt, als aus dem Bohrmoment bei 0° Sturz geschlossen werden kann. Die Reifen D

und E weisen nahezu ähnliche Parkierkräfte auf, wohingegen die Bohrmomente bei  $0^\circ$  Sturz deutlich voneinander abweichen. Auch die Gleitreibungskoeffizienten der beiden Reifen liegen in einer vergleichbaren Größenordnung. Bei diesen beiden Reifen wirken zwei Effekte gegenläufig. Zum einen ist die Aufstandsfläche des Reifens D deutlich größer, was zu einem Anstieg der Zahnstangenkraft führt. Bei Reifen E hingegen ist der pneumatische Lenkrollradius größer, was zu einem höheren Einfluss des Sturzwinkels und damit auch zu einer Erhöhung der Parkierkraft führt. Folglich sind das Rückstellmoment unter Sturz und die Summenspurstangenkraft bei beiden Reifen ähnlich.

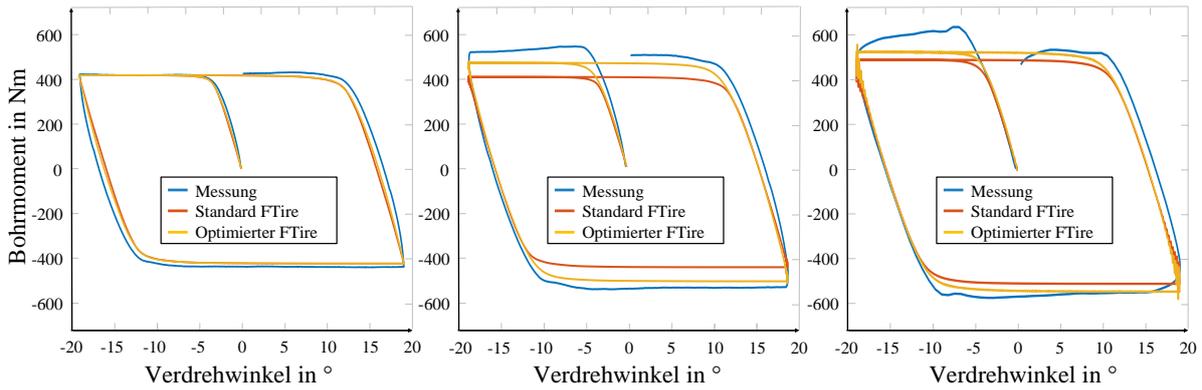
Zusammenfassend lässt sich resümieren, dass mit Hilfe der neuen Messmethode auf dem KnC-Reifenprüfstand der Worst-Case-Reifen bereits anhand des Bohrmoments bei  $0^\circ$  Sturz identifiziert werden kann. Bei genauerer Betrachtung wird ersichtlich, dass eine Erweiterung der Messprozedur mit den beschriebenen charakteristischen Reifeneigenschaften eine exaktere Identifikation ermöglichen. Diese genaue Vorhersage des Worst-Case-Reifens hat, wie in Abschnitt 3.1 und 3.2 beschrieben, einen deutlichen Einfluss auf den gesamten Parkierkraftprognose-Prozess. Ein weiterer großer Vorteil ist, dass die ermittelten validen Bohrmomente direkt in den Prognoseprozess einfließen. So wird auch die Prognose exakter, da Reibungsanpassungen des Reifens auf korrekte Bohrmomente geschehen und die Eigenschaften eines Prognosereifens anhand einer nun validen Datenbank mit Hilfe eines FTC-Schätzers ermittelt werden können. Diese beiden Punkte werden in Abschnitt 6 aufgegriffen.

## 5.2 Bewertung des parkieroptimierten FTires

Um die neue parkierspezifische Parametrierung (Vgl. Abschnitt 4.2.1) zu untersuchen, werden im folgenden Kapitel ein Standard FTire-Modellierungsansatz und ein parkoptimierter FTire untersucht. Durch Messungen auf Komponentenebene, einschließlich der Bodendruckverteilung und Messungen auf Gesamtfahrzeugebene, können beide Modelle bewertet werden. Dazu werden die bereits beschriebenen Mess- und Simulationsmethoden herangezogen. In (Neumann et al. 2022b) ist eine detaillierte Auswertung zu finden, dennoch sollen die wichtigsten Ergebnisse zusammengefasst werden.

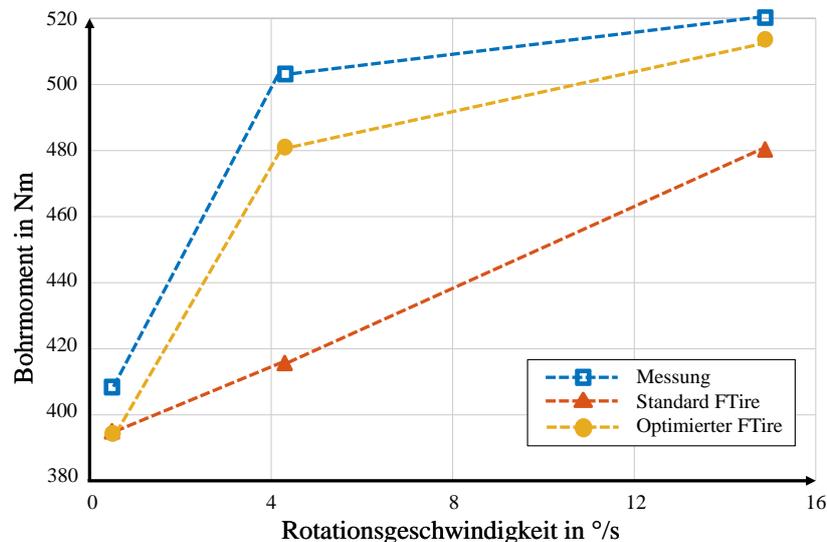
### 5.2.1 Komponentenebene

Auf Komponentenebene wird das Bohrmoment  $M_z$  über den Raddrehwinkel, die Kraft in x-Richtung  $F_x$  über die Längsverschiebung und die Kraft in y-Richtung  $F_y$  über die Querverschiebung bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten skizziert.



**Abbildung 5.2:** Bohrmomente bei 0,5 °/s (l.), 4 °/s (m.) und 15 °/s (r.) Rotationsgeschwindigkeit für Simulation und Messung

Abbildung 5.2 stellt das Bohrmoment  $M_z$  bei 6300N, 2,4 bar und  $0^\circ$  Sturz für 0,5 °/s (links), 4 °/s (Mitte) und 15 °/s (rechts) dar. Es zeigt sich, dass der Standard- und der optimierte FTire in Bezug auf die Abbildung der Torsionssteifigkeit in etwa gleiche Werte erzeugen. Bei Betrachtung der Amplitude des erzeugten Bohrmoments wird deutlich, dass der optimierte FTire das Bohrmoment im Gleitbereich ( $\sim -12^\circ$  bis  $+18^\circ$ ) exakter approximiert. So betragen die Unterschiede zur Messung mit dem optimierten FTire für alle drei abgebildeten Geschwindigkeiten durchschnittlich 3,2 % und maximal 5,5 %. Der Standard-FTire Modellierungsansatz resultiert in einer durchschnittlichen Abweichung von etwa 9,5 %, wobei die Abweichungen bei höheren Geschwindigkeiten bis zu 17,5 % betragen. Damit wird deutlich, dass der Standard-FTire eine gewisse Geschwindigkeitssensitivität besitzt und nur bei bestimmten Geschwindigkeiten zuverlässige Werte liefert. Dies wird insbesondere in Abbildung 5.3 ersichtlich. Es ist zu erkennen, dass der Standard FTire einen linearen Anstieg des Bohrmoments über der Rotationsgeschwindigkeit verzeichnet. Der optimierte FTire approximiert den Wert aus der Messung hingegen exakter.



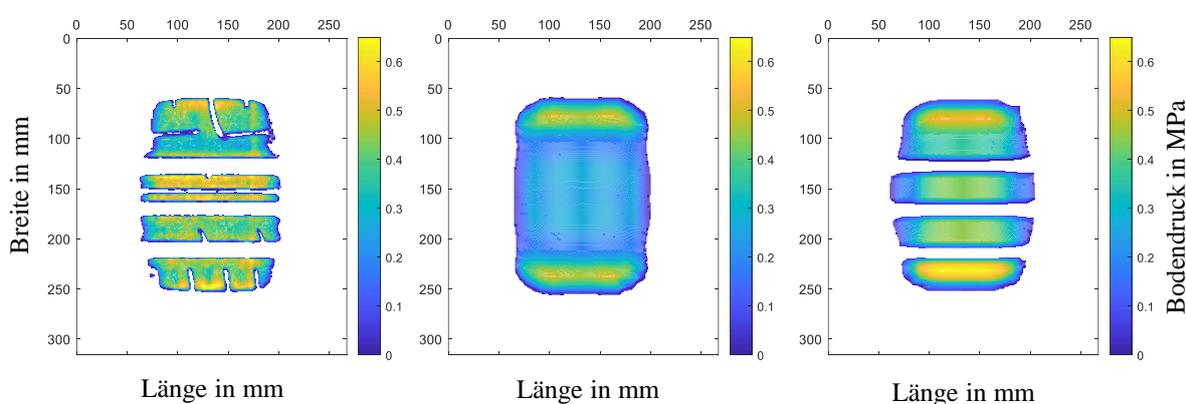
**Abbildung 5.3:** Bohrmoment über Rotationsgeschwindigkeit für Messung und Simulation

Das gleiche Verhalten für den Standard- und den optimierten FTire kann auch bei der Untersuchung der Längskraft  $F_x$  bei verschiedenen Geschwindigkeiten beobachtet werden. Es wird deutlich, dass der optimierte FTire die Amplitude der Kraft  $F_x$  mit einer durchschnittlichen Abweichung von 1,85 % (maximal 2,25 %) wesentlich genauer wiedergeben kann als der Standardmodellierungsansatz, dessen Abweichungen bei parkrelevanten Geschwindigkeiten bis zu 17,25 % betragen. Die Längssteifigkeit wird für beide Reifenmodelle sehr gut abgebildet.

Die Seitenkraft  $F_y$  zeigt aufgrund der asymmetrischen Reifenkontur ein nicht symmetrisches Verhalten. Der parkoptimierte FTire weist für alle relevanten Geschwindigkeiten eine bessere Steifigkeitsabbildung auf. Die Simulationsergebnisse des parkoptimierten FTires zeigen eine weitgehende Übereinstimmung mit den Messergebnissen mit einer geringen Abweichung von weniger als 4,5 % für die initiale Verschiebung. Wird der FTire simulativ zurück verschoben, treten zu hohe Kräfte für  $F_y$  auf. Dies führt aufgrund der symmetrischen Parametrisierung zu einem Überschwingen von bis zu 20 %. Im Gegensatz dazu zeigt der Standard-FTire eine Abweichung von etwa 17,6 % für die Anfangsverschiebung. Beim Zurückschieben beträgt die Differenz nur 10,9 %.

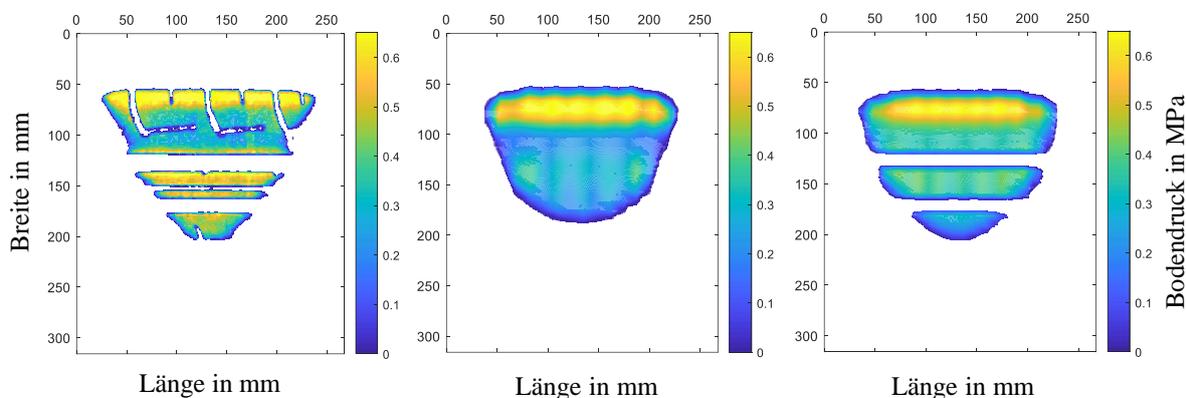
### 5.2.2 Bodendruckebene

Um die Aufstandsfläche und die Bodendruckverteilung zu untersuchen, werden Messungen mit einem Tekscan VersaTek TireScan System durchgeführt, bei denen Radlast, Sturzwinkel und Reifenfülldruck kontrolliert werden können. Abbildung 5.4 zeigt diese Messungen (links) und zusätzlich Simulationen mit dem Standard-FTire (Mitte) und dem parkierspezifisch parametrisierten FTire (rechts) bei 6000 N, 2,4 bar und 0° Sturz. Die Simulationen werden mit dem FTire-Tool durchgeführt und in das gleiche Koordinatensystem wie bei den Messergebnissen transformiert. Um die Ergebnisse vergleichen zu können, werden alle Resultate, insbesondere die mit unterschiedlichen Sturzwinkeln, auf einen gemeinsamen Punkt transformiert.



**Abbildung 5.4:** Bodendruckverteilung für Messung (l.), Standard FTire (m.) und optimierten FTire (r.) bei 0° Sturz nach (Neumann et al. 2022b)

Es kann festgestellt werden, dass der neue parkspezifische Modellierungsansatz (rechts) den Messergebnissen (links) hinsichtlich der Form der Aufstandsfläche mit ihrem Rillenmuster und der Bodendruckverteilung sehr viel ähnlicher ist. Diese Erkenntnis kann auch in Abbildung 5.5 für Aufstandsflächen mit höherem Sturzwinkel entnommen werden.

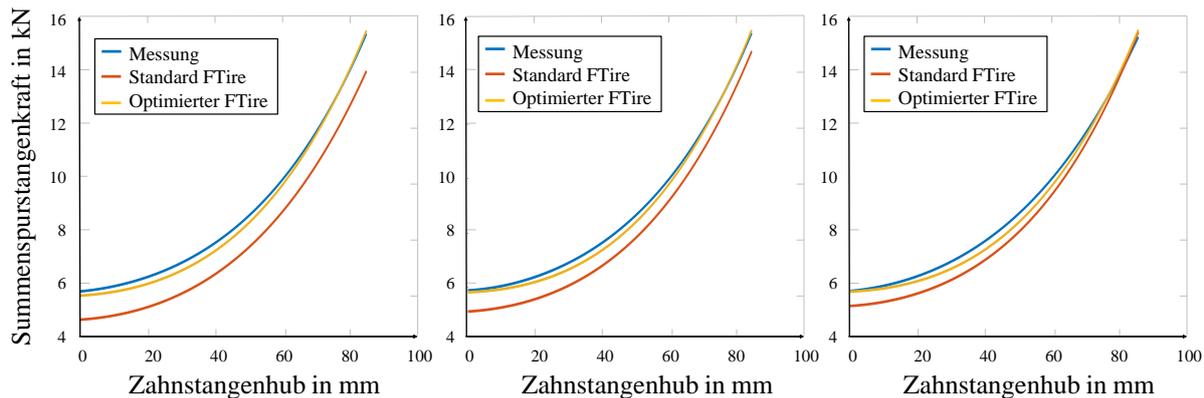


**Abbildung 5.5:** Bodendruckverteilung für Messung (l.), Standard FTire (m.) und optimierten FTire (r.) bei  $9^\circ$  Sturz nach (Neumann et al. 2022b)

Die Form der Aufstandsfläche und die Bodendruckverteilung spielen eine entscheidende Rolle bei der Erzeugung der resultierenden Momente durch die wirkenden Hebelarme. Wie in Abbildung 5.5 zu sehen ist, führt das Messergebnis (links) für  $9^\circ$  Sturz zu einer Kontur, die nahezu ein Dreieck bildet. Dadurch wird der Kraftschwerpunkt nach außen verlagert. Hinsichtlich der Simulationsergebnisse kann festgestellt werden, dass der parkoptimierte Modellierungsansatz (rechts) validere Ergebnisse als die Simulationsergebnisse des Standard-FTire (Mitte) liefert. Eine spezifischere Analyse der Bodendruckverteilung kann in NEUMANN (Neumann et al. 2022b) gefunden werden.

### 5.2.3 Gesamtfahrzeuebene

Die beschriebenen Verbesserungen des parkspezifisch parametrisierten Reifenmodells auf Komponentenebene sowie der Aufstandsfläche und der Druckverteilung, resultieren auch auf Gesamtfahrzeuebene. Abbildung 5.6 skizziert die Summe der Spurstangenkräfte (links: Lenkradgeschwindigkeit:  $100^\circ/\text{s}$ , Mitte:  $150^\circ/\text{s}$ , rechts  $200^\circ/\text{s}$ ) über den Zahnstangenweg aus der Messung, der Standard-FTire-Simulation und den Simulationsergebnissen des parkoptimierten Modellierungsansatzes. Aus den Messergebnissen lässt sich schließen, dass unterschiedliche Lenkradwinkelgeschwindigkeiten, mit etwa 1,5 % Abweichung, nur einen geringen Einfluss auf die Summe der Spurstangenkräfte haben. Die Ergebnisse der Simulationen des Standardmodellierungsansatzes weichen um 9,75 % ab. Zusätzlich ist eine Geschwindigkeitssensitivität, wie schon auf der Komponentenebene (Vgl. Abschnitt 5.2.1), zu erkennen. Der optimierte FTire weist eine verbesserte Genauigkeit auf. Es sind Abweichungen von bis zu 2,75 % für die maximale Summenspurstangenkraft zu erkennen, unabhängig von der Lenkwinkelgeschwindigkeit.



**Abbildung 5.6:** Vergleich Standard FTire und optimierter FTire auf Gesamtfahrzeugebene bei Lenkradgeschwindigkeiten von 100 °/s (l.), 150 °/s (m.) und 200 °/s (r.) nach (Neumann et al. 2022b)

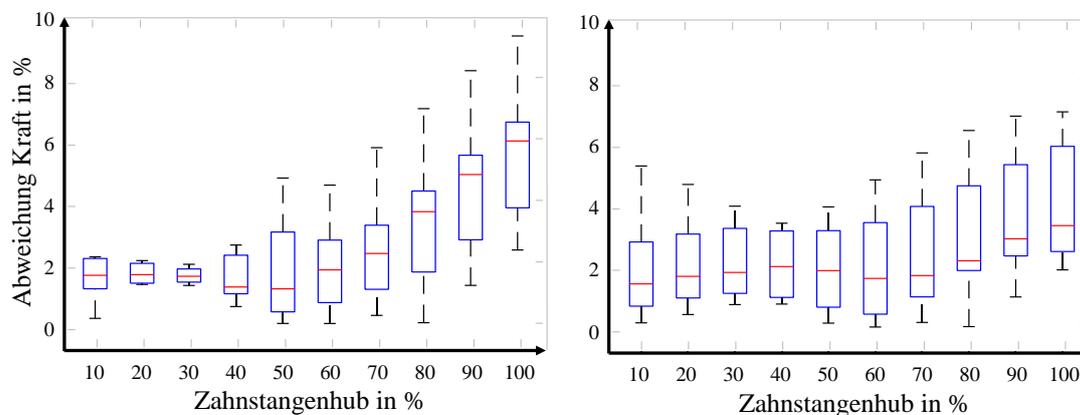
Zur weiteren Validierung der Genauigkeit des parkoptimierten Modellierungsansatzes wird eine Reihe von sechs Gesamtfahrzeugmessungen und -simulationen mit unterschiedlichen Achslasten und Fülldrücken durchgeführt. Die Lenkradgeschwindigkeit wird konstant bei 150 °/s gehalten. Um einen Vergleich beider Reifenmodelle unter denselben Bedingungen zu ermöglichen, wird die Reibung in beiden Modellen anhand einer Bohrmomentmessung bei 0° Sturz und 15 °/s angepasst, was in etwa der maximalen Raddrehgeschwindigkeit bei 150 °/s Lenkradgeschwindigkeit entspricht. Der in Abschnitt 3.13.2 ermittelte Fehler des MKS-Modells wird für beide Simulationen korrigiert. Tabelle 5.4 zeigt die resultierenden Abweichungen der Summenspurstangenkräfte für den Standard- und den optimierten Modellierungsansatz für 0 %, 50 % und 100 % Zahnstangenhub.

**Tabelle 5.4:** Abweichungen der simulierten Summenspurstangenkräfte mit Standard FTire und optimiertem FTire

Zst-Hub Messung	Standard FTire - Abweichung			Optimierter FTire - Abweichung		
	0%	50%	100%	0%	50%	100%
1110kg/2.4bar	0.8 %	1.9 %	6.7 %	0.3 %	1.5 %	2.6 %
1192kg/2.3bar	2.2 %	0.4 %	7.1 %	2.8 %	2.3 %	2.5 %
1284kg/2.4bar	2.0 %	0.4 %	6.3 %	0.8 %	0.1 %	3.2 %
1284kg/3.0bar	7.1 %	4.0 %	3.2 %	1.9 %	4.0 %	7.2 %
1100kg/2.3bar	1.1 %	3.5 %	9.5 %	0.1 %	0.3 %	4.3 %
1300kg/2.8bar	1.1 %	3.3 %	4.3 %	5.4 %	3.3 %	6.3 %

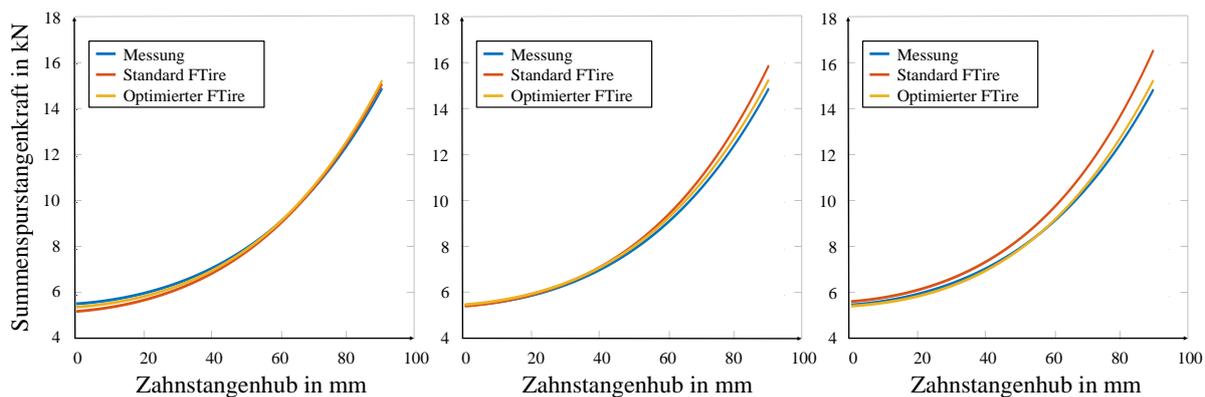
Bedenkt man, dass der optimierte FTire maßgeblich für 2,4 bar parametrisiert ist, so lässt sich feststellen, dass größere Abweichungen erst bei höheren Fülldrücken (z. B. 2,8 oder 3,0 bar) auftreten. Abbildung 5.7 zeigt zudem ein Boxplot-Diagramm (links: Standard-FTire, rechts:

Optimierter FTire), in dem der Zahnstangenhub in 10 % - Schritten aufgeteilt ist und die relativen Abweichungen der durchgeführten Simulationen hinsichtlich der Summenspurstangenkraft auf der Ordinatenachse dargestellt sind.



**Abbildung 5.7:** Boxplot-Diagramm der relativen Abweichungen der Summenspurstangenkraft für Standard FTire (l.) und optimierten FTire (r.) nach (Neumann et al. 2022b)

Es kann festgestellt werden, dass die Abweichungen aller Simulationen für den optimierten Modellierungsansatz geringer sind als für den Standard-FTire. Bei Betrachtung verschiedener Lenkradgeschwindigkeiten wird zudem nochmals die Geschwindigkeitssensitivität des Standard-FTires, auch bei der beschriebenen Reibwertanpassung im Modell, deutlich (siehe Abbildung 5.8). Untersuchungen mit 100 °/s und 200 °/s zeigen für den optimierten FTire keine größeren Abweichungen als bei 150 °/s. Für den Standard-FTire indessen, treten Abweichungen von bis zu 15,2 % auf.



**Abbildung 5.8:** Vergleich Standard FTire und optimierter FTire auf Gesamtfahrzeugebene nach Reibungsanpassung bei Lenkradgeschwindigkeiten von 100 °/s (l.), 150 °/s (m.) und 200 °/s (r.)

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass der optimierte FTire eine deutliche Verbesserung für die Parkiermanöver-Anwendung sowohl auf Komponenten- als auch auf Gesamtfahrzeugebene darstellt. Durch die Anpassung der Reibungsmatrix mit relevanten Geschwindigkeiten für das Parkiermanöver, die Messungen mit Überlagerung von translatorischen und rotatorischen

Bewegungen und durch die Implementierung der Ergebnisse der Aufstandsfläche- und Druckverteilungsmessungen, können das Bohrmoment  $M_z$ , die Kräfte  $F_x$ ,  $F_y$  und die Spurstangenkräfte wesentlich genauer dargestellt werden.

### 5.3 Bewertung des optimierten SupERRB Tires

Mit den in Abschnitt 3.5 gewonnenen Erkenntnissen zur Erhöhung der Reproduzierbarkeit von Reifenmessungen (siehe Tabelle 5.1), wird in diesem Abschnitt untersucht, inwiefern sich die Genauigkeit des SupERRB Reifenmodells verbessert, wenn die Parametrierung mit diesen Messungen durchgeführt wird. Zudem ist die Prozedur zur Bedatung, hinsichtlich der Rotations- und Verschiebegeschwindigkeiten auf dem KnC-Reifenprüfstand, den Erkenntnissen aus den Fahrzeugversuchen angepasst worden. Für den Vergleich wird der, zu Beginn dieser Arbeit bestehende, Parametrierprozess herangezogen.

