



Fakultät V
Verkehrs- und Maschinensysteme

Institut für Land- und Seeverkehr

Fachgebiet Schienenfahrzeuge

Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht

Claudio Colao, M. Sc.

TEL: +49 (0)30 314 77229

FAX: +49 (0) 30 314 22529

E-MAIL: claudio.colao@tu-berlin.de

Bericht Nr. 02/2024

Projekt: 2023-D002-PEC

Förderkennzeichen 1337000672

Massnahmen zur Verminderung von Flachstellen und Ausbröckelungen (=Rollkontaktermüdung) bei scheibengebremsten Güterwagen

- Schlussbericht -

bearbeitet von

Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht

Claudio Colao, M. Sc.

Berlin, 18. April 2024

Im Auftrag der Schweizerischen Eidgenossenschaft

Auftraggeberin:	Schweizerische Eidgenossenschaft; Bundesämter für Umwelt (BAFU) und Verkehr (BAV), CH-3003 Bern. Das BAFU und das BAV sind Ämter des Eidg. Departements für Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation (UVEK)
Auftragnehmerin:	HUPAC
Autor/Autorin:	Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht Claudio Colao, M.Sc.
Begleitung BAFU/BAV:	Franz Kuster, Fredy Fischer Robert Attinger, Christoph Dürig
Hinweis:	Dieser Bericht wurde im Auftrag der Bundesämter für Umwelt (BAFU) und Verkehr (BAV) verfasst. Für den Inhalt ist alleine die Auftragnehmerin verantwortlich.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	vii
Abkürzungsverzeichnis	viii
Zusammenfassung	1
1 Einleitung	2
1.1 Die Lärmproblematik im Schienengüterverkehr	2
1.2 Der kombinierter Verkehr als Motor des europäischen Schienengüterverkehr	3
1.3 Das Unternehmensprofil der HUPAC	4
1.4 Beschreibung der Ausgangslage	4
1.5 Beschreibung des Vorhabens und Vorgehens	5
2 Der Taschenwagen des Typs T3000eD	7
2.1 Wirkprinzip von Klotz- und Scheibenbremse	8
2.2 Die scheidengebremste Flotte der HUPAC	9
3 Statistische Auswertung der Instandhaltungsdaten	12
3.1 Auswertung Instandhaltungsdaten	12
3.2 Darstellung typischer Schadensbilder	17
4 Identifikation möglicher Ursachen	20
4.1 Zusammenfassung der verfügbaren Literatur	20
4.2 Gesamtheitliche Betrachtung von Instandhaltungsdaten und Schadensbildern	22
4.3 Mögliche Lösungsansätze	25
5 Ungünstiger Kraftschluss bei hohen Geschwindigkeiten als mögliche Ursache einiger Schadensbilder	26
5.1 Theoretische Vorbetrachtungen	26
5.2 Einordnung und Übertragung auf die bei der HUPAC auftretenden Schäden	30
6 Fahrdynamische Simulationsrechnungen	33
6.1 Beschreibung des Simulationsmodells	34
6.2 Vorgehen	43
6.3 Ergebnisse der fahrdynamischen Simulationsrechnungen	46
6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse der Simulationsrechnung	56

7	Entwicklung eines Prototypen-Taschenwangen mit Gleitschutz	59
7.1	Anforderungen an das System	59
7.2	Beschreibung des Gleitschutzsystems	60
7.3	Aufgetretene Probleme und Lessons Learned	62
7.4	Beschreibung des finalen Prototypen	65
7.5	Diskussion inwieweit das System den Anforderungen entspricht	72
8	Zusammenfassung und Ausblick	74
8.1	Zusammenfassung der Erkenntnisse	74
8.2	Aus den Erkenntnissen abgeleiteter Prototyp eines Taschenwangen mit Gleitschutz	76
8.3	Handlungsempfehlungen	76
8.4	Offene Punkte und weitere Untersuchungen	76
	Literatur	78
A	Konzeptschaltbild	83
B	Darstellung der Kontaktpunkte des Rad-Schiene-Kontaktes für verschiedene Auslenkungen in Längsrichtung	85
C	Auswirkungen auf die Laufleistung bei gleichzeitiger Variation der Schrägstellung des vorlaufenden und nachlaufenden Radsatz eines Drehgestells	88

Abbildungsverzeichnis

2.1	Doppeltaschenwagen des Typs T3000e	7
2.2	Klotzbremse (links) und Schiebenbremse (rechts)	8
2.3	Das Drehgestell DRRS der ELH Waggonbau Niesky GmbH	9
2.4	Darstellung Maße Abstand äußere Gleitplatten Drehgestellrahmen	10
2.5	Darstellung Maße Abstand Mittelpunkt Achslagergehäuse linke äußere Gleitplatte	11
2.6	Darstellung Maße diagonaler Abstand äußere Gleitplatten	11
3.1	Aufschlüsselung nach Allgemeiner Vertrag für die Verwendung von Güterwagen (AVV)-Code der ausgebauten Radsätze	13
3.2	Mittlere Laufleistung Radsätze Serie A901 (Y25) und A902 (DRRS)	14
3.3	Prozentuale Verteilung der Laufleistung	15
3.4	Verteilung der Radsatzwechsel über das Jahr	16
3.5	Darstellung der mittleren Laufleistung je Wagen als Boxplot für alle Wagen einer Serie	16
3.6	Ausbröckelungen längs der Lauffläche	17
3.7	punktueller Ausbröckelungen auf der Lauffläche	17
3.8	Fischgrätenmuster längs der Lauffläche an der Radsatzscheibe B (links) und A (rechts)	18
4.1	Schädigungsmechanismen Radlaufflächenschäden	20
4.2	Schädigungsfunktion nach dem T-Gamma-Modell	23
4.3	angepasste RCF Schädigungsfunktion Radlauffläche	24
5.1	Darstellung des Reibwertes in Abhängigkeit der Reib- bzw. Fahrgeschwindigkeit	27
5.2	Darstellung der Bremskraft in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit, eigene Darstellung nach	28
5.3	Darstellung des Kraftschlusses im Rad-Schiene-Kontakt in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit, eigene Darstellung nach	30
5.4	Darstellung der Bremskraft und der Tangentialkraft bei Ausnutzung des maximalen Kraftschlusses in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit, eigene Darstellung nach	31
5.5	Kraftschluss-Schlupf-Gesetz nach Kalker	31
5.6	Schadensbild Lauffläche linkes und rechtes Rad	32
6.1	Seitenansicht in SIMPACK	34
6.2	Koordinatensystem nach EN 14363	34
6.3	Aufbau des Mehrkörpersystem (MKS)-Modells aus Submodellen	35
6.4	Aufbau der Primärfesselung eines Y25-Drehgestells	37
6.5	Kraft-Weg-Federkennlinie eines Federpaketes in der Primärfederung	38
6.6	Schematische Darstellung des Gleitstücks	39
6.7	Schematische Implementierung des Mittelgelenks in SIMPACK	40
6.8	Draufsicht des Mittelgelenks beim Wagen T3000e	41
6.9	Schematische Darstellung des verwendeten zweistufigen Corunning-Gleismodells	42

6.10	Darstellung der Auslenkung in der Radsatzführung	43
6.11	angepasste RCF Schädigungsfunktion Radlaufläche aufgeteilt nach Risswachstum und Verschleiß, eigene Darstellung nach	45
6.12	Verteilung der Schädigung über die Breite des Kontaktpunktes unter Annähernd einer Semi-Kontaktellipse	46
6.13	Darstellung der Wear Number in Abhängigkeit von Δx_{1R}	48
6.14	Darstellung der Wear Number in Abhängigkeit von Δx_{1R} für verschiedenen Wagenmassen	49
6.15	Darstellung der mittleren Zuladung je Wagen für verschiedene Züge als Boxplot . . .	50
6.16	Laterale Verschiebung und Winkel zur Geraden für Radsätze und Drehgestellrahmen sowohl für die Auslenkung in Längsrichtung am führenden, als auch am nachlaufenden Radsatz	52
6.17	Darstellung der Wear Number im führenden Radsatz in Abhängigkeit der Auslenkung in Längsrichtung	53
6.18	Laufleistung Wagen bis zum Auftreten von Rollkontaktermüdung (RCF) für verschiedenen Bogenradien	55
6.19	Wear Number an den Radsätzen für verschiedenen Bogenradien	58
7.1	Aufbau eines elektronischen Gleitschutzes	61
7.2	Wirkprinzip des Gleitschutzes	62
7.3	Führung der Kabel und Gleitschutzrechner im Untergestell mit Darstellung möglicher Verblendungen	63
7.4	Führung der Kabel und Akku-Pack im Untergestell mit Darstellung möglicher Verblendungen	63
7.5	Dokumentation des Einbaus des Achslagergenerators	64
7.6	Dokumentation des Einbaus der Polräder	65
7.7	Anordnung der Komponenten am Wagen	65
7.8	Anordnung der Komponenten am ersten Drehgestell gemäß technischer Zeichnung .	67
7.9	Anordnung der Komponenten am ersten Drehgestell gemäß Montageanleitung	68
7.10	Anordnung der Kabel und des Klemmkastens am ersten Drehgestell nach Einbau . .	68
7.11	Anordnung des Gleitschutzventils am ersten Drehgestell nach Einbau	68
7.12	Anordnung der Komponenten am zweiten Drehgestell gemäß technischer Zeichnung .	69
7.13	Anordnung der Komponenten am zweiten Drehgestell gemäß Montageanleitung . . .	69
7.14	Anordnung des Klemmkastens und des GPS/GMS-Moduls am zweiten Drehgestell nach Einbau	70
7.15	Anordnung des Gleitschutzrechners, des Akkupacks mit Laderegler und des Gleitschutzventils am zweiten Drehgestell nach Einbau	70
7.16	Anordnung der Komponenten am dritten Drehgestell gemäß technischer Zeichnung .	71
7.17	Anordnung der Komponenten am dritten Drehgestell gemäß Montageanleitung . . .	71
7.18	Anordnung des Klemmkastens und des GPS/GMS-Moduls am dritten Drehgestell nach Einbau	72
7.19	Untersuchung zum Freiraum im Bogen	73
B.1	Lage der Kontaktpunkte bei Variation von Δx_{1R} , 34,5 t Wagengewicht	86
B.2	Lage der Kontaktpunkte bei Variation von Δx_{1R} , 68,82 t Wagengewicht	87

