

Beiträge zum Stuttgarter Maschinenbau

**Fritz Felix Trimpe**

# Untersuchung der Ursache von Radverdrehungen an Schienenfahrzeugen unter Berücksichtigung des Einflusses von Torsionsschwingungen

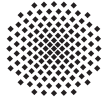


stuttgarter  
**maschinenbau**  
interdisziplinär und vielfältig



**Universität Stuttgart**  
Institut für Maschinenelemente

**IMA**  
UNI STUTTGART



Universität Stuttgart



**Beiträge zum Stuttgarter Maschinenbau**

**Band 11**

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche

Fritz Felix Trimpe

**Untersuchung der Ursache von Radverdrehungen  
an Schienenfahrzeugen unter Berücksichtigung  
des Einflusses von Torsionsschwingungen**

Fraunhofer Verlag

**Kontaktadresse:**

Institut für Maschinenelemente IMA  
Pfaffenwaldring 9  
70569 Stuttgart  
sekretariat@ima.uni-stuttgart.de  
<https://www.ima.uni-stuttgart.de/>

Titelbild: © Fritz Felix Trimpe

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

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

ISSN: 2750-655X

ISBN: 978-3-8396-1854-7

**D 93**

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2022

Druck und Weiterverarbeitung:  
Fraunhofer Verlag, Mediendienstleistungen

Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

**© Fraunhofer Verlag, 2022**

Nobelstraße 12  
70569 Stuttgart  
verlag@fraunhofer.de  
[www.verlag.fraunhofer.de](http://www.verlag.fraunhofer.de)

als rechtlich nicht selbständige Einheit der

Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung  
der angewandten Forschung e.V.  
Hansastraße 27 c  
80686 München  
[www.fraunhofer.de](http://www.fraunhofer.de)

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften.

Soweit in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden ist, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen.

## Geleitwort

Die deutsche Wirtschaft ist weltweit bekannt für ihren Anlagen- und Maschinenbau. Dabei ist die Universität Stuttgart mit ihren beiden Maschinenbaufakultäten – unter deren Dach sich 42 Institute befinden – die größte universitäre Einrichtung für den Maschinenbau in Deutschland. Unsere wissenschaftliche Exzellenz stützt sich dabei auf unsere zahlreichen Promovierenden und ihre hervorragenden Dissertationen. Viele dieser Dissertationen entstehen in lokaler, nationaler und internationaler Zusammenarbeit mit renommierten Universitäten und außeruniversitären Einrichtungen wie dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt, der Fraunhofer-Gesellschaft und der Max-Planck-Gesellschaft. Dabei reicht das inhaltliche Spektrum der Dissertationen von Biotechnik, Energietechnik, Fahrzeugtechnik, Kybernetik und Systemtechnik, Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, Produktionstechnik bis hin zur Verfahrenstechnik und stützt sich auf die sechs Forschungsschwerpunkte Advanced Systems Engineering, Autonome Produktion, Software-Defined Manufacturing, Resiliente Versorgung, Biointelligenz und Dekarbonisierung der Industrie. Die Ergebnisse aus den Dissertationen zielen darauf ab, kunden-, produkt-, prozess- und mitarbeiterorientierte Technologie zielgerichtet und zeitnah zu entwickeln und anzuwenden.

Viele der im Rahmen der Forschungsarbeiten an den Instituten entstandenen Dissertationen werden in diesen »Beiträgen zum Stuttgarter Maschinenbau« veröffentlicht. Die beiden Fakultäten des Stuttgarter Maschinenbaus wünschen den Promovierenden, dass ihre Dissertationen aus dem Bereich des Maschinenbaus in der breiten Fachwelt als maßgebliche Beiträge wahrgenommen werden und so den Wissensstand auf ein neues Niveau heben.

Für den Stuttgarter Maschinenbau



Stefan Weihe  
Prodekan Fakultät 4



Oliver Riedel  
Prodekan Fakultät 7

# **Untersuchung der Ursache von Radverdrehungen an Schienenfahrzeugen unter Berücksichtigung des Einflusses von Torsionsschwingungen**

Investigation of the cause of wheel disk rotations on railway vehicles  
taking into account the influence of torsional vibrations

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik  
(Machinenbau) der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaft (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

**Fritz Felix Trimpe, M.Sc.**

aus Osnabrück

Hauptberichterin:	Prof. Dr.-Ing. Corinna Salander
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. Sebastian Stichel
Mitberichter:	apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Michael Hanss

Tag der mündlichen Prüfung: 29.06.2022

Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart

2022



*„Learning is the only thing, the mind never exhausts, never fears and never regrets.“*

*Leonardo Da Vinci*





---

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner externen Promotion an der Universität Stuttgart und während meiner Versuchsleitertätigkeit in der Abteilung Prüfungen Festigkeit der DB Systemtechnik GmbH in Minden. Die dadurch realisierte Verknüpfung zwischen theoretischen Überlegungen und praktischen Versuchstätigkeiten haben es mir ermöglicht, sämtliche Untersuchungen mit großer Freude selbst durchzuführen. Eine großartige Anleitung bei den durchgeführten Untersuchungen habe ich dabei durch meine Prüfer:innen Prof. Dr.-Ing. Corinna Salander, Prof. Dr.-Ing. Sebastian Stichel und apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Michael Hanss erfahren. Allen voran meiner Doktormutter Corinna Salander bin ich sehr dankbar für ihre Betreuung, die mich auch über diese Arbeit hinaus enorm bereichert hat. Sebastian Stichel und Michael Hanss danke ich, dass sie sich bereit erklärt haben, diese Arbeit als Mitberichter zu prüfen und mir zudem mit ihrer fachlichen Expertise wertvolles Feedback zum Inhalt gegeben haben.

Bei der DB Systemtechnik GmbH danke ich Christian Homeier, Dr.-Ing. Markus Traupe und Dr.-Ing. Lars Müller für ihre Unterstützung und das Einräumen des nötigen Freiraums für die Durchführung der messtechnischen Untersuchungen und die Erstellung dieser Arbeit. Für die großartige Unterstützung bei der Durchführung der simulativen Untersuchungen danke ich Sönke Lück und Prof. Dr.-Ing. Rolf Naumann vom Institut für Systemdynamik und Mechatronik der FH Bielefeld. Außerdem danke ich fürs emsige Korrektur-Lesen Sebastian Friedrich und Noëla Herrmann – Noëla ganz besonders auch für die super Vorbereitung diverser Termine und Präsentationen, die im Umfeld dieser Arbeit stattgefunden haben.

Darüber hinaus haben unzählige, weitere Personen, die hier nicht alle genannt werden können, zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Ihnen allen danke ich für Erfahrungsaustausche, Hilfestellungen oder leidenschaftliche Diskussionen. Insbesondere gehören dazu meine lieben Arbeitskolleg:innen bei der DB Systemtechnik GmbH. Ich freue mich, auch über diese Arbeit hinaus weiterhin mit Euch zusammenarbeiten zu dürfen! Auch meine Mitdoktoranden und die Mitarbeiter:innen an der Professur Schienenfahrzeugtechnik der Universität Stuttgart möchte ich hier hervorheben. Ich habe mich bei Euch immer willkommen gefühlt und bin gerne, zu welchen Anlässen auch immer, nach Stuttgart gereist!

---

Neben dem Arbeitsumfeld haben außerdem meine Familie und Freunde dazu beigetragen, dass es überhaupt zu dieser Arbeit gekommen ist und dass ich während der Bearbeitungszeit nicht den Glauben an ihren Erfolg verloren habe. So danke ich meinen Eltern Rita und Franz, dass sie mir eine Ausbildung nach meinen Interessen ermöglicht und so die Voraussetzungen für diese Arbeit geschaffen haben! Meiner Schwester Katharina danke ich, dass sie auch in dieser Zeit meine Launen ausgehalten und mich bedingungslos nach Kräften unterstützt hat.

Osnabrück, im November 2021

Fritz Trimpe

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungsverzeichnis</b> . . . . .	<b>XI</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> . . . . .	<b>XVII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> . . . . .	<b>XIX</b>
<b>Kurzfassung</b> . . . . .	<b>XXI</b>
<b>Abstract</b> . . . . .	<b>XXIII</b>
<b>1 Einleitung</b> . . . . .	<b>1</b>
1.1 Zielsetzung der Arbeit . . . . .	2
1.2 Methodisches Vorgehen . . . . .	2
1.3 Aufbau der Arbeit . . . . .	3
<b>2 Wirtschaftlicher und wissenschaftlicher Kontext</b> . . . . .	<b>5</b>
2.1 Historischer Hintergrund zu Torsionsschwingungen . . . . .	5
2.2 Wirtschaftliche Relevanz . . . . .	6
2.3 Betriebserfahrungen . . . . .	7
2.3.1 Radverdrehungen an Lokomotiven . . . . .	7
2.3.2 Radverschiebungen an Lokomotiven . . . . .	8
2.3.3 Radverdrehungen an Triebzügen . . . . .	8
2.3.4 Radverdrehungen an Laufradsätzen . . . . .	9
2.4 Vorgehen bei der Zulassung von Radsatzwellen . . . . .	9
2.4.1 Auslegung . . . . .	9
2.4.2 Fertigung . . . . .	12
2.4.3 Instandhaltung . . . . .	12
2.5 Aktueller Stand der Forschung . . . . .	12
2.5.1 Radverdrehungen . . . . .	14

---

2.5.2	Torsionsschwingungen . . . . .	14
2.5.3	Fahrzeugseitige Dämpfung von Torsionsschwingungen . . . . .	15
2.5.4	Schienenschäden . . . . .	15
2.6	Torsionsmessungen nach der Einführung des 4. Eisenbahnpaketes . . . . .	16
<b>3</b>	<b>Theoretische Grundlagen . . . . .</b>	<b>17</b>
3.1	Torsionsschwingungen . . . . .	17
3.1.1	Drehstabfeder . . . . .	17
3.1.2	Drehschwingungen . . . . .	19
3.1.3	Radsatztorsionsschwingungen als reibungserregte Schwingungen . . . . .	22
3.1.4	Messung von Torsionsschwingungen . . . . .	27
3.2	Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt . . . . .	29
3.3	Antriebssteuerung von elektrischen Triebfahrzeugen . . . . .	30
<b>4</b>	<b>Messtechnische Untersuchungen . . . . .</b>	<b>33</b>
4.1	Untersuchung des Rad-Schiene-Kraftschlusses . . . . .	35
4.1.1	Messgrößen und Messkonzept . . . . .	35
4.1.2	Messzugkonfiguration . . . . .	37
4.1.3	Durchführung der Messungen . . . . .	39
4.1.4	Auswertung . . . . .	39
4.1.5	Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . .	48
4.2	Definierte Einstellung von Rad-Schiene-Bedingungen . . . . .	50
4.2.1	Schmutzpartikel-Streueinrichtung . . . . .	50
4.2.2	Versuchsdurchführung . . . . .	51
4.2.3	Auswertung . . . . .	53
4.2.4	Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . .	56
4.3	Fazit der messtechnischen Untersuchungen . . . . .	56
<b>5</b>	<b>Simulation der Antriebsdynamik . . . . .</b>	<b>57</b>
5.1	Modellaufbau und Verifikation . . . . .	57
5.1.1	Mechanischer Antriebsstrang . . . . .	59
5.1.2	Rad-Schiene-Kontakt . . . . .	60
5.1.3	Drehmomentgesteuerter Elektroantrieb . . . . .	62
5.1.4	Radschlupfregelung . . . . .	63
5.1.5	Verifikation . . . . .	64

---

5.2	Parameteruntersuchung zur Änderung des Kraftschlussbeiwerts . . . . .	67
5.2.1	Variation der initialen Fahrzeuggeschwindigkeit . . . . .	68
5.2.2	Variation von Höhe und Art der Kraftschlussänderung . . . . .	68
5.3	Auswertung der Parameteruntersuchung . . . . .	72
5.3.1	Gegenüberstellung mit Messergebnissen . . . . .	74
5.3.2	Gegenüberstellung mit der <i>Vogelgerade</i> . . . . .	77
5.3.3	Weitere Abhängigkeiten von der Höhe der Kraftschlussänderung . . . . .	78
5.4	Evaluation der Simulationsergebnisse . . . . .	87
5.4.1	Gegenüberstellung von Simulations- und Messergebnissen . . . . .	87
5.4.2	Übereinstimmung mit der <i>Vogelgerade</i> . . . . .	90
5.4.3	Ergebnisse der weiterführenden Untersuchungen der Kraftschlussänderung . . . . .	91
5.5	Fazit der simulativen Untersuchungen . . . . .	96
<b>6</b>	<b>Möglichkeiten für den zukünftigen Umgang mit Torsionsschwingungen . . . . .</b>	<b>97</b>
6.1	Relevanz der erarbeiteten Ergebnisse . . . . .	97
6.2	Zukünftiges Zulassungsprozedere . . . . .	98
6.2.1	Messungen . . . . .	98
6.2.2	Simulation . . . . .	99
6.3	Fahrzeugseitige Verhinderung von Torsionsschwingungen . . . . .	100
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick . . . . .</b>	<b>101</b>
7.1	Zusammenfassung . . . . .	101
7.1.1	Ergebnisse der Messungen . . . . .	101
7.1.2	Ergebnisse der Simulationen . . . . .	102
7.1.3	Beantwortung der Forschungsfragen . . . . .	102
7.2	Ausblick . . . . .	103
<b>Literatur</b>	<b>. . . . .</b>	<b>105</b>
<b>A</b>	<b>Simulationen von Torsionsschwingungen mit verschiedenen Einflussgrößen im Rad-Schiene-Kontakt . . . . .</b>	<b>115</b>
A.1	Höhe der Kraftschlussänderung . . . . .	116
A.2	Einbringungsort der Kraftschlussänderung . . . . .	117
A.3	Gradient der Kraftschlussänderung . . . . .	118
A.4	Dauer der Kraftschlussänderung . . . . .	119

---

A.5 Vorzeichen der Kraftschlussänderung . . . . .	120
A.6 Ein-/Beidseitiges Auftreten der Kraftschlussänderung . . . . .	121

# Abkürzungsverzeichnis

## Formelzeichen

$A$	Schwingungsamplitude	[–]
$A$	Koeffizient der Polach-Methode	[–]
$B$	Koeffizient der Polach-Methode	[–]
$C$	Schubsteifigkeitskoeffizient	[–]
$C_x$	Skalierungsfunktionen	[–]
$D$	Lehr'sches Dämpfungsmaß	[–]
$E$	Energie	[J]
$F$	Kraft	[N]
$G$	Schubmodul	[Pa]
$I_t$	Polares Flächenträgheitsmoment	[m <sup>4</sup> ]
$J$	Massenträgheitsmoment	[kg m <sup>2</sup> ]
$M_b$	Biegemoment	[Nm]
$M_t$	Torsionsmoment	[Nm]
$Q$	Radlast	[N]
$R$	elektrischer Widerstand	[ $\Omega$ ]
$T$	Periodendauer	[s]
$U$	elektrische Spannung	[V]
$W_t$	Torsionswiderstandsmoment	[m <sup>3</sup> ]

$a$	Beschleunigung	$\left[\frac{\text{m}}{\text{m}^2}\right]$
$a$	Halbachse der Kontaktellipse	$[\text{m}]$
$b$	Halbachse der Kontaktellipse	$[\text{m}]$
$c$	Federsteifigkeit	$\left[\frac{\text{Nm}}{\text{m}}\right]$
$c_t$	Torsionsfedersteifigkeit	$\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}\right]$
$c_{\text{Vogel}}$	Geradensteigung der <i>Vogelgerade</i>	$[\text{Ns}]$
$d$	Durchmesser	$[\text{m}]$
$d$	Dämpfungsrate	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
$f$	Frequenz	$[\text{Hz}]$
$k$	Brückenfaktor	$[-]$
$k_A$	Gewichtungsfaktor der Polach-Methode	$[-]$
$k_S$	Gewichtungsfaktor der Polach-Methode	$\left[\frac{\text{s}}{\text{m}}\right]$
$l$	Länge	$[\text{m}]$
$m$	Masse	$[\text{kg}]$
$n$	Drehzahl	$\left[\frac{1}{\text{s}}\right]$
$r$	Radius	$[\text{m}]$
$s$	Strecke	$[\text{m}]$
$t$	Zeit	$[\text{s}]$
$\bar{u}$	Schwingungsamplitude	$[-]$
$v$	Geschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$v_s$	Gleitgeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$z$	Abstand zur neutralen Faser	$[\text{m}]$



---

$\alpha$	Realteil einer komplexen Zahl	[–]
$\Delta$	Differenz	[–]
$\varepsilon$	Mechanische Dehnung	$\left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}}\right]$
$\Lambda$	Logarithmisches Dekrement	[–]
$\lambda$	Eigenwert	[–]
$\mu$	Reibungskoeffizient	[–]
$\pi$	Kreiszahl	[–]
$\tau$	Schubspannung	[Pa]
$\varphi$	Verdrehwinkel	[rad]
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz	[–]

## Abkürzungen

4QS	Vierquadrantensteller
AK	Arbeitskreis
ASG	Antriebssteuergerät
BR	Baureihe
DB	Deutsche Bahn AG
DG	Drehgestell
DGL	Differentialgleichung
DeBo	bestimmte Stelle ( <i>engl.</i> designated body)
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DMS	Dehnungsmessstreifen
EBO	Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung
EN	Europäische Norm
Fa	Firma
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.
FFT	Fast Fourier Transformation
FSF	DIN-Normenausschuss Fahrweg und Schienenfahrzeuge
Fz	Fahrzeug
GPS	Global Positioning System
GTO	Thyristor-Bauform ( <i>engl.</i> gate turn-off thyristor)
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik
ICE	Inter City Express
IGBT	Transistor-Bauform ( <i>engl.</i> insulated-gate bipolar transistor)
LK Fz	Lenkungsreis Fahrzeuge
MKS	Mehrkörpersystem
NA	Normenausschuss
NNTR	Notifizierte Nationale Technische Regel
PWR	Pulswechselrichter
Tf	Triebfahrzeugführer
TSI	Technische Spezifikation für Interoperabilität
UIC	Internationaler Eisenbahnverband ( <i>franz.</i> Union internationale des chemins de fer)
VDB	Verband der Bahnindustrie in Deutschland e.V.

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Radverdrehmarkierungen . . . . .	8
2.2	Beispiel eines Konvergenzdiagramms . . . . .	11
2.3	Flussdiagramm der möglichen Nachweiswege . . . . .	13
3.1	Skizze eines massebehafteten Torsionsstabs . . . . .	19
3.2	Skizze eines diskreten Drehschwingers . . . . .	20
3.3	Energiediagramm und Phasenportrait für selbsterregte Schwingungen mit zwei Grenzyklen . . . . .	23
3.4	Beispiel-Zeitsignal eines Torsionsschwingungsereignisses mit Grenzykel . . . . .	25
3.5	Aufbau Reibband-Experiment und typische Reibkennlinie . . . . .	25
3.6	Verlauf von Schwingungsamplituden bei reibungserregter Schwingung . . . . .	26
3.7	Darstellung einer DMS-Vollbrückenverschaltung . . . . .	28
3.8	Veranschaulichung gebräuchlicher Bezeichnungen verschiedener Schlupfbereiche . . . . .	29
3.9	Verlauf von Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien bei verschiedenen Schienenbedingungen . . . . .	30
3.10	Aufbau eines Drehstromantriebs . . . . .	31
4.1	Beispiel-Zeitsignal für Torsionsschwingungen bei der Testlok . . . . .	34
4.2	Beispiele für Ausprägungen von Schwingungsereignissen . . . . .	35
4.3	Schematische Darstellung von Messzugkonfiguration und Aufbau der Messtechnik . . . . .	38
4.4	Definition eines Torsionsschwingungsereignisse anhand skizzierter Zeitverläufe . . . . .	40
4.5	Auswertung der Messung: Dynamisches Torsionsmoment über Gleitgeschwindigkeit . . . . .	42
4.6	Verlauf einer Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie mit Kennzeichnung eines für Torsionsschwingungen relevanten Arbeitspunktes . . . . .	44
4.7	Auswertung der Messung: Änderung des Kraftschlusskoeffizienten über Änderung der Gleitgeschwindigkeit . . . . .	45
4.8	Auswertung der Messung: Kraftschlusskoeffizient über Gleitgeschwindigkeit . . . . .	46
4.9	Darstellung der veränderten Lage des Kraftschluss-Schlupf-Arbeitspunktes während Torsionsschwingungen . . . . .	47

---

4.10	Auswertung der Messung: Dynamisches Torsionsmoment über Auf- bzw. Abschwingdauer . . . . .	49
4.11	Positionierung der Schmutzpartikel-Streueinrichtung auf dem Messzug . . . . .	50
4.12	Bild von Düsen zur Wasser- und Schmutzpartikelausbringung . . . . .	51
4.13	Bild von Staubförderanlage . . . . .	52
4.14	Bild von Bremsstaub und präparierter Schienenoberfläche . . . . .	52
4.15	Darstellung der zur Auswertung der Kraftschluss-Schlupf-Zeitverläufe erzeugten oberen Einhüllenden. . . . .	53
4.16	Auswertung Messung: Kraftschlussbeiwert über Gleitgeschwindigkeit für verschiedene Schienenbedingungen . . . . .	54
5.1	Schaubild zum Aufbau des Simulationsmodells . . . . .	59
5.2	Mechanischer Antriebsstrang der BR 120 . . . . .	60
5.3	Schaubild zum Aufbau des Radschlupfreglers . . . . .	63
5.4	Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie mit Kennzeichnung der beiden Schaltlogik-Bereiche . . . . .	64
5.5	Verifikation Simulation: Gegenüberstellen der ermittelten modalen Schwingungsamplituden mit denen von Schwartz . . . . .	65
5.6	Verifikation Simulation: Gegenüberstellung des ermittelten Verlaufs der Traktionskräfte mit denen von Schwartz . . . . .	66
5.7	Verifikation Simulation: Gegenüberstellung der ermittelten Fahrzeug- und Radsatzgeschwindigkeiten mit denen von Schwartz . . . . .	66
5.8	Verifikation Simulation: zeitlicher Verlauf der ermittelten KraftschlussSchlupf-Arbeitspunkte . . . . .	67
5.9	Veranschaulichung der Einbringung der Kraftschlussänderung bei der Simulation . . . . .	69
5.10	Beispiel-Zeitsignale aus der Simulation . . . . .	71
5.11	Darstellung beispielhafter Kraftschlusskoeffizienten- und Gleitgeschwindigkeitsverläufe . . . . .	73
5.12	Auswertung Simulation: Änderung des Kraftschlusskoeffizienten über Änderung der Gleitgeschwindigkeit . . . . .	75
5.13	Unterschiedliches Aufschwingverhalten bei Torsionsschwingungsereignissen . . . . .	76
5.14	Auswertung Simulation: Dynamisches Torsionsmoment über der Aufschwingdauer . . . . .	77
5.15	Auswertung Simulation: Dynamisches Torsionsmoment über Änderung der Gleitgeschwindigkeit . . . . .	79

---

5.16	Auswertung Simulation: Dynamisches Torsionsmoment über Änderung des Kraftschlusskoeffizienten . . . . .	80
5.17	Auswertung Simulation: Dynamisches Torsionsmoment über normierter Änderung des Kraftschlusskoeffizienten . . . . .	81
5.18	Auswertung Simulation: Dynamisches Torsionsmoment über initialer Fahrzeuggeschwindigkeit . . . . .	82
5.19	Auswertung Simulation: Lehr'sches Dämpfungsmaß über Änderung des Kraftschlusskoeffizienten . . . . .	84
5.20	Auswertung Simulation: Gegenüberstellung der Änderung der Gleitgeschwindigkeiten beider Radsatzräder . . . . .	85
5.21	Auswertung Simulation: Gegenüberstellung der Änderung des Kraftschlusskoeffizienten beider Radsatzäder . . . . .	86
5.22	Gegenüberstellung der Auswertung von Messung und Simulation: Kraftschlussänderung über Gleitgeschwindigkeitsänderung . . . . .	87
5.23	Gegenüberstellung der Auswertung von Messung und Simulation: Dynamisches Torsionsmoment über Aufschwingdauer . . . . .	89
5.24	Gegenüberstellung der Auswertung von Messung und Simulation: Dynamisches Torsionsmoment über Gleitgeschwindigkeit . . . . .	90
A.1	Simulation verschieden hoher Kraftschlussänderungen . . . . .	116
A.2	Simulation der Kraftschlussänderung nach verschiedenen Wegstrecken . . . . .	117
A.3	Simulation verschiedener Gradienten der Kraftschlussänderung . . . . .	118
A.4	Simulation von andauernder und verschwindender Kraftschlussänderung . . . . .	119
A.5	Simulation von Verbesserung und Verschlechterung der Schienenbedingungen . . . . .	120
A.6	Simulation von keiner Kraftschlussänderung und einer am indirekt angetriebenen Rad . . . . .	121
A.7	Simulation einer Kraftschlussänderung an beiden Rädern und einer am indirekt angetriebenen Rad . . . . .	122



# Tabellenverzeichnis

4.1	Kenngrößen der <i>Vogelgerade</i> für die Testlok . . . . .	43
5.1	Verwendete Zahlenwerte für die Implementierung des mechanischen Antriebsstrangs .	61
5.2	Verwendete Zahlenwerte für die Polach-Methode . . . . .	63
5.3	Auflistung der Positionen, bei denen die Kraftschlussänderungen eingebracht werden .	70
5.4	Auswertegrößen aus der Simulation . . . . .	73
5.5	Kenngrößen der <i>Vogelgerade</i> für die BR 120 . . . . .	78
5.6	Kenngrößen der <i>Vogelgerade</i> für die Antriebe von Simulation und Messung . . . . .	91





# Kurzfassung

In dieser Arbeit werden mit den Entstehungsbedingungen von Radsatztorsionsschwingungen die mutmaßliche Ursache von Radverdrehungen an Schienenfahrzeugen untersucht und Perspektiven für die Handhabung im Zulassungsprozess aufgezeigt. So werden zu Beginn der Arbeit zum einen die physikalischen Zusammenhänge von Radverdrehungen und ihrer Ursache Torsionsschwingungen beleuchtet. Zum anderen wird die Rolle dieses Schwingungsphänomens im Zulassungsprozess von Radsätzen bzw. Radsatzwellen eingeordnet.

Aus beiderlei Gründen ist ein Verständnis über die Entstehungsbedingungen essenziell, sodass diese in Betriebsmessungen untersucht werden. Aus diesen Messungen ergibt sich ein direkter Zusammenhang zwischen der Änderung der Kraftschlussbedingungen und der Höhe der angeregten Schwingungsamplituden. Da ein gezieltes Hervorrufen der zuvor als kritisch bestimmten Kraftschlussbedingungen bei weiterführenden Messungen nicht gelungen ist, wird für weitere Untersuchungen des Zusammenhangs von Kraftschlussbedingungen und Torsionsschwingungen ein Simulationsmodell aufgebaut. Mit diesem Modell werden schließlich die Kraftschlussbedingungen für beide Rad-Schiene-Kontakte eines Radsatzes getrennt voneinander ausgewertet. Die Ergebnisse dieser Auswertung belegen die Anregung von Torsionsschwingungen durch eine Änderung der Kraftschlussbedingungen. Dabei führte eine Reduktion des Kraftschlusskoeffizienten um 70% zu den höchsten angeregten Amplituden. Des Weiteren konnte anhand des Lehr'schen Dämpfungsmaßes gezeigt werden, dass die bei einer Kraftschlussänderung vom Rad-Schiene-Kontakt ausgehende Instabilität sowohl unabhängig von der Höhe der Kraftschlussänderung als auch unabhängig von den Ausgangsbedingungen stets einen konstanten (negativen) Zahlenwert annimmt.

Aus den in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen wird abschließend die Empfehlung abgeleitet, zukünftig bei Torsionsmessungen für die Zulassung neuer Radsätze bzw. Radsatzwellen den Kraftschlusskoeffizienten in geeigneter Weise mitzumessen. Analog zur Auswertung in dieser Arbeit ermöglicht eine Gegenüberstellung der dynamischen Torsionsmomente mit ihren ursächlichen Änderungen des Kraftschlusskoeffizienten einen eindeutigen Nachweis, dass tatsächlich kritische Versuchsrandbedingungen eingestellt wurden. Dadurch würden künftig die Ergebnisse von Torsionsmessungen belastbarer und eine Aussage über ihre Gültigkeit für die Zulassung deutlich verbessert.



# Abstract

In this thesis, the conditions of emergence of torsional vibration of railway wheelsets are examined. These vibrations are supposed to be the cause of unacceptable wheel disk rotations. This thesis starts with describing the physical background of torsional vibration and wheel disk rotations. Furthermore, its relevance in the certification process of wheelsets and wheelset axles is discussed. For both, preventing torsional vibration as well as simplifying the certification process, it is essential to understand the origination of torsional vibration.

As a first step, test ride measurements have been conducted, investigating the supposed correlation between wheel-rail conditions and intensity of vibration excitation. As a result of these measurements, a constant correlation between change of wheel-rail adhesion coefficient and slip velocity has been found. However, on consecutive test ride measurements a definite production of the identified, critical wheel-rail conditions has failed. For further investigation of the wheel-rail adhesion conditions a simulation model has been set up enabling investigation of the separately analysable wheel-rail adhesion conditions of both wheel-rail contacts of a wheelset. The major outcome of this simulation is a 70% setback of the wheel-rail adhesion coefficient has been identified to cause maximum vibration excitation. Furthermore, by analysing the damping effect of the wheel-rail contact, a constant (negative) value has been found, which is not effected by the initiation conditions or the extend of wheel-rail adhesion change.

On the basis of the findings made by the conduction of test ride measurements and simulations it is finally suggested to measure the wheel-rail adhesion coefficient on certification test ride measurements in an appropriate way. Analogously to the data analysis presented in this thesis, a meaningful depiction of the wheel-rail adhesion conditions proofs that test rides have been conducted under critical conditions. Contrary to today's data analysis, results would become more reliable and thus, their evaluation in the certification process simplified.



# 1 Einleitung

Im Jahr 2010 ist erstmals eine Radverdrehung entdeckt bzw. der Aufsichtsbehörde als meldepflichtiges Ereignis gemeldet worden [28]. Als Ursache dieser Verdrehung wurde das Auftreten von Radsatztorsionsschwingungen identifiziert [29, 30]. Die resultierenden dynamischen Torsionsmomente sind teilweise um ein Vielfaches höher als die nominellen Antriebs- und Bremsmomente. Daher sind Radsätze seit 2013 auch im Hinblick auf die maximal auftretenden Schwingungsamplituden auszulegen [22, 93]. Da eine rechnerische Vorhersage der maximal möglichen Schwingungsamplituden nicht möglich war, wurde in Abstimmung zwischen Betreibern, Herstellern und der Zulassungsbehörde eine Vorschrift veröffentlicht, nach der Messungen zur Ermittlung der maximalen Schwingungsamplituden durchzuführen und auszuwerten sind [22, 93]. Seitdem sind für die Zulassung neuer Radsätze Torsionsmessungen verbindlich durchzuführen.

In dieser Zeit hat die Praxis gezeigt, dass mit der genannten Vorschrift zur Messung und Auswertung von Torsionsschwingungen zwar ein Leitfaden zur Ermittlung der maximalen Torsionsbelastungen vorliegt, sich über die Aussagekraft der Ergebnisse jedoch beständig Diskussionen ergeben. Des Weiteren haben sich die in der Vorschrift definierten Abbruchkriterien immer wieder als schwer zu erreichen erwiesen. So ziehen sich in einigen Fällen die Messungen derart in die Länge, dass die Wirtschaftlichkeit der Zulassung nicht mehr gegeben ist. Darüber hinaus haben die Ergebnisse von Torsionsmessungen in der Vergangenheit zu Einschränkungen im Betrieb bzw. zu höheren Kosten in der Instandhaltung geführt. Das Risiko späterer Betriebseinschränkungen oder höherer Instandhaltungskosten ist jedoch vor der Durchführung der Torsionsmessungen nicht abzuschätzen und hängt vollständig von den Messergebnissen ab.

Um eine inhaltliche Verbesserung des Zulassungsverfahrens für Radsätze zu ermöglichen, wird in der vorliegenden Arbeit das Phänomen der Torsionsschwingungen näher untersucht. Im Folgenden werden dazu die beiden zentralen Forschungsfragen formuliert und die Methodik zur Erarbeitung der Antworten auf diese Fragen vorgestellt.

## 1.1 Zielsetzung der Arbeit

Radverdrehungen werden gemäß der beschriebenen Chronologie als Resultat einer zu hohen Torsionsbelastung der Radsätze bzw. der Presssitze betrachtet [28, 29, 30]. So ist bei der Auslegung des Pressverbands Rad–Radsatzwelle sowie bei der Dimensionierung der Radsatzwelle das maximal mögliche Torsionsmoment infolge Torsionsschwingungen zu berücksichtigen [20]. Derzeit existiert jedoch kein Verfahren, um dieses Torsionsmoment, insbesondere dessen dynamischen Anteil, rechnerisch vorherzusagen. Da sich hier auch Messungen nach dem vorgeschriebenen Verfahren [22, 93] nicht als optimales Mittel erwiesen haben, ergeben sich folgende Forschungsfragen:

1. Wie können Zulassungskriterien so formuliert werden, dass die gegenwärtig durchzuführenden Messungen effizienter werden und belastbarere Ergebnisse liefern?
2. Kann auf Grundlage der physikalischen Zusammenhänge von Radsatztorsionsschwingungen ein Verfahren entwickelt werden, das unabhängig von Radsatz- oder Fahrzeugbauart die Vorhersage der maximalen dynamischen Torsionsmomente ermöglicht?

Zur Beantwortung dieser Forschungsfragen werden im ersten Schritt die Entstehungsbedingungen von Radsatztorsionsschwingungen untersucht. Aufbauend auf Erfahrungen aus Zulassungsmessungen ist es das Ziel, den Zusammenhang zwischen der Änderung der Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt und der Entwicklung von Torsionsschwingungen zu beschreiben. Als Ergebnis dieser Untersuchung sollen schließlich geeignete Parameter identifiziert werden, welche mit dem Aufschwingen von Torsionsschwingungen korrelieren. Die Identifizierung solcher Parameter ermöglicht schließlich

- die Definition verbesserter Zulassungskriterien,
- den Aufbau eines Simulationsmodells für die Vorhersage maximaler Schwingungsamplituden,
- die Unterdrückung von Torsionsschwingungen durch den Einsatz geeigneter, noch zu entwickelnder Regler.

Das konkrete, methodische Vorgehen zur Beantwortung der Forschungsfragen wird in Abschnitt 1.2 vorgestellt.

## 1.2 Methodisches Vorgehen

In Torsionsmessungen gemäß [22] bzw. [93] werden immer wieder Beobachtungen zur Entstehung von Torsionsschwingungen gemacht, die in der vorgeschriebenen Auswertung jedoch nicht berück-

sichtigt werden. Darüber hinaus ist kein praktikabler, allgemeingültiger Ansatz zur Berechnung oder Simulation der maximalen Torsionsbelastung bekannt, mit dem die Entstehung von Torsionsschwingungen näher untersucht werden könnte. Aus diesem Grund soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit im ersten Schritt ein Messverfahren konzipiert, mit dem die qualitativen Beobachtungen zu erforderlichen Kraftschlussbedingungen quantifizierbar werden. Konkret wird dies durch die indirekte Messung des Kraftschlusskoeffizienten während des Auftretens von Torsionsschwingungen realisiert. Da sich aus den Messergebnissen Zusammenhänge zwischen der Entstehung von Torsionsschwingungen und der Änderung der Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt ergeben, wird im zweiten Schritt das Messverfahren erweitert, um die gefundenen, kritischen Kraftschlussbedingungen gezielt hervorrufen zu können. Im Zuge dieser Untersuchungen werden die Grenzen der realen Versuchsdurchführung erreicht und das Einstellen der kritischen Kraftschlussbedingungen in weiteren Messungen gelingt nicht. Um dennoch den gefundenen Zusammenhang zwischen der Entstehung von Torsionsschwingungen und den ursächlichen Kraftschlussbedingungen weiter zu untersuchen, wird im dritten Schritt auf Basis der in den Messungen gefundenen Zusammenhänge ein Simulationsmodell konzipiert, aufgebaut und verifiziert. Mit diesem Modell kann schließlich genau diejenige Einbringung definierter Kraftschlussänderungen simuliert werden, die zuvor in den Messungen nicht gelungen ist.

Als Abschluss der vorliegenden Arbeit wird mit den erarbeiteten Ergebnissen der Bezug zu den beiden Forschungsfragen hergestellt. Dafür werden die Ergebnisse aus den messtechnischen und den simulativen Untersuchungen zusammengeführt und evaluiert. Mithilfe der daraus resultierenden Erkenntnisse werden die Forschungsfragen beantwortet. Darüber hinaus werden bestehende Thesen, die sich in der Literatur zu Radsatztorsionsschwingungen finden, diskutiert. Zudem wird aus den Ergebnissen ein Handlungsleitfaden abgeleitet, wie bereits heute der Umgang mit dem bestehenden Zulassungsverfahren erleichtert werden kann. Darüber hinaus werden Vorschläge für verbesserte, zukünftige Zulassungskriterien ausgearbeitet.

Die beschriebene Methodik findet sich ebenfalls im Aufbau dieser Arbeit wieder. Ihre Struktur wird im Folgenden zusammengefasst.

## **1.3 Aufbau der Arbeit**

Um die aktuelle Bedeutung der vorliegenden Arbeit zu verdeutlichen, werden im Kapitel 2 der wissenschaftliche Kontext beleuchtet und die wirtschaftliche Relevanz aufgezeigt. In Kapitel 3 werden die theoretischen Grundlagen beschrieben, auf Basis derer die Untersuchungen in dieser Arbeit durchgeführt wurden. In Kapitel 4 folgt als erster zentraler Bestandteil dieser Arbeit die Beschreibung der

messtechnischen Untersuchungen und in Kapitel 5 als zweiter zentraler Bestandteil die Beschreibung der simulativen Untersuchungen. In Kapitel 6 werden Möglichkeiten für den zukünftigen Umgang mit Torsionsschwingungen auf Basis der erarbeiteten Ergebnisse diskutiert. In Kapitel 7 sind die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zusammengefasst und es wird ein Ausblick auf weiterführende Untersuchungen gegeben.



## 2 Wirtschaftlicher und wissenschaftlicher Kontext

Seitdem Radverdrehungen erstmalig an Schienenfahrzeugen festgestellt und untersucht wurden, gelten Radsatztorsionsschwingungen als deren Ursache. Deswegen sind die aus Torsionsschwingungen resultierenden dynamischen Torsionsmomente bei der Auslegung von neuen Radsätzen zu berücksichtigen [22, 93]. Die analytische Beschreibung ihrer Dynamik ist bisher nicht gelungen, sodass die Ermittlung der maximalen dynamischen Torsionsmomente nach wie vor über statistisch ausgewertete Betriebsmessungen erfolgt. Der folgende Abschnitt gibt die historische Entwicklung von der Entdeckung der Torsionsschwingungen bis zu ihrer heutigen Berücksichtigung im Zulassungsprozess wieder. Der anschließende Abschnitt gibt einen Überblick über die zugehörigen Normen. Zuletzt wird in zwei Abschnitten der aktuelle Stand zur Vereinfachung des Zulassungsverfahrens zur wissenschaftlichen Forschung dargelegt.

### 2.1 Historischer Hintergrund zu Torsionsschwingungen

Im Jahr 2010 wurden an Lokomotiven der Baureihe (BR) 146 Radverdrehungen festgestellt [28]. Gemäß Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung (EBO) §21 (1) „dürfen [die Räder] auf der Radsatzwelle seitlich nicht verschiebbar sein“ [25]. Bei den genannten Radverdrehungen konnte zwar keine axiale Radverschiebung nachgewiesen werden, die Gefahr axialer Radverschiebungen konnte allerdings (bis heute) auch nicht ausgeschlossen werden. In der Folge wurde die Ursache der Verdrehungen ermittelt. Dabei stieß man in Betriebsmessungen auf Torsionsschwingungen, bei denen das rechte und linke Radsatzrad gegenphasig schwingen [29, 30]. Die aus diesen Torsionsschwingungen resultierenden Belastungen auf die Radsatzwelle und die Welle-Nabe-Verbindung waren teilweise um ein Vielfaches höher als das maximale Antriebs- oder Bremsmoment, auf das Radsatzwellen zuvor dimensioniert wurden. So führten die Belastungen zu einer Überschreitung des von der Welle-Nabe-Verbindung maximal übertragbaren Momentes und infolgedessen zu einem Versagen des Pressverbandes. Da nun mit einer statischen Auslegung der Welle-Nabe-Verbindung keine gegen Radverdrehungen sichere Auslegung mehr möglich war, beschäftigte sich zunächst als nationales Steuerungsgremium der Len-

kungskreis Fahrzeuge (LK Fz) mit dieser Problematik. Der LK Fz wird bei „Unstimmigkeiten und Konflikte[n] über tatsächlich oder vermeintlich sicherheitsrelevante Zulassungsanforderungen“ [51] aktiv. Er hat das Ziel, bei zulassungsrelevanten, technischen Problemstellungen eine einvernehmliche Lösung und Planungssicherheit für Hersteller und Betreiber herbeizuführen [51]. Ausgehend von der Einbindung des LK Fz erarbeitete schließlich die Ad-Hoc-Gruppe *Konstruktion und Berechnung* im Normenausschuss *Fahrweg und Schienenfahrzeuge* (DIN FSF), Unterausschuss *Radsatz*, die Spezifikation *Messung und Auswertung von Radsatz-Torsionsschwingungen*. Diese wurde 2013 als Anlage 1 im DIN Taschenbuch 491/1 [22] veröffentlicht. Sie gab von 2013 bis 2021 die Durchführung und Auswertung von Betriebsmessungen vor, bei denen die maximal mögliche Schwingungsamplitude im Versuch ermittelt und durch statistische Auswertung abgesichert wurde. 2021 wurde die Anlage 1 des DIN Taschenbuchs 491/1 [22] durch den Verband der Bahnindustrie in Deutschland e.V. (VDB) in überarbeiteter Form (redaktionelle Überarbeitung und Ergänzungen zum Betriebsfestigkeitsnachweis) unter dem Titel *Anforderungen an die Nachweise zu Radsatz-Torsionsschwingungen* herausgegeben [93]. Zudem wird das Thema Torsionsschwingungen seitdem durch den Arbeitskreis *Torsion* im DIN FSF (NA 087-00-02-05 AK Torsion) weitergeführt [10].

## 2.2 Wirtschaftliche Relevanz

Seit 2013 sind Betriebsmessungen zur Ermittlung des maximalen (dynamischen) Torsionsmomentes verbindlich durchzuführen. Da Betriebsmessungen als solche stets aufwändig durchzuführen und mit hohen Kosten verbunden sind, haben sie im Zulassungsprozess auch eine wirtschaftliche Relevanz. Am finanziellen Gesamtvolumen aller nötigen Zulassungsmessungen haben sie einen Anteil von rund 20%. Darüber hinaus haben diese Messungen die negative Eigenschaft, dass sie sich aufgrund der oftmals schwer zu erreichenden Abbruchkriterien immer wieder zeitlich in die Länge ziehen. Eine solche Verlängerung der Betriebsmessungen verursacht neben zusätzlichen Kosten auch terminliche Konflikte in der geplanten Abfolge von Prüfungen für die Zulassung. Am Ende der durchzuführenden Prüfungen steht üblicherweise bereits ein vereinbarter Auslieferungstermin, bei dessen Nichteinhaltung weitere Kosten in Form von empfindlichen Vertragsstrafen anfallen können. Allgemein sind die beschriebenen finanziellen und zeitlichen Risiken einer Verlängerung der Betriebsmessungen im Vorfeld schwer abzuschätzen, da sie vollständig vom Verlauf der Betriebsmessungen und ihrer Messergebnissen abhängen. In der jüngsten Vergangenheit haben sich einzelne Messungen gar um mehrere Monate bis hin zu über einem Jahr verlängert.

Ein weiteres wirtschaftliches Risiko birgt die Auswertung der Betriebsmessungen bzw. die Akzeptanz der Auswertung bei der Zulassungsbehörde. Da die Auswertung anhand zweier statistischer Kriterien

erfolgt, die sich am gemessenen Maximalwert und der Häufigkeit der gemessenen Schwingungsamplituden orientieren, wird von der Zulassungsbehörde häufig diskutiert, ob der Maximalwert oder die Bedingungen, die zum Hervorrufen von Torsionsschwingungen vorherrschten, repräsentativ sind. Neben dem Aufwand, den solche Diskussionen mit sich bringen, besteht zusätzlich die Gefahr, dass die Messungen als solche, trotz Erfüllung der statistischen Kriterien, nicht akzeptiert werden und im schlimmsten Fall ergänzt oder komplett wiederholt werden müssen.

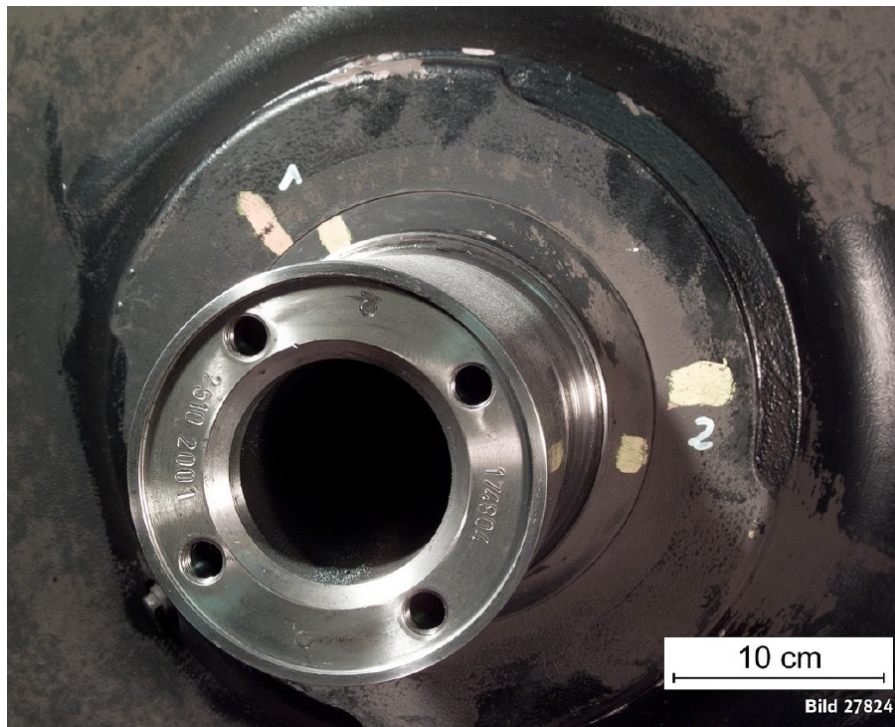
Gelingt die Messung des maximalen dynamischen Torsionsmomentes gemäß [93] und anschließend eine Zulassung des betreffenden Radsatzes, kann es dennoch sein, dass sich später im Betrieb Radverdrehungen einstellen – so geschehen bei den Triebköpfen von ICE 1 und ICE 2 [4, 87]. In diesem Fall entstehen Kosten in der Instandhaltung, denn zum einen müssen die Fahrzeuge in der Instandhaltung durch entsprechende Maßnahmen auf Radverdrehungen überwacht werden. Zum anderen sind kritische Verdrehungen durch ein Neufügen des Radsatzes in der Instandhaltung zu beheben.

## **2.3 Betriebserfahrungen**

Seit den ersten Untersuchungen von Radverdrehungen im Jahr 2010 wurden zur Überwachung an vielen Fahrzeugen im Betrieb Verdrehmarkierungen, wie in Abbildung 2.1 zu sehen, angebracht, um die jeweiligen Pressverbände zu überwachen. Die Ergebnisse dieser Maßnahme und weiterführender Untersuchungen sind in den folgenden Abschnitten dokumentiert.

### **2.3.1 Radverdrehungen an Lokomotiven**

Bisher hat es an verschiedenen Triebfahrzeugen Radverdrehungen gegeben. Schriftlich dokumentiert liegen sie für Fahrzeuge der BR 146 [28], BR 101 [9] sowie der BR 402 (Triebkopf des ICE 2) [4, 87] vor. Die Verdrehungen an der BR 146 und der BR 101 konnten dabei auf zu hohe dynamische Torsionsbelastungen in Folge von Torsionsschwingungen zurückgeführt werden. Anders bei den Radverdrehungen an der BR 402, hier wurden während messtechnisch erfasster Radverdrehungen Radsteg-Eigenschwingungen identifiziert [4, 87]. Daher wird hier angenommen, dass die Übertragbarkeit des Presssitzes durch die Eigenschwingungen des Rades temporär abgeschwächt worden sind und somit schon Torsionsbelastungen zu Verdrehungen führen konnten, die nicht das maximal übertragbare Moment des Presssitzes überschritten [87]. In einem Feldversuch wurde nachgewiesen, dass die Anbringung von Breitbandabsorbern an den Treibsatzrädern der betreffenden Fahrzeuge das Auftreten der Radsteg-Eigenschwingungen dämpft und dadurch Radverdrehungen verhindert [86].



**Abbildung 2.1:** Am Radsitz angebrachte Radverdrehmarkierungen zur visuellen Detektion von Radverdrehungen [36]

### 2.3.2 Radverschiebungen an Lokomotiven

Bei Lokomotiven der BR 112, 114, 143 und 155 traten 2011 Radverschiebungen auf [29, 37]. Die Fahrzeuge der genannten Baureihe gehören zu einer Produktfamilie aus den Beständen der ehemaligen Deutschen Reichsbahn. Der Antrieb dieser Fahrzeuge ist mit einer Kegelringfeder zwischen die beiden Räder gespannt. Als Ursache der Radverschiebungen wird daher angenommen, dass Torsionsschwingungen zu einem kurzzeitigen Lösen des Pressverbandes geführt haben. Infolge dieser kurzzeitigen Auflösung des Pressverbandes ist es aufgrund der axialen Vorspannung des Radsatzes durch den Antrieb zu axialen Radverschiebungen gekommen. Vermutlich durch die Verschiebung selbst sind die Torsionsschwingungen jedoch direkt wieder gedämpft worden [9]. Die genannten Baureihen befinden sich auch heute noch im Betrieb, werden nun aber hinsichtlich möglicher Radverschiebungen strenger überwacht [30, 100].

### 2.3.3 Radverdrehungen an Triebzügen

Bisher wurden weder an Triebzügen des Nahverkehrs noch an Triebzügen des Fernverkehrs Radverdrehungen festgestellt. Die Anzahl der Fahrzeuge, die in Bezug auf Radverdrehungen überwacht werden, hat dabei innerhalb der Deutschen Bahn AG (DB) einen repräsentativen Anteil an den in

Deutschland verkehrenden Triebzügen. Bei Betriebsmessungen wurden allerdings auch dynamische Torsionsbelastungen gemessen, die Torsionsmomente knapp unter dem jeweils maximal übertragbaren Moment des Presssitzes zur Folge hatten [9].

### 2.3.4 Radverdrehungen an Laufradsätzen

An Laufradsätzen von Triebzügen, Güter- und Reisezugwagen sind keine Radverdrehungen bekannt. Radsätze von Güter- und Reisezugwagen erhalten daher auch keine Verdrehmarkierungen, die bei der Instandhaltung überwacht werden könnten [9].

## 2.4 Vorgehen bei der Zulassung von Radsatzwellen

Normativ werden für Schienenfahrzeugradsätze Auslegung, Fertigung und Instandhaltung unterschieden. Die folgenden Abschnitte geben einen Überblick über den Inhalt und die Anwendung der jeweiligen Normen.

### 2.4.1 Auslegung

Die Auslegung von Radsatzwellen erfolgte bis 2019 gemäß der beiden Normen DIN EN 13103 (für Laufradsatzwellen) [20] und DIN EN 13104 (für Treibradsatzwellen) [16], welche seit Februar 2019 in der DIN EN 13103-1 zusammengeführt worden sind [15]. Gemäß der DIN 13103-1 wird außerdem der Festigkeitsnachweis für Radsatzwellen geführt. Sie fordert, dass neben dem Nenndrehmoment auch „geregelte Schwingungen“ [15] berücksichtigt werden. Hierunter fallen Torsionsschwingungen, deren zusätzlich hervorgerufene Torsionsbelastungen für eine Radsatzwelle gemäß der VDB-Schrift 003 *Anforderungen an die Nachweise zu Radsatz-Torsionsschwingungen* [93] in Betriebsmessungen zu ermitteln sind. Die VDB-Schrift 003 sieht dafür die nachfolgend beschriebenen vier Nachweismöglichkeiten, *Nachweisweg A bis D*, vor.