Ähnlich wie in der Sensitivitätsanalyse (Vgl. Abschnitt 3.14.2) werden die Eingangswerte, entsprechend ihrer in Tabelle 5.5 dargestellten Messstreuung, für Simulationen variiert. Die Ergebnisse für die Parametrierung mit der alten Messmethode sind in Tabelle 5.5 abgebildet. Für eine bessere Übersichtlichkeit werden die Gleit- und Haftreibwerte in Längs- und Querrichtung zusammengefasst und nur der größere der beiden Streuungen angegeben. Die erste Spalte beschreibt die Kennwerte, die zweite Spalte die Streuung innerhalb der Messergebnisse. Die darauffolgenden Spalten zeigen die aus der Messstreuung resultierende Abweichung der relevanten Reifenkennwerte, die schon in der Sensitivitätsanalyse untersucht worden sind. Da für die Lenkungsauslegung vor allem die Summenspurstangenkraft  $F_{SpSt}$  wichtig ist, ist die, durch die Messstreuung hervorgerufene Abweichung dieser, in der letzten Spalte aufgetragen. Ein Strich in der Tabelle bedeutet, dass die Streuung der Eingangswerte keinen signifikanten Einfluss auf den zu untersuchenden Kennwert besitzt.

**Tabelle 5.5:** Auswirkung der bestehenden Messstreuung auf ermittelte Kennwerte mit Hilfe des SupERRB Reifenmodells

Kennwert	Messstreuung	$M_z$	$F_{x,max}$	$F_{y,max}$	$K_\psi$	$F_{SpSt}$
$\mu_{gx}, \mu_{gy}$	± 11,5 %	± 7,7 %	± 8,5 %	± 4,9 %	–	– 3,8 % bis 8,1 %
$\mu_{hx}, \mu_{hy}$	± 7,7 %	± 5,7 %	± 1,7 %	± 1,4 %	–	– 3,5 % bis 8,7 %
$K_x$	± 16,5 %	–	± 4,9 %	± 2,9 %	–	– 1,5 % bis 4,0 %
$K_y$	± 7,5 %	– 2,0 % bis 1,1 %	± 0,5 %	± 11,5 %	± 1,2 %	– 3,7 % bis 2,4 %
$K_\psi$	± 5,5 %	–	–	± 1,1 %	± 5,5 %	– 0,2 % bis 3,7 %

Bei Betrachtung der auftretenden Streuungen lässt sich Schlussfolgern, dass große Abweichungen in den, zur Parametrierung notwendigen Kennwerten, auch zu einer großen Streubreite der Simulationsergebnisse führt. Dies gilt insbesondere für die Haft- und Gleitreibwerte, die eine Streubreite der Summenspurstangenkraft von etwa 12 % erzeugen. Da es sich in der aufgetragenen Messstreuung um Maximalwerte handelt, können die Abweichungen der Parameter innerhalb der Simulation auch geringer ausfallen. Da es sich in dieser Tabelle allerdings um eine

Einzelwertbetrachtung handelt, können bei sich überlagernden Messstreuungen mehrerer Kennwerte noch wesentlich größere Abweichungen in den Resultaten auftreten. So zeigt eine Untersuchung der kombinierten maximalen Messstreuung der Haft- und Gleitreibwerte, dass es zu einer Streuung des Bohrmoments  $M_z$  von -12,4 % bis 13,8 % und einer Abweichung der Summenspurstangenkraft  $F_{SpSt}$  von -7,2 % bis 11,2 % kommen kann. Ebenso können Streuungen eines Kennwertes durch die Abweichungen eines anderen Messwertes kompensiert werden. Es lässt sich resümieren, dass mit der bestehenden Messmethode keine robusten Ergebnisse erzeugt werden, wodurch die Parametrierung des SupERRB Tires Streuungen unterliegt, die sich negativ auf die Modellgüte auswirken.

Mit Hilfe der in Abschnitt 3.5 beschriebenen Messprozedur zur Verringerung der Messstreuung wird dieselbe Auswertung durchgeführt. Tabelle 5.6 zeigt das Resultat dieser Untersuchung.

**Tabelle 5.6:** Auswirkung der reduzierten Messstreuung auf ermittelte Kennwerte mit Hilfe des SupERRB Reifenmodells

Kennwert	Messstreuung	$M_z$	$F_{x,max}$	$F_{y,max}$	$K_\psi$	$F_{SpSt}$
$\mu_{gx}, \mu_{gy}$	$\pm 3,7 \%$	$\pm 2,3 \%$	$\pm 2,5 \%$	$\pm 2,5 \%$	–	– 1,5 % bis 2,6 %
$\mu_{hx}, \mu_{hy}$	$\pm 4,0 \%$	$\pm 1,7 \%$	$\pm 0,5 \%$	$\pm 0,5 \%$	–	– 0,5 % bis 3,9 %
$K_x$	$\pm 8,5 \%$	–	$\pm 2,5 \%$	$\pm 1,5 \%$	–	0,5 % bis 2,0 %
$K_y$	$\pm 4,0 \%$	– 1,0 % bis 0,1 %	–	$\pm 4,0 \%$	$\pm 0,6 \%$	– 1,9 % bis 0,6 %
$K_\psi$	$\pm 2,0 \%$	–	–	$\pm 0,5 \%$	$\pm 2,0 \%$	0,7 % bis 0,9 %

Es zeigt sich, dass durch die verringerte Messstreuung des Reifens auch die Simulationsergebnisse des SupERRB Tires wesentliche Verbesserungen aufweisen. Bei Betrachtung der Gleit- und Haftreibwerte wird ersichtlich, dass die Summenspurstangenkraft  $F_{SpSt}$  eine Streubreite von etwa 4,5 % zeigt, was eine Verbesserung von etwa 7,5 % gegenüber der alten Mess- und Parametrierungsprozedur darstellt. Besonders deutlich wird dies auch in der Kombination der maximalen Messstreuung der Haft- und Gleitreibwerte in Längs- und Querrichtung. Es kommt zu einer Streubreite des Bohrmoments  $M_z$  von 7,6 % und einer Streubreite der Summenspurstangenkraft  $F_{SpSt}$  von etwa 5 %, was einer Verbesserung der Streubreite von 18,6 % und 13,4 % entspricht.

Es lässt sich resümieren, dass die neue Parametrierungsprozedur des SupERRB Tires die Simulations- und damit Prognosegüte deutlich erhöht.

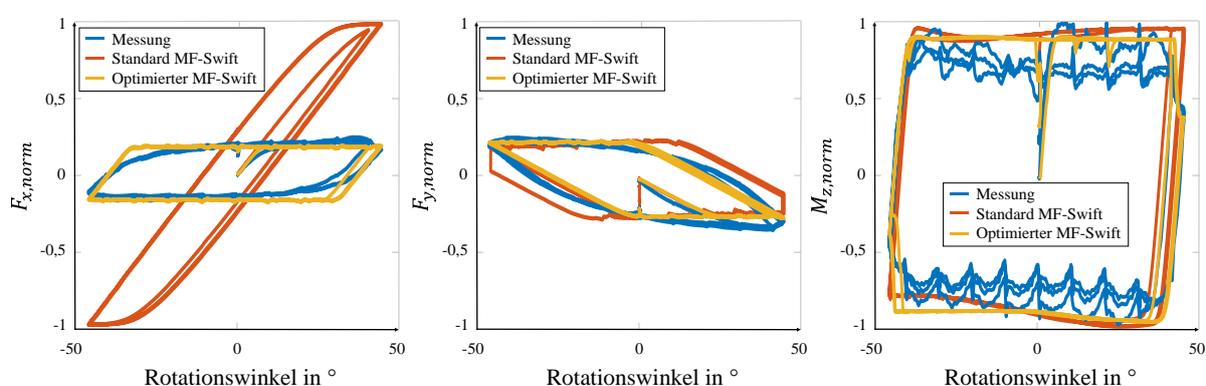
## 5.4 Bewertung des parkieroptimierten MF-Swifts

In Abschnitt 4.2.3 ist der neue Modellierungsansatz des MF-Swift für Parkieren, entwickelt gemeinsam mit der Firma Siemens, vorgestellt worden. In diesem Kapitel erfolgt eine Analyse der Modellverbesserungen auf Komponenten- und Fahrzeugebene anhand der Radmessnabensignale aus den in Abschnitt 3.6 beschriebenen Messungen. Dazu werden die in Abschnitt

3.14.3 durchgeführten Messungen und Simulationen herangezogen und durch Simulationen mit dem neuen Modellierungsansatz erweitert.

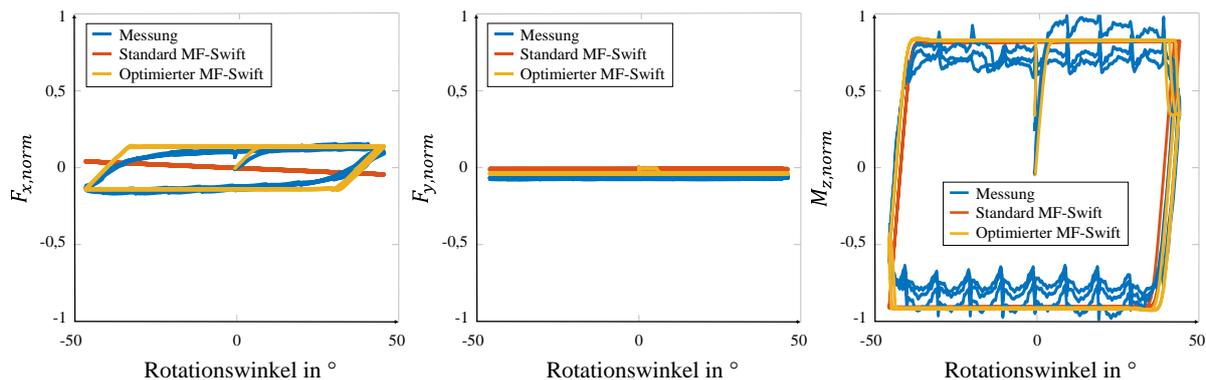
### 5.4.1 Komponentenebene

Mit Hilfe der in Abschnitt 3.9 beschriebenen Reifenmessungen am KnC-Reifenprüfstand werden für die Validierung des neuen Modellierungsansatz für den MF-Swift Messungen durchgeführt. Um eine überlagerte Bewegung darzustellen, wird eine Rotation um einen Offset von 2,5 cm um den Radmittelpunkt aufgeprägt. Dadurch resultieren am Rad neben den rotatorischen auch translatorische Bewegungen, die auf die Latschfläche wirken. Die gleiche Bewegung erfolgt in der Simulationsumgebung. Abbildung 5.9 zeigt das Ergebnis dieser Analyse bei Betrachtung der wirkenden longitudinalen (links) und lateralen Kraft (Mitte) sowie des Bohrmoments (rechts).



**Abbildung 5.9:**  $F_x$  (l.),  $F_y$  (m.) und  $M_z$  (r.) bei einer Rotation mit Offset mit neuem MF-Swift Modellierungsansatz

Es wird veranschaulicht, dass der neue Modellierungsansatz insbesondere das Verhalten in Längsrichtung des Reifens exakter reproduziert. Auch die Torsionssteifigkeit und die Quersteifigkeit werden mit dem „MF-Swift für Parkieren“ realitätsnaher abgebildet. Bei einer weiteren Untersuchung wird eine Rotation um den Mittelpunkt der Aufstandsfläche, bei gleichzeitiger Umsetzung eines radbezogenen Sturzwinkels von  $3^\circ$ , vorgegeben. Das Resultat zeigt Abbildung 5.10.

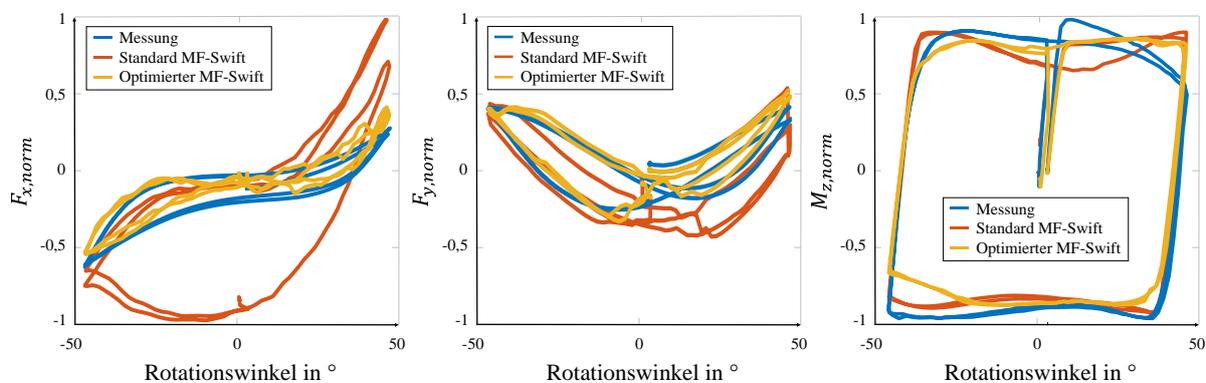


**Abbildung 5.10:**  $F_x$  (l.),  $F_y$  (m.) und  $M_z$  (r.) bei einem Sturzwinkel von  $3^\circ$  mit neuem MF-Swift Modellierungsansatz

Es wird ersichtlich, dass auch bei diesem Versuch insbesondere die resultierende longitudinale Kraft  $F_x$  realistischer simuliert wird. Bei Anwendung des Wissens aus Abschnitt 3.8.1, in der die Zusammensetzung der Reifenkräfte und -momente diskutiert worden ist, wird deutlich, dass die Längskraft, je nach Achsprinzip, einen erheblichen Einfluss auf das Gesamtrückstellmoment besitzt. Es lässt sich resümieren, dass eine erhebliche Verbesserung durch den entwickelten Modellierungsansatz erzielt wird.

#### 5.4.2 Gesamtfahrzeugebene

Neben der Betrachtung auf Komponentenebene wird analysiert, inwiefern eine Verbesserung auf Gesamtfahrzeugebene, bei Betrachtung der Radkräfte und -momente, ersichtlich wird. Dazu werden die in Abschnitt 3.6 beschriebenen Messungen von einem Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse betrachtet. Der Unterschied zu den in Abschnitt 5.4.1 beschriebenen Komponentenmessungen besteht darin, dass sich auf Gesamtfahrzeugebene mit jedem Simulationsschritt der Sturzwinkel sowie die Aufstandspunktverschiebung verändert. Abbildung 5.11 zeigt das Resultat der ermittelten Radkräfte und Momente.



**Abbildung 5.11:**  $F_x$  (l.),  $F_y$  (m.) und  $M_z$  (r.) bei Gesamtfahrzeugmessung & -simulation mit neuem MF-Swift Modellierungsansatz

Es wird auch bei einer Gesamtfahrzeugsimulation deutlich, dass der MF-Swift für Parkieren bessere Ergebnisse erzeugt als der bestehende Modellierungsansatz ohne Abbildung des Sturzeinflusses und der Kraftschwerpunktverschiebung in der Kontaktfläche. Überdies wird allerdings ersichtlich, dass Unstetigkeiten bei der Abbildung der Längskraft  $F_x$  zu finden sind. Auch bei der Erzeugung des Bohrmoments  $M_z$  bestehen, trotz der Modellverbesserungen, Abweichungen.

Es lässt sich resümieren, dass mit dem neuen Modellierungsansatz deutliche Verbesserungen erzielt werden. Allerdings weist der MF-Swift für Parkieren zum Zeitpunkt dieser Arbeit weiterhin einige Abweichungen auf, sodass weitere Entwicklungsarbeit notwendig ist. Dementsprechend wird der in Abschnitt 5.5 beschriebene Reifenmodellbenchmark nur mit dem parkieroptimierten FTire und dem SupERRB Reifenmodell durchgeführt.

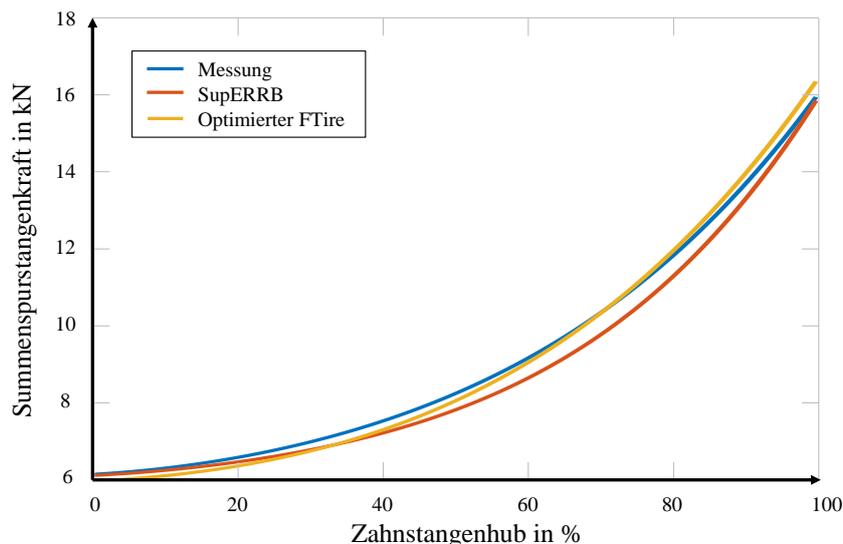
## 5.5 Reifenmodellbenchmark

In diesem Kapitel werden die vorgestellten Reifenmodelle FTire und SupERRB Tire mit deren beschriebenen Verbesserungen miteinander verglichen und hinsichtlich deren Eignung für das Parkiermanöver und der Parkierkraftprognose verglichen. Dies bedeutet, dass zunächst ein Vergleich auf Gesamtfahrzeugebene, auf Komponentenebene und eine Betrachtung der Boden-druckverteilung, bei Vorhandensein eines Reifens zur Parametrierung, durchgeführt wird. Danach wird eine Betrachtung der Gesamtfahrzeugebene für den Prognoseprozess durchgeführt, bei dem in der Regel kein Reifen für eine direkte Parametrierung der Modelle vorliegt und somit die Modelle hinsichtlich deren Dimensionen und Fülldrücke angepasst werden müssen.

### 5.5.1 Bewertung der Reifenmodelle bei vermessenem Reifen

In diesem Abschnitt wird ein Vergleich der beiden Reifenmodelle durchgeführt. Der Reifen ist in Hardware vorhanden und kann für eine Parametrierung mit den beschriebenen Methoden verwendet werden. Genutzt wird für diesen Vergleich ein Reifen mit den Dimensionen 245/45 R18 und ein Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse.

Da die ermittelte maximale Summenspurstangenkraft und der Verlauf über den Zahnstangenhub wichtige Kennwerte für die Lenkungsauslegung sind, findet zunächst eine Bewertung der Reifenmodelle auf Gesamtfahrzeugebene statt. Simulativ wird in ADAMS© ein virtuelles MKS-Modell des Fahrzeugs mit Doppelquerlenkerachse aufgebaut. Über die Schnittstelle des Standard Tyre Interface bzw. im Falle des SupERRB-Modells über eine FMU, werden die zu untersuchenden Reifenmodelle eingesetzt und Parkiermanöver simulativ durchgeführt. Die Manörovorgabe erfolgt analog denen in der Messung und die Einflussgrößen Radlast und Füll-druck werden variiert. Abbildung 5.12 zeigt ein Ergebnis bei einer Radlast-Füll-druck Kombination.



**Abbildung 5.12:** Vergleich des SupERRB Tires und des parkieroptimierten FTires auf Gesamtfahrzeugebene

Es wird ersichtlich, dass mit beiden Reifenmodellen eine sehr gute Abbildung der Summenspurstangenkraft möglich ist. Für den Kurvenverlauf gilt, dass der SupERRB Tire in etwa bei der Hälfte des Zahnstangenhubs zu geringe Summenspurstangenkräfte erzeugt und es zu einer „bauchigen“ Ausformung der Kurve kommt. Für den FTire gilt, dass der Kurvenverlauf sehr nah an der Realität verläuft, die maximale Summenspurstangenkraft im Endanschlag jedoch meist etwas höher liegt als in der Messung. Eine Ermittlung der Kameradaten ergibt, dass im Endanschlag ein Sturzwinkel von etwa  $9^\circ$  erreicht wird.

Ähnliche Resultate lassen sich auch über verschiedene Radlast-Fülldruck Kombinationen finden, wie Tabelle 5.7 darstellt.

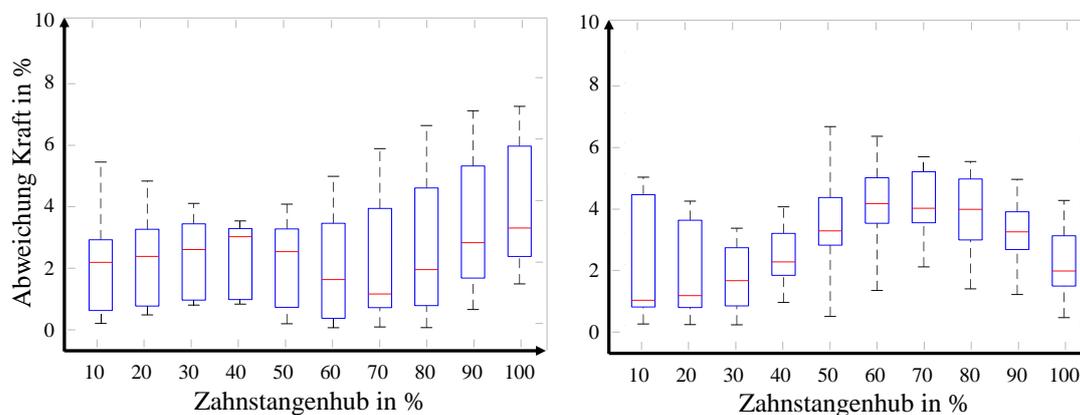
**Tabelle 5.7:** Resultate des parkieroptimierten FTires und des SupERRB-Reifenmodells auf Gesamtfahrzeugebene anhand der Summenspurstangenkräfte

	FTire Abweichung			SupERRB Abweichung		
	0% $x_{Zst}$	50% $x_{Zst}$	100% $x_{Zst}$	0% $x_{Zst}$	50% $x_{Zst}$	100% $x_{Zst}$
1110 kg, 2,4 bar	0,6 %	0,6 %	2,8 %	0,0 %	4,1 %	3,3 %
1192 kg, 2,3 bar	2,8 %	2,3 %	2,5 %	0,4 %	4,9 %	0,6 %
1192 kg, 2,7 bar	2,4 %	2,3 %	2,1 %	16,5 %	6,3 %	1,7 %
1284 kg, 2,4 bar	0,8 %	0,1 %	3,2 %	1,1 %	3,1 %	0,2 %
1284 kg, 3,0 bar	1,9 %	4,0 %	7,2 %	0,5 %	3,1 %	2,7 %
1100 kg, 2,3 bar	0,1 %	0,3 %	4,3 %	0,7 %	3,7 %	1,2 %
1300 kg, 2,8 bar	5,4 %	3,3 %	6,3 %	4,8 %	0,7 %	0,9 %
Ø	2,0 %	1,8 %	4,1 %	2,0 %	3,7 %	1,5 %

Tabelle 5.7 unterteilt die Untersuchungsergebnisse in 50 % Schritte des Zahnstangenhubs. Dadurch wird nochmals deutlich, dass der SupERRB in etwa bei der Mitte des Summenspurstangenkraftverlaufs die größten Abweichungen aufzeigt, wohingegen durch den FTire größere Abweichungen in Endanschlag zu Stande kommen. Allerdings ist zu beachten, dass die hohen Abweichungen des parkieroptimierten FTires bei 3,0 und 2,8 bar liegen, die sich außerhalb des Parametrierbereichs befinden.

Mit einer durchschnittlichen Abweichung im Endanschlag von 4,1 % und einer maximalen Abweichung von 7,2 %, weist der FTire damit schlechtere Ergebnisse bei der kritischen maximalen Summenspurstangenkraft gegenüber dem SupERRB Tire auf. Bei diesem Reifenmodell liegen die durchschnittlichen Abweichungen im Endanschlag bei 1,5 % und die maximale Abweichung bei 3,3 %. Für die Reifenmodelle ergeben sich über den kompletten Summenspurstangenkraftverlauf ein  $R^2$  von 0,962 für den FTire und 0,997 für den SupERRB Tire. Das bedeutet, dass beide Modelle eine hohe Korrelation gegenüber den messtechnisch ermittelten Daten aufweisen.

Eine Zusammenfassung der Erkenntnisse kann auch der Abbildung 5.13 entnommen werden. Dort sind die Ergebnisse der beschriebenen Analyse in Boxplot-Diagrammen zusammengefasst. Die Abbildungen zeigen eine Mittelung der Abweichungen aller Simulationen gegenüber den Messungen. Aufgeteilt werden die vorliegenden Differenzen in 10 % Schritte des Zahnstangenhubs.



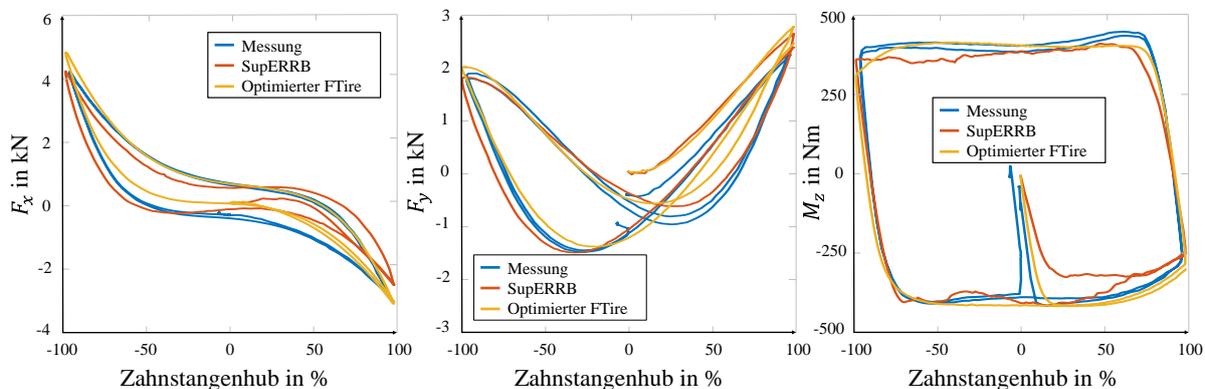
**Abbildung 5.13:** Boxplot-Diagramm der relativen Abweichungen der Summenspurstangenkraft für optimierten FTire (l.) und SupERRB (r.)