Tabellenverzeichnis

2.1	Bei der HUPAC im Einsatz befindlichen Wagenserien	9
3.1	Laufleistung der im Wagen 3 85 4956 772-9 verbauten Radsätze	19
5.1	Vergleich der Bremskraft und der Bremsleistung an einem klotz- und einem scheibengebremsten Wagen	28
6.1	Parameter Wagenkasten	36
6.2	Parameter Radsätze	37
6.3	Parameter der äußeren und inneren Feder	38
6.4	Parameter der Drehpfanne	39
6.5	Parameter des Gleitstücks	40
6.6	Reibparameter des Gelenks	41
6.7	Parameter des Gleismodells	43
6.8	Wear Number in den verschiedenen Kontaktpunkten bei Variation von Δx_{1R}	48
6.9	Wear Number in den verschiedenen Kontaktpunkten bei Variation von Δx_{1R}	50
6.10	Aus der Wear Number resultierende Laufleistung der verschiedenen Kontaktpunkte bei Variation von Δx_{1R}	51
6.11	Simulationsgeschwindigkeit und Länge des Übergangsbogen für die Simulation verschiedener Bogenradien	54
C.1	Laufleistung der Radsätze ab der mit Schäden durch RCF zu rechnen ist bei Variation von Δx_{1R} und Δx_{2R} , bei „-“ ist nicht mit Schäden durch RCF zu rechnen	89

Abkürzungsverzeichnis

AVV Allgemeiner Vertrag für die Verwendung von Güterwagen

BAFU Bundesamt für Umwelt

BAV Bundesamt für Verkehr

CAD Computer Aided Design

DAK Digitale Automatische Kupplung

DRRS Double Rubber Ring Spring

EBO Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung

ECM Entity in Charge of the Maintenance

KV kombinierter Verkehr

LCC Life Cycle Costing

MKS Mehrkörpersystem

RCF Rollkontaktermüdung

SGV Schienengüterverkehr

SNCF Société nationale des chemins de fer français

TSI Technische Spezifikationen für die Interoperabilität

TUB Technische Universität Berlin

UIC Union Internationale des Chemins de fer

Zusammenfassung

In der Wagenflotte der HUPAC sind fünf Serien des Taschenwagens T3000 (insgesamt 300 Wagen) mit Scheibenbremsen ausgerüstet. Zum einen sollte damit der emittierte Lärm im Betrieb reduziert werden. Zum anderen erhoffte man sich Vorteile in der Instandhaltung und eine damit einhergehende bessere Wagenverfügbarkeit. Zwar sind die Wagen mit scheibengebremsten Drehgestellen in der Beschaffung teurer, die Mehrkosten sollten sich aber durch die deutlich geringeren Instandhaltungskosten im Betrieb mehr als amortisieren, speziell da die Wagen der HUPAC eine hohe jährliche Laufleistung von $110.000 \text{ km Jahr}^{-1}$ aufweisen. Die erwartete Lärmreduzierung konnte erzielt werden, jedoch keine Verbesserungen in der Instandhaltung. Es hat sich sogar gezeigt, dass die Radsätze der scheibengebremsten Wagen eine geringere Laufleistung als die der klotzgebremsten Wagen haben. Damit ist es aktuell für die HUPAC nicht möglich, die Wagen mit Scheibenbremse wirtschaftlich zu betreiben. Es hat sich vor allem gezeigt, dass Ausbröckelungen auf der Radlauffläche der Räder maßgeblich für die frühen Radsatzwechsel verantwortlich sind. Ziel der vorliegenden Untersuchung ist es, die Ursache der Ausbröckelungen einzugrenzen und Lösungen aufzuzeigen, die zu einer Verbesserung der Problematik verhelfen. In einem ersten Schritt wurden die Instandhaltungsdaten der HUPAC und Schadensbilder aus dem Betrieb ausgewertet. Dies ermöglichte, Ursachen der Ausbröckelungen zu identifizieren. Hierbei hat sich gezeigt, dass ein Mechanismus maßgeblich für das Auftreten der Ausbröckelungen verantwortlich ist. Durch einen Wärmeeintrag und einer anschließenden raschen Abkühlung im Rad-Schiene-Kontakt kommt es zu Materialumwandlungen auf der Radlauffläche. Der Wärmeeintrag lässt sich auf schlechte Kontaktbedingungen zurückführen. Die Stellen der Radlauffläche, an denen es zu einer Materialumwandlung gekommen ist, weisen eine größere Härte auf und tendieren mit der Zeit auszubröckeln. Es folgte eine Untersuchung zu den wirkenden Bremskräften und dem resultierenden Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt. Es konnte gezeigt werden, dass nahe der Wagenmaximalgeschwindigkeit der Wagen bei schlechten Kontaktbedingungen anfällig gegenüber Gleiten ist. Zwar deuten die Schadensbilder nicht auf eine Schädigung der Radlaufflächen durch RCF hin, jedoch wurde mit fahrdynamischen Simulationsrechnungen untersucht, in welchem Maß Fertigungstoleranzen in der Radsatzführung zusätzliche Beanspruchung darstellen und die Entstehung von Ausbröckelungen beschleunigen können. Es konnte gezeigt werden, dass RCF ein Problem werden könnte, sollten die von den Radsätzen zurückgelegten Kilometer erhöht werden. Es konnte ein umfassendes Bild der Einflüsse auf die Schädigung durch RCF gezeichnet werden. Als die Faktoren mit dem größten Einfluss wurde zum einen das Wagengewicht und zum anderen das Befahren von Bögen identifiziert. Die Fertigungstoleranzen spielen nur eine untergeordnete Rolle. Die gemachten Untersuchungen und getroffenen Erkenntnisse legen nahe, den Einbau eines Gleitschutzes an den scheibengebremsten Wagen T3000eD voranzutreiben. Deswegen wurde ein Prototyp mit einem solchen System ausgerüstet. Hierbei konnte eine Lösung gefunden werden, die den Anforderungen des Schienengüterverkehr (SGV) entspricht. Als nächstes sollte die Zulassung des Wagens und im Anschluss die Betriebserprobung des Gleitschutzes erfolgen.

1 Einleitung

Der Schienengüterverkehr (SGV) ist eine wichtige Säule des europäischen Warenverkehrs. Im Jahr 2021 wurden in der Schweiz 37,3 % [43] und in Deutschland 18,7 % [34, S. 56] der Transportleistung auf der Schiene erbracht. Im alpenquerenden Güterverkehr durch die Schweiz nimmt die Bahn sogar eine zentrale Rolle ein. Im Jahr 2021 betrug der Anteil des Schienengüterverkehrs am gesamten alpenquerenden Verkehr 74,9 % [44]. Durch die systembedingten Rahmenbedingungen ist es trotz seiner Relevanz nicht gelungen, Innovationstreiber zu sein und mit zukunftsweisenden Entwicklungen die europäische Logistikbranche zu gestalten. So wurde z. B. das im Güterverkehr am häufigsten anzutreffende Drehgestell Y25 [35, S. 23] in den 1960er-Jahren von der Société nationale des chemins de fer français (SNCF) eingeführt und hat sich seit dem kaum verändert. Die starke Konkurrenz und der damit einhergehenden starke Kostendruck durch den Güterverkehr auf der Straße, die lange Lebensdauer der Wagen im SGV und die Anforderung, Wagen des SGVs müssen interoperabel einsetzbar sein, können als Hauptursache angesehen werden. In jüngerer Zeit haben sich jedoch positive Trends abgezeichnet, die die Chance haben, den SGV zu modernisieren und voranzubringen. So hat sich die Laufleistung der Wagen durch den Einsatz modularer Wagen deutlich erhöht, sodass sich Innovationen an solchen Wagen schneller amortisieren. Auch wird aktuell die Einführung einer Digitalen Automatischen Kupplung auf europäischer Ebene vorangetrieben. Damit wird der Weg hin zu weiteren Innovationen geebnet, da in Zukunft eine durchgehende Stromquelle und Datenleitung entlang des ganzen Zuges zur Verfügung steht. Durch den immer stärker werdenden kombinierten Verkehr (KV) wird die Branche auch immer vernetzter und effizienter. In diesem Marktumfeld bietet es sich an, auch innovative Drehgestelle voranzubringen und das 60 Jahre alten Y25 Drehgestell weiterzuentwickeln bzw. durch neuere Entwicklungen zu ersetzen. Im Rahmen dieses Projektes will die HUPAC zusammen mit der Technische Universität Berlin (TUB) und dem Bundesamt für Umwelt (BAFU) den etablierten Standard im SGV, das Y25-Drehgestell mit Klotzbremse weiterentwickeln und Scheibenbremsen im SGV einsatzfähig machen. Als übergeordnetes Ziel soll damit die Lärmbelastung der Anwohnenden entlang der Strecke reduziert werden.