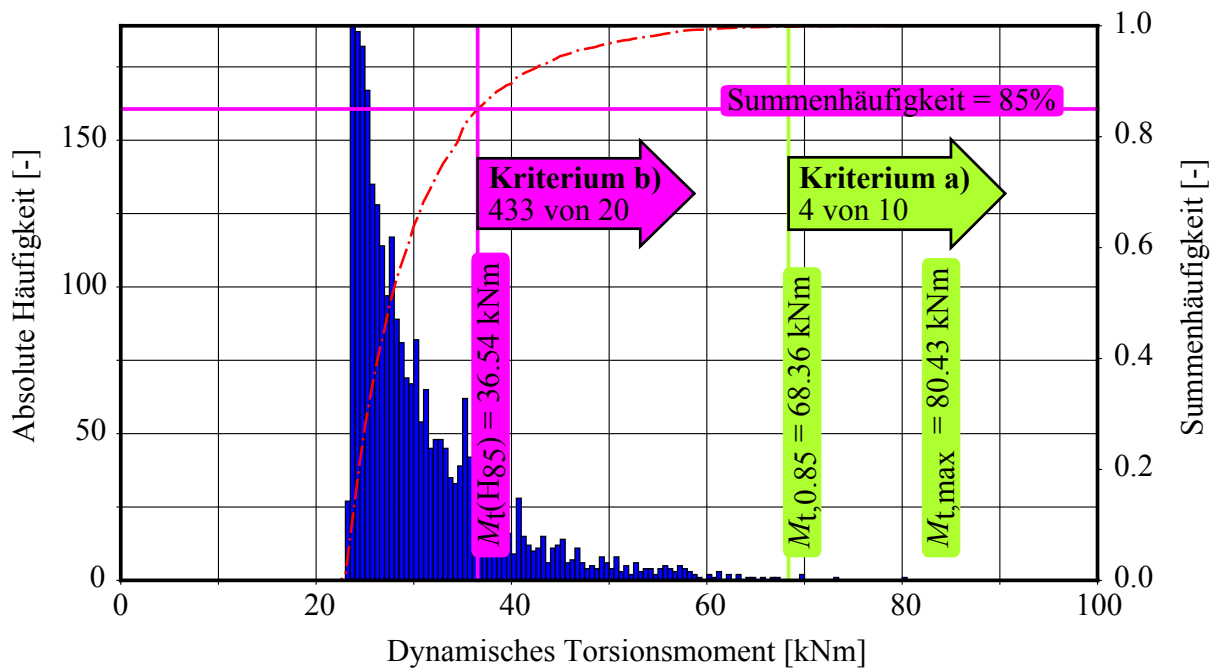
**Nachweisweg A** Mit dem *Nachweisweg A* wird das maximale dynamische und das maximale absolute Torsionsmoment bestimmt. Es fließt in den Festigkeitsnachweis gemäß DIN EN 13103-1 ein und weist die Dauerfestigkeit der Radsatzwelle nach. Damit liegt diesem Nachweisweg die Annahme zu Grunde, dass zeitgleich zu den Biegemomenten aus Bogenfahrten dauerhaft das maximale dynamische Torsionsmoment wirken würde.

**Nachweisweg B** Beim *Nachweisweg B* wird neben der Torsionsbelastung auch die Biegebelastung gemessen. Auf einer Strecke mit engen Bögen (250 – 400 m Bogenradius) sollen die maximalen gleichzeitig auftretenden Biege- und Torsionsspannungen bestimmt werden. Diese Materialspannungen sind jeweils als Wertepaar in ein Diagramm einzutragen, in dem zusätzlich die zulässige Maximalspannung zu kennzeichnen ist. Anhand dieser Darstellung kann schließlich abgelesen werden, „ob die zulässige Vergleichsspannung eingehalten wird“ [93]. Mit dem *Nachweisweg b* wird also ebenfalls die Dauerfestigkeit der Radsatzwelle nachgewiesen.

**Nachweisweg C** Auch beim *Nachweisweg C* werden Torsions- und Biegebelastungen synchron gemessen. Es ist jedoch eine umfangreichere, für den Betriebseinsatz repräsentative Streckenmessung durchzuführen, auf der ein Torsionsmoment auftreten soll, das mindestens zu 85% dem maximalen Torsionsmoment aus *Nachweisweg A* entspricht. Damit sind im Vorfeld zum *Nachweiswegs C* zwingend Messungen gemäß *Nachweisweg A* durchzuführen. Die Nachweisführung erfolgt dann analog zum *Nachweisweg B* und im Ergebnis wird für die Radsatzwelle Dauerfestigkeit nachgewiesen.

**Nachweisweg D** Beim *Nachweisweg D* wird wie beim *Nachweisweg C* eine Streckenmessung auf repräsentativen Strecken durchgeführt. Gemessen werden Biege- und Torsionsbelastungen. Analog zum *Nachweisweg C* ist ein Torsionsmoment zu messen, das mindestens zu 85% dem maximalen Torsionsmoment aus *Nachweisweg A* entspricht. Damit ist auch für den *Nachweisweg D* der *Nachweisweg A* die zwingende Voraussetzung. Mit den Ergebnissen des *Nachweiswegs D* wird anschließend gemäß der VDB-Schrift 003 *Anforderungen an die Nachweise zu Radsatz-Torsionsschwingungen* [93] der Nachweis auf Betriebsfestigkeit geführt. Im zuvor gültigen DIN Taschenbuch 491/1 [22] ist diese Beschreibung der Nachweisführung nicht integriert. Hier hatte der Nachweis gemäß der FKM-Richtlinie *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile* [63] zu erfolgen.

Des Weiteren werden für die *Nachweiswege A* und *B* in der VDB-Schrift 003 *Anforderungen an die Nachweise zu Radsatz-Torsionsschwingungen* [93] zwei statistische Kriterien definiert (siehe Abbildung 2.2), welche die Aussagekraft der maximal gemessenen Torsionsbelastung sicherstellen sollen.



**Abbildung 2.2:** Beispiel-Konvergenzdiagramm mit Kennzeichnung der Kriterien a) in Grün (nicht erfüllt) und b) in Magenta (erfüllt)

**Kriterium a** Für das *Kriterium a* sind in dem Intervall von 85 bis 100% des maximal gemessenen Torsionsmoments mindestens zehn Ereignisse zu erzielen [93].

**Kriterium b** Das *Kriterium b* wird über die Summenhäufigkeit aller gemessenen Ereignisse definiert. Als untere Grenze wird das Torsionsmoment definiert, bei dem die Summenhäufigkeit 85% erreicht. Zwischen dieser Grenze und dem höchsten Torsionsmoment sind mindestens 20 Ereignisse zu erzielen [93].

Hierbei ist das *Kriterium a* das Kriterium, welches allgemein eine höhere Akzeptanz besitzt. Denn, da es eine größere Anzahl hoher Torsionsmomente erfordert, sichert es den gemessenen Maximalwert statistisch besser ab. So gilt dieses Kriterium als das konservativere und das höchste gemessene Torsionsmoment als repräsentativer. In der Praxis ist es allerdings nicht immer zu erfüllen oder führt zu einem immensen Umfang an Messungen. Das *Kriterium a* ist dann schwer zu erfüllen, wenn es nicht gelingt, das höchste gemessene Torsionsmoment näherungsweise zu reproduzieren. Dies ist vor allem dann der Fall, wenn die Schienenbedingungen, bei denen dieses Moment gemessen wurde, schwer reproduzierbar sind (z.B. morgendlicher Tau, Verschmutzung an Bahnübergängen, etc.). Das *Kriterium b* hingegen kann bei ausreichender Gesamthäufigkeit von Ereignissen immer erfüllt werden, da es über die Summenhäufigkeit definiert ist.

Abbildung 2.2 zeigt exemplarisch ein Konvergenzdiagramm mit Kennzeichnung der beschriebenen Kriterien. In diesem Diagramm ist das *Kriterium a* mit nur vier Ereignissen (mindestens zehn gefordert) nicht erfüllt, während das *Kriterium b* mit 433 Ereignissen (mindestens 20 gefordert) erfüllt ist.

**Nachweis des Presssitzes** Neben der Festigkeit von Radsatzwellen ist außerdem das maximal übertragbare Moment des Presssitzes zwischen Rad und Radsatzwelle nachzuweisen, denn die EBO verbietet in §21 (1) ein axiales Verschieben der Räder. Da es für das Verschieben eines Rades zum Versagen des Presssitzes kommen muss, ist seine Übertragbarkeit nachzuweisen. Der Nachweis wird für Radsätze mit zylindrischen Radsitzen gemäß DIN 7190-1 [13] und für Radsätze mit kegeligen Radsitzen gemäß DIN 7190-2 [14] geführt. Für diesen Nachweis wird ebenfalls das in den Messungen gemäß der VDB-Schrift 003 [93] ermittelte maximale Torsionsmoment benötigt.

Die möglichen Abläufe der Nachweisverfahren gemäß der *Nachweiswege A bis D* sowie der Zusammenhang zum Nachweis des Presssitzes sind als Flussdiagramm in Abbildung 2.3 dargestellt.

## 2.4.2 Fertigung

Die Fertigung von Radsätzen ist durch die Normen DIN EN 13260 (für ganze Radsätze) [11], DIN EN 13261 (für Radsatzwellen) [12] und DIN EN 13262 (für Räder) [17] standardisiert. Diese Normen legen jeweils die Produkthanforderungen an Material- und Produktionsgüte fest.

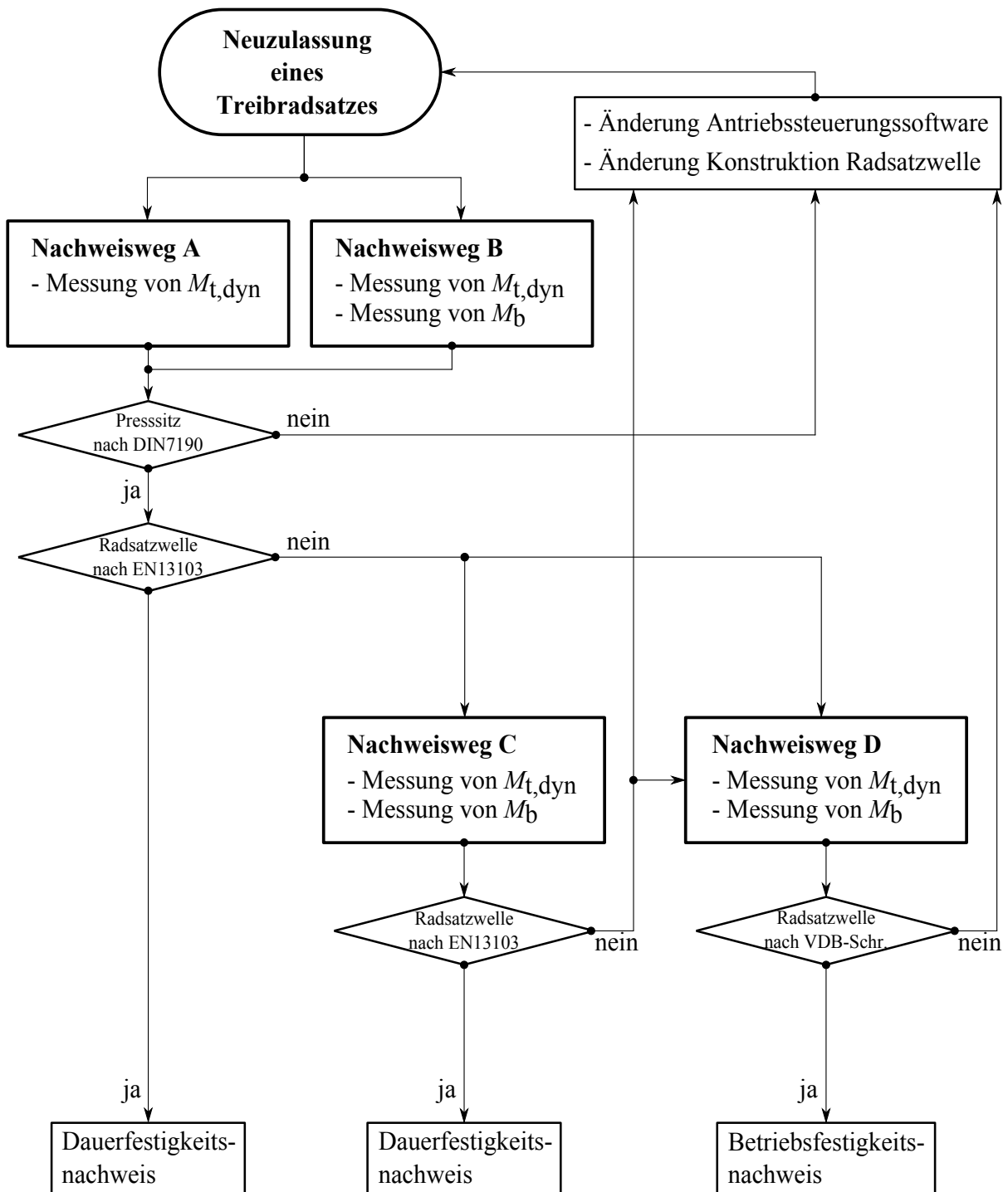
## 2.4.3 Instandhaltung

Die Instandhaltung von Radsätzen wird durch die DIN EN 15313 [19] geregelt. Sie erklärt in Anlehnung an die EBO [25] Radverschiebungen für unzulässig. Radverdrehungen können hingegen toleriert werden, wenn der Umgang mit ihnen, basierend auf Betriebserfahrungen, im Instandhaltungsplan berücksichtigt wird.

## 2.5 Aktueller Stand der Forschung

In der Forschung sind aktuell vor allem die Untersuchung der Ursachen, Auswirkung und Unterdrückung von Torsionsschwingungen ein Thema. Untersuchungen zu Radverdrehungen existieren in der Literatur nur wenige. In den letzten Jahren neu aufgekomen sind Untersuchungen von Schienenschäden, für die u.a. Torsionsschwingungen als Ursache in Betracht gezogen werden.





**Abbildung 2.3:** Flussdiagramm der möglichen Nachweiswege gemäß [93]

## 2.5.1 Radverdrehungen

Allgemein werden Torsionsschwingungen als Ursache für Radverdrehungen anerkannt [22]. Weitere Untersuchungen zum Verdrehmechanismus sind in der Literatur nicht zu finden. In Breuer et al. [4] und Traupe et al. [87] wird untersucht, warum sich an den Triebköpfen der ICE 1 und ICE 2 Räder verdrehen, ohne dass das vom Presssitz maximal übertragbare Moment überschritten wird. Als Ursache wurde dabei eine hochfrequente Biegeschwingung des Radstegs identifiziert, welche die Übertragbarkeit des Presssitzes schwächt. Des Weiteren sind bei der DB Systemtechnik GmbH Prüfstandsversuche durchgeführt worden, bei denen das maximal übertragbare Moment von Radsätzen unter statischer und dynamischer Krafteinleitung untersucht wurde [9]. Innerhalb des für Torsionsschwingungen typischen Frequenzbereiches konnten jedoch keine von den quasistatischen Betrachtungen der DIN 7190-1 [13] bzw. der DIN 7190-2 [14] abweichenden Mechanismen identifiziert werden.

## 2.5.2 Torsionsschwingungen

Die Untersuchung von Torsionsschwingungen wird sowohl durch universitäre Forschungseinrichtungen als auch von Fahrzeugherstellern, Zulieferern und Prüfdienstleistern verfolgt. Einen guten Überblick über die allgemeinen Zusammenhänge von Torsionsschwingungen geben hier Benker und Weber [2]. Sie schlagen vor, durch geeignete Berechnungs- oder Simulationsverfahren eine Vorhersage der maximal möglichen Schwingungsamplituden zu realisieren. Solche Modelle wurden von Weinhardt [101] sowie Yu und Breuer [105] vorgestellt, die ausgehend von Betriebsmessungen semiempirisch das maximale dynamische Torsionsmoment bestimmen. Dem Modell von Yu und Breuer wurde dabei eine gute Praktikabilität attestiert [56]. Ansätze, bei denen durch reine Simulation das maximale dynamische Torsionsmoment bestimmt wird, sind von Szolc [81], Schneider [74] und Saur [69, 70, 71, 72] dokumentiert. Weitere Untersuchungen zu den physikalischen Zusammenhängen und Einflussfaktoren von Torsionsschwingungen sind durch Liu et al. [53], Xu et al. [104], Konowrocki und Szolc [48] Meierhofer et al. [57] sowie Fridrichovsky und Sulc [35] beschrieben. Bislang konnte jedoch mit keiner der genannten Arbeiten ein Modell etabliert werden, das als Alternative für die gegenwärtig durchzuführenden Betriebsmessungen in Frage kommt.

Das Phänomen der Torsionsschwingungen ist bereits seit Ende der 1980er Jahre bekannt. In dieser Zeit wurden die ersten Drehstromantriebe entwickelt. Bei der Auslegung der zugehörigen Antriebssteuerungen, die für das Übertragen größtmöglicher Traktionskräfte im Rad-Schiene-Kontakt erstmals gezielt das Anfahren kleiner Schlüpfte ermöglichten, ist von Körner [49], Schwartz [76] und Buscher [5] das Auftreten von Torsionsschwingungen dokumentiert. Aus dieser Zeit ist auch ein Zusammenhang zwischen dynamischem Torsionsmoment und physikalischen Kenngrößen eines Rad-

satzes bekannt. Als sogenannte *Vogelgerade* ist er immer wieder in Form zweier V-förmiger Geraden in Diagrammen zu finden, in denen das dynamische Torsionsmoment über der Gleitgeschwindigkeit dargestellt wird. Es konnte jedoch kein referenzierbarer Ursprung der *Vogelgerade* ermittelt werden [88]. In der Praxis ordnen sich Messpunkte tatsächlich entlang der *Vogelgerade* an, jedoch ist eine Vorhersage des maximalen dynamischen Torsionsmomentes durch sie nicht möglich [88].

### 2.5.3 Fahrzeugseitige Dämpfung von Torsionsschwingungen

Neben dem Phänomen der Torsionsschwingungen selbst wird auch an einer fahrzeugseitigen Minimierung von Torsionsschwingungen geforscht. Schon heute werden auf vielen Fahrzeug-Baureihen die Antriebssteuerungen ab Werk mit einem Softwarebaustein zur Erkennung von Torsionsschwingungen ausgerüstet. Die unter den Begriffen „Rollierschutz“ oder „Ratterschutz“ bekannten Softwarebausteine nutzen die ohnehin im Antrieb verbaute Sensorik, um Torsionsschwingungen zu detektieren. Beim Erkennen eines Torsionsschwingungsereignisses veranlassen sie eine Zug- oder Bremskraftreduktion und tragen so indirekt zur Dämpfung eines Schwingungsereignisses bei. Wie die Erkennung von Torsionsschwingungen und das Einleiten einer Zug-/Bremskraftreduktion im Einzelnen realisiert werden, obliegt den Herstellern entsprechender Software (Fahrzeughersteller, Zulieferer von Antriebselektronik). Da die entsprechenden Algorithmen in der Regel Firmengeheimnis sind, konnte mit der Arbeit von Fleischer [34] in der Literatur lediglich eine umfangreiche Forschungsarbeit für zukünftige Antriebssteuerungen gefunden werden. Einen Überblick über die grundsätzlichen Möglichkeiten der Architektur von Antriebssteuerungen bei Schienenfahrzeugen geben Abouzeid et al. [1].

Darüber hinaus zeigen Untersuchungen von Bieker et al. [23], dass Radbremsscheiben einen dämpfenden Einfluss auf Torsionsschwingungen haben.

### 2.5.4 Schienenschäden

Neben ihrer fahrzeugseitigen Relevanz werden Torsionsschwingungen auch infrastrukturseitig für die Beschädigung von Schienen als Ursache in Betracht gezogen [59]. So werden Rollkontaktermüdungsschäden an der Schienenoberfläche unter anderem auf eine hohe Kraftübertragung im Rad-Schiene-Kontakt bei gleichzeitigem Auftreten von Schlupf zurückgeführt [55, 78, 91, 92, 98]. Sowohl eine hohe Kraftübertragung als auch das Auftreten von Schlupf stehen im Zusammenhang mit Torsionsschwingungen, wie die weiteren Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit zeigen.

## 2.6 Torsionsmessungen nach der Einführung des 4. Eisenbahnpaketes

Das 4. Eisenbahnpaket wurde 2016 in Form folgender Richtlinien und Verordnungen umgesetzt:

- Verordnung (EU) 2016/796 [94],
- Richtlinie (EU) 2016/797 [64],
- Richtlinie (EU) 2016/798 [65],
- Verordnung (EU) 2016/2337 [95],
- Verordnung (EU) 2016/2338 [96],
- Richtlinie (EU) 2016/2370 [66].

Es beinhaltet zum einen eine *politische Säule*, die eine Stärkung des Wettbewerbs zum Ziel hat, und zum anderen eine *technische Säule*, welche die Vereinfachung und Vereinheitlichung des Zulassungsprozesses beinhaltet [67]. Die technische Säule des 4. Eisenbahnpaketes ist in Deutschland am 16.06.2020 in Kraft getreten [26]. Die damit verbundene Umstellung des Zulassungsverfahrens wurde zum 31.10.2019 vollzogen [31]. Dabei ist die messtechnische Ermittlung des maximalen dynamischen Torsionsmomentes jedoch nicht in eine EU-weit gültige Technische Spezifikation für Interoperabilität (TSI) eingeflossen. Allerdings bleibt sie in Form einer Notifizierten Nationalen Technischen Regel (NNTR) ausschließlich in Deutschland weiterhin zulassungsrelevant. So sind die Messungen gemäß VDB-Schrift 003 *Anforderungen an die Nachweise zu Radsatz-Torsionsschwingungen* [93] als nationale Vorgabe in der NNTR-Liste (Stand 24.05.2018) [27] aufgeführt. Die Konformität der Prüfungsdurchführung mit dieser NNTR begutachtet seit Umstellung des Zulassungsverfahrens die *bestimmte Stelle* (*engl.* designated body, kurz: DeBo). Weitere Informationen zu den Vorgängen, die sich durch Einführung des 4. Eisenpaketes ergeben, sind ausführlich in der Arbeit von Salander [67] geschildert.

## 3 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen beschrieben, welche für die vorliegende Arbeit von Bedeutung sind. So werden im folgenden Abschnitt die physikalischen Hintergründe von Radsatztorsionsschwingungen erörtert, ein kurzer Überblick über die Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt gegeben sowie die Architektur der Leistungselektronik elektrischer Triebfahrzeuge beschrieben.

### 3.1 Torsionsschwingungen

Als Torsionsschwingungen werden im Betrieb auftretende Torsionseigenschwingungen eines Radsatzes bezeichnet, bei der die beiden Räder eine gegenphasige Drehschwingung um ihre Rotationsachse ausführen [22]. Die Radsatzwelle, auf der die beiden Räder gefügt sind, wirkt hierbei als Drehstabfeder. Die physikalischen Zusammenhänge einer solchen Drehstabfeder werden im folgenden Abschnitt beschrieben. Es folgt eine Übersicht über die Klassifizierung von Schwingungen und die Einordnung von Torsionsschwingungen als eine Form selbsterregter Schwingungen. Anschließend werden reibungserregte Schwingungen als besondere Form von selbsterregten Schwingungen vorgestellt und die Übertragbarkeit der Ergebnisse von Reibbandexperimenten auf Torsionsschwingungen diskutiert. Zum Abschluss folgen die Grundsätze der elektrischen Messung von Torsionsbelastungen an Radsatzwellen durch den Einsatz von Dehnungsmessstreifen (DMS).

#### 3.1.1 Drehstabfeder

In diesem Abschnitt werden die physikalischen Kenngrößen einer Drehstabfeder beschrieben, zunächst mit der Unterstellung, dass die Drehstabfeder eine zu vernachlässigende Masse besitzt und diskret beschrieben werden kann. Anschließend wird die Beschreibung der Drehstabfeder als massebehaftetes Kontinuum gegeben.

## Diskrete Beschreibung

Eine Drehstabfeder ist im einfachsten Fall ein torsionselastischer Stab. Wird dieser Stab mit einem Torsionsmoment  $M_t$  beaufschlagt, verdrehen sich seine Stabenden gemäß Gleichung (3.1) um den Winkel  $\varphi$  [68].

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_t} \quad (3.1)$$

Die Stablänge  $l$ , der Schubmodul  $G$  und das polare Flächenträgheitsmoment  $I_t$  seien dabei bekannt. Die Torsionsfedersteifigkeit  $c_t$ , auch Direktionsmoment genannt, ergibt sich aus dem Verhältnis von Drehmomentenänderung zu Winkeländerung gemäß Gleichung (3.2) [68].

$$c_t = \frac{dM_t}{d\varphi} = \frac{G \cdot I_t}{l} \quad (3.2)$$

Die Torsionsspannung  $\tau$  ergibt sich in Abhängigkeit des Abstands zur neutralen Faser  $z$  gemäß Gleichung (3.3) [68].

$$\tau = \frac{M_t}{I_t} \cdot z \quad (3.3)$$

Bei konstanter Belastung durch ein Torsionsmoment  $M_t$  wird  $\tau$  dann maximal, wenn der Abstand zur neutralen Faser  $z_{\max} = r$  maximal wird. Bei einer Vollwelle beträgt dieser Abstand  $z_{\max} = \frac{d}{2}$ . In diesem Fall ergibt sich die maximal in der Drehstabfeder vorherrschende Torsionsspannung  $\tau_{\max}$  zu Gleichung (3.4) [68].

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{I_t} \cdot \frac{d_a}{2} = \frac{M_t}{W_t} \quad (3.4)$$

$W_t$  ist hierbei das Torsionswiderstandsmoment. Besteht die Drehstabfeder aus einer Hohlwelle (wie üblicherweise die Radsatzwellen bei modernen Schienenfahrzeugen), berechnet sich das Flächenträgheitsmoment  $I_t$  gemäß Gleichung (3.5) und das Torsionswiderstandsmoment  $W_t$  gemäß Gleichung (3.6) [68].

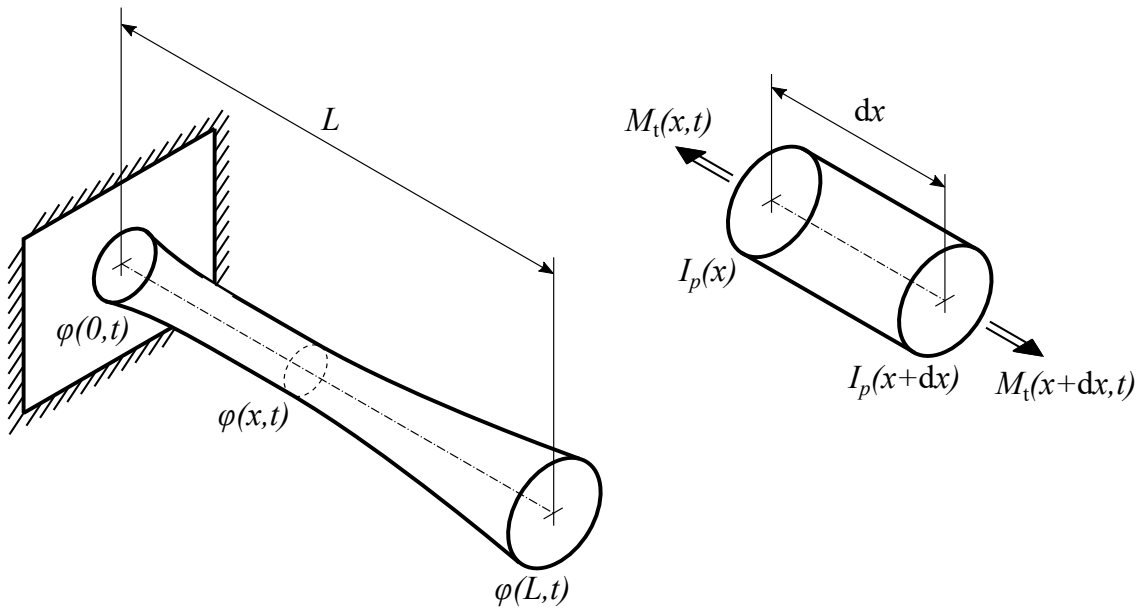
$$I_t = \frac{\pi(d_a^4 - d_i^4)}{32 \cdot d_a} \quad (3.5)$$

$$W_t = \frac{\pi(d_a^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_a} \quad (3.6)$$

## Beschreibung als Kontinuum

Für die Betrachtung einer massebehafteten Drehstabfeder ist in Abbildung 3.1 ein Torsionsstab mit der Länge  $L$  skizziert. An seinen Stabenden gelten die Randbedingungen  $\varphi(0,t)$  und  $\varphi(L,t)$ . An einer beliebigen Stelle  $x$  des Stabes und zu einer beliebigen Zeit  $t$  gehorcht der Verdrehwinkel  $\varphi(x,t)$  Gleichung (3.7).

$$\ddot{\varphi}(x,t) = c^2 \varphi''(x,t) \quad (3.7)$$



**Abbildung 3.1:** Skizze eines massebehafteten Torsionsstabs [54]

Hierbei setzt sich die Abkürzung  $c^2$  in Gleichung (3.8) aus dem Schubmodul  $G$  sowie der Dichte des Stabwerkstoffes  $\rho$  zusammen.

$$c^2 = \frac{G}{\rho} \quad (3.8)$$

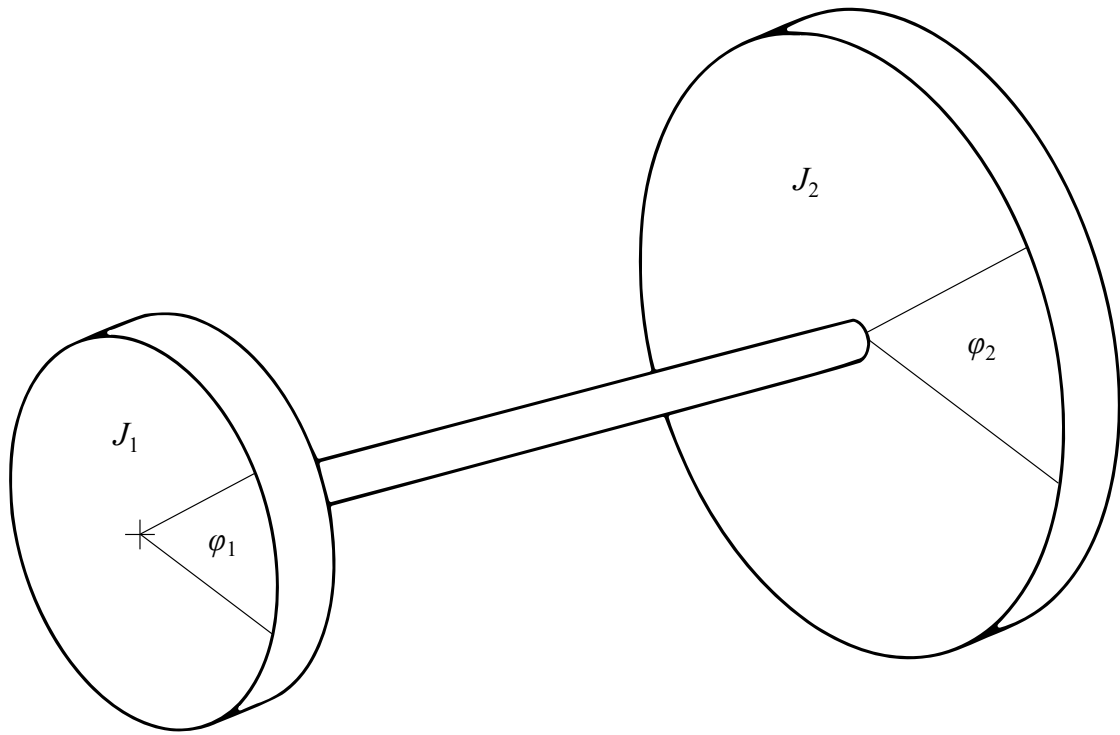
### 3.1.2 Drehschwingungen

Zur Beschreibung von Drehschwingungen wird zunächst für einen einfachen, diskreten Drehschwinger die Bewegungsgleichung hergeleitet. Anschließend wird der Zusammenhang zu Radsatztorsionschwingungen hergestellt und eine Einordnung ihrer Schwingungsart vorgenommen.

#### Herleitung der Bewegungsgleichung

In Anlehnung an [54] ist in Abbildung 3.2 ein Drehschwinger mit zwei Endscheiben auf einer Welle skizziert. Das Torsionsmoment  $M_t$ , das in diesem Fall auf die Welle wirkt ergibt sich aus der Verwindung der Welle  $\varphi_2 - \varphi_1$  und der Torsionsfedersteifigkeit  $c_t$  gemäß Gleichung (3.9) [54]:

$$M_t = c_t(\varphi_2 - \varphi_1) \quad (3.9)$$



**Abbildung 3.2:** Skizze eines diskreten Drehschwingers bestehend aus einer als Drehstab aufgefassten Welle und zwei Endscheiben. Die Endscheiben haben die Massenträgheitsmomente  $J_1$  bzw.  $J_2$  und sind um die Winkel  $\varphi_1$  bzw.  $\varphi_2$  ausgelenkt [54].

Für das Aufstellen der Bewegungsgleichung, die die resultierende Verdrehung beschreibt, werden nun die beiden Endscheiben mit ihren Trägheitsmomenten  $J_1$  und  $J_2$  freigeschnitten und an den beiden Schnittstellen unter Verwendung des Drallsatzes die jeweiligen Momentengleichgewichte gemäß Gleichungen (3.10) und (3.11) aufgestellt [54].

$$-J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_t(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad (3.10)$$

$$-J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_t(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad (3.11)$$

Wird des Weiteren die Verdrehung der beiden Endscheiben zueinander als Differenz ihrer beiden Winkel durch die Abkürzung  $\psi = \varphi_2 - \varphi_1$  beschrieben und außerdem Gleichung (3.10) mit Gleichung (3.11) gleichgesetzt, ergibt sich Gleichung (3.12) [54].

$$\ddot{\psi} + c_t \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \psi = 0 \quad (3.12)$$

Mit Gleichung (3.13) wird des Weiteren die Abkürzung  $\omega_0^2$  eingeführt [54].

$$\omega_0^2 = c_t \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \quad (3.13)$$



Gleichung (3.13) eingesetzt in Gleichung (3.12) ergibt mit Gleichung (3.14) schließlich die Bewegungsgleichung für den in Abbildung 3.2 skizzierten Drehschwinger [54].

$$\ddot{\psi} + \omega_0^2 \psi = 0 \quad (3.14)$$

Diese Bewegungsgleichung ist eine lineare Differentialgleichung (DGL) zweiter Ordnung.

Im Gegensatz zu dem in Abbildung 3.2 skizzierten Drehschwinger, spielen bei Radsatztorsionsschwingungen zusätzlich der Rad-Schiene-Kontakt und der Antrieb eine entscheidende Rolle. Aus Messungen ist bekannt, dass die Anregung der Schwingungen im Rad-Schiene-Kontakt stattfindet und zwar nur dann, wenn auch ein Traktions- oder Bremsmoment am Radsatz anliegt [90].

Im folgenden Abschnitt werden daher der in Abbildung 3.2 skizzierte Drehschwinger und Radsatztorsionsschwingungen gemäß ihrer mechanischen Eigenschaften klassifiziert sowie Unterschiede und Gemeinsamkeiten herausgestellt.

### **Einordnung von Radsatztorsionsschwingungen**

Für die Beschreibung allgemeiner Schwingungsarten werden in der Literatur [40] verschiedene Klassifizierungen verwendet. Eine sehr grobe Unterscheidung ist die in autonome und nicht-autonome Schwingungen. Nicht-autonome Schwingungen werden auch heteronome Schwingungen genannt. Bei autonomen Schwingungen wird die Frequenz ausschließlich vom System selbst bestimmt, bei nicht-autonomen Schwingungen wird die Frequenz von außerhalb des Systems beeinflusst. Sowohl beim Drehschwinger aus Abbildung 3.2 als auch bei Radsatztorsionsschwingungen bestimmt das System seine Frequenz selbst. Daher handelt es sich bei beiden Schwingungssystemen um autonome Schwingungen.

Als Untergruppen autonomer Schwingungen gibt es freie sowie selbsterregte Schwingungen. Als Untergruppe nicht-autonomer Schwingungen gibt es erzwungene sowie parametererregte Schwingungen. Da sowohl der in Abbildung 3.2 skizzierte Drehschwinger als auch Radsatztorsionsschwingungen bereits den autonomen Schwingungen zugeordnet werden konnten, werden im Folgenden freie sowie selbsterregte Schwingungen näher beschrieben.

Freie Schwingungen sind Eigenschwingungen bzw. eine Überlagerung von Eigenschwingungen, die durch eine einmalige Auslenkung des Systems angeregt werden. Wird z.B. der Drehschwinger aus Abbildung 3.2 einmalig durch eine Verdrehung ausgelenkt und dann sich selbst überlassen, führt er in der Folge Verdreh-Eigenschwingungen aus. Dementsprechend können mit Gleichung (3.14) Eigenschwingungen beschrieben werden.

Bei selbsterregten Schwingungen genügt eine einmalige Auslenkung des Systems nicht aus. Hier muss durch eine Energiequelle innerhalb des Systems fortlaufend und im Takte der eigenen Frequenz

Energie zugeführt werden. Dies ist z.B. bei einer Uhr mit mechanischem Uhrwerk der Fall und ebenfalls bei Radsatztorsionsschwingungen.

Eine weitere Art der Unterscheidung von Schwingungsarten ist anhand ihrer Bewegungsgleichungen. Hier werden lineare und nicht-lineare Differentialgleichungen unterschieden.

Lineare Differentialgleichungen enthalten gemäß ihres Namens ausschließlich lineare Glieder ohne etwa eine Multiplikation von Bewegungsgrößen. Ein Beispiel hierfür ist Gleichung (3.14), solange mit  $c_t$  eine lineare Federkennlinie beschrieben wird. Genau das Gegenteil ist bei nicht-linearen Differentialgleichungen der Fall. Bei ihnen treten die Bewegungsgrößen in nicht-linearen Ausdrücken auf. Eine solche Nichtlinearität in den Bewegungsgrößen ist auch für die Beschreibung der Reibbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt vonnöten, sodass es sich bei Radsatztorsionsschwingungen um ein nicht-lineares Schwingungssystem handelt.

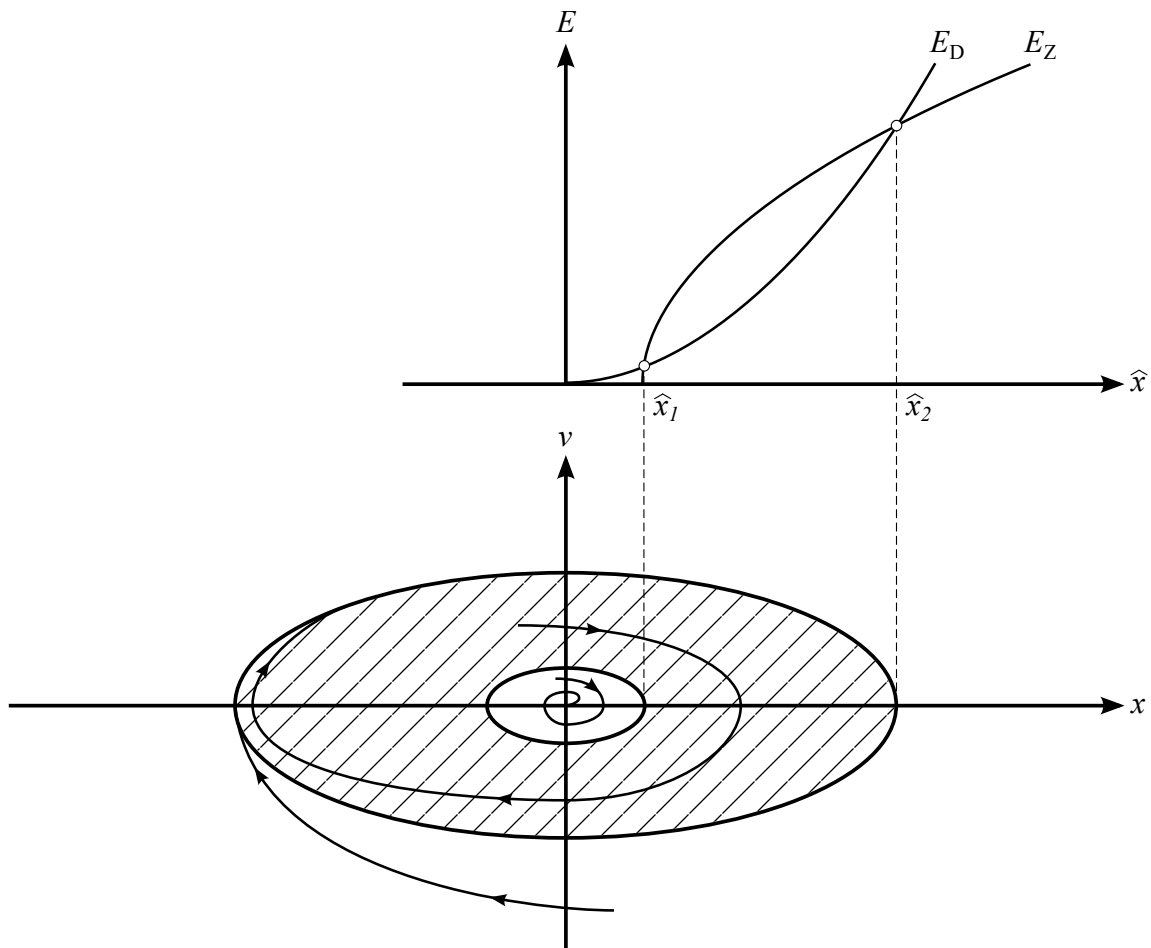
### **3.1.3 Radsatztorsionsschwingungen als reibungserregte Schwingungen**

Im Abschnitt 3.1.2 wurden Radsatztorsionsschwingungen bereits als Form selbsterregter Schwingungen klassifiziert. Eine besondere Form der selbsterregten Schwingungen sind reibungserregte Schwingungen. Im Folgenden werden drei wichtige Eigenschaften selbsterregter Schwingungen aufgegriffen, ihr Vorhandensein beim Auftreten von Radsatztorsionsschwingungen überprüft und das Vorliegen reibungserregter Schwingungen erörtert. Die drei zu überprüfenden Eigenschaften sind

- Schwingen mit charakteristischer Eigenfrequenz,
- Energiezufuhr innerhalb des Systems,
- Auftreten eines Grenzykels.

#### **Schwingung mit Eigenfrequenz**

Selbsterregte Schwingungen treten stets mit der charakteristischen Eigenfrequenz des Systems auf. Je nach Dämpfung im System, kann im Falle von Radsatztorsionsschwingungen die charakteristische Eigenfrequenz des nicht-linearen Systems (Radsatz mit Antrieb und Rad-Schiene-Kontakt) annähernd mit der 1. Torsionseigenfrequenz des linearen Systems (Radsatz als freier Schwinger).



**Abbildung 3.3:** Energiediagramm (oben) und Phasenportrait (unten) selbsterregter Schwingungen mit zwei Grenzykeln (der Bereich  $\hat{x}_1 < \hat{x} < \hat{x}_2$  ist mit  $E_Z > E_D$  Anfachungsgebiet, die Bereiche  $\hat{x} < \hat{x}_1$  und  $\hat{x} > \hat{x}_2$  mit  $E_Z < E_D$  Dämpfungsgebiet) [54].

### Energiezufuhr innerhalb des Systems

Für das Anfachen im Rahmen der selbsterregten Schwingungen ist das Vorhandensein einer Energiezufuhr innerhalb des Systems notwendig, die das Selbige im Takt der Eigenfrequenz zum Schwingen anregt. Abbildung 3.3 zeigt in der oberen Darstellung das Energiediagramm einer solchen Anregung. Hierbei sind zugeführte Energie  $E_Z$  und Dämpfungsenergie  $E_D$  über der Auslenkung  $\hat{x}$  dargestellt. In dem Bereich, in dem die zugeführte Energie größer ist als die Dämpfungsenergie  $E_Z > E_D$ , kommt es zur Anfachung selbsterregter Schwingungen. Bei Radsatztorsionsschwingungen besteht das schwingende System aus einem Radsatz, an dem in seinen beiden Rad-Schiene-Kontaktpunkten Reibungskräfte wirken, sowie, je nach Konstruktion, zusätzlich wirkender Traktions- und Bremskräfte. Da beim Auftreten von Radsatztorsionsschwingungen veränderliche Gleitreibungsbedingungen beobachtet werden [2, 90, 101, 105], erfolgt die Energiezufuhr durch entsprechende Gleitreibungskräfte

in den Rad-Schiene-Kontaktpunkten. Für das Hervorrufen von Gleitvorgängen ist das Anliegen von Traktions- oder Bremskräften Voraussetzung.

### **Auftreten eines Grenzykels**

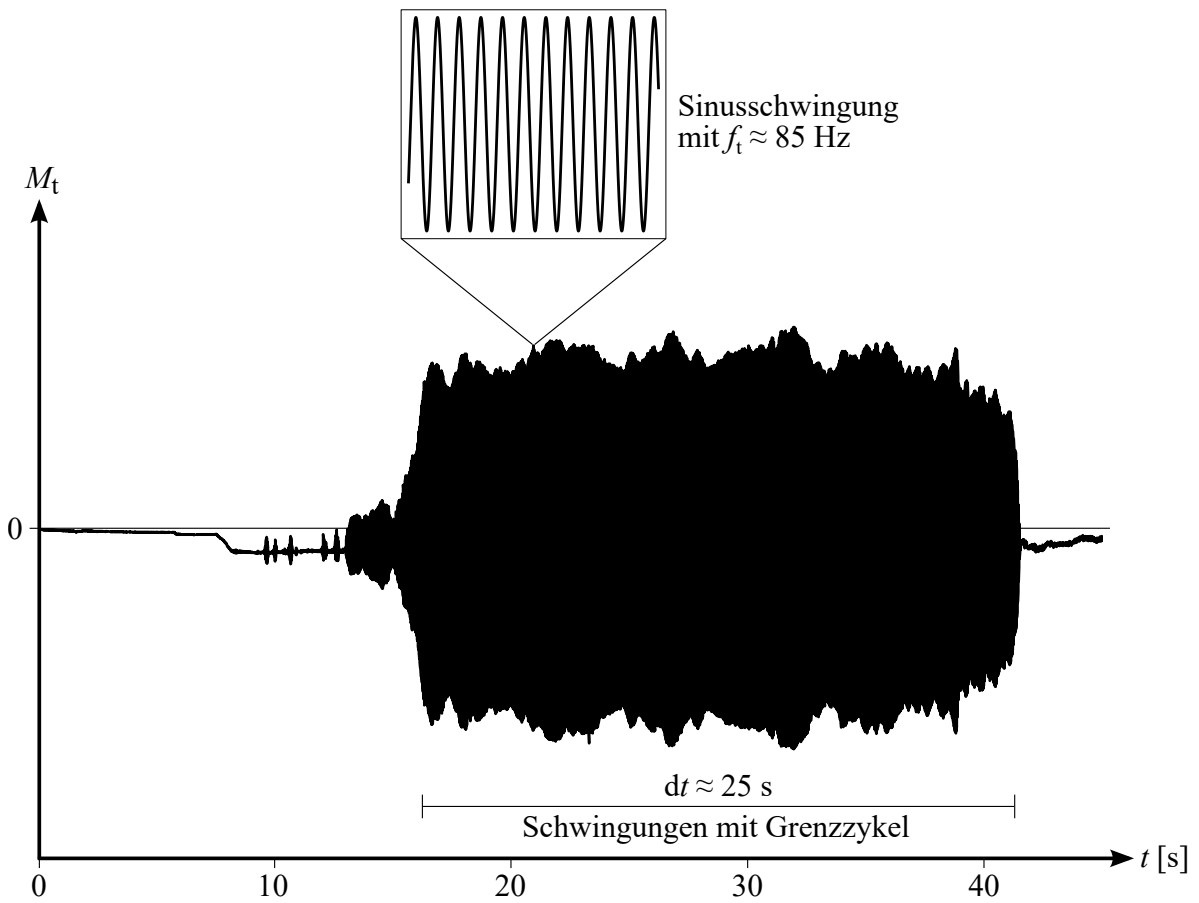
Wie oben beschrieben, ist die Energiezufuhr innerhalb des Systems Voraussetzung für das Anfachen selbsterregter Schwingungen. Bleibt diese Energiezufuhr konstant, werden die Schwingungsamplituden aber nicht wie im Resonanzfall eines linearen System beliebig groß, da es innerhalb des nicht-linearen Systems Dämpfung gibt [54]. Die Schwingung erreicht vielmehr einen Grenzykel, in dem sie mit konstanten Schwingungsamplituden weiter schwingt, bis zugeführte Energie oder Dämpfungsenergie eine Änderung erfahren. Die untere Darstellung in Abbildung 3.3 zeigt das zum Energiediagramm gehörende Phasendiagramm. Hierbei entwickeln sich die Amplituden stets in Richtung der Amplitude des zweiten Grenzykels. Sind die angeregten Amplituden kleiner als die des ersten Grenzykels, kommt es zu keiner Anfachung und die Schwingung klingt ab. Dieses Verhalten mit zwei Grenzykeln ist aus Beobachtungen bei Messungen bekannt und steht im Zusammenhang mit den Reibbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt, die in Abschnitt 3.2 genauer beschrieben werden.

Auch das Auftreten von Grenzykeln wird bei Messungen von Radsatztorsionsschwingungen immer wieder dokumentiert. Dies ist vor allem dann der Fall, wenn gleichbleibende Versuchsrandbedingungen das ungestörte Aufschwingen von Torsionsschwingungen ermöglichen. Abbildung 3.4 zeigt einen beispielhaften Zeitverlauf für einen gemessenen Grenzykel.

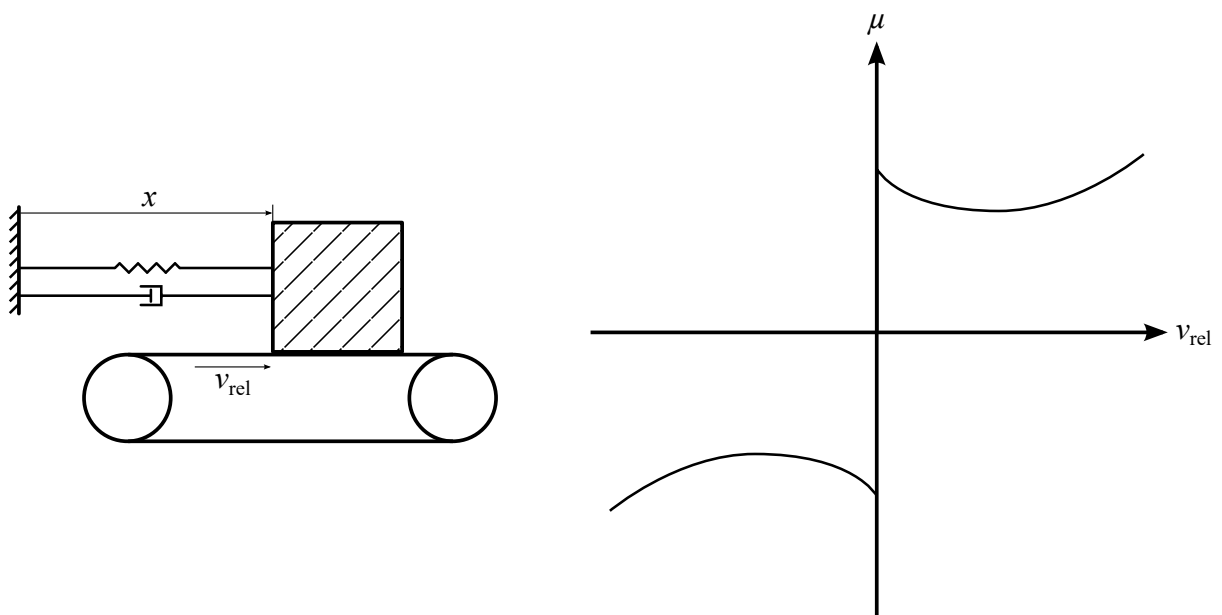
Es ist hervorzuheben, dass für Radsatztorsionsschwingungen das Auftreten der charakteristischen Eigenfrequenz sowie das Erreichen von Grenzykeln hinlänglich dokumentiert sind. Anders ist es für die Energiezufuhr: Hier sind für die Rotationsbewegung des Radsatzes auf der Schiene lediglich qualitative Ansätze bekannt [2, 90, 101, 105]. Für eine vergleichbare Anregung selbsterregter Schwingungen bei translatorischer Bewegung ist das Reibband-Experiment als ausführlich untersuchtes Modell-Experiment beschrieben [24, 32, 62, 83]. Anhand des Reibband-Experimentes wird gezeigt, dass das Anfachen selbsterregter Schwingungen durch eine abfallende Reibkennlinie hervorgerufen wird. In Abbildung 3.5 sind eine solche Reibkennlinie sowie der Aufbau des Reibband-Experimentes skizziert.

Selbsterregte Schwingungen, deren Anfachungen durch eine abfallende Reibkennlinie hervorgerufen werden, werden auch reibungserregte Schwingungen genannt [24]. Abbildung 3.6 zeigt den Verlauf hervorgerufener Schwingungsamplituden bei steigenden Gleitgeschwindigkeiten.