Auch an dieser Stelle wird deutlich, dass der SupERRB Tire (rechts) geringere Abweichungen gegenüber der Messung als der parkieroptimierte FTire (links) aufweist. Es bleibt dennoch festzuhalten, dass der FTire für Sturzwinkel bis etwa  $6^\circ$  (hier ca. 75 % Zahnstangenhub) sehr gute Resultate liefert.

### Komponentenebene bei Gesamtfahrzeugmessung und -simulation

Eine Analyse auf Komponentenebene soll Aufschluss über die auf Gesamtfahrzeugebene ermittelten Resultate geben. Dazu werden das Bohrmoment und die Längs- und Querkraft der Reifenmodelle im Gesamtfahrzeugversuch betrachtet. Diese Untersuchung dient dazu, die resultierenden Kräfte und Momente am Rad mit Radlast-, Sturz- und weiteren Kinematikveränderungen analysieren zu können.

Abbildung 5.14 zeigt das Ergebnis dieser Untersuchung bei einer Radlast-Fülldruck Kombination. Betrachtet werden die Kräfte  $F_x$  (links),  $F_y$  (Mitte) und das Moment  $M_z$  (rechts) am rechten Vorderrad. Da der Versuch zuerst eine Linksdrehung der Räder beinhaltet (+ 80 mm Zahnstangenhub), ist es für die Betrachtung der am rechten Rad auftretenden Kräfte und Momente wichtig, die Werte bei -80 mm Zahnstangenhub, also im rechten Endanschlag, zu untersuchen.



**Abbildung 5.14:** Vergleich der Längs- (l.), Querkräfte (m) und Bohrmomente (r.) für SupERRB und parkieroptimierten FTire-

Es zeigt sich, dass beide Reifenmodelle ähnliche Verläufe der Kräfte  $F_x$ ,  $F_y$  und auch des Bohrmoments  $M_z$  erzeugen. Bei einer Betrachtung des Bereichs um die Mitte der Auslenkung wird ersichtlich, dass der FTire eine exaktere Abbildung der Verläufe repliziert. Dies gilt insbesondere für das Bohrmoment. Lediglich im Endanschlag (maximaler Zahnstangenhub) verringert sich dieses Moment stärker als in der Messung. Der SupERRB Tire hingegen erzeugt auf Bohrmomentebene ein unstetigeres Moment, welches über den Gleitbereich geringer als das Moment der Messung ausfällt. In Richtung des maximalen Endanschlags bleibt diese Abweichung konstant und fällt nicht, so wie beim FTire, ab. Bei den Kräften  $F_x$  und  $F_y$  fällt auf, dass diese beim parkieroptimierten FTire im Endanschlag erhöht sind. So erzeugen die größeren Kräfte mit deren jeweiligen Hebelarmen Momente, die wiederum zu einem erhöhten Gesamtmoment führen, welches das verringerte Bohrmoment im Endanschlag kompensiert. Der SupERRB Tire liefert eine validere Abbildung der Kräfte  $F_x$  und  $F_y$  im Endanschlag. Diese Erkenntnisse sind auch über die verschiedenen Radlast-Fülldruck Kombinationen in Tabelle 5.8 zu sehen.

**Tabelle 5.8:** Resultate des parkieroptimierten FTires und des SupERRB-Reifenmodells auf Gesamtfahrzeugebene anhand der resultierenden Kräfte am Rad

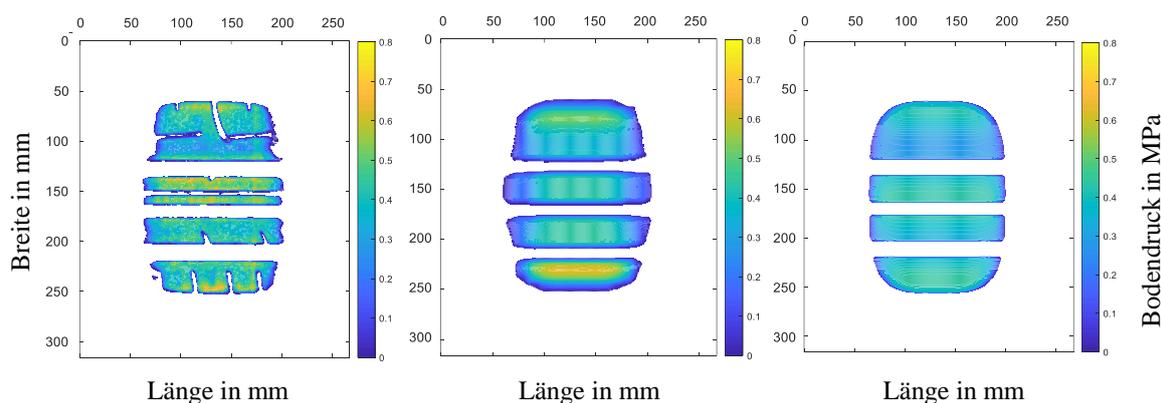
	FTire Abweichung				SupERRB Abweichung			
	$M_{z,mean}$	$M_{z,end}$	$F_{x,end}$	$F_{y,end}$	$M_{z,mean}$	$M_{z,end}$	$F_{x,end}$	$F_{y,end}$
1110 kg, 2,4 bar	4,7 %	18,6 %	11,5 %	14,7 %	6,1 %	5,5 %	4,0 %	3,0 %
1192 kg, 2,3 bar	0,5 %	20,0 %	12,6 %	3,8 %	8,6 %	11,8 %	0,4 %	4,9 %
1192 kg, 2,7 bar	4,8 %	10,1 %	14,5 %	13,5 %	3,8 %	8,5 %	1,7 %	1,9 %
1284 kg, 2,4 bar	0,9 %	20,0 %	8,9 %	7,3 %	7,1 %	11,3 %	8,1 %	0,4 %
1284 kg, 3,0 bar	7,0 %	22,2 %	12,5 %	10,3 %	8,2 %	14,3 %	8,4 %	5,5 %
1100 kg, 2,3 bar	3,9 %	19,1 %	6,1 %	9,3 %	7,3 %	7,0 %	8,3 %	1,8 %
1300 kg, 2,8 bar	8,9 %	15,4 %	19,8 %	3,7 %	2,3 %	5,1 %	0,3 %	10,4 %
Ø	4,4 %	17,9 %	12,3 %	8,9 %	6,4 %	9,1 %	4,5 %	4,0 %

Mit den Erkenntnissen aus Tabelle 5.8 lässt sich resümieren, dass der SupERRB Tire die Gegebenheiten der Parkierkraftmessung auf Komponentenebene in den Endanschlüssen besser abbildet als der FTire. Der Verlauf der Kräfte und des Moments werden bei geringeren Zahnstangenhüben und damit geringeren Sturzwinkeln durch den FTire exakter abgebildet.

### Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung

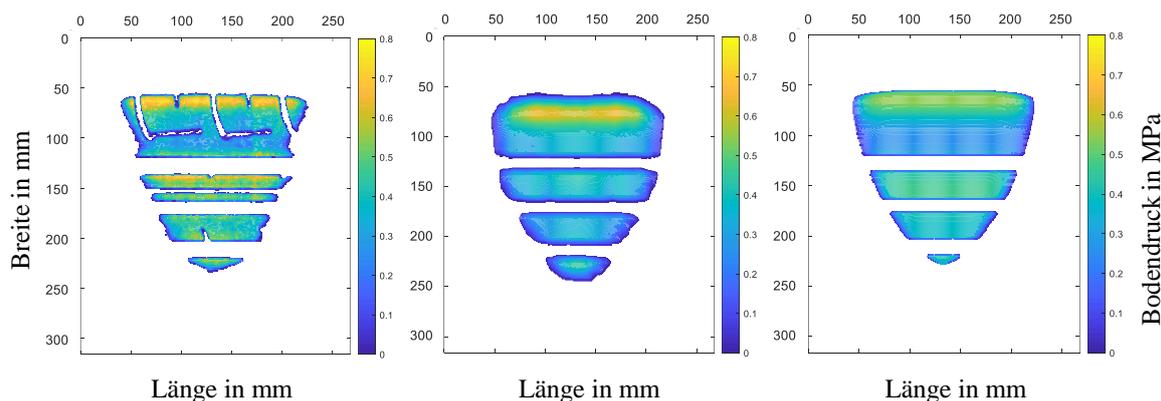
Neben der Untersuchung der Ergebnisse auf Gesamtfahrzeug- und Komponentenebene wird eine Betrachtung der Bodendruckverteilung und der Aufstandsfläche durchgeführt. Der Unterschied zu den anderen Erörterungen ist, dass auf dieser Ebene eine rein statische Untersuchung erfolgt. Etwaige geschwindigkeitsabhängige Phänomene finden keine Betrachtung. Damit können keine direkten Ableitungen von Reibungsphänomenen der Reifenmodelle ermittelt werden. Dennoch ist die Abbildung der Aufstandsfläche und der Bodendruckverteilung maßgeblich für eine Bewertung der Reifenmodelle.

Abbildung 5.15 zeigt die Bodendruckverteilung einer Messung (links), des parkieroptimierten FTires (Mitte) und des SupERRB Tires (rechts) bei 0° Sturz. Es zeigt sich, dass beide Reifenmodelle das Verhalten gut replizieren können.



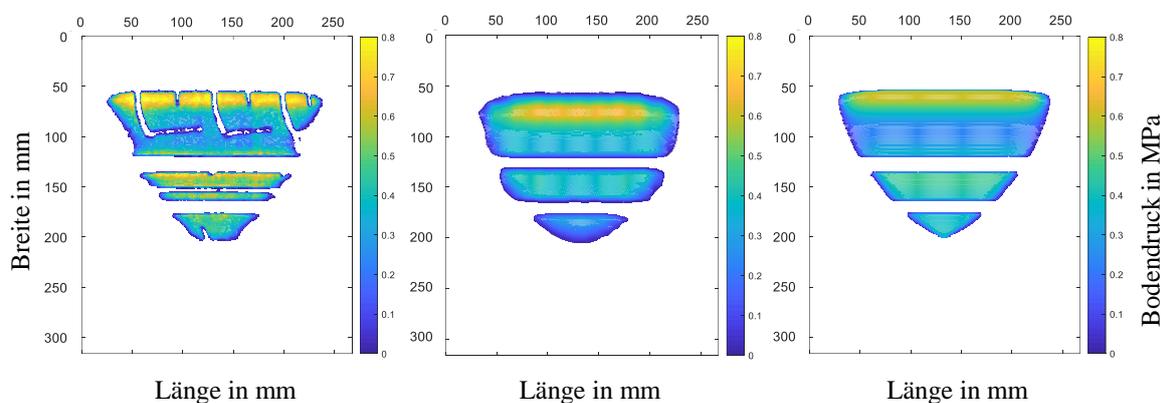
**Abbildung 5.15:** Bodendruckverteilung für Messung (l.), optimierten FTire (m.) und SupERRB (r.) bei 0° Sturz

Bei Sturzwinkeln bis zu 6°, wie in Abbildung 5.16 gezeigt, liefert der FTire eine valide Abbildung der Realität. Bei den Reifenflanken hingegen zeigt der SupERRB Tire eine realistischere Ausprägung der Aufstandsfläche.



**Abbildung 5.16:** Bodendruckverteilung für Messung (l.), optimierten FTire (m.) und SupERRB (r.) bei 6° Sturz

Dies wird insbesondere bei noch größeren Sturzwinkeln ersichtlich. Abbildung 5.17 zeigt die Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung bei 9° Sturzwinkel.

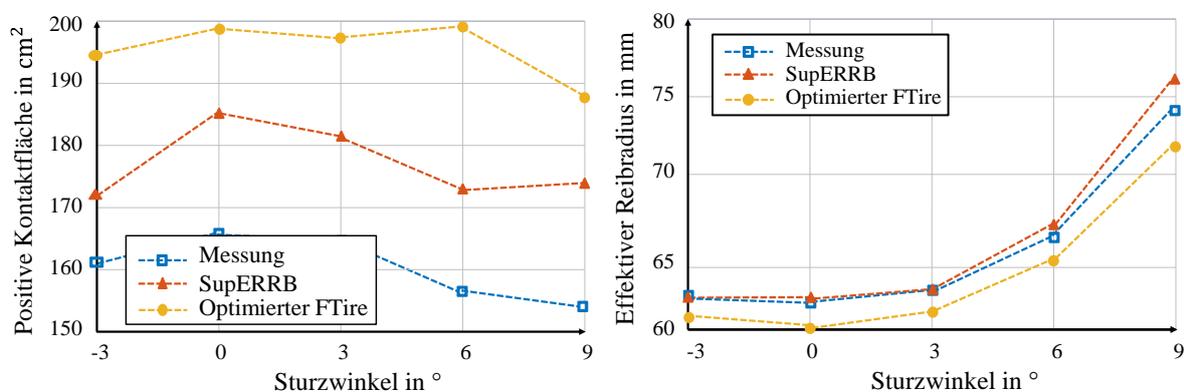


**Abbildung 5.17:** Bodendruckverteilung für Messung (l.), optimierten FTire (m.) und SupERRB (r.) bei 9° Sturz

Bei der Betrachtung der Aufstandsfläche und Bodendruckverteilung wird deutlich, dass der SupERRB Tire durch seine, über ein neuronales Netz beschriebenen, Superellipsen, die Realität bei hohen Sturzwinkeln besser abbildet. Dieses Verhalten korreliert auch mit den abweichenden Kräften und der Differenz in den Bohrmomenten des FTires bei hohen Sturzwinkeln auf Komponentenebene bei einer Gesamtfahrzeugsimulation.

Eine weitere Betrachtung ist in Abbildung 5.18 zu finden. Auf der linken Seite ist eine Darstellung der positiven Kontaktfläche der Simulationen bzw. der Messung zu sehen. Die positive Kontaktfläche beschreibt die Fläche, auf der eine Kraft wirkt. Dementsprechend werden die Flächen der Längsrillen des Reifens subtrahiert. Es wird deutlich, dass beide Reifenmodelle eine zu große Fläche erzeugen. Dies rührt daher, dass etwaige Querrillen des Reifens in beiden Modellen nicht abgebildet werden. Dadurch, dass die Aufstandsfläche des SupERRB Tires über zwei Superellipsen abgebildet wird, verringert sich die Aufstandsfläche gegenüber dem FTire

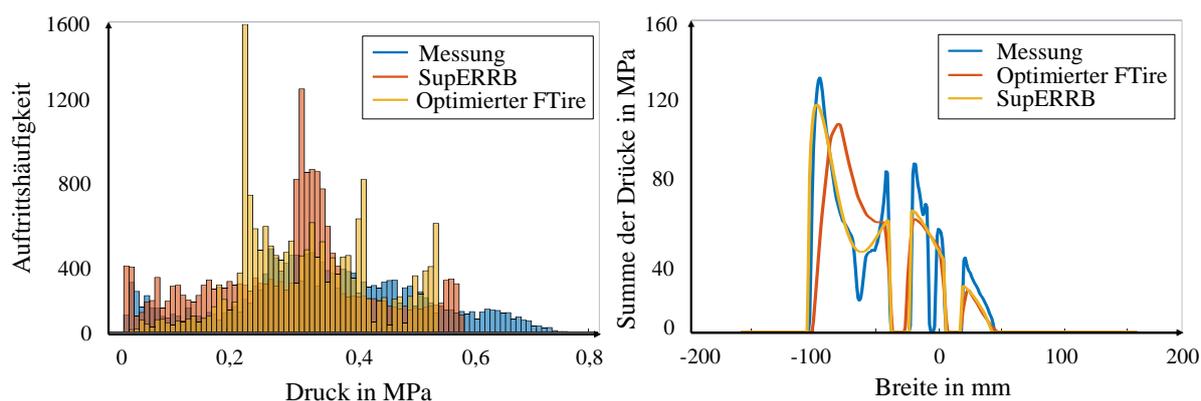
insofern, dass kleinere Randbereiche dadurch gefiltert und abgeschnitten werden. Es wird zudem nochmals deutlich, dass der FTire eine unrealistischere Abbildung der positiven Kontaktfläche bei einem Sturzwinkel von  $9^\circ$  darstellt.



**Abbildung 5.18:** Positive Kontaktfläche ( $l$ ) und effektiver Reibradius ( $r$ ) für optimierten FTire und SupERRB

In der rechten Abbildung ist der pneumatische Lenkrollradius über verschiedene Sturzwinkel aufgetragen. Es wird deutlich, dass der SupERRB Tire diese Kraftschwerpunktverschiebung besser als der FTire abbilden kann. Beim FTire handelt es sich bei der Abweichung um einen konstanten Offset, wohingegen der SupERRB bei  $9^\circ$  Sturz einen etwas erhöhten pneumatischen Lenkrollradius aufweist.

Diese generelle Abweichung des pneumatischen Lenkrollradius des FTires wird bei einer Betrachtung der Summe der Drücke entlang der Reifenlängsachse ersichtlich. Abbildung 5.19 (rechts) zeigt diese Auftragung der Drücke für eine Messung, den SupERRB Tire und den FTire. In der linken Darstellung ist zudem ein Histogramm dargestellt, welches die Auftretenshäufigkeit der Drücke und damit die Homogenität der Druckverteilung beschreibt. Es wird deutlich, dass in der Messung höhere Drücke entstehen, welche zum Teil durch einzelne Druckspitzen in der Kontaktfläche entstehen. Der SupERRB Tire beschreibt die Homogenität besser als der optimierte FTire, bei dem häufig Drücke von etwa  $0,2$  bar,  $0,4$  bar und  $0,55$  bar auftreten, die so in der Messung nicht zu finden sind.



**Abbildung 5.19:** Histogramm (l.) und Summe der Drücke entlang der Reifenbreite (r.) für optimierten FTire und SupERRB

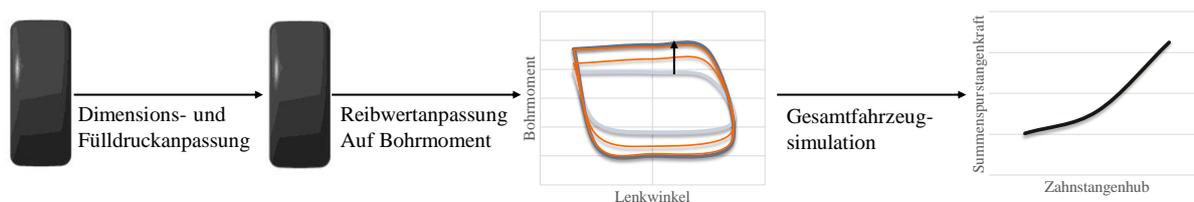
Es zeigt sich, dass der SupERRB Tire zur Reifenflanke (hier -100 mm) den Druck besser repräsentiert als der FTire. Damit wird auch der pneumatische Lenkrollradius realistischer abgebildet.

### 5.5.2 Bewertung der Reifenmodelle im Prognoseprozess

Um eine umfassende Aussage über die Bewertung der Reifenmodelle abgeben zu können, ist eine Untersuchung der Anwendung der Reifenmodelle im Prognoseprozess durchzuführen. Der Prozess unterscheidet sich insofern von der Untersuchung aus Abschnitt 5.5.1, als dass in der Regel keine direkte Parametrierung der Modelle mit dem explizit verwendeten Reifen stattfindet.

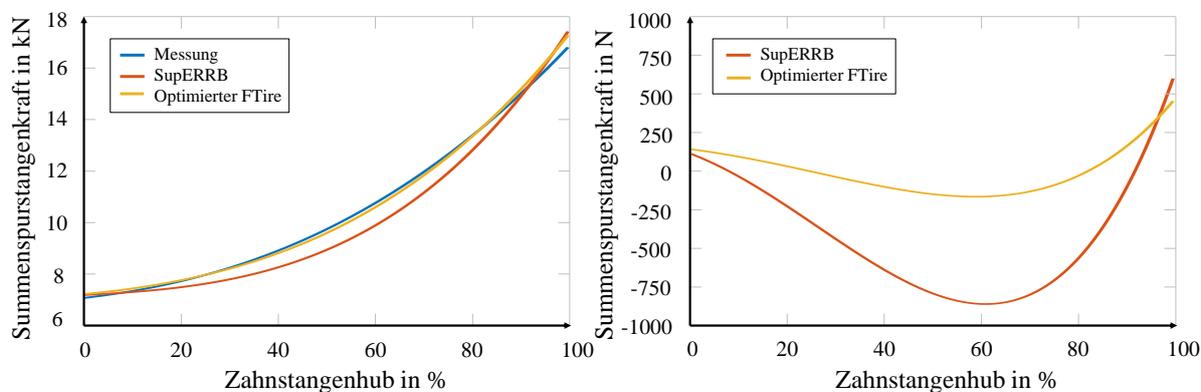
Da eine Parametrierung eines Reifens aufwendig und kostenintensiv ist, wird im Parkierprognoseprozess auf ein bestehendes Reifenmodell zurückgegriffen. Die Parametrierung dieses Reifenmodells kann allerdings mit einem Reifen von einem anderen Hersteller, mit unterschiedlichen Dimensionen und anderen Fülldrücken, durchgeführt worden sein. Darum ist es häufig notwendig, die Reifenmodelle hinsichtlich Dimension, Reibwert und Fülldruck anzupassen. Diese Anpassung erfordert eine gewisse Flexibilität der Modelle, auch bei Änderungen korrekte Ergebnisse zu liefern.

Da bereits eine ausführliche Untersuchung auf Komponentenebene und Bodendruckebene in Abschnitt 5.5.1 stattgefunden hat, soll an dieser Stelle ein Überblick der Nutzbarkeit beider Modelle für den Prognoseprozess auf Gesamtfahrzeugebene gegeben werden. Der bestehende Prognoseprozess weist allerdings Ungenauigkeiten auf, die nicht nur aus den Reifenmodellen herrühren (Vgl. Abschnitt 3.2). Demnach wird, um eine Bewertung der Reifenmodelle gezielter durchführen zu können, eine weitere Untersuchung angestrebt. Das Vorgehen ist in Abbildung 5.20 illustriert.



**Abbildung 5.20:** Reifenmodellbenchmark Prognoseprozess

Gestartet wird mit dem in Abschnitt 5.5.1 beschriebenen Reifenmodell mit den Dimensionen 245/45 R18. Als Referenz für die Summenspurstangenkräfte werden mehrere Gesamtfahrzeugmessungen mit einer Zweigelenk-Federbeinachse durchgeführt. Die dazu verwendeten Reifen werden zusätzlich am KnC-Reifenprüfstand hinsichtlich deren Kräften und Bohrmomenten vermessen. Da diese Reifen andere Dimensionen als das Start-Reifenmodell aufweisen, müssen die Reifenmodelle im ersten Schritt angepasst werden. Diese Anpassung erfolgt im FTire-Tool von Cosin oder analog im SupERRB-eigenen Tool. Danach werden die angepassten Reifenmodelle hinsichtlich deren Reibung und Fülldrucke auf die vorliegenden KnC-Messungen angepasst, sodass die Bohrmomente in Simulation und Messung übereinstimmen. Mit den nun auch in Bezug auf die Reibung veränderten Reifenmodellen wird eine Gesamtfahrzeugsimulation mit einem virtuellen Zwilling des Gesamtfahrzeugs im MKS-Modell durchgeführt und der ermittelte MKS-Fehler (Vgl Abschnitt 3.13.2) subtrahiert. Abbildung 5.21 zeigt ein Resultat der Untersuchungsreihe.



**Abbildung 5.21:** Summenspurstangenkraft (l.) und Differenzplot (r.) für optimierten FTire und SupERRB

Bei Betrachtung der Summenspurstangenkraftverläufe fällt auf, dass diese bei geringem Zahnstangenhub und damit einhergehend einem geringen Sturzwinkel, zwischen Messung und Simulation sehr gut übereinstimmen. Da bei geringen Sturzwinkeln das Bohrmoment dominiert, ist dies bereits ein Hinweis darauf, dass die ermittelten Bohrmomente am KnC-Reifenprüfstand valide sind. Bei einer weiteren Betrachtung des Summenspurstangenkraftverlaufs sticht die „bauchige“ Ausformung des Verlaufs des SupERRB Tires um die Mitte ins Auge. Der FTire hingegen weist einen sehr realistischen Verlauf auf, erzeugt allerdings im Endanschlag zu hohe

Kräfte. Gleiches gilt im Endanschlag auch für den SupERRB Tire. Sehr gut zu sehen ist dieses Verhalten auch im Differenzplot (rechts).

Wie bereits beschrieben, wird diese Auswertung mit verschiedenen Reifen und verschiedenen Radlast-Fülldruck Kombinationen durchgeführt. Tabelle 5.9 zeigt das Ergebnis dieser Untersuchung mit den jeweiligen Abweichungen bei 0 %, 50 % und 100 % Zahnstangenhub der Modelle gegenüber Referenzmessungen.

**Tabelle 5.9:** Resultate des parkieroptimierten FTire und des SupERRB-Reifenmodells auf Gesamtfahrzeugebene anhand der Summenspurstangenkraft im Rahmen des Prognoseprozesses

Reifen	FTire Abweichung			SupERRB Abweichung		
	0% $x_{Zst}$	50% $x_{Zst}$	100% $x_{Zst}$	0% $x_{Zst}$	50% $x_{Zst}$	100% $x_{Zst}$
Reifen A: 1090 kg, 2,7 bar	- 3 %	- 3 %	- 0,5 %	+ 1,5 %	- 7 %	+ 0 %
Reifen A: 1205 kg, 2,7 bar	+ 1 %	- 0,5 %	+ 4,5 %	+ 2 %	- 6,5 %	+ 6,5 %
Reifen B: 1000 kg, 2,4 bar	+ 8 %	+ 3,5 %	- 0,5 %	+ 10,5 %	+ 2 %	+ 3 %
Reifen C: 1090 kg, 2,7 bar	- 0,5 %	- 2,5 %	+ 1 %	+ 10 %	0 %	+ 6,5 %
Reifen C: 1205 kg, 2,7 bar	+ 4 %	+ 2 %	+ 7,5 %	+ 8 %	- 0,5 %	+ 10 %
Reifen D: 1090 kg, 2,7 bar	+ 4,5 %	0 %	- 0,5 %	+ 9 %	- 2 %	0 %
Reifen D: 1205 kg, 2,7 bar	+ 8,5 %	+ 4 %	+ 3 %	+ 12,5 %	+ 1,5 %	+ 4 %
Reifen E: 1090 kg, 2,7 bar	+ 1 %	- 2 %	- 2,5 %	+ 4,5 %	- 4,5 %	- 3,5 %
Reifen E: 1205 kg, 2,7 bar	- 0,5 %	- 2 %	+ 2 %	+ 2,5 %	- 5 %	+ 2 %
Reifen F: 1090 kg, 2,7 bar	- 0,5 %	- 3,5 %	- 1,5 %	+ 12 %	+ 2 %	+ 7 %
Reifen F: 1205 kg, 2,7 bar	- 1,5 %	- 3,5 %	+ 0,5 %	+ 12 %	+ 2,5 %	+ 10,5 %
Ø	3 %	2,5 %	2 %	7,5 %	3 %	5 %
Streubreite (von – bis)	- 3 bis 8,5 %	- 3,5 bis 4 %	- 2,5 bis 7,5 %	1,5 bis 12,5 %	- 7 bis 2,5 %	- 3,5 bis 10,5 %

Bei Betrachtung von Tabelle 5.9 werden mehrere Aspekte deutlich. Zunächst ist das Bohrmoment, auf das die Reifenmodelle iterativ angepasst werden, sehr valide und zeigt vor allem für den FTire über alle Reifen und Radlast-Fülldruck Kombinationen gute Werte. Dieser Punkt ist in der geringen Abweichung der Werte bei einem Zahnstangenhub von 0 % zu sehen. Damit können die KnC-Bohrmomentmessungen auch für den künftigen Prognoseprozess, der noch in Abschnitt 6 genauer erläutert wird, verwendet werden. Des Weiteren wird ersichtlich, dass der FTire in Summe bessere Ergebnisse als der SupERRB Tire bei einer Dimensions- und Fülldruckanpassung liefert. Die durchschnittliche und maximale Abweichung gegenüber der Messung ist beim FTire geringer.