1.1 Die Lärmproblematik im Schienengüterverkehr

Der SGV hat einen entscheidenden Einfluss auf den vom Schienenverkehr emittierten Lärm. Besonders entlang der europäischen Güterverkehrskorridore mit räumlich konzentrierten, hohen Belastungen herrscht großer Handlungsbedarf [49]. Speziell in den Nachtstunden kommt es zu großen Belastungen durch den SGV, da dieser in der Betriebsruhe des Personenverkehrs die freien Trassenkapazitäten nutzt. Als erster Schritt zur Lärmsanierung erfolgte die europaweite Umrüstung der klotzgebremsten Güterwagen von Grauguss- auf Komposit-Sohlen. Zwar brachte diese Maßnahme eine deutliche Reduzierung des durch den Güterverkehr emittierten Lärm, die Belastung der Bevölkerung entlang der Schienenwege ist immer noch zu groß. Es besteht folglich

noch Handlungsbedarf. Die Lärmbelastung wirkt sich in zweierlei Maße negativ aus. So wirkt sich Lärm negativ auf die Gesundheit derjenigen aus, die ihm ausgesetzt sind [39]. Folgen sind unter anderem gestörter Schlaf und körperliche Stressreaktionen, die langfristig Herz-Kreislauf-Erkrankungen auslösen können. Zusätzlich leidet die Akzeptanz des Schienenverkehrs in der Bevölkerung darunter, ohne die wichtige europäische Verkehrsprojekte und das Ziel, Verkehr auf die Schiene zu verlagern, keinen Rückhalt in der Bevölkerung haben. Wie das Umweltbundesamt [49] anmerkt, stellen Lärminderungsmaßnahmen am Zug das effektivste Vorgehen da, da sie flächendeckend wirken und daher allen lokalen Maßnahmen vorzuziehen sind. Als eine Möglichkeit, den Lärm am Zug zu minimieren, sei der Umstieg von klotzgebremsten Güterwagen auf scheibengebremste genannt. Die HUPAC hat seit mehreren Jahren scheibengebremste Taschenwagen des Typs T3000eD im Einsatz und konnte in Vorbeifahrgeräusmessungen nach TSI CR Noise nachweisen, dass diese einen Lärm von 78 dB(A) [51] mit Drehgestellen der Bauart Y25 und 76 dB(A) [50] mit Drehgestellen der Bauart Double Rubber Ring Spring (DRRS) emittieren und somit 3 bis 5 dB(A) leiser als konventionelle Y25-Drehgestelle mit Klotzbremse (81 dB(A)) [54] sind. Der Einsatz scheibengebremster Güterwagen reduziert folglich den emittierten Lärm deutlich. Die Ausrüstung von Güterwagen mit Scheibenbremsen wird auch in einer Studie im Auftrag des Umweltbundes [42] als eine der effektivsten Maßnahmen genannt. Speziell, da sich in den letzten Jahren die Schallemissionen des SGV infolge einer deutlichen und gleichzeitigen Anhebung von Zuglängen, Zugmassen, Radsatzlasten und mittleren Fahrgeschwindigkeiten noch mal erhöht haben [57, S. 146], herrscht dringender Handlungsbedarf.

1.2 Der kombinierter Verkehr als Motor des europäischen Schienengüterverkehr

Unter KV versteht man den Transport eines Gutes, bei denen mindestens zwei Verkehrsträger genutzt werden. Dabei verbleibt das Gut während des gesamten Transports im selben Transportgefäß. Durch die Kombination mehrerer Verkehrsträger lassen sich die Vorteile der einzelnen Verkehrsträger gezielt nutzen. So werden lange Distanzen, der Hauptlauf, mit der Eisenbahn oder dem Hochseeschiff zurückgelegt. Der Vor- und Nachlauf wird hingegen vom Lkw übernommen. So kann die Eisenbahn auf der langen Distanz mit ihren Vorteilen, weniger personal- und energieintensiv zu sein, punkten. Die für die Eisenbahn unwirtschaftliche letzte Meile wird von in diesem Segment stärkeren Verkehrsträgern übernommen. Auch können Firmen ihre Waren mit der Bahn versenden, welche über keinen Gleisanschluss verfügen. Auf langen Strecken ab 500 km und im Alpentransit ab 300 km [36] ist der KV wettbewerbsfähig gegenüber dem Transport auf der Straße. Die typischen Transportgefäße im KV sind Wechselbehälter, Container und Sattelaufleger, wobei letztere verstärkt sein müssen, um einen Umschlag zwischen den Verkehrsträgern mittels Kran zu ermöglichen. Die Befestigungspunkte an den Transportgefäßen sind genormt, sodass über alle Verkehrsträger hinweg ein sicherer Transport gewährleistet ist. Für den Transport auf der Schiene wurden spezielle Wagen entwickelt, um den Anforderungen des KV zu entsprechen. Typischerweise verwendet man hierzu Containertragwagen oder Taschenwagen. Ersterer verfügt über verschiedene klappbare Zapfen, um die gängigen Konfigurationen an Containern und Wechselbehältern aufnehmen zu können. Zweiterer verfügt zusätzlich über eine Tasche, in der Sattelaufleger transportiert werden können. [7]

Durch die relativ schnelle Be- und Entladung und die stark optimierten Prozesse in den Umschlagterminals zählen die Wagen des KV zu den Wagen mit der höchsten Laufleistung im SGV. So legen die Wagen des Typs T3000eD ihrer Flotte nach Angaben der HUPAC pro Jahr im Mittel 110.000 km zurück. Konventionelle Güterwagen legen im Mittel rund 50.000 km [42] pro

Jahr zurück. Zunehmend finden Wagen außerhalb des KV Verbreitung, die an Wagen des KV angelehnt sind. Die modulare Gestaltung dieser Wagen hat sich als Vorteil herausgestellt. So können mit tauschbaren Aufbauten verschiedene saisonale Güter transportiert werden und die Wagen ganzjährig für verschiedene Verkehre eingesetzt werden. Der KV ist mit einer jährlichen Wachstumsrate von durchschnittlich 7,7 % [36] Wachstumstreiber im europäischen SGV. Durch die günstigen Rahmenbedingungen im KV bietet es sich an, Innovationen in diesem Segment zu erproben und zur Marktreife zu bringen.

1.3 Das Unternehmensprofil der HUPAC

Die HUPAC ist Kombi-Operateur und hat ihren Sitz in Chiasso in der Schweiz. Sie ist auf den KV spezialisiert und betreibt ein europaweites Netz zum Transport intermodaler Güter auf der Schiene. Im Alpen transit ist die HUPAC Marktführer [36], ist aber auch auf anderen europäischen Relationen anzutreffen. Zur Strategie der HUPAC gehört, selbst Halter der eingesetzten Wagen zu sein, jedoch die Traktion extern zu vergeben. Durch den eigenen Wagenpark sieht die HUPAC die Möglichkeit, mit innovativen Wagenkonzepten den KV effizienter zu gestalten und sich dadurch Wettbewerbsvorteile zu verschaffen. Seit 8 Jahren setzt die HUPAC auf die Scheibenbremse und hat bei diversen Neubeschaffungen Wagen mit Scheibenbremsen beschafft. Bei den Beschaffungen handelt es sich um strategische Entscheidungen, um sich zukunftssicher aufzustellen und die Akzeptanz des SGVs in der Bevölkerung durch leisere Wagen zu erhöhen. Auch wurden die Wagen mit Scheibenbremsen beschafft, da man sich Effizienzgewinne in der Instandhaltung erhofft hat.