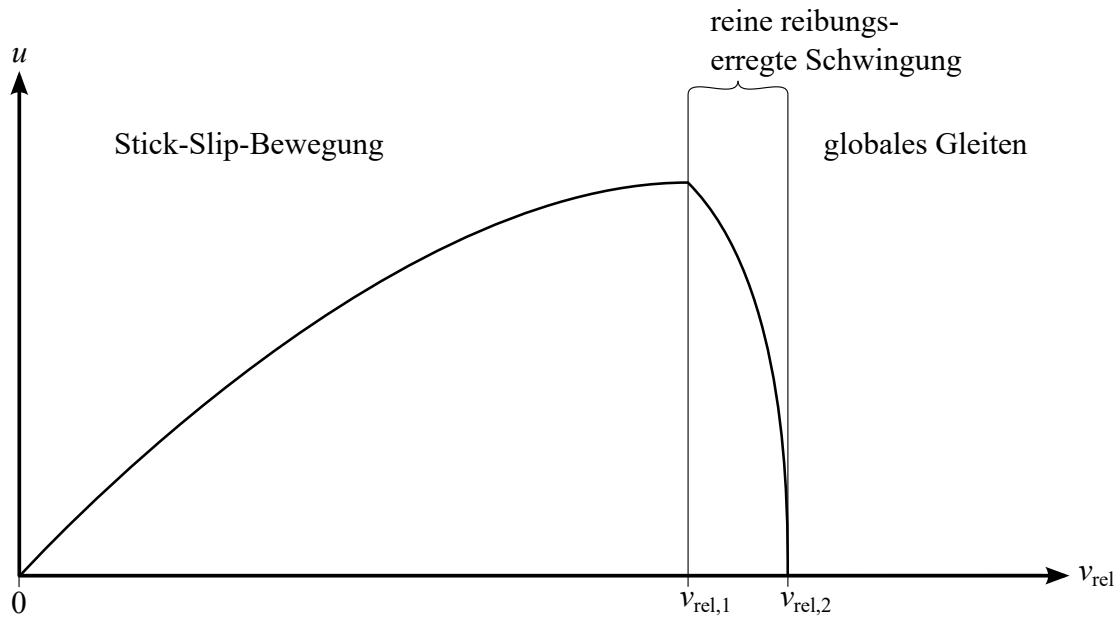
Hier werden bis zur Gleitgeschwindigkeit  $v_{\text{rel}} < v_{\text{rel},1}$  steigende Schwingungsamplituden durch das Gleiten in Form einer Stick-Slip-Bewegung (sich temporärer abwechselndes Haften und Gleiten) her-



**Abbildung 3.4:** Beispiel-Zeitsignal eines Torsionsschwingungsereignisses mit Grenzykel-Schwingungen über eine Dauer von ca. 25 s



**Abbildung 3.5:** Aufbau des Reibband-Experimentes (links) und typischer Verlauf einer Reibkennlinie (rechts) [32]



**Abbildung 3.6:** Amplituden reibungserregter Schwingungen  $u$  dargestellt über der Gleitgeschwindigkeit  $v_{rel}$  mit Kennzeichnung der Bereiche von Stick-Slip-Bewegungen, reinen reibungserregten Schwingungen und globalem Gleiten [83]

vorgerufen. Im Gleitgeschwindigkeitsbereich  $v_{rel,1} \leq v_{rel} \leq v_{rel,2}$  erfolgt eine Anfachung durch reine Gleitbewegung, bei der die hervorgerufenen Schwingungsamplituden wieder abnehmen. Ab einer Gleitgeschwindigkeit  $v_{rel} > v_{rel,2}$  liegt globales Gleiten vor.

Stick-Slip-Bewegungen wurden bereits im Jahr 1877 von Lord Rayleigh [80] beschrieben. In dem Werk von Popov [62] finden sich weitere, umfangreiche Beschreibungen zu diesen Bewegungen. Dresig und Fidlin [24] beschreiben die Berechnung der angeregten Schwingungsamplituden, wie in Abbildung 3.6 skizziert. Dazu stellen sie die Bewegungsgleichung (3.15) während des Gleitens mit  $\dot{x} \neq v$  unter Einwirkung der Gleitreibung  $\mu(\dot{x} - v)$  und einer Dämpfung  $D$  auf.

$$\ddot{x} + 2D\dot{x} + x + \mu(\dot{x} - v) = 0 \quad (3.15)$$

Neben der Lösung dieser Bewegungsgleichung stellen Thomsen und Fidlin [83] außerdem ein analytisches Verfahren vor, mit dem die Schwingungsamplituden näherungsweise berechnet werden können. Die Herleitung hierzu beschreibt Fidlin selbst [32].

Die beschriebene Bewegungsgleichung für das Reibbandexperiment bei translatorischer Bewegung überträgt Jöckel in seiner Dissertation [41] auf die rotatorische Bewegung des Radsatzes während Radsatztorsionsschwingungen. Er parametrisiert dafür die zugehörigen Kennwerte gemäß des von ihm untersuchten Lokomotivtreibradsatzes. Im Ergebnis dokumentiert Jöckel ein Schwingungsverhalten,

das dem Schwingungsverhalten für die in Abbildung 3.3 skizzierte selbsterregte Schwingung mit zwei Grenzyklen entspricht [54]. Zur weiteren Untersuchung der auf den Radsatz wirkenden Belastungen verwendet Jöckel das Reibband-Experiment jedoch nicht. Denn im Gegensatz zum Reibbandexperiment, liegen beim Radsatz in den Rad-Schiene-Kontaktpunkten der beiden Räder zwei Reibkontakte vor. Zusätzlich kann in den beiden Rad-Schiene-Kontaktpunkten jeweils eine unterschiedliche Reibkennlinie wirken, die darüber hinaus abhängig von der Schienenbeschaffenheit stark veränderlich sein kann. Aufgrund dieser beschriebenen Komplexität kann die Beschreibung des Reibband-Experimentes nicht verwendet werden, um die maximalen Belastungen eines Schienenfahrzeugradsatzes zu untersuchen.

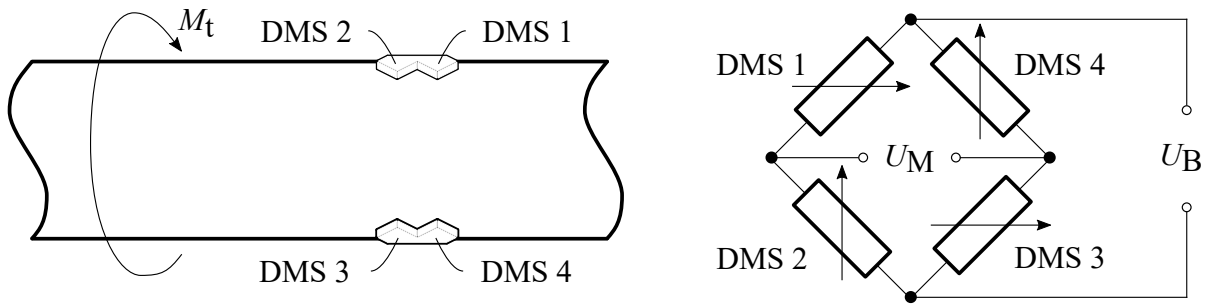
### 3.1.4 Messung von Torsionsschwingungen

Drehmomente, die auf Radsatzwellen wirken, werden in der Regel mit Dehnungsmessstreifen (DMS) gemessen. DMS werden grundsätzlich bei der Messung von Materialspannungen verwendet, da sie hochfrequente Messungen bei gleichzeitig robuster Anwendbarkeit ermöglichen. Seit ihrer Erfindung und Patentierung im Jahr 1942 [77] haben sie sich als elektronisches Messmittel etabliert, sodass ihnen auch umfangreiche Literatur gewidmet ist. Dieser Abschnitt stützt sich auf das umfangreiche Werk von Keil [46]. Für Anwender gibt es darüber hinaus eine Veröffentlichung des Marktführers Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM) [39]. DMS bestehen aus dünnen komprimiert angeordneten Leiterbahnen, die bei mechanischer Dehnung  $\varepsilon$  ihren elektrischen Widerstand um  $\Delta R$  ändern. Gleichung (3.16) gibt diesen Zusammenhang wieder. Dabei ist  $k$  der Brückenfaktor, der DMS-spezifisch ist und von den Herstellern angegeben wird.  $R$  ist der nominelle Widerstand des DMS.

$$\frac{\Delta R}{R} = k\varepsilon \quad (3.16)$$

Da ein einzelnes DMS-Gitter seinen Widerstand auch mit der Temperatur verändert, können Temperaturschwankungen während einer Messung die Ergebnisse stark verfälschen. Neben einer Temperaturkompensation bei der Nachbearbeitung der Messdaten, können alternativ vier DMS so miteinander verschaltet werden, dass sich die temperaturbedingten Widerstandsänderungen der einzelnen DMS gegenseitig auslöschen. Diese Schaltung wurde bereits im 19. Jahrhundert erfunden [7] und ist heute als Wheatstonesche Brückenschaltung bekannt [103]. Bei der Verschaltung von vier DMS zu einer Wheatstoneschen Vollbrücke ergibt sich der Zusammenhang von Gleichung (3.17) zwischen Brückeneingangsspannung (Versorgungsspannung)  $U_B$ , Brückenausgangsspannung (Messspannung  $U_M$ ) und den mechanischen Dehnungen  $\varepsilon_x$ .

$$\frac{U_M}{U_B} = \frac{k}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (3.17)$$



**Abbildung 3.7:** Darstellung der Lage der Einzel-DMS auf einem Torsionsstab bei einer Verschaltung als Wheatstonesche Vollbrücke zur Messung der Torsionsbelastung [46]

In Abbildung 3.7 ist die Applikation und die Verschaltung der vier DMS zu einer Wheatstoneschen Vollbrücke, mit der die reine Drehmomentenbelastung einer Welle gemessen wird, skizziert.

Die mit der Wheatstoneschen Vollbrücke gemessene elektrische Spannungsänderung wird im Folgenden in ein Torsionsmoment umgerechnet. Zunächst vereinfacht sich Gleichung (3.17) zu Gleichung (3.18) [46].

$$\frac{U_M}{U_B} = \frac{k}{4}(4\varepsilon_{M_t}) \quad (3.18)$$

Aus der hier bekannten Versorgungsspannung  $U_B$  und der gemessenen Spannung  $U_M$  ergibt sich die infolge von Torsion gemessene Dehnung  $\varepsilon_{M_t}$ . Diese lässt sich mit Gleichung (3.19) bei bekanntem Gleitmodul  $G$  in eine Materialspannung und anschließend mithilfe des Torsionswiderstandsmomentes  $W_t$  gemäß Gleichung (3.20) in ein Torsionsmoment umrechnen [39].

$$\tau = \frac{1}{2}\varepsilon_{M_t}G \quad (3.19)$$

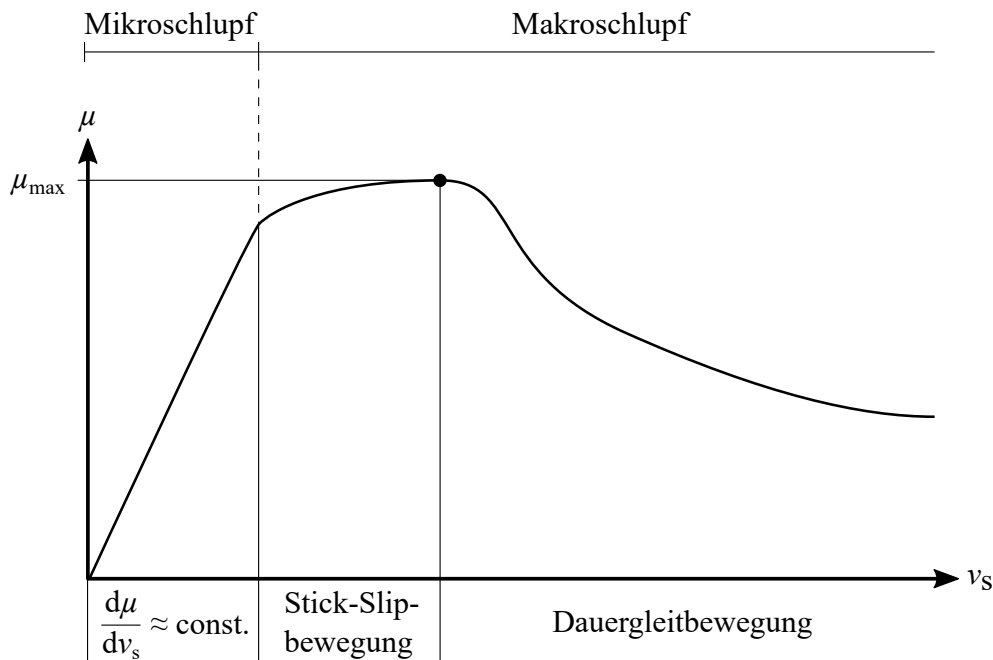
$$M_t = \tau W_t \quad (3.20)$$

Zusätzlich ergibt sich der Verdrehwinkel  $\varphi$  zwischen den beiden Wellenenden mithilfe der Länge der Welle  $l$  und dem Durchmesser der Welle  $d$  aus Gleichung (3.21) [39].

$$\varphi = \varepsilon \frac{l}{d} \quad (3.21)$$

Bei der Messung von Torsionsbelastungen an im Betrieb rotierenden Schienenfahrzeugradsätzen werden Telemetriesysteme verwendet, mit denen die elektrischen Spannungsänderungen in den DMS per Funk (analog oder digital) an einen Datenlogger übertragen werden. Der Datenlogger befindet sich dabei auf nicht rotierenden Teilen des Fahrzeugs oder im Fahrzeuginneren während der Telemetrie-Sender sich auf dem Radsatz befindet und mitrotiert. Die Verwendung von Telemetriesystemen begrenzt die maximale Messrate üblicherweise auf rund 1 kHz.





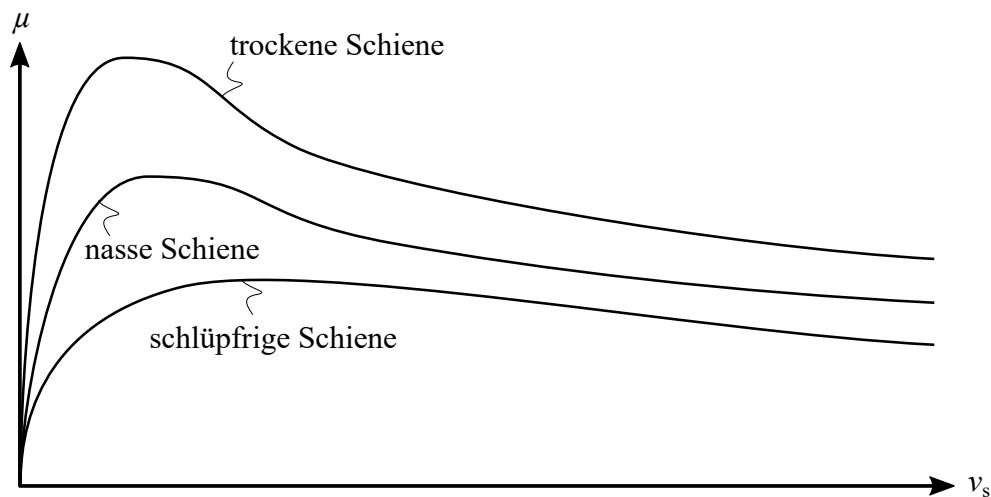
**Abbildung 3.8:** Verlauf einer Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie mit Kennzeichnung der Schlupfbereiche nach Wende [102]

## 3.2 Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt

Der Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt wird mit dem Kraftschlusskoeffizienten  $\mu$  beschrieben. Dieser Koeffizient wird aus dem Verhältnis von anliegender Zugkraft  $F_z$  und der wirkenden Normalkraft  $F_n$ , die sich aus der Radsatzlast eines Fahrzeugs ergibt, gemäß Gleichung (3.22) gebildet [102].

$$\mu = \frac{F_z}{F_n} \quad (3.22)$$

Abbildung 3.8 zeigt den qualitativen Verlauf des Kraftschlusskoeffizienten über der Gleitgeschwindigkeit  $v_s$ . Im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten wächst der Kraftschlusskoeffizient nahezu linear an. Dieser Bereich wird in [102] als Mikroschlupfbereich bezeichnet. Jenseits davon beginnt der Makroschlupfbereich. Wie in Abbildung 3.8 zu sehen, werden die höchsten Kräfte im Rad-Schiene-Kontakt bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten übertragen und nicht bei nahezu vollständigem Haften. Die skizzierte Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie ist in der Praxis hochdynamisch veränderlich. So beeinflussen Veränderungen der Schiene (Profil, Lage, Oberfläche), des Rades (Profil, Radsatzlast, Oberfläche), des Betriebs (Fahrzeuggeschwindigkeit, Gleitgeschwindigkeit, Zug-/Bremskräfte) sowie Umwelteinflüsse (Temperatur, Feuchtigkeit, Verschmutzung) den Verlauf der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie [97]. In Abbildung 3.9 sind qualitative Verläufe von Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien für trockene, nasse und schlüpfrige Schienen (Schmierfilm auf der Schienenoberfläche) in Anlehnung an [61] skizziert. Insbesondere thermische und mechanische Konditionierungseffekte bei Schleuder- und



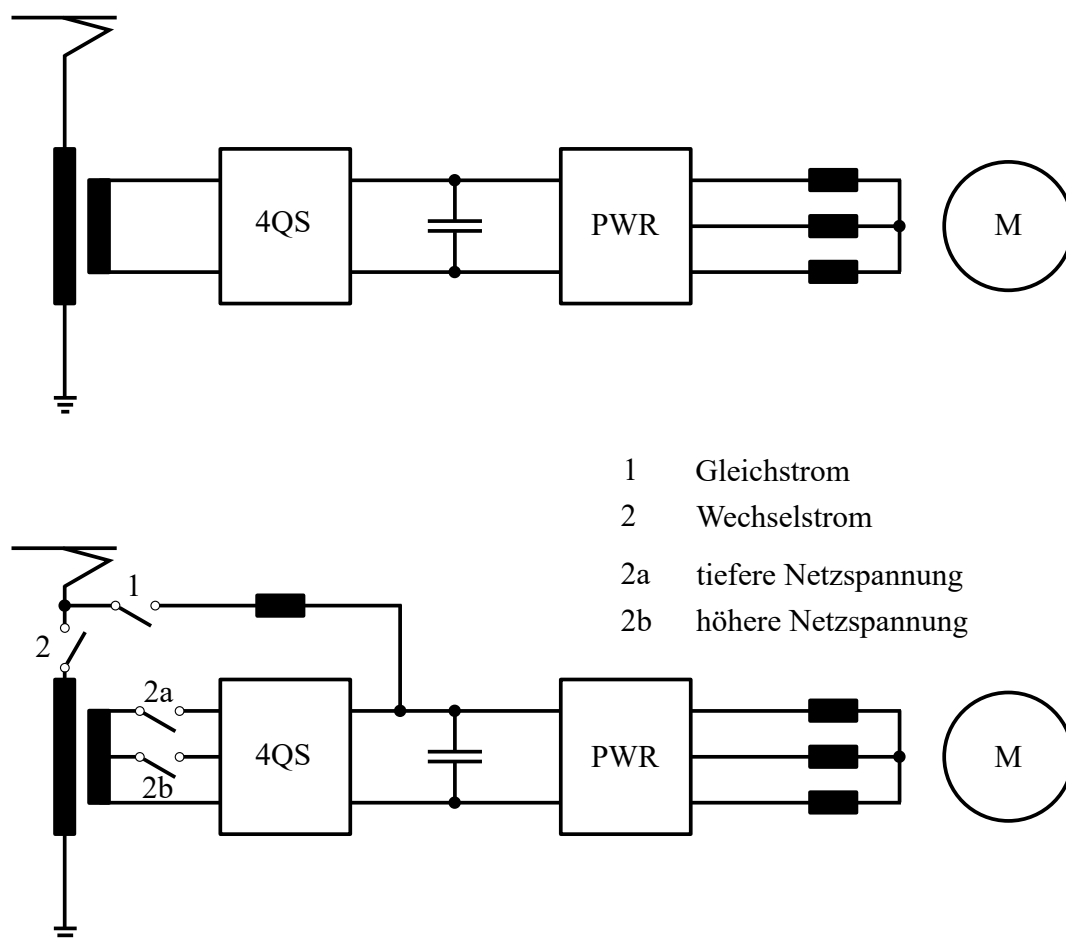
**Abbildung 3.9:** Verlauf von Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien für trockene, nasse und schlüpfrige Schienen

Gleitvorgängen, die durch den Betrieb auf den Rad-Schiene-Kontakt einwirken, haben einen großen Einfluss auf den Verlauf der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie [6, 50, 85, 99, 106]. Die Berechnung des Kraftschlusskoeffizienten in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit ist dementsprechend komplex. Eine gute Übersicht über etablierte Berechnungsmodelle wird in [58] gegeben. Des Weiteren ist mit [52] ein umfassendes Nachschlagewerk zum Rad-Schiene-Kontakt gegeben. An dieser Stelle seien mit dem FASTSIM-Algorithmus [42] und dem CONTACT-Algorithmus [43, 44] von Kalker sowie dem auf Rechenzeit optimierten FASTSIM-Modell von Polach [60] die wichtigsten Modelle genannt.

### 3.3 Antriebssteuerung von elektrischen Triebfahrzeugen

Grundsätzlich treten Radsatztorsionsschwingungen bei Fahrzeugen mit elektrischem Antrieb oder hydraulischen/mechanischen Antrieben gleichermaßen auf. Aufgrund ihrer Architektur haben elektrische Antriebe jedoch eine hochfrequente Ansteuerung der Elektromotoren und ermöglichen so prinzipiell eine Unterdrückung von Radsatztorsionsschwingungen. Wegen der hydraulischen oder mechanischen Ansteuerung von Dieselantrieben, sind die Möglichkeiten zur Unterdrückung von Torsionsschwingung begrenzt. Darüber hinaus ist bei elektrischen Antrieben zu klären, ob die hochfrequente Ansteuerung der Elektromotoren unter bestimmten Umständen Torsionsschwingungen nicht sogar anfacht. Daher liegt der Fokus der vorliegenden Arbeit auf elektrischen Antrieben.

Die Antriebe moderner elektrischer Triebfahrzeuge werden heute in der Regel als Drehstromantriebe ausgeführt. Abbildung 3.10 zeigt schematisch den Aufbau eines solchen Antriebs. Der Inhalt dieser Abbildung wie auch die folgenden Erklärungen sind [33] entnommen. Der durch den Stromab-



**Abbildung 3.10:** Modellhafte Darstellung des Aufbaus eines Drehstromantriebs und seiner Leistungselektronik (des Weiteren ist dargestellt, wie bei einem Drehstromantrieb unterschiedliche Netzstromversorgungen, sowohl Gleich- als auch Wechselstrom, berücksichtigt werden können) [33].

nehmer von der Oberleitung abgegriffene Wechselstrom mit einer Spannung von 15 kV und einer Frequenz von 16,7 Hz wird über den Haupttransformator zum Vierquadrantensteller (4QS) geleitet. Der 4QS wandelt den Wechselstrom in Gleichstrom um und speist diesen in den Zwischenkreis, der gleichzeitig als Energiespeicher fungiert. Aus diesem Gleichstromzwischenkreis wird durch den Pulswechselrichter (PWR) Drehstrom erzeugt. Über die Frequenz des Drehstroms wird die Drehzahl des Asynchronmotors geregelt. Detailliertere Ausführungen zur Drehzahlregelung von Asynchronmaschinen finden sich in [75, 79, 82]. Darauf aufbauend dokumentieren [76] und [5] die Auslegung der Radschlupfregelung für eine Elektrolokomotive mit Drehstromantrieb.

Bei einer Netzversorgung mit abweichender Spannung und/oder Frequenz wird ein Transformator benötigt, der entsprechend der verschiedenen Spannungen umgeschaltet werden kann. Bei dem Wech-

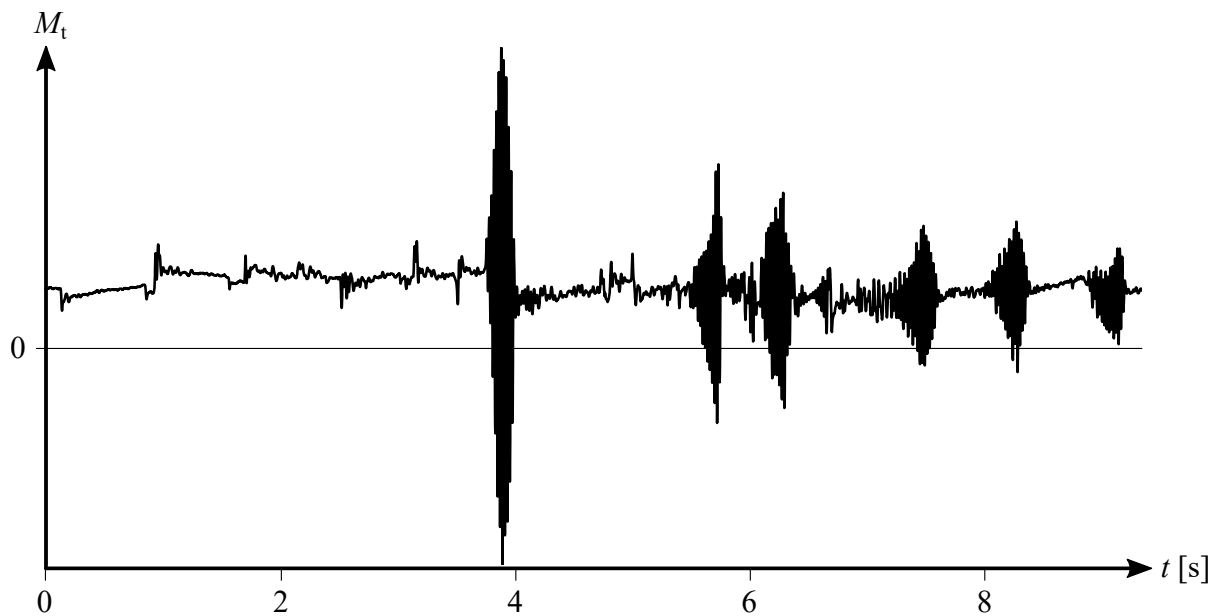
sel in ein Gleichspannungsnetz kann der Netzstrom unter Berücksichtigung der Dämpfung von Oberschwingungsströmen auch direkt in den Gleichstromzwischenkreis eingespeist werden.

Die Erzeugung des Drehstroms geschieht im PWR durch Halbleiterelemente. Bei modernen Schienenfahrzeugen sind dies in der Regel Transistoren in IGBT-Ausführung (*engl.* insulated-gate bipolar transistor) oder Thyristoren in GTO-Ausführung (*engl.* gate turn-off thyristor). Weiterführende Informationen zu Transistoren und Thyristoren finden sich in [84]. Grundsätzlich ermöglichen beide Arten von Halbleiterelementen hohe Schaltfrequenzen bis in den kHz-Bereich [33, 84]. Durch derart hohe Schaltfrequenzen ist es möglich, die Drehmomente von Fahrmotoren so zu regeln, dass eine Regelung für den Rad-Schiene-Schlupf integriert werden kann. Mit einer solchen Schlupfregelung kann ein Fahrzeug gezielt mit geringem Schlupf im Mikroschlupfbereich betrieben werden und dadurch höhere Kräfte im Rad-Schiene-Kontakt übertragen (vgl. Abschnitt 3.2). Eine solche hohe Haftwertausnutzung wird vor allem bei Hochleistungstriebfahrzeugen realisiert.

## 4 Messtechnische Untersuchungen

Für die Zulassung von neuen Radsätzen sind die in Abschnitt 2.4 beschriebenen Torsionsmessungen durchzuführen. Dafür werden die Torsionsspannungen bzw. -momente der Radsatzwellen aufgezeichnet und ausgewertet. Diese Auswertung basiert nahezu ausschließlich auf den messtechnisch ermittelten dynamischen Torsionsmomenten. Je nach Nachweisführung werden zusätzlich die Biegemomente erfasst und ausgewertet. Größen zur Beschreibung des Kraftschlusses im Rad-Schiene-Kontakt (z.B. die Gleitgeschwindigkeit) werden hingegen selten aufgezeichnet und wenn, dann liegt das Hauptaugenmerk in der Regel auf der Optimierung der Antriebssteuerungssoftware. Gemäß VDB-Schrift 003 [93] wird lediglich die Gleitgeschwindigkeit für ergänzenden Auswertungen berücksichtigt. Dabei haben die zahlreichen Torsionsmessungen der vergangenen Jahre gezeigt, dass die maximalen dynamische Torsionsmomente bevorzugt auf verunreinigten, schmierigen Schienen auftreten. Solche Schienenverhältnisse sind bevorzugt an Bahnübergängen oder auf weniger stark frequentierten Überholgleisen vorzufinden [9].

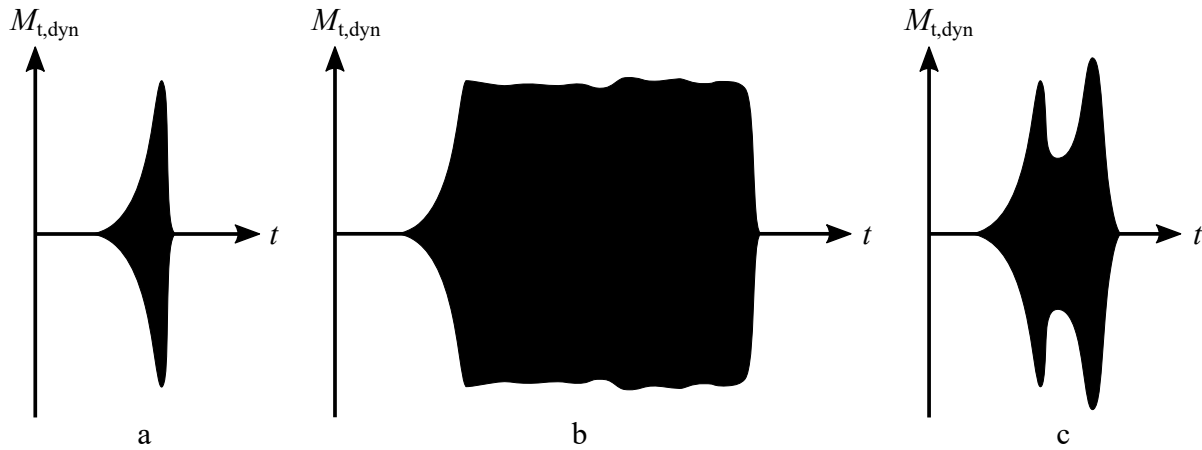
Mit Bezug auf die Forschungsfragen (Abschnitt 1.1) werden daher in diesem Kapitel Torsionsmessungen beschrieben, bei denen neben der Gleitgeschwindigkeit weitere Messgrößen zur Beschreibung des Rad-Schiene-Kraftschlusses aufgezeichnet wurden. Die Entwicklung des Messkonzeptes sowie die Durchführung und die Auswertung dieser Messungen sind ein zentraler Bestandteil der vorliegenden Arbeit (siehe auch Abschnitt 1.2). Durchgeführt wurden die Messungen in Form von zwei Messkampagnen an demselben Fahrzeug mit weitgehend demselben Messaufbau. Letzterer wurde nach der ersten Messkampagne auf Grundlage der erarbeiteten Ergebnisse in der zweiten Kampagne um eine Schmutzpartikel-Streueinrichtung erweitert, die ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit entwickelt, realisiert und erprobt wurde. Über die Durchführung der Messungen hinaus wurde zudem ein Auswertungsverfahren entwickelt, mit dem die vermuteten Zusammenhänge zwischen der Entstehung von Torsionsschwingung und den Bedingungen im Rad-Schiene-Kontakt untersucht werden können. Als Testobjekt für die vorliegenden Messungen wurde eine Lokomotive mit Hohlwellenantrieb gewählt, da ein solcher Antrieb durch seine Vollabfederung als besonders anfällig für Torsionsschwingungen gilt [105]. Durch die Anbindung des Traktionsmotors über eine Hohlwelle an das direkt angetriebene Rad, kann das indirekt angetriebene Rad ohne dämpfende Einflüsse, die an der Radsatzwelle angreifen, frei gegen das direkt angetriebene Rad schwingen. Der Schnitt durch einen vergleichbaren



**Abbildung 4.1:** Beispiel-Zeitsignal für Torsionsschwingungen bei der Testlok

Hohlwellenantrieb ist im folgenden Kapitel, in Abbildung 5.2, skizziert. Mit der Wahl dieser Antriebsbauart sollten mit den Messungen hinreichend viele Schwingungsereignisse mit entsprechend hohen Schwingungsamplituden gemessen werden können, um eine ausreichende Datenbasis für die Auswertung zu erhalten. Des Weiteren wurde mit dem Testobjekt ein Fahrzeug gewählt, von dem zuvor bekannt war, dass Schwingungsereignisse bei ihm in Form von klar ausgeprägten Einzelereignissen auftreten. Abbildung 4.1 zeigt dazu exemplarisch Schwingungsereignisse, wie sie bei der Testlok auftreten. Darüber hinaus sind aus der Praxis auch die in Abbildung 4.2 skizzierten Dauer- oder Mehrfachereignisse bekannt. Bei einem Einzelereignis tritt die maximale Schwingungsamplitude stets mit dem Ende des Aufschwingens auf und ermöglicht so eine gute Vergleichbarkeit bei der Auswertung der maximalen Schwingungsamplituden. Bei Dauer- oder Doppelereignissen kann die maximale Amplitude auch willkürlich zu einem späteren Zeitpunkt bzw. bei nochmaligem Aufschwingen auftreten. Als Ursache für die unterschiedlichen Arten an Schwingungsausprägungen wird angenommen, dass sie nicht nur mit den Entstehungsbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt zusammenhängen, sondern auch mit der Dämpfung im Antriebsstrang bzw. der Antriebssteuerung.

Im Folgenden werden Durchführung, Auswertung und Ergebnisse der beiden durchgeführten Messkampagnen beschrieben.



**Abbildung 4.2:** Beispiele für Ausprägungen von Schwingungsereignissen: a) Einzelereignis, b) Dauerereignis, c) Mehrfachereignis

## 4.1 Untersuchung des Rad-Schiene-Kraftschlusses

Es wurden Torsionsmessungen in Anlehnung an [22] bzw. [93] durchgeführt, um ein gehäuftes Auftreten von Torsionsschwingungsereignissen hervorzurufen. Dabei wurden Kraftschluss- und Gleitgeschwindigkeitsmessgrößen mit derselben hochfrequenten Messrate aufgezeichnet, wie die Torsionsbelastung der Radsatzwellen. In den folgenden Abschnitten werden die messtechnische Ausrüstung des Testfahrzeuges, die Durchführung der Messungen und die Auswertung der Messdaten beschrieben. Darüber hinaus wurden die Ergebnisse der Messungen bereits in [90] beschrieben. Die detaillierte Dokumentation der Messungen findet sich in [9].

### 4.1.1 Messgrößen und Messkonzept

Die drei Hauptmessgrößen, die bei diesen Messungen aufgezeichnet wurden, sind das Torsionsmoment der Radsatzwelle sowie die Gleitgeschwindigkeit und der Kraftschluss des entsprechenden Radsatzes. Diese Hauptmessgrößen wurden nicht direkt durch einen Sensor gemessen, sondern durch die in den folgenden Abschnitten beschriebene Verrechnung mit weiteren Mess-, Material- und Geometriegrößen.

#### Torsionsbelastung

Die Torsionsbelastung der Radsatzwelle werden mit Dehnungsmessstreifen (DMS) gemessen. Hierzu wird in zwei Messquerschnitten jeweils eine DMS-Vollbrücke (siehe Abschnitt 3.1.4) appliziert. Die gemessenen Torsionsdehnungen werden mit Hilfe des Schubmoduls  $G$  und des Torsionswiderstands-

momentes  $W_t$ , welches sich aus Innen- und Außendurchmesser der Radsatzwelle ergibt, in Torsionsmomente umgerechnet.

Die Speisung und die Signalverstärkung der DMS-Vollbrücken erfolgte durch ein Telemetriesystem der Fa. Manner. Dieses Telemetriesystem erzeugt aus den gemessenen elektrischen Spannungsänderungen je DMS-Vollbrücke ein Spannungssignal im Bereich 0...10 V. Das Telemetriesystem überträgt dieses Spannungssignal an ein Netzwerk aus Messverstärkern, mit dem die Messdaten schließlich aufgezeichnet werden.

## Gleitgeschwindigkeit

Die Gleitgeschwindigkeit bezeichnet die Relativgeschwindigkeit, die im Rad-Schiene-Kontakt zwischen Rad und Schiene auftritt. Für ihre Berechnung sind die wahre Fahrzeuggeschwindigkeit und Rotationsgeschwindigkeit des Radsatzes zu erfassen. Die Differenz dieser beiden Messgrößen ergibt die Gleitgeschwindigkeit. Die wahre Fahrzeuggeschwindigkeit kann mit einem Radarsensor oder per GPS gemessen werden. Bei den vorliegenden Messungen waren sowohl ein Radarsensor als auch eine GPS-Antenne verbaut. Für die Berechnung der Gleitgeschwindigkeit wurde aufgrund der höheren Genauigkeit die durch den Radarsensor gemessene Geschwindigkeit verwendet. Die Rotationsgeschwindigkeit des Radsatzes ergibt sich aus seiner Drehzahl und dem Durchmesser seiner Räder. Da vor Beginn der Messungen Räder mit Neumaß auf die Messradsatzwellen gefügt wurden, war der Durchmesser als Neumaß bekannt. Die Radsatzdrehzahl wurde indirekt über den Impulsgeber des Gleitschutzes gemessen. Dieser Impulsgeber gehört zur serienmäßigen Ausstattung des Testfahrzeuges und ist direkt über dem Polrad des Radsatzes montiert. Dieses Polrad ist an einer der beiden Stirnseiten einer Radsatzwelle montiert und besitzt eine bekannte Anzahl an Zähnen, die mithilfe des Impulsgebers erfasst werden. Bei einer vollen Umdrehung werden durch den Impulsgeber genau so viele Impulse detektiert, wie das Polrad Zähne hat. Das Impulssignal eines solchen Impulsgebers wird galvanisch getrennt abgegriffen. An einen Messverstärker angeschlossen, wird mit diesem das Impulssignal direkt in eine zeitabhängige Drehzahl umgesetzt. Im Postprocessing wird die Gleitgeschwindigkeit  $v_s$  schließlich gemäß (4.1) aus der gemessenen Radsatzgeschwindigkeit  $v_{RS}$  und der wahren Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{Fz}$  erzeugt. Die Radsatzgeschwindigkeit  $v_{RS}$  ergibt sich dabei aus der Radsatzdrehzahl  $n_{RS}$  und dem Raddurchmesser  $d_R$ .

$$v_s = v_{RS} - v_{Fz} = \pi d_R n_{RS} - v_{Fz} \quad (4.1)$$

Für die Gleitgeschwindigkeit ergeben sich schließlich Zeitverläufe, die synchron zu denen der Torsionsmomente sind. Dadurch können beide Messgrößen gemeinsam ausgewertet und hinsichtlich Kor-



relation untersucht werden. Die derartige Auswertung der Gleitgeschwindigkeit ist ein gängiges Verfahren, das in [88] detaillierter beschrieben worden ist.

## **Kraftschlusskoeffizient**

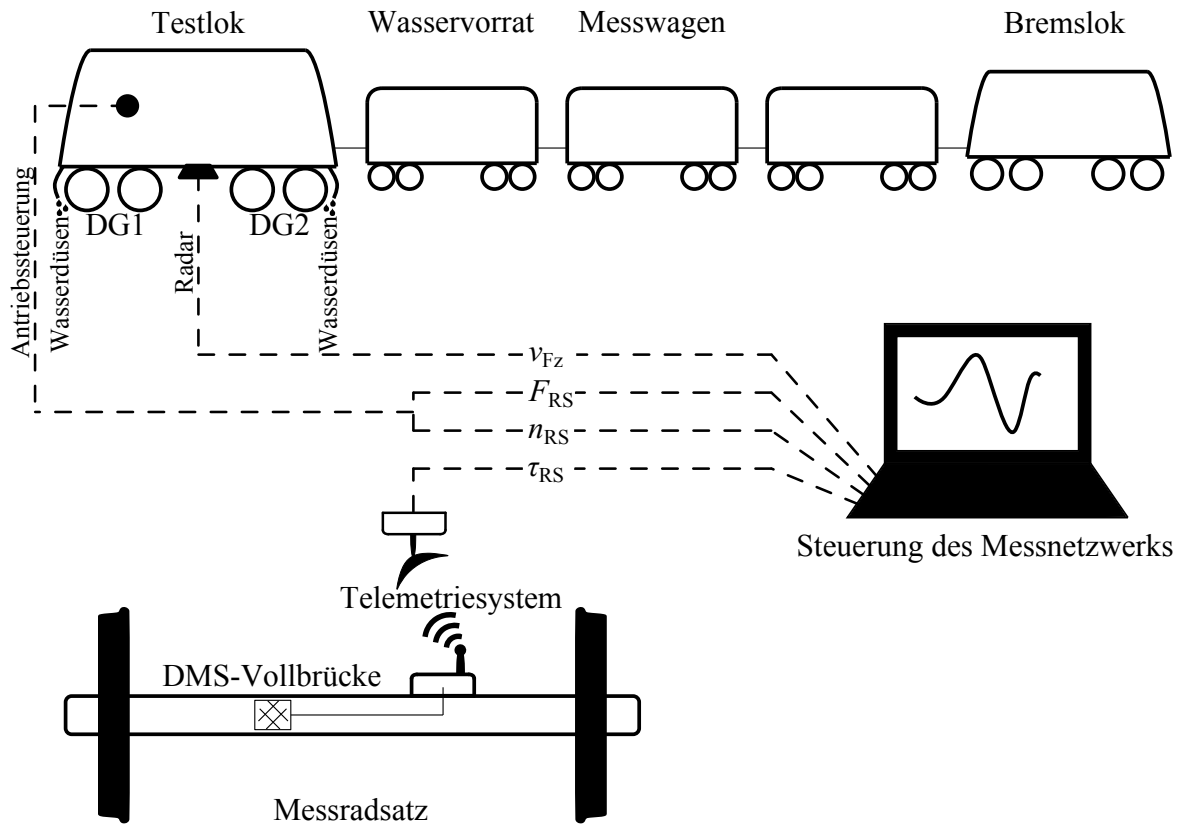
Der Kraftschlusskoeffizient  $\mu$  ergibt sich aus dem Verhältnis von Translationskraft zu Normalkraft (siehe Abschnitt 3.2). Die Normalkraft ist in diesem Fall die Gewichtskraft, die sich aus der Fahrzeugmasse dividiert durch die Anzahl der Räder ergibt. Die Translationskraft berechnet sich aus dem Antriebsmoment der einzelnen Antriebe sowie der zugehörigen Raddurchmesser als Hebelarm.

Allgemein ist die Fahrzeugmasse durch die Fahrzeuganschrift bekannt, bei den vorliegenden Messungen wurde sie jedoch zusätzlich auf einer Gleiswaage überprüft [9]. Die Translationskraft entspricht der Traktionskraft, die vom Antriebssteuergerät (ASG) geregelt wird. Bei den vorliegenden Messungen konnte sie über eine Diagnoseschnittstelle des ASG direkt mit aufgezeichnet werden. Die Plausibilität der erfassten Traktionskräfte wurde anhand des Radsatzwellentorsionsmomentes überprüft. Dafür wurde das Torsionsmoment, welches bei konstant anliegender, maximaler Traktionskraft in der Radsatzwelle wirkt, erfasst. Dieses gemessene Torsionsmoment wurde mit dem sich rechnerisch aus der nominellen Traktionskraft ergebenden Torsionsmoment abgeglichen [9]. Die für den Kraftschlusskoeffizienten  $\mu$  gemäß Gleichung (3.22) erzeugten Zeitverläufe sind synchron zu den Verläufen von Torsionsmoment und Gleitgeschwindigkeit, sodass schließlich alle drei Hauptmessgrößen gemeinsam ausgewertet und auf Abhängigkeit zueinander untersucht werden können.

Für das hier beschriebene Verfahren zur Messung des Kraftschlusskoeffizienten ist das Vorliegen einer Einzelachssteuerung (ein ASG regelt nur einen Treibradsatz) Grundvoraussetzung, denn im Gegensatz zur Einzelachssteuerung werden bei einer Gruppensteuerung (ein ASG regelt mehrere Treibradsätze) die Traktionskräfte über die entsprechende Anzahl an Treibradsätzen in der Antriebsgruppe gemittelt. Demzufolge ist eine aussagekräftige, indirekte Ermittlung des Kraftschlusskoeffizienten bei einem Gruppenantrieb nicht möglich.

### **4.1.2 Messzugkonfiguration**

Durchgeführt wurden die vorliegenden Messungen mit einer vierachsigen Elektrolokomotive auf dem deutschen Schienennetz. Neben der Testlok bestand der Messzug aus drei weiteren Reisezugwagen sowie einer zweiten Lokomotive (siehe Abbildung 4.3). In dem Wagen, der direkt an die Testlok gekuppelt war, wurde ein Wasservorrat mitgeführt, mit dem die Schienen vor der Testlok bewässert werden konnte. Der mittlere Wagen wurde als Messwagen genutzt. Dort befand sich der Computer, mit dem das Messnetzwerk gesteuert und die Messdaten aufgezeichnet wurden. Der dritte Wagen



**Abbildung 4.3:** Schematische Darstellung von Messzugkonfiguration und Aufbau der Messtechnik

[90]

wurde mitgeführt, um die betrieblichen Voraussetzungen für das Mitführen einer zweiten Lok am Zugende zu schaffen. Diese zweite Lok ermöglichte es zum einen, dass der Messzug als Wendezug betrieben werden konnte, zum anderen wurde sie als sogenannte Bremslok eingesetzt. Die Aufgabe einer Bremslok ist es, Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge der Testlok zu verlängern und damit kritische Gleitgeschwindigkeiten länger aufrecht zu erhalten [22, 93].

Alle vier Radsätze der Testlok wurden mit jeweils einer Torsionsmessstelle in zwei Messebenen ausgestattet. Alle vier Messradsätze wurden vor Beginn der Messkampagne neu gefügt, sodass ihre Räder Neumaß besaßen.

Der Radarsensor zur Erfassung der wahren Fahrzeuggeschwindigkeit befand sich unter dem Wagenkasten mittig zwischen den beiden Drehgestellen der Testlok. Die Impulse der Gleitschutzgeber aller vier Radsätze wurden direkt am Gleitschutzrechner im Maschinenraum abgegriffen. Auch die Diagnoseausgänge aller vier ASG's zur Erfassung der Traktionskräfte befanden sich im Maschinenraum. Die Empfangsgeräte der Telemetriesysteme aller Messradsätze sowie die Messverstärker befanden sich verteilt auf den beiden Führerständen der Testlok. Sie wurden über eine Kabelverbindung vom Messwagen aus gesteuert und ausgelesen. Ebenfalls über eine Kabelverbindung wurde vom Messwa-

gen aus die Wasserdosiereinrichtung gesteuert. Sie umfasste eine Wasserpumpe und eine Durchflussmengenregelung. Zum Bewässern der Schiene befanden sich wie in Abbildung 4.3 skizziert vor dem Radsatz 1 und hinter dem Radsatz 4 an jeweils beiden Rädern eines Radsatzes Wasserdüsen mit einem integrierten Magnetventil. Die Bedienung dieser Ventile erfolgte während der Fahrt ferngesteuert aus dem Messwagen.

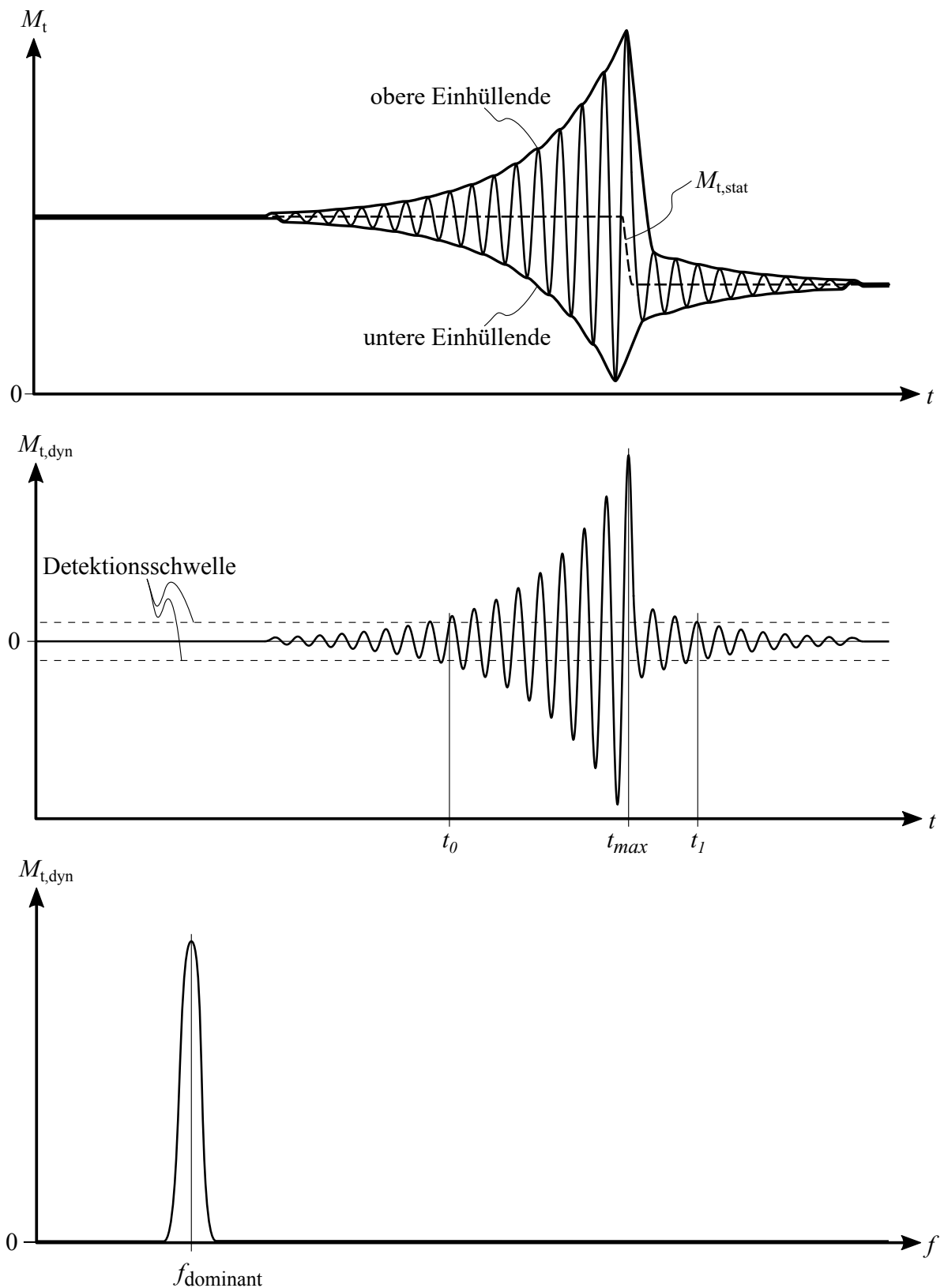
### 4.1.3 Durchführung der Messungen

In Vorversuchen wurde zunächst aus diversen Systemzuständen (Regelbetrieb, Antriebsausfall, verschiedene Antriebssteuerungen in unterschiedlichen Geschwindigkeitsbereichen, usw.) der für Torsionsschwingungen kritische Systemzustand ermittelt. Hier ergab sich das Beschleunigen mit voller Zugkraft auf bewässerter Schiene als kritisch. Wie bereits in der Einleitung dieses Kapitels erwähnt, trat eine Häufung von Schwingungsereignissen mit hohen Amplituden auf wenig befahrenen, stark verschmutzten Abstell- und Überholgleisen auf. Aus diesem Grund wurden die vorliegenden Messungen verstärkt auf entsprechenden Gleisabschnitten durchgeführt. Insgesamt umfassen diese Messungen rund 3000 km, auf denen mehrere tausend Schwingungsereignisse aufgezeichnet wurden.

### 4.1.4 Auswertung

Aus den in der Messung erzeugten Zeitverläufen der Torsionsmomente wurden in der Auswertung alle Schwingungsereignisse herausgefiltert. Als Vorbereitung für diese Auswertung wurden Offset und Signalrauschen aus den Zeitsignalen eliminiert. Anschließend erfolgte die Ermittlung der statischen und dynamischen Torsionsmomente. Dafür wurden an die Zeitverläufe eine obere und eine untere Hüllkurve gelegt, die obere und die untere Hüllkurve addiert und durch Zwei dividiert, um die statischen Torsionsmomente zu erhalten. Die dynamischen Torsionsmomente wurden durch die Subtraktion der statischen Torsionsmomente von den gemessenen absoluten Torsionsmomenten erhalten. In Abbildung 4.4 sind die Hüllkurven sowie der resultierende Verlauf für das dynamische Torsionsmoment skizziert.