Diese Erkenntnisse sind für den Prognoseprozess von Bedeutung und liefern zugleich einen Ausblick auf künftige Arbeiten. Zunächst ist der FTire hinsichtlich einer Dimensions- und Fülldruckanpassung robuster als der SupERRB Tire. Der SupERRB Tire ist nur dann genauer, wenn ein Reifen in Hardware vorhanden ist und das Modell direkt darauf parametrisiert werden kann. Da dies, wie beschrieben, sehr aufwändig und kostenintensiv ist, kann eine künftige Arbeit

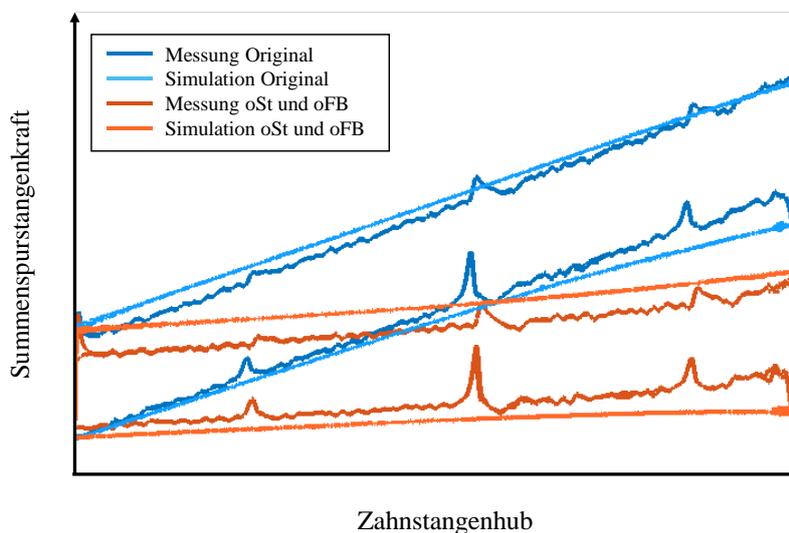
darin bestehen, den SupERRB Tire hinsichtlich möglicher Dimensions-Anpassungen robuster zu gestalten. Mehr dazu im Ausblick in Abschnitt 7.3.

## 5.6 Ergebnisse der Modellierung der Kugelgelenkreibung

Wie sich in Abschnitt 3.13.2 herausgestellt hat, liegt die größte Modellierungsschwäche der Achsmodelle in der fehlenden Reibung begründet. Durch die fehlende Hysterese kommt es in der Simulation der virtuellen Achse, ohne den Reifeneinfluss, zu einer Abweichung der Summenspurstangenkraft von etwa 15 % bei einem Durchlenkversuch. In diesem Kapitel werden deshalb die, in Abschnitt 4.3 beschriebenen, Modellierungsansätze für die Kugelgelenksreibung analysiert und diskutiert. Dies geschieht exemplarisch an einem Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse.

### 5.6.1 Reibungsmodellierung mit unabhängigen Freiheitsgraden

In diesem Abschnitt wird die Reibungsmodellierung mit unabhängigen Freiheitsgraden, wie sie in Abschnitt 4.3.3 beschrieben ist, analysiert. Durch die Nichtlinearität der Reibung kann es zu einer Überhöhung der durch die Reibung resultierenden Kraft kommen. Abbildung 5.22 zeigt das Resultat einer Untersuchung zwischen KnC-Messung und einer Simulation im virtuellen KnC-Prüfstand. Dabei sind Messung und Simulation in zwei verschiedenen Ausbausituationen (Original sowie ohne Stabilisator (oSt) und ohne Federbein (oFB)) gegeneinander abgebildet. Betrachtet wird die Summenspurstangenkraft über dem Zahnstangenhub.



**Abbildung 5.22:** Simulation mit unabhängigen Reibfreiheitsgraden

Es zeigt sich, dass die Hysterese simulativ erzeugt wird und im Allgemeinen gute Ergebnisse resultieren. Dennoch ist die auftretende Kraft, vor allem in der Ausbausituation ohne Stabilisator und ohne Federbein, zu hoch. Es ist zu beachten, dass die aktuelle Reibungsmodellierung

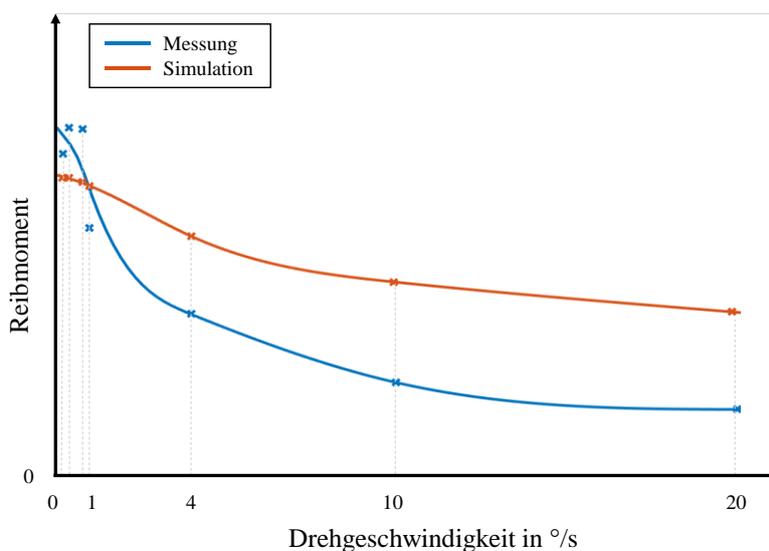
lediglich von der Geschwindigkeit abhängt und die von außen auf die Kugelgelenke wirkenden Kräfte keine Beachtung finden.

### 5.6.2 Reibungsmodellierung mit 3D-Reibungselement

Da es sich bei der Reibungsmodellierung mit unabhängigen Freiheitsgraden um eine starke Vereinfachung der physikalisch wirkenden Mechanismen im Kugelgelenk handelt, ist in Abschnitt 4.3.4 ein dreidimensionales Reibungselement beschrieben worden. Das Verhalten dieses Modells wird in diesem Abschnitt untersucht.

#### Analyse am virtuellen Reibmomentprüfstand

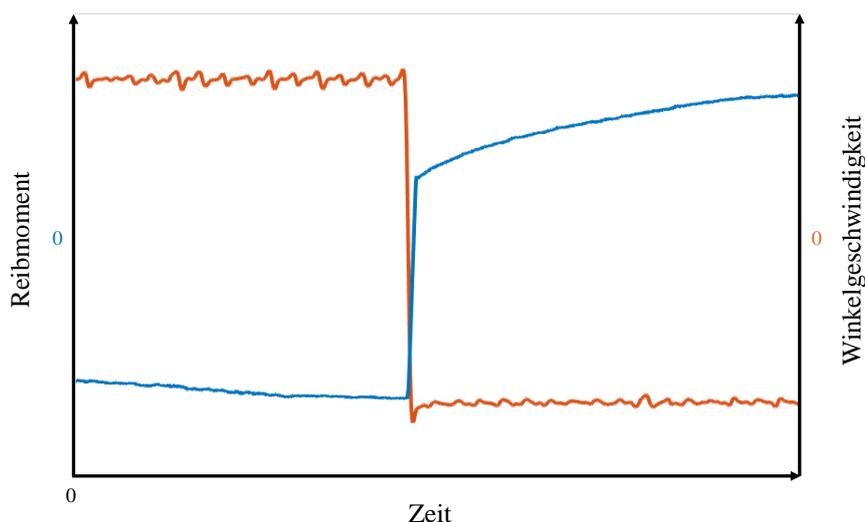
Zunächst werden die Kugelgelenke auf Komponentenebene am virtuellen Reibmomentprüfstand untersucht und mit den vorliegenden Messdaten verglichen. Als Eingangssignal werden demnach die Geschwindigkeiten wie in Abschnitt 3.11.2 vorgegeben und die resultierenden Momente ermittelt. Abbildung 5.23 zeigt die Reibmomente von Simulation und Messung bei verschiedenen Geschwindigkeitsstützstellen. Zur Visualisierung werden Splines durch diese Punkte gelegt.



**Abbildung 5.23:** Vergleich der Reibmomente aus Messung und Simulation

Es wird deutlich, dass Unterschiede zwischen Simulationen und Messungen vorliegen. In einem geringen Geschwindigkeitsbereich erzeugt das Modell zu geringe Reibmomente, wohingegen es bei größeren Drehgeschwindigkeiten zu hohe Momente erzeugt.

Der Grund dieser Abweichungen kann auf die Qualität der vorliegenden Messreihe zurückgeführt werden. Wie in Abbildung 5.24, in der das Reibmoment und die Winkelgeschwindigkeit über die Zeit aufgetragen sind, zu erkennen ist, beginnen die Messungen nicht in Ruhelage.



**Abbildung 5.24:** Winkelgeschwindigkeit und Reibmoment aus Messung

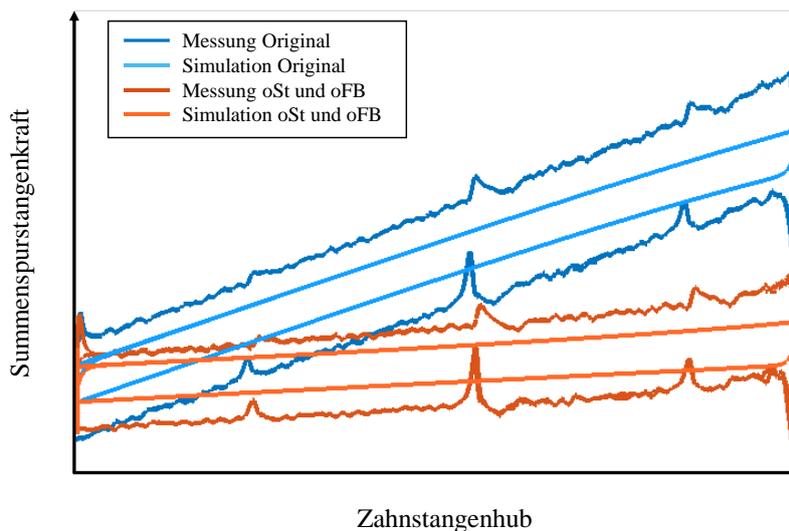
Zudem geht hervor, dass die Winkelgeschwindigkeit als Rechtecksignal vorgegeben ist. Dies führt in den Wendepunkten zu hohen Beschleunigungen. Durch die dadurch entstehende Dynamik wird der Bedatungsprozess erschwert, da der gefittete Verlauf an diesen Stellen zum Überschwingen neigen kann. Zudem liegt lediglich eine geringe Datenmenge vor, da maximal ein Drehzyklus pro Messung aufgezeichnet worden ist.

Angesichts dieser Ergebnisse lässt sich schlussfolgern, dass ein geschwindigkeitsabhängiger Verlauf erzeugt wird und dieser im Wertebereich der Reibmomente der Messungen liegt. Verbesserungspotential wird bei der Durchführung der Messungen und der Parametrierung des Modells ersichtlich.

Ein sinusförmiger Geschwindigkeitsverlauf mit kontinuierlichem Verlauf und einem Startpunkt aus der Ruhelage würde sich positiv auf den Parametrierungsprozess auswirken. Eine größere Datenmenge würde das Fitting ebenfalls begünstigen. Eine tieferegreifende Analyse wird in der Promotion von PFITZER weiterverfolgt.

### **Analyse am virtuellen KnC-Achsprüfstand**

Nach Implementierung des 3D-Reibungselements in den Kugelgelenken in das virtuelle Achsmodell, können weitere Untersuchungen durchgeführt werden. Abbildung 5.25 zeigt die Simulativen Ergebnisse in zwei Ausbauvarianten.



**Abbildung 5.25:** Simulation mit 3D-Reibungsmodell

Veranschaulicht wird, dass auch bei dieser Modellierungsmethode eine Hysterese erzeugt und der Verlauf realistisch abgebildet wird. Dennoch fällt die simulativ erzeugte Hysterese geringer als in den Messungen aus. Ein Grund dafür kann in dem, in Abschnitt 4.3.5 beschriebenen, Bedatungsprozess des dreidimensionalen Reibungselements liegen. Es zeigt sich, dass das simulativ erzeugte Reibmoment auf Komponentenebene bei geringen Geschwindigkeiten unterhalb der Messwerte liegt (Vgl. Abbildung 5.23). Da aufgrund der beschriebenen Trägheit der Stempel am KnC-Achsprüfstand lediglich Versuche mit geringen Lenkradgeschwindigkeiten durchgeführt werden, resultieren an den Kugelgelenken Winkelgeschwindigkeiten kleiner als  $\omega = 1 \text{ }^\circ/\text{s}$ .

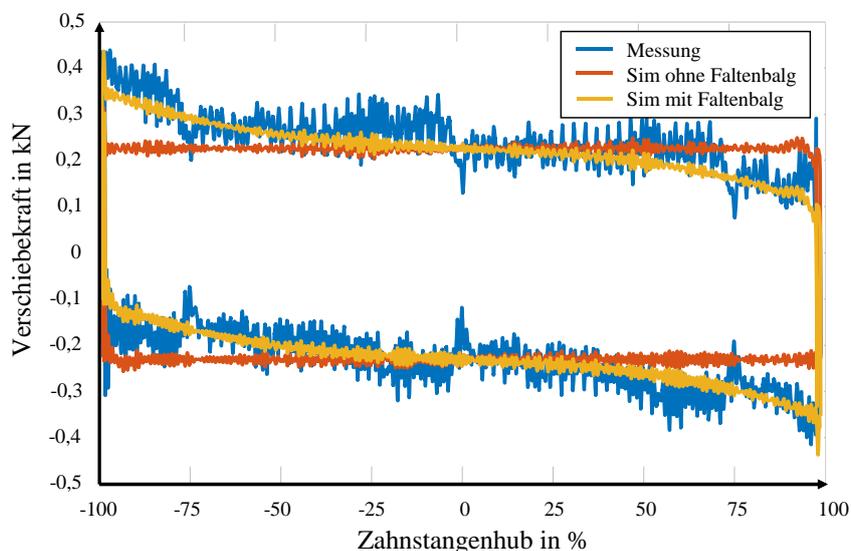
Dennoch wird bestätigt, dass das entwickelte dreidimensionale Reibungselement implementiert werden kann und zu einer robusten Simulation führt. Zudem wird gezeigt, dass sich eine Hysterese ausbildet. Optimierungsbedarf besteht in dem Parametrierungsprozess und den zu Grunde liegenden Messungen. Des Weiteren gilt es zukünftig zu betrachten, inwiefern von außen wirkende Normalkräfte das Reibungsverhalten im Kugelgelenk verändern.

Abschließend lässt sich sagen, dass sowohl der 3D-Reibungsmodellierungsansatz als auch der Ansatz mit drei unabhängigen Freiheitsgraden eine deutliche Verbesserung gegenüber einer Simulation ohne Reibung darstellen. Dieser Erkenntnis folgend, verbessert sich auch die Prognosegüte der maximal auftretenden Summenspurstangenkraft und deren Verlauf in einer Gesamtfahrzeugsimulation.

## 5.7 Resultat der Faltenbalgmodellierung

Der in Abschnitt 4.4 beschriebene Modellierungsansatz der Faltenbälge dient der Abbildung des realen Verhaltens bei einer Lenkbewegung. Bei maximalem Zahnstangenhub ist die Zahnstangenkraft mit Faltenbälgen etwa 70 % höher als bei einer Messung ohne Faltenbälge, was in

etwa 150 N entspricht. Mit Hilfe der Formel (4.39, die ein Polynom dritten Grades beschreibt und der gezeigten Parameteridentifikation wird das in Abbildung 5.26 dargestellte Resultat für den Einfluss der Faltenbälge erzeugt.



**Abbildung 5.26:** Simulation der Durchschiebekraft mit und ohne Faltenbalg

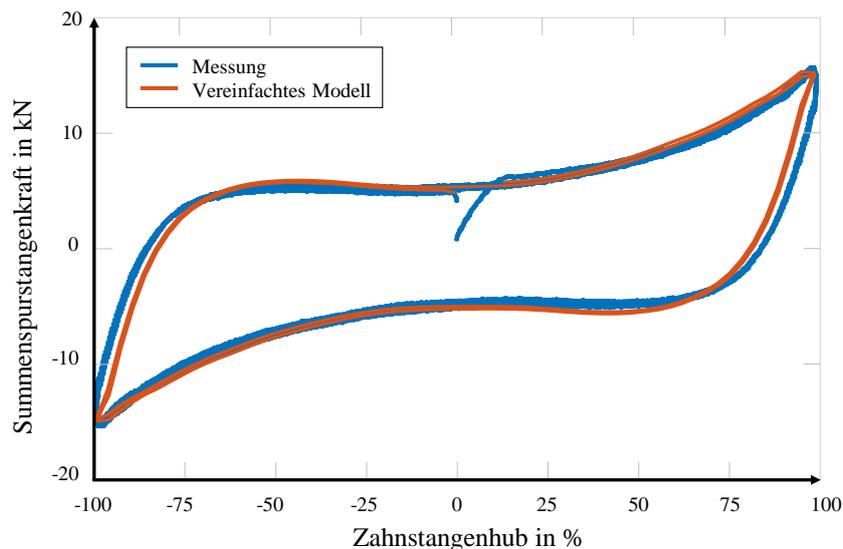
Für die weitere Betrachtung der in dieser Arbeit beschriebenen Methode, gilt die ermittelte Summenspurstangenkraft als Referenz zur Auslegung des Lenksystems. Dennoch bildet die simulative Abbildung der Einflüsse der Faltenbälge eine exaktere Möglichkeit zur Prognose der auftretenden Zahnstangenkräfte und soll an dieser Stelle nicht unerwähnt bleiben.

## 5.8 Bewertung der vereinfachten Modellierung

Das in Abschnitt 4.5 beschriebene vereinfachte Modell dient einer validen Aussage über die auftretende Zahnstangenkraft in der sehr frühen Fahrzeugentwicklungsphase. Dazu ist nach MATSCHINSKY (Matschinsky 2007) und nach NEUMANN (Neumann et al. 2022b) ein vereinfachtes Modell um den Einfluss der Achsreibung, des Spurstangenraumwinkels, der Elastokinematik und des Einflusses der Faltenbälge erweitert worden. Mit Hilfe einer Gesamtfahrzeugmessung und einer Transformation der Messdaten im Radmittelpunkt ist es möglich, dieses Modell mit den zugehörigen Kinematikwerten zu parametrieren. Des Weiteren ist ein vereinfachter Parametrierungsansatz aus Komponentenmessungen in Abschnitt 4.5.2 vorgestellt worden.

### 5.8.1 Validierung bei Parametrierung aus Gesamtfahrzeugmessungen

Um das Modell zu validieren, sollen die Ergebnisse mit Messdaten für alle drei Fahrzeugtypen verglichen werden. Neben der absoluten Höhe der Zahnstangenkraft, spielt der Verlauf ebenjener über den Zahnstangenweg bei der Lenkungsauslegung eine große Rolle. Abbildung 5.27 zeigt für ein Fahrzeug mit Federbein 2-Gelenkachse das Resultat.



**Abbildung 5.27:** Resultat des vereinfachten Modells für ein Fahrzeug mit Federbein 2-Gelenkachse

Bei Betrachtung des Zahnstangenkraftverlaufs wird ersichtlich, dass dieser zwischen Simulation und Messung sehr gut übereinstimmt und der vereinfachte Modellierungsansatz gute Ergebnisse liefert. Tabelle 5.10 zeigt überdies einen Vergleich der maximal auftretenden Zahnstangenkraft, für die drei beschriebenen Achsmodelle, zwischen Simulation und Messung.

**Tabelle 5.10:** Abweichung zwischen Messung und Simulation mit vereinfachtem Modell

Achstyp	Absolute Abweichung	Prozentuale Abweichung
1-GL	600 N	5,9 %
2-GL	20 N	0,1 %
DQL	200 N	-1 %

Es wird visualisiert, dass die Abweichungen für die Federbein 2-Gelenk- und die Doppelquerlenkerachse sehr gering ausfallen. Das bedeutet, dass das entwickelte Modell eine hohe Güte aufweist. Die Abweichung der Simulation gegenüber einer Messung für ein Fahrzeug mit Federbein 1-Gelenkachse liegt mit 5,9 % dagegen in einem höheren Bereich. Tabelle 5.11 zeigt überdies die Bewertung des Modells bei verschiedenen Radlast-Fülldruck Kombinationen. Dazu werden jeweils drei weitere Kombinationen gewählt und die durchschnittliche Abweichung sowie die Standardabweichung ausgegeben.

**Tabelle 5.11:** Abweichung zwischen Messung und Simulation mit vereinfachtem Modell gemittelt für verschiedene Radlast-Fülldruck Kombinationen

Achstyp	Durchschnittliche Abweichung	Standardabweichung
1-GL	5,3 %	0,0043
2-GL	0,2 %	0,0014
DQL	1,1 %	0,0033

Es wird deutlich, dass nur geringfügige Abweichungen bei Veränderung der Radlast-Fülldruck Kombination auftreten. Diese Ergebnisse zeigen, dass eine prinzipielle Funktionalität des entwickelten Modells vorliegt. Es gilt dabei jedoch zu beachten, dass das Modell aus Gesamtfahrzeugmessungen parametrierbar ist und somit bereits eine Radlast- und Fülldruckabhängigkeit der Reifenkräfte und -momente in den zugrundeliegenden Parametrierdaten einbezogen wird.

### 5.8.2 Validierung bei Parametrierung aus Komponentenmessungen

In Abschnitt 4.5.2 ist beschrieben worden, dass das vereinfachte Modell mit Hilfe von Komponentenmessungen auf dem KnC-Reifenprüfstand bedatet werden kann. Dazu sind Faktoren zur Beschreibung der Korrelation zwischen Fahrzeug- und Komponentenmessung für einen Übertrag der Maximalkräfte gebildet worden. Diese Parametrierung unterliegt allerdings der Einschränkung, dass in diesem Fall nur ein Fahrzeugtyp mit zwei verschiedenen Reifen betrachtet wird. Es wird zudem in Abschnitt 4.5.2 erläutert, dass ein Übertrag des gesamten Kraftverlaufs und eine Abbildung des Einflusses sämtlicher variabler Parameter mit den, in dieser Arbeit durchgeführten, Messungen nicht ausreichend möglich ist. Somit ist dieser Ansatz sehr rudimentär und zielt spezifisch auf diese beiden Reifen ab. Tabelle 5.12 zeigt das Ergebnis für die beiden Reifen bei drei verschiedenen Radlast-Fülldruck Kombinationen und stellt die Abweichungen zwischen der Parametrierung aus einer Gesamtfahrzeugmessung (Vgl. Abschnitt 4.5.1) und einer Parametrierung aus einer Komponentenmessung dar.

**Tabelle 5.12:** Abweichung zwischen Parametriervarianten für das vereinfachte Modell

<b>Radlast-Fülldruck Kombination</b>	<b>Abweichung der maximalen Zahnstangenkraft zwischen den Parametrierverfahren</b>
1	0,3 %
2	0,7 %
3	0,5 %

Es zeigt sich, dass der Übertrag, mit Hilfe der in Abschnitt 4.5.2 ermittelten Faktoren für die beiden Reifen, valide Ergebnisse für die maximale Zahnstangenkraft liefert. Wie bereits beschrieben, gilt es für einen allgemeingültigen Übertrag weitere Messungen und Untersuchungen anzustreben.

## 5.9 Zusammenfassung der Methoden- und Modellierungsverbesserungen

In Abschnitt 5 ist eine Ergebnisbetrachtung der in dieser Arbeit entwickelten Methoden und Modellierungen erfolgt. Dazu wurde unter anderem die Identifikationsmethodik des Worst-Case-Reifens untersucht. Es hat sich gezeigt, dass der Worst-Case-Reifen sicher anhand des ermittelten Bohrmoments identifiziert werden kann. Zur feineren Auflösung der Unterschiede zwischen verschiedenen Reifen sind weitere charakteristische Reifeneigenschaften ermittelt

worden. Darüber hinaus können mit dem KnC-Reifenprüfstand, unter Beachtung der Maßnahmen zur Reproduzierbarkeit der Messungen, valide Parameter für Reifenkräfte und -momente ermittelt werden, die in den Prognoseprozess einfließen können. Dies gilt insbesondere für die Parametrierung von virtuellen Modellen, die Reproduzierbarkeit für Gesamtfahrzeugmessungen sowie die Grundlage zur Abschätzung des Prognose-Reifencharakteristik mit Hilfe einer geeigneten Datenbank an Messdaten.