1.4 Beschreibung der Ausgangslage

Die Scheibenbremse ist in der Anschaffung um ca. 19%¹ teurer als die klassische Klotzbremse. Die Scheibenbremse wirkt im Gegensatz zur Klotzbremse nicht auf der Radlauffläche, sodass der Verschleiß vermindert ist. Durch den Einsatz der Scheibenbremse im Personenverkehr konnte die Lebensdauer der Radsätze deutlich erhöht werden. Auch ergeben sich betriebliche Vorteile, da Scheibenbremsen auch höhere Fahrzeuggeschwindigkeiten ermöglichen. Dies hat dazu geführt, dass im Personenverkehr ausschließlich Scheibenbremsen zum Einsatz kommen [57, S. 146]. Als die HUPAC im Jahr 2015 angefangen hat, Wagen mit Scheibenbremsen zu beschaffen, hoffte man, die höheren Anschaffungskosten der Scheibenbremse durch geringere Kosten in der Instandhaltung entsprechend der Erfahrungen aus dem Personenverkehr auszugleichen. Eine Betrachtung der Life Cycle Costing (LCC)-Kosten in dem Bericht „Strategien zur effektiven Minderung des Schienengüterverkehrslärms“ des Umweltbundesamtes [42] geht davon aus, dass ab einer jährlichen Laufleistung von 67.000 km der Einsatz der Scheibenbremse kostengünstiger ist im Vergleich zu einer Ausrüstung mit Klotzbremse. Bei einzelnen speziellen Verkehren in der Schweiz konnte der Kostenvorteil der Scheibenbremse nachgewiesen werden [55]. Die bei der HUPAC im Einsatz befindlichen Taschenwagen T3000eD weisen eine jährliche Laufleistung in Höhe von 110.000 km auf. Somit wäre zu erwarten, dass der Einsatz scheibengebremster Güterwagen ohne Subventionen auskommen sollte. Wie aber die Autoren des Berichts anmerken, ist ein wirtschaftlicher Nachteil der Scheibenbremse, dass diese kleine Flachstellen am Rad nicht wieder ausschleifen und die Radoberfläche nicht säubern kann. Beides konnte von den Autoren nicht quantifiziert werden und wurde daher in der Betrachtung der LCC-Kosten nicht berücksichtigt. Genau diese Eigenschaft hat sich jedoch als entscheidend für die Wirtschaftlichkeit herausgestellt. Es treten

¹Vergleichspreise aktuelle Beschaffungen der HUPAC

vermehrt Ausbröckelungen auf der Radlauffläche auf, die in diesem Maße nur an scheibengebremsten Wagen beobachtet werden konnten. Diese Schäden erfordern einen Radsatzwechsel, was das Aussetzen des Wagens und hohe Instandhaltungskosten verursacht. Der Einsatz der Scheibenbremse ist aktuell nur sehr knapp wirtschaftlich, da ein Teil der Mehrkosten für die Ausrüstung der Wagen mit Scheiben- statt mit Klotzbremsten durch das Bundesamt für Verkehr (BAV) über Investitionshilfen getragen wurde. Auch der erhöhte Bonus im Trassenpreis für lärmarme Wagen ist aktuell eine tragende Säule, um die scheibengebremsten Wagen knapp wirtschaftlich einsetzen zu können. Aktuell erreichen die Radsätze der scheibengebremsten Wagen der HUPAC im Mittel eine Laufleistung um die 200.000 km, bevor sie gewechselt werden müssen. Die mittlere Laufleistung liegt folglich deutlich unter der prognostizierten Laufleistung von 660.000 km. Sie liegt sogar unter der mittleren Laufleistung der klotzgebremsten Wagen. Diese erreichen im Mittel 310.000 km. In den allermeisten Fällen erfolgt der Wechsel aufgrund von Ausbröckelungen auf der Radlauffläche. Somit haben wir die aktuelle Situation, dass die scheibengebremsten Drehgestelle sowohl in der Anschaffung als auch im Betrieb bedingt durch die häufigeren Radsatzwechsel teurer sind. Zwar beschafft die HUPAC aktuell wieder eine Serie mit Scheibenbremsen, jedoch besteht Handlungsbedarf. Langfristig müssen die Rahmenbedingungen geschaffen werden, mit denen sich die Scheibenbremse wie im Personenverkehr durchsetzt. Wir erhoffen uns durch unser Projekt, die Ausbröckelungen auf der Radlauffläche zu reduzieren, sodass innovative Drehgestelle ihre Vorteile ausspielen können und die versprochenen Vorteile im Betrieb erzielen. Dies würde verminderte Lärmemissionen bei gleichzeitig wirtschaftlichem Einsatz innovativer Drehgestelle ermöglichen, ein Gewinn für alle Beteiligten.

1.5 Beschreibung des Vorhabens und Vorgehens

Da im Personenverkehr sich die Scheibenbremse durchgesetzt hat und keine nennenswerten Probleme mit Ausbröckelungen bekannt sind, stellt sich die Frage, welche Systemunterschiede diese verursachen. Die im Güterverkehr verwendeten Drehgestelle verfügen im Vergleich zum Personenverkehr über keinen Gleitschutz, auch sind die Fertigungstoleranzen in der Achsführung größer und die Dämpfung wird mittels Reibdämpfung statt wie im Personenverkehr mit hydraulischer Dämpfung realisiert. Der Unterschied in der Dämpfung wird nicht als Ursache angenommen. Vielmehr wird vermutet, dass entweder der fehlende Gleitschutz oder die größeren Fertigungstoleranzen in der Achsführung die Ausbröckelungen erzeugen, denkbar wäre auch ein Wechselwirken beider Ursachen. Durch den fehlenden Gleitschutz kann es zu Gleiteffekten im Rad-Schiene-Kontakt kommen, sodass es zu einer Schädigung der Radlauffläche kommt. Große Fertigungstoleranzen können ein Problem sein, da in Folge dessen die Radsätze nicht parallel im Drehgestellrahmen angeordnet sind und daher selbst in der Geraden starker Schlupf auftreten kann, der Beanspruchungen der Radlauffläche erzeugt. In Folge dessen kann es zu RCF und Materialausbröckelungen kommen. Um der Ursache der Ausbröckelungen auf den Grund zu gehen, sollen in einem ersten Schritt die Instandhaltungsdaten der scheibengebremsten Flotte der HUPAC ausgewertet werden. Zum einen soll der Istzustand erfasst werden, um ein genaues Bild der tatsächlichen Laufleistungen der Radsätze zu bekommen. Auch sollen Schadensbilder aus der Instandhaltungsdokumentation gesichtet werden, um Hinweise auf mögliche Ursachen zu bekommen. Wenn möglich, soll eine Hypothese zu möglichen Ursachen aufgestellt werden, die im weiteren Verlauf näher untersucht wird. Inwieweit fehlender Gleitschutz als Ursache angesehen werden kann, soll durch Berechnung der Bremskräfte nachgegangen werden. Dabei soll untersucht werden, inwieweit die Gefahr besteht, dass der maximal übertragbare Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt überschritten wird. Durch fahrdynamische Simulationsrechnungen soll

untersucht werden, welchen Einfluss Fertigungstoleranzen in der Achsführung auf die Beanspruchung der Radlauffläche haben. Im Anschluss sollte ein besseres Bild der vorliegenden Problematik vorliegen und eine Aussage zur Schadensursache möglich sein. Da bisher noch kaum Erfahrungen mit Systemen zum Gleitschutz im Güterverkehr gemacht wurden, soll ein Wagen testweise mit Gleitschutz ausgerüstet werden und als Prototyp dienen. An diesem soll untersucht werden, welche Probleme bei einer Ausrüstung auftreten können und wie ein mögliches Systemdesign aussehen könnte. Am Ende sollte die Ursache der Materialausbröckelungen auf der Radlauffläche identifiziert worden sein. Auch sollte eine mögliche Ausrüstung des Wagens mit Gleitschutz erarbeitet worden sein und gezeigt werden, ob Gleitschutz als Lösung in Betracht kommen kann.

2 Der Taschenwagen des Typs T3000eD



Abbildung 2.1: Doppeltaschenwagen des Typs T3000e [58].

Im KV werden systembedingt Ladeeinheiten zwischen verschiedenen Verkehrsträgern umgeschlagen. Der Wagen T3000 wurde entwickelt, die typischen multimodalen Gefäße, Sattelanhänger, Wechselbehälter oder Container zu transportieren und stellt einen typischen Wagen des KV da. Ein Bild des Wagens ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Im KV findet der Wagen in letzter Zeit starke Verbreitung, da durch das Mittelgelenk zwei Wagenhälften kurzgekuppelt sind und somit über die gesamte Zuglänge mehr Einheiten transportiert werden können. Zusätzlich kann durch die Verbindung zweier Wagenhälften mit einem Jakobs-Drehgestell ein Drehgestell eingespart werden, sodass die Anschaffungskosten im Vergleich zu zwei einzelnen Wagen spürbar reduziert werden konnten. Bei der HUPAC findet vor allem die Weiterentwicklung des T3000, der T3000e und seine Versionen Verwendung. Den T3000e zeichnet vor allem aus, dass neben dem Transport von konventionellen kranbaren Sattelanhängern auch der Transport von Mega-Trailern möglich ist. Durch die Beförderung größerer Volumina kann kostengünstiger operiert werden. Der Wagen verfügt über Zapfen für die Aufnahme aller gängigen Container und Wechselbehälter. Die Zapfen können so ein- und ausgeklappt werden, dass der Transport der gängigen Gefäßgrößen möglich ist. Eine konstruktive Weiterentwicklung zum T3000 ist die Fixierung des Sattelanhängers über den Königszapfen. Dieser wird von einem Stützbock aufgenommen und durch Verriegelung gesichert. An jedem Enddrehgestell befindet sich ein Stützbock, um je Wagenhälfte ein Sattelanhängers zu sichern. Der Wagen ist für 120 km h^{-1} zugelassen. Wie fast alle Wägen des europäischen Schienengüterverkehrs sind auch der Wagen des Typs T3000e in der Regel mit

Drehgestellen des Typs Y25 ausgerüstet. Dieses hat sich vor allem wegen seiner einfachen und kostengünstigen Gestaltung durchgesetzt und verfügt über eine ladungsabhängige Reibdämpfung. Eine genaue Beschreibung des Drehgestells erfolgt zusammen mit der Beschreibung des Wagenmodells in Abschnitt 6.1. In einer nochmaligen Weiterentwicklung des T3000e wurde der Taschenwagen mit Scheibenbremsen statt mit konventionellen Klotzbremsen ausgestattet. Die scheinbengebremsen Doppeltaschenwagen mit klassischem Y25 Drehgestell werden als T3000eD bezeichnet, die mit verbessertem DRRS Drehgestell als T3000eD+.