Schließlich konnten mit einem Mustererkennungsverfahren alle Schwingungsereignisse herausgefiltert werden. Ein Schwingungsereignis wird dabei durch das Über- und wieder Unterschreiten eines Schwellwertes definiert (siehe Abbildung 4.4). Dieser Schwellwert wird aus dem maximal möglichen, durch den Antrieb auf die Radsatzwelle wirkenden Nennmoment gebildet. Für alle detektierten Ereignisse wurden Start- und Endzeit protokolliert. Zusätzlich wurde für den Zeitverlauf eines jeden Ereignisses eine Fast Fourier Transformation (FFT) durchgeführt, um zu überprüfen, ob die Frequenz, mit der das dynamische Torsionsmoment oszilliert, mit der charakteristischen Eigenfrequenz



**Abbildung 4.4:** Verlauf des absoluten Torsionsmomentes mit eingezeichneten Hüllkurven (oben), Verlauf des dynamischen Torsionsmomentes mit eingezeichneter Detektionsschwelle (Mitte), Amplitudenspektrum während des Schwingungsereignisses zwischen  $t_0$  und  $t_1$  (unten)

übereinstimmt (siehe Abbildung 4.4 unten). Ist dies nicht der Fall, ist davon auszugehen, dass ein Ereignis fälschlicherweise als solches detektiert wurde. Ein Grund hierfür können zum Beispiel kurzzeitige Signalverunreinigungen oder Ausfälle sein. Es kommen aber auch mechanische Sonderfälle wie Kurzschlussmomente aus dem elektrischen Antrieb als Ursache in Frage. Für alle tatsächlichen Schwingungsereignisse wurde im Weiteren die maximale Schwingungsamplitude sowie die zugehörige Zeit protokolliert. Außerdem wurden die Gleitgeschwindigkeit und der Kraftschlusskoeffizient zum Startzeitpunkt eines jeden Ereignisses, zum Zeitpunkt des höchsten dynamischen Torsionsmomentes, sowie zum Endzeitpunkt des Ereignisses bestimmt.

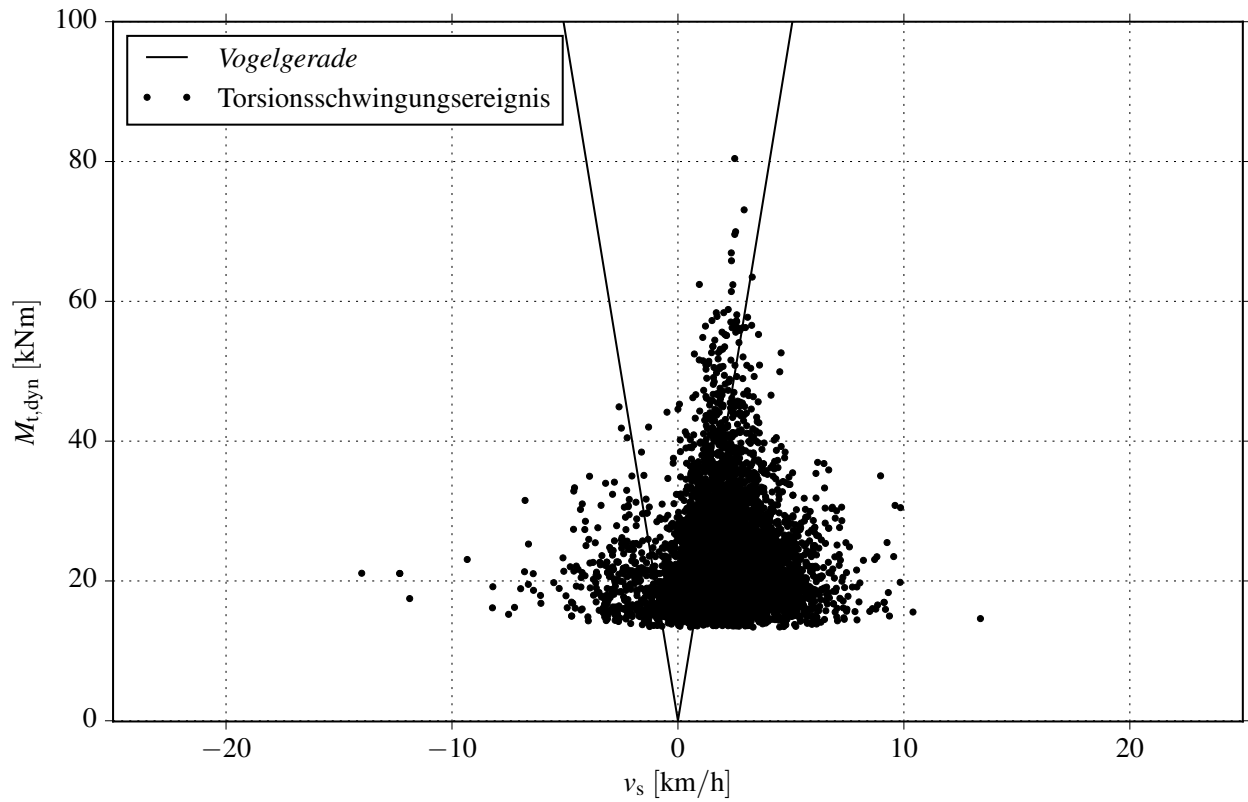
Auf Basis dieser Ergebnisdaten werden in den folgenden Abschnitten die dynamischen Torsionsmomente über der Gleitgeschwindigkeit, die Kraftschlussänderung über der Gleitgeschwindigkeitsänderung und die Auf- bzw. Abschwingdauer über der Schwingungsamplitude ausgewertet. Die dargestellten Ergebnisse beziehen sich dabei ausschließlich auf den Radsatz 1, da an diesem Radsatz das höchste dynamische Torsionsmoment gemessen wurde.

## Gleitgeschwindigkeit

Für die Auswertung der Gleitgeschwindigkeit, wurde in [88] bereits gezeigt, dass für die Gegenüberstellung der Schwingungsamplituden der dynamischen Torsionsmomente mit der Gleitgeschwindigkeit diejenige Gleitgeschwindigkeit zu verwenden ist, die gleichzeitig mit der maximalen Schwingungsamplitude auftritt. In Abbildung 4.5 ist jedes detektierte Schwingungsereignis mit seiner Amplitude über der entsprechenden Gleitgeschwindigkeit dargestellt.

In Abbildung 4.5 befinden sich im Bereich negativer Gleitgeschwindigkeiten Schwingungsereignisse, die während des Bremsens, im Bereich positiver Gleitgeschwindigkeiten Schwingungsereignisse, die beim Beschleunigen aufgetreten sind. Wie bereits zuvor beschrieben, zeigt die Häufung der Messpunkte im positiven Gleitgeschwindigkeitsbereich, dass der Schwerpunkt der Messungen auf Beschleunigungsvorgängen lag. Es ist sehr deutlich zu erkennen, dass die Datenpunkte im Bereich  $< 1$  km/h eine Gerade nachzeichnen. Ein Ansatz, diese Gerade rechnerisch nachzubilden, ist in [88] beschrieben. Als *Vogelgerade* wird dort der Zusammenhang zwischen Schwingungsamplitude und Gleitgeschwindigkeit beschrieben. Abhängig ist der Verlauf der Geraden lediglich von mechanischen Kenngrößen des Radsatzes: der Eigenfrequenz des Radsatzes  $f$ , dem Massenträgheitsmoment eines Rades  $J_R$  und dem Radradius  $r_R$ . Die für die Testlok gültigen Zahlenwerte listet Tabelle 4.1 auf. Als Frequenz  $f$  wird die 1. Torsionseigenfrequenz des Radsatzes als freier Schwinger verwendet [9]. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (4.2) abgebildet.

$$M_{t,dyn} = \frac{2\pi J_R f}{r_R} v_s \quad (4.2)$$



**Abbildung 4.5:** Maximale dynamische Torsionsmomente dargestellt über der Gleitgeschwindigkeit (zusätzlich eingezeichnet ist die *Vogelgerade*).

**Tabelle 4.1:** Kenngrößen der *Vogelgerade* für die Testlok

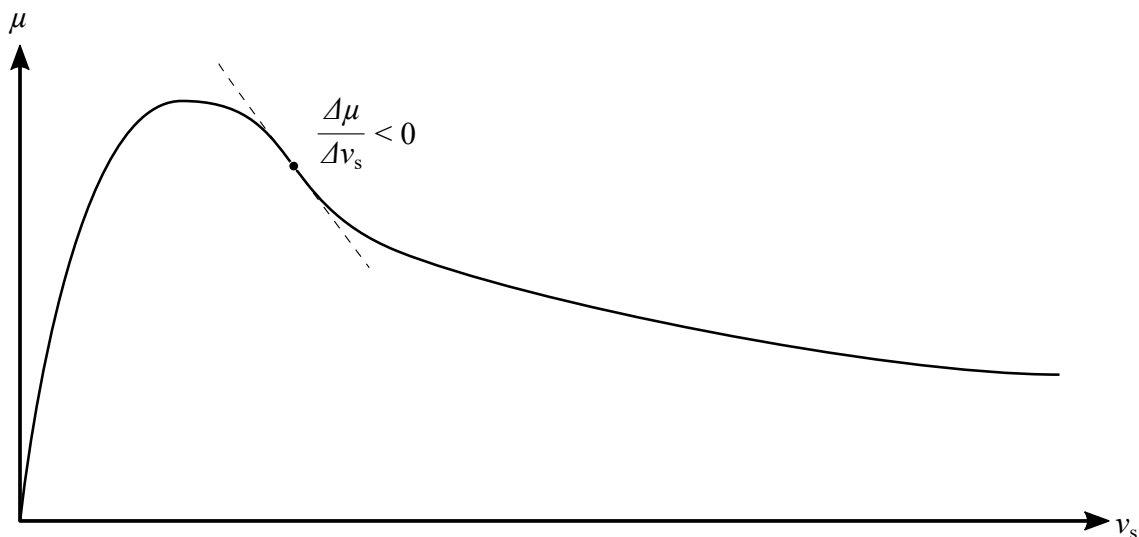
Kenngröße	Zahlenwert
$J_R$	147,0 kgm <sup>2</sup>
$f$	48,5 Hz
$r_R$	0,625 m
$c_{\text{Vogel}}$	71,7 kNs

In Abbildung 4.5 ist die *Vogelgerade* im positiven Gleitgeschwindigkeitsbereich für das Beschleunigen und im negativen Gleitgeschwindigkeitsbereich für das Bremsen dargestellt. Im Bereich positiver Gleitgeschwindigkeiten, in welchem die Messpunkte die *Vogelgerade* besonders gut nachbilden, folgen die Messpunkte dieser Geraden bis zu dem Ereignis mit der maximalen Schwingungsamplitude. Für größere Gleitgeschwindigkeiten fallen die Messpunkte rasch in Richtung der Detektionsschwelle ab.

### Kraftschluss-Schlupf-Gradient

Der Kraftschluss-Schlupf-Gradient gibt die Steigung der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie an einer beliebigen Stelle an, wie in Abbildung 4.6 schematisch dargestellt. Auf Basis von Torsionsmessungen können jedoch schwerlich vollständige Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien erzeugt werden, da sie sich mit jedem überfahrenen Zentimeter Schiene ändern. In Torsionsmessungen kann allerdings der momentane Betriebspunkt in der Kraftschluss-Schlupf-Ebene zusammen mit einem Gradienten bestimmt werden. Da einem negativen Kraftschluss-Schlupf-Gradienten von Thomsen und Fidlin [83] eine anfachende Wirkung zugeschrieben wird, folgt in diesem Abschnitt die Beschreibung der Auswertung des Kraftschluss-Schlupf-Gradienten.

Für die Bestimmung des Kraftschluss-Schlupf-Gradienten werden zuerst die Änderungen der Gleitgeschwindigkeit und die des Kraftschlusskoeffizienten für jedes detektierte Schwingungsereignis bestimmt. Dazu wird von der Gleitgeschwindigkeit bzw. vom Kraftschlusskoeffizienten zum Zeitpunkt der maximalen Schwingungsamplitude die Gleitgeschwindigkeit bzw. der Kraftschlusskoeffizient zu Beginn des Schwingungsereignisses subtrahiert. Analog werden für den Abschwingvorgang Gleitgeschwindigkeit bzw. Kraftschlusskoeffizient zum Zeitpunkt des maximalen dynamischen Torsionsmomentes und zum Endzeitpunkt voneinander subtrahiert. In Abbildung 4.7 ist für jedes detektierte Schwingungsereignis die Kraftschlusskoeffizientendifferenz über der Gleitgeschwindigkeitsdifferenz eingezeichnet. Dies gilt sowohl für den Aufschwing- als auch für den Abschwingvorgang. Da davon



**Abbildung 4.6:** Verlauf einer Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie mit Kennzeichnung eines für Torsionsschwingungen relevanten Arbeitspunktes [90]

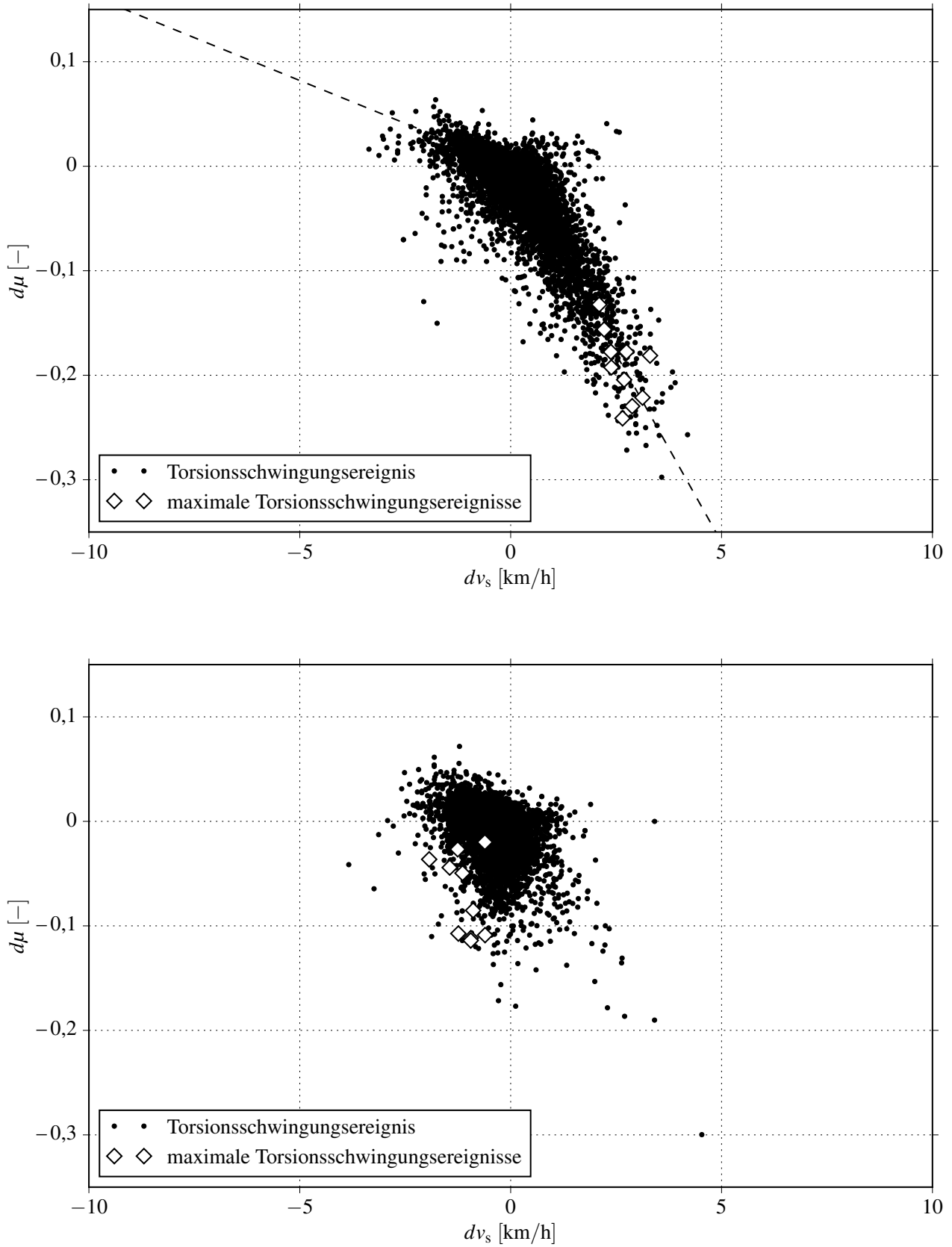
ausgegangen wird, dass die Änderungen des Kraftschlusskoeffizienten unabhängig von der Beschleunigungsrichtung sind, wurde das Vorzeichen der Gleitgeschwindigkeitsdifferenzen eliminiert (ohne diese Eliminierung ergeben sich Darstellungen, die symmetrisch zur y-Achse sind). Beim Aufschwingen folgen die Datenpunkte für positive  $\Delta\mu$  wie auch die Datenpunkte für negative  $\Delta\mu$  jeweils einer Geraden. Positive  $\Delta\mu$  beschreiben dabei eine Verbesserung des Kraftschlusses, wohingegen negative  $\Delta\mu$  eine Verschlechterung des Kraftschlusses beschreiben. An den beiden in Abbildung 4.7 eingezeichneten Geraden ist zu erkennen, dass der Betrag der Geradensteigung bei einer Kraftschlussverschlechterung signifikant größer ist als bei einer Kraftschlussverbesserung. Die Steigungen der beiden Geraden veranschaulichen dabei den Kraftschluss-Schlupf-Gradienten bei sich verändernden Haft- bzw. Gleitbedingungen auf der Schiene.

Zusätzlich zur Darstellung der Datenpunkte aller gemessenen Schwingungsereignisse sind in Abbildung 4.7 die Schwingungsereignisse mit den zehn höchsten Amplituden in Blau gekennzeichnet. Sie sind allesamt bei einer Verschlechterung des Rad-Schiene-Kraftschlusses aufgetreten.

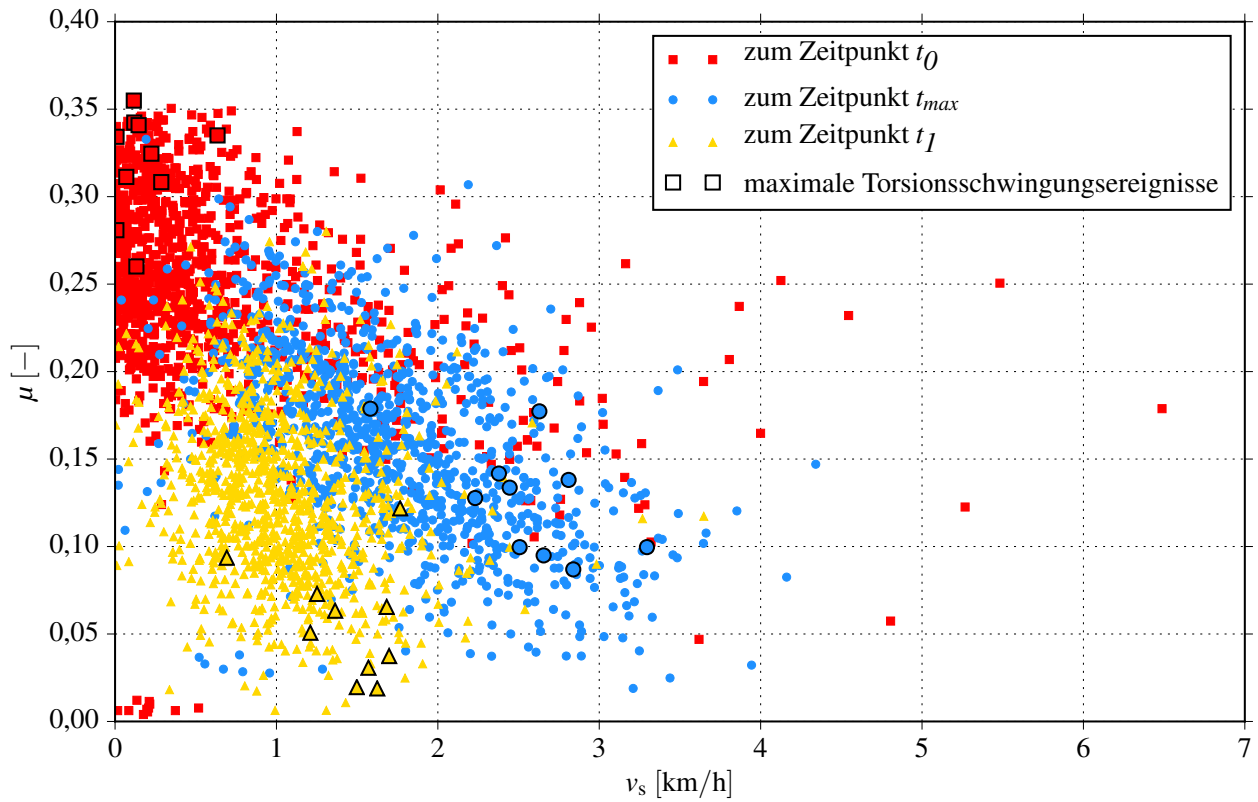
Beim Abschwngen konzentrieren sich die Messpunkte deutlicher entlang der y-Achse. Hohe Kraftschluss-Schlupf-Gradienten, wie sie beim Aufschwingen (Abbildung 4.7 oben) auftreten, bilden sich hier nicht aus.

Um den weiteren Zusammenhang zwischen Auf- und Abschwingvorgang zu verdeutlichen, sind in Abbildung 4.8 für jedes Schwingungsereignis der Momentanwert von Kraftschlusskoeffizient und Gleitgeschwindigkeit zu den drei Auswertungszeitpunkten  $t_1$ ,  $t_{\max}$  und  $t_0$  dargestellt. Hier wird deutlich, dass die Betriebspunkte zu Beginn von Torsionsschwingungsereignissen im Bereich des maxi-

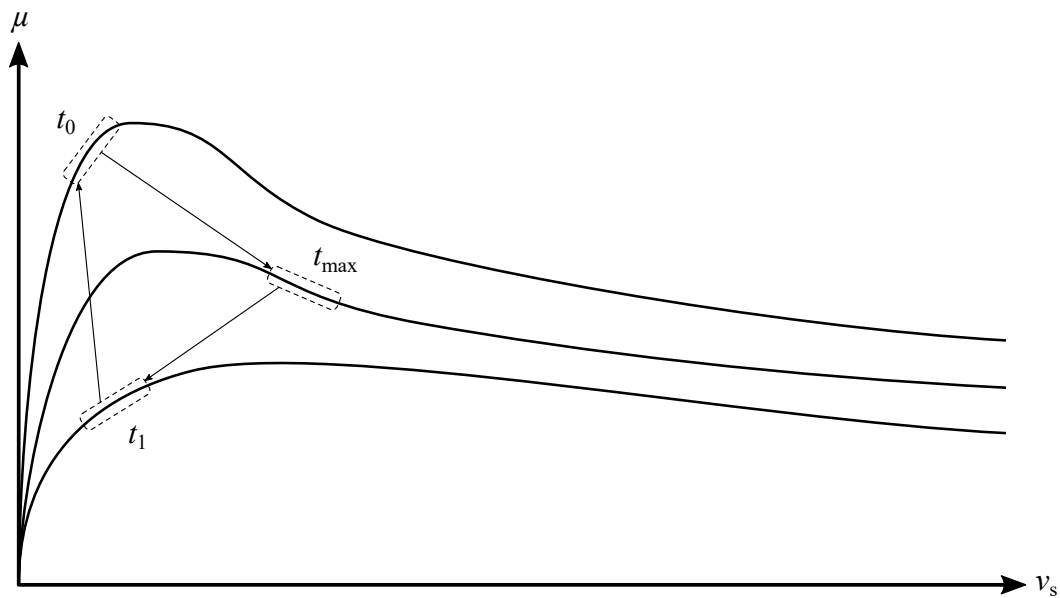




**Abbildung 4.7:** Änderung des Kraftschlusskoeffizienten dargestellt über der Änderung der Gleitgeschwindigkeit (oben während des Auf-, unten während des Abklingens von Torsionsschwingungen)



**Abbildung 4.8:** Dargestellung der Kraftschluss-Schlupf-Arbeitspunkte aller Schwingungsereignisse, jeweils bei  $t_0$  (rot),  $t_{max}$  (blau) und  $t_1$  (gelb)



**Abbildung 4.9:** Darstellung der Kraftschluss-Schlupf-Arbeitsbereiche zu den verschiedenen Zeitpunkten während Torsionsschwingungen (bei  $t_0$  liegen vorteilhafte Kraftschluss-Schlupf-Bedingungen nahe des Kraftschlussmaximums vor, bei  $t_{\max}$  haben diese sich deutlich verschlechtert und bei  $t_1$  wird dann schließlich die Gleitgeschwindigkeit reduziert).

malen Kraftschlusskoeffizienten sowie der minimalen Gleitgeschwindigkeit liegen. Zum Zeitpunkt der höchsten Schwingungsamplitude kommt es zu dem bereits beschriebenen, deutlichen Abfall des Kraftschlusskoeffizienten und dem gleichzeitigen deutlichen Anstieg der Gleitgeschwindigkeit. Zum Endzeitpunkt treten erneut kleinere Kraftschlusskoeffizienten bei wieder kleineren Gleitgeschwindigkeiten auf. Für die Schwingungsereignisse mit maximalen Amplituden ergeben sich zum Startzeitpunkt besonders hohe Kraftschlusskoeffizienten und besonders kleine Gleitgeschwindigkeiten im Vergleich zu den übrigen Ereignissen zu diesem Zeitpunkt. Genau umgekehrt verhält es sich für die Zeitpunkte  $t_{\max}$  und  $t_1$ . Hier liegen die Betriebspunkte der Ereignisse mit den höchsten Schwingungsamplituden jeweils im Bereich relativ kleiner Kraftschlusskoeffizienten und relativ großer Gleitgeschwindigkeiten.

Legt man die charakteristischen Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien für verschiedene Bedingungen im Rad-Schiene-Kontakt aus Abbildung 3.9 unter die Darstellung der Betriebspunkte in Abbildung 4.8, ergibt sich folgender in Abbildung 4.9 skizzierte Zusammenhang zwischen den Kraftschluss-Schlupf-Bedingungen der drei Auswertungszeitpunkte: Zum Beginn von Torsionsschwingungen liegen maximale Kraftschlusskoeffizienten und minimale Gleitgeschwindigkeiten vor. Diese ergeben sich vor allem auf Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien für eine trockene, saubere Schiene. Zum Zeitpunkt des

Auftretens der höchsten Schwingungsamplituden liegen die Betriebspunkte in einem Bereich deutlich niedrigerer Kraftschlusskoeffizienten und deutlich höherer Gleitgeschwindigkeiten. Durch den negativen Kraftschluss-Schlupf-Gradienten während des Aufschwingvorgangs ergibt sich, dass dieser Bereich jenseits des Kraftschlussmaximums im Bereich einer abfallenden Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie liegt. Die maximalen Schwingungsamplituden treten hier auf, wenn die Betriebspunkte auf Kennlinien für deutlich schlechtere Schienenverhältnisse abfallen. Zum Endzeitpunkt von Torsionsschwingungsereignissen liegen die Betriebspunkte in einem Bereich nochmals verringerter Kraftschlusskoeffizienten, aber auch verringerter Gleitgeschwindigkeiten. Da sich hieraus ein positiver Kraftschluss-Schlupf-Gradient ergibt, liegen diese Betriebspunkte links des Kraftschlussmaximums und auf Kennlinien für weiter verschlechterte Schienenverhältnisse.

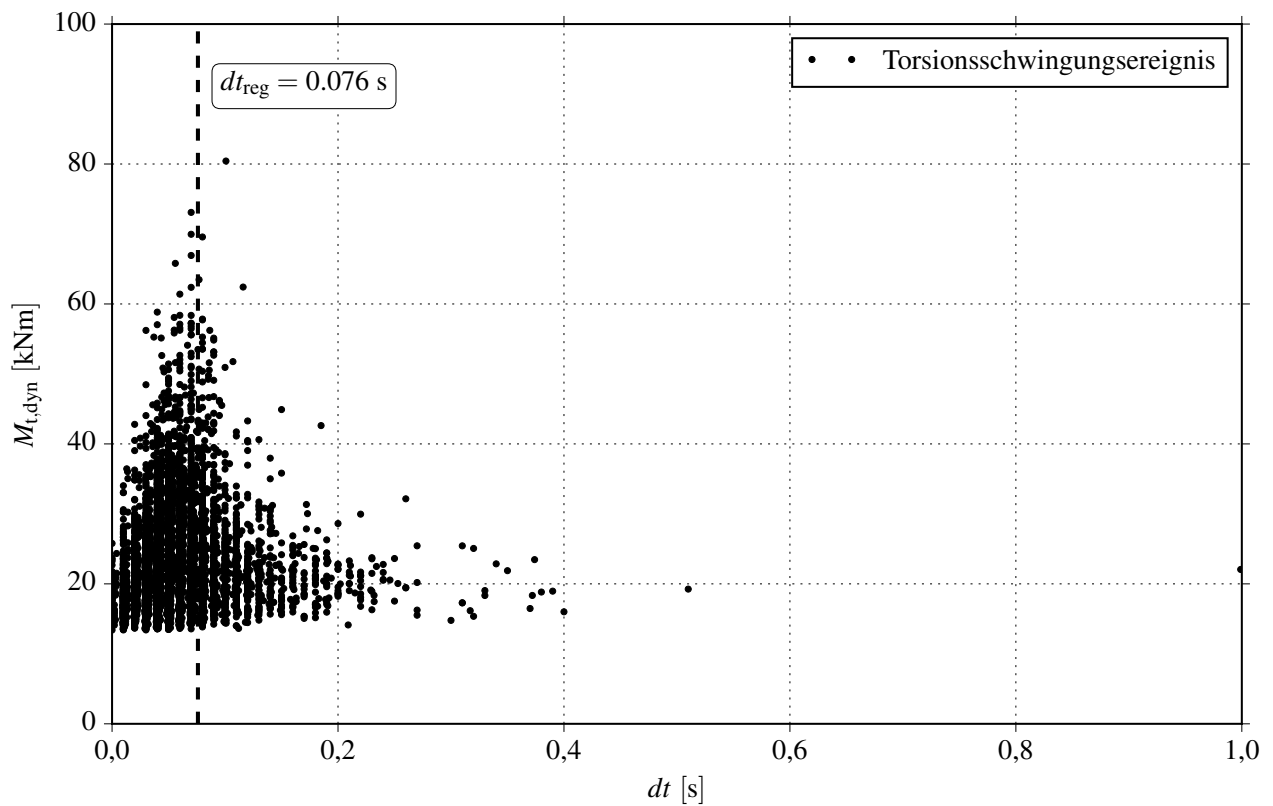
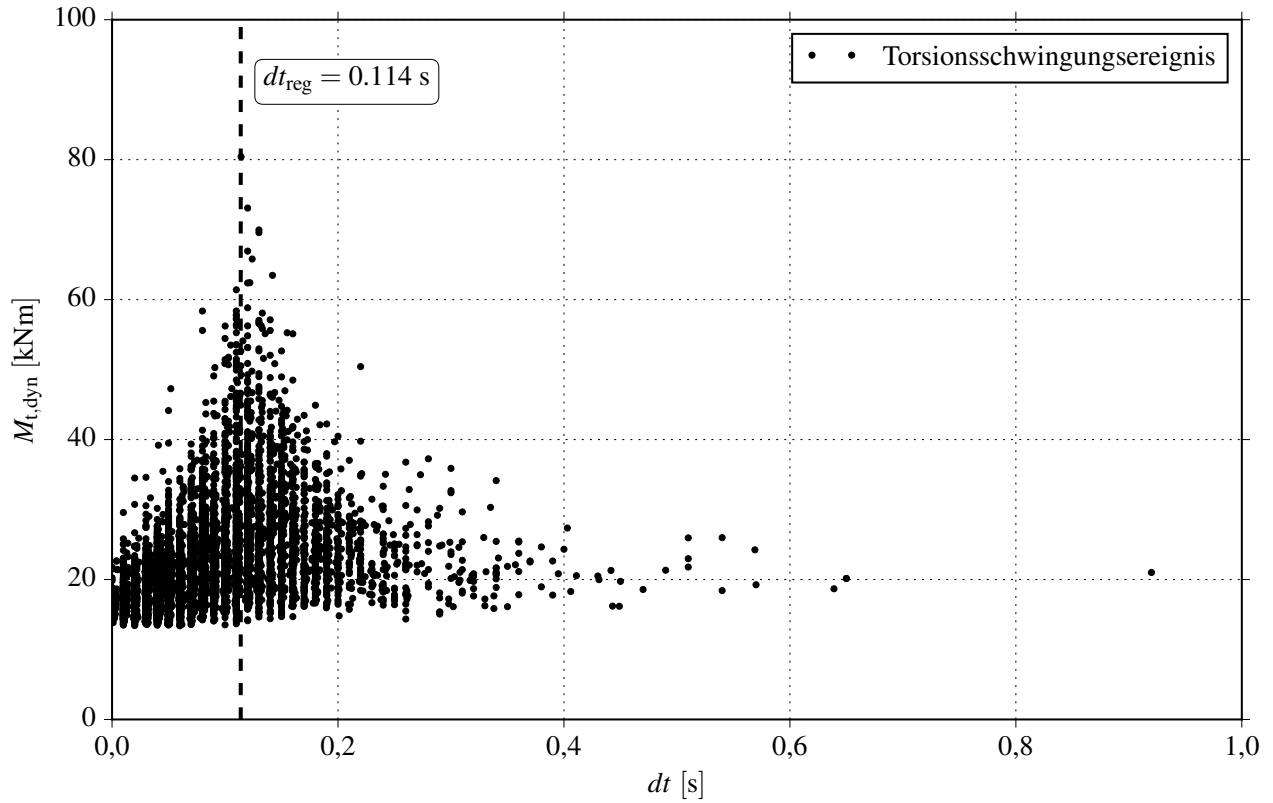
## **Schwingungsdynamik**

Für die Bewertung der Schwingungsdynamik wird die Dauer ausgewertet, die das dynamische Torsionsmoment zuerst zum Auf- und dann wieder zum Abschwngen benötigt. In Abbildung 4.10 ist die maximale Schwingungsamplitude über der Auf- bzw. Abschwingdauer aufgetragen.

Sowohl für das Auf- als auch für das Abschwngen ordnen sich alle Messpunkte mit hohen Schwingungsamplituden an einer charakteristischen Aufschwingdauer an. Mit zunehmender Entfernung von dieser charakteristischen Aufschwingdauer nehmen auch die maximal aufgetretenen Schwingungsamplituden rasch ab. Die grundsätzlich linienförmige Anordnung der Messpunkte in Abbildung 4.10 resultiert hierbei aus der Rundung der Zahlenwerte der Zeit beim Anwenden des Mustererkennungsverfahrens. Beim Vergleich von Auf- und Abschwingdauer, ergibt sich eine charakteristische Aufschwingdauer, die etwa doppelt so hoch ist wie die charakteristische Abschwingdauer.

### **4.1.5 Zusammenfassung der Ergebnisse**

Die Messergebnisse zeigen, dass die maximalen Schwingungsereignisse stets unter ähnlichen Kraftschluss-Schlupf-Verhältnissen auftreten: Der komplette Radsatz muss bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten statisch Gleiten und gleichzeitig eine Verschlechterung der Kraftschluss-Schlupf-Verhältnisse in Höhe des Kraftschluss-Schlupf-Gradienten erfahren. Damit treten Torsionsschwingungen auf dem abfallenden Ast der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie auf. Zum Abklingen der Schwingungen führt eine weitere Verringerung des Kraftschlusskoeffizienten in Folge einer Zugkraftreduzierung. Hierdurch wird schließlich die Gleitgeschwindigkeit verringert und es ergibt sich ein positiver Kraftschluss-Schlupf-Gradient wie er im aufsteigenden Ast der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie auftritt. In Fortführung der beschriebenen ersten Messkampagne wurden daher weitere Messungen



**Abbildung 4.10:** Schwingungsamplituden der dynamischen Torsionsmomente geplottet über der Auf- (oben) und Abschwingdauer (unten)

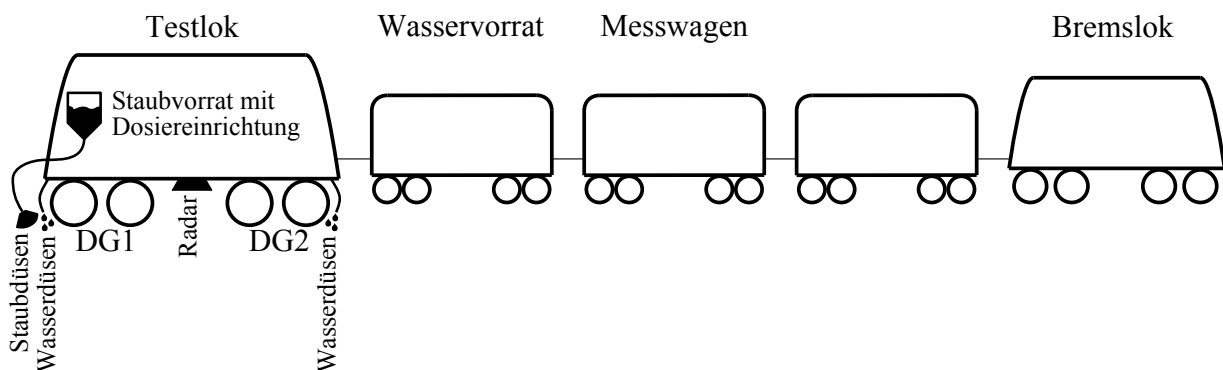
unternommen, bei denen genau der im Abschnitt 4.1.4 ermittelte Kraftschluss-Schlupf-Gradient reproduzierbar eingestellt werden sollte. Ziel dieser Messungen sollte es sein, Schwingungsereignisse bei kritischen Kraftschluss-Schlupf-Verhältnissen zu erzeugen, um so gezielt und ohne eine Vielzahl von Messungen das absolut maximale dynamische Torsionsmoment zu hervorzurufen.

## 4.2 Definierte Einstellung von Rad-Schiene-Bedingungen

Um den im Abschnitt 4.1 ermittelten Kraftschluss-Schlupf-Gradienten im Versuch gezielt einzustellen, wurden bei den vorliegenden Messungen neben Wasser und Loksand zusätzlich Staubpartikel in den Rad-Schiene-Kontakt eingebracht. Im folgenden Abschnitt werden die Ausführung der Fördereinrichtung und die Eigenschaften des Streuguts beschrieben. Es folgen die Beschreibungen von Durchführung und Auswertung der Messungen. Abschließend werden die Ergebnisse zusammengefasst.

### 4.2.1 Schmutzpartikel-Streueinrichtung

Um die Ergebnisse dieser Messungen direkt mit den Ergebnissen aus dem Abschnitt 4.1 vergleichen zu können, wurden die Messungen in diesem Abschnitt mit demselben Messzug wie im Abschnitt 4.1 durchgeführt. Die messtechnische Ausrüstung sowie Zugbildung blieben unverändert. Zusätzlich wurde, wie in Abbildung 4.11 skizziert, auf dem führenden Führerstand der Testlok eine Staubförderanlage mit integriertem Vorratsbehälter installiert. Von dieser Anlage wurden zwei Schläuche direkt vor die beiden Räder des führenden Radsatzes gelegt, sodass ihre offenen Enden neben den Düsen der Bewässerungsanlage und denen der Sandungseinrichtung lagen. Diese Anordnung der Auslassdüsen ist in Abbildung 4.12 dargestellt.



**Abbildung 4.11:** Positionierung der Schmutzpartikel-Streueinrichtung und ihrer Düsen



**Abbildung 4.12:** Anordnung der Wasserdüse und des Staub-Auslassschlauches um das Sandrohr der Testlok

Die Staubförderanlage besteht aus einem Vorratstank für Streugut, an dessen Auslass an der Unterseite zwei Streugutdosiereinrichtungen der Fa. NOWE angebracht sind, die unabhängig voneinander mit Hilfe eines Flügelrads Streugut dosieren und in einen der beiden Schläuche durchlassen. Vor die Räder wird das Streugut dann per Druckluft gefördert. Die Menge des Streuguts wird bei dieser Anlage über die Drehzahl der Flügelräder gesteuert. Bei den vorliegenden Messungen wurde die Drehzahl beider Flügelräder stets simultan gesteuert, sodass vor beiden Räder dieselbe Menge Streugut ausgebracht wurde. Abbildung 4.13 zeigt die Staubförderanlage mit ihrem Vorratstank und den Dosiereinheiten.

Als Streugut wurde Staub verwendet, der als Abrieb beim Bremsen mit Klotzbremsen entsteht. In seiner Reinform wird dieser Bremsstaub am Reibungsprüfstand der DB Systemtechnik GmbH aus der Luft gefiltert, so wie er in Abbildung 4.14 zu sehen ist. Auf dem Reibungsprüfstand werden Klotzbremssohlen geprüft, speziell solche aus Verbundstoffen. Dadurch besitzt der verwendete Bremsstaub einen besonders hohen Anteil an organischen Stoffen.

## 4.2.2 Versuchsdurchführung

Die Messungen wurden sowohl auf Abstellgleisen als auch auf der freien Strecke durchgeführt. Betrieblich wurde die Testlok wieder mit voller Traktionskraft beschleunigt.

Vor Beginn der eigentlichen Messungen, wurden Referenzmessungen ohne das Aufbringen von Wasser, Sand oder Staub auf trockener, nicht verunreinigter Schiene durchgeführt. Anschließend wur-



**Abbildung 4.13:** Staubförderanlage mit Vorrattank und zwei Dosiereinheiten am unteren Auslass



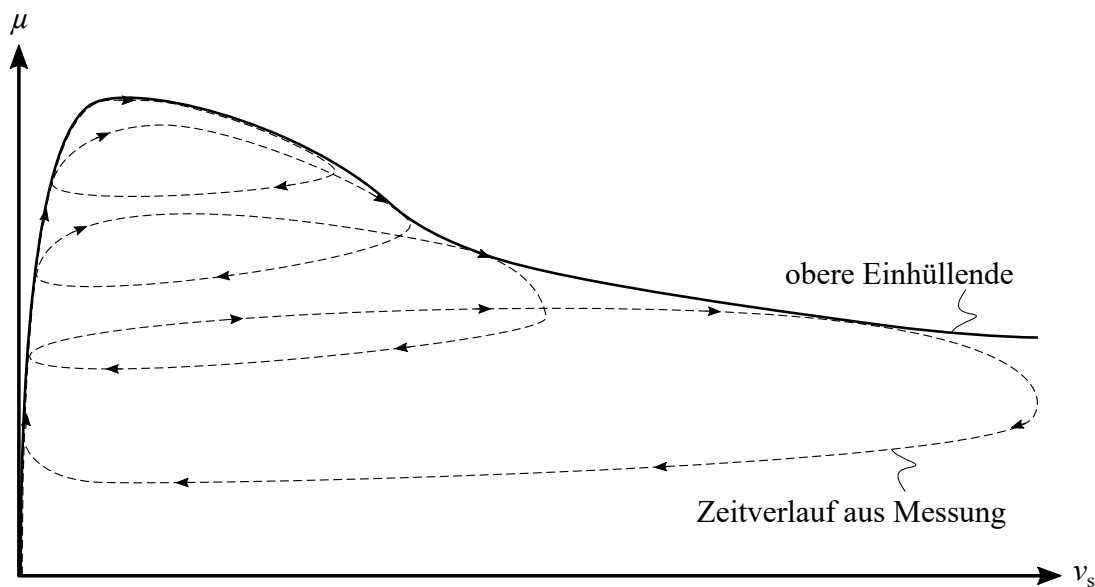
**Abbildung 4.14:** Das Streugut Bremsstaub links in seiner Reinform, rechts nach dem Ausblasen und Überfahren auf der Schiene (erst durch das Überstreichen der Schiene mit der Hand wird die Schmutzpartikelschicht sichtbar).



den Messungen unter Beeinflussung des Rad-Schiene-Kontaktes durch alleiniges sowie kombiniertes Ausbringen von Wasser, Sand und Staub durchgeführt.

### 4.2.3 Auswertung

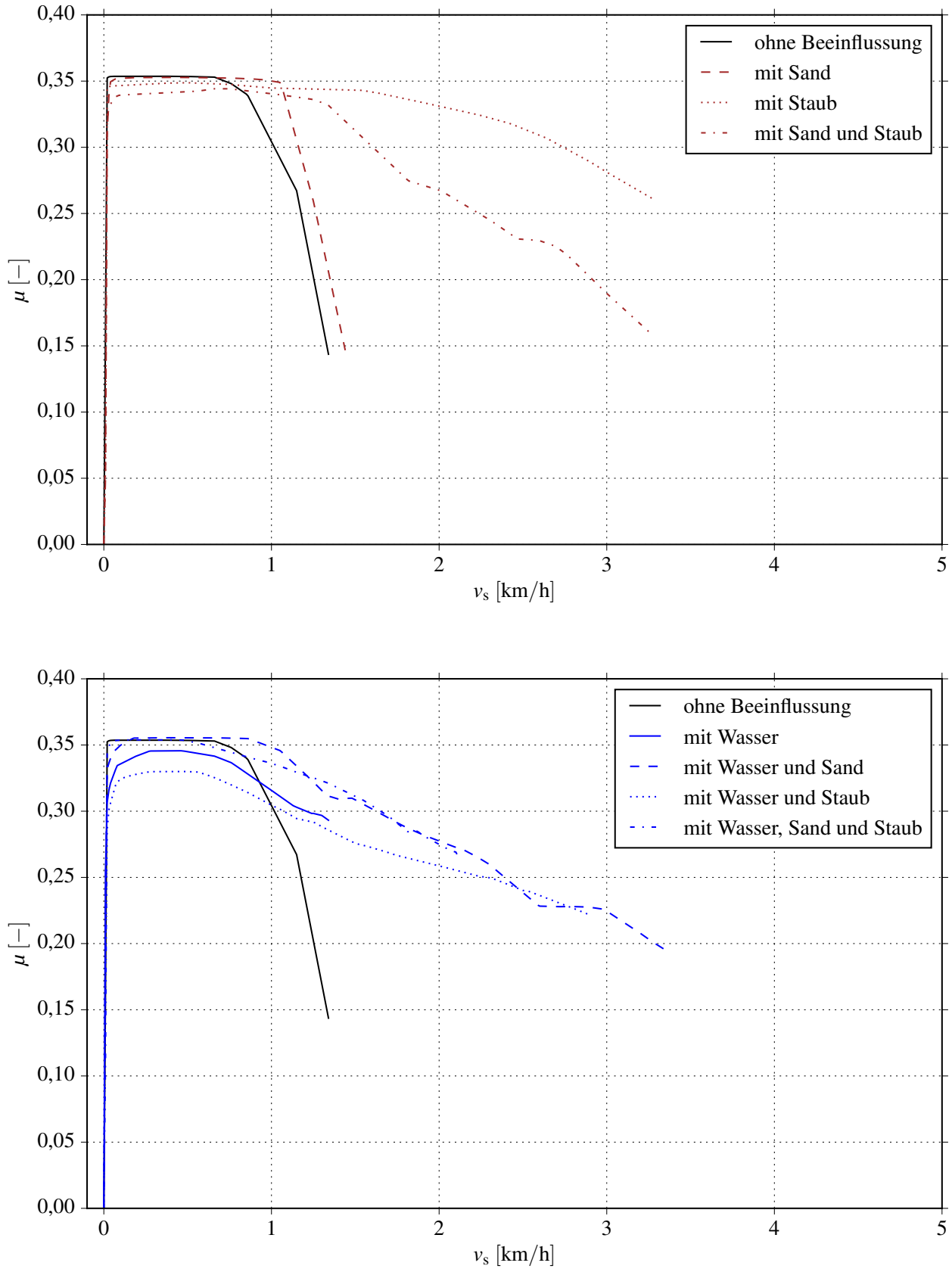
Für jeden Beschleunigungsvorgang wurden der Kraftschlussbeiwert und die Gleitgeschwindigkeit ausgewertet. Sie wurden analog zu Abschnitt 4.1 ermittelt. Anschließend wurde der Verlauf des Kraftschlusskoeffizienten über der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. Über diesen Zeitverlauf wurde die obere Einhüllende gelegt, wie in Abbildung 4.15 skizziert. Diese Einhüllende beschreibt die maximalen Kraftschlussbedingungen, die während eines Beschleunigungsvorganges aufgetreten sind.



**Abbildung 4.15:** Darstellung der zur Auswertung der Kraftschluss-Schlupf-Zeitverläufe erzeugten oberen Einhüllenden

Die Auswertung der Kraftschluss-Schlupf-Bedingungen gemäß Abbildung 4.15 wurde für jeden Beschleunigungsvorgang durchgeführt. In der Folge wurden Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien, die unter der gleichen Beeinflussung des Rad-Schiene-Kontaktes (Bewässerung, Sanden, Staub Ausblasen, usw.) entstanden sind, durch Bildung des arithmetischen Mittels zusammengefasst. Hieraus ergeben sich die in Abbildung 4.16 dargestellten Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien.

In Abbildung 4.16 sind zum einen die Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien bei eingebrachten Verunreinigungen auf trockener Schiene und zum anderen bei eingebrachten Verunreinigungen auf zusätzlich bewässerter Schiene gegenübergestellt. In beiden Darstellungen ist jeweils die Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie für eine trockene, nicht verunreinigte Schiene als Referenz eingezeichnet. Bei den Verläufen der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien für Verunreinigungen auf trockener Schiene erreicht



**Abbildung 4.16:** Im Versuch ermittelte Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien bei Einbringung von Schmutzpartikeln auf trockener Schiene (oben) und bei Einbringung von Schmutzpartikeln auf bewässerter Schiene (unten)

die Kennlinie für das Sanden ähnliche maximale Kraftschlussbeiwerte wie die Referenzkennlinie für eine trockene, saubere Schiene. Durch das Sanden werden jedoch etwas größere Gleitgeschwindigkeiten erzeugt. Die Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie für das Ausblasen von Bremsstaub verläuft flacher als die Kennlinien für die trockene, saubere Schiene und das Sanden. Zudem erreicht sie deutlich höhere Gleitgeschwindigkeiten. Für die gleichzeitige Verwendung von Sand und Staub verläuft die Kennlinie noch flacher als die für das alleinige Ausblasen von Staub. Verglichen mit letzterer Kennlinie werden ähnliche Gleitgeschwindigkeiten erreicht. Bei größeren Gleitgeschwindigkeiten nimmt die Kennlinie für Sand und Staub jedoch gegenüber der für Staub ab.

Bei zusätzlicher Bewässerung der Schiene verlaufen die resultierenden Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien flacher und erreichen höhere Gleitgeschwindigkeiten. So verläuft die Kennlinie für die ausschließliche Bewässerung der Schiene deutlich flacher als die Referenzkennlinie für die trockene, saubere Schiene. Größere Gleitgeschwindigkeiten werden jedoch nicht erreicht. Aus dem Sanden auf der bewässerten Schiene resultiert wiederum ein Kennlinienverlauf ähnlich dem der trockenen, sauberen bzw. der trockenen, besandeten Schiene. Im Gegensatz zur trockenen Schiene werden hier zusätzlich größere Gleitgeschwindigkeiten erreicht. Deutlich flacher als die Kennlinie für die ausschließliche Bewässerung verläuft die Kennlinie, die aus dem Staub Ausblasen auf bewässertem Schiene resultiert. Sie erreicht jedoch ähnliche Gleitgeschwindigkeiten wie die Kennlinie der nassen, besandeten Schiene. Zudem ergeben sich bei den beiden Kennlinien für große Gleitgeschwindigkeit ähnliche Kraftschlusskoeffizienten. Wird schließlich beim Staub Ausblasen auf nasser Schiene zusätzlich noch gesandet, ergibt sich wiederum ein fast deckungsgleicher Kennlinienverlauf wie bei der nassen, besandeten Schiene. Die einzigen Abweichungen zeigen sich darin, dass die Kennlinie bereits bei kleineren Gleitgeschwindigkeiten abknickt und nicht die maximalen Gleitgeschwindigkeiten der nassen, besandeten Schiene erreicht.

Die weitere Auswertung von Torsionsschwingungsamplituden und Kraftschluss-Schlupf-Gradienten konnte nicht vorgenommen werden, da eine abrupte Änderung der Kraftschluss-Schlupf-Verhältnisse gemäß Kraftschluss-Schlupf-Gradient aus Abschnitt 4.1.4 im Versuch nicht eingestellt werden konnte. Dementsprechend konnten unter diesen Bedingungen kaum Torsionsschwingungen hervorgerufen werden. Vereinzelt Schwingungsereignisse besaßen lediglich Amplituden, die nur unwesentlich über der Detektionsschwelle lagen.