Zudem ist eine Bewertung der Verbesserungen der virtuellen Reifenmodelle für den FTire, den SupERRB Tire und den MF-Swift erfolgt. Es hat sich herausgestellt, dass jedes Reifenmodell, sei es durch eine bessere Parametrierung oder die Verbesserung des Modells an sich, exaktere Ergebnisse für das Manöver „Parkieren im Stand“ liefert. Auf Grundlage dieser Bewertung ist ein Reifenmodellbenchmark erfolgt, indem der FTire und der SupERRB auf Komponenten- und Fahrzeugebene verglichen worden sind. Es wurde veranschaulicht, dass der SupERRB Tire validere Ergebnisse bei Vorhandensein eines Reifens zur Parametrierung liefert. Im Prognoseprozess, in dem in der Regel kein Reifen in Hardware vorhanden ist, mit dem eine Parametrierung erfolgen kann und Modelle hinsichtlich Dimension und Fülldruck angepasst werden müssen, liefert der FTire bessere Simulationsergebnisse.

Des Weiteren sind die Modellierungsansätze für die Kugelgelenksreibung diskutiert worden. Es zeigt sich, dass die Reibungsmodellierung mit einem 3D-Element zwar in der Theorie die Realität am besten abbilden sollte, auf Grund der wenigen Messdaten mit verschiedenen Geschwindigkeiten für Kipp- und Drehbewegungen aber weniger gute Ergebnisse, wie eine Modellierung mit unabhängigen Freiheitsgraden liefert.

Im Rahmen einer Abschlussarbeit ist ein vereinfachtes Simulationsmodell zur Abbildung des Einflusses der Faltenbälge aufgesetzt worden. Es wird deutlich, dass durch Implementierung des Modells der Verlauf der Zahnstangendurchschiebekraft virtuell abgebildet werden kann.

Abschließend ist das vereinfachte Modell für Parkieren beschrieben und bewertet worden. Durch die Abbildung der Reifenkräfte und -momente, der Kinematik und Elastokinematik sowie des Einflusses der Reibung und der Faltenbälge wird veranschaulicht, dass das entwickelte Modell für alle drei Achskonzepte valide Ergebnisse liefert. Es ist nachgewiesen worden, dass das Model bei einer Parametrierung aus einer Gesamtfahrzeugmessung sowie der simulativen Vorgabe der Kinematik, die Realität sehr genau abbildet. Bei einer Parametrierung des Modells aus einer Komponentenmessung ist es aktuell nur möglich, mit vereinfachten Faktoren zu arbeiten, die einerseits gute Ergebnisse liefern, aber die Vielzahl an Prämissen, wie etwa Radlast, Fülldruck, Fahrzeugtyp, Reifendimension, Reifenart und Weitere, andererseits nicht abbilden können.

Die neuen Methoden und Ergebnisse aus den Abschnitten 4 und 5 werden im Folgenden genutzt, um eine neue Methodik zur Prognose der auftretenden Zahnstangenkräfte beim Parkiermanöver zu beschreiben.

---

## 6 Beschreibung und Bewertung der neuen Methode

---

*Im nachfolgenden Abschnitt wird eine neu entwickelte Prognosemethode vorgestellt, die auf den in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen basiert. Dazu werden die beschriebenen Messprozeduren und Modellierungsverbesserungen integriert. Zudem wird berücksichtigt, dass durch die neue Methodik zur Identifikation des Worst-Case-Reifens die richtigen Prämissen für eine Prognose vorliegen. Im Anschluss wird die neue Methode zur Prognose der auftretenden Zahnstangenkräfte bewertet. Zudem wird diskutiert in welcher Form das entwickelte, vereinfachte Modell angewendet werden kann.*

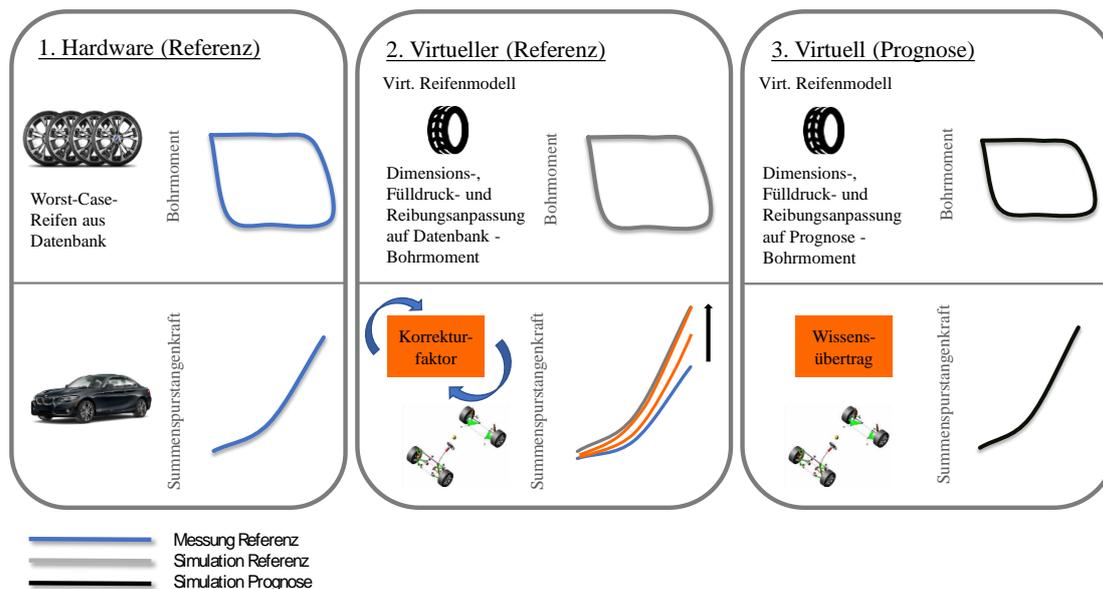
Für die neu entwickelte Prognosemethode liegt die Annahme zu Grunde, dass trotz der in dieser Arbeit aufgezeigten Verbesserungen hinsichtlich der Messmethodik, der sicheren Identifikation des Worst-Case-Reifens, der Implementierung der Kugelgelenksreibung, der Verbesserungen der Reifenmodelle und deren Parametrierung sowie der Abbildung des Einflusses der Faltenbalge, noch weitere Verbesserungspotentiale vorliegen. Diese umfassen etwa die simulative Abbildung der Kinematik und Elastokinematik, die gegenüber der Messung, inklusive der Toleranzen von Realfahrzeugen, abweichen können. Weiterhin liegen Verbesserungspotentiale für die virtuellen Reifenmodelle vor.

Durch diese potenziell verbleibenden Abweichungen, die je nach Fahrzeugtyp unterschiedlich groß ausfallen können, wird die neue Prognosemethode in drei Schritten beschrieben und auf eine Referenzmessung zurückgegriffen. Der grundlegende Gedanke dahinter ist, dass eine Abweichung zwischen Simulation und Messung für ein Referenzfahrzeug mit ähnlicher Kinematik zum Prognosefahrzeug, auch für eine simulative Abbildung des Prognosefahrzeugs auftreten würde. Überträgt man das Wissen dieser Abweichung, so lässt sich die neue Methode, wie im Folgenden beschrieben, definieren.

### 6.1 Beschreibung der neuen Prognosemethode

In diesem Kapitel der Arbeit wird mit Hilfe des aufgezeigten Wirkkettenverständnisses, der Modellierungs- und Parametrierungsverbesserungen und der verbesserten Messprozeduren, der neue Prognoseprozess zur Ermittlung der Zahnstangenkräfte beschrieben.

Abbildung 6.1 zeigt das Vorgehen für das neue Konzept. Wie schon bei der bestehenden Prognosemethode besteht der Prozess aus drei Schritten.



**Abbildung 6.1:** Schematische Darstellung der neuen Prognosemethode

### Schritt 1

Im ersten Schritt werden die Reifen des Referenzfahrzeugs vermessen. Die neue Messprozedur auf dem industrialisierten KnC-Reifenprüfstand liefert mehrere Ergebnisse, die für den Prozess essenziell sind. Zunächst kann, wie in Abschnitt 5.1 beschrieben, der Worst-Case-Reifen ziel-sicher ermittelt werden. Des Weiteren werden Bohrmomente für jede im Prozess benötigte Radlast-Fülldruck Kombination ermittelt, welche in Schritt 2 Anwendung finden. Zudem wird eine neue Datenbank mit validen Reifenkennwerten aufgebaut, die in Schritt 3 für die Prognose der Reifeneigenschaften eines noch zu produzierenden Reifens herangezogen werden. Ist der Worst-Case-Reifen am Prüfstand ermittelt, werden mit diesem Reifen Gesamtfahrzeugmessungen durchgeführt. Mit den Erkenntnissen aus den Abschnitten 3.5 und 5.1.1, aus denen ersichtlich geworden ist, dass die Messstreuung maßgeblich durch den Reifen erzeugt wird, werden die Gesamtfahrzeugmessungen dahingehend angepasst und somit die Reproduzierbarkeit erhöht. Dies bedeutet, es werden fabrikneue Reifen verwendet und einer Einfahrprozedur unterzogen, um den Produktionsschmierfilm zu entfernen. Danach werden die Reifen in verschiedene Aufstandsflächen unterteilt. Die erste Messung auf einer Latschfläche wird als Vorkonditionierungsmessung genutzt, die nicht in den Auswerteprozess einfließt. Danach werden die Messungen auf verschiedenen Kontaktflächen des Reifens durchgeführt und dürfen einen Ab-nutzungsgrad von acht Messungen auf einer Fläche nicht überschreiten (Vgl. Abschnitt 3.5.3). Bei konstanter Außentemperatur werden je drei Wiederholmessungen pro Radlast-Fülldruck-Kombination durchgeführt. Dadurch wird eine hohe Reproduzierbarkeit gewährleistet.

## Schritt 2

In Schritt 2 wird, wie schon beim bestehenden Prozess, ein virtueller Zwilling des Referenzfahrzeugs aufgebaut. Als virtuelles Reifenmodell kann zwischen dem SupERRB Tire und dem FTire gewählt werden. Wie in Abschnitt 5.5 beschrieben ist, liefert der SupERRB Tire bessere Ergebnisse als der in dieser Arbeit entwickelte FTire, wenn ein Reifen in Hardware zur Parametrierung vorliegend ist und auch der Prognosereifen dieselben Dimensionen aufweist. Der FTire wird gewählt, wenn keine direkte Parametrierung durchgeführt werden kann. Sei es aufgrund von nicht verfügbarer Hardware, Zeitgründen oder kostentechnischen Betrachtungen. In das MKS-Modell werden, aufgrund der in Abschnitt 3.13.2 beschriebenen Modellierungsschwächen, Reibmodelle für die Kugelgelenke implementiert, um die durch die Achse bedingte Reibungshysterese abbilden zu können. Danach wird für jede Radlast-Fülldruck Kombination eine Gesamtfahrzeugsimulation mit MKS- und Reifenmodell durchgeführt und mit den Messergebnissen aus Schritt 1 verglichen. Ist die Abweichung zwischen Simulation und Messung größer als 1 %, wird das Reifenmodell iterativ angepasst, bis Simulation und Messung auf Gesamtfahrzeugebene übereinstimmen. Sollte diese Anpassung notwendig sein, wird eine Reifensimulation im virtuellen Reifenprüfstand durchgeführt. Danach werden die Simulation des Bohrmoments und das, mit der neuen Messprozedur ermittelte, Bohrmoment aus Schritt 1 miteinander verglichen und ein sich daraus ergebener Faktor ermittelt.

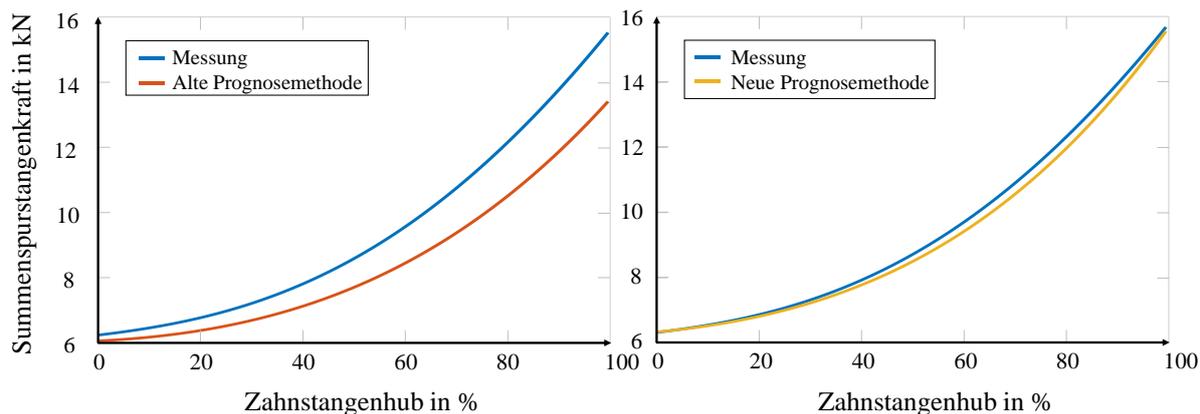
Durch die beschriebenen Verbesserungen hinsichtlich der Messprozeduren und den optimierten virtuellen Modellen, ist dieser Schritt optional. Schritt 2 dient vor allem der Verifizierung der virtuellen Abbildung. Sollte es nach den Modellverbesserungen dennoch zu Abweichungen kommen, können diese identifiziert werden. Durch den ermittelten Faktor kann diese Abweichung beschrieben und in den nächsten Schritt übertragen werden.

## Schritt 3

Im letzten Schritt der neuen Prognosemethode wird das Prognosefahrzeug virtuell aufgebaut. Mit dem in Abschnitt 3.1 beschriebenen FTC-Schätzer kann eine Aussage über das Verhalten eines noch zu produzierenden Reifens getroffen werden. Mit Hilfe der neu aufgebauten Datenbank anhand von Reifenmessungen am KnC-Reifenprüfstand, liefert der Schätzer valide Ergebnisse. Das an dieser Stelle abgeschätzte Bohrmoment wird mit dem optional in Schritt 2 ermittelten Faktor verrechnet. Anschließend wird das Reifenmodell, falls nötig, hinsichtlich Dimension und Fülldruck angepasst. Somit erfolgt ein Wissensübertrag der virtuell verbliebenen Modellierungspotentiale auf das Prognosefahrzeug. Anschließend wird eine Gesamtfahrzeugsimulation durchgeführt.

## 6.2 Ergebnisse der neuen Prognosemethode

Die neue Prognosemethode zeigt durch die in dieser Arbeit beschriebenen Entwicklungen eine Verbesserung gegenüber der alten Prognoseprozedur. Abbildung 6.2 zeigt die Resultate im Vergleich bei einem Fahrzeug und einer Radlast-Fülldruck Kombination. Dabei werden die bestehende und die neu entwickelte Prognosemethode anhand von einem Prognosefahrzeug vollzogen, mit dem bereits Absicherungsmessungen durchgeführt worden sind. Somit können die Ergebnisse der Prognose mit realen Messdaten verglichen werden.



**Abbildung 6.2:** Vergleich bestehender (l.) und neu entwickelter (r.) Prognosemethode

Es wird deutlich, dass durch die neue Methode und die Verbesserungen in der Modellierung und Parametrierung eine Steigerung der Prognosegüte auftritt. Bei Betrachtung der maximalen Summenspurstangenkraft, die maßgeblich für die Auswahl des Lenkkonzepts und die mechanische Dimensionierung beiträgt, wird ersichtlich, dass die Abweichung der neuen Prognose bei lediglich 3 % liegt. Die Differenz der alten Prozedur beträgt 14 %. Da es sich um Kräfte in einem Bereich von über 16 kN handelt, wird die absolute Abweichung von über 2300 N auf unter 500 N reduziert. Bei Betrachtung des Verlaufs der Summenspurstangenkraft sticht zudem hervor, dass dieser mit der neuen Methode realistischer abgebildet wird. Da der Verlauf maßgeblich die ermittelte, notwendige Lenkleistung beschreibt und damit die Dimensionierung des Power Packs, ist auch an dieser Stelle eine Verbesserung der Prognose gelungen.

Um die Ergebnisse validieren zu können, werden mehrere Prognosen mit alter und neuer Methode anhand von verschiedenen Fahrzeugtypen, Reifen und unterschiedlichen Fülldruck-Radlast-Kombinationen durchgeführt, bei denen bereits Absicherungsmessungen vorliegen. Zur Auswertung werden ein Fahrzeug mit einer Federbein 1-Gelenkachse, ein Fahrzeug mit einer Federbein 2-Gelenkachse und ein Fahrzeug mit einer Doppelquerlenkerachse herangezogen. Für das Fahrzeug mit einer Federbein 2-Gelenkachse wird zusätzlich betrachtet, welche Ergebnisse geliefert würden, wenn es sich beim Worst-Case-Reifen um einen HP-Reifen, einen Runflat- (RSC) oder einen Standard-Reifen (STD) handelt. Zudem wird eine Betrachtung mit

einer weiteren Reifendimension durchgeführt. Die Ergebnisse in Tabelle 6.1 zeigen die Resultate dieser Untersuchungen und geben Mittelwerte der Abweichungen für verschiedene Radlast-Fülldruck-Kombinationen, bei den beschriebenen Fahrzeug-Reifen Kombinationen, an.

**Tabelle 6.1:** Vergleich der Prognoseergebnisse mit alter und neuer Methode

<b>Fahrzeugtyp</b>	<b>Reifen</b>	<b>Ø Differenz alte Prognosemethode</b>	<b>Ø Differenz neue Prognosemethode</b>
1-GL	245/45 R19	+9,5 %	-5,5 %
2-GL	245/40 R19 HP	-13,5 %	-2,5 %
2-GL	245/40 R19 RSC	-12,25 %	+1,75 %
2-GL	245/40 R19 STD	-11,75 %	+2,75 %
2-GL	225/55 R17	+12,75 %	+1 %
2-GL	255/45 R20	+ 4,75 %	-3,25 %
DQL	255/45 R20	+9,25 %	+5,25 %
		Ø 10,5 %	Ø 3,1 %

Es wird deutlich, dass die durchschnittliche Abweichung mit der bestehenden Prognosemethode deutlich größer als die der Neuen ausfällt. Darüber hinaus wird ersichtlich, dass die Streuung der alten Methodik nicht konstant in eine Richtung abweicht und die Streuungen unterschiedlich groß ausfallen. Es lässt sich also konstatieren, dass die neue Methodik eine deutliche Steigerung der Prognosegüte liefert. Damit ist sichergestellt, dass es bei Anwendung der neuen Methode zu keiner späten und damit teuren und aufwändigen Änderung in der späten Fahrzeugentwicklungsphase hinsichtlich des Lenkkonzepts kommt.

Die verbliebenden Abweichungen lassen sich auf die Schätzung der Reifencharakteristik eines Prognosereifens zurückführen.

### 6.3 Einsatz von vereinfachtem Modell

Das in der vorliegenden Arbeit entwickelte, vereinfachte Modell kann zukünftig in der sehr frühen Entwicklungsphase eingesetzt werden, in der noch keine MKS- oder Reifenmodelle vorliegen. Damit kann bereits sehr früh eine Einschätzung der auftretenden Zahnstangenkräfte erfolgen. Darüber hinaus können Sensitivitätsanalysen für sich ändernde Parameter der Kinematik oder der Reifenkräfte und -momente durchgeführt werden. Da das Modell in MATLAB/Simulink aufgebaut worden ist und wenig komplexe Rechengänge beinhaltet, ist es möglich, dieses Modell für Echtzeitanwendungen zu verwenden. Damit kann etwa das Manöver „Parkieren im Stand“ am Fahrsimulator durchgeführt werden. Das bestehende Modell mit MKS- und Reifenmodell in der Simulationsumgebung Adams liefert zum Zeitpunkt der Entstehung dieser Arbeit keine Echtzeitfähigkeit.

Das vereinfachte Modell eignet sich in seiner jetzigen Form allerdings nicht für eine exakte, verlässliche Prognose der auftretenden Zahnstangenkraft eines Fahrzeugs, welches erst in einigen Jahren hergestellt wird. Diese Aussage liegt darin begründet, dass mit dem jetzigen Modell

lediglich der Nachweis erbracht worden ist, dass es bei einer Bedatung aus einer Gesamtfahrzeugmessung genaue Ergebnisse liefert. Um dieses Modell für eine Prognose zu verwenden und gegebenenfalls das MKS-Modell zu substituieren, ist es notwendig, dieses Modell mit Hilfe von Kinematikdaten und einem Prognose-Reifenkennwerten zu parametrieren.

---

## 7 Zusammenfassung und weiterführende Aspekte

---

*In diesem letzten Abschnitt werden die wichtigsten Erkenntnisse und Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst und in den wissenschaftlichen Kontext eingeordnet. Dazu zählen insbesondere die Identifikation des Worst-Case-Reifens, die parkieroptimierte Parametrierung und Modelerweiterung des FTires, eine Verbesserung der Parametrierung des SupERRB Modells, ein neuer und parkierspezifischer Modellierungsansatz für den MF-Swift und ein Reifenmodellbenchmark. Zudem umfassen die Erkenntnisse die dreidimensionale Reibungsmodellierung für Kugelgelenkreibung sowie die Realisierung einer neuen Methode zur Prognose der resultierenden Zahnstangenkraft in der frühen Entwicklungsphase und eine vereinfachte Modellierung für das Manöver „Parkieren im Stand“. Abschließend wird der wissenschaftliche Beitrag dieser Arbeit aufgezeigt und beschrieben, welche weiteren Forschungsfelder sich im Rahmen dieser Arbeit ergeben haben.*

### 7.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Dissertation ist eine Methode entwickelt worden, die es ermöglicht, in der frühen Phase des Fahrzeugentwicklungsprozesses robuste und valide Prognosen für die auftretende Zahnstangenkraft künftiger Fahrzeuge abgeben zu können. Basierend auf diesen Ergebnissen ist es möglich, eine korrekte Aussage über das einzusetzende Lenksystem, die mechanische Dimensionierung der Lenkung und die Ausführung des Elektromotors zu treffen.

#### **Kapitel 3**

Dazu ist zunächst in Abschnitt 3 die bestehende Prognosemethode analysiert und deren Schwächen ermittelt worden. Mit Hilfe von Gesamtfahrzeug- und Komponentenmessungen sowie simulativen Analysen sind ein Wirkkettenverständnis aufgebaut und einzelne Teilsysteme hinsichtlich des Parkiermanövers betrachtet worden.

Eine Analyse der bestehenden Reifenmessprozedur hat Aufschluss darüber gegeben, dass die bestehende Methodik zu großen Unsicherheiten hinsichtlich der Auswahl des Worst-Case-Reifens geführt hat, was folglich zu erheblichen Abweichungen der Zielgrößen im Prognoseprozess führte.

Durch die in der Messung erlangten Erkenntnisse sind virtuelle Prüfstände aufgebaut und validiert worden, anhand dessen Modellierungsschwächen der bestehenden Achs- und Reifenmodelle identifiziert werden konnten. Zudem sind eine Sensitivitätsanalyse des SupERRB Tires durchgeführt und der Standard-FTire sowie der MF-Swift als Reifenmodell für das Parkiermanöver analysiert worden.

#### **Kapitel 4**

In Abschnitt 4 ist eine Methode zur Identifikation des Worst-Case-Reifens beschrieben worden, die neben validen Bohrmomenten der Reifen, robuste Aussagen über die Eigenschaften in Längs- und Querrichtung, der Bodendruckverteilung und des Verhaltens unter Sturz liefert. Ferner sind Methoden zur parkierspezifischen Parametrierung und Modellerweiterungen der Reifenmodelle erarbeitet worden. Zudem sind mehrere vereinfachte Modellierungsansätze für die im Kugelgelenk resultierende Reibung analysiert und ein dreidimensionales Reibelement entwickelt worden. Darüber hinaus sind der Einfluss der Faltenbalge sowie ein vereinfachtes mathematisches Modell, welches die grundlegende Wirkkette beim Parkieren und deren Einflussparameter abbildet, entwickelt worden.

#### **Kapitel 5**

In Abschnitt 5 sind die entwickelten Modelle und Prozesse validiert und bewertet worden. Dazu zählt die Betrachtung der neuen Reifenmessprozedur, mit der der Worst-Case-Reifen sicher identifiziert werden kann und mit der sich charakteristische Eigenschaften der Reifen zielsicher und robust ermitteln lassen. Eine vorgelagerte Untersuchung der Reproduzierbarkeit zeigte, dass die Messstreuung erheblich reduziert werden konnte. Für das Bohrmoment ist die Streuung von  $\pm 18\%$  auf  $\pm 3\%$  gesenkt worden. Ähnliche Ergebnisse lassen sich auch für die Betrachtung von Haft- und Gleitreibwerten in Längs- und Querrichtung sowie der ermittelten Steifigkeiten finden. Anhand von fünf verschiedenen Reifen aus einem Portfolio sind demnach Gesamtfahrzeugmessungen zur Ermittlung der Summenspurstangenkraft und Reifenmessungen am KnC-Reifenprüfstand durchgeführt worden. Es zeigt sich, dass das Bohrmoment am Prüfstand mit den Summenspurstangenkräften beim Gesamtfahrzeugversuch korreliert. Bei Betrachtung der zusätzlichen charakteristischen Eigenschaften wird deutlich, dass sich dadurch das Reifenverhalten und die im Fahrzeugversuch erzeugten Kräfte sehr gut erläutern lassen.

Mit den Erkenntnissen aus den Reifenmessungen und dem erlangten Wissen, dass die Messstreuung auf Gesamtfahrzeugebene maßgeblich aus den Reifen resultiert, ist auch an dieser Stelle die Messstreuung von etwa  $\pm 8\%$  auf  $\pm 1,5\%$  erheblich reduziert worden.