2.1 Wirkprinzip von Klotz- und Scheibenbremse

Europäische Güterwagen verfügen über in der Regel über radwirksame Reibungsbremsen. Hierbei werden die Bremskräfte auf die Radsätze aufgebracht und über den Rad-Schiene-Kontakt von Rad auf die Schiene übertragen [38, S. 28 f]. Bei der Art, wie die Bremskraft auf die Radsätze aufgebracht wird, existieren bei den radwirksamen Reibungsbremsen zwei hauptsächliche Bauformen, die Scheibenbremse und die Klotzbremse. Die Klotzbremse findet im Personenverkehr kaum noch Anwendung [57, S. 146], im Güterverkehr sind wie wegen ihres einfachen Aufbaus in nahezu allen Wagen verbaut [38, S. 327]. Die Bauform zeichnet aus, dass die Bremskraft über das Bremsgestänge auf die Bremsklotzsohle übertragen wird, welche direkt auf die Lauffläche der Räder gepresst wird. Durch die Reibung zwischen Bremsklotzsohle und Radlauffläche wird die Bremswirkung erzeugt. Die dabei entstehende Wärme wird hauptsächlich über das Rad abgetragen, sodass spezielle Radbauformen nötig sind. Früher wurden Bremsklotzsohlen aus Grauguss verwendet. Diese schmelzen jedoch durch die starke Hitzeentwicklung auf, sodass Unebenheiten auf der Lauffläche erzeugt werden und es zu einer deutlich höheren Schallemission kommt [38, S. 182]. Aufgrund des höheren Rollgeräuschs erfolgte eine Umrüstung der europäischen Güterwagen auf Komposit-Bremsklotzsohlen. Wenn große Bremsenergien, wie sie z. B. bei hohen Geschwindigkeiten vorkommen, umgewandelt werden müssen, kommen Klotzbremsen an ihre Grenzen. Die Hitzeentwicklung würde die Räder und die Bremsklotzsohlen schädigen. Da im Personenverkehr höhere Geschwindigkeiten gefahren werden, sind Wagen des Personenverkehrs heute mit Scheibenbremsen ausgerüstet, da mit diesen höhere Bremsleistungen als mit Klotzbremsen erzielbar sind. Bei der Scheibenbremse wird die Bremskraft über am Drehgestellrahmen montierte Bremszangen auf Bremsscheiben übertragen, die auf der Radsatzwelle sitzen. Üblicherweise sind Schienenfahrzeuge mit Scheibenbremssystem mit einem Gleitschutz ausgerüstet. Durch die Verwendung höherwertiger Komponenten ist die Ausrüstung mit Scheibenbremse in der Anschaffung teurer, durch den verminderten Verschleiß auf der Lauffläche müssen die Räder seltener gewechselt werden, sodass die Instandhaltungskosten günstiger sind. Abbildung 2.2 zeigt beide Bauformen und stellt sie gegenüber. [38, S. 61 ff]



Abbildung 2.2: Klotzbremse (links) und Schiebenbremse (rechts) [eigene Darstellung].

2.2 Die scheibengebremste Flotte der HUPAC

Die HUPAC verfügt über eine Flotte von 5.032 (Stand: 22.08.2023) Wagen. Für diese Wagen übernimmt die HUPAC die Entity in Charge of the Maintenance (ECM) Funktionen 1 bis 3. Die Instandhaltung, also die ECM Funktion 4 wird von externen Firmen ausgeführt. Das Rückgrat der Flotte bildet der Doppeltaschenwagen Typ T3000. Aktuell sind 600 Doppeltaschenwagen des Typs T3000e (inkl. T3000eD und T3000eD+) in der Flotte der HUPAC eingestellt. Seit 2015 werden die neu beschafften Wagen mit Scheiben- statt mit Klotzbremsen ausgerüstet. Bisher wurden fünf Serien mit Scheibenbremse ausgerüstet, diese sind in Tabelle 2.1 aufgeführt. Die zu untersuchenden Laufflächenfehler treten vor allem an den scheibengebremsten Wagen des Typs T3000eD bzw. T3000eD+ auf, sodass die folgenden Untersuchungen sich auf diese beziehen werden.

Tabelle 2.1: Bei der HUPAC im Einsatz befindlichen Wagenserien [eigene Darstellung].

Serie	Anzahl	Wagennummer		Auslieferung ab	Drehgestell
		von	bis		
A901	50	33 85 4956 651-5	33 85 4956 700-0	20.04.2015	Y25
A902	50	33 85 4956 701-8	33 85 4956 750-5	12.07.2016	DRRS
A903	100	33 85 4956 401-5	33 85 4956 500-4	15.03.2019	Y25
A904	50	33 85 4956 751-3	33 85 4956 800-8	06.11.2020	Y25
A905	50	33 85 4956 951-9	33 85 4956 000-5	20.12.2021	Y25

2.2.1 Das DRRS-Drehgestell

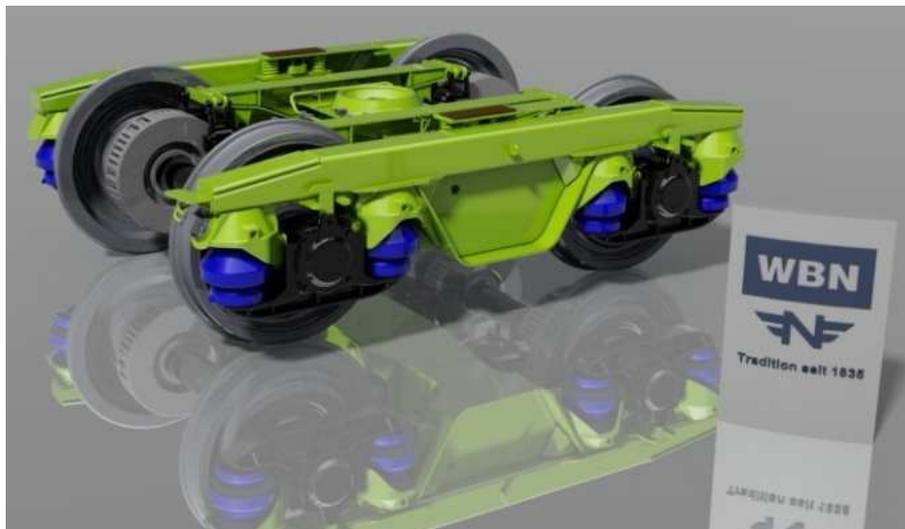


Abbildung 2.3: Das Drehgestell DRRS der ELH Waggonbau Niesky GmbH [15].

Der Wagen T3000e bzw. T3000eD ist üblicherweise mit Drehgestellen des Typs Y25 ausgestattet. Eine Serie von 50 Wagen wurde jedoch mit einem innovativen Drehgestell des Typs DRRS beschafft. Dieses wurde von der Waggonbau Niesky geliefert und zeichnet sich dadurch aus, dass

die Primärfederung mit Gummirollfedern in Doppelanordnung realisiert wurde. Die Abkürzung steht für **Double Rubber Ring Spring**. Durch die veränderte Primärfederung ist nach dem Produktdatenblatt [15] eine verbesserte radiale Einstellung der Räder gegeben, sodass die Laufeigenschaften deutlich verbessert sind. Auch kommt es zu geringeren Lärmemissionen durch den Einsatz von Gummielementen. Der Hersteller gibt an, dass das Drehgestell bis zu 7 dB(A) leiser als der Grenzwert gemäß den Technischen Spezifikationen für die Interoperabilität (TSI) TSI-NOI (83 dB(A)) ist. Wie schon erwähnt, konnte diese Aussage durch Messungen der HUPAC bestätigt werden [50]. Auch erhoffte man sich reduzierte Instandhaltungskosten aufgrund des durch die verbesserten Laufeigenschaften reduzierten Radverschleißes. Im Betrieb konnte dieser Vorteil durch die in Abschnitt 1.4 beschriebenen Probleme nie verwirklicht werden. Sie haben sich sowohl in der Anschaffung als auch im Betrieb teurer als die der Bauart Y25 herausgestellt, sodass die HUPAC nur eine Serie mit Drehgestellen des Typs DRRS beschafft haben und im Anschluss wieder Wagen mit Y25 Drehgestellen beschafft hat.

2.2.2 Konstruktionsbedingte Fertigungstoleranzen

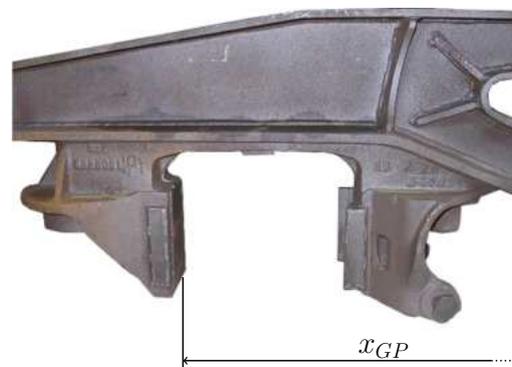


Abbildung 2.4: Darstellung Maße Abstand äußere Gleitplatten Drehgestellrahmen [veränderte Darstellung nach [31]].