#### **4.2.4 Zusammenfassung der Ergebnisse**

Bei den vorliegenden Messungen konnte der Rad-Schiene-Kraftschluss durch das Einbringen von Wasser, Sand und Staub so beeinflusst werden, dass sich aus den Messdaten Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien ergeben, deren qualitative Verläufe denen entsprechen, die in der Literatur beschrieben sind (Abschnitt 3.2). So erreichen die aus den Messungen ermittelten Kennlinien für die trockene, saubere Schiene zwar die maximalen Kraftschlussbeiwerte, jedoch die geringsten Gleitgeschwindigkeiten. Flacher verläuft die ermittelte Kennlinie für die bewässerte, saubere Schiene. Sie erreicht zudem höhere Gleitgeschwindigkeiten. Noch flacher verläuft die ermittelte Kennlinie für die bewässerte und mit Bremsstaub verschmutzte Schiene. Sie erreicht ebenfalls höhere Gleitgeschwindigkeiten. Durch das Sanden werden die Kennlinienverläufe hin zu Kraftschlussbeiwerten der trockenen, sauberen Schiene verschoben. Die einzige Ausnahme bildet das Sanden bei gleichzeitigem Staub Ausblasen auf trockener Schiene. Hier ergibt sich ein flacherer Kennlinienverlauf sowohl gegenüber dem ausschließlichen Sanden als auch gegenüber dem ausschließlichen Ausblasen von Staub.

Das Einstellen eines Kraftschluss-Schlupf-Gradienten, wie in Abschnitt 4.1.4 ermittelt, konnte durch das Verschmutzen der Schiene mit Bremsstaub nicht erreicht werden. Darüber hinaus traten bei diesen Messungen nur wenige Torsionsschwingungsereignisse mit kleinen Schwingungsamplituden auf. Aus diesem Grund wurden mit den Daten dieser Messungen keine weiteren Auswertungen des Kraftschluss-Schlupf-Gradienten vorgenommen.

### **4.3 Fazit der messtechnischen Untersuchungen**

Mit den Messungen konnte gezeigt werden, dass die Kraftschlussverhältnisse im Rad-Schiene-Kontakt verantwortlich für das Entstehen von Torsionsschwingungen sind. Für die geprüfte Testlok konnte ein Kraftschluss-Schlupf-Gradient ermittelt werden, der den Grad der Verschlechterung des Rad-Schiene-Kraftschlusses beschreibt, bei dem Torsionsschwingungen mit hohen Amplituden auftreten. Da es im Versuch nicht gelungen ist, den ermittelten Kraftschluss-Schlupf-Gradienten durch eine gezielte Verschmutzung der Schiene einzustellen, werden keine weiteren Messungen in Betracht gezogen, um die maximalen Amplituden von Torsionsschwingungen in Versuchen zu untersuchen und auf empirischem Wege eine Gesetzmäßigkeit des absoluten Maximums von Schwingungsamplituden abzuleiten. Daher wurden zur weiteren Analyse der Zusammenhänge um die Entwicklung von Torsionsschwingungen simulative Untersuchungen vorgenommen.

## 5 Simulation der Antriebsdynamik

Die Ergebnisse der Betriebsmessungen, die in Kapitel 4 dokumentiert wurden, liefern einen Zusammenhang zwischen der Änderung der Kraftschlussbedingungen und dem Auftreten von Torsionsschwingungen. Da eine direkte oder eine hinreichend genaue indirekte Messung des Kraftschlusskoeffizienten sehr anspruchsvoll ist, wurde auf Grundlage dieser Messergebnisse und zur weiteren Beantwortung der Forschungsfragen (Abschnitt 1.1) ein Simulationsmodell entwickelt. Die Konzeptionierung des Modells sowie seine Verifikation werden zu Beginn dieses Kapitels beschrieben. Der Aufbau des Modells selbst wurde im Rahmen der Betreuung der Arbeit von Braun [3] realisiert. Zusätzlich sind Aufbau und Verifikation in [89] detailliert dokumentiert. Als Kernbestandteil der vorliegenden Arbeit wurden mit dem genannten Modell die Zusammenhänge zwischen den Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt und dem Auftreten von Torsionsschwingungen weiterführend untersucht. Dies geschah in Form einer umfangreichen Parameterstudie, in der eine Vielzahl von Kraftschlussänderungen simuliert wurde. Im vorliegenden Kapitel sind neben der Dokumentation dieser Parameterstudie außerdem ihre Auswertung und die Ergebnisse beschrieben. Darüber hinaus werden die Ergebnisse abschließend den Messergebnissen aus Kapitel 4 gegenübergestellt.

### 5.1 Modellaufbau und Verifikation

Für die Simulation der Kraftschlussbedingungen ist eine entsprechende Implementierung des Rad-Schiene-Kontakts eine wesentliche Voraussetzung. Die Messergebnisse in Kapitel 4 haben gezeigt, dass Torsionsschwingungen vor allem bei kurzzeitigen Kraftschlussänderungen auftreten. Eine derartige Dynamik ist daher bei der Implementierung zu berücksichtigen. Des Weiteren zeigen die Messergebnisse ein charakteristisches Aufklingen von Torsionsschwingungen. Da es sich bei Torsionsschwingungen um eine Form selbsterregter Schwingung handelt, erfolgt die Energiezufuhr, die das Aufklingen der Schwingung erst ermöglicht, aus dem System selbst. Als System gilt hierbei der gesamte Antriebsstrang. Aus diesem Grund sind im Simulationsmodell sowohl der mechanische als auch der elektrische Antriebsstrang entsprechend zu berücksichtigen.

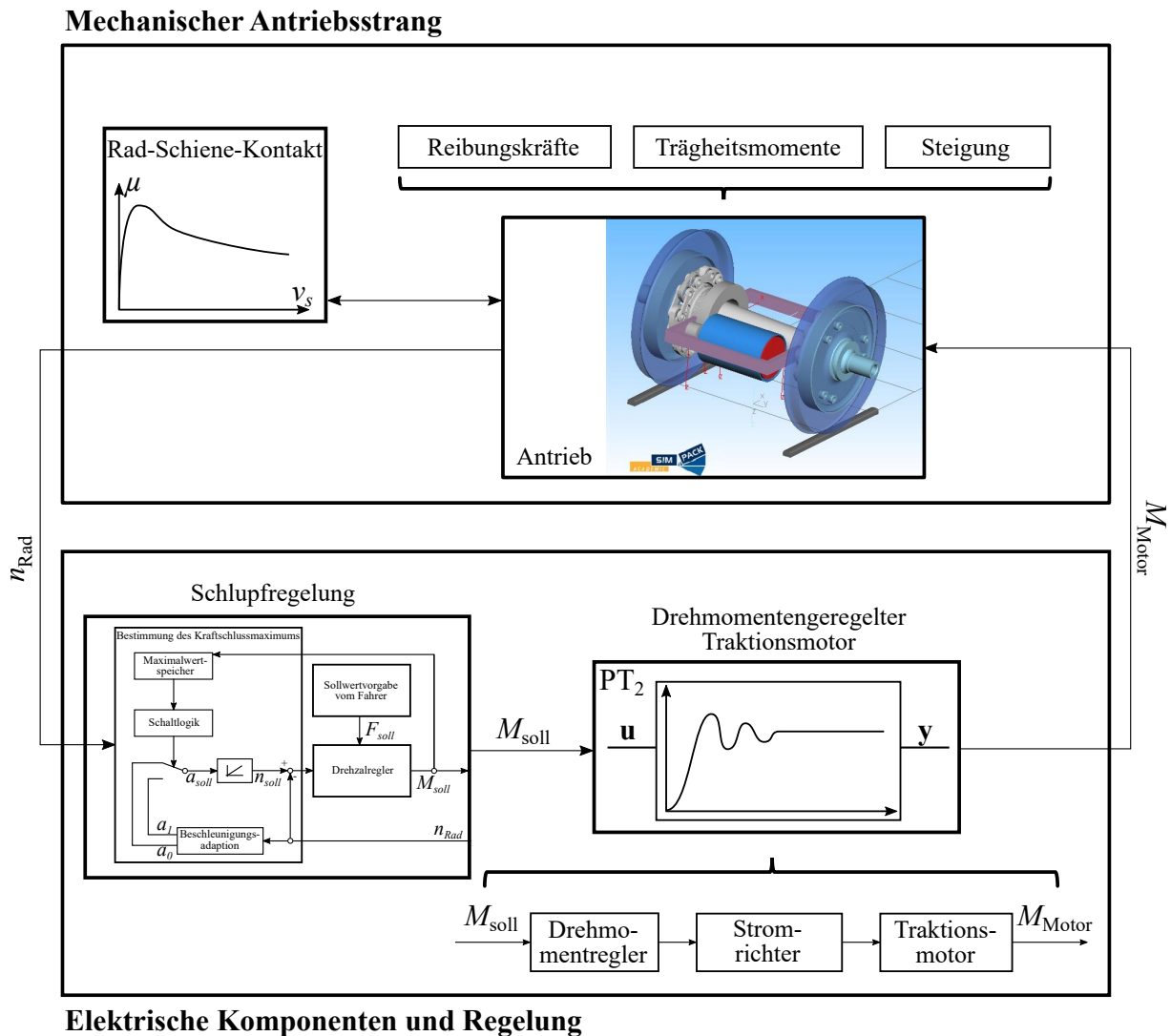
Ein besonderes Augenmerk liegt dabei auf der Antriebssteuerung. Sie ermöglicht bei modernen Triebfahrzeugen durch ihre hochfrequente Regelung einen Betrieb mit hoher Kraftschlussausnutzung (sie-

he Abschnitt 3.2) und schafft so erst die Voraussetzungen für Torsionsschwingungen. Da die Antriebssteuerung in hohem Maße Know-How der Fahrzeughersteller beinhaltet, ist die Architektur oder Funktionalität solcher Steuerungen in der Literatur nur spärlich beschrieben. Ein umfassendes Werk aus der Zeit der Entwicklung der ersten Hochgeschwindigkeits-Drehstrom-Lokomotive in Deutschland findet sich mit dem Werk von Schwartz [76]. Schwartz dokumentiert in seiner Arbeit die Entwicklung einer Antriebssteuerung mit integrierter Radschlupfregelung. Mit einer derartigen Steuerung verfolgte Schwartz das Ziel, einen dauerhaften Betrieb in der Nähe des Kraftschlussmaximums gezielt anzusteuern. So überrascht es nicht, dass Schwartz bei der Simulation des Reglerbetriebs bereits 1992 das Auftreten von Torsionsschwingungen dokumentierte – und das, obwohl Schwartz mit einem statischen Kraftschlussmodell den Rad-Schiene-Kontakt stark vereinfacht implementiert hat. Da die Funktionalität der Antriebssteuerung von Schwartz in ihrer Grundfunktion in jedem modernen Drehstromantrieb wiederzufinden ist, wurde sie für die vorliegenden Simulationen verwendet. Um ihre Funktionalität anhand der von Schwartz dokumentierten Ergebnisse [76] zu verifizieren, wird zusätzlich zur Antriebssteuerung auch der mechanische Antriebsstrang analog zu Schwartz modelliert. Hierbei handelt es sich um den Antriebsstrang der BR 120, für den alle relevanten Parameter gegeben sind [76].

Entgegen der bei Schwartz sehr stark vereinfachten Implementierung der Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt wird für diese Simulation die Polach-Methode verwendet. Die Polach-Methode basiert auf dem FASTSIM-Algorithmus von Kalker [42], berücksichtigt jedoch zusätzlich einen Abfall der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie für Schlupfgeschwindigkeiten jenseits des Kraftschlussmaximums. In verschiedenen Messungen konnte Polach bereits zeigen, dass seine Methode die Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt sehr realitätsnah beschreibt [61]. Aufgrund dieser detaillierten Beschreibung der Kraftschlussbedingungen wurde sie auch für die Simulation von Torsionsschwingungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit ausgewählt.

Der detaillierte Aufbau und die technische Umsetzung des Simulationsmodells wurden bereits in [89] veröffentlicht. Dort ist zudem die Implementierung des Modells mit aktueller Simulationssoftware beschrieben. Der mechanische Antriebsstrang und der Rad-Schiene-Kontakt wurden in der Mehrkörper-Simulations-Umgebung Simpack abgebildet, während der elektrische Antrieb sowie die Antriebssteuerung und Radschlupfregelung in MATLAB/Simulink implementiert wurden. Beide Teilmodelle werden als Co-Simulation synchron ausgeführt. Dabei erhält das Teilmodell in MATLAB/Simulink als Eingangsgröße die Radsatzdrehzahl. Aus dieser wird durch die Antriebssteuerung und die Radschlupfregelung als Ausgangsgröße das Motormoment berechnet und an das Teilmodell in Simpack übergeben. Aus dem Motormoment wird unter Berücksichtigung der Dynamik des mechanischen Antriebsstrangs und des Rad-Schiene-Kontaktes die resultierende Raddrehzahl berechnet. Diese wird als

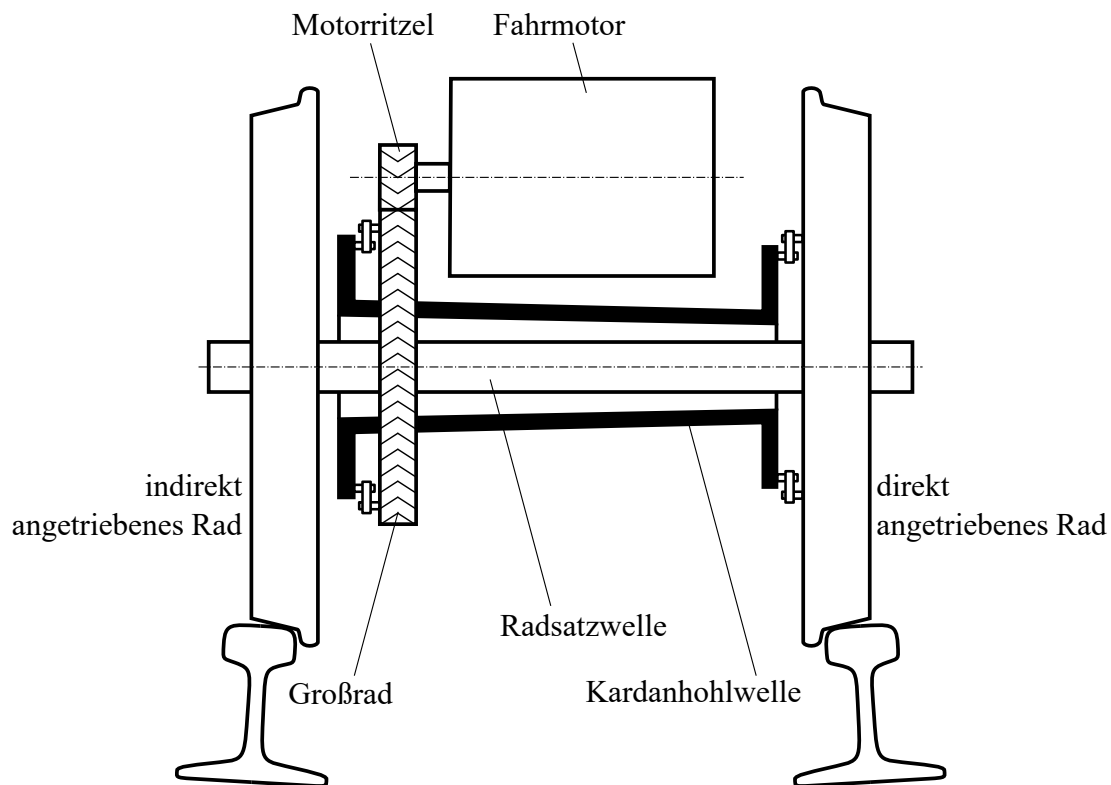
Eingangsgröße wieder an das Teilmodell in MATLAB/Simulink zurück übergeben. Einen Überblick über den beschriebenen Aufbau des Simulationsmodells gibt Abbildung 5.1.



In den folgenden Abschnitten werden die einzelnen Modellbestandteile kurz beschrieben. Darüber hinaus werden die Zahlenwerte dokumentiert, die in den folgenden Simulationen verwendet wurden. Abschließend erfolgt die Beschreibung der Verifikation des Simulationsmodells anhand der Simulationsergebnisse von Schwartz [76].

### 5.1.1 Mechanischer Antriebsstrang

In Abbildung 5.2 ist der Querschnitt des implementierten Antriebs der BR 120 schematisch dargestellt. Der Antrieb der BR 120 ist ein voll abgefederter Hohlwellenantrieb und ähnelt damit sehr dem



**Abbildung 5.2:** Schematische Darstellung des modellierten Antriebsstrangs der BR 120 [89]

Antrieb, der für die in Kapitel 4 beschriebenen Messungen verwendet wurde. Bei der BR 120 handelt es sich ebenfalls um eine vierachsige Elektrolokomotive.

Da mit den folgenden Simulationen grundsätzlich der Zusammenhang zwischen Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt und Torsionsschwingungen untersucht werden soll und nicht Effekte, die sich aus der Position des Antriebs im Fahrzeug oder der Dynamik des Drehgestellrahmens bzw. der Dynamik der Wagenkastens ergeben, wurde der mechanische Antriebsstrang als Viertelmodell implementiert (siehe Abbildung 5.1). Reale Radsatzfahrmassen und Widerstandskräfte (resultierend aus Anhängelast, Luft- und Rollwiderstand) werden dabei anteilig direkt in das Viertelmodell eingeleitet. Darüber hinaus sind bei der Implementierung des mechanischen Antriebsstranges die in Tabelle 5.1 aufgeführten allgemeinen Daten, Massenträgheiten, Torsionssteifigkeiten und -dämpfungsraten berücksichtigt.

### 5.1.2 Rad-Schiene-Kontakt

Der Rad-Schiene-Kontakt wird gemeinsam mit dem mechanischen Antriebsstrang implementiert. Dazu wird als Radprofil gemäß DIN EN 13715 [21] das in Deutschland vorherrschende Profil *S1002* und als Schienenprofil das Standardprofil *UIC60* [18, 73] verwendet. Die Reibbedingungen im Rad-



**Tabelle 5.1:** Verwendete Zahlenwerte für die Implementierung des mechanischen Antriebsstrangs

[76]

<b>Allgemeine Daten</b>	
Radsatzfahrmasse	21 t
Getriebeübersetzung	4,818
Raddurchmesser	1,25 m
<b>Trägheitsmomente</b>	
Fahrmotorläufer	466,60 kgm <sup>2</sup>
Getriebe	55,00 kgm <sup>2</sup>
getriebeseitige Hälfte der Hohlwelle	10,13 kgm <sup>2</sup>
radsatzseitige Hälfte der Hohlwelle	9,72 kgm <sup>2</sup>
direkt angetriebenes Rad	163,00 kgm <sup>2</sup>
indirekt angetriebenes Rad	157,30 kgm <sup>2</sup>
<b>Torsionssteifigkeiten</b>	
Motorwelle	88,12 · 10 <sup>6</sup> Nm
Kupplung (getriebeseitig)	15,10 · 10 <sup>6</sup> Nm
Hohlwelle	10,10 · 10 <sup>6</sup> Nm
Kupplung (radsatzseitig)	15,70 · 10 <sup>6</sup> Nm
Radsatzwelle	7,06 · 10 <sup>6</sup> Nm
<b>Dämpfungsraten</b>	
Motorwelle	920,30 Nms
Kupplung (getriebeseitig)	4730,80 Nms
Hohlwelle	105,50 Nms
Kupplung (radseitig)	11731,40 Nms
Radsatzwelle	73,70 Nms

Schiene-Kontakt werden wie zuvor erörtert nach der Polach-Methode implementiert [61]. Dabei wird die Tangentialkraft im Rad-Schiene-Kontakt gemäß Gleichung (5.1) beschrieben.

$$F = \frac{2Q\mu}{\pi} \left( \frac{k_A \varepsilon}{1 + (k_A \varepsilon)^2} + \arctan(k_S \varepsilon) \right), \quad k_S \leq k_A \leq 1 \quad (5.1)$$

Hier ist  $Q$  die Radlast,  $C$  der Schubsteifigkeitskoeffizient im Rad-Schiene-Kontakt nach Kalker [45],  $\mu$  der Reibkoeffizient im Rad-Schiene-Kontakt und  $k_A$  sowie  $k_S$  Gewichtungsfaktoren.  $\varepsilon$  ist die Materialspannung im Kontaktbereich. Sie ergibt sich gemäß Gleichung (5.2) aus der Gleitgeschwindigkeit  $v_s$  und der Größe der Kontaktellipse. Letztere ist durch ihre Halbachsen  $a$  und  $b$  definiert [47].

$$\varepsilon = \frac{2 C \pi a^2 b}{3 Q \mu} v_s \quad (5.2)$$

Die Kontaktellipse, die Gleitgeschwindigkeit sowie die Radlast sind veränderlich und werden in der Simulation direkt ermittelt. Für die Gewichtungsfaktoren  $k_A$  und  $k_S$  werden Gewichtungsfaktoren gemäß der Messungen von Polach [61] gewählt (siehe Tabelle 5.2). Der Kraftschlusskoeffizient  $\mu$  wird nicht durch einen Zahlenwert vorgegeben, sondern ergibt sich aus Gleichung (5.3) [8].

$$\mu = \mu_0 \cdot C_1(s, y_r) \cdot C_2(y_w) \cdot C_3(A, B) \cdot C_4(|v_{rel}|) \cdot C_5(|\sigma|) \quad (5.3)$$

$\mu_0$  ist der maximale Kraftschlusskoeffizient, dessen Zahlenwert ebenfalls in Anlehnung an die Messungen von Polach [61] gewählt wird (siehe Tabelle 5.2). Mit  $C_1$  und  $C_2$  wird der Kraftschlusskoeffizient  $\mu$  gemäß der longitudinalen bzw. gemäß der lateralen Lage der Kontaktellipse auf dem Schienenkopf skaliert.  $C_3$  berücksichtigt in Form von Gleichung (5.4) die zur Polach-Methode gehörenden Koeffizienten  $A$  und  $B$ . Diese werden analog zu den Gewichtungsfaktoren  $k_A$  und  $k_S$  gemäß der Messungen von Polach [61] gewählt (siehe Tabelle 5.2). Mit  $C_4$  und  $C_5$  kann schließlich eine Skalierung unter Berücksichtigung von Relativgeschwindigkeit im Rad-Schiene-Kontakt bzw. Schlupf erfolgen.

$$C_3(A, B) = (1 - A) \cdot e^{-B \cdot |v_s|} + A \quad (5.4)$$

Hierbei gibt  $A$  das Verhältnis des Kraftschlusskoeffizienten für unendlich hohe Gleitgeschwindigkeiten  $\mu_\infty$  zum maximalen Kraftschlusskoeffizienten  $\mu_0$  an. Mit  $B$  wird der Abfall der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie für höhere Gleitgeschwindigkeiten jenseits des Kraftschlussmaximums beschrieben.

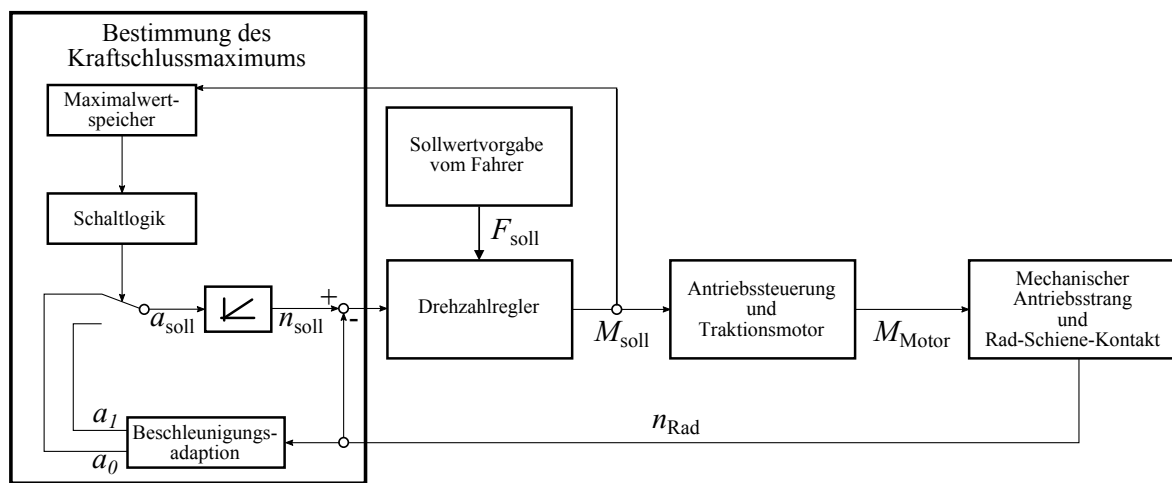
### 5.1.3 Drehmomentgesteuerter Elektroantrieb

Der drehmomentgesteuerte Elektroantrieb wird analog zu Schwartz als  $PT_2$ -Glieder implementiert, da das  $PT_2$ -Glieder in Gleichung (5.5) (Laplace-Übertragungsfunktion) das Verhalten des Elektroantriebs der BR 120 in geeigneter Weise abbildet [76].

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{1}{1 + sT_1 + s^2T_1T_{ers}} \quad (5.5)$$

**Tabelle 5.2:** Verwendete Zahlenwerte für die Polach-Methode (die Werte sind [61] entnommen, in der sie durch Messungen validiert wurden).

Koeffizient	Zahlenwert
$k_A$	0,72
$k_S$	0,36
$A$	0,38
$B$	$0,7 \frac{s}{m}$
$\mu_0$	0,36



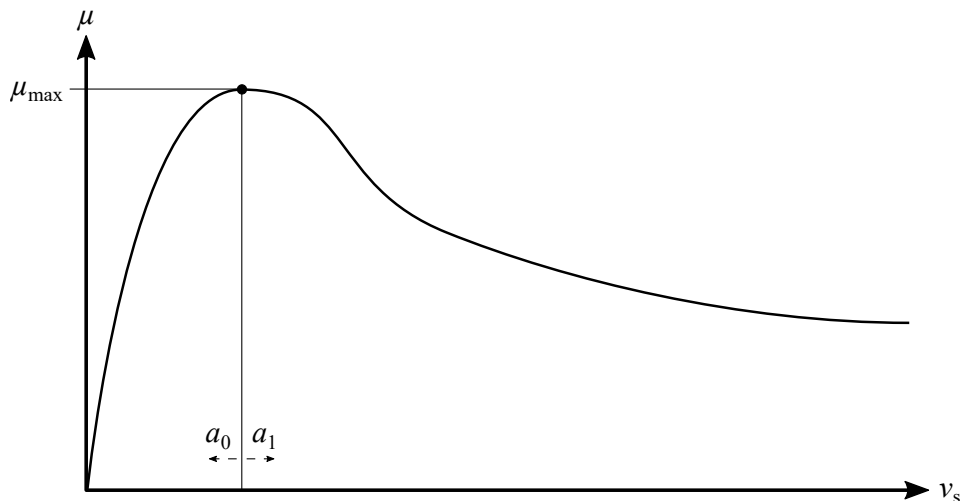
**Abbildung 5.3:** Struktur des Radschlupfreglers [89]

Schwartz setzte die Zeitkonstanten zu  $T_{ers} = 3,75$  ms und  $T_I = 2 \cdot T_{ers} = 7,5$  ms sowie die Dämpfungsrate zu  $D = \frac{1}{\sqrt{2}}$  [76]. Diese Zahlenwerte sind für die vorliegenden Simulationen übernommen worden.

#### 5.1.4 Radschlupfregelung

Wie bereits die Implementierung des drehmomentgesteuerten Elektroantriebs so wurde auch die Radschlupfregelung analog zur Arbeit von Schwartz [76] ausgeführt. Die Architektur dieser Radschlupfregelung ist in Abbildung 5.3 in Form eines Blockschaltbildes dargestellt. So erhält die Radschlupfregelung als Eingangsgröße die gemessene Radsatzdrehzahl. Da zum Abgleich mit der wahren Fahrzeuggeschwindigkeit keine separat gemessene wahre Fahrzeuggeschwindigkeit zur Verfügung steht, überwacht die Radschlupfregelung die Änderung der Radsatzdrehzahl. Eine Schaltlogik bestimmt dabei aus der eingehenden Radsatzdrehzahl das Sollmoment  $M_{soll}$ , welches schließlich als Ausgangsgröße

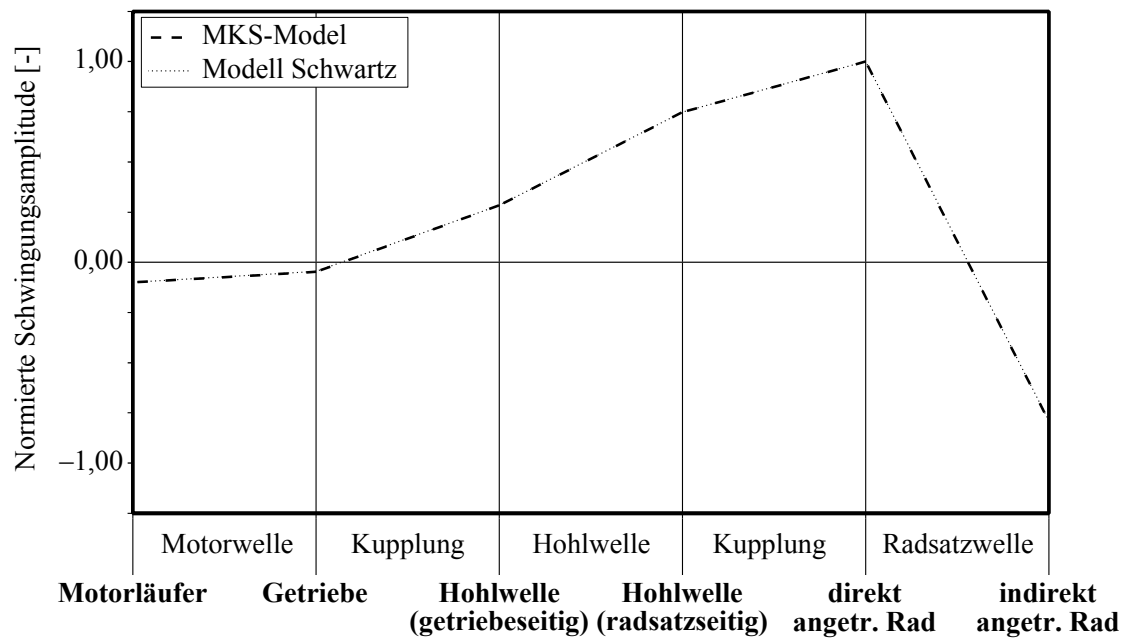
der Drehmomentensteuerung übergeben wird. Die Schaltlogik verarbeitet dabei Sollmomente aus vorherigen Iterationsschritten (Maximalwertspeicher). Sie beurteilt dadurch indirekt, ob sich der aktuelle Arbeitspunkt noch unterhalb des Kraftschlussmaximums oder jenseits davon befindet. Abhängig von der Lage des aktuellen Schlupf-arbeitspunktes gibt die Schaltlogik entweder eine weitere Erhöhung (Arbeitspunkt links vom Kraftschlussmaximum) oder eine Reduzierung des Sollmomentes (Arbeitspunkt rechts vom Kraftschlussmaximum) vor. Die resultierenden Arbeitsbereiche sind in Abbildung 5.4 gekennzeichnet.



**Abbildung 5.4:** Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie mit Kennzeichnung der beiden Schaltlogik-Bereiche für  $a_0$  und  $a_1$

### 5.1.5 Verifikation

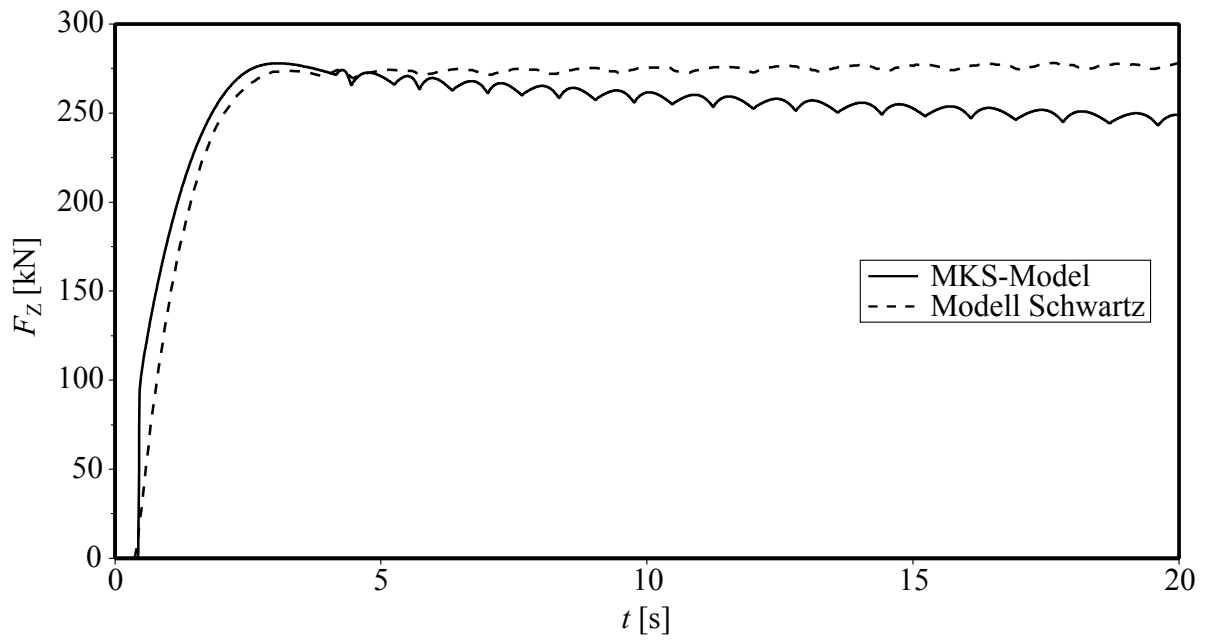
Die Verifikation der einzelnen Bestandteile des Gesamtmodells wurde in [89] beschrieben. Realisiert wurde die Verifikation durch die Nachbildung der Simulation von Schwartz und einem anschließenden Abgleich der resultierenden Simulationsergebnisse mit denen aus der Dissertation von Schwartz [76]. Hierzu wurde eine Modalanalyse des mechanischen Antriebsstranges inklusive Radsatz aber exklusive Rad-Schiene-Kontakt durchgeführt. Hiervon ausgehend sind in Abbildung 5.5 die auf die maximale Schwingungsamplitude normierten Schwingungsamplituden der Komponenten des mechanischen Antriebsstranges für die dritte modale Eigenschwingungsform dargestellt. Die dargestellten Schwingungsamplituden beschreiben das Eigenschwingungsverhalten des mechanischen Antriebsstranges und zeigen, dass es sich bei der dritten modalen Eigenschwingungsform um Radsatztorsionsschwingungen handelt (maximale Schwingungsamplituden an den beiden Rädern bei verschiedenen Vorzeichen). Des Weiteren zeigt Abbildung 5.5, dass das Eigenschwingungsverhalten des vorliegenden Modells mit dem des Modells von Schwartz exakt übereinstimmt.



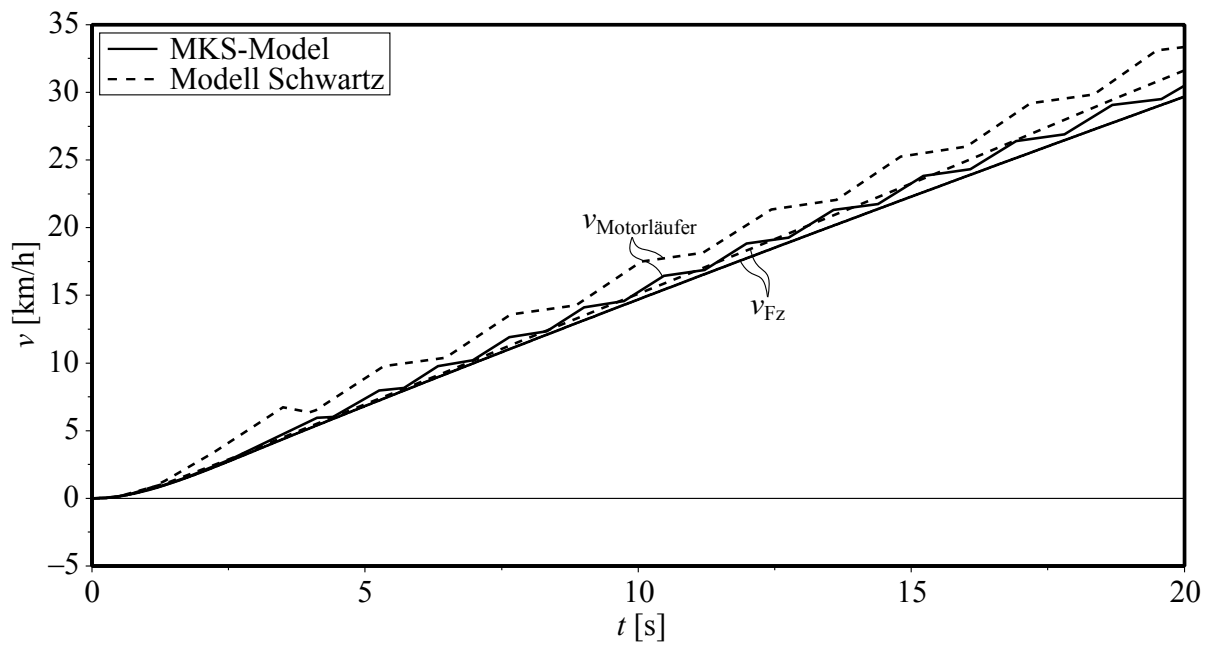
**Abbildung 5.5:** Gegenüberstellung der Schwingungsamplituden der Komponenten des mechanischen Antriebsstrangs bei der dritten modalen Eigenschwingungsform des mechanischen Antriebsstrangs ohne Rad-Schiene-Kontakt ( $f_t = 50,76$  Hz, an den Vorzeichen der Schwingungsamplituden von direkt und indirekt angetriebenem Rad wird deutlich, dass es sich um die Torsionseigenschwingungsform des Radsatzes handelt) [89].

Die Beispielzeitverläufe für die Entwicklung der Traktionskraft in Abbildung 5.6 sowie der Radsatzgeschwindigkeiten Abbildung 5.7 konnten nicht exakt reproduziert werden. Als Ursache für diese Abweichung wurde in [89] die stark vereinfachte und statische Implementierung des Rad-Schiene-Kontaktes bei Schwartz herausgearbeitet.

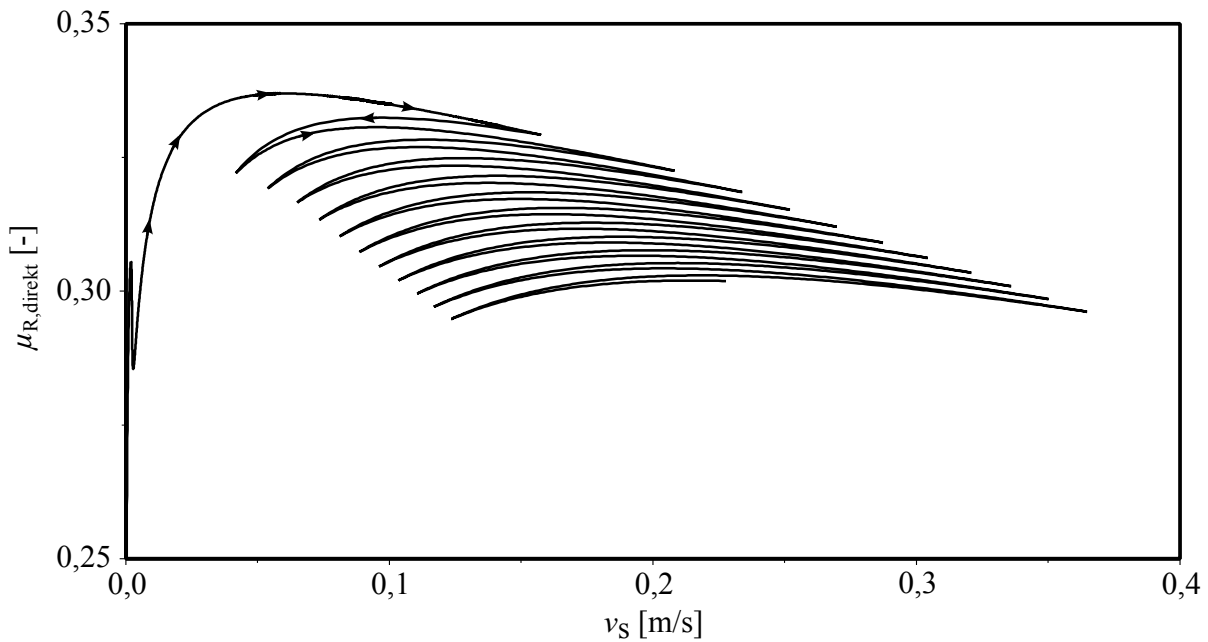
Die qualitativen Verläufe der Traktionskraft sowie der Radsatzgeschwindigkeiten stimmen jedoch mit denen von Schwartz [76] überein. Darüber hinaus lassen sich die Abweichungen mit der realitätsnäheren Implementierung des Rad-Schiene-Kontakts im vorliegenden Simulationsmodell begründen. So nimmt analog zum Wert des Kraftschlussmaximums mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit auch die übertragbare Traktionskraft ab (siehe Abbildung 5.8).



**Abbildung 5.6:** Verlauf der Traktionskräfte gegenübergestellt für die Simulation von Schwartz und die Simulation mit dem vorliegenden Modell [89]



**Abbildung 5.7:** Verläufe von Fahrzeug- und Radsatzgeschwindigkeit gegenübergestellt für die Simulation von Schwartz und die Simulation mit dem vorliegenden Modell [89]



**Abbildung 5.8:** Zeitlicher Verlauf der Kraftschluss-Schlupf-Arbeitspunkte bei der Simulation mit dem vorliegenden Modell [89]

## 5.2 Parameteruntersuchung zur Änderung des Kraftschlussbeiwerts

Mit dem zuvor vorgestellten Simulationsmodell werden in diesem Abschnitt die Entstehungsbedingungen von Torsionsschwingungen durch eine systematische Parametervariation untersucht. Das Hauptaugenmerk liegt dabei anknüpfend an die in Kapitel 4 beschriebenen Messungen auf der Untersuchung der Kraftschlussbedingungen. Da die genannten Messungen einen direkten Zusammenhang zwischen der Änderung der Kraftschlussbedingungen und der Entwicklung von Torsionsschwingungen geliefert haben, soll nun mit Hilfe von Simulationen eine genauere Beschreibung dieses Zusammenhangs möglich werden. In einer umfangreichen Parameterstudie werden dafür Anfahrvorgänge mit voller Traktion aus dem Stand simuliert, bei denen verschieden starke Kraftschlussänderungen bei unterschiedlich hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten eingebracht werden. Die relevanten Parameter für diese Untersuchung wurden dabei durch Voruntersuchungen identifiziert, die in Anlage A dokumentiert sind. Um Überlagerungs- oder Verstärkungseffekte auszuschließen, werden diese Änderungen ausschließlich am indirekt angetriebenen Rad eingebracht, da das indirekt angetriebene Rad bei einem Hohlwellenantrieb stärker von Torsionsschwingungen beeinflusst wird [87].

Sowohl die Durchführung der Einzelsimulationen in Pre- und Postprocessor als auch die gegenüberstellende Auswertung wurde automatisiert durchgeführt. In den folgenden Abschnitten werden die bei dieser automatisierten Simulation variierten Parameter beschrieben. Zum einen ist dies die initia-

le Fahrzeuggeschwindigkeit und zum anderen die Höhe der Kraftschlussänderung. Die Kriterien der Auswertung sowie die resultierenden Ergebnisse werden schließlich in Abschnitt 5.3 dokumentiert.

### **5.2.1 Variation der initialen Fahrzeuggeschwindigkeit**

Da mit der initialen Fahrzeuggeschwindigkeit auch der maximale Kraftschlusskoeffizient variiert, wurden verschiedene initiale Fahrzeuggeschwindigkeiten untersucht. Wie Abbildung 5.9 zeigt, nimmt der maximale Kraftschlusskoeffizient beim Anfahren aus dem Stand zunächst zu. Doch schon bei vergleichsweise niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten erreicht er sein Maximum und fällt für höhere Fahrzeuggeschwindigkeiten wieder ab. Da die Ergebnisse aus Kapitel 4 nahelegen, dass der initiale Kraftschlusskoeffizient einen Einfluss auf die Höhe der Anregung von Torsionsschwingungen hat, wird durch die Variation der initialen Fahrzeuggeschwindigkeit ebendieser Einfluss untersucht.

In den jeweiligen Einzelsimulationen wird die initiale Fahrzeuggeschwindigkeit indirekt variiert, indem ein Anfahrvorgang mit voller Traktion bzw. maximal möglicher Beschleunigung simuliert wird. Bei diesem Beschleunigungsvorgang wird nach einer definierten Wegstrecke die entsprechende Kraftschlussänderung eingebracht. Abhängig von dieser zurückgelegten Wegstrecke resultieren schließlich verschiedene, initiale Fahrzeuggeschwindigkeiten.

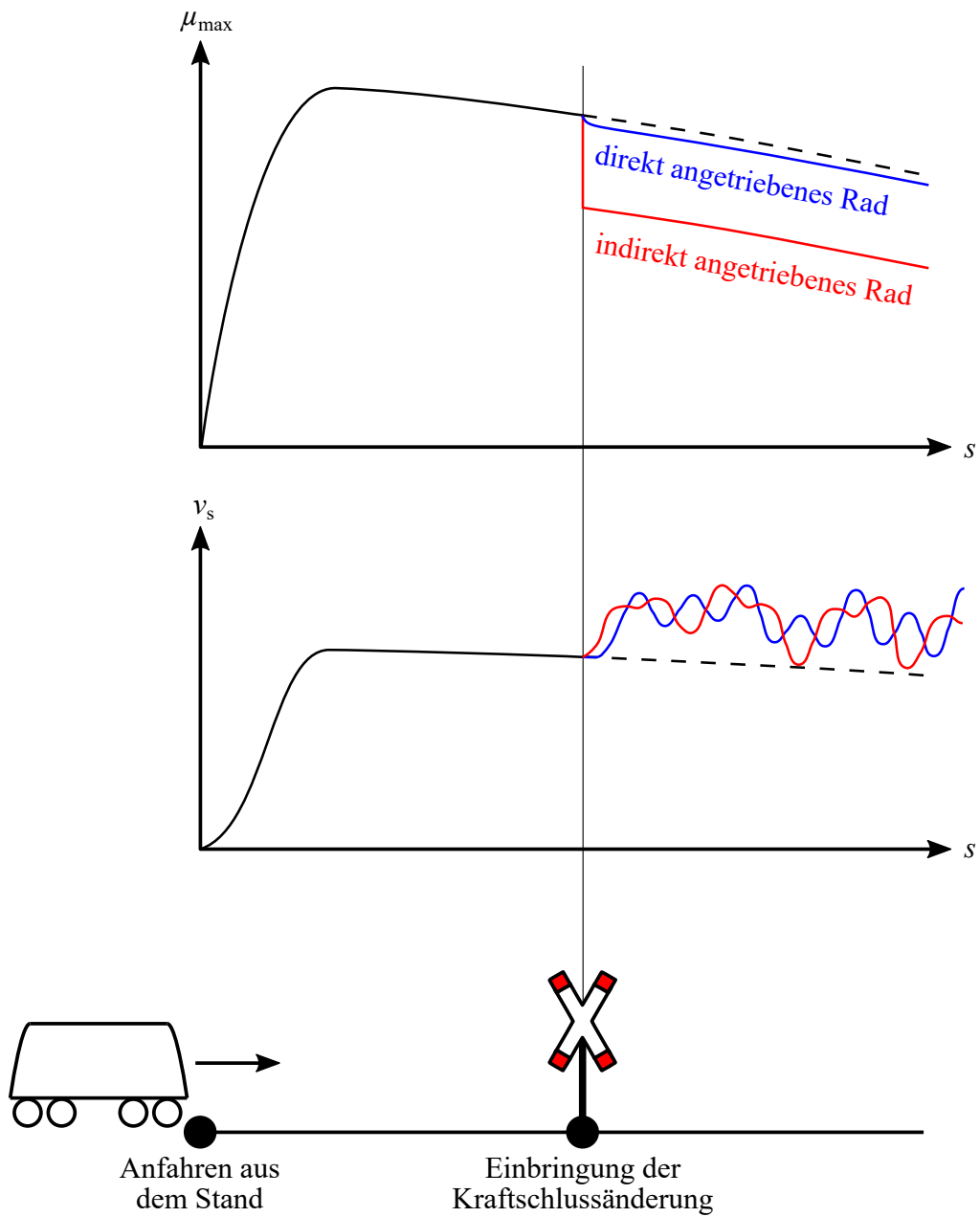
Für das vorliegende Simulationsmodell wird der absolut maximale Kraftschlusskoeffizient nach einer Wegstrecke von rund 3,5 m erreicht. Da aufgrund der vorliegenden Messergebnisse vor allem in diesem Bereich eine erhöhte Anregung von Torsionsschwingungen erwartet wird, werden die Simulationen um dieses absolute Maximum konzentriert. Zusätzlich werden Simulationen für kürzere Wegstrecken bzw. kleinere initiale Fahrzeuggeschwindigkeiten und deutlich längere Wegstrecken bzw. deutlich höhere initiale Fahrzeuggeschwindigkeiten durchgeführt. Tabelle 5.3 listet die Wegstrecken auf, nach denen jeweils Kraftschlussänderungen eingebracht wurden. Aus Tabelle 5.3 geht zusätzlich hervor, dass die Simulationen in der Nähe des absolut maximalen Kraftschlusskoeffizienten bei rund 3,5 m verdichtet wurden.