Eine Analyse des parkieroptimierten FTires hat zudem eine deutliche Verbesserung gegenüber dem Standard-FTire auf Komponentenebene, bei der Bodendruckverteilung und auf Gesamtfahrzeugebene gezeigt. Es sind Unterschiede in der Bodendruckverteilung aufgezeigt worden und dass das optimierte Modell diese exakter abbildet. Gleiches gilt für die resultierenden Kräfte in Längs- und Querrichtung sowie für das Bohrmoment. Es wird ersichtlich, dass die Geschwindigkeitssensitivität, die noch im Standard-FTire vorhanden war, durch die verbesserte Reibmatrix im optimierten FTire nicht mehr vorhanden ist. Das bedeutet, dass der neue Modellierungsansatz für alle untersuchten Geschwindigkeitsbereiche realistischere Resultate erzeugt. Für das Bohrmoment bedeutet das, dass die durchschnittliche Abweichung gegenüber den Messungen von 9,5 % auf 3,2 % reduziert wurde. Für die maximale Abweichung gilt indes eine Verbesserung von 17,5 % auf 5,5 % Differenz zur Messung. Bei den Längs- und Querkräften wird ein ähnliches verbessertes Verhalten erzeugt. Bei der simulativen Betrachtung der Summenspurstangenkraft wird diese Verbesserung im Modell auch auf Gesamtfahrzeugebene deutlich. Mit Hilfe von sechs verschiedenen Radlast-Fülldruck Kombinationen sind dazu Untersuchungen durchgeführt worden. Die Abweichung der maximalen Summenspurstangenkraft für den optimierten FTire beträgt lediglich 4,35 %. Für den Standard FTire waren, für den am wenigsten durch die Geschwindigkeitssensitivität beeinflussten Bereich, Abweichungen von durchschnittlich 6,2 % zu erkennen. Bei anderen Lenkradgeschwindigkeiten traten dagegen Abweichungen von bis zu 15,2 % auf, welche im optimierten Modellierungsansatz durch die beschriebenen Verbesserungen nicht zu finden sind.

Gleiches gilt für den, mit neuen und reproduzierbaren Messungen parametrisierten, SupERRB Tire. Mit Hilfe der in Abschnitt 3 beschriebenen Modell- und Sensitivitätsanalyse konnten die Einzelkennwerte der Resultate separat betrachtet werden, wobei einzelne Eingangsgrößen innerhalb der Messstreuung variiert wurden. So wurde bereits bei einer Reduzierung der Messstreuung nur für die Gleitreibwerte deutlich, dass eine Verbesserung der Summenspurstangenkraft von 7,5 % resultiert. Kombiniert man die Streuungen der Eingangsparameter von Haft- und Gleitreibwerten simulativ, wird eine Verbesserung von 13,4 % erzielt. Dieses Verhalten spiegelt sich auch auf Komponentenebene wider, wo Verbesserungen von bis zu 18,6 % der Ergebnisse des Bohrmoments durch die verbesserte Parametrierung des Modells zu finden sind.

Für das in dieser Arbeit betrachtete dritte Reifenmodell, den MF-Swift, sind erhebliche Verbesserungen auf Komponentenebene erzielt worden. So lässt sich konstatieren, dass durch die mathematische Abbildung des verschiebbaren Kraftschwerpunkts in der Bodendruckverteilung eine Abbildung der Kräfte und Momente unter Sturz möglich ist. Gleiches gilt für ein Verhalten bei überlagerter Bewegung von Translation und Rotation. Bei einer Rotation des Reifens um einen zum Mittelpunkt verschobenen Punkt, ergeben sich vor allem für die auftretenden longitudinalen Kräfte realistischere Ergebnisse gegenüber dem Vorgängermodell. Diese Verbesserungen lassen sich auch auf Gesamtfahrzeugebene wiederfinden, wo der neue Modellierungsansatz exaktere Resultate der Reifenkräfte liefert. Zum Zeitpunkt dieser Arbeit liegen allerdings noch weitere Optimierungspotentiale für dieses virtuelle Reifenmodell vor, die gegenüber den

beiden anderen Reifenmodellen des FTires und des SupERRBs größer ausfallen. Aufgrund dessen ist der exakte Vergleich der Reifenmodelle auf den SupERRB und den FTire beschränkt worden.

Mit den verbesserten Modellen des SupERRB und des FTires ist ein Reifenmodellbenchmark durchgeführt worden, in dem die Eignung der Modelle hinsichtlich des Parkiermanövers auf Komponenten- und Gesamtfahrzeugebene untersucht wurde. Ebenso hat eine Betrachtung der Bodendruckverteilung stattgefunden. Zudem sind zwei verschiedene Fälle betrachtet worden. Im ersten Fall ist der Reifen in Hardware vorhanden und direkt für eine Parametrierung der Modelle verwendet worden. Im zweiten Fall ist, wie auch im Prognoseprozess der Zahnstangenkraft üblich, das Modell nicht direkt mit diesem spezifischen Reifen parametrierbar. Deshalb werden Dimensions- und Fülldruckanpassungen notwendig. Es zeigte sich für die erste Untersuchung, dass der SupERRB Tire bei sieben verschiedenen Radlast-Fülldruck Kombinationen validere Ergebnisse der Summenspurstangenkraft erzeugt. Die durchschnittliche Abweichung für die sieben Randbedingungen beträgt für die maximale Summenspurstangenkraft 1,5 %, wobei es zu einer maximalen Abweichung von 3,3 % kommt. Für den FTire sind in dieser Analyse durchschnittlich 4,1 % bzw. 7,2 % maximal ermittelt worden. Hierbei ist allerdings zu beachten, dass sich zwei der sieben Radlast-Fülldruck Kombinationen außerhalb des Parametrierbereichs des FTires befinden. Beide Modelle zeigen zudem einen realistischen Verlauf der Summenspurstangenkraft. Für den zweiten beschriebenen Fall ist zunächst ein Konzept vorgestellt worden, welches eine Simulation bei vorheriger Anpassung der Dimensionen und des Fülldrucks des Reifenmodells erlaubt. Bei einer Untersuchung von verschiedenen Radlast-Fülldruck Kombinationen mit Hilfe von mehreren Reifen und verschiedenen Fahrzeugderivaten, ist ersichtlich geworden, dass der parkieroptimierte FTire exaktere Ergebnisse als der SupERRB Tire liefert. Über 11 verschiedene Ergebnisse dieser Analyse beträgt die durchschnittliche Abweichung des FTires hinsichtlich der maximalen Summenspurstangenkraft lediglich 2 %, wobei die Streubreite von - 2,5 % bis 7,5 % verläuft. Beim SupERRB Tire hingegen lässt sich die durchschnittliche Abweichung auf 5 % und die Streubreite auf - 3,5 bis 10,5 % beziffern. Damit wird deutlich, dass sich der FTire besser für den Prognoseprozess als der SupERRB Tire eignet. Bei einer direkten Parametrierung liefert der SupERRB Tire bessere Ergebnisse.

Für die Kugelgelenkreibung sind der vereinfachte Modellierungsansatz mit unabhängigen Freiheitsgraden sowie der einer dreidimensionalen Reibungsmodellierung untersucht worden. Dazu ist zunächst eine Analyse im virtuellen Reibmomentprüfstand durchgeführt worden. Es stellte sich heraus, dass aufgrund der geringen Datenmenge an Messungen eine Parametrierung des beschriebenen dreidimensionalen Reibungsmodells zu Ungenauigkeiten führt, die sich auch auf Gesamtfahrzeugebene im virtuellen KnC-Achsprüfstand widerspiegeln. Bei Bewertung auf Gesamtfahrzeugebene lässt sich erkennen, dass die vereinfachte Modellierung mit unabhängigen Freiheitsgraden realistischere Ergebnisse erzeugt. Dennoch ist gezeigt worden, dass ein dreidimensionales Reibungselement dargestellt und robust implementiert werden kann und zudem eine Reibungshysterese erzeugt. In einer künftigen Arbeit ist zu untersuchen, ob eine größere

Messreihe die Güte des Modells erhöht oder ob noch weitere Eigenschaften der Elastomerlager zur Erzeugung der gesamten Hysterese betrachtet werden müssen.

Die Analyse des in dieser Arbeit entstandenen vereinfachten Modells ergibt, dass bei einer Parametrierung aus Gesamtfahrzeugmessungen nur geringfügige Abweichungen gegenüber Messungen vorliegen. Diese Abweichungen für die ermittelten Summenspurstangenkräfte betragen für eine Federbein 1-Gelenkachse etwa 5,9 %. Für eine Federbein 2-Gelenkachse liegt die Abweichung bei 0,1 % und für ein Fahrzeug mit Doppelquerlenkerachse bei -1 %. Wie in Abschnitt 4.5.2 beschrieben, lässt sich mit der aktuellen Datenbasis keine valide Aussage darüber treffen, ob das vereinfachte Modell auch aus Reifenmessungen oder Simulationsdaten parametrierbar ist und weiterhin realistische Ergebnisse liefert.

## **Kapitel 6**

In Kapitel 6 ist die, mit den in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen, neue Prognosemethode für die auftretende Zahnstangenkraft beschrieben worden. Diese Methode wird in drei Schritten durchgeführt und nutzt die in der vorliegenden Dissertation zuvor erbrachten Erkenntnisse und Modelle. Es zeigt sich, dass die neue Prognosemethode exaktere und wiederholgenauere Ergebnisse erzielt. Diese Verbesserung spiegelt sich vor allem in den durchschnittlichen Abweichungen zwischen Prognose und Messung wider, welche von 10,5 % auf 3,1 % reduziert werden konnten. Des Weiteren wird in diesem Abschnitt der Einsatz des vereinfachten Modells diskutiert. Es kann sowohl in der sehr frühen Entwicklungsphase als auch für Sensitivitätsanalysen zur Anwendung kommen.

## **7.2 Wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit**

In dieser Arbeit werden die in Abschnitt 1.2 in Tabelle 1.1 gestellten wissenschaftlichen Fragestellungen untersucht und beantwortet. Zunächst sind die Wirkzusammenhänge beim Parkiermanöver (Frage 1), die bereits EINSLE (Einsle 2011) und WEINBERGER (Weinberger 2023) untersucht haben, bestätigt worden. Durch zahlreiche Gesamtfahrzeugmessungen, unter anderem auch auf dem Kinematics & Compliance-Achsprüfstand sowie weiteren in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen, sind die bestehenden Erkenntnisse, durch die wirkende Achsreibung, die Gewichtsrückstellung, den Einfluss der Reifendimensionen und der Reifenart, den Faltenbalgeinfluss, der Auswirkung der Kinematik und Elastokinematik, der Komponenteneinflüsse der Achse sowie durch die Fahrzeugbewegungen und weitere Erkenntnisse, erweitert worden. Durch neue Messmethoden und simulative Analysen wurden die Zusammensetzungen der Zahnstangenkräfte für verschiedene Achskonzepte quantifiziert (Frage 2). Neben den Wirkzusammenhängen wurden in dieser Arbeit die bestehende Prognosemethode zur Ermittlung der wirkenden Zahnstangenkraft für zukünftige Fahrzeuge analysiert und Verbesserungspotentiale aufgezeigt (Frage 3). Durch eine neue Messprozedur am KnC-Reifenprüfstand wurde die Mess-

streuung für Reifenmessungen deutlich reduziert. Bei Übertrag dieser Erkenntnisse auf Gesamtfahrzeugebene lassen sich ebenfalls Verbesserungen der Reproduzierbarkeit finden (Frage 4). Mit Hilfe der verbesserten Reifenmessungen sowie einer Erweiterung der Messprozedur um weitere charakteristische Reifenkennwerte, kann der Worst-Case-Reifen sicher identifiziert werden (Frage 5). Anhand von virtuellen Prüfständen sind Potentiale zur Verbesserung der virtuellen Modelle aufgezeigt worden. Zudem konnten durch separate Ausbauten von Komponenten Einflüsse auf die Zahnstangenkraft ermittelt und virtuell abgebildet werden (Frage 6 und 7). Bei Betrachtung der Problematik der virtuellen Lenkungsauslegung ist ersichtlich geworden, dass virtuelle Reifenmodelle speziell für den Anwendungsfall „Parkieren im Stand“ parametrisiert werden müssen. Diese Methodik wird in dieser Arbeit beschrieben (Frage 8) und führt zu erheblichen Gütesteigerung der virtuellen Modelle. Nach Verbesserung der virtuellen Reifenmodelle und einer Modell- und Sensitivitätsanalyse des SupERRB Tires, ist ein Benchmark durchgeführt worden, der beschreibt, welches Reifenmodell sich am besten für eine Simulation und eine Prognose eignet (Frage 9). Um die Prognosegüte weiterhin zu steigern, ist gezeigt worden, wie Kugelgelenksreibung modelliert und implementiert werden kann (Frage 10). Mit den gewonnenen Erkenntnissen ist eine Methode beschrieben worden, die exakte und robuste Ergebnisse liefert, um die auftretende Zahnstangenkraft zu prognostizieren (Frage 11). Abschließend ist ein vereinfachtes, mathematisches Modell entstanden, welches in dieser Arbeit dargestellt wird (Frage 12).

Mit Beantwortung aller wissenschaftlichen Fragestellungen ist eine klare Abgrenzung gegenüber den bisherigen Arbeiten aufgezeigt worden und neues Wissen auf diesem Gebiet entstanden.

Im Rahmen dieser Arbeit fand zudem ein wissenschaftlicher Austausch mit den Firmen Cosin Scientific Software, fka GmbH, Institut für Kraftfahrzeuge (ika) RWTH Aachen, Siemens Industry Software GmbH, APPLUS + IDIADA, ARRK Engineering GmbH und der Firma CMV Hoven statt.

### **7.3 Ausblick und zukünftige Arbeiten**

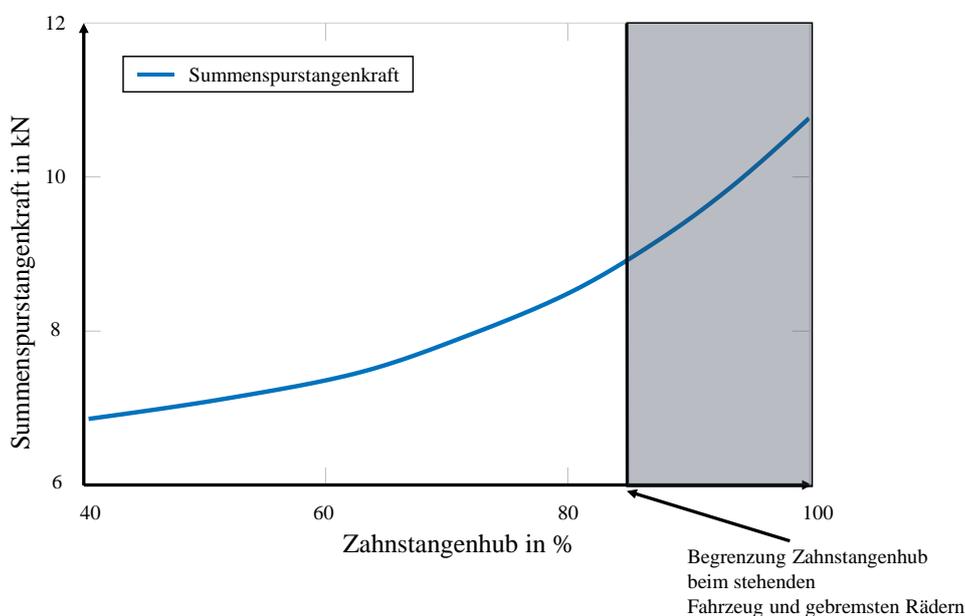
In diesem letzten Abschnitt werden ein Ausblick und weitere offene Fragestellungen beschrieben. Dazu werden Ideen und Konzepte klassifiziert und im Einzelnen beschrieben.

#### **Steer-by-Wire**

Mit der Weiterentwicklung von Lenksystemen hält seit einigen Jahren der Einsatz von Steer-by-Wire Systemen in Prototypenfahrzeugen Einzug. Durch den Wegfall der mechanischen Verbindung zwischen Lenkrad und Zahnstange, ergeben sich Vorteile hinsichtlich der Interieurgegestaltung, der Sicherheit, der Standardisierung von Lenksystemen und insbesondere durch die Möglichkeit zur Implementierung neuer Funktionalitäten.

In Bezug auf das in dieser Arbeit untersuchte Manöver „Parkieren im Stand“ eröffnen sich mit Einführung von Steer-by-Wire Systemen Möglichkeiten zur Reduzierung des aufzubringenden Lenkradwinkels sowie einer Reduzierung der resultierenden Zahnstangenkräfte. Durch die frei zu gestaltende Übersetzung kann unter Betrachtung der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Lenkradwinkel, welcher für ein Lenken bis in den Endanschlag nötig ist, soweit reduziert werden, dass sich der Komfort für den Fahrenden erhöht.

Zur Reduzierung der Zahnstangenkraft ergibt sich das in Abbildung 7.1 veranschaulichte Potential. So ist es möglich, den maximalen Zahnstangenhub zu reduzieren (hier etwa auf 85 %). Durch den progressiven Kraftverlauf können so insbesondere die hohen Kräfte beim Parkiermanöver reduziert werden. Der Fehlwinkel bzw. die Differenz der Zahnstangenposition zum Endanschlag kann, sobald das Fahrzeug rollt, nachgestellt werden. Somit ergibt sich keine Erhöhung des Wendekreises, welcher bei einer konventionellen Lenkung im Zielkonflikt zu einem reduzierten Zahnstangenhub stehen kann.



**Abbildung 7.1:** Möglichkeit der Begrenzung des Zahnstangenhubs für Steer-by-Wire Anwendungen

Somit kann die höchste auftretende Kraft reduziert werden, was positive monetäre Auswirkungen bei der Lenkungsauslegung nach sich zieht.

### Kugelgelenkreibung

Wie in Abschnitt 5.6 beschrieben, liegen bei der Abbildung der Kugelgelenkreibung mit Hilfe des entwickelten 3D-Modells Verbesserungspotentiale vor. Diese sind vor allem über optimierte Komponentenmessungen am Reibmomentprüfstand (REMP) zu realisieren. Bei den aktuell vorliegenden Messergebnissen ist jeweils nur ein Drehzyklus, welcher nicht aus der Ruhelage startet, ermittelt worden. Zudem wird als Geschwindigkeitsvorgabe ein Rechtecksignal verwendet, welches für das Modellfitting, durch die Geschwindigkeitssprünge, keine optimale

Grundlage liefert. Überdies liegen zum Zeitpunkt dieser Arbeit nur Messungen mit verschiedenen Geschwindigkeiten für eine Drehbewegung der Kugelgelenke vor. Eine Geschwindigkeitsabhängigkeit für Kippbewegungen ist nicht ermittelt worden.

Eine Verbesserung und Erweiterung der Messreihen durch verschiedene Kippgeschwindigkeiten und Substitution des Rechtecksignals durch ein Sinussignal, sollte die beschriebene Problematik lösen und zur Verbesserung des Modells beitragen.

### **Reifenmodelle**

In dieser Arbeit sind drei Reifenmodelle und deren Weiterentwicklung bzw. neue Parametrierungsprozeduren beschrieben worden. Insbesondere für den SupERRB-Tire und den MF-Swift liegen noch Verbesserungspotentiale vor. Beginnend mit dem SupERRB Tire lässt sich konstatieren, dass bei der Anwendung im Prognoseprozess, also bei der notwendigen Veränderung von Reifendimensionen bei der Vorhersage der Reifenkräfte, gegenüber dem FTire noch Optimierungsmöglichkeiten bestehen. Dazu werden in der Promotion von SHAO weitere Untersuchungen durchgeführt. Für den MF-Swift, in dem in dieser Arbeit gemeinsam mit der Firma Siemens eine Modellerweiterung für den Anwendungsfall „Parkieren im Stand“ entwickelt worden ist, gibt es überdies ebenfalls Optimierungspotential. Das entwickelte Modell zeigt auf Komponentenebene eine hohe Güte, gilt allerdings aktuell nur für einen spezifischen Reifen. Die dargestellten Ergebnisse sind somit für verschiedene Reifen mit verschiedenen Radlast-Fülldruck-Kombinationen zu verifizieren. Gleiches gilt für den Einsatz bei verschiedenen Fahrzeugmodellen und damit einhergehend unterschiedlichen Bewegungsvorgaben der Räder.

### **Vereinfachtes Modell**

Das entwickelte vereinfachte Modell für den Anwendungsfall „Parkieren im Stand“ zeigt sehr gute Resultate. Diese basieren insbesondere auf der Vorgabe der Reifenkräfte und -momente im Radmittelpunkt aus einer Gesamtfahrzeugmessung. Um diese notwendige Messung zu substituieren, sind in Abschnitt 4.5.2 Formeln zum Übertrag von Reifenmessungen hergeleitet worden. Diese Formeln sind mathematisch sehr einfach gehalten und basieren auf nur zwei unterschiedlichen Reifen. Das bedeutet, dass diese Ergebnisse bei Parametrierung aus Komponentenmessungen ausschließlich für diesen Anwendungsfall gelten. Für eine allgemeingültige Aussage zur Richtigkeit des Übertrags fehlen weitere Messdaten, die die Richtigkeit bestätigen.

Ist eine Vielzahl von Messungen verfügbar, die eine Aussage über verschiedene Reifenverhalten an unterschiedlichen Fahrzeugen ermöglichen, kann die einfache mathematische Formel durch ein neuronales Netz ersetzt werden. Dadurch würde sich der Übertrag des Reifenverhaltens von Komponentenmessung zu Gesamtfahrzeugmessungen exakter beschreiben lassen.

### **KnC-Reifenmessungen**

Die in dieser Arbeit entwickelte Methodik für Reifenmessungen am KnC Prüfstand, zeigt eine deutliche Verbesserung der Reproduzierbarkeit gegenüber anderen quasistatischen Reifenmessungen an anderen Prüfständen. Zudem ist eine verlässliche Methodik definiert worden, um den Worst-Case-Reifen zu identifizieren. Eine Möglichkeit der Weiterentwicklung besteht darin, die Stempelbewegung des Prüfstands um die Kinematik des Fahrzeugs zu erweitern und variable Eingangsgrößen aus einer Gesamtfahrzeugmessung oder -simulation zu definieren. So können etwa variable Sturzbewegungen oder Radlasten vorgegeben werden. Dadurch könnten die Reifenkräfte und -momente durch die Bewegungen des zu prognostizierenden Fahrzeugs, welche durch Simulation berechnet würden, ermittelt werden und durch die Lenkgestängeübersetzung in eine Zahnstangenkraft zurückgerechnet werden. Erste Ansätze sind bereits in NEUMANN (Neumann et al. 2022a) beschrieben.

### **Prognosemethode**

Die in dieser Arbeit beschriebene, neue Prognosemethode zur Ermittlung der künftig wirkenden Zahnstangenkräfte, kann weiterhin verbessert werden. Dazu ist es notwendig, die in dieser Arbeit beschriebene Modellierung der Kugelgelenksreibung automatisiert in die MKS-Modelle zu implementieren. Mit Hilfe des KnC-Reifenprüfstands kann zudem eine Datenbasis generiert werden, die es erlaubt, in Zukunft Reifenkennwerte noch exakter und reproduzierbarer zu prognostizieren. Durch weitere Verbesserungen der virtuellen Modelle, wie etwa der Anpassung des SupERRB-Modells, sodass es für den Prognoseprozess besser geeignet ist, kann die Prognosemethode simplifiziert werden. Bei ausreichender Zuverlässigkeit der virtuellen Modelle und der prognostizierten Reifencharakteristik, könnte eine Referenzmessung gänzlich entfallen. Das bedeutet, die Prognose könnte rein virtuell vollzogen werden und würde mit dem in dieser Arbeit beschriebenen Konzept bereits bei Schritt 3 starten. Dies würde zu einer erheblichen Reduktion des Aufwands führen. Das vereinfachte Modell könnte weiterhin in der sehr frühen Entwicklungsphase eingesetzt werden und zur Validierung der neuen Prognose dienen.