Wie schon in der Einleitung beschrieben, soll untersucht werden, inwieweit Fertigungstoleranzen als Ursache der Ausbröckelungen in Betracht gezogen werden können. Dazu soll gezeigt werden, mit welchen Fertigungstoleranzen im Drehgestell eines Wagens des Typs T3000eD gerechnet werden kann. Die folgenden Betrachtungen beziehen sich auf das Drehgestell des Typs Y25. Es wird davon ausgegangen, dass diese für das Drehgestell DRRS ähnlich sind. Dazu sollen Fertigungstoleranzen des Drehgestellrahmens und des Achslagergehäuses betrachtet werden. Bei der Auslieferung von Güterwagen werden die Drehgestellrahmen Entsprechend der Norm DIN EN 13775-4 [11] vermessen. Unter anderem wird an jeder Seite der Abstand (x_{GP}) zwischen den Gleitplatten, an denen jeweils die Achslager anliegen, gemessen. Dies sind die äußeren Gleitflächen. Das Maß ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Gemäß Norm beträgt die Fertigungstoleranz ± 1 mm. Wobei die Differenz zwischen rechter und linker Seite maximal 1 mm betragen darf. Zusätzlich muss die parallele Schrägstellung beider Achsen eines Drehgestelles betrachtet werden, da in diesem Fall kein Unterschied des Maß x_{GP} zwischen rechter und linker Seite vorliegt. Um genau diesen Effekt zu berücksichtigen, wird bei der Auslieferung von Güterwagen entsprechend der Norm DIN EN 13775-4 [11] auch der diagonale Abstand der Gleitplatten vermessen. Das Maß ist in Abbildung 2.6 als $y_{17.1}$ bzw. $y_{17.2}$ dargestellt. Der Unterschied zwischen den beiden Maßen darf 1,5 mm nicht überschreiten. Aus den geometrischen Beziehungen ergibt sich folglich eine maximale Differenz der Position in Längsrichtung zwischen rechter und linker Gleitplatte

von 1,1 mm. Beide Phänomene können auch kombiniert auftreten, jedoch begrenzen sich die zulässigen Fertigungstoleranzen gegenseitig, sodass die oberen Grenzen nicht kombiniert werden können. Somit wird die obere Grenze im Unterschied in Längsrichtung zwischen rechter und linker Gleitplatte eines Radsatzes auf 1,1 mm festgesetzt. Zusätzlich muss noch die Fertigungstoleranz des Achslagergehäuses betrachtet werden. Der Abstand zwischen der äußeren Gleitplatte am Achslagergehäuse und dem Mittelpunkt des Lagers wird mit einer Fertigungstoleranz von $+ 0,5 \text{ mm} - 0,3 \text{ mm}$ [8] gefertigt. So ergibt sich an einer Achse ein maximaler Unterschied der Anbindungspunkte des Radsatzes an den Drehgestellrahmen in Längsrichtung von $\Delta x_{max} = 1,1 \text{ mm} + 0,5 \text{ mm} + 0,3 \text{ mm} = 1,9 \text{ mm}$. Die gemachten Betrachtungen berücksichtigen nur die für die Schrägstellung der Achsen relevantesten Maße. Somit wurde eine Vereinfachung getroffen. An einem Drehgestell treten eine Vielzahl weitere Fertigungstoleranzen auf, die einen Einfluss auf die Stellung der Achsen haben, deren Einfluss wird aber als eher gering bewertet. Es wird daher angenommen, dass mit einem maximalen Unterschied zwischen dem rechten und dem linken Anbindungspunkt eines Radsatzes an den Drehgestellrahmen in Längsrichtung von ca. 2 mm zu rechnen ist. Es wird aber empfohlen, diese Annahme mit Messdaten an Wagen im Betrieb zu bestätigen.

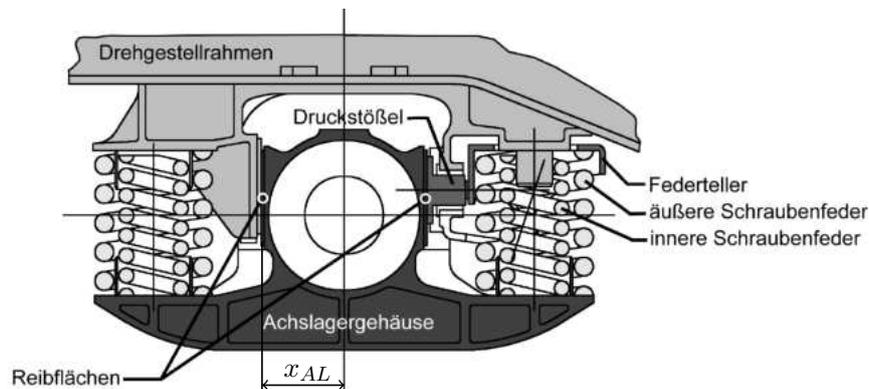


Abbildung 2.5: Darstellung Maße Abstand Mittelpunkt Achslagergehäuse linke äußere Gleitplatte [veränderte Darstellung nach [31]].

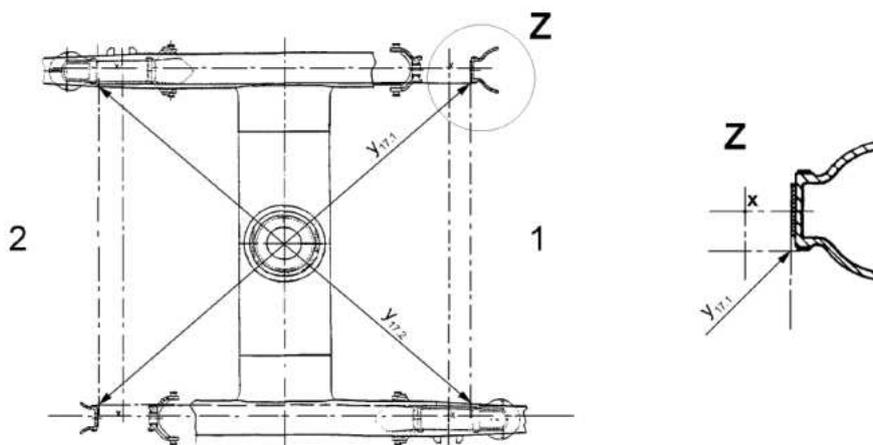


Abbildung 2.6: Darstellung Maße diagonaler Abstand äußere Gleitplatten [veränderte Darstellung nach [11]].

3 Statistische Auswertung der Instandhaltungsdaten

In einem ersten Schritt sollen die Instandhaltungsdaten der scheibengebremsten Wagen ausgewertet werden. Dies ermöglicht, ein Bild der aktuellen Situation zu erhalten, um die genauen Probleme benennen zu können. Die Hoffnung ist, anhand der Auswertung einen möglichen Lösungsansatz zu formulieren, welcher dann im weiteren Verlauf weiter verfolgt wird. Da die HUPAC die ECM Funktionen 1 bis 3 für ihre Wagenflotte übernimmt, besteht Zugang zu einer gut gepflegten Datenbank, welche mit Daten zu Instandhaltungsmaßnahmen befüllt ist. Diese wurden durch die HUPAC bereitgestellt und ausgewertet. Hierbei handelt es sich um einen Datensatz aller bis zum 16.03.2023 an den scheibengebremsten Güterwagen ausgewechselten Radsätzen. In dem Zeitraum 17.06.2016 bis 16.03.2023 wurden insgesamt 3.363 Radsätze ausgetauscht und erfasst. Die Lebensdauer der Radsätze wird, wenn nichts anderes definiert, in km angegeben. Dies erfolgt, da die gefahrenen Kilometer die entscheidende Beanspruchungsgröße darstellen. Die Auswertung gliedert sich in drei Teile. Erst erfolgt eine statistische Auswertung der Instandhaltungsdaten. Im Anschluss werden typische Schadensbilder vorgestellt und letztendlich mögliche Ursachen gezeigt.

3.1 Auswertung Instandhaltungsdaten

Die Auswertung der Instandhaltungsdaten erfolgt durch eine Aufschlüsselung der Schäden entsprechend dem Code des allgemeinen Vertrags für die Verwendung von Güterwagen (AVV), einer Auswertung der durchschnittlichen Radsatzlebensdauer je Serie, der Streuung der erreichten Laufleistungen, der Radsatzwechsel nach Jahreszeit und der durchschnittlichen Radsatzlebensdauer aufgeschlüsselt nach Wagen.

3.1.1 Verteilung der Schäden nach Schadensart

Bei Austausch eines Radsatzes wird von der Werkstatt immer der AVV-Code angegeben, weshalb der alte Radsatz ausgewechselt werden musste. Der angegebene AVV-Code stimmt in einigen Fällen nicht mit dem tatsächlichen Schadensbild überein, da es sich um eine subjektive Bewertung der Werkstatt handelt und die Bewertungskriterien im Speziellen bei externen Werkstätten nicht ganz eindeutig sind. Jedoch bietet die Auswertung der AVV-Codes eine gute Übersicht, welche Schäden besonders häufig und welche eher seltener auftreten.