Nach jeder der in Tabelle 5.3 aufgelisteten Einbringungswegstrecken werden schließlich dieselben Kraftschlussänderungen eingebracht. Die Art dieser Kraftschlussänderungen wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

### **5.2.2 Variation von Höhe und Art der Kraftschlussänderung**

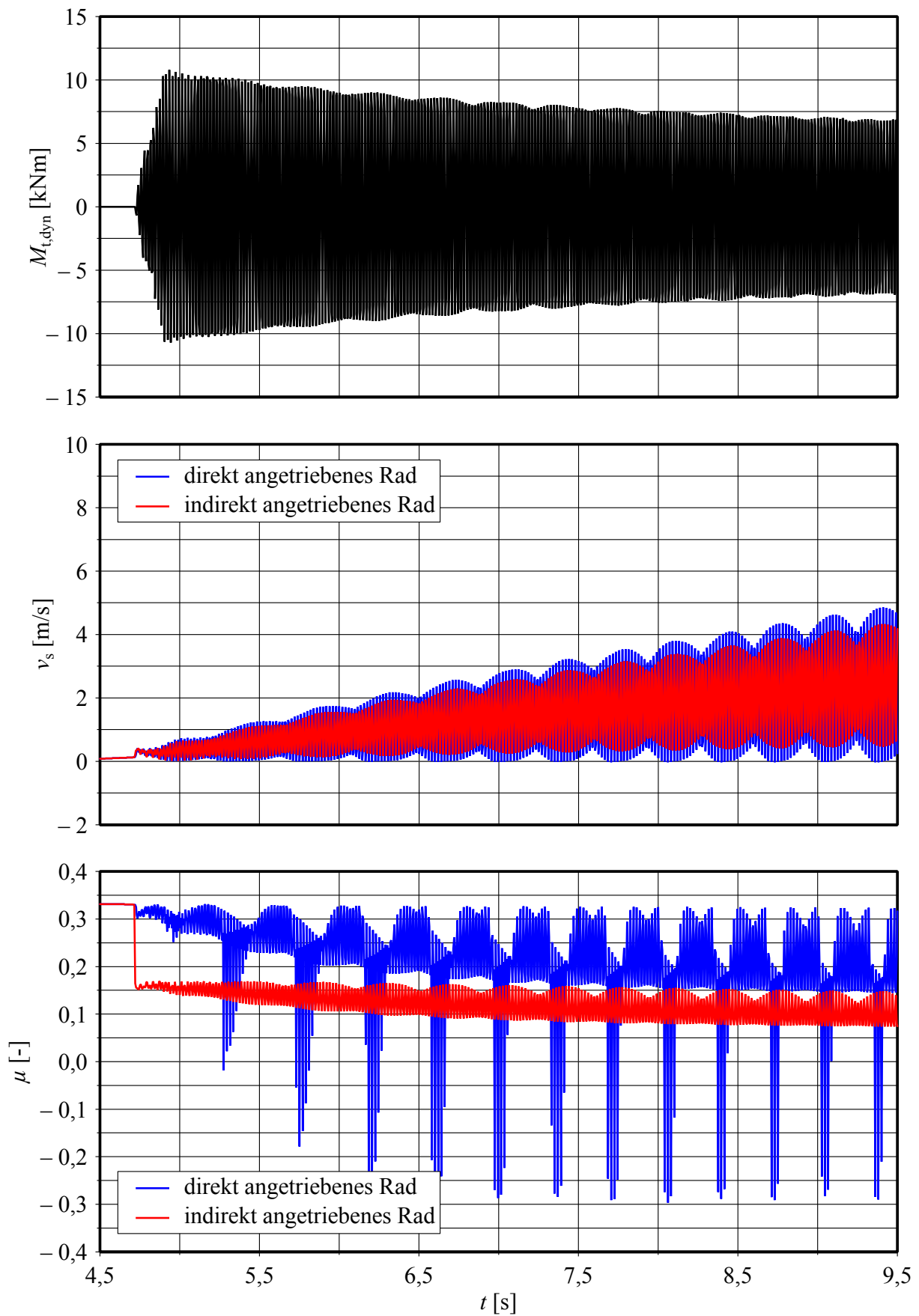
Die Kraftschlussänderungen, die jeweils bei den verschiedenen initialen Fahrzeuggeschwindigkeiten simuliert werden, werden durch entsprechende Variation des maximalen Kraftschlusskoeffizienten  $\mu_0$  eingebracht. Ein Beispiel hierfür zeigt Abbildung 5.10. Hierbei zeigen die Messergebnisse aus Kapi-





**Abbildung 5.9:** Veranschaulichung des Verlaufs des Ausgangs-Kraftschlusskoeffizienten entlang der simulierten Wegstrecke





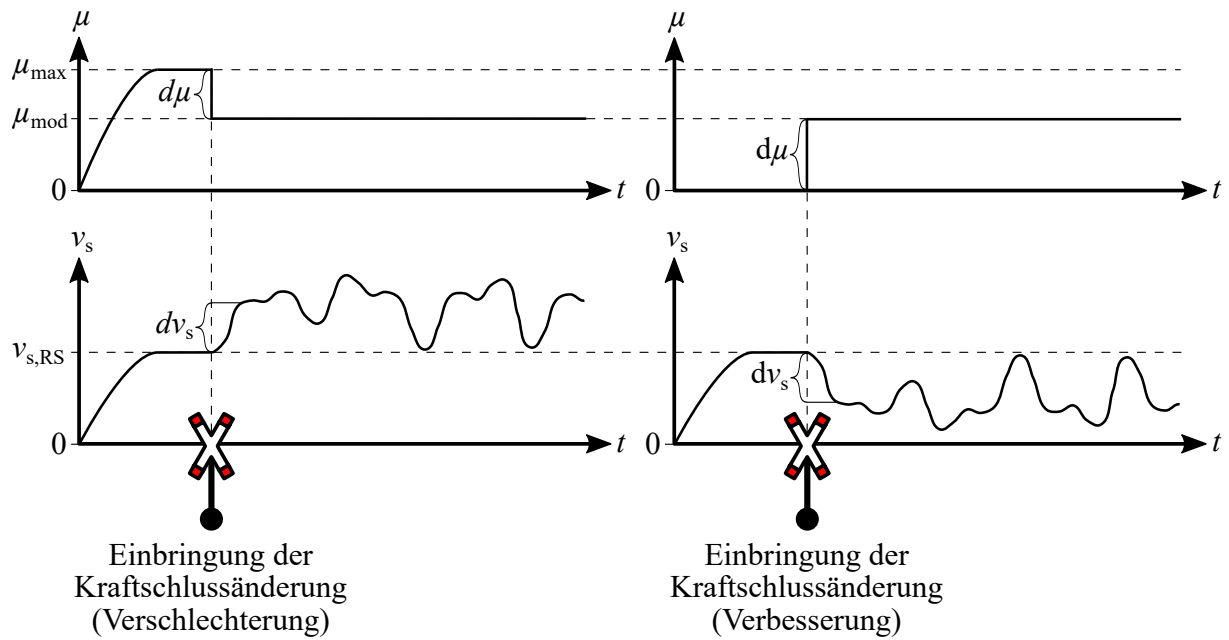
**Abbildung 5.10:** Beispiel-Zeitsignal einer Simulation mit eingebrachter Kraftschlussänderung bei  $t = 4,7$  s und anschließender Entwicklung von Torsionsschwingungen

tel 4, dass Torsionsschwingungen vor allem bei einer Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen, aber auch bei einer Verbesserung auftreten. Aufgrund dessen wird durch die entsprechende Variation von  $\mu_0$  sowohl die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen als auch ihre Verbesserung simuliert (Abbildung 5.11). Bei der Simulation der Verschlechterung startet der simulierte Anfahrvorgang sowohl im Rad-Schiene-Kontakt des direkt angetriebenen Rades als auch im Rad-Schiene-Kontakt des indirekt angetriebenen Rades mit den in Abschnitt 5.1.2 dokumentierten, idealen Kraftschlussbedingungen. Beim Erreichen der jeweiligen in Abschnitt 5.2.1 beschriebenen Wegpunkte wird schließlich der maximale Kraftschlusskoeffizient, der die Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt des indirekt angetriebenen Rades beschreibt, reduziert. Diese Reduzierung geschieht relativ zum ursprünglichen Kraftschlusskoeffizienten in Schritten von 0% bis 100%. Jeder dieser Schritte wird als Einzelsimulation ausgeführt. In ähnlicher Weise wird auch die Verbesserung der Kraftschlussbedingungen simuliert. Hierbei wird der maximale Kraftschlusskoeffizient, mit dem die Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt des indirekt angetriebenen Rades beschrieben werden, von Beginn an auf Null gesetzt. Beim Erreichen der in Abschnitt 5.2.1 beschriebenen Wegpunkte wird dieser dann erhöht. Die Erhöhung erfolgt auch hier in Schritten von 0% bis 100%, wobei 100% dem Kraftschlusskoeffizienten bei idealen Kraftschlussbedingungen entspricht, wie in Abschnitt 5.1.2 dokumentiert. Auch hier wird jeder Schritt als Einzelsimulation ausgeführt.

### 5.3 Auswertung der Parameteruntersuchung

In diesem Abschnitt wird die Auswertung der zuvor beschriebenen Parameteruntersuchung vorgestellt. Anschließend werden die Simulationsergebnisse zunächst den in Kapitel 4 beschriebenen Messergebnissen gegenübergestellt. Dabei werden auch die Simulationsergebnisse mit der *Vogelgerade* abgeglichen. Abschließend werden weiterführende Untersuchungen vorgestellt, die eine Beurteilung der Entstehungsbedingungen von Torsionsschwingungen ermöglichen sollen. Für die genannten Auswertungen werden die in Tabelle 5.4 genannten Größen berücksichtigt.

Dabei sind die in Tabelle 5.4 aufgeführten Größen Nr. 1 bis 7 physikalische Größen, die sich direkt als Ergebnis einer jeden Simulation ergeben. Um das dynamische Torsionsmoment des Radsatzes zu erhalten, wird das absolute Torsionsmoment, welches wiederum in den Ergebnissen der Simulation direkt enthalten ist, mit einem Bandpass gefiltert. Dafür wird ein Butterworth-Filter 4.Ordnung verwendet. Seine Grenzen orientieren sich mit 40 und 60 Hz an der dritten Eigenschwingungsform des mechanischen Antriebsstrangs ohne Rad-Schiene-Kontakt ( $f_t = 50,76$  Hz, siehe Abbildung 5.5). Analog zum beschriebenen Vorgehen zur Erzeugung des dynamischen Torsionsmomentes werden aus den jeweiligen, absoluten Gleitgeschwindigkeiten  $v_{s,R,indirekt}$  und  $v_{s,R,direkt}$  auch die schwingungs-



**Abbildung 5.11:** Darstellung beispielhafter Kraftschlusskoeffizienten- und Gleitgeschwindigkeitsverläufe für das indirekt angetriebene Rad bei einer Verschlechterung (links) und bei einer Verbesserung (rechts) der Kraftschlussbedingungen (gekennzeichnet ist auch der modifizierte Kraftschlusskoeffizient  $\mu_{\text{mod}}$ , der sich aus dem maximalen Kraftschlusskoeffizienten  $\mu_{\text{max}}$  ergibt).

**Tabelle 5.4:** Bei der Auswertung der Simulationen berücksichtigte Größen

Nr.	Formelzeichen	Bezeichnung
1	$s$	Zurückgelegte Wegstrecke
2	$v_{Fz}$	Fahrzeuggeschwindigkeit
3	$a_{Fz}$	Fahrzeugbeschleunigung
4	$v_{s,R,\text{indirekt}}$	Gleitgeschwindigkeit indirekt angetriebenes Rad
5	$v_{s,R,\text{direkt}}$	Gleitgeschwindigkeit direkt angetriebenes Rad
6	$\mu_{s,R,\text{indirekt}}$	Kraftschlusskoeffizient indirekt angetriebenes Rad
7	$\mu_{s,R,\text{direkt}}$	Kraftschlusskoeffizient direkt angetriebenes Rad
8	$M_t$	Dynamisches Torsionsmoment
9	$v_{s,R,\text{indirekt,BP}}$	Schwingungsinduzierte Gleitgeschw. indirekt angetriebenes Rad
10	$v_{s,R,\text{direkt,BP}}$	Schwingungsinduzierte Gleitgeschw. direkt angetriebenes Rad
11	$\left(\frac{d\mu}{dt}\right)_{s,R,\text{indirekt}}$	Zeitliche Ableitung Kraftschlusskoeffizient indirekt angetriebenes Rad

duzierten Gleitgeschwindigkeiten  $v_{s,R,\text{indirekt,BP}}$  und  $v_{s,R,\text{direkt,BP}}$  gebildet. Die zeitliche Ableitung des Kraftschlusskoeffizienten am indirekt angetriebenen Rad wird durch zeitliche Ableitung des entsprechenden Kraftschlusskoeffizienten  $\mu_{s,R,\text{indirekt}}$  ermittelt. Diese zeitliche Ableitung findet sich in den folgenden Grafiken allerdings nicht wieder, da sie lediglich bei der Automatisierung für die Ermittlung des Zeitpunktes der Kraftschlussänderung verwendet wurde.

In den folgenden Abschnitten sind die Auswertungsergebnisse grafisch dargestellt.

### 5.3.1 Gegenüberstellung mit Messergebnissen

Zur Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit den in Kapitel 4 beschriebenen Messergebnissen werden in diesem Abschnitt folgende Darstellungen erzeugt:

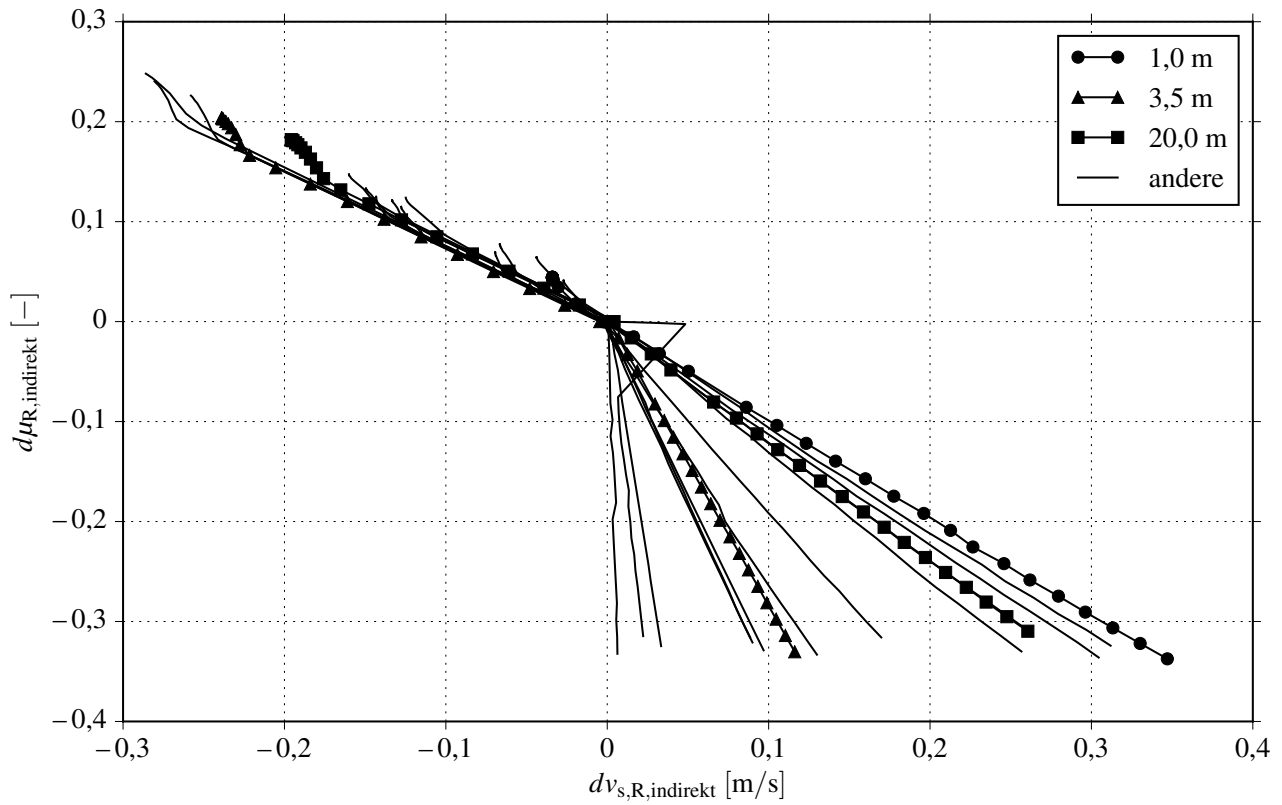
- Kraftschlussänderung am indirekt angetriebenen Rad  $d\mu_{R,\text{indirekt}}$  über der resultierenden Gleitgeschwindigkeitsänderung am indirekt angetriebenen Rad  $v_{s,R,\text{indirekt}}$ ,
- Dynamisches Torsionsmoment  $M_t$  über der zeitlichen Dauer zwischen Kraftschlussänderung und Auftreten des zugehörigen dynamischen Torsionsmomentes  $dt$ .

#### Kraftschlussänderung über Gleitgeschwindigkeitsänderung

Für die Darstellung von Kraftschluss- und Gleitgeschwindigkeitsänderung werden zunächst die beiden Änderungsraten bestimmt. Die Kraftschlussänderung wird aus der Differenz des Kraftschlusskoeffizienten am indirekt angetriebenen Rad vor und nach der Einbringung gebildet. Die Änderung der Gleitgeschwindigkeit wird entsprechend aus der Differenz der Gleitgeschwindigkeiten am indirekt angetriebenen Rad gebildet (siehe auch Abbildung 5.11).

In Abbildung 5.12 sind schließlich die Wertepaarverläufe aller Einzelsimulationen dargestellt. Jeder Verlauf beinhaltet Wertepaare, die sowohl aus einer Verschlechterung, als auch aus einer Verbesserung der Kraftschlussbedingungen resultieren. Darüber hinaus sind drei Wertepaarverläufe durch Marker hervorgehoben. Diese Wertepaarverläufe resultieren aus der Einbringung der Kraftschlussänderungen bei sehr geringer (zurückgelegte Wegstrecke  $s = 1$  m), mittlerer (zurückgelegte Wegstrecke  $s = 3,5$  m) und hoher (zurückgelegte Wegstrecke  $s = 20$  m) Fahrzeuggeschwindigkeit.

Die Anordnung der Datenpunkte in Abbildung 5.12 zeigt für alle Einbringungswegpunkte einen direkten linearen Zusammenhang zwischen Kraftschlussänderung  $d\mu$  und resultierender Gleitgeschwindigkeitsänderung  $dv_s$ . So nimmt die Gleitgeschwindigkeit bei einer Verschlechterung des Kraftschlusses zu und bei einer Verbesserung ab. Auffällig ist dabei, dass die Steigung der jeweiligen Punktverläufe sowohl bei einer Verschlechterung als auch bei einer Verbesserung der Kraftschlussbedin-

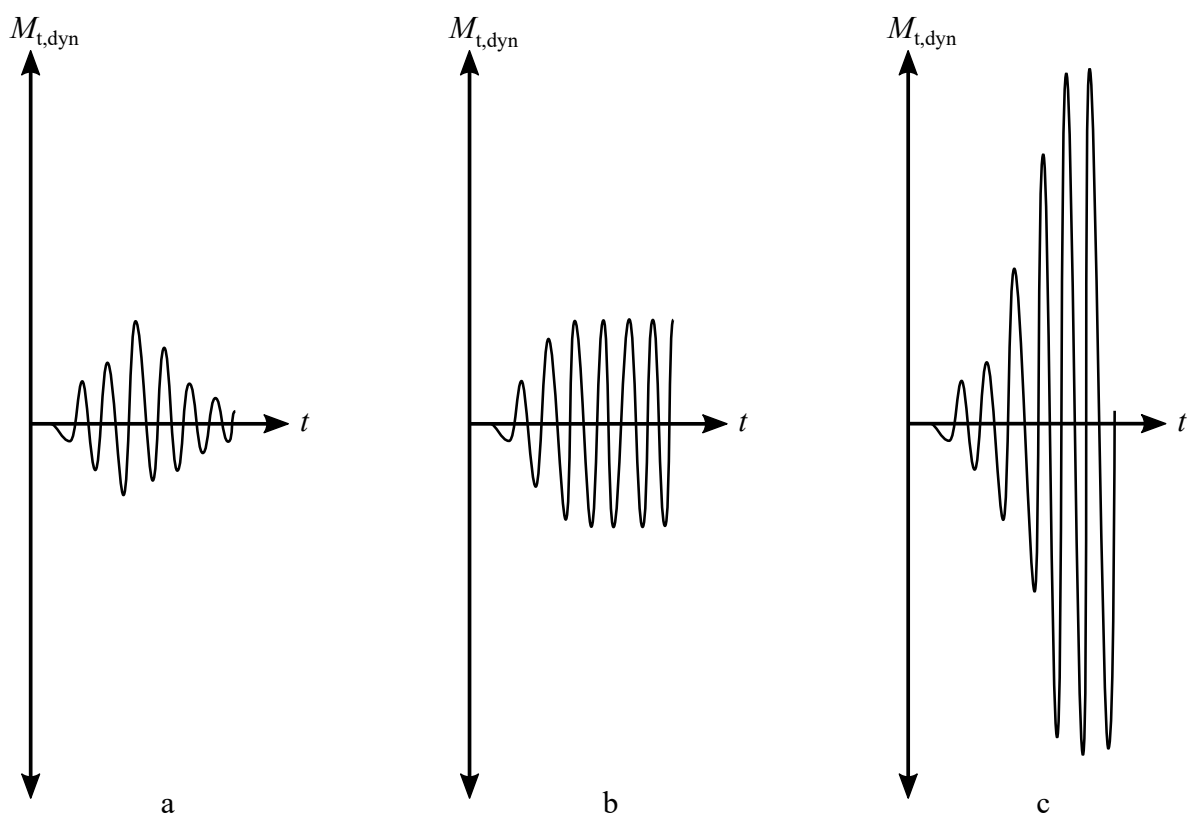


**Abbildung 5.12:** Eingebrachte Kraftschlussänderungen dargestellt über hervorgerufener Gleitgeschwindigkeitsänderung

gungen gleich ist. Je nach Einbringungswegpunkt unterscheiden sich die jeweiligen Steigungen der Punktverläufe jedoch deutlich.

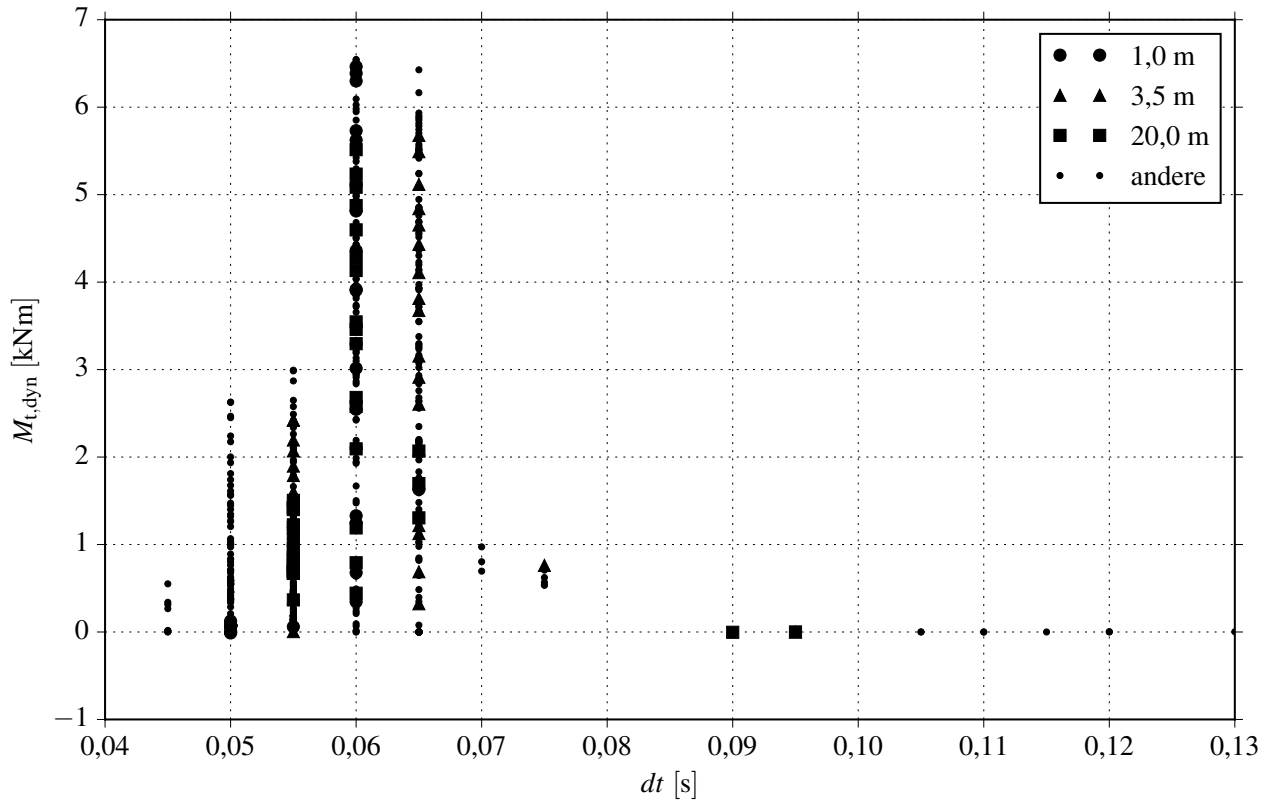
## Aufschwingdauer

Für die Darstellung des dynamischen Torsionsmomentes über der zugehörigen Aufschwingdauer, ist im ersten Schritt ein Zahlenwert für das dynamische Torsionsmoment zu bestimmen. Vorzugsweise ist hier das absolute Maximum zu wählen. Voruntersuchungen haben gezeigt, dass das absolute Maximum stark vom Abklingen des Schwingungsereignisses (abruptes Abklingen/länger anhaltende Schwingung/Wiederaufklingen) abhängig ist (siehe auch Abbildung 4.2) und sich daher nicht für eine Untersuchung der Entstehungsbedingungen eignet. Deswegen wird für die weitere Auswertung die Schwingungsamplitude des dritten Schwingungszyklus verwendet. So besitzt der dritte Schwingungszyklus nach Einbringung der Kraftschlussänderung bereits eine deutlich entwickelte Schwingungsamplitude und ist gleichzeitig noch weitgehend unbeeinflusst vom Abklingen der Schwingung.



**Abbildung 5.13:** Unterschiedliches Aufschwingverhalten bei Torsionsschwingungsereignissen: a) schnell abklingende Torsionsschwingungen; b) im Grenzzyklus fortschwingende Torsionsschwingungen; c) stark aufklingende Torsionsschwingungen mit spätem Erreichen des Grenzzyklus





**Abbildung 5.14:** Darstellung des dynamischen Torsionsmomentes über der Aufschwingdauer

Abbildung 5.13 zeigt die unterschiedlich starke Ausprägung von Torsionsschwingungen in den Einzelsimulationen. Die Schwingungsamplitude des dritten Schwingungszyklus bietet dabei wie dargestellt den bestmöglichen Kompromiss zur Auswertung aller Arten von Schwingungsausprägungen. Als Aufschwingdauer  $dt$  wird schließlich die zeitliche Dauer zwischen dem Einbringen der Kraftschlussänderung und dem Auftreten der maximalen Schwingungsamplitude des dritten Schwingungszyklus ausgewertet. In Abbildung 5.14 ist das dynamische Torsionsmoment über der verstrichenen Aufschwingdauer aufgetragen.

Abbildung 5.14 zeigt, dass sich unabhängig vom Einbringungswegpunkt der Kraftschlussänderung ein deutlicher Peak bei  $dt = 0,06$  s ausprägt.

### 5.3.2 Gegenüberstellung mit der *Vogelgerade*

Für die Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit der zugehörigen *Vogelgerade* (für die BR 120), muss diese zunächst anhand der von Schwartz dokumentierten und in Tabelle 5.5 aufgelisteten Kennwerte ermittelt werden. Sie ergibt sich gemäß Gleichung (4.2).

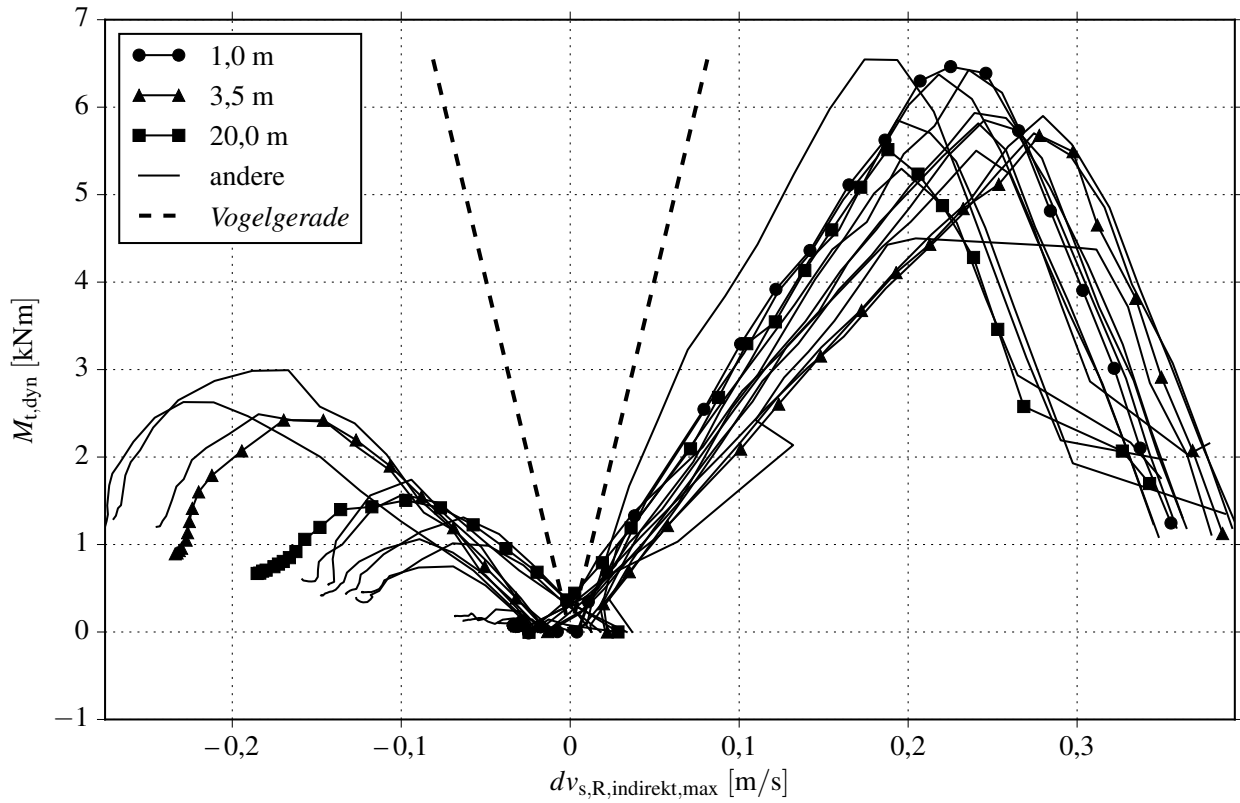
**Tabelle 5.5:** Kenngrößen der *Vogelgerade* für die BR 120 [76]

<b>Kenngröße</b>	<b>Zahlenwert</b>
$J_R$	157,3 kgm <sup>2</sup>
$f$	50,8 Hz
$r_R$	0,625 m
$c_{\text{Vogel}}$	80,7 kNs

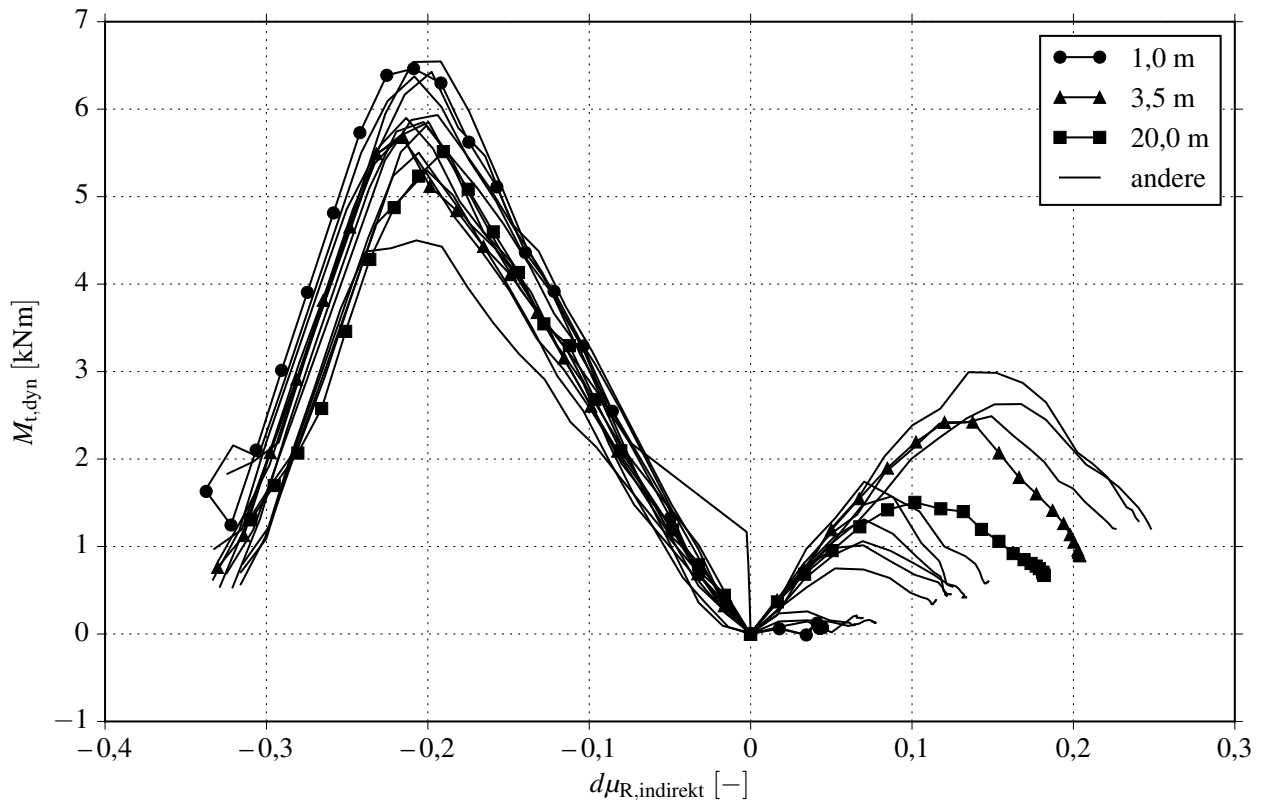
Für die Gegenüberstellung dieser *Vogelgerade* mit den Simulationsergebnissen wird das dynamische Torsionsmoment des dritten Schwingungszyklus verwendet. Darüber hinaus wird die Änderung der schwingungsinduzierten Gleitgeschwindigkeit vom Einbringen der Kraftschlussänderung bis zum Auftreten der maximalen Amplitude des dritten Schwingungszyklus bestimmt. Die Wertepaare aus dynamischem Torsionsmoment und schwingungsinduzierter Gleitgeschwindigkeitsänderung sind in Abbildung 5.15 der *Vogelgerade* gegenübergestellt. Hier zeigt sich, dass die Datenpunkte, die sich aus den Simulationen ergeben, anders als die Messpunkte in Kapitel 4 nicht der *Vogelgerade* folgen. Der Verlauf der Datenpunkte aus der Simulation ähnelt jedoch qualitativ dem der Messpunkte. So nimmt das dynamische Torsionsmoment zunächst mit zunehmendem Betrag der Gleitgeschwindigkeit annähernd linear zu, fällt jedoch nach dem Erreichen seines jeweiligen Maximums wieder ab (vergleiche Abbildung 4.5).

### 5.3.3 Weitere Abhängigkeiten von der Höhe der Kraftschlussänderung

Ausgehend von den zuvor beschriebenen Auswertungen werden in diesem Abschnitt weiterführende Auswertungen zu den Zusammenhängen zwischen den Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt und der Entwicklung von Torsionsschwingungen beschrieben. Bei diesen Auswertungen handelt es sich um diejenigen Auswertungen, die in Kapitel 4 aufgrund der Grenzen der messtechnischen Datenerfassung im Rad-Schiene-Kontakt nicht gemacht werden konnten (Fazit aus Abschnitt 4.3). So werden hier nun weitere Abhängigkeiten von der Höhe der Kraftschlussänderung untersucht.



**Abbildung 5.15:** Darstellung des dynamischen Torsionsmomentes über der gleichzeitig auftretenden Gleitgeschwindigkeit (gegenübergestellt sind die Datenpunkte der *Vogelgerade*).

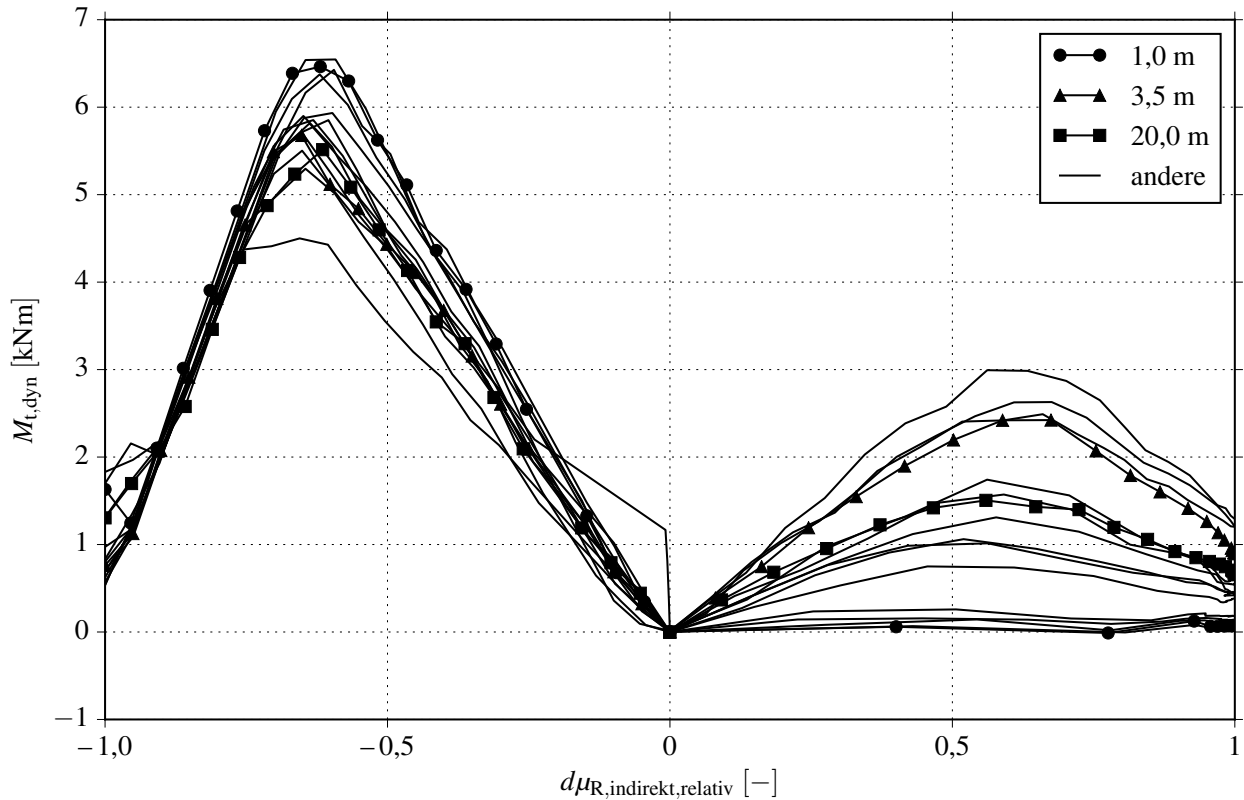


**Abbildung 5.16:** Dynamisches Torsionsmoment dargestellt über der ursächlichen Kraftschlussänderung

### Dynamisches Torsionsmoment über Höhe der Kraftschlussänderung

Für die Überprüfung der Abhängigkeit des dynamischen Torsionsmomentes  $M_t$  von der Höhe der Kraftschlussänderung  $d\mu_{1,R,indirekt}$  sind beide Größen in Abbildung 5.16 übereinander aufgetragen.

Sowohl für die Verbesserung als auch für die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen nimmt das dynamische Torsionsmoment  $M_t$  mit der betragsmäßigen Höhe der Kraftschlussänderung  $d\mu$  zunächst zu. Bei der Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen prägt sich für alle Datenpunktverläufe bei einem Kraftschlussbeiwert von ca.  $-0,2$  ein Maximum aus. Anders verhält es sich bei der Verbesserung der Kraftschlussbedingungen: hier besteht zwar ebenfalls ein vergleichbarer linearer Zusammenhang zwischen dem dynamischen Torsionsmoment und der Höhe der Kraftschlussänderung, jedoch prägen sich die jeweiligen Maxima bei unterschiedlich hohen Kraftschlussänderungen aus. Um zu überprüfen, ob die Ausprägung des Maximums abhängig vom maximal verfügbaren Kraftschlusskoeffizienten ist, wird die Höhe der Kraftschlussänderung  $d\mu_{1,R,indirekt}$  in Abbildung 5.17 auf den maximal verfügbaren Kraftschlusskoeffizienten normiert. Bei der Verschlechterung der Kraft-



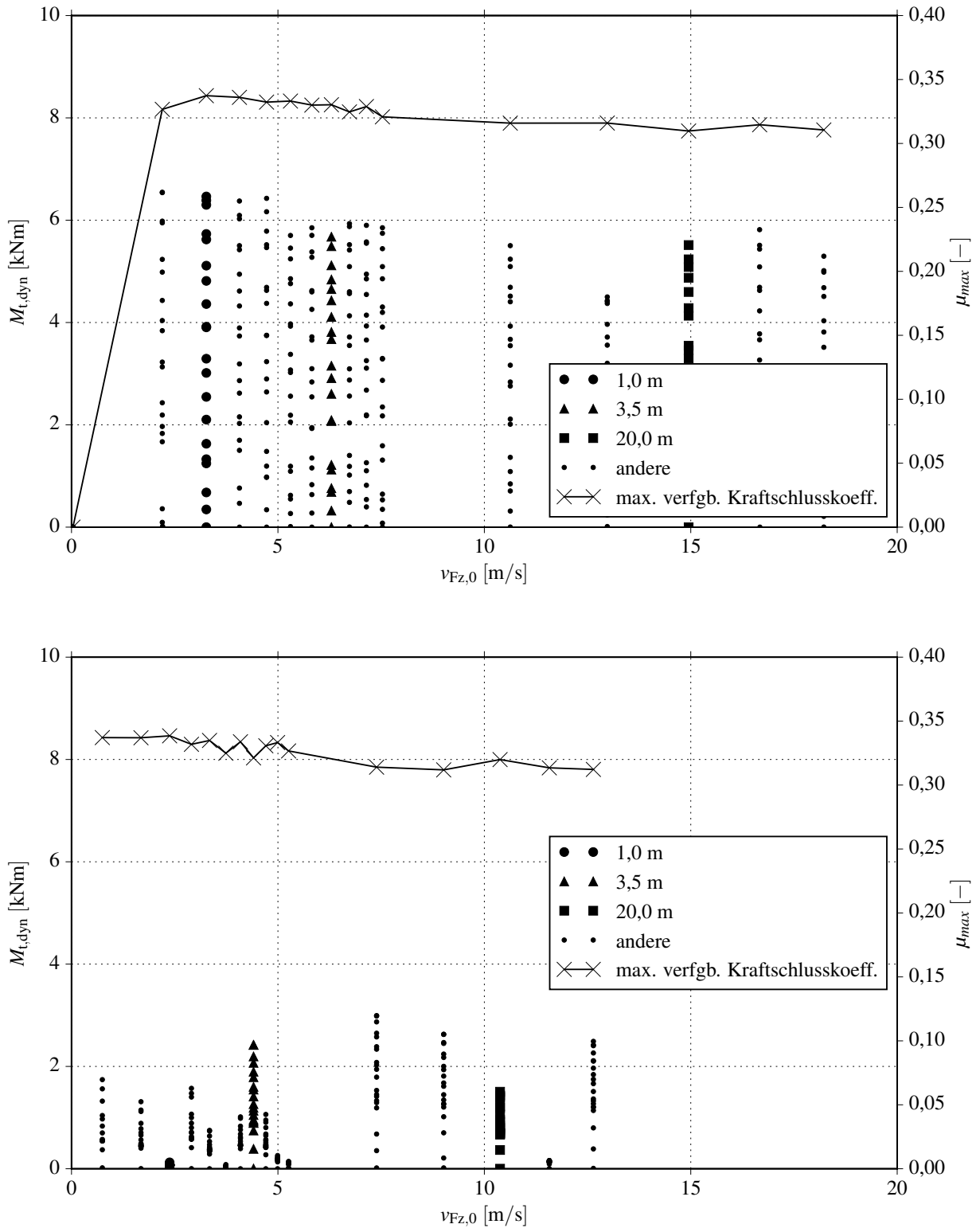
**Abbildung 5.17:** Dynamisches Torsionsmoment dargestellt über der ursächlichen, normierten Kraftschlussänderung

schlussbedingungen bedeutet dies eine Normierung auf den Kraftschlusskoeffizienten unmittelbar vor und bei der Verbesserung unmittelbar nach dem Eintreten der Kraftschlussänderung.

Die für Abbildung 5.16 beschriebenen Zusammenhänge zeigen sich ebenfalls in Abbildung 5.17. Auffällig in Abbildung 5.17 ist, dass sich bei einer Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen die Maxima der jeweiligen Verläufe für das dynamische Torsionsmoment einheitlich bei einem Einbruch des Kraftschlusskoeffizienten um 70% einstellen.

### Dynamisches Torsionsmoment über absolutem Kraftschlusskoeffizienten

Da die Normierung der Kraftschlussänderungen auf den maximal verfügbaren Kraftschlusskoeffizienten zu einer Vergleichbarkeit geführt hat, wird in diesem Abschnitt die direkte Abhängigkeit des dynamischen Torsionsmomentes vom absoluten Kraftschlusskoeffizienten ausgewertet. In Abbildung 5.18 sind dafür die dynamischen Torsionsmomente für die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen über dem Ausgangskraftschlusskoeffizienten und für die Verbesserung der Kraftschlussbedingungen über dem maximal verfügbaren Kraftschlusskoeffizienten dargestellt.



**Abbildung 5.18:** Dynamische Torsionsmomente für Verschlechterung (oben) und Verbesserung (unten) der Kraftschlussbedingungen dargestellt über der initialen Fahrzeuggeschwindigkeit (zusätzlich ist jeweils der zugehörige maximal verfügbare Kraftschlusskoeffizient dargestellt).

Sowohl für die Verschlechterung als auch für die Verbesserung lassen sich keine direkten Zusammenhänge ablesen. Vor allem bei der Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen ist jedoch eine Tendenz zu erkennen, dass mit zunehmender initialer Fahrzeuggeschwindigkeit auch das maximal angeregte dynamische Torsionsmoment abnimmt. Diese Tendenz korreliert mit der Beschreibung der Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt. So nimmt der maximale, verfügbare Kraftschlusskoeffizient in Abbildung 5.18 mit zunehmender initialer Fahrzeuggeschwindigkeit ab (siehe Abschnitt 5.1.2).

### Schwingungsanfachung durch abfallende Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie

Wie in Abschnitt 3.2 bereits beschrieben, wird in der Fachliteratur allgemein angenommen, dass eine steil abfallende Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie eine anfachende Wirkung auf Torsionsschwingungen hat. Um die Abhängigkeit der anfachenden Wirkung einer Kraftschlussänderung  $d\mu$  zu untersuchen, wird in diesem Abschnitt die aus der Kraftschlussänderung  $d\mu$  resultierende Dämpfung der dynamischen Torsionsmomente ausgewertet. Auch, wenn es eine Größe der linearen Schwingungslehre ist, wird für die Gegenüberstellung mit der Kraftschlussänderung das Lehr'sche Dämpfungsmaß  $D$  ermittelt, um die (negative) Dämpfung durch eine abfallende Reibkennlinie sichtbar zu machen.  $D$  ergibt sich gemäß Gleichung (5.6) [38].

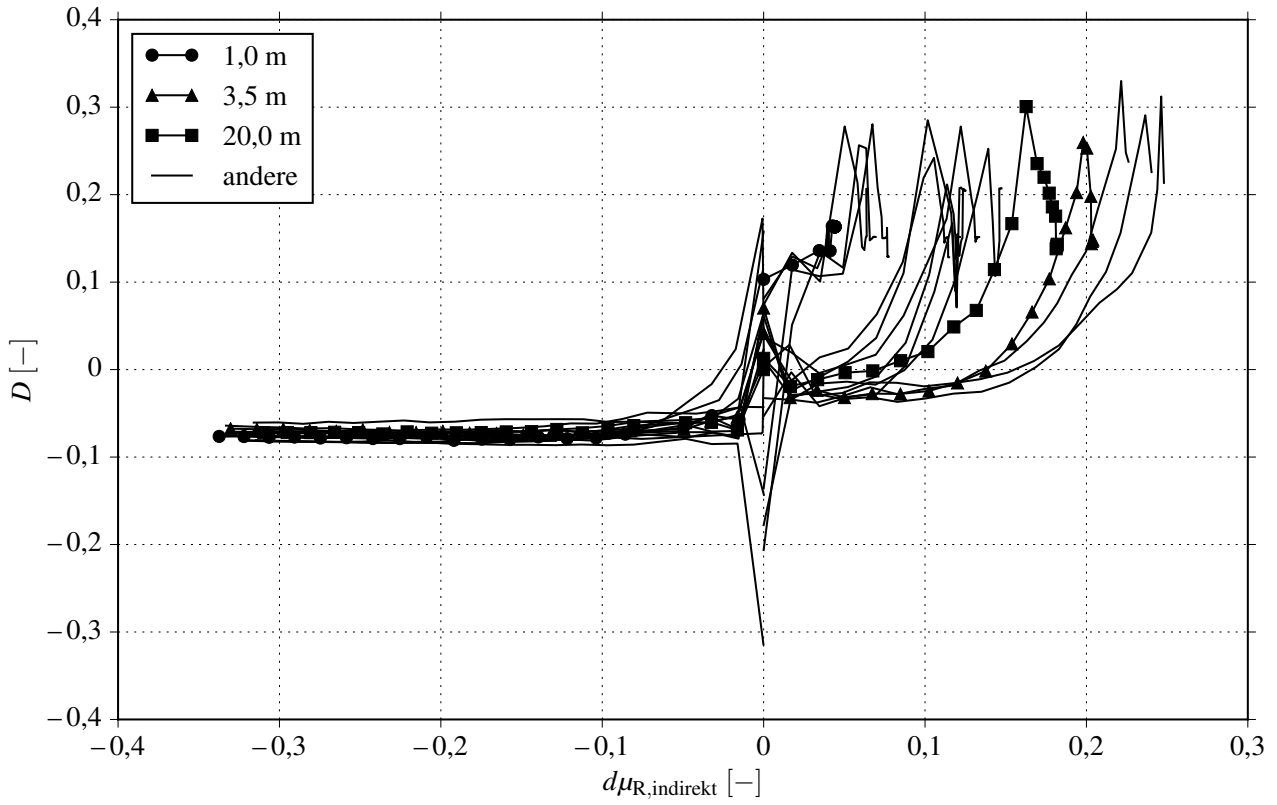
$$D = \frac{\Lambda}{\sqrt{(2\pi)^2 + \Lambda}} \quad (5.6)$$

Hierbei ist das logarithmische Dekrement  $\Lambda$  durch Gleichung (5.7) gegeben [38].

$$\Lambda = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} \quad (5.7)$$

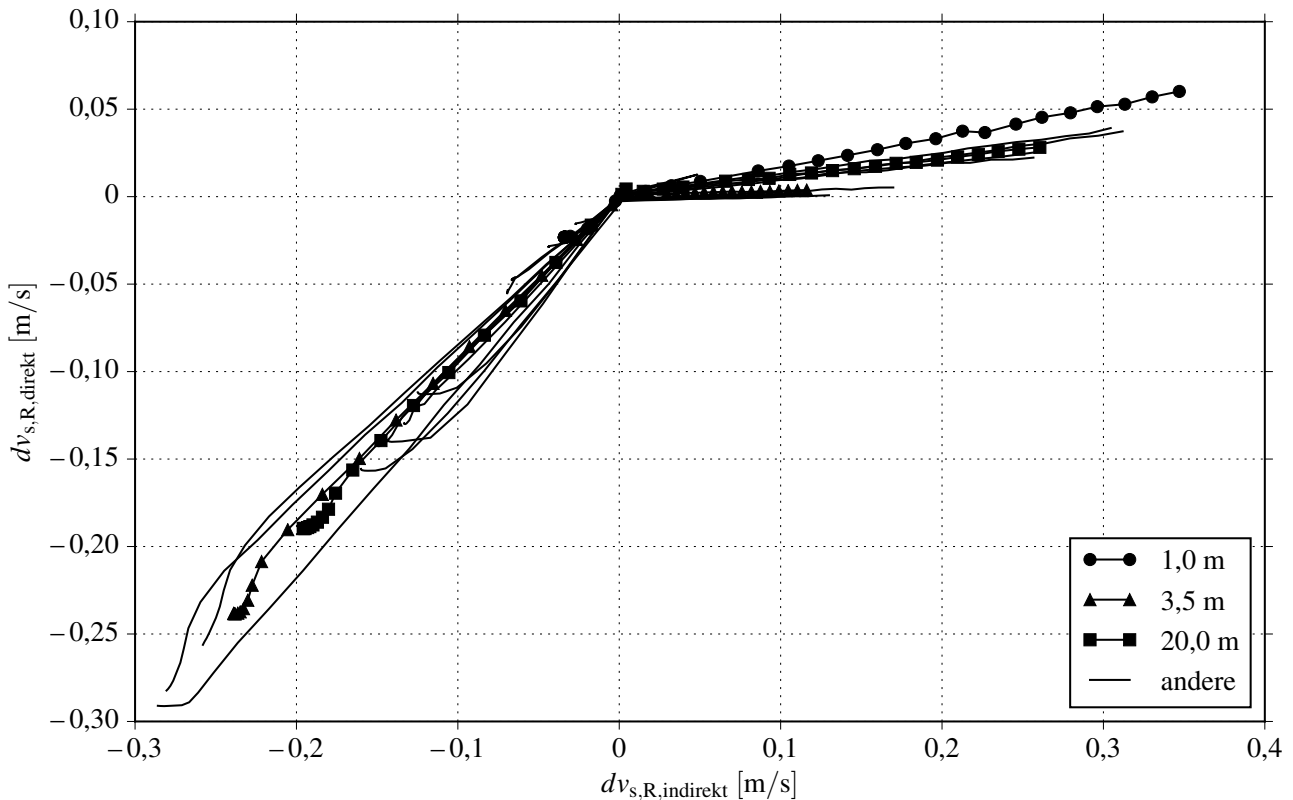
Um diejenige Dämpfung zu ermitteln, die vom Rad-Schiene-Kontakt ausgeht, wird für ihre Berechnung die Amplitude  $A_i$  der schwingungsinduzierten Gleitgeschwindigkeit  $v_{s,R,indirekt}$  verwendet. Um einen aussagekräftigen Wert für das Lehr'sche Dämpfungsmaß zu erhalten, wird sie analog zur Ermittlung des dynamischen Torsionsmomentes aus den ersten drei Schwingungsperioden berechnet. Dies geschieht per arithmetischer Mittlung der drei einzelnen Dämpfungswerte. Die so ermittelten Werte für  $D$  sind schließlich in Abbildung 5.19 ihrer ursächlichen Kraftschlussänderung gegenübergestellt.