# Anhang A

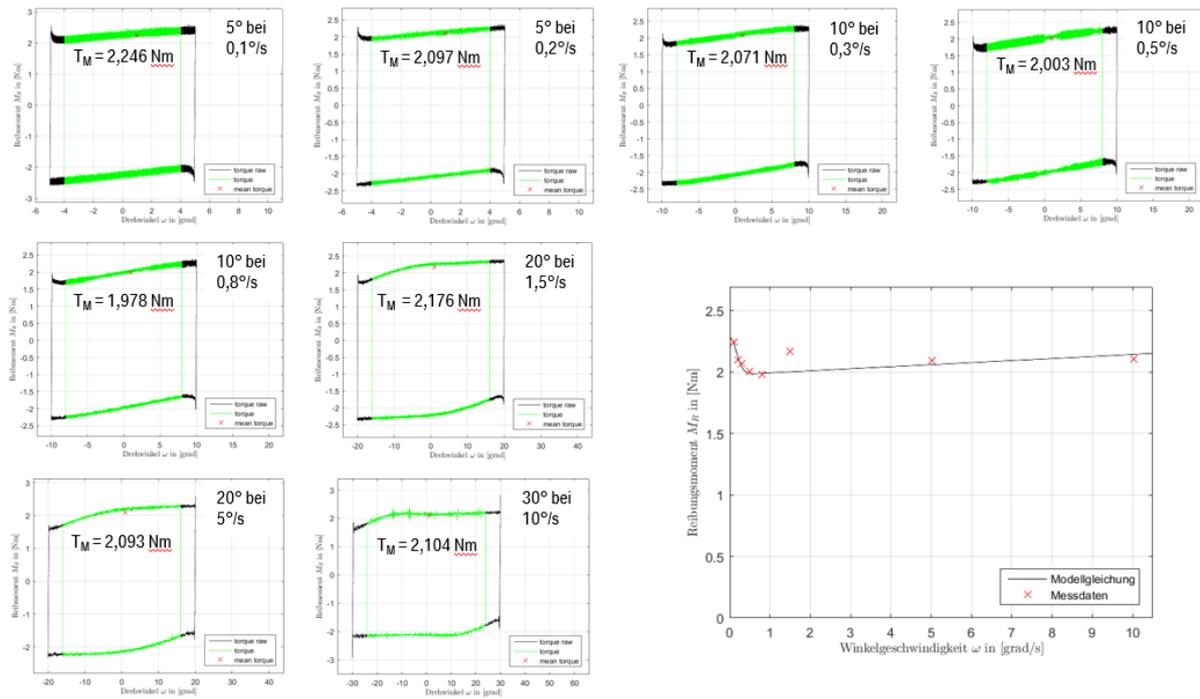


Abbildung A-1: Kugelgelenkvermessungen mit verschiedenen Geschwindigkeiten

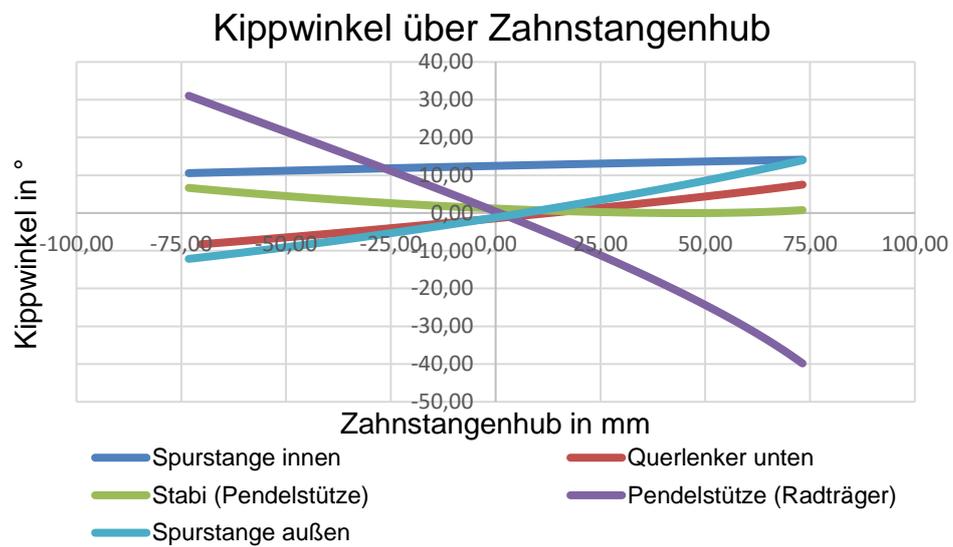


Abbildung B-1: Kugelgelenkbewegung Kippen Federbein 1-GI-Achse

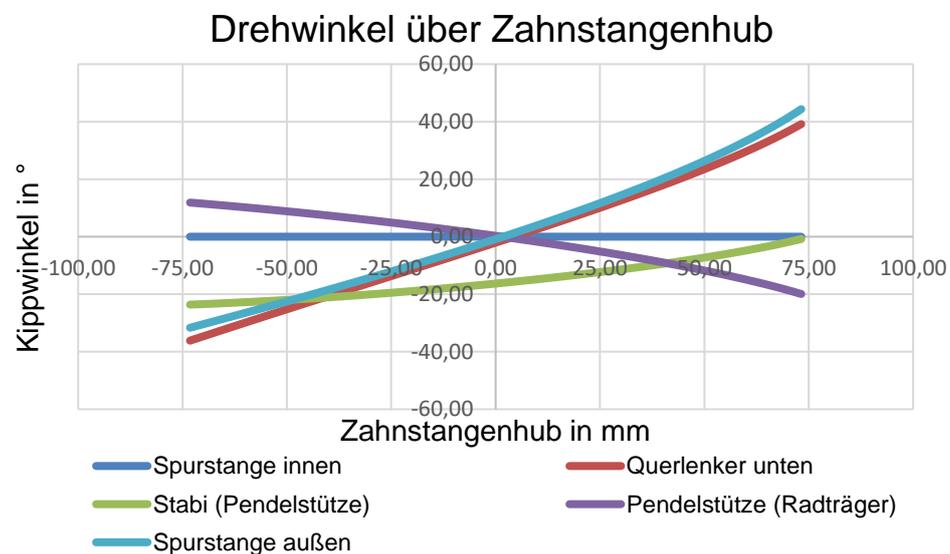
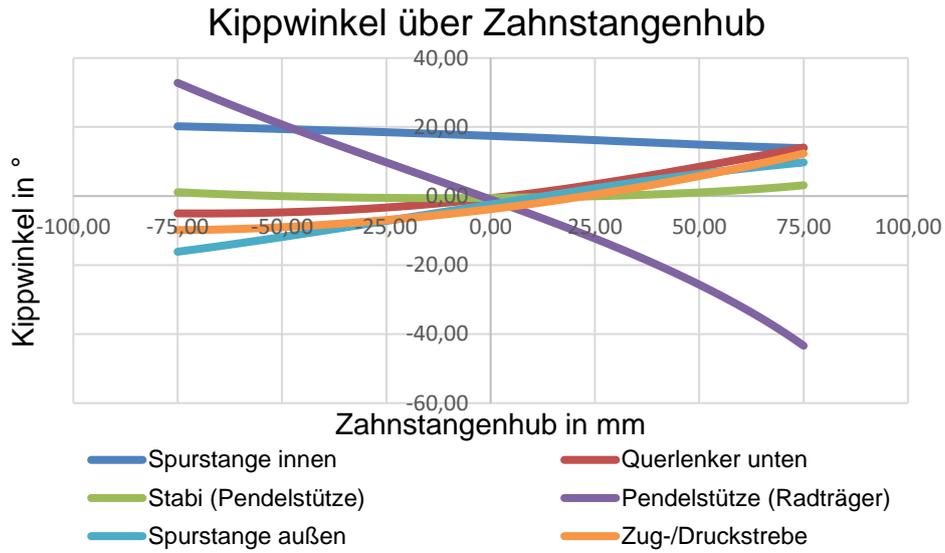
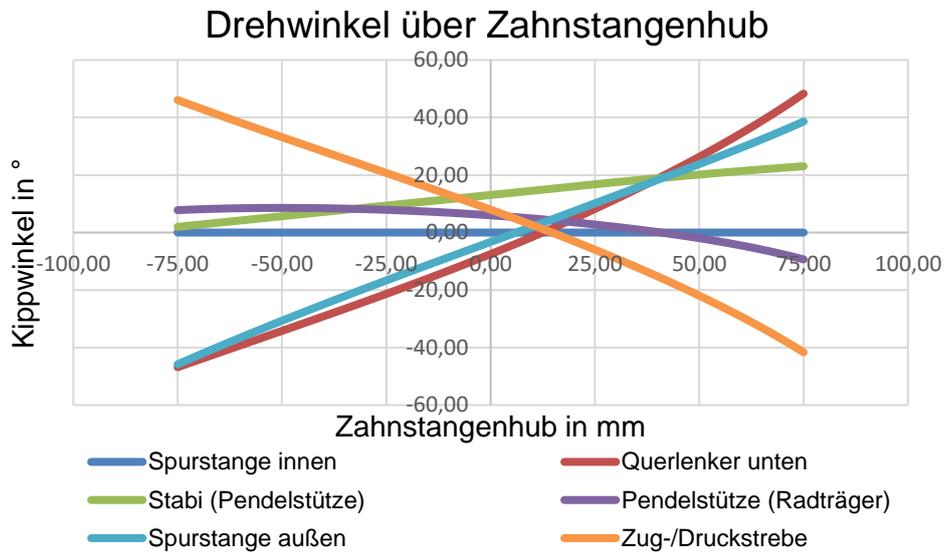


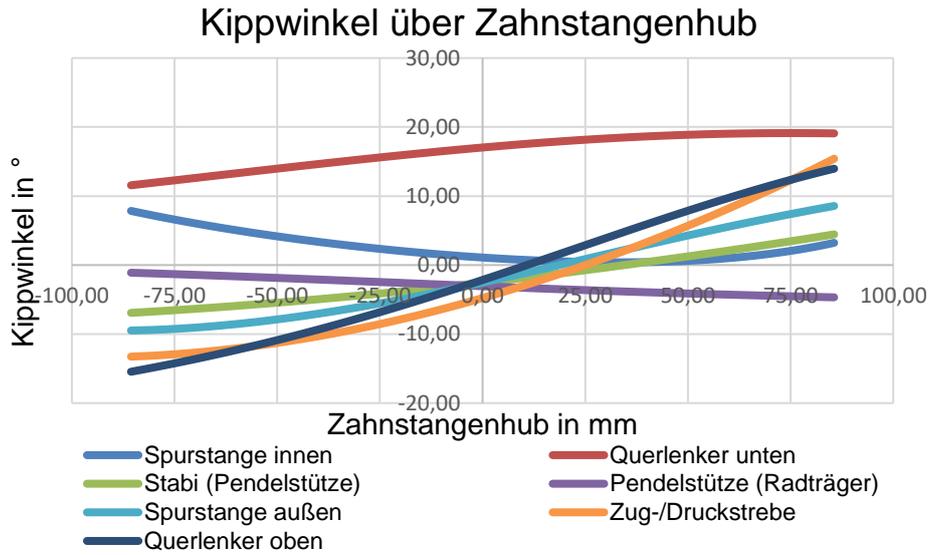
Abbildung B-2: Kugelgelenkbewegung Drehen Federbein 1-GI-Achse



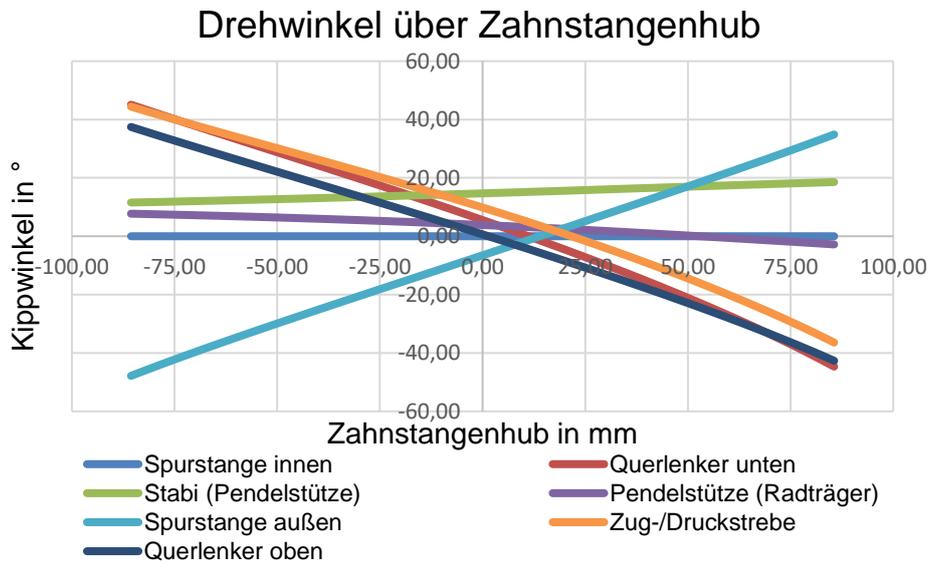
**Abbildung B-3:** Kugelgelenkbewegung Kippen Federbein 2-Gl-Achse



**Abbildung B-4:** Kugelgelenkbewegung Drehen Federbein 2-Gl-Achse



**Abbildung B-5:** Kugelgelenkbewegung Kippen DQ-Achse



**Abbildung B-6:** Kugelgelenkbewegung Drehen DQ-Achse

## Anhang C

**Tabelle C-1: Sensitivitätsmatrix SupERRB Tire**

	Mz <sub>bm</sub>	M <sub>z</sub> bei Parkiermess.	K <sub>ψ</sub>	F <sub>x,max</sub> bei Parkiermess.	F <sub>y,max</sub> bei Parkiermess.	K <sub>x</sub>	K <sub>y</sub>
μ <sub>gx</sub>	0,63	0,501	0	0,73	-0,122	0	0
μ <sub>gy</sub>	0,342	0,21	0,021	-0,04	0,544	0	0
μ <sub>hx</sub>	0,168	0,202	0	0,05	-0,05 NL	0	0
μ <sub>hy</sub>	0,08	0,141	0,063	0,058	NL	0	0
μ <sub>gx</sub> & μ <sub>gy</sub>	0,977	0,715	0,02	0,691	0,491	0	0
μ <sub>hx</sub> & μ <sub>hy</sub>	0,232	0,422	0,076	0,125	0,076	0	0
μ <sub>all</sub>	1,244	1,112	0,104	0,929	NL	0,012	0
c <sub>ex</sub>	-0,05	0	0,308	0,134	NL	0,245	0
c <sub>ey</sub>	0	-0,054	0,439	0,036	0,924	0	NL
c <sub>mex</sub>	0	0	0	0	0	0	0
c <sub>mey</sub>	0	0	0	0	0	0	0
d <sub>mex</sub>	0	0	0	0	0	0	0
d <sub>mey</sub>	0	0	0	0	0	0	0
c <sub>ex</sub> & c <sub>ey</sub>	-0,039	±0,11 NL	0,753	0,166	±0,2 NL	0,321	0,06
d <sub>mex</sub> & d <sub>mey</sub>	0	0	0	0	0	0	0
c <sub>mex</sub> & c <sub>mey</sub>	0	0	0	0	0	0	0
e <sub>all</sub>	-0,1	±0,11 NL	0,682	0,145	±0,2 NL	0,249	0,04
c <sub>θ</sub>	0	0	0	0,184	-0,078	0,729	0
c <sub>mθ</sub>	0	0	0	0	0	-0,039	0
d <sub>θ</sub>	0	0	0	0	0	0	0
d <sub>mθ</sub>	0	0	0	0,013	0	0,052	0
θ <sub>all</sub>	0	0	0	0,2	-0,12	0,769	0
c <sub>γ</sub>	0	0	0,142	-0,041	0,578	0	0,67
c <sub>mγ</sub>	0	0	0,035	0	±0,016 NL	0	-0,038
d <sub>γ</sub>	0	0	0,021	0	0,08	0	0
d <sub>mγ</sub>	0	0	0,013	0	0,04	0	0,097
γ <sub>all</sub>	0	0	0,233	-0,034	0,585	0	0,745
c <sub>by</sub>	0	0	0	-0,018	0,16	0	0,237
c <sub>mby</sub>	0	0	0	0	-0,021 NL	0	-0,012 NL
d <sub>by</sub>	0	0	0	0	0	0	0
d <sub>mby</sub>	0	0	0	0	0,024	0	0,031
γ <sub>all</sub>	±0,06 NL	±0,114 NL	0	0	0	0	0,034
A <sub>Druck</sub>	0,421	0,498	1,365	+/- 0,3 NL	NL	0,217	0

---

## Literaturverzeichnis

---

- Adamski, D. (2014). *Simulation in der Fahrwerktechnik*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Ammon, D. (2005). Vehicle dynamics analysis tasks and related tyre simulation challenges. *Vehicle System Dynamics*, 43(sup1), 30–47.
- Applus IDIADA (2020). *Advanced Ride Comfort Development on the Driving Simulator*, VI-grade User Conference 2020. VI-grade, vFairs (Online Event), 2020.
- Armstrong-Helouvry, B., Dupont, P., & Wit, C.C. de (1994). A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 30(7), 1083–1138.
- Bachmann, C., Niemeyer, P., Struck, D., & Eckstein, L. (2017). Innovative Prüfstand-architektur zur Ermittlung von Reifeneigenschaften. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 119(1), 42–47.
- Bachmann, T. (1996). *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*. Düsseldorf: VDI-Verl.
- Bachus, K.N., DeMarco, A.L., Judd, K.T., Horwitz, D.S., & Brodke, D.S. (2006). Measuring contact area, force, and pressure for bioengineering applications: using Fuji Film and TekScan systems. *Medical engineering & physics*, 28(5), 483–488.
- Bäcker, M. (2016). CDTire: Scaleable Tire Model. [https://www.itwm.fraunhofer.de/content/dam/itwm/de/documents/MDF\\_Infomaterial/mdf\\_flyer\\_CD\\_Tire-EN.pdf](https://www.itwm.fraunhofer.de/content/dam/itwm/de/documents/MDF_Infomaterial/mdf_flyer_CD_Tire-EN.pdf). Zugegriffen: 19. Juni 2020.
- Bai, F., Guo, K., & Lu, D. (2013). Tire Model for Turn Slip Properties. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 6(2), 353–361.
- Bakker, E., Nyborg, L., & Pacejka, H. (1987). Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. *SAE Transactions*, vol. 96. Zugegriffen: 3. Mai 2022.
- Barton, D.C., & Fieldhouse, J.D. (2018). *Automotive Chassis Engineering*. Cham: Springer International Publishing.
- Bause, F. (2020). Möglichkeiten und Grenzen der Simulation. [https://ls4-www.cs.tu-dortmund.de/download/buchholz/MAO/MAO\\_7.pdf](https://ls4-www.cs.tu-dortmund.de/download/buchholz/MAO/MAO_7.pdf).

- Beal, C.E., & Brennan, S. (2020a). Friction detection from stationary steering manoeuvres. *Vehicle System Dynamics*, 58(11), 1736–1765.
- Beal, C.E., & Brennan, S. (2020b). Modeling and friction estimation for automotive steering torque at very low speeds. *Vehicle System Dynamics*, 7(1), 1–27.
- Beygang (2016). *Ableitung relevanter Wirkketten von radführenden Kugelgelenken bezüglich deren fahrkomfort-beeinflussenden Reibeigenschaften*. TU Dresden, Dresden.
- Bliman, P.-A., & Sorine, M. (Hrsg.) (1993) *Proceedings of the 2nd European control conference*. Groningen, The Netherlands.
- Blundell, M., & Harty, D. (2014). The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, 1–741.
- Bosch Mobility Solutions (2022). Elektrolenkung mit achsparalleler Servoeinheit. <https://www.bosch-mobility-solutions.com/de/loesungen/lenkung/elektrolenkung-mit-achsparalleler-servoeinheit/>.
- Böttrich, M. (2015). *Entwicklung von Produktfamilien in den frühen Phasen des Produktentstehungsprozesses: Methode zur effizienten Konfigurierung, Konstruktion und Analyse*. Zugl.: Dresden, Techn. Univ., Diss., 2015. München: Verl. Dr. Hut.
- Bratzel, S. (2019). *CAM-Studie 2019: Globale Automobilkonzerne unter Transformations- und Kostendruck*. Bergisch Gladbach.
- Braun, J., Künnemann, S., Rich, B., Mißler-Behr, M., & Woll, R. (2020). Veränderung von Kundenanforderungen in der Automobilindustrie – Analyse von Experteninterviews. In R.H. Schmitt (Hrsg.), *Berlin, Heidelberg, 2020* (S. 144–161). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Brenton-Rule, A., Mattock, J., Carroll, M., Dalbeth, N., Bassett, S., Menz, H.B., et al. (2012). Reliability of the TekScan MatScan® system for the measurement of postural stability in older people with rheumatoid arthritis. *Journal of foot and ankle research*, 5(1), 21.
- Bungartz, H.-J., Zimmer, S., Buchholz, M., & Pflüger, D. (2013). *Modellbildung und Simulation*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Bürckert, M., Gauterin, F., & Unrau, H.-J. (2012). Untersuchung des Einflusses der Grobtextur auf Messergebnisse mit dem SKM-Messverfahren.
- Buschardt, B. (2003). *Synthetische Lenkmomente (Als Ms. gedr.)*, Düsseldorf.
- Canudas-De-Wit, C., Tsiotras, P., Velenis, E., Basset, M., & Gissinger, G. (2003). Dynamic friction models for road/tire longitudinal interaction. *Vehicle System Dynamics*, 39(3), 189–226.
- Cho, Y.G. (2009). Vehicle steering returnability with maximum steering wheel angle at low speeds. *International Journal of Automotive Technology*, 10(4), 431–439.

- cosin scientific software, & Gipser M. (2022). FTire - Flexible Structure Tire Model - Documentation. [https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire\\_model.pdf](https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire_model.pdf). Zugegriffen: 3. Mai 2022.
- Cosin Scientific Software AG (2020). Release Notes FTire 2020-1. <https://www.cosin.eu/support/release-notes/>. Zugegriffen: 3. Mai 2022.
- Cosin Scientific Software AG (2022). FTire/core. <https://www.cosin.eu/products/ftirecore/>.
- Dessort, R., & Chucholowski, C. (2019). Efficient parameterization of a user-friendly tire model. In P. Pfeffer (Hrsg.), *9th International Munich Chassis Symposium 2018* (S. 811–825). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Deur, J., Asgari, J., & Hrovat, D. (2004). A 3D Brush-type Dynamic Tire Friction Model. *Vehicle System Dynamics*, 42(3), 133–173.
- Deutsche Akkreditierungsstelle (2015). AK-LH 14: Arbeitskreis-Lastenheft Fahrwerksgelelenke - Audi AG, BMW AG, DaimlerChrysler AG, Porsche AG, Volkswagen AG. [https://www.brunel.de/-/media/files/de/zertifikate/dakks\\_d\\_pl\\_1184\\_01\\_00.pdf](https://www.brunel.de/-/media/files/de/zertifikate/dakks_d_pl_1184_01_00.pdf). Zugegriffen: 2. Mai 2022.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (1986). DIN 70020-5: Kraftfahrzeugbau; Reifen und Räder; Begriffe und Meßbedingungen(DIN 70020-5).
- Deutsches Institut für Normung e.V. (1993). Strassenfahrzeuge – Kraftfahrzeugbau – Begriffe von Abmessungen. Berlin. Berlin(DIN 70020-1). Zugegriffen: 1993.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (1994). DIN 70000 – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten. Berlin(DIN 70000). Zugegriffen: 1994.
- DIN 50281:1977-10: Reibung in Lagerungen; Begriffe, Arten, Zustände, physikalische Größen.
- DIN 50323-3: 1993-12: Tribologie, Reibung, Begriffe, Arten, Zustände, Kenngrößen (zurückgezogen, enthalten im Arbeitsbiatl 7 der GfT).
- DIN ISO (2011). Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe(DIN ISO 8855).
- Dixon, J.C. (2009). *Suspension Geometry and Computation*.
- Ehret, M., & Kleinaltenkamp, M. (Hrsg.) (1998). *Prozeßmanagement im Technischen Vertrieb*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Eichhorn, U. (1994). *Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn-Einflußgrößen und Erkennung*.
- Eigner, M., Roubanov, D., & Zafirov, R. (2014). *Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.

- Einsle, S. (2011). *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*. Zugl.: Dresden, Techn. Univ., Diss., 2010. Dresden: TUDpress.
- Ersoy, M., & Gies, S. (2017). *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Farroni, F., Sakhnevych, A., & Timpone, F. (2016). Physical modelling of tire wear for the analysis of the influence of thermal and frictional effects on vehicle performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials Design and Applications*, 1464420716666107.
- Fernando, E.G., Musani, D., Park, D.-W., & Liu, W. (2006). *Evaluation of effects of tire size and inflation pressure on tire contact stresses and pavement response*.
- Fischer, F. (1967). *Mechanische Beanspruchung von MacPherson-Federbeinen*. *ATZ* 69:295–299.
- Fischlein, H., Gnadler, R., & Unrau, H.-J. (2001). Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenstruktur auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen bei trockener und nasser Fahrbahn. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 103(10), 950–962.
- fka GmbH (2022a). MTS Flat-Trac IV CT plus Reifenprüfstand. <https://www.fka.de/de/kompetenzen/fahrwerk/highlights/139-mts-flat-trac-iv-ct-plus.html>. Zugegriffen: 2022.
- fka GmbH (2022b). Schlagleisten-Reifenprüfstand. <https://www.fka.de/de/pr%C3%BCfst%C3%A4nde/fahrwerk/49-schlagleisten-reifenpr%C3%BCfstand.html>. Zugegriffen: 3. Mai 2022.
- fka GmbH (2022c). Steifigkeits-Reifenprüfstand. <https://www.fka.de/de/pr%C3%BCfst%C3%A4nde/fahrwerk/48-steifigkeits-reifenpr%C3%BCfstand.html>. Zugegriffen: 2022.
- Flemming (2019). Simulation in der Arbeitsvorbereitung. <https://tu-dresden.de/ing/maschinenwesen/if/fue/ressourcen/dateien/studium/lehrunterlagen/simav/skript?lang=en>. Zugegriffen: 2022.
- Friederichs, J., Wegener, D., Eckstein, L., Hartung, F., Kaliske, M., Götz, T., et al. (2020). Using a New 3D-Printing Method to Investigate Rubber Friction Laws on Different Scales. *Tire science and technology*, 48(4), 250–286.
- Gent, A.N., & Walter, J.D. (2006). *Pneumatic tire*. Akron: The University of Akron - Mechanical Engineering Faculty Research.
- Genta, G., & Morello, L. (2009). *The automotive chassis*. Dordrecht: Springer.
- Geyer, W. (1972). Der Einfluß geometrischer Reibflächen-Rauhigkeitsformen auf das trockene und nasse Reibverhalten von Gummi. *Automobil-Industrie*, 2, 41–45.

- Gillespie, T. (2021). *Fundamentals of Vehicle Dynamics, Revised Edition R-506*.
- Gipser, M. (Hrsg.) (2000) *ADAMS User's Conference Tokyo, Tokyo*.
- Gipser, M. (2001). Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist. *MKS-Simulation in der Automobilindustrie*, 1–16.
- Gipser, M. (2003). The FTire tire model family. *Esslingen University of Applied Sciences, Automotive Engineering Department, Esslingen, Germany*.
- Gipser, M. (2007). FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 45(sup1), 139–151.
- Gipser, M. (2013). FTire: a Physically Based Tire Model for Handling, Ride, and Durability. Cosin Scientific Software AG. <https://www.cosin.eu/support/literature/>.
- Gipser, M., & Hofman, G. (2020). FTire Parameterization: Proposed Measurement and Data Processing Procedures for Use with FTire/fit. [https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire\\_param.pdf](https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire_param.pdf). Zugegriffen: 19. Juni 2020.
- Haken, K.-L. (1993). *Konzeption und Anwendung eines Meßfahrzeugs zur Ermittlung von Reifenkennfeldern auf öffentlichen Straßen*. Inst. für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Univ. Stuttgart.
- Haken, K.-L. (2011). *Grundlagen der Fahrzeugtechnik*. Hanser.
- Halfmann, C., & Holzmann, H. (2003). *Adaptive Modelle Für Die Kraftfahrzeugdynamik*. Springer Berlin Heidelberg.
- Heacock, F.H., & Jeffery, H. (1953). The Application of Power Assistance to the Steering of Wheeled Vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, 7(1), 69–94.
- Hein, P. (1964). Superellipsen-en enkel løsning af et alment problem. *Dansk Kunsthaandvaerk*(97).
- Heißing, B. (2008). *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven ; mit 76 Tabellen*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
- Henker, E. (1993). *Fahrwerktechnik - Grundlagen, Bauelemente, Auslegung*. Braunschweig/Wiesbaden.
- Hesse, B. (2011). *Wechselwirkung von Fahrzeugdynamik und Kfz-Bordnetz unter Berücksichtigung der Fahrzeugbeherrschbarkeit*. Universitätsbibliothek Duisburg-Essen.
- Hirschberg, W., Rill, G., & Weinfurter, H. (2007). Tire model TMeasy. *Vehicle System Dynamics*, 45(sup1), 101–119.