Die Verteilung der AVV-Codes über die ausgebauten Radsätze kann der Abbildung 3.1 entnommen werden. So sieht man, dass eine deutliche Mehrheit von 44% der Radsätze aufgrund von Ausbröckelungen auf der Lauffläche ausgewechselt wurden. Mit großem Abstand und jeweils

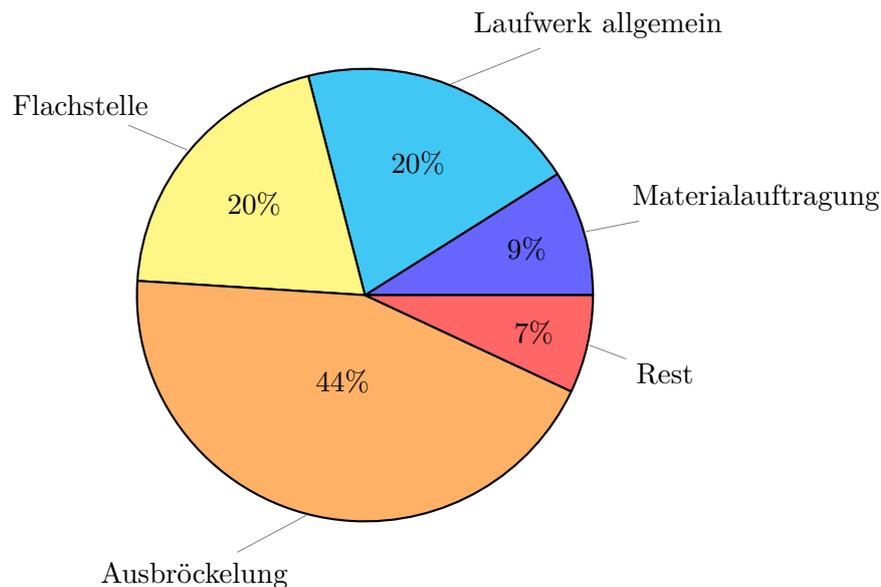


Abbildung 3.1: Aufschlüsselung nach AVV-Code der ausgebauten Radsätze [eigene Darstellung].

halb so vielen Fällen wurden als Gründe Flachstellen und nicht näher definierte Fehler am Laufwerk angegeben. Diese machen jeweils 20% der Fälle aus. Materialauftragung ist ein weiterer, noch erwähnenswerter AVV-Code, welcher bei 9% aller ausgetauschten Radsätze als Grund angegeben wurde. Der Rest teilt sich auf 19 verschiedene AVV-Codes auf, welche insgesamt 7% der Fälle ausmachen. Das größte Potenzial, um Instandhaltungskosten durch längere Radsatzlebensdauern zu senken, wird in der Senkung des Auftretens von Materialausbröckelungen gesehen. Jedoch lohnt es zu einem ggf. späteren Zeitpunkt auch Auftreten von Materialauftragungen und Flachstellen näher zu untersuchen, da diese in einer nicht unerheblichen Anzahl auftreten. Anzumerken ist, dass es sich bei der Klassifizierung der Radsatzschäden als Materialauftragung wahrscheinlich um Fehleinschätzungen handelt, da in der Regel bei scheibengebremsten Radsätzen keine Materialauftragung zu erwarten sind. Bemerkenswert ist zusätzlich, dass bei 20% der Fälle nicht näher definiert ist, weshalb ein Radsatz ausgebaut wurde.

3.1.2 Durchschnittliche Radsatzlebensdauer je Serie

Die Untersuchung, inwieweit die Serie einen Einfluss auf die Lebensdauer der Radsätze hat, ist aus zweierlei Gründen von Interesse. Zum einen wurden die Serien mit zwei verschiedenen Drehgestellbauarten ausgerüstet, zum anderen erfolgte die Fertigung der Serien bei verschiedenen Herstellern und zu verschiedenen Zeitpunkten, sodass davon auszugehen ist, dass die Fertigungstoleranzen abweichen können. Die Auswertung aller Serien hat sich jedoch als schwierig herausgestellt. So wird das Ergebnis verfälscht, sollte ein zu kleiner Zeitraum ausgewertet werden. Kurz nach Inbetriebnahme einer Serie fallen jene Radsätze aus, welche nur eine kurze Lebensdauer erreichen. Die, welche eine hohe Lebensdauer erreichen, sind noch im Betrieb und werden daher noch nicht in der Auswertung berücksichtigt. Dieser Zusammenhang wird auch durch die Instandhaltungsdaten bestätigt. Deshalb sollte für die Auswertung der durchschnittlichen Lebensdauer ein Zeitraum betrachtet werden, der mindestens der erwarteten Lebensdauer der Radsätze entspricht. Der Sollwert der scheibengebremsten Radsätze beträgt 660.000 km. Bei einer jährlichen Laufleistung der Wagen T3000 von 110.000 km sollte mindestens ein Zeitraum von

sechs Jahren betrachtet werden. Diese Betriebsjahre werden jedoch nur von zwei Serien erreicht, der Serie A901 und der A902, die sieben bzw. acht Jahre im Betrieb sind. Deswegen werden im Folgenden nur diese beiden Serien näher ausgewertet.

Die Auswertung der Radsatz-Laufleistung nach Serie in Abbildung 3.2 hat zum einen gezeigt, dass die erreichte Laufleistung beider Serien deutlich unter dem Sollwert liegt. Die Serie A901 ($\varnothing = 165.872 \text{ km}$) liegt ca. 75% und die Serie A902 ($\varnothing = 222.255 \text{ km}$) ca. 66% unterhalb dieses Wertes. Es herrscht folglich dringender Handlungsbedarf. Des Weiteren ist der Abbildung 3.2 ersichtlich, dass die Laufleistung der Serie A902 um ca. 34% größer als die der Serie A901 ist. Da die Serie A902 mit DRRS-Drehgestellen ausgerüstet ist und die Serie A901 mit Y25-Drehgestellen, wird vermutet, dass bedingt durch die Drehgestellbauart die individuelle radiale Einstellbarkeit der Radsätze beim DRRS-Drehgestell die Laufleistung verbessert werden konnte. Anzumerken ist zusätzlich, dass beide Serien unter der durchschnittliche Laufleistung der klotzgebremsten Radsätze liegen, sie beträgt 310.000 km.

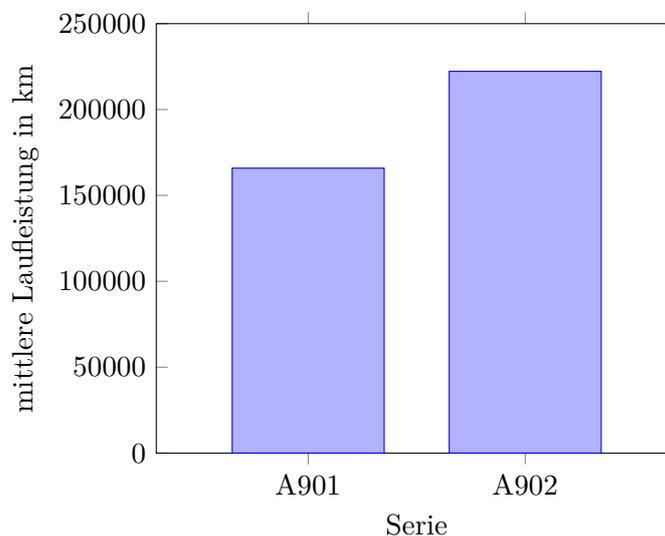


Abbildung 3.2: Mittlere Laufleistung Radsätze Serie A901 (Y25) und A902 (DRRS) [eigene Darstellung].

3.1.3 Streuung der Erreichten Laufleistungen

Im Folgenden soll die erreichte Laufleistung näher untersucht werden, indem zusätzlich die Streuung der Daten betrachtet wird. Auch hier erfolgt nur die Auswertung der ersten beiden Serien. Der Abbildung 3.3 kann entnommen werden, dass eine starke Häufung der erreichten Laufleistung beider Serien im Bereich 0 km bis 200.000 km vorliegt. Nur wenige Radsätze erreichen höhere Laufleistungen und kaum welche den Sollwert von 660.000 km. Auch hier zeigt sich, dass die Serie A902 bessere Laufleistungen aufweisen kann. So erreichen weniger Radsätze Laufleistungen von unter 200.000 km und mehr Radsätze Laufleistungen über 200.000 km im Vergleich zur Serie A901. Da einige wenige Radsätze den Sollwert erreichen, sollte in weiteren Untersuchungen geschaut werden, was deren Betriebsbedingungen von den anderen unterscheidet.