Für ausreichend große Kraftschlussänderungen  $|d\mu| > 0,01$  sind in Abbildung 5.19 sowohl für die Verschlechterung als auch für die Verbesserung der Kraftschlussbedingungen jeweils einheitliche Werte für  $D$  ausgeprägt. So ergibt sich unabhängig von der Wegstrecke, nach der die Kraftschlussänderung eingebracht wird, eine Dämpfung von  $-0,08$  (Verschlechterung) bzw.  $-0,02$  (Verbesserung). Bei der Verbesserung der Kraftschlussbedingungen fällt zusätzlich auf, dass große Kraftschlussänderungen zu positiven Dämpfungswerten führen. Die Höhe der Kraftschlussänderung, die zu diesen



**Abbildung 5.19:** Dämpfung von Torsionsschwingungen dargestellt über der ursächlichen Kraftschlussänderung



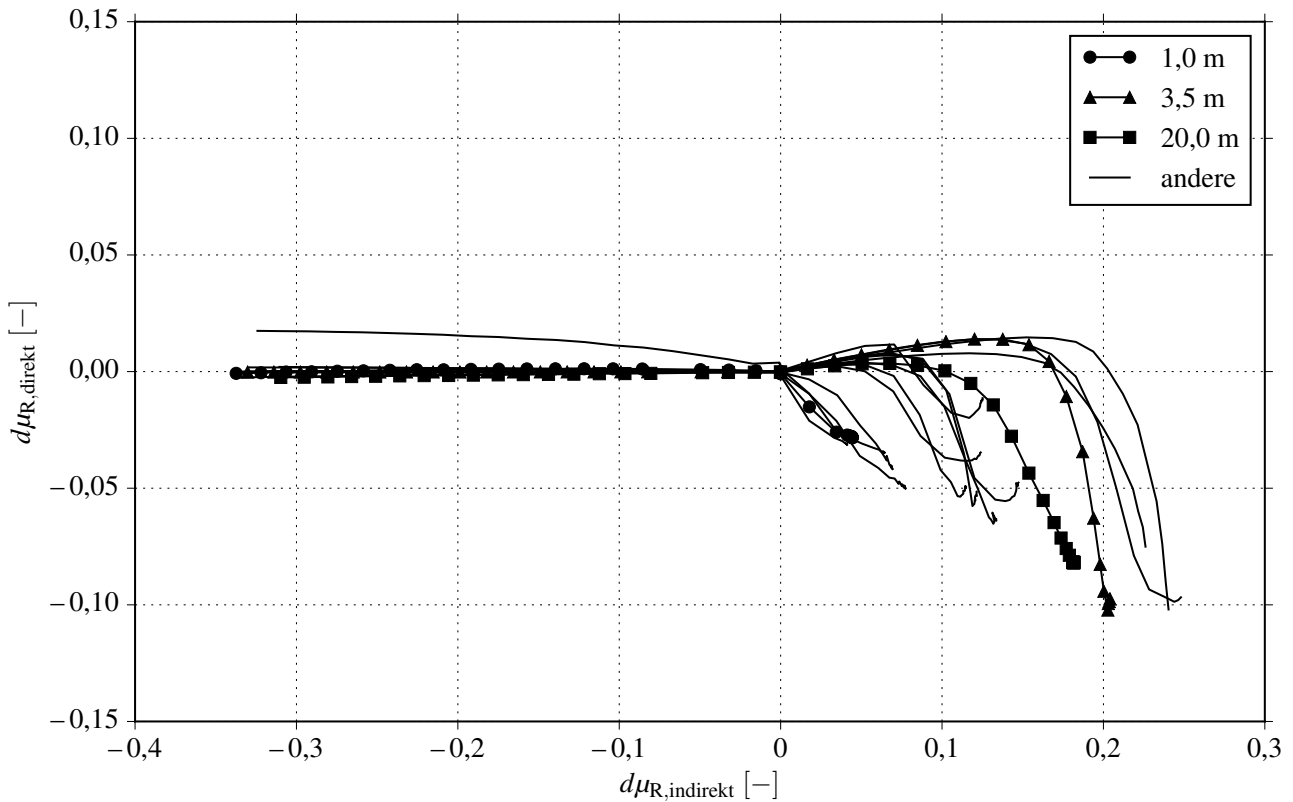


**Abbildung 5.20:** Gleitgeschwindigkeitsänderung am direkt angetriebenen Rad aufgetragen dargestellt über der am indirekt angetriebenen Rad

positiven Werten führt, ist dabei abhängig von der Wegstrecke, nach der die Kraftschlussänderung eingebracht wird.

### Abhängigkeit der Kraftschlussänderung beider Radsatzräder

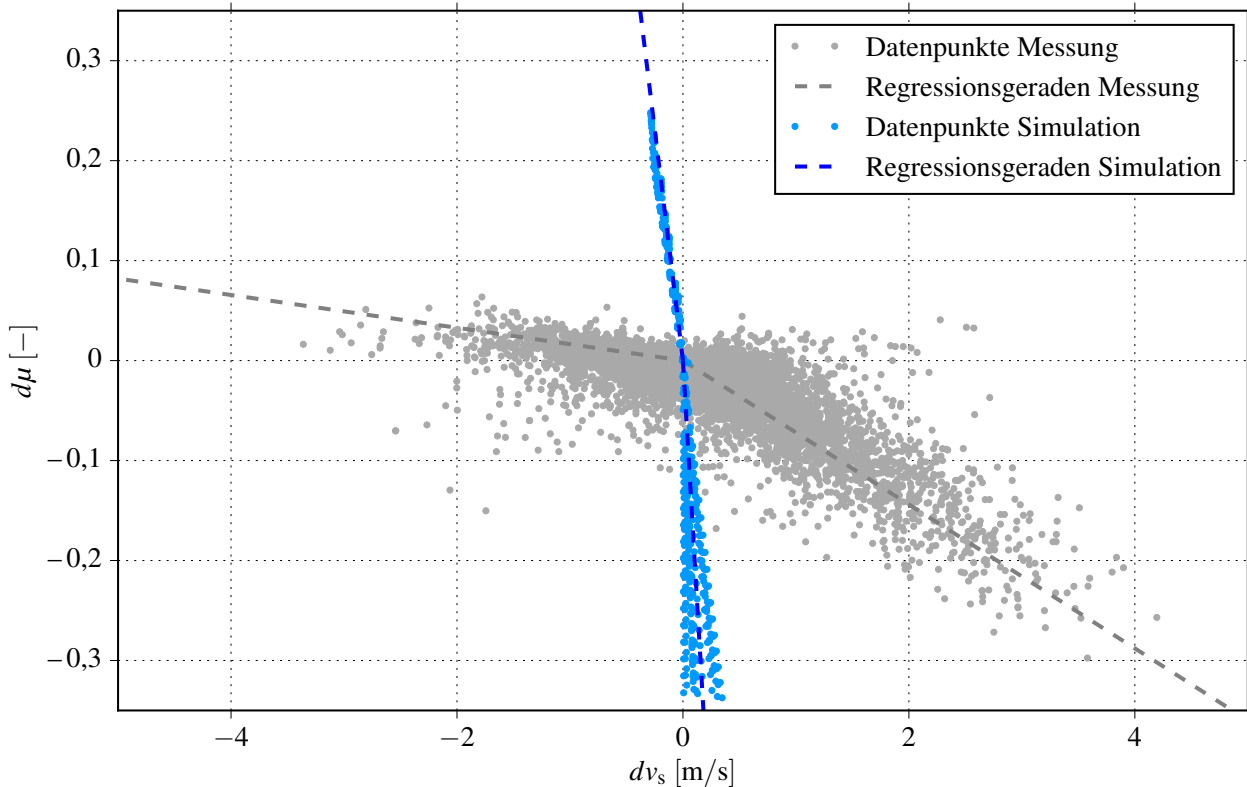
Auch wenn die Einbringung von Kraftschlussänderungen sich in den durchgeführten Simulationen auf den Rad-Schiene-Kontakt des indirekt angetriebenen Rades beschränkt, soll in diesem Abschnitt die Rückwirkung auf die Kraftschlussverhältnisse im Rad-Schiene-Kontakt des direkt angetriebenen Rades untersucht werden. Dazu sind in Abbildung 5.20 die Gleitgeschwindigkeitsänderungen und in Abbildung 5.21 die Kraftschlussänderungen beider Rad-Schiene-Kontakte einander gegenübergestellt. Abbildung 5.20 zeigt, dass durch eine Gleitgeschwindigkeitsänderung am indirekt angetriebenen Rad auch am direkt angetriebenen Rad eine proportionale Gleitgeschwindigkeitsänderung induziert wird. Auffällig dabei ist, dass bei einer Verbesserung der Kraftschlussbedingungen die Gleitgeschwindigkeitsabnahme an beiden Rädern nahezu identisch ist. Anders verhält es sich bei der Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen. Hier werden durch Gleitgeschwindigkeitsänderungen am indirekt an-



**Abbildung 5.21:** Kraftschlussänderung am direkt angetriebenen Rad dargestellt über der am indirekt angetriebenen Rad

getriebenen Rad deutlich geringere Gleitgeschwindigkeiten am direkt angetriebenen Rad induziert. Das Verhältnis der Gleitgeschwindigkeitsänderungen an beiden Rädern ist dabei wieder abhängig von der Wegstrecke, nach der die Kraftschlussänderung eingebracht wird.

Auch in Abbildung 5.21 ist ein Unterschied zwischen Verschlechterung und Verbesserung der Kraftschlussbedingungen zu sehen. So führt die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen am indirekt angetriebenen Rad lediglich zu einer geringen Änderung der Kraftschlussbedingungen am direkt angetriebenen Rad. Anders verhält es sich bei der Verbesserung der Kraftschlussbedingungen. Hier führen Erhöhungen des Kraftschlusskoeffizienten am indirekt angetriebenen Rad auch zu entsprechenden Erhöhungen am direkt angetriebenen Rad, wenn auch deutlich geringer. Zu große Erhöhungen des Kraftschlusskoeffizienten am indirekt angetriebenen Rad führen am direkt angetriebenen Rad jedoch zu einer Verringerung des Kraftschlusskoeffizienten. Das Maß der Erhöhung am indirekt angetriebenen Rad, das diese Vorzeichenumkehr am direkt angetriebenen Rad zur Folge hat, ist wiederum abhängig von der Wegstrecke, nach der die Kraftschlussänderung eingebracht wird.



**Abbildung 5.22:** Darstellung der Kraftschlussänderungen aus Messung (grau) und Simulation (blau)

## 5.4 Evaluation der Simulationsergebnisse

Zur Evaluation der im vorliegenden Kapitel dargestellten Simulationsergebnisse werden diese nun den Messergebnissen aus Kapitel 4 gegenübergestellt. Des Weiteren werden Mess- und Simulationsergebnisse erneut mit der jeweils zugehörigen *Vogelgerade* abgeglichen. Abschließend wird ein Fazit zu den weiterführenden Untersuchungen gezogen. Die Evaluation von Mess- und Simulationsergebnisse in Bezug auf die Forschungsfrage schließt sich dann im folgenden Kapitel 6 an.

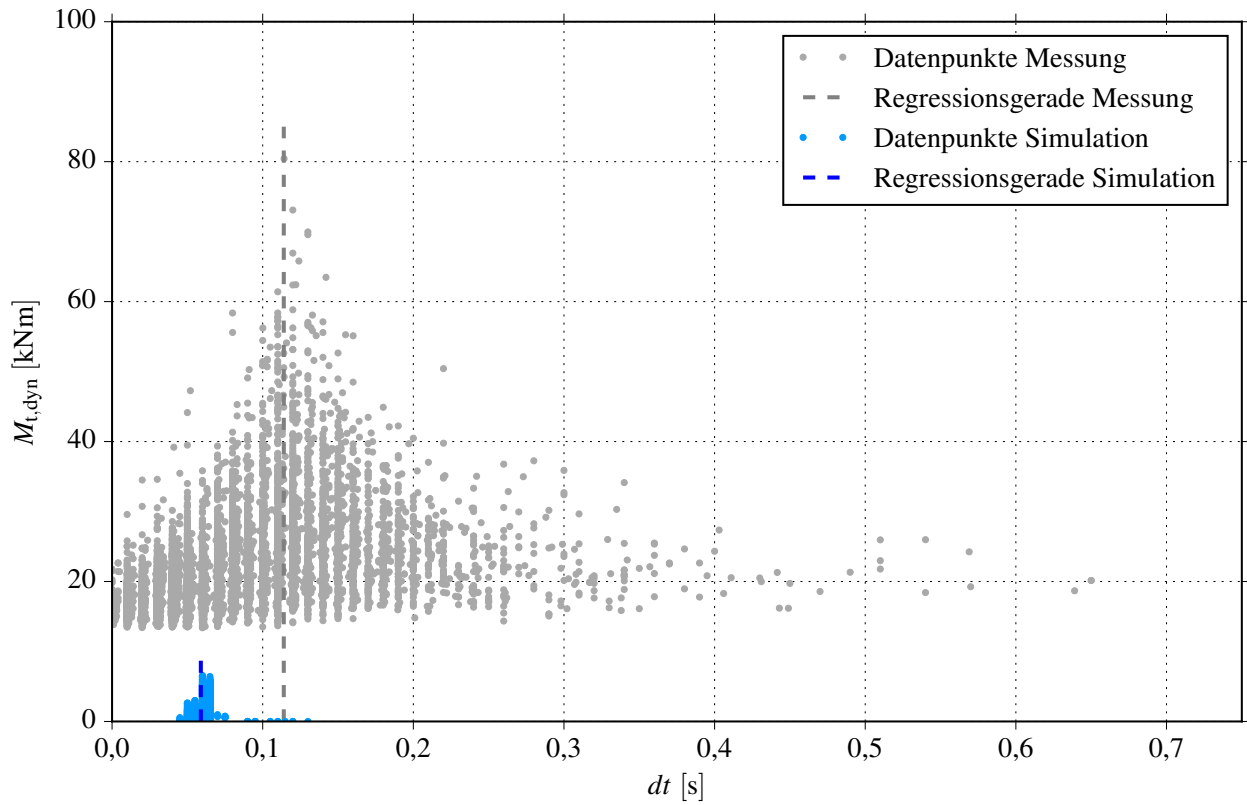
### 5.4.1 Gegenüberstellung von Simulations- und Messergebnissen

Für die Gegenüberstellung von Simulations- und Messergebnissen werden die Darstellungen für die Kraftschlussänderung und die Aufschwingdauer zusammengeführt. Die resultierende Gegenüberstellung für die Kraftschlussänderung ist in Abbildung 5.22 dargestellt, die Gegenüberstellung für die Aufschwingdauer in Abbildung 5.23.

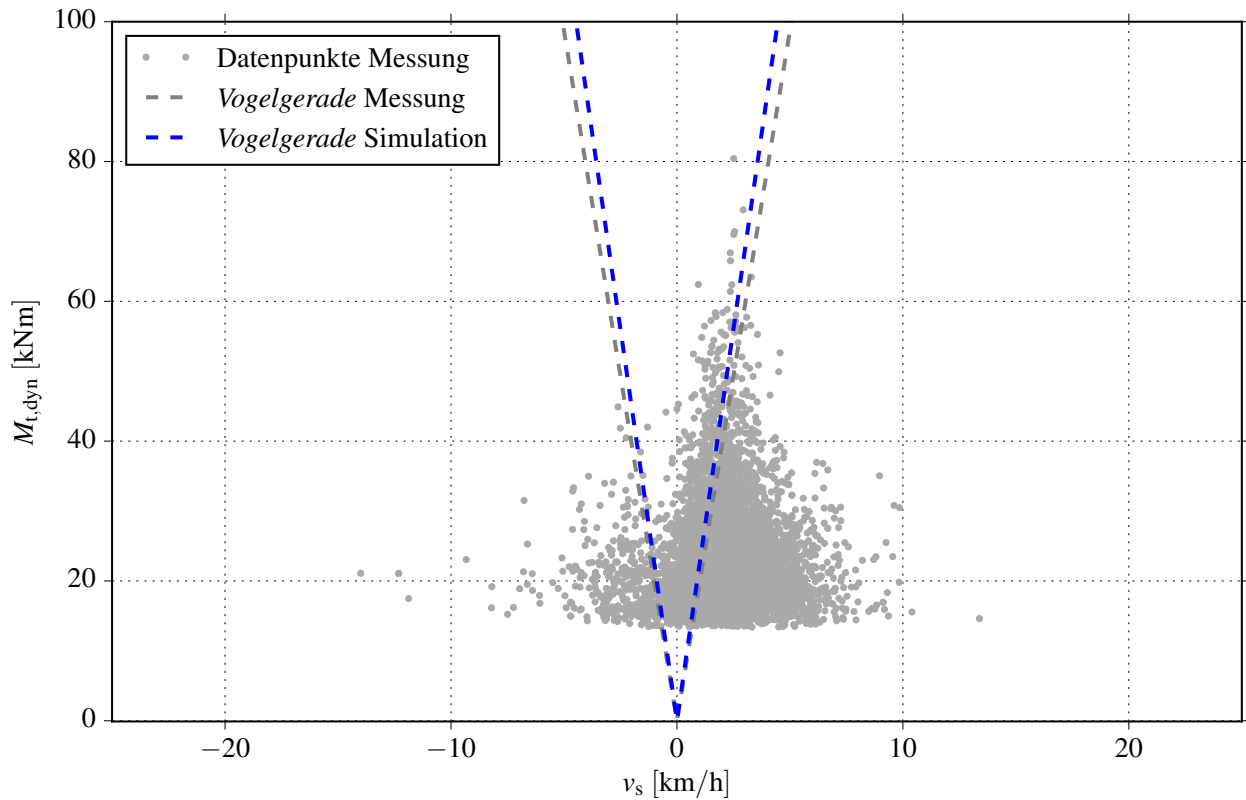
Bei der Gegenüberstellung der Kraftschlussänderungen in Abbildung 5.22 fällt zunächst einmal auf, dass die Regressionsgeraden für Simulation und Messung deutlich voneinander abweichen. So führen

dieselben Änderungen des Kraftschlusskoeffizienten bei den Messungen zu deutlich höheren Gleitgeschwindigkeitsänderungen als bei den Simulationen. Die Ursache hierfür ist die unterschiedliche Auswertung des dynamischen Torsionsmomentes. Während bei den Messungen die maximale Schwingungsamplitude eines Schwingungsereignisses ausgewertet worden ist, konnte bei der Simulation lediglich die Initiierung ausgewertet werden. Die Auswertung von Simulation und Messung so durchzuführen, dass die Ergebnisse auch quantitativ direkt vergleichbar sind, ist mit den dieser Arbeit zugrunde liegenden Daten nicht möglich. Aufgrund der Auflösung und der Qualität der Messdaten ist eine Auswertung der Schwingungsinitiierung analog zur Simulation nicht realisierbar. Umgekehrt führt die Auswertung der maximalen Schwingungsamplituden in einigen Simulationen zu unplausiblen Ergebnissen. Als Grund hierfür werden die bereits genannten Überlagerungseffekte angenommen. Trotz ihrer deutlichen quantitativen Abweichung ergeben sich für die Ergebnisse von Simulation und Messung qualitative Übereinstimmungen. So ist sowohl bei der Messung als auch bei der Simulation die Steigung der jeweiligen Regressionsgeraden für die Verbesserung der Kraftschlussbedingungen (Quadrant II,  $dv_s < 0$  und  $d\mu > 0$ ) flacher als die Steigung für die entsprechende Verschlechterung (Quadrant IV,  $dv_s > 0$  und  $d\mu < 0$ ). Darüber hinaus werden für die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen in der Simulation Änderungen des Kraftschlusskoeffizienten eingebracht, die auch bei den Messungen aufgetreten sind. Bei der Verbesserung der Kraftschlussbedingungen hingegen deckt die Simulation ein Spektrum an Änderungen des Kraftschlusskoeffizienten ab, die bei den Messungen gar nicht erreicht werden. Hier ist anzunehmen, dass weitere Einflüsse, die in der Simulation nicht entsprechend abgebildet wurden, die Erhöhung des Kraftschlusskoeffizienten beeinflussen.

Ähnlich wie bei der Gegenüberstellung der Kraftschlussänderungen von Simulation und Messung, lassen sich auch bei der Gegenüberstellung der Aufschwingdauern die Ergebnisse für Simulation und Messung qualitativ aber nicht quantitativ vergleichen (siehe Abbildung 5.23). So ergibt sich sowohl für die Simulation als auch für die Messung eine charakteristische Aufschwingdauer. Die jeweiligen Zahlenwerte von 0,06 s (Simulation) und 0,114 s (Messung) weichen jedoch deutlich voneinander ab. Als Grund hierfür ist entsprechend der Gegenüberstellung der Kraftschlussänderungen die unterschiedliche Auswertung des dynamischen Torsionsmomentes anzunehmen. So ist die charakteristische Aufschwingdauer, die sich aus der Simulation ergibt, eine Dauer für den Schwingungsaufbau, wohingegen die charakteristische Aufschwingdauer aus der Messung die Dauer für die Ausprägung der maximalen Schwingungsamplitude ist. Aus den bereits genannten Gründen ist auch für die Aufschwingdauer mit den dieser Arbeit zugrunde liegenden Daten keine direkt vergleichbare Auswertung von Simulation und Messung möglich.



**Abbildung 5.23:** Darstellung der dynamischen Torsionsmomente aus Messung (grau) und Simulation (blau) über der Gleitgeschwindigkeit (die jeweilige Regressionsgerade kennzeichnet die charakteristischen Aufschwingdauern von Messung  $dt = 0,114$  s und Simulation  $dt = 0,06$  s).



**Abbildung 5.24:** Dynamische Torsionsmomente aus Messung (grau) und Simulation (blau) dargestellt über der Gleitgeschwindigkeit (zusätzlich eingezeichnet ist die jeweils zugehörige *Vogelgerade*).

## 5.4.2 Übereinstimmung mit der *Vogelgerade*

In Abschnitt 5.3.2 sind die Simulationsergebnisse der für sie gültigen *Vogelgerade* gegenübergestellt. Wie beschrieben verlaufen die Datenpunkte deutlich unterhalb der *Vogelgerade*. Die qualitative Verteilung der Datenpunkte entspricht jedoch denen anderer Untersuchungen [88] bzw. der Auswertung der Messung in Kapitel 4. Mit betragsmäßig zunehmender Gleitgeschwindigkeit nimmt auch das dynamische Torsionsmoment zu, bis es ab einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit wieder abfällt. Ähnlich wie bei der Gegenüberstellung von Simulations- und Messergebnissen in Abschnitt 5.4.1 ist die Anordnung der Datenpunkte aus der Simulation deutlich unterhalb der *Vogelgerade* und das Erreichen vergleichsweise geringer Gleitgeschwindigkeiten auf die Ermittlung des dynamischen Torsionsmomentes während seiner Initiierung zurückzuführen. Dass die Antriebskonstruktionen, die den Messungen und den Simulationen zugrunde liegen, grundsätzlich miteinander vergleichbar sind, ist durch Abbildung 5.24 verdeutlicht.

**Tabelle 5.6:** Kenngrößen sowie Steigung der *Vogelgerade*  $c_{\text{Vogel}}$  von Simulation (vgl. Tabelle 5.5) und Messung (vgl. Tabelle 4.1)

Kenngröße	Simulation	Messung
$J_{\text{R}}$	157,3 kgm <sup>2</sup>	147,0 kgm <sup>2</sup>
$f$	50,8 Hz	48,5 Hz
$r_{\text{R}}$	0,625 m	0,625 m
$c_{\text{Vogel}}$	80,7 kNs	71,7 kNs

In Abbildung 5.24 ist die *Vogelgerade* für den in der Simulation verwendeten Antriebsstrang der BR 120 in die entsprechende Darstellung der Messergebnisse aus Kapitel 4 eingefügt. Es ist zu sehen, dass die *Vogelgerade* der BR 120 geringfügig steiler verläuft als die für die in den Messungen verwendete Baureihe. Dieser Unterschied ergibt sich aus den etwas voneinander abweichenden Kenngrößen, die in die Gleichung der *Vogelgerade* einfließen (siehe Tabelle 5.6).

Die Abweichung der Kenngrößen ist jedoch gering [88]. Darüber hinaus sind mit beiden Antrieben Hohlwellenantriebe gewählt worden. Damit ist das qualitative Schwingungsverhalten beider Antriebsbauarten als vergleichbar anzunehmen und die Abweichung von der *Vogelgerade* bei der Simulation nicht auf eine andere Antriebsbauart zurückzuführen. Dass die Antriebsbauart tatsächlich einen Einfluss haben kann, ist in [88] sowie durch Yu und Breuer [105] beschrieben.

### 5.4.3 Ergebnisse der weiterführenden Untersuchungen der Kraftschlussänderung

Im Folgenden werden die weiterführenden Auswertungen, die in Abschnitt 5.3.3 dokumentiert sind, evaluiert. Als erstes wird dafür der direkte Zusammenhang zwischen dynamischem Torsionsmoment und Kraftschlussänderung beurteilt. Anschließend wird anhand der Dämpfung im Rad-Schiene-Kontakt die Rolle desselben bei der Entstehung von Torsionsschwingungen bewertet. In den darauf folgenden Abschnitten werden schließlich Annahmen, die sich zu Torsionsschwingungen in der Literatur finden, mit den Simulationsergebnissen abgeglichen.

#### Abhängigkeit des dynamischen Torsionsmomentes von der Kraftschlussänderung

Die Höhe der angeregten dynamischen Torsionsmomente ist direkt abhängig von der Höhe der Kraftschlussänderung. Dies ergibt sich aus Abbildung 5.16 und Abbildung 5.17. Beide Abbildungen zeigen, dass das dynamische Torsionsmoment proportional zur betragsmäßigen Änderung des Kraft-

schlusskoeffizienten zunimmt. Bis zu einer Kraftschlussänderung von 70% gilt dieser lineare Zusammenhang – sowohl für die Verbesserung als auch für die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen. Unterschiede zeigen sich jedoch in den höheren Schwingungsamplituden, die durch eine Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen angeregt werden. Sie sind annähernd doppelt so hoch wie die Werte, die bei einer Verbesserung der Kraftschlussbedingungen angeregt werden. Für Kraftschlussänderungen, die betragsmäßig größer als 70% sind, nehmen die angeregten dynamischen Torsionsmomente wieder ab.

Eine Ursache für die Ausprägung maximal angeregter Schwingungsamplituden bei einer 70%-igen Kraftschlussänderung ergibt sich aus der Auswertung der Parameteruntersuchung nicht. Dennoch stimmt diese kritische Kraftschlussänderung mit den in Kapitel 3 beschriebenen Zusammenhängen zu angeregten Schwingungsamplituden beim Reibband-Experiment überein. Darüber hinaus passt das Auftreten einer kritischen Kraftschlussänderung auch zu Beobachtungen aus Betriebsmessungen. So werden in Betriebsmessungen vor allem dann maximale Schwingungsamplituden hervorgerufen, wenn zunächst annähernd volle Traktionskraft anliegt und diese in Folge der Bewässerung der Schiene einen nennenswerten Einbruch erfährt. Hierbei fällt jedoch immer wieder auf, dass die Höhe der hervorgerufenen Schwingungsamplituden nicht beliebig mit der Höhe der Traktionskrafteinbrüche zunimmt. In ähnlicher Weise äußert sich dies bei der linear abhängigen Gleitgeschwindigkeit (Abbildungen 4.7 und 5.12). Hier zeigt sich, dass rutschige Schienenbedingungen, z.B. bei starkem Regen, zu deutlich weniger Schwingungsereignissen mit deutlich geringeren Schwingungsamplituden führen, wohingegen nur leicht rutschige Schienenbedingungen, z.B. durch Tau am Morgen oder Bewässerung mit sehr kleinen Wassermengen, in einer gehäuften Anregung sehr hoher Schwingungsamplituden resultieren (siehe Abbildung 4.5). Wie bei den Betriebsmessungen, nehmen die Schwingungsamplituden auch bei reibungserregter Schwingung im Reibband-Experiment (Abbildung 3.6) mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zu. Überschreitet die Relativgeschwindigkeit jedoch den Wert  $v_{rel,1}$ , nehmen die Amplituden wieder ab. Diese analoge Ausprägung der Schwingungsamplituden in Abhängigkeit der Gleit- bzw. Relativgeschwindigkeit belegt den in Abschnitt 3.1.3 beschriebenen Zusammenhang zwischen der translatorischen Bewegung im Reibband-Experiment und der rotatorischen Bewegung bei Radsatztorsionsschwingungen. Der genannte Vergleich zeigt aber auch, dass eine direkte Übertragbarkeit der Ergebnisse des Reibband-Experiments auf Radsatztorsionsschwingungen nicht gegeben ist. Hier sei auf die bereits in Abschnitt 3.1.3 erläuterten, komplexeren Zusammenhänge bei Radsatztorsionsschwingungen (zwei dynamisch veränderliche Reibkontakte) hingewiesen.



## Anfachung von Torsionsschwingungen durch abfallende Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie

Wie in Kapitel 3 erörtert, werden Torsionsschwingungen als reibungserregte Schwingungen durch eine abfallende Reibkennlinie im Rad-Schiene-Kontakt angefacht. Die hiermit verbundene Ausprägung eines negativen Wertes für die Lehr'sche Dämpfung  $D$  zeigt Abbildung 5.19. Hierbei ergibt sich für die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen mit  $-0,08$  ein kleinerer Wert als mit  $-0,02$  für die Verbesserung der Kraftschlussbedingungen. Der kleinere Wert für die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen hat gemäß der theoretischen Überlegungen in [90] eine höhere Anregung von Torsionsschwingungen zur Folge. Diese Annahme wird durch die höheren dynamischen Torsionsmomente in Abbildung 5.16 bestätigt. Für die Ausprägung der jeweiligen negativen Dämpfungswerte ist eine Mindestkraftschlussänderung von ca.  $|\mathrm{d}\mu| > 0,01$  notwendig. Darüber hinaus zeigt Abbildung 5.19, dass bei einer Verbesserung der Kraftschlussbedingungen zu große Erhöhungen des Kraftschlusskoeffizienten wiederum eine positive Dämpfung zur Folge haben. Dieser Effekt ist damit zu begründen, dass eine große Erhöhung des Kraftschlusskoeffizienten auch eine große Reduzierung der Gleitgeschwindigkeit zur Folge hat. Dabei kann die Reduzierung so groß werden, dass der Arbeitspunkt auf der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie wieder auf die linke Seite des Kraftschlussmaximums geführt wird (siehe Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie in Abbildung 4.6). Auf dieser Seite des Kraftschlussmaximums ist die Dämpfungsenergie höher als die zugeführte Energie (siehe Abbildung 3.3), sodass die Lehr'sche Dämpfung hier positive Werte annimmt. Die kritische Höhe der Kraftschlussänderung, bei der positive Dämpfungswerte auftreten, ist wiederum von der Einbringungsstrecke und somit von der initialen Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig. Für die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen bleibt der Zahlenwert unabhängig von der initialen Fahrzeuggeschwindigkeit und der Höhe der Absenkung des Kraftschlusskoeffizienten konstant bei  $-0,08$ . Die Auswertung der Dämpfung, die vom Rad-Schiene-Kontakt auf Torsionsschwingungen ausgeht, ist somit konsistent mit den theoretischen Überlegungen aus Abschnitt 3.1.3.

## Bewegungsmechanismus von Torsionsschwingungen

In der Literatur wird die Ursache von Torsionsschwingungen u.a. in einer Stick-Slip-Bewegung (nach Popov [62]) im Rad-Schiene-Kontakt gesehen [41, 34]. Diese Annahme kann durch die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen nicht bestätigt werden. Weder in den Messungen noch in den Simulationen sind Szenarien ermittelt worden, bei denen die Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Schiene beim Auftreten von Torsionsschwingungen zu Null wird. Es konnten keine Belege für Haftphasen gefunden werden, während derer die Relativgeschwindigkeiten für einen

signifikanten Zeitraum zu Null werden [62]. Zwar nehmen sowohl Gleitgeschwindigkeit als auch Kraftschlusskoeffizient (siehe Abbildung 5.10) kurzzeitig negative Werte an, sie verharren jedoch nicht bei Null. Hierbei handelt es sich vielmehr um eine Relativbewegung des Rades entgegen der Fahrtrichtung, welche beim Zurückschwingen des Rades auftritt. Darüber hinaus sind die Beträge der negativen Zahlenwerte der Gleitgeschwindigkeit so gering, dass sie gerundet Null ergeben. Da somit keine signifikanten Haftphasen während des Auftretens von Torsionsschwingungen nachgewiesen werden konnten, sind Torsionsschwingungen auf Basis der dokumentierten Untersuchungen als reine reibungserregte Schwingungen anzusehen, die bei entsprechender, abfallender Reibkennlinie im Rad-Schiene-Kontakt angefacht werden.

Eine weitere Annahme, die zum Bewegungsmechanismus von Torsionsschwingungen immer wieder diskutiert wird [90], ist das Auslöschen des schwingungsinduzierten Gleiten eines Rades durch das globale Gleiten des Radsatzes. Ein schwingungsinduziertes Gleiten entgegen der Fahrtrichtung ist nach dieser Annahme nicht möglich. Tatsächlich zeigen dies auch die Zeitverläufe der Gleitgeschwindigkeit aus der Simulation. Hier wird das schwingungsinduzierte Gleiten durch das globale Gleiten des Radsatzes maximal ausgelöscht (siehe Abbildung 5.10). Die in [90] skizzierte Annahme, dass das erstmalige Auftreten dieser vollständigen Auslöschung wieder zum Haften, infolgedessen zu einer abrupten Erhöhung des Kraftschlusskoeffizienten und damit zum Abklingen der Torsionsschwingungen führt, kann hingegen nicht durch die vorliegenden Untersuchungen bestätigt werden. So setzen sich Torsionsschwingungen auch nach dem erstmaligen Auslöschen von globaler und schwingungsinduzierter Gleitgeschwindigkeit fort.

## **Einfluss der Schlupfregelung auf Torsionsschwingungen**

Die Simulationsergebnisse liefern keinen direkten, quantitativen Zusammenhang zwischen Größen der Schlupfregelung und der Entstehung von Torsionsschwingungen. Dennoch zeigt Abbildung 5.8, dass durch die Schlupfregelung gezielt ein Betrieb in der Nähe des Kraftschlussmaximums angesteuert wird. Je nachdem, wie sensibel eine Schlupfregelung auf eine abrupte Kraftschlussänderung reagiert, ermöglicht sie ein Abdriften des Arbeitspunktes auf den abfallenden Ast der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie. Somit hat die Schlupfregelung grundsätzlich indirekt einen Einfluss auf die Entwicklung von Torsionsschwingungen. Wie Schwartz in seiner Arbeit jedoch gezeigt hat [76], ist es durch die gezielte Auslegung der Regelung nicht möglich, Torsionsschwingungen direkt zu dämpfen. So liegen bei seiner Stabilitätsuntersuchung der Regelung die Pole bei Torsionsschwingungen stets im instabilen Bereich [76]. Eine indirekte Dämpfung ist jedoch möglich, wenn durch entsprechende Sensorik Torsionsschwingungen erkannt und ein weiteres Abdriften auf den abfallenden Ast der

Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie verhindert werden. Dies ist durch eine entsprechende Reduktion der Sollwertvorgabe des Antriebs möglich.

## 5.5 Fazit der simulativen Untersuchungen

Die Untersuchung der Entstehung von Torsionsschwingungen anhand der beschriebenen Simulationen hat folgende Ergebnisse geliefert:

- Torsionsschwingungen werden durch eine Änderung der Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt hervorgerufen.
- Die Änderung der Kraftschlussbedingungen hat eine charakteristische Anfachung im Rad-Schiene-Kontakt zur Folge,
- bei der sich Torsionsschwingungen mit einer charakteristischen Zeitkonstante entwickeln.
- Die höchsten dynamischen Torsionsmomente werden bei einer betragsmäßigen Änderung des Kraftschlusskoeffizienten um 70% initiiert.
- Die Änderung der Kraftschlussbedingungen kann in Form einer Verschlechterung (Reduzierung des Kraftschlusskoeffizienten) oder in Form einer Verbesserung (Erhöhung des Kraftschlusskoeffizienten) auftreten.
- Tendenziell führen höhere absolute Kraftschlussbeiwerte auch zu höheren, angeregten dynamischen Torsionsmomenten.

Diese Ergebnisse sind konsistent mit den Messergebnissen aus Kapitel 4 und stimmen mit den theoretischen Überlegungen aus Kapitel 3 bzw. der Literatur überein. Jedoch können zu Überlagerungseffekten und der Vorhersage der sich maximal entwickelnden Schwingungsamplituden keine eindeutigen Aussagen getroffen werden. Hierfür wie auch für die Validierung des Simulationsmodells werden über die Messungen in Kapitel 4 hinausgehende Messdaten benötigt.

Die weitere Evaluierung der Simulationsergebnisse im Gesamtkontext von Torsionsschwingungen an Schienenfahrzeuggradsätzen erfolgt im folgenden Kapitel 6. Dort werden außerdem die Ergebnisse der Messungen (Kapitel 4) sowie das gegenwärtige, in Kapitel 2 beschriebene Zulassungsprozedere miteinbezogen.

## 6 Möglichkeiten für den zukünftigen Umgang mit Torsionsschwingungen

Ausgehend von den Ergebnissen, die im Rahmen dieser Arbeit aus Messungen (Kapitel 4) und Simulationen (Kapitel 5) gewonnen wurden, werden in diesem Kapitel die Möglichkeiten im zukünftigen Umgang mit Torsionsschwingungen und den damit verbundenen Belastungen von Radsatzwellen und Presssitzen diskutiert. Dazu werden zunächst die Relevanz der erarbeiteten Ergebnisse beurteilt und mögliche Vereinfachungen des zukünftigen Zulassungsprozesses aufgezeigt. Abschließend werden Ansätze zur fahrzeugseitigen Verhinderung bzw. Unterdrückung von Torsionsschwingungen vorgeschlagen.

### 6.1 Relevanz der erarbeiteten Ergebnisse

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass die Entwicklung von Torsionsschwingungen direkt von den Kraftschlussbedingungen bzw. der Veränderung der Kraftschlussbedingungen abhängt. Dabei wurden sowohl in Messungen (Kapitel 4) als auch in Simulationen (Kapitel 5) Zusammenhänge zwischen Kraftschlussänderungen und der Amplitude von Torsionsschwingungen gefunden.

Die Reproduktion der maximalen Schwingungsamplituden der Messungen ist in den durchgeführten Simulationen jedoch nicht gelungen. Um die Ausprägung der maximalen Schwingungsamplituden weiter zu untersuchen und entsprechend durch eine Simulation abzubilden, sind Messungen erforderlich, bei denen die Kraftschlussbedingungen beider Rad-Schiene-Kontakte eines Radsatzes während Torsionsschwingungen aufgezeichnet werden. Anders als bei den in Kapitel 4 dokumentierten Messungen, bei denen der Kraftschlusskoeffizient indirekt über die anliegende Zugkraft und für den gesamten Radsatz gemessen wurde, erfordert eine weiterführende messtechnische Untersuchung die Aufzeichnung der Kraftschlusskoeffizienten getrennt für beide Rad-Schiene-Kontakte. Eine solche Messung kann nicht indirekt über die Aufzeichnung der Zugkräfte erfolgen, sondern erfordert zusätzliche Sensorik. Über die vorliegende Arbeit hinaus wird daher bereits an einem geeigneten Messkonzept gearbeitet.

Des Weiteren beschränken sich die Untersuchungen in dieser Arbeit auf den Hohlwellenantrieb. Die Übertragbarkeit des vorgestellten Simulationsmodells auf andere Antriebsbauarten ist vor allem dadurch gegeben, dass Kennwerte und Geometrie des mechanischen Antriebsstrangs beliebig angepasst werden können. So können sowohl Trägheitsmomente, Torsionssteifigkeiten und -dämpfungsraten als auch das CAD-Modell des mechanischen Antriebsstrangs variiert werden.

## 6.2 Zukünftiges Zulassungsprozedere

Mit den gewonnenen Erkenntnissen über die Zusammenhänge zwischen Torsionsschwingungen und der Änderung der Kraftschlussbedingungen werden in diesem Abschnitt Möglichkeiten zur Vereinfachung des aktuellen Zulassungsprozederes diskutiert. Dies beinhaltet zum einen eine Vereinfachung der gegenwärtig durchzuführenden Messungen und zum anderen einen Ersatz der Zulassungsmessungen durch Simulationen.

### 6.2.1 Messungen

Die Zulassungsmessungen beschränken sich wie in Abschnitt 2.4 beschrieben auf die Auswertung der maximalen Amplituden von Torsionsschwingungen. Die Kraftschlussbedingungen werden bei dieser Auswertung nicht berücksichtigt. Hier wird über die Versuchsrandbedingung lediglich sehr grob vorgegeben, dass die Versuche bei Kraftschlussbedingungen durchgeführt werden, bei denen auch Torsionsschwingungen auftreten können. Um diese Versuchsrandbedingungen besser beurteilen zu können, hat die zusätzliche Auswertung der Gleitgeschwindigkeit in den vergangenen Jahren an Bedeutung gewonnen [88]. Hierbei wird die Schwingungsamplitude der zeitgleich aufgetretenen Gleitgeschwindigkeit gegenübergestellt (siehe Abbildung 4.5). Zusätzlich wird in dieser Darstellung auch die *Vogelgerade* dargestellt. Da die Auswertung der Gleitgeschwindigkeit in [93] nicht genauer definiert wird, wurde mit [88] bereits versucht, eine Grundlage für eine einheitliche und aussagekräftige Auswertung der Gleitgeschwindigkeit zu schaffen. Allerdings ist die Auswertung der Gleitgeschwindigkeit ein Umweg, mit dem Informationen über die vorliegenden Kraftschlussbedingungen gewonnen werden sollen. Auf Grundlage der Ergebnisse dieser Arbeit wird daher vorgeschlagen, die Kraftschlussbedingungen direkt zu messen. Mit einer solchen Messung und der entsprechenden Auswertung ließe sich analog zur Auswertung in Abschnitt 5.3.3 (z.B. mit einer Darstellung wie in Abbildung 5.17) nachweisen, dass diejenigen Kraftschlussbedingungen, die eine maximale Anregung von Torsionsschwingungen zur Folge haben, bei den Versuchen tatsächlich hergestellt worden sind. Des Weiteren kann die Auswertung der Schwingungsamplituden auf die kritischen Kraftschluss-

bedingungen beschränkt werden. Dass die Messungen bei kritischen Kraftschlussbedingungen eine repräsentative Menge an Schwingungsereignissen hervorgerufen haben, kann schließlich durch eine entsprechende, statistische Betrachtung des Vertrauensbereichs sichergestellt werden. Durch eine solche Betrachtung kann zudem im Gegensatz zum gegenwärtigen Vorgehen die Ungenauigkeit des gemessenen Maximalwertes angegeben werden. Hierdurch würde der Betrag der maximalen Schwingungsamplitude statistisch abgesichert und die Berechnung der Festigkeit von Radsatzwellen (DIN EN 13103-1 [15]) sowie der Übertragbarkeit von Presssitzen (DIN 7190-1 [13] bzw. DIN 7190-2 [14]) aussagekräftiger.

Eine weitere Möglichkeit eröffnet die Auswertung der tatsächlichen Kraftschlussbedingungen für die Durchführung von Messungen gemäß *Nachweisweg D* [93]. Gegenwärtig werden die genannten Messungen üblicherweise auf Strecken durchgeführt, die in ihrer Länge und Trassierung den späteren Einsatzstrecken des betreffenden Fahrzeugs entsprechen. Ist aus erstmaligen Messungen eine repräsentative Häufigkeitsverteilung der Kraftschlussbedingungen auf den zukünftigen Einsatzstrecken eines Fahrzeugs bekannt, können die Messungen gemäß *Nachweisweg D* auch auf anderen Strecken durchgeführt werden, auf denen in vergleichbarer Häufigkeit die Kraftschlussbedingungen der zukünftigen Einsatzstrecken auftreten.

## 6.2.2 Simulation

Gelingt es, durch zukünftige Messungen des Kraftschlusskoeffizienten beider Radsatzräder das vorgestellte Simulationsmodell soweit zu validieren, dass auch die Vorhersage der maximalen Schwingungsamplituden möglich wird, bietet die Simulation für das Zulassungsprozedere eine vollwertige Alternative zur Messung. Bei entsprechender Implementierung von mechanischem Antriebsstrang, Antrieb, Antriebssteuerung und Schlupfreglung (inklusive Zusatzreglung zur Erkennung von Torsionsschwingungen) können die kritischen Kraftschlussbedingungen für ein Fahrzeug ermittelt und daraus die maximalen Schwingungsamplituden per Simulation bestimmt werden.

## 6.3 Fahrzeugseitige Verhinderung von Torsionsschwingungen

Mit einer entsprechenden Auslegung der Antriebssteuerung können Torsionsschwingungen nicht direkt gedämpft werden [76]. Auch das Verhindern eines Betriebs bei kritischen Kraftschlussbedingungen ist durch die daraus resultierende, eingeschränkte Traktionsfähigkeit nicht praktikabel. Ebenso kann durch das Anbringen von Breitbandabsorbern an den Radsatzrädern die Entwicklung von Torsionsschwingungen nur bedingt gedämpft werden [87]. Hersteller sind in der Praxis daher dazu übergegangen, durch am Fahrzeug bereits vorhandene Sensorik das Auftreten von Torsionsschwingungen zu detektieren und die Schwingungen dann durch die Reduktion von Traktions- oder Bremskraft indirekt zu dämpfen. Dafür werden üblicherweise die Drehzahlgeber des Traktionsmotors oder die Gleitschutzgeber im Radsatzlagergehäuse verwendet. Letztere haben jedoch eine Messgenauigkeit, mit der die Frequenz von Torsionsschwingungen nicht unbedingt erkannt werden kann. Die deutlich höherfrequent abgetasteten Motordrehzahlgeber sind wiederum von der Eigenschwingung des Radsatzes entkoppelt, was der Vergleich der Schwingungsamplituden von Motorläufer und Radsatzrädern in Abbildung 5.5 zeigt. Hier kann zusätzliche Sensorik an beiden Radsatzrädern helfen, die Sensitivität der Torsionsschwingungserkennung zu erhöhen und Torsionsschwingungen frühzeitiger durch das Zurücknehmen von Traktions- oder Bremskraft indirekt zu dämpfen. Auch Beschleunigungsaufnehmer, die, angebracht an Radsatzlager- oder Getriebegehäuse, hochfrequent Vibrationen in oder vertikal zur Fahrtrichtung detektieren, sind für eine frühzeitigere Erkennung von Torsionsschwingungen denkbar.



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel werden abschließend die Untersuchungen, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt worden sind, mit Bezug zu den in Kapitel 1 formulierten Forschungsfragen zusammengefasst. Darüber hinaus wird ein Ausblick auf zukünftige Untersuchungen gegeben, die in Fortführung der vorliegenden Arbeit vorzunehmen sind.

### 7.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden die Entstehungsbedingungen von Torsionsschwingungen untersucht. Aus theoretischen Überlegungen und allgemeinen Erfahrungen aus Torsionsmessungen wird als maßgebliche Ursache für die Entstehung von Torsionsschwingungen eine Änderung der Kraftschlussbedingungen angenommen.

#### 7.1.1 Ergebnisse der Messungen

Um diese Annahme zu überprüfen, wurden Messungen gemäß VDB-Schrift 003 [93] mit zusätzlicher Messung des Kraftschlusskoeffizienten durchgeführt. Als Ergebnisse dieser Messungen ergaben sich

- eine charakteristische  $\frac{d\mu}{dv_s}$ -Änderungsrate sowie
- eine charakteristische Aufschwingdauer.

Um die maximalen Schwingungsamplituden genauer zu untersuchen, wurden weitere Messungen durchgeführt. Diese Messungen hatten zum Ziel, die zuvor festgestellte, charakteristische Änderung der Kraftschlussbedingungen gezielt hervorzurufen. Trotz aufwändiger Versuche ist ein gezieltes Anfahren der charakteristischen Kraftschluss-Schlupf-Änderungsrate nicht gelungen. Dennoch konnte mit den Messungen gezeigt werden, dass durch das Einbringen von Feinstaub in den Rad-Schiene-Kontakt besonders schlechte Kraftschlussbedingungen erzeugt werden können.

## 7.1.2 Ergebnisse der Simulationen

Um die Korrelation zwischen den Kraftschlussbedingungen und den Torsionsschwingungen dennoch weiter zu untersuchen, wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, das die getrennte Auswertung der Kraftschlussbedingungen je Radsatzrad ermöglichen sollte. Demzufolge wurden nach erfolgreicher Implementierung Simulationen durchgeführt, bei denen Torsionsschwingungen gezielt durch Kraftschlussänderungen an nur einem Radsatzrad hervorgerufen wurden. Aufbauend auf dieser qualitativen Reproduktion der Messergebnisse, haben sich in den Simulationen folgende Ergebnisse ergeben:

- eine charakteristische Dämpfung  $D$  durch die Kraftschlussänderung im Rad-Schiene-Kontakt,
- eine maximale Anregung von Torsionsschwingungen durch eine Änderung des Kraftschlusskoeffizienten um 70%,
- eine höhere Schwingungsanregung durch die Verschlechterung der Kraftschlussbedingungen als durch die Verbesserung,
- kein Hinweis auf das Vorliegen von Stick-Slip-Bewegungen bei Torsionsschwingungen.

## 7.1.3 Beantwortung der Forschungsfragen

Mit den für die durchgeführten Messungen und Simulationen zusammengefassten Ergebnissen wird im Folgenden Bezug zu den in Kapitel 1 definierten Forschungsfragen genommen.

*1. Wie können Zulassungskriterien so formuliert werden, sodass die gegenwärtig durchzuführenden Messungen effizienter werden und belastbarere Ergebnisse liefern?*

Die Ergebnisse der messtechnischen und simulativen Untersuchungen liefern einen Zusammenhang zwischen der Änderung der Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt und der Entwicklung von Radsatztorsionsschwingungen. Als kritische Änderung wurde ein 70%iger Einbruch des Kraftschlusskoeffizienten  $\mu$  gefunden. Zur effizienteren Durchführung der Zulassungsmessung kann diese kritische Kraftschlussänderung als Versuchsrandbedingung vorausgesetzt werden. Als offener Punkt bleibt hier die Entwicklung eines geeigneten Messverfahrens, mit dem nachgewiesen werden kann, dass die kritischen Kraftschlussbedingungen tatsächlich eingestellt worden sind.

*2. Kann auf Grundlage der physikalischen Zusammenhänge von Radsatztorsionsschwingungen ein Verfahren entwickelt werden, das unabhängig von Radsatz- oder Fahrzeugbauart die Vorhersage der maximalen dynamischen Torsionsmomente ermöglicht?*

Auf Grundlage der erhaltenen Messergebnisse wurde im Rahmen dieser Arbeit auch ein Simulationsmodell aufgebaut, mit dem Radsatztorsionsschwingungen simuliert werden können. Bei diesem Modell können die Geometrie des mechanischen Antriebsstrangs, seine mechanischen Kenngrößen sowie die Antriebssteuerung derart angepasst werden, dass mit dem Modell ein beliebiges Fahrzeug simuliert werden kann. Die maximal auftretenden dynamischen Torsionsmomente können dabei aus den Ergebnissen des Postprocessings direkt abgelesen werden. Eine Validierung der durch Simulation erhaltenen, maximalen dynamischen Torsionsmomente an entsprechenden, durch Messung ermittelten maximalen dynamischen Torsionsmomente, steht noch aus.

## **7.2 Ausblick**

Aus den beiden offenen Punkten, die sich aus der Beantwortung der Forschungsfragen ergeben, ist in Fortführung der vorliegenden Arbeit ein Messkonzept zu entwickeln, das eine unabhängige Messung der Kraftschlusskoeffizienten beider Rad-Schiene-Kontakte eines Radsatzes ermöglicht. Mit einer derartigen Messung würde die direkte Validierung des Simulationsmodells möglich. Darüber hinaus kann die Relevanz von Überlagerungs- und Verstärkungseffekten untersucht werden, die dann auftreten, wenn die Kraftschlussbedingungen sich an beiden Radsatzrädern ändern. Anschließend kann ein entsprechend validiertes Simulationsmodell als Alternative zu Messungen im Zulassungsprozess erprobt werden.

Für heutige Torsionsmessungen wird auf Grundlage der Ergebnisse der vorliegenden Arbeit empfohlen, den Kraftschlusskoeffizient eines Messradsatzes indirekt über die Zugkraft zu messen. Anschließend wird für das Hervorrufen kritischer dynamischer Torsionsmomente empfohlen, möglichst hohe Kraftschlusskoeffizienten anzufahren, bei denen dann durch geeignete Bewässerung und/oder Verunreinigung des Rad-Schiene-Kontaktes eine Verringerung des Kraftschlusskoeffizienten um 70% hervorgerufen wird. Auf diese Weise können Messungen schon heute, unter Verwendung der aktuell gültigen VDB-Schrift 003 [93], effizienter gestaltet und maximale dynamische Torsionsmomente gezielter hervorgerufen werden.