- Holtschulze, J. (2006). *Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen*. Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2006. Aachen: Forschungsges. Kraftfahrwesen (fka).
- International Organisation for Standardisation (1989). Road vehicles – Lateral Transient Response Test Methods – Open Loop Test Method. Genf(DIN ISO 7401). Zugegriffen: 2003.
- ISO 6344-2 (1998). ISO 6344-2:1998: Coated abrasives — Grain size analysis — Part 2: Determination of grain size distribution of macrogrits P12 to P220 - Sustainable Development Goals.
- Ivanov, V. (2010). Analysis of Tire Contact Parameters Using Visual Processing. *Advances in Tribology, 2010*, 1–11.
- Jindra, F. (1976). *Mathematical Model of Four-Wheeled Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program*.
- Johanastrom, K., & Canudas-De-Wit, C. (2008). Revisiting the LuGre friction model. *IEEE control Systems, 28*(6), 101–114.
- Kato, H. (2015). Friction model for planar two-dimensional motion. In (S. 220–225). doi: 10.1109/IECON.2015.7392102.
- Keller, T. (2005). A Model for the Prediction of the Contact Area and the Distribution of Vertical Stress below Agricultural Tyres from Readily Available Tyre Parameters. *Biosystems Engineering, 92*(1), 85–96.
- Kendziorra, N., & Härtel, V. (2003). Einsichten in die Dynamik des Reifen/Fahrbahn-Kontaktes und deren Bedeutung fuer geregelte Bremsvorgaenge/On the dynamics of tire/road contact and the relevance for controlled braking. *VDI-Berichte*(1791).
- Kerber, M. (2019). *Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren Auswirkung auf den Schwingungskomfort*. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing.
- Kim, D.H., Tak, T.O., Kuk, M.G., Park, J.S., Shin, S.E., Song, S.J., et al. (2007). *Evaluation and experimental validation of steering efforts considering tire static friction torque and suspension and steering systems characteristics* .
- Kim, M., Chang, S., Lee, B., Park, Y., & Cho, H. (2014). Rack Force Estimation Method using a Tire Mesh Model. *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, 22*(3), 130–135.
- Klempau, F. (2004). Untersuchungen zum Aufbau eines Reibwertvorhersagesystems im fahrenden Fahrzeug. *Fortschritt Berichte-VDI Reihe 12 Verkehrstechnik-Fahrzeugtechnik*.

- KPMG Automotive Institute (2019). PMG's 20th consecutive Global Automotive Executive Survey 2019. [https://automotive-institute.kpmg.de/GAES2019/downloads/GAES2019PressConferenceENG\\_FINAL.PDF](https://automotive-institute.kpmg.de/GAES2019/downloads/GAES2019PressConferenceENG_FINAL.PDF). Zugegriffen: 1. Mai 2022.
- Kracht, F.E. (2020). *Modellbildung und Simulation der Dynamik und Elastokinematik von Radaufhängungen für Echtzeitanwendungen*. DuEPublico: Duisburg-Essen Publications online, University of Duisburg-Essen, Germany.
- Kracht, F.E., Schramm D., & Unterreiner M. (2015). Einfluss von Elastizitäten in Fahrwerken auf die Fahrdynamik. *VDI Fachtagung Mechatronik*.
- Krämer, A., & Kempkes, J. (2013). Modellierung und Simulation von nichtlinearen Reibungseffekten bei der Lageregelung von Servomotoren. *FHWS Science Journal*, 1(2), 47–57.
- Kubisch, M. (2008). Modellierung und Simulation nichtlinearer Motoreigenschaften. Institut für Informatik, Humboldt-Universität zu Berlin.
- Kummer, H.W. (1966). Unified theory of rubber and tire friction. *Pennsylvania State University, College of Engineering*.
- Kummer, H.W., & Meyer, W.E. (1967). Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn-Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 69(8), 245–251.
- Leister, G. (2009). *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung: Strategie, Methoden, Tools*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
- Leister, G. (2015). *Fahrzeugräder - Fahrzeugreifen: Entwicklung - Herstellung - Anwendung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Leistner, B. (2019). *Fahrwerkentwicklung und produktionstechnische Integration ab der frühen Produktentstehungsphase*. Springer.
- Lenthaparambil, N. (2015). *Funktionspotenziale eines Fahrwerks mit einem aktiven Stabilisator*. Duisburg, Essen, Univ., Düsseldorf. 978-3-18-379012-8.
- Liang, C., Wang, G., An, D., & Ma, Y. (2013). Tread wear and footprint geometrical characters of truck bus radial tires. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 26(3), 506–511.
- Liang, W., Medanic, J., & Ruhl, R. (2008). Analytical dynamic tire model. *Vehicle System Dynamics*, 46(3), 197–227.
- Linnemann, K. (2008). *Magnetostriktive und piezoelektrische Materialien: Konstitutive Modellierung und Finite-Elemente-Formulierung*. Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 2007. Karlsruhe: Inst. für Baustatik.
- Lugaro, C., Patil, V., Neumann, D (2022). *A semi-empirical tire model for realistic parking maneuver scenarios*. Tire Technology Expo, Hannover, 2022.

- Lugaro, C., Niedermeier, F., Wassertheurer, B., & Schüling, J. (2017). Method for virtual tyre and braking distance simulation. *ATZ worldwide*, 119(6), 16–21.
- Lugaro, C., Schmeitz, A., Ogawa, T., Murakami, T., & Huisman, S. (2016). Development of a Parameter Identification Method for MF-Tyre/MF-Swift Applied to Parking and Low Speed Manoeuvres. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, 9(2), 892–902.
- Ma, B., Yang, Y., Liu, Y., Ji, X., & Zheng, H. (2016). Analysis of vehicle static steering torque based on tire–road contact patch sliding model and variable transmission ratio. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(9), 168781401666876.
- Mack, G. (2009). *Eine neue Methodik zur modellbasierten Bestimmung dynamischer Betriebslasten im mechatronischen Fahrwerkentwicklungsprozess*. Karlsruhe: Universität Karlsruhe.
- MathWorks, I. (2022a). Parametric Fitting: Parametric Fitting with Library Models. <https://www.mathworks.com/help/curvefit/parametric-fitting.html>. Zugegriffen: 3. Mai 2022.
- MathWorks, I. (2022b). goodnessOfFit. [https://de.mathworks.com/help/ident/ref/goodnessof-fit.html?s\\_tid=doc\\_ta](https://de.mathworks.com/help/ident/ref/goodnessof-fit.html?s_tid=doc_ta).
- Matschinsky, W. (2007). *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Maurice, J.P. (2000). Short wavelength and dynamic tyre behaviour under lateral and combined slip conditions. *PhD thesis TU Delft*.
- Mavros, G., Rahnejat, H., & King, P.D. (2005). Transient analysis of tyre friction generation using a brush model with interconnected viscoelastic bristles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 219(3), 275–283.
- McHenry, R.R. (1973). *Research in Automobile Dynamics- A Computer Simulation of General Three-Dimensional Motions*. SAE Trans.
- Meyer, C. (2010). *Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten*. Dissertation. ottfried Wilhelm Leibniz Universität, Hannover.
- Meyer, W.E., & Kummer, H.W. (1964). Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 66(9), 245–250.
- Meywerk, M. (2007). *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik: Mit 10 Tabellen*.
- Milliken, W.F., & Milliken, D.L. (Hrsg.) (1995). SAE International.
- Milliken, W.F., Whitcomb, D.W., & Segel, L. (1956). *Research in automobile stability and control and in tyre performance*. London.
- Minca, C. (2015). The determination and analysis of tire contact surface geometric parameters. *Review of the Air Force Academy*(1), 149.

- Mitschke, M., & Wallentowitz, H. (2014). *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Vieweg.
- MTS Systems Corporation (2022a). dynamic-kinematic-compliance specifications. <https://www.mts.com/de/products/automotive/full-vehicle-test-systems/dynamic-kinematic-compliance#technical>. Zugegriffen: 2022.
- MTS Systems Corporation (2022b). MTS Flat-Trac® III CT Tire Test System: For Dynamic Force and Moment Testing of Passenger Car Tires. [https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev\\_003376.pdf](https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_003376.pdf). Zugegriffen: 2022.
- Murrenhoff, H. (2010). *Umweltverträgliche Tribosysteme*. Berlin Heidelberg: Springer.
- Nakamura, I., & Ikawa, K. (1979). *Analysis of Steering Force at Low Speed*. SAE Technical Paper.
- Neumann, D., Ahmadi, M., Weinberger, M., & Schramm, D. (2022a). Identification of Characteristic Tire Parameters for the Virtual Steering System Design. *Tire science and technology*.
- Neumann, D., Friederichs, J., Harris, M., Weinberger, M., Schramm, D., & Bachmann, C. (2022b). Parking-Specific Parameterization Method for FTire. *Tire science and technology*, 0.
- Nüsse, M. (2002). *Ermittlung von Reifeneigenschaften im realen Fahrbetrieb*. Shaker.
- Oertel, C. (2011). RMOD-K Formula Documentation. *Fachhochschule Brandenburg, Brandenburg an der Havel, Germany, Technical Report*.
- Oertel, C. (2021). RMOD-K Formula Documentation. <https://www.rmod-k.com/images/stories/media/downloads/Formula/RMOD-K-Formula-Documentation.pdf>. Zugegriffen: 3. Mai 2022.
- Oertel, C., & Fandre, A. (2001). Das Reifenmodellsystem RMOD-K. *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift*, 103(11), 1074–1079.
- Oliver Wyman (2018). *Automobilindustrie vor stürmischen Zeiten: Verband der Automobilindustrie*.
- Olley, M. (1946). Road Manners of the Modern Car. *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*, 41(1), 147–182.
- Olsson, H., Åström, K.J., Wit, C.C. de, Gäfvert, M., & Lischinsky, P. (1998). Friction models and friction compensation. *European journal of control*, 4(3), 176–195.
- Pacejka, H.B. (2007). *Tyre and vehicle dynamics*. Amsterdam: Elsevier/Butterworth-Heinemann.
- Pacejka, H.B. (2012). Tire Steady-State and Dynamic Test Facilities. In *Tire and Vehicle Dynamics* (S. 567–576). Elsevier.

- Pacejka, H.B., & Bakker, E. (1992). The Magic Formula Tyre Model. *Vehicle System Dynamics*, 21(sup001), 1–18.
- Patentschrift: Application filed by Ford Motor Co (1953). Wheel suspension for motor vehicles(US2660449A). <https://patentimages.storage.googleapis.com/bf/5d/4d/c06c0b3adf3465/US2660449.pdf>. Zugegriffen: 3. Mai 2022.
- Patrick Riehm, Hans-Joachim Unrau, Frank Gauterin, Stefan Torbrügge, & Burkhard Wies (2019). 3D brush model to predict longitudinal tyre characteristics. *Vehicle System Dynamics*, 57(1), 17–43.
- Pauly, A., Gruber, S., Ocvirk, N., Remfrey, J., Volk, H., Müller, R., et al. (2013). Fahrwerk. In H.-H. Braess & U. Seiffert (Hrsg.), *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* (S. 631–832). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Pearson, M., Blanco-Hague, O., & Pawlowski, R. (2016). TameTire: Introduction to the Model. *Tire science and technology*, 44(2), 102–119.
- Pelka, A. (2018). *Die Ermittlung von Kundenanforderungen und ihre Transformation in technologische Produktinnovationen in der frühen Phase der automobilen Produktentstehung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Pfeffer, P., & Harrer, M. (2013). *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Pfitzer, K.P. (2021). *Quantifizierung Von Achskomponenteneinflüssen Und Modellierungsverbesserungen Für Die Virtuelle Lenkungsauslegung: Abschlussarbeit*. Universität Duisburg-Essen, Duisburg.
- Pischinger, S., & Seiffert, U. (2016). *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer.
- Polasik, J., Waluś, K.J., & Warguła, Ł. (2017). Experimental Studies of the Size Contact Area of a Summer Tire as a Function of Pressure and the Load. *Procedia Engineering*, 177.
- Popov, V.L. (2015). *Kontaktmechanik und Reibung: Von der Nanotribologie bis zur Erdbendynamik*.
- Pross, A., & Bruns, R. (2018). *Parameteridentifikation mit Hilfe eines strukturmechanischen Modells für Superelastikreifen*. Wissenschaftliche Gesellschaft für Technische Logistik.
- Reimpell, J., & Betzler, J. (2000). *Fahrwerktechnik: Grundlagen: Fahrwerk und Gesamtfahrzeug, Radaufhängungen und Antriebsarten, Achskinematik und Elastokinematik, Lenkanlage - Federung - Reifen, Konstruktions- und Berechnungshinweise*. Würzburg: Vogel Fachbuch.
- Riekert, P., & Schunck, T.E. (1940). Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. *Ingenieur-Archiv*, 11(3), 210–224.
- Rill, G. (1994). *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg.

- Rill, G. (2011). *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*. Taylor & Francis.
- Rill, G., Schaeffer, T., & Borchsenius, F. (2020). *Grundlagen und computergerechte Methodik der Mehrkörpersimulation*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Roempler Dellien, A.A. (2019). *Development of a Predictive Tire Contact Patch Pressure Distribution Model for Real -Time Simulation Applications of Stationary Parking*. Masterarbeit. Universität Duisburg-Essen.
- Romano, L. (2022). *Advanced Brush Tyre Modelling*. Springer.
- Romano, L., Bruzelius, F., & Jacobson, B. (2021). Unsteady-state brush theory. *Vehicle System Dynamics*, 59(11), 1643–1671.
- Romano, L., Sakhnevych, A., Strano, S., & Timpone, F. (2019). A novel brush-model with flexible carcass for transient interactions. *Meccanica*, 54.
- Röske, K. (2012). *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundausslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*. Technische Universität München, München.
- SAE (2008). *Vehicle Dynamics Technology*.(SAE\_J670). Zugegriffen: 2008.
- Saltelli, A., Ratto, M., Andres Terry, Campolongo, F., Cariboni, J., & Gatelli, S. (2008). *Global Sensitivity Analysis*. Chichester: John Wiley and Sons.
- Sayers, M.W., & Han, D. (1996). *A Generic Multibody Vehicle Model for Simulating Handling and Braking*. Ann Arbor: Journal: Vehicle System Dynamics.
- Schiehlen, W., & Eberhard, P. (2017). *Technische Dynamik*. Springer Vieweg.
- Schjøning, P., Lamandé, M., Tøgersen, F.A., Arvidsson, J., & Keller, T. (2008). Modelling effects of tyre inflation pressure on the stress distribution near the soil–tyre interface. *Bio-systems Engineering*, 99(1), 119–133.
- Schjøning, P., Stettler, M., Keller, T., Lassen, P., & Lamandé, M. (2015). Predicted tyre–soil interface area and vertical stress distribution based on loading characteristics. *Soil and Tillage Research*, 152, 52–66.
- Schmeitz, A.J., Besselink, I.J., Hoogh, J. de, & Nijmeijer, H. (2005). Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes. *Vdi Berichte*, 1912, 201.
- Schmeitz, A.J., & Versteden, W.D. (2009). Structure and Parameterization of MF-Swift, a Magic Formula-based Rigid Ring Tire Model. *Tire science and technology*, 37(3), 142–164.
- Schmitt, P.D. (2003). *Prediction of static steering torque during brakes-applied parking maneuvers* .

- Schnelle, K.-P. (1990). *Simulationsmodelle für die Fahrdynamik von Personenwagen unter Berücksichtigung der nichtlinearen Fahrwerkskinematik*. Dissertation. Universität Stuttgart, Stuttgart.
- Schömann, S.O. (2012). *Produktentwicklung in der Automobilindustrie: Managementkonzepte vor dem Hintergrund gewandelter Herausforderungen*. Wiesbaden: Gabler Verlag.
- Schramm, D., Hesse, B., Maas, N., & Unterreiner, M. (2020). *Vehicle Technology*. De Gruyter Oldenbourg.
- Schramm, D., Hiller, M., & Bardini, R. (2018). *Vehicle Dynamics - Modeling and Simulation*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; Imprint: Springer.
- Schwieger, V. (2005). Nicht-lineare Sensitivitätsanalyse gezeigt an Beispielen zu bewegten Objekten. *Verlag der Bayerischen Akademie der Wissenschaften*.
- Segel, L. (1956). *Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile of Steering Control*. London.
- Seiffert, U., & Rainer, G. (2008). *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz: Prozesse, Komponenten, Beispiele aus der Praxis*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner.
- Shao, R., Wahle, M., & Zimmermann, M. (2021). A Model for the Dynamic Friction Behaviour of Rubber-like Materials. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*.
- Sharp, R.S., & Granger, R. (2003). On car steering torques at parking speeds. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 217(2), 87–96.
- Shibahata, Y. (2005). *Progress and Future Direction of Chassis Control Technology*. IFAC Proceedings Volumes 37.
- Shiraishi Masaki (2005). Developing FE-Tire Model for Road Simulation. *The Japan Research Institute, 5th European LS-DYNA Users Conference*.
- Siemens Digital Industries Software (2019). More tire modelling capabilities in Real-Time environments. <https://blogs.sw.siemens.com/simcenter/more-tire-modelling-capabilities-in-real-time-environments/>. Zugegriffen: 19. Juni 2020.
- Sorgatz, U. (1973). *Ein theoretisches Fahrzeugmodell zur Abbildung der Fahrdynamik bis in den Grenzbereich: Dissertation*. Technische Hochschule Aachen.
- Sorine, M. (1998). *Applications of hysteresis models: Contact friction in tires, muscle contraction*, IEEE CDC 98 Workshop, 1998.
- Sorine, M., & Szymanski, J. (2000). A New Dynamic Multi-D.O.F. Tire-Model. *IFAC Proceedings Volumes*, 33(9), 549–554.
- Speckhart, F. (1973). *A Computer Simulation for Three-Dimensional Vehicle Dynamics: SAE Technical Paper 730526*.

- Sperling, L.H. (2006). *Introduction to physical polymer science*. Hoboken N.J.: Wiley.
- Steber, G., & Lachmayer, R. (2019). Reifegradbasierter Gestaltungsprozess für Strukturbauteile im Fahrzeugbau. *TEWISS Verlag*.
- Steitz, T. (2008). *Anwendung des Reifenmodells FTire zur Simulation von Bauteilkräften im Fahrwerk bei Standparkiermanövern*. Diplomarbeit.
- Stietz, T. (2018). *Bewegungsverhalten von Kugelgelenken in Fahrzeugachsen im akustisch relevanten Frequenzbereich*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Strigel, A. (2020). *Methode zur Ermittlung optimaler Rad- und Reifendimensionen in der frühen Entwicklungsphase von Personenkraftwagen*. Karlsruher Instituts für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Sun, P., Feng, G., Zhou, S., Qiu, C., & Fan, J. (2019). Experimental Analysis of Radial Tire Stiffness and Grounding Characteristics. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 677, 22111.
- Sutanthavibul, I. (2019). *Development of a Tyre Measurement Method for Steering System Design Relevant Conditions*. Masterarbeit. RWTH Aachen University, Aachen.
- Tabot, C. (2021). *Development of an optimization-based parameterization method for a virtual tire model applied to parking maneuvers*. Technische Universität München, München.
- Tekscan Inc (2018). *TireScan System: Footprint Pressure Mapping System*. <https://www.tekscan.com/products-solutions/systems/tirescan-crossdrive-system>. Zugegriffen: 4. Januar 2020.
- Tekscan Inc. (2022). *TireScan VersaTek System*. <https://www.tekscan.com/products-solutions/systems/tirescan-versatek-system>. Zugegriffen: 2022.
- TNO Automotive (2013). *MF-Tyre/MF-Swift 6.2 Help Manual*. TNO Automotive, The Netherlands.
- Töpel, E., Büttner, K., Prokop, G., & Penisson, C. (2019). *Discussion of Static Calculation Methods for Chassis Bushings*.
- Trzesniowski, M. (2014). *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Tsiotras, P., Velenis, E., & Sorine, M. (2004). A LuGre tire friction model with exact aggregate dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 42(3), 195–210.
- Unrau, H.J., Zamow, J., & Porsche, F. (1997). TYDEX-Format. *Description and Reference Manual. Release, 1*.
- Unterreiner, M. (2013). *Modellbildung und Simulation von Fahrzeugmodellen unterschiedlicher Komplexität*. Universität Duisburg-Essen.

- van der Jagt, P. (Hrsg.) (1999) *14th European ADAMS Users' Conference, Berlin, 17.-18.11.1999*.
- van der Jagt, P.P. (2000). *The road to virtual vehicle prototyping: New CAE-models for accelerated vehicle dynamics development*. Technische Universiteit Eindhoven.
- van Osten, UNRAU, H.-J., RIEDEL, A., & BAKKER, E. (1997). TYDEX Workshop: Standardisation of Data Exchange in Tyre Testing and Tyre Modelling. *Vehicle System Dynamics*, 27(sup001), 272–288.
- van Putten, S. (2017). Eine hybride Methode zur objektiven Beschreibung von Reifencharakteristika.
- van Zanten, A., Erhardt, R., & Lutz, A. (1990). Measurement and simulation of transients in longitudinal and lateral tire forces. *SAE transactions*, 300–318.
- van Zanten, A., Ruf, W.D., & Lutz, A. (1989). Measurement and Simulation of Transient Tire Forces. In *SAE International Congress and Exposition, FEB. 27, 1989*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States. doi: 10.4271/890640.
- Velenis, E., Tsiotras, P., & Canudas de Wit, C. (Hrsg.) (2002) *Proceedings of the 10th IEEE Mediterranean conference on control and automation-MED*.
- Velenis, E., Tsiotras, P., Canudas-de-Wit, C., & Sorine, M. (2005). Dynamic tyre friction models for combined longitudinal and lateral vehicle motion. *Vehicle System Dynamics*, 43(1), 3–29.
- Vilela, D., Luzetti, E.G., & Anderson, G.R. (2010). *Tire size and inflation pressure influence on static steering effort*.
- Wassertheurer, B. (2019). *Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn*. Ph.D. thesis. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000097330>.
- Weinberger, M. (2014). *Entwicklung eines mathematischen Reifen Modells für das Standparkiermanöver*. Masterarbeit. Hochschule Ravensburg-Weingarten, Weingarten.
- Weinberger, M. (2023). *Entwicklung einer Analyseverfahren zur Bestimmung der relevanten Einflussparameter des Reifens auf die Lenkungsauslegung*. Dissertation. Universität Duisburg-Essen, Duisburg.
- Weinberger, M., Becker, J., & Schramm, D. (2018). *Tire contact patch pressure distribution model for the static parking maneuver*, 2018.
- Weinberger, M., & Vena, G. (2019). Messen von Lenkungs Kräften eines Kraftfahrzeugs im Stand: Patentschrift;(DE102017203920).
- Westermann, T. (2021). *Modellbildung und Simulation: Mit einer Einführung in ANSYS*. Berlin Heidelberg: Springer.

- Williams, D.E., & Sherwin, K.A. (2009). Sizing a Power-Limited Steering System. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 2(2009-01-2864), 101–106.
- Willumeit, H.-P. (1969). *Theoretische Untersuchungen an einem Modell des Luftreifens unter seiten-und Umfangskraft*. Technische Universität Berlin.
- Winner, H. (2015). *Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*. Lenkstellensysteme.
- Wit, C.C. de, Olsson, H., Astrom, K.J., & Lischinsky, P. (1995). A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on automatic control*, 40(3), 419–425.
- Wittel et. al. (2019). *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- Woodward, D., Millar, P., Friel, S., & Waddell, C. (2013). Measuring Grip and the Contact Patch. In *Airfield and Highway Pavement 2013: Sustainable and Efficient Pavements* (S. 841–854).
- Woschke (2007), E. Reduktion elastischer Strukturen für MKS- Anwendungen. In *Tagungsband 8. Magdeburger Maschinenbau-Tage & 7. MAHREG Innovationsforum* .
- Wright, K.R.S. (2017). The Effects of Age and Wear on the Stiffness Properties of an SUV tyre. In .
- Zegelaar, P.W.A. (1998). The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses.
- Zimmer, M. (2015). *Durchgängiger Simulationsprozess zur Effizienzsteigerung und Reifegradhöhung von Konzeptbewertungen in der Frühen Phase der Produktentstehung*. Springer Fachmedien Wiesbaden.

---

## Publikationen des Autors

---

### 2022

D. Neumann, J. Friederichs, M. Harris, M. Weinberger, D. Schramm, and C. Bachmann, "Parking-Specific Parameterization Method for FTire," *Tire science and technology*, 2022, doi: 10.2346/tire.22.21019.

### 2022

D. Neumann, M. Ahmadi, M. Weinberger, and D. Schramm, "Identification of Characteristic Tire Parameters for the Virtual Steering System Design," *Tire science and technology*, 2022, doi: 10.2346/tire.22.22002.

### 2022

C. Lugaro, V. Patil and D. Neumann, "Static-parking tyre modeling," *Vehicle Dynamics International magazine*, 2022

## Konferenzbeiträge

### 2022

D. Neumann, "Identification of Characteristic Tire Parameters for the Virtual Steering System Design," *41<sup>st</sup> Annual Business Meeting and Conference on Tire Science and Technology*

### 2022

C. Lugaro, V. Patil and D. Neumann, "A semi-empirical tire model for realistic parking maneuver scenarios," *Tire Technology Expo*

### 2021

D. Neumann, "Parking-Specific Parameterization Method for FTire," *40<sup>th</sup> Annual Business Meeting and Conference on Tire Science and Technology*

### 2021

D. Neumann, "Static Parking Maneuver with FTire," *5<sup>th</sup> FTire User Conference*

---

## Betreute Abschlussarbeiten

---

### Masterarbeiten

Ahmadi, M. (2021) *Identifikation und Untersuchung von Kennwerten am K&C-Reifen-Komponentenprüfstand für die virtuelle Lenkungsauslegung*, Abschlussarbeit, Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg, Hamburg, Deutschland

Pfitzer K. (2021) *Quantifizierung von Achskomponenteneinflüssen und Modellierungsverbesserungen für die virtuelle Lenkungsauslegung*, Abschlussarbeit, Universität Duisburg-Essen, Duisburg, Deutschland

Mueller S. (2022) *Modellierung der beim Parkiermanöver auftretenden Zahnstangenkräfte für die virtuelle Lenkungsauslegung*, Abschlussarbeit, Universität Duisburg-Essen, Duisburg, Deutschland

# DuEPublico

Duisburg-Essen Publications online

UNIVERSITÄT  
DUISBURG  
ESSEN

*Offen im Denken*

ub | universitäts  
bibliothek

Diese Dissertation wird via DuEPublico, dem Dokumenten- und Publikationsserver der Universität Duisburg-Essen, zur Verfügung gestellt und liegt auch als Print-Version vor.

**DOI:** 10.17185/duepublico/78457

**URN:** urn:nbn:de:hbz:465-20230609-074640-9

Alle Rechte vorbehalten.