# Literaturverzeichnis

- [1] ABOUZEID, Ahmed F. ; GUERRERO, Juan M. ; ENDEMAÑO, Aitor ; MUNIATEGUI, Iker ; ORTEGA, David ; LARRAZABAL, Igor ; BRIZ, Fernando: Control Strategies for Induction Motors in Railway Traction Applications. In: *Energies* 13 (2020), Nr. 3, S. 700
- [2] BENKER, Thomas ; WEBER, Thomas: Torsionsschwingungen von Radsätzen - eine Herausforderung? In: *EI-Eisenbahningenieur* (2015), Nr. April 2015, S. 47–52
- [3] BRAUN, Sven: *Aufbau eines vereinfachten Triebfahrzeugmodells zur Untersuchung von Radsatz-Torsionsschwingung*. Bielefeld, FH Bielefeld, Masterarbeit, 19.02.2021
- [4] BREUER, Werner ; GERSTNER, Michael ; TRAUPE, Markus ; TRIMPE, Fritz: Radscheibenpressitz am ICE1/2 unter hochfrequenter Belastung. In: *VDI-Berichte, VDI-Fachtagung Schwingungen 2017* (2017), Nr. 2295
- [5] BUSCHER, Michael: *Radschlupfregelung zur maximalen Kraftschlussausnutzung bei elektrischen Traktionsantrieben*. Aachen : Verlag Shaker, 1995. – ISBN 3-8265-0636-7
- [6] CHEN, H. ; BAN, T. ; ISHIDA, M. ; NAKAHARA, T.: Adhesion between rail/wheel under water lubricated contact. In: *Wear* 253 (2002), Nr. 1-2, S. 75–81. – ISSN 00431648
- [7] CHRISTIE, Samuel H.: Experimental Determination of the Laws of Magneto-electric Induction in different masses of the same Metal, and of its Intensity in different M. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* (1833), Nr. Vol. 123, S. 95–143
- [8] DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA CORP.: *Simpack 2020: SIMULIA User Assistance 2020*. 2019
- [9] DB SYSTEMTECHNIK GMBH (Hrsg.): *Interner Bericht*
- [10] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN-Normenausschuss Fahrweg und Schienenfahrzeuge (FSF), NA 087-00-02 AA Fahrwerke, Untergremien von NA 087-*

00-02 AA. – URL <https://www.din.de/de/mitwirken/normenausschuesse/fsf/nationale-gremien/wdc-grem:din21:54776749>. – Zugriffsdatum: 26.10.2021

- [11] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 13260:2011-01 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsätze - Produktanforderungen*. 01.2011
- [12] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 13261:2011-01 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsatzwellen - Produktanforderungen*. 01.2011
- [13] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN 7190-1:2017-02 Pressverbände - Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände*. 02.2017
- [14] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN 7190-2:2017-02 Pressverbände - Teil 2: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für kegelige, selbsthemmende Pressverbände*. 02.2017
- [15] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 13103-1:2019-02 Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Teil 1: Konstruktionsleitfaden für außengelagerte Radsatzwellen*. 02.2019
- [16] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 13104:2013-03 Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Treibradsatzwellen – Konstruktionsverfahren*. 03.2013
- [17] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 13262:2011-06 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Räder - Produktanforderungen*. 06.2011
- [18] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 13674-1:2017-07 Bahnanwendungen - Oberbau - Schienen - Teil 1: Vignolschienen ab 46 kg/m*. 07.2017
- [19] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 15313:2016-09 Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Radsatzinstandhaltung*. 09.2016
- [20] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 13103:2012-10 Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Laufradsatzwellen – Konstruktions- und Berechnungsrichtlinie*. 10.2012
- [21] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 13715:2020-10 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Räder - Radprofile*. 10.2020
- [22] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN Taschenbuch 491/1 - Schienenfahrzeuge 1 - Radsätze*. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2013. – ISBN 978-3-410-24163-8

- 
- [23] DÖRNER, Heinz D. ; DEDE, Jani ; BIEKER, Guido ; KLEIN, Helmut ; PUSNIK, Arne: Brems-scheibe als Tilger für Radsatz-Torsionsschwingungen. In: *ZEVrail* 138 (2014), Nr. 9
- [24] DRESIG, Hans ; FIDLIN, Alexander: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. 4. Auflage. Heidelberg : Springer Verlag, 2020. – ISBN 978-3-662-59136-9
- [25] *Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung vom 8. Mai 1967 (BGBl. 1967 II S. 1563), die zuletzt durch Artikel 2 der Verordnung vom 5. April 2019 (BGBl. I S. 479) geändert worden ist*
- [26] EISENBAHN-BUNDESAMT: *Umsetzung Viertes Eisenbahnpaket im Jahr 2020*. 11.02.2019. – URL [https://www.eba.bund.de/SharedDocs/Fachmitteilungen/DE/2019/05\\_2019\\_Information\\_zur\\_Umsetzung\\_4EP.html](https://www.eba.bund.de/SharedDocs/Fachmitteilungen/DE/2019/05_2019_Information_zur_Umsetzung_4EP.html). – Zugriffsdatum: 16.09.2021
- [27] EISENBAHN-BUNDESAMT: *TSI CR LOC PAS 2011 NNTR-Gesamtliste*. 24.05.2018. – URL [https://www.eba.bund.de/DE/Themen/Fahrzeugzulassung/Genehmigung\\_von\\_Fahrzeugen/NNTV\\_NNTR\\_Listen/nntv\\_nntr\\_listen\\_node.html](https://www.eba.bund.de/DE/Themen/Fahrzeugzulassung/Genehmigung_von_Fahrzeugen/NNTV_NNTR_Listen/nntv_nntr_listen_node.html). – Zugriffsdatum: 24.03.2021
- [28] EISENBAHN-BUNDESAMT: Bericht des Eisenbahn-Bundesamts - Berichtsjahr 2010. (31.08.2011)
- [29] EISENBAHN-BUNDESAMT: Bericht des Eisenbahn-Bundesamts - Berichtsjahr 2011. (31.08.2012)
- [30] EISENBAHN-BUNDESAMT: Bericht des Eisenbahn-Bundesamts - Berichtsjahr 2012. (31.08.2013)
- [31] EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Ab Samstag in Kraft: Viertes Eisenbahnpaket macht Schienen-verkehr effizienter, sicherer, erschwinglicher und attraktiver*. 30.10.2020. – URL [https://ec.europa.eu/germany/news/20201030-viertes-eisenbahnpaket\\_de](https://ec.europa.eu/germany/news/20201030-viertes-eisenbahnpaket_de). – Zugriffsdatum: 24.03.2021
- [32] FIDLIN, Alexander: *Nonlinear Oscillations in Mechanical Engineering*. Heidelberg : Springer Verlag, 2006. – ISBN 978-3-540-28115-3
- [33] FILIPOVIĆ, Žarko: *Elektrische Bahnen*. 5. Auflage. Heidelberg : Springer Verlag, 2015. – ISBN 978-3-642-45226-0
- [34] FLEISCHER, Michael: *Traction control for railway vehicles*. Aachen : Universitätsbibliothek der RWTH Aachen, 2019

- [35] FRIDRICHOVSKY, Tomas ; SULC, Bohumil: Investigation of Torsional Oscillations in Railway Vehicles. In: *MATEC Web of Conferences CSCC 2016* 76 (2016)
- [36] FRIEDRICH, Sebastian ; TRAUPE, Markus ; MECHANICAL ENGINEERING OF POLITECNICO DI MILANO (Hrsg.): *Dynamic Torsional Loads on Wheelsets - Recent Findings for the Assessment*. 01.10.2014. – URL [http://esistc24.mecc.polimi.it/Milan\\_2014/Torsional\\_Loads.pdf](http://esistc24.mecc.polimi.it/Milan_2014/Torsional_Loads.pdf). – Zugriffsdatum: 24.07.2021
- [37] HEGHMANN, Alexander ; URBAN, Stefan ; BEITELSCHMIDT, Michael: Untersuchung des Längspressverbands Rad/Radsatzwelle einer Lokomotive unter dynamischen Einflüssen. In: *VDI Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2013* (2013), Nr. 2197, S. 25–38
- [38] HEINRICH, Berthold ; SCHNEIDER, Wolfgang: *Grundlagen Regelungstechnik: Einfache Übungen, praktische Beispiele und komplexe Aufgaben*. 5., überarb. u. erw. Auflage 2019. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. – ISBN 978-3-658-26741-4
- [39] HOFFMANN, Karl: *Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen*. Darmstadt : Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.), 1987
- [40] JÄGER, Helmut ; MASTEL, Roland ; KNAEBEL, Manfred: *Technische Schwingungslehre*. 7. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009. – ISBN 978-3-8351-0180-7
- [41] JÖCKEL, Andreas: *Aktive Schwingungsdämpfung im Antriebsstrang von Triebfahrzeugen auf der Grundlage von Systemmodellierung und Betriebsmessungen: Zugl.: Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 1999*. Als Ms. gedr. Aachen : Shaker, 1999 (Berichte aus der Fahrzeugtechnik). – ISBN 3-8265-6100-7
- [42] KALKER, J. J.: A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact. In: *Vehicle System Dynamics* (1982), Nr. 11, S. 1–13
- [43] KALKER, J. J.: The principle of virtual work and its dual for contact problems. In: *Ingenieur-Archiv* (1986), Nr. 56, S. 453–467
- [44] KALKER, J. J.: *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*. Dordrecht : Kluwer Academic Publishers, 1990. – ISBN 978-90-481-4066-4
- [45] KALKER, Joost J.: *On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction: Zugl.: Delft, Techn. Hogeschool, Diss., 1967*



- 
- [46] KEIL, Stefan: *Dehnungsmessstreifen*. 2. Auflage. Wiesbaden : Springer Verlag, 2017. – ISBN 978-3-658-13611-6
- [47] KNOTHE, Klaus ; STICHEL, Sebastian: *Schienenfahrzeugdynamik*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg and Imprint and Springer, 2003 (VDI-Buch). – ISBN 978-3-642-55766-8
- [48] KONOWROCKI, Robert ; SZOLC, Tomasz: An Analysis of the Self-Excited Torsional Vibrations of the Electromechanical Drive System. In: *Vibrations in Physical Systems* (2016), Nr. 27, S. 187–194
- [49] KÖRNER, Ernst: *Reibschwingungen eines elektrischen Triebfahrzeuges an der Haftwertgrenze*, TU Graz, Dissertation, 1988
- [50] KRÖGER, Felix: *Modellierung und Implementierung der Schienenkonditionierung auf einem Gleitschutzprüfstand*. Hannover, Leibnitz Universität Hannover, Diplomarbeit, 2014
- [51] LENKUNGSKREIS FAHRZEUGE (Hrsg.): *Geschäftsordnung des Lenkungskreises Fahrzeuge*. 26.03.2012
- [52] LEWIS, R. (Hrsg.) ; OLOFSSON, U. (Hrsg.): *Wheel/Rail Interface*. Handbook (Instructor's). Cambridge : Woodhead Pub, Sept. 2009. – ISBN 9781845694128
- [53] LIU, Jianxin ; ZHAO, Huaiyun ; ZHAI, Wanming: Mechanism of self-excited torsional vibration of locomotive driving system. In: *Frontiers of Mechanical Engineering in China* (2010), Nr. 5, S. 465–469
- [54] MAGNUS, Kurt ; POPP, Karl ; SEXTRO, Walter: *Schwingungen*. 10. Auflage. Wiesbaden : Springer Verlag, 2016. – ISBN 978-3-658-13820-2
- [55] MEIERHOFER, Alexander: *A new wheel-rail creep force model based on elasto-plastic third body layers*. TU Graz, Graz, Dissertation, 2015. – URL <http://diglib.tugraz.at/download.php?id=5aa24872697f4&location=aleph>
- [56] MEIERHOFER, Alexander ; BERNSTEINER, Christof ; MÜLLER, Gabor ; SEMRAD, Florian ; WEBER, Franz-Josef ; ROSENBERGER, Martin ; SIX, Klaus: Prediction of Maximum Torsional Wheel-Set Axle Vibrations Considering Non-linear Adhesion Characteristics. In: KLOMP, Matthijs (Hrsg.) ; BRUZELIUS, Fredrik (Hrsg.) ; NIELSEN, Jens (Hrsg.) ; HILLEMYSR, Angela (Hrsg.): *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks* Bd. 214. Cham : Springer International Publishing, 2020, S. 970–976. – ISBN 978-3-030-38076-2

- [57] MEIERHOFER, Alexander ; SIMON, Gottfried ; SIMUNEK, David ; WEBER, Franz-Josef ; SIX, Klaus: Welche Worst-Case-Kraftschluss Szenarien verursachen die maximale Rollierschwingung? In: *Tagungsband der 18. Internationale Schienenfahrzeugtagung* (24.09.2021), S. 42–43
- [58] MEYMAND, Sajjad Z. ; KEYLIN, Alexander ; ADMADIAN, Mehdi: A survey of wheel-rail contact models for rail vehicles. In: *Vehicle System Dynamics* Vol. 54 (2016), Nr. No. 3, S. 386–428
- [59] NERLICH, Ingolf ; MENTH, Stefan: Sichtbare Zusammenhänge zwischen dem dynamischen Adhäsionsverhalten von Antrieben und Schienenschäden. In: *ZEVrail Sonderausgabe Graz 2019* 143 (2019)
- [60] POLACH, Oldrich: A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code. In: *Vehicle System Dynamics* (1999), Nr. 33, S. 728–739
- [61] POLACH, Oldrich: Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. In: *Journal of Wear* (2005), Nr. 258, S. 992–1000
- [62] POPOV, Valentin L.: *Kontaktmechanik und Reibung*. 3. Auflage. Heidelberg : Springer Verlag, 2015. – ISBN 978-3-662-45974-4
- [63] RENNERT, Roland: *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile: Aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen*. 6., überarb. Ausg. Frankfurt, M. : VDMA-Verl., 2012 (FKM-Richtlinie). – ISBN 978-3-816-30605-4
- [64] *Richtlinie (EU) 2016/797 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11.Mai 2016 über die Interoperabilität des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union (Neufassung)*. – URL <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016L0797>. – Zugriffsdatum: 02.12.2021
- [65] *Richtlinie (EU) 2016/798 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11.Mai 2016 über Eisenbahnsicherheit (Neufassung)*. – URL <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016L0798>. – Zugriffsdatum: 02.12.2021
- [66] *Richtlinie (EU) 2016/2370 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 14.Dezember 2016 zur Änderung der Richtlinie 2012/34/EU bezüglich der Öffnung des Marktes für inländische Schienenpersonenverkehrsdienste und der Verwaltung der Eisenbahninfrastruktur*. – URL <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016L2370>. – Zugriffsdatum: 02.12.2021

- 
- [67] SALANDER, Corinna: *Das Europäische Bahnsystem: Akteure, Prozesse, Regelwerke*. Wiesbaden, Germany : Springer Vieweg, 2019 (Lehrbuch). – ISBN 978-3-658-23496-6
- [68] SAUER, Bernd: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*. 9. Auflage. Heidelberg : Springer Verlag, 2016. – ISBN 978-3-642-39500-0
- [69] SAUR, Felix ; HTWG KONSTANZ (Hrsg.): *Selbsterregte Radsatz-Torsionsschwingungen von Schienenfahrzeugen mit hoher Kraftschlussausnutzung*. 07.07.2017. – URL [https://promotionskolleg.htwg-konstanz.de/wp-content/uploads/2017/07/Sommerkolloquium2017\\_FelixSaur.pdf](https://promotionskolleg.htwg-konstanz.de/wp-content/uploads/2017/07/Sommerkolloquium2017_FelixSaur.pdf). – Zugriffsdatum: 25.07.2021
- [70] SAUR, Felix ; WEBER, Jens: *Selbsterregte Radsatz-Torsionsschwingungen in Schienenfahrzeugen - Analyse, Berechnung und Simulation*. In: *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2019* (2019), S. 633–650
- [71] SAUR, Felix ; WEBER, Jens: *Analytische Berechnung des maximalen, dynamischen Radsatz-Torsionsmoments von Schienenfahrzeugen mit Tatzlagerantrieb*. In: *Eisenbahntechnische Rundschau (ETR)* (2021), Nr. 4, S. 69–73
- [72] SAUR, Felix ; WEBER, Jens: *Auslegung von Radsatzwellen unter Berücksichtigung des maximalen, dynamischen Torsionsmoments*. In: *Eisenbahntechnische Rundschau (ETR)* (2021), Nr. 10, S. 86–90
- [73] SCHELLE, Henning: *Radverschleißreduzierung für eine Güterzuglokomotive durch optimierte Spurführung*. Berlin, Technische Universität Berlin, Berlin, Technische Universität Berlin, Diss., 2014, 2014
- [74] SCHNEIDER, Richard: *Torsionsschwingungen von Radsatzwellen - Systemanalyse Teil 1: System- und Modellbeschreibung*. 2017
- [75] SCHRÖDER, Dierk: *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. 4. Auflage. Heidelberg : Springer Verlag, 2015. – ISBN 978-3-642-30095-0
- [76] SCHWARTZ, Hans J.: *Regelung der Radsatzdrehzahl zur maximalen Kraftschlußausnutzung bei elektrischen Triebfahrzeugen*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 1992. – ISBN 3-18-147812-1
- [77] SIMMONS, Edward E.: *Material Testing Apparatus, Patent-Nr.: 2,292,549*. 23.02.1940
- [78] SIX, K. ; MEIERHOFER, A. ; TRUMMER, G. ; MARTE, C. ; MÜLLER, G. ; LUBER, B. ; DIETMAIER, P. ; ROSENBERGER, M.: *Classification and Consideration of Plasticity Phenomena in*

- Wheel-Rail Contact Modelling. In: *International Journal of Railway Technology* 5 (2016), Nr. 3, S. 55–77. – ISSN 2049-5358
- [79] STEIMEL, Andreas: Direct Self-Control and Synchronous Pulse Techniques for High-Power Traction Inverters in Comparison. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 51 (2004), Nr. 4, S. 810–820. – ISSN 0278-0046
- [80] STRUTT, John W.: *The Theory of Sound*. Vol. I. London : Macmillan and Co., 1877
- [81] SZOLC, Tomasz: Simulation of Bending-Torsional-Lateral Vibrations of the Railway Wheelset-Track System in the Medium Frequency Range. In: *Vehicle System Dynamics* 30 (1998), Nr. 6, S. 473–508
- [82] TEIGELKÖTTER, Johannes: *Energieeffiziente elektrische Antriebe*. Wiesbaden : Springer Verlag, 2013. – ISBN 978-3-8348-1938-3
- [83] THOMSEN, Jon J. ; FIDLIN, Alexander: Analytical approximation for stick-slip vibration amplitudes. In: *International Journal of Non-Linear Mechanics* (2003), Nr. 38, S. 389–403
- [84] TILLE, Thomas ; SCHMITT-LANDSIEDEL, Doris: *Mikroelektronik: Halbleiterelemente und deren Anwendung in elektronischen Schaltungen*. Berlin : Springer Verlag, 2005. – ISBN 978-3-540-20422-0
- [85] TOMBERGER, Christoph: *Der Rad-Schiene Kraftschluss unter Berücksichtigung von Temperatur, fluiden Zwischenschichten und mikroskopischer Oberflächenrauheit*. TU Graz, Graz, Dissertation, 2009
- [86] TRAUPE, Markus ; GERSTNER, Michael ; MOHAMMADIFARD, Sara: Einführung von Breitbandabsorbern zur Vermeidung von Radverdrehungen. In: *Tagungsband der 18. Internationale Schienenfahrzeugtagung* (24.09.2021), S. 60–63
- [87] TRAUPE, Markus ; TRIMPE, Fritz ; BREUER, Werner: Radverdrehungen ICE1/2 und hochfrequente Beanspruchungen. In: *Tagungsband der 15. Internationale Schienenfahrzeugtagung* (03.03.2017), S. 55–56
- [88] TRIMPE, Fritz ; FRIEDRICH, Sebastian ; TRAUPE, Markus: Untersuchung der Gleitgeschwindigkeit während dynamischer Torsionsbelastungen von Radsatzwellen. In: *Tagungsband der 17. Internationale Schienenfahrzeugtagung* (28.02.2020)

- [89] TRIMPE, Fritz ; LÜCK, Sönke ; NAUMANN, Rolf ; SALANDER, Corinna: Simulation of Torsional Vibration of Driven Railway Wheelsets Respecting the Drive Control Response on the Vibration Excitation in the Wheel-Rail Contact Point. In: *Vibration* 4 (2021), Nr. 1, S. 30–48
- [90] TRIMPE, Fritz ; SALANDER, Corinna: Wheel-Rail Adhesion During Torsional Vibration of Driven Railway Wheelsets. In: *Vehicle System Dynamics* (2020)
- [91] TRUMMER, G. ; BUCKLEY-JOHNSTONE, L. E. ; VOLTR, P. ; MEIERHOFER, A. ; LEWIS, R. ; SIX, K.: Wheel-rail creep force model for predicting water induced low adhesion phenomena. In: *Tribology International* 109 (2017), Nr. 1/2, S. 409–415. – ISSN 0301679X
- [92] TRUMMER, G. ; MARTE, C. ; DIETMAIER, P. ; SOMMITSCH, C. ; SIX, K.: Modeling surface rolling contact fatigue crack initiation taking severe plastic shear deformation into account. In: *Wear* 352-353 (2016), S. 136–145. – ISSN 00431648
- [93] VERBAND DER BAHNINDUSTRIE IN DEUTSCHLAND (VDB) E.V. (Hrsg.): *Anforderungen an die Nachweise zu Radsatztorsionsschwingungen: VDB-Schrift 003*. 03.2021
- [94] *Verordnung (EU) 2016/796 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11.Mai 2016 über die Eisenbahagentur der Europäischen Union und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 881/2004*. – URL <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016R0796>. – Zugriffsdatum: 02.12.2021
- [95] *Verordnung (EU) 2016/2337 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 14.Dezember 2016 zur Aufhebung der Verordnung (EWG) Nr. 1192/69 des Rates über gemeinsame Regeln für die Normalisierung der Konten der Eisenbahnunternehmen*. – URL <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016R2337>. – Zugriffsdatum: 02.12.2021
- [96] *Verordnung (EU) 2016/2338 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 14.Dezember 2016 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 1370/2007 hinsichtlich der Öffnung des Marktes für inländische Schienenpersonenverkehrsdienste*. – URL <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016R2338>. – Zugriffsdatum: 02.12.2021
- [97] VIERECK, Uwe: *Fortschritt-Berichte VDI Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik*. Bd. Reihe 12: *Dynamisches Kraftschlussmodell zur Optimierung von Gleitschutzsystemen*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2008. – ISBN 978-3-18-367812-9

- [98] VOLLEBREGT, Edwin ; SIX, Klaus ; POLACH, Oldrich: Challenges and progress in the understanding and modelling of the wheel–rail creep forces. In: *Vehicle System Dynamics* 59 (2021), Nr. 7, S. 1026–1068
- [99] VOLTR, Petr ; LATA, Michael: Transient wheel–rail adhesion characteristics under the cleaning effect of sliding. In: *Vehicle System Dynamics* 53 (2015), Nr. 5, S. 605–618
- [100] WASSERMANN, Andreas: Gefährliche Loks aus DDR-Produktion. In: *Der Spiegel* (19.11.2016), Nr. 47/2016, S. 28
- [101] WEINHARDT, Michael: Torsionsschwingungen in Radsätzen - Fakten und Thesen zur Anregung durch den Rad/Schiene-Kraftschluss. In: *Tagungsband der 15. Internationale Schienenfahrzeugtagung* (03.03.2017), S. 49–51
- [102] WENDE, Dietrich: *Fahrdynamik des Schienenverkehrs*. 1. Auflage. Wiesbaden : B. G. Teubner Verlag, 2003. – ISBN 978-3-519-00419-4
- [103] WHEATSTONE, Charles: An account of several new instruments and processes for determining the constants of a voltaic circuit. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* (1843), Nr. Vol. 133, S. 303–327
- [104] XU, Kun ; ZENG, Jing ; WEI, Lai: An analysis of the self-excited torsional vibration of high-speed train drive system. In: *Journal of mechanical science and technology* 33 (2019), Nr. 3, S. 1149–1158. – ISSN 1976-3824
- [105] YU, Minyi ; BREUER, Werner: Energie-Methode zur Vorhersage von kraftschlussinduzierten Eigenschwingungen von Radsatzwellen. In: *Tagungsband der 16. Internationale Schienenfahrzeugtagung* (14.09.2018), S. 42
- [106] ZIREK, Abdulkadir ; ONAT, Altan: A novel anti-slip control approach for railway vehicles with traction based on adhesion estimation with swarm intelligence. In: *Railway Engineering Science* 28 (2020), Nr. 4, S. 346–364. – ISSN 2662-4745

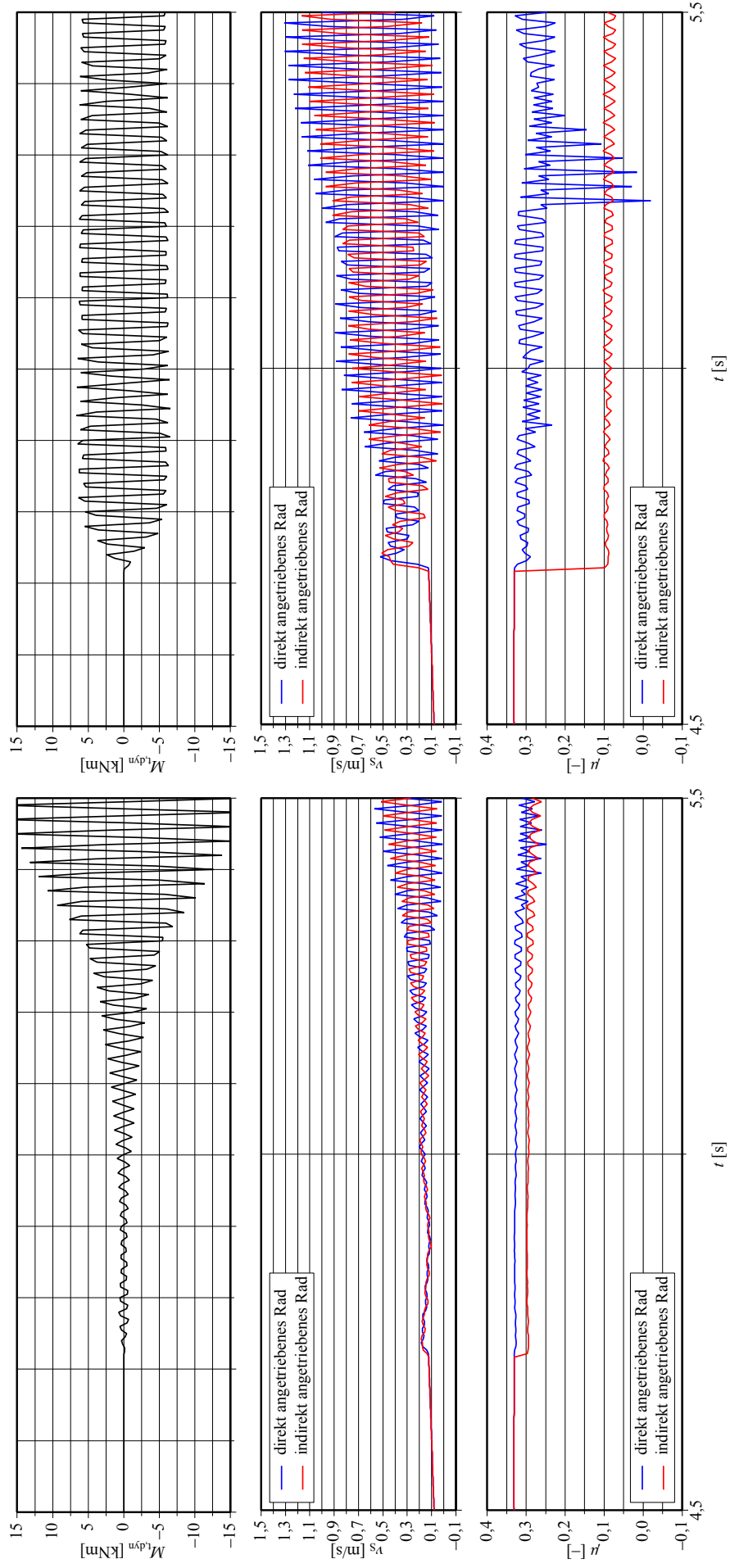
# **A Simulationen von Torsionsschwingungen mit verschiedenen Einflussgrößen im Rad-Schiene-Kontakt**

In diesem Abschnitt sind die Untersuchungen dokumentiert, die durchgeführt wurden, um die für die Parameteruntersuchung wichtigsten Parameter zu erhalten. Folgende Parameter wurden hierfür untersucht:

1. Höhe der Kraftschlusskoeffizientenänderung,
2. Einbringungsort der Kraftschlusskoeffizientenänderung,
3. Gradient der Kraftschlusskoeffizientenänderung,
4. Dauer der Kraftschlusskoeffizientenänderung,
5. Vorzeichen der Kraftschlusskoeffizientenänderung,
6. Ein-/Beidseitiges Auftreten der Kraftschlusskoeffizientenänderung.

In den folgenden Abschnitten sind Beispiel-Zeitverläufe für die jeweiligen Parameteränderungen dargestellt.

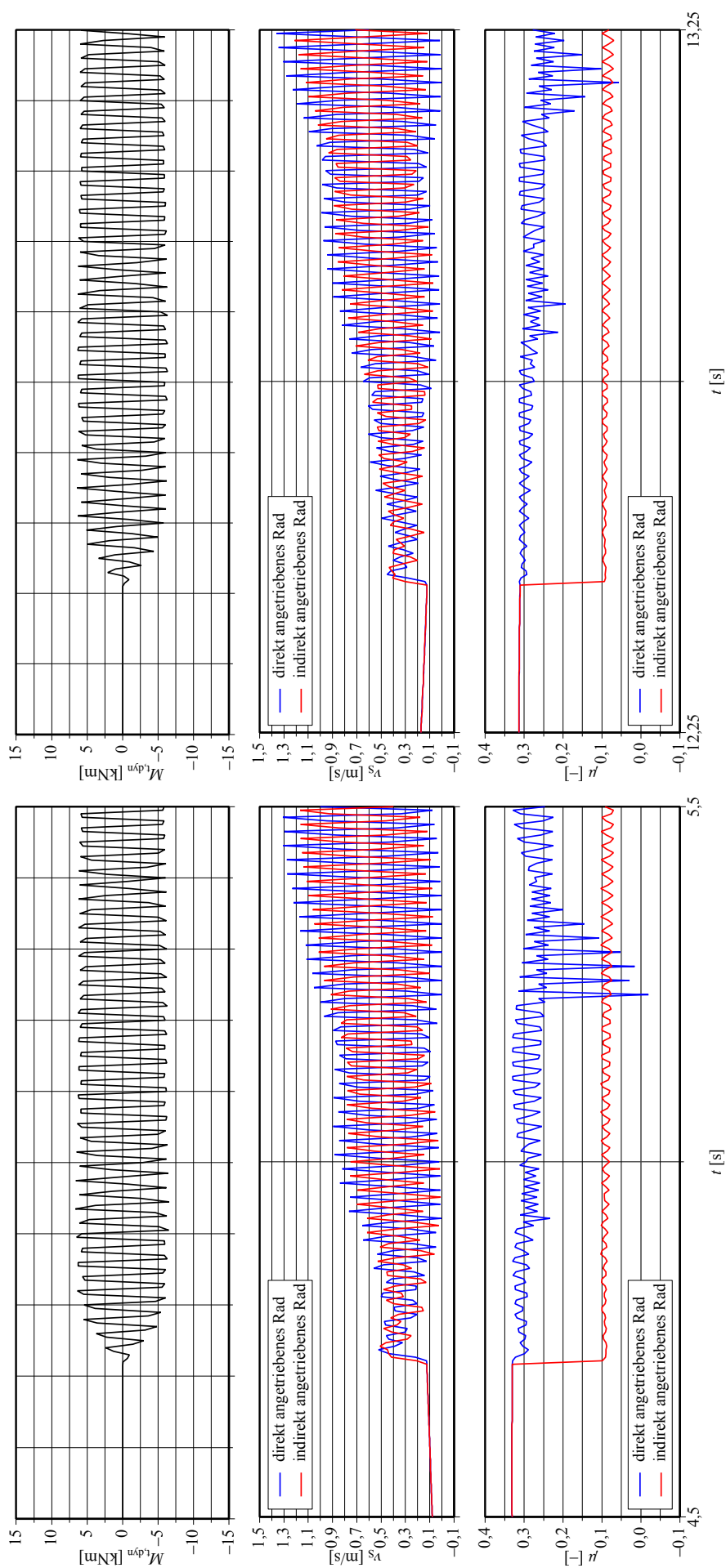
## A.1 Höhe der Kraftschlussänderung



**Abbildung A.1:** Links dargestellt sind die Zeitverläufe für eine 10%ige Kraftschlusskoeffizientenänderung, rechts für eine 70%ige Änderung.

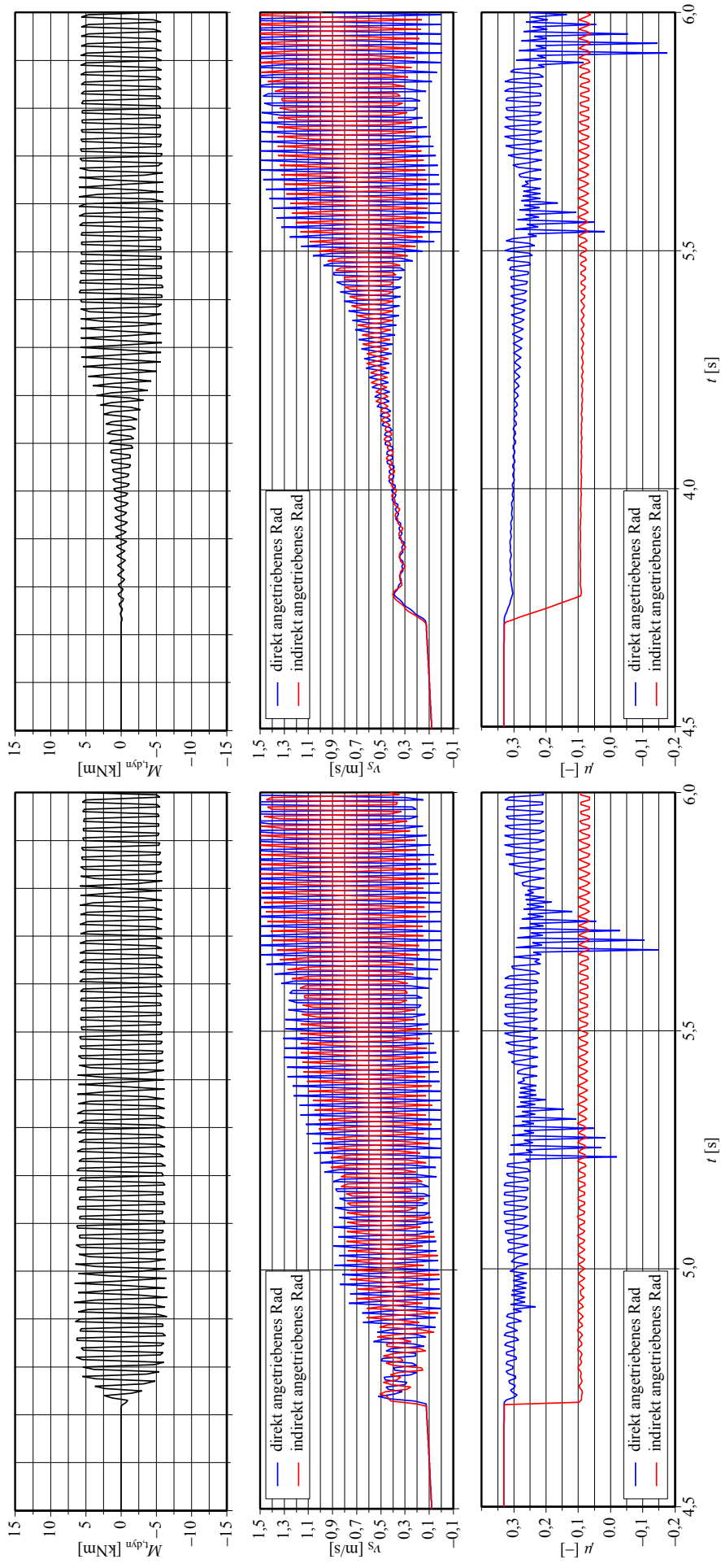


## A.2 Einbringungsort der Kraftschlussänderung



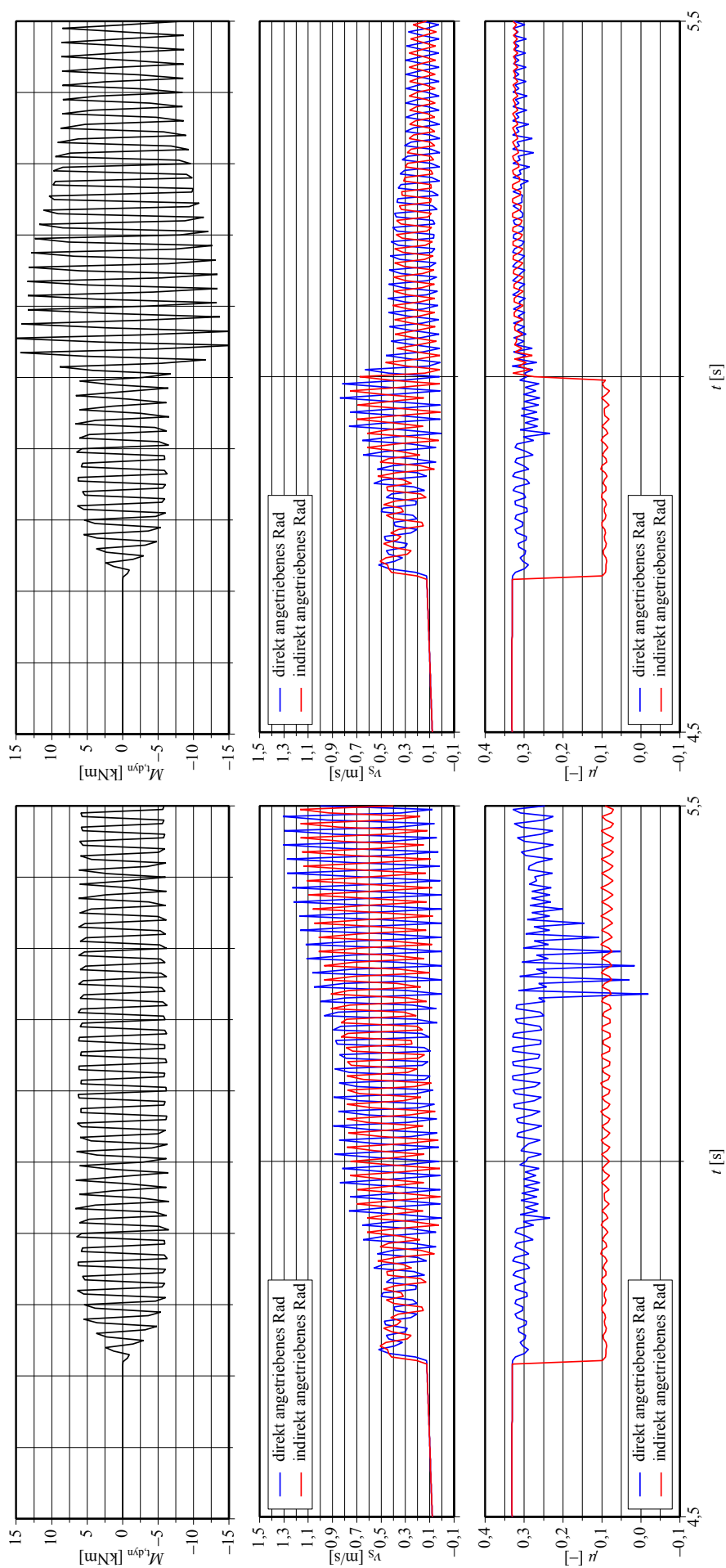
**Abbildung A.2:** Links dargestellt sind die Zeitverläufe für die Einbringung einer Kraftschlusskoeffizientenänderung nach 2,5 m zurückgelegter Wegstrecke, rechts für eine Änderung eingebracht nach 30 m zurückgelegter Wegstrecke.

## A.3 Gradient der Kraftschlussänderung



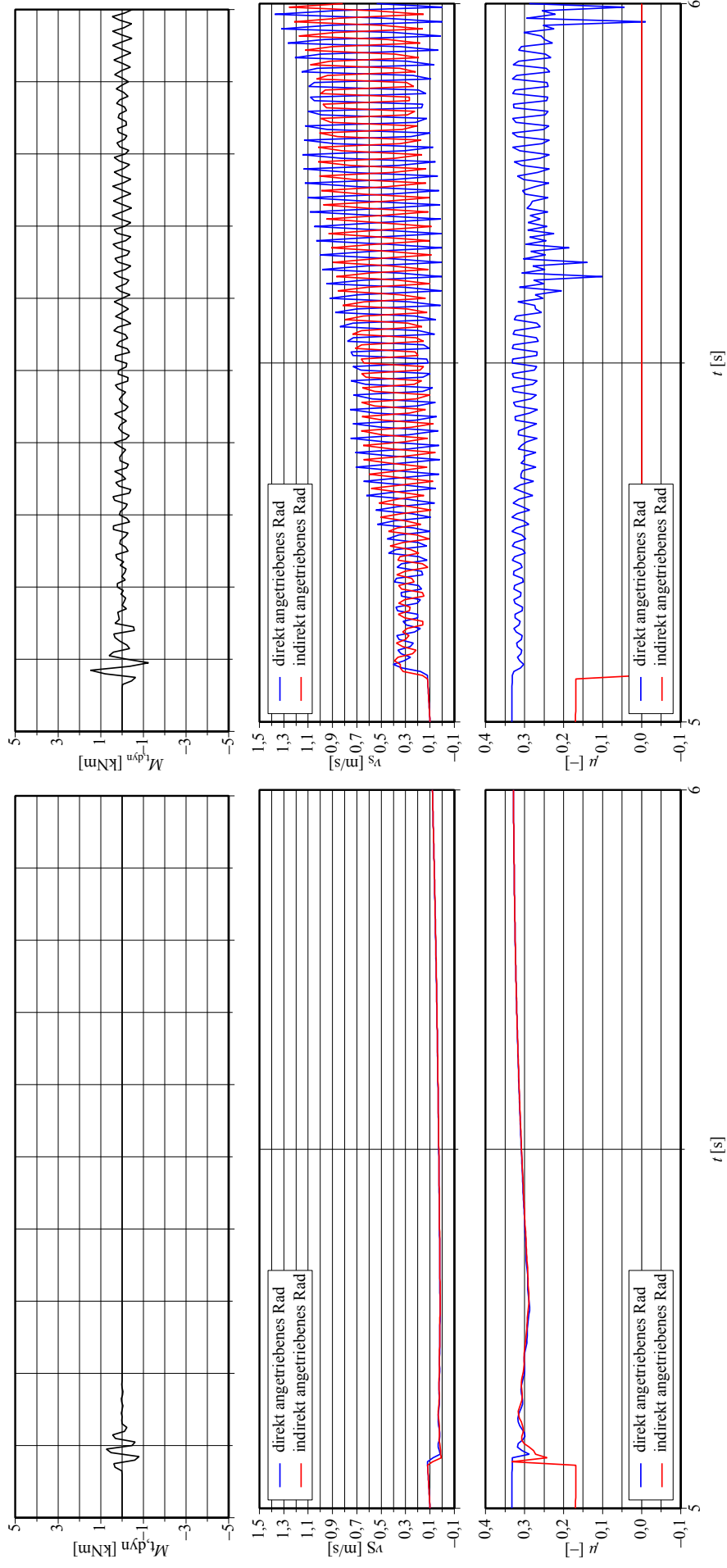
**Abbildung A.3:** Links dargestellt sind die Zeitverläufe für eine abrupte Kraftschlusskoeffizientenänderung, rechts für eine Änderung, die mit einem flacheren Gradienten eintritt.

## A.4 Dauer der Kraftschlussänderung



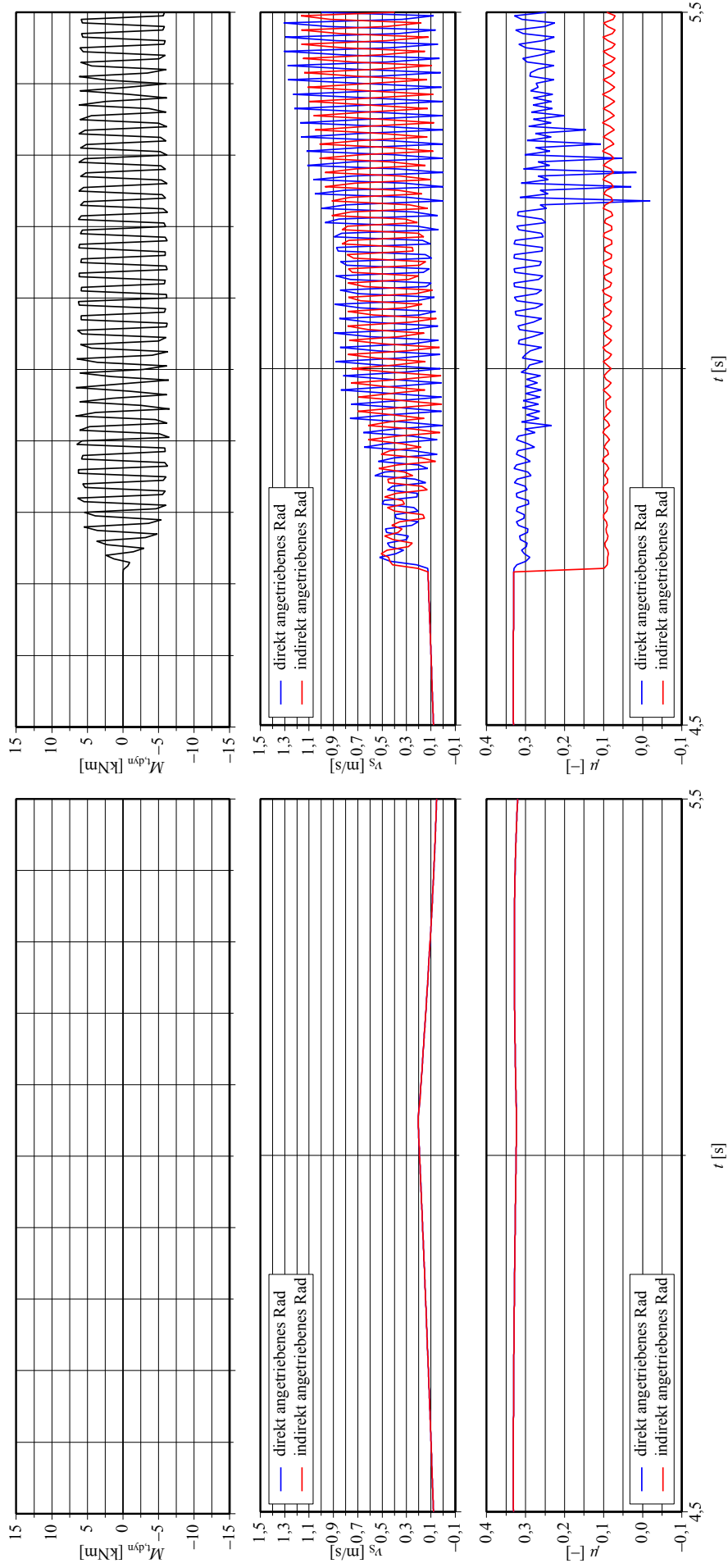
**Abbildung A.4:** Links dargestellt sind die Zeitverläufe für eine bleibende Kraftschlusskoeffizientenänderung, rechts für eine Änderung, die nach 0,5 m zurückgelegter Wegstrecke wieder rückgängig gemacht wird.

## A.5 Vorzeichen der Kraftschlussänderung

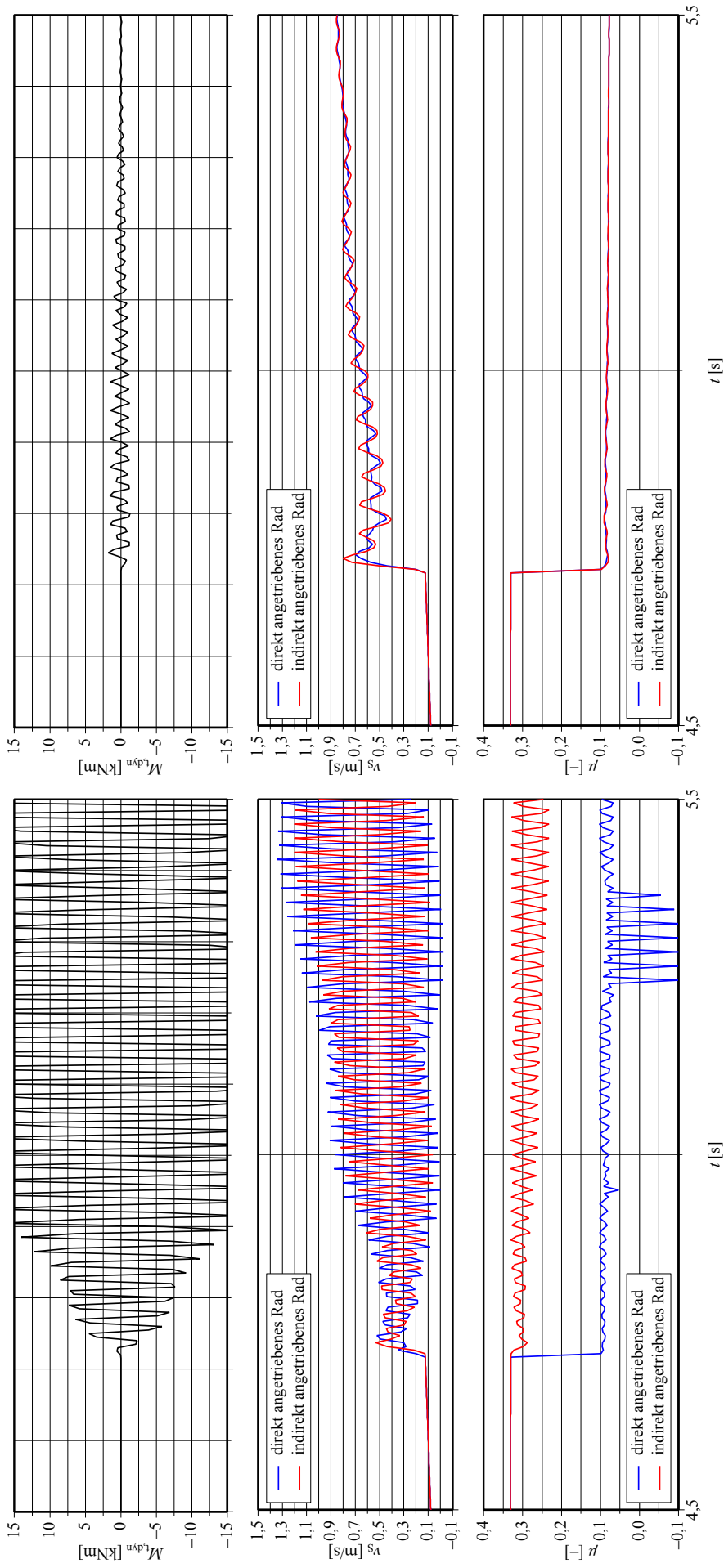


**Abbildung A.5:** Links dargestellt sind die Zeitverläufe für eine positive Kraftschlusskoeffizientenänderung (Verbesserung der Schienenbedingungen), rechts für eine negative Änderung (Verschlechterung der Schienenbedingungen).

## A.6 Ein-/Beidseitiges Auftreten der Kraftschlussänderung



**Abbildung A.6:** Links dargestellt sind die Zeitverläufe bei keiner auftretenden Kraftschlusskoeffizientenänderung, rechts bei einer Änderung am indirekt angetriebenen Rad.



**Abbildung A.7:** Links dargestellt sind die Zeitverläufe bei einer auftretenden Kraftschlusskoeffizientenänderung am direkt angetriebenen Rad, rechts bei einer gleichen Änderung an beiden Rädern.



Torsionsschwingungen sind seit mehr als einem Jahrzehnt Thema in Deutschland, da sie als Ursache gleichzeitig auftretender Radverdrehungen identifiziert wurden. Um dennoch Sicherheit für die Zulassung von Schienenfahrzeugen zu gewährleisten, hat der Sektor auf Basis empirischer Daten sehr schnell eine Vorschrift erarbeitet, die in leicht angepasster Form bis heute Gültigkeit hat. Dieses auf Messfahrten basierende Zulassungsverfahren stellt Hersteller und Betreiber allerdings immer wieder vor große Herausforderungen bei der Durchführung der Messfahrten selbst sowie bei der Interpretation der Ergebnisse. Eine zuverlässige Vorhersage der aus den Torsionsschwingungen resultierenden Zusatzbelastungen für die Radsätze würde das Verfahren erleichtern, ist aber ohne eine wissenschaftlich fundierte Beschreibung zur Berechnung der dynamischen Vorgänge nicht möglich.

Um diese Lücke zu schließen, werden in der vorliegenden Arbeit umfassende messtechnische sowie weiterführende simulative Untersuchungen vorgestellt. Mithilfe dieser Untersuchungen werden die kritischen Entstehungsbedingungen von Torsionsschwingungen im Rad-Schiene-Kontakt charakterisiert. Auf Grundlage der erarbeiteten Untersuchungsergebnisse möchte die vorliegende Arbeit eine Vereinfachung des gegenwärtigen Zulassungsprozesses ermöglichen. Des Weiteren wird mit dem vorgestellten Simulationsverfahren ein Tool zur Vorhersage der maximalen Torsionsbelastungen angeboten, mit dem es möglich wird, den Zulassungsprozess grundlegend weiterzuentwickeln.