3.1.4 Radsatzwechsel nach Jahreszeit

Es besteht die Vermutung, dass die Ausbröckelungen durch teilweise blockierte Räder erzeugt werden könnten, die zwar keine sichtbare Flachstelle erzeugt haben, jedoch durch den Wärmeein-

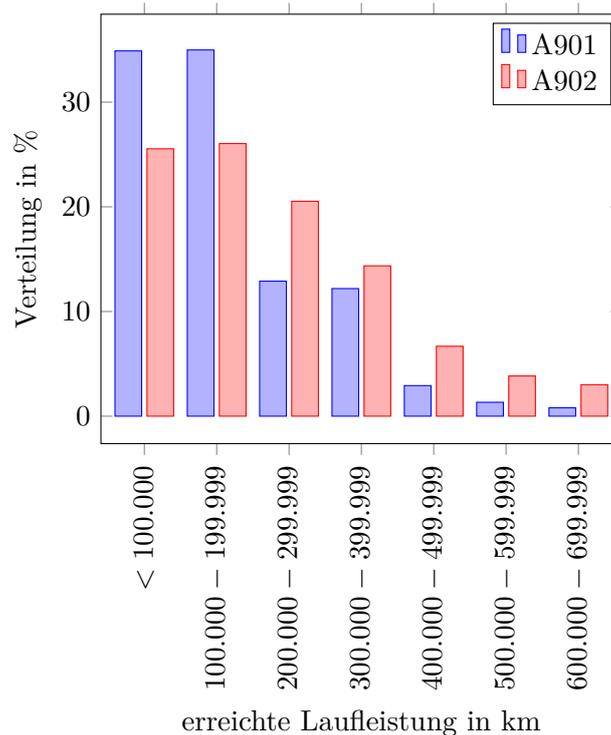


Abbildung 3.3: Prozentuale Verteilung der Laufleistung [eigene Darstellung].

trag Veränderungen in der Gefügestruktur erzeugt haben. So soll untersucht werden, inwieweit ein Zusammenhang zwischen Jahreszeit und Ausfällen der Radsätze besteht. Die Abbildung 3.4 veranschaulicht diesen Zusammenhang. Diese berücksichtigt für alle 3.363 Radsätze den Monat, an dem der Radsatz ausgebaut wurde. Eine deutliche Häufung der Radsatzwechsel zu Beginn des Jahres kann ausgemacht werden, der im März seinen Höhepunkt erreicht und im Anschluss stark abfällt. Somit kann eine Häufung der Radsatzschäden im Winter ausgemacht werden. Dieser Zusammenhang wird auch von Maglio et al. [41, S. 21] angeführt und von Deuce et al. [10] untersucht. Anzumerken ist, dass es sich bei dem beschriebenen Zusammenhang auch um eine zufällige Korrelation handeln kann, welche z. B. betriebliche Gründe hat. Trotzdem kann sie als Indiz zur Ermittlung der Ursache herangezogen werden.

3.1.5 Durchschnittliche Laufleistung nach Wagen

Durch die Auswertung der durchschnittlichen Laufleistung je Wagen soll geschaut werden, inwieweit es „gut laufende“ und „schlecht laufende“ Wagen gibt und in welchem Bereich die mittleren Laufleistungen liegen. Dazu wurden die Laufleistungen aller gewechselten Radsätze je Wagen gemittelt und als Boxplot in Abbildung 3.5 dargestellt. Auch hier wurde sich auf die Serien A901 und A902 beschränkt. Der Mittelwert aller Wagen einer Serie wird als Raute dargestellt, das Rechteck begrenzt das obere und untere Quartil, die Linie im Rechteck bildet den Median ab und die Linien rechts und links vom Rechteck stellen jeweils den größten und kleinsten Wert da. Sollten Werte weit entfernt von der Masse der übrigen Punkte liegen, werden sie als einzelne Punkte außerhalb des Boxplots dargestellt. Man beachte, dass der Mittelwert hier von dem in Unterkapitel 3.1.2 berechneten Wert abweicht, da hier über die Wagen und nicht über die Radsätze gemittelt wurde und an den Wagen nicht dieselbe Anzahl an Radsätzen gewechselt wurde.

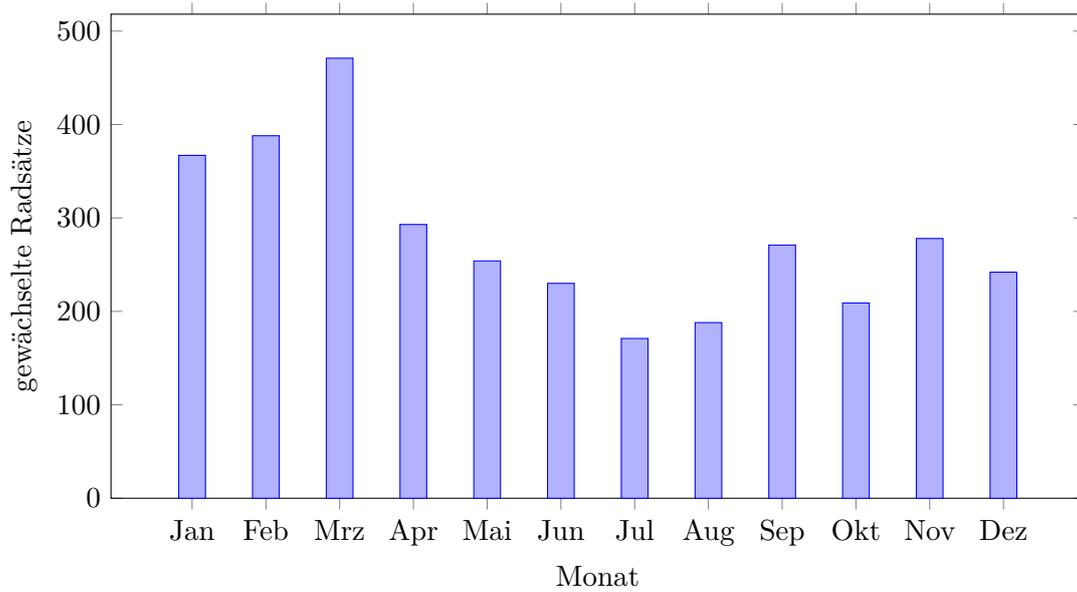


Abbildung 3.4: Verteilung der Radsatzwechsel über das Jahr [eigene Darstellung].

Auch in der Darstellung in Abbildung 3.5 erkennt man die höhere Laufleistung der Radsätze der Serie A902 im Vergleich zur Serie A901. Zwar gibt es Wagen, die ähnlich niedrige mittlere Laufleistungen aufweisen, doch erreicht der Großteil der Wagen höhere Laufleistungen. Auch hier zeigt sich, dass alle Wagen unter dem Sollwert von 660.000 km liegen. Jeweils ein Wagen pro Serie kommt dem Sollwert relativ nahe.

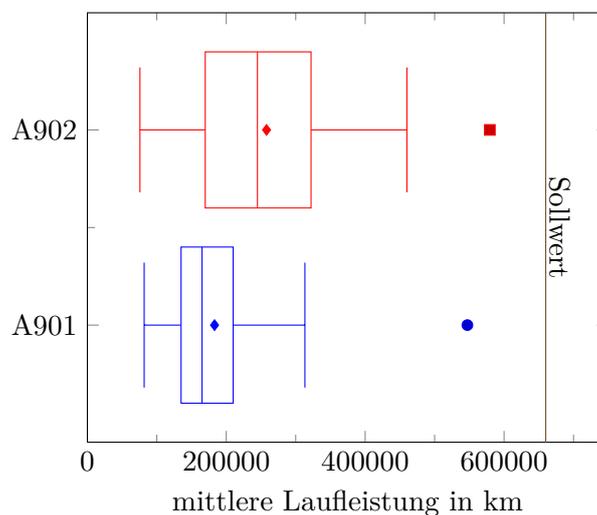


Abbildung 3.5: Darstellung der mittleren Laufleistung je Wagen als Boxplot für alle Wagen einer Serie [eigene Darstellung].

3.2 Darstellung typischer Schadensbilder



Abbildung 3.6: Ausbröckelungen längs der Lauffläche [eigene Darstellung].



Abbildung 3.7: punktuelle Ausbröckelungen auf der Lauffläche [eigene Darstellung].

Im Zuge der Auswertung der Instandhaltungsdaten wurden auch die Bilder ausgewertet, welche vor dem Radsatzwechsel aufgenommen wurden. Diese zeigen das Schadensbild, weshalb es zu einem Radsatzwechsel kam. Nicht von allen ausgebauten Radsätzen sind Bilder vorhanden, da

diese nicht immer gemacht wurden. Hier sollen typische Schadensbilder gezeigt und diskutiert werden. Typische Schadensbilder sind in Abbildung 3.6 dargestellt. Die Ausbröckelungen treten in der Regel mittig auf der Lauffläche auf und sind auf einer Länge von ca. 30 cm bis 50 cm sichtbar. Oft findet sich an dem einen Ende der Ausbröckelung ein breiterer Bereich, welcher sich in der Länge hin verjüngt. Im Inneren der Stellen, an denen es zu starken Ausbröckelungen kommt, kann eine lamellare Struktur mit Rissen ausgemacht werden. Besonders gut sind diese in Abbildung 3.6 sichtbar. Durch das Abrollen werden die Stellen zyklisch be- und entlastet. Dies bewirkt ein Risswachstum und führt zu Materialausbröckelungen, falls es zu einer Vereinigung von Rissen kommt. Die Schadensbilder zeigen vielfach Stellen, an denen es zu lokalen Materialumwandlungen gekommen ist. Sehr gut zu sehen sind diese in Abbildung 3.6. Jene Stellen sind heller und glänzen stärker. Die Abbildung 3.7 zeigt eher punktuelle Stellen mit Ausbröckelungen. Wie sich aber in Abbildung 3.7 andeutet, kann es sich um ein frühes Stadium handeln, welches mit der Zeit in Längsrichtung wächst. Bei dem Besuch der Werkstatt in Busto Arsizio, wo die HUPAC den Großteil der Instandhaltung an ihren Wagen durchführen lässt, wurde beobachtet, dass die Laufflächenschäden überwiegend paarweise an rechtem und linkem Rad eines Radsatzes auftreten.

3.2.1 Anzeichen von RCF



Abbildung 3.8: Fischgrätenmuster längs der Lauffläche an der Radsatzscheibe B (links) und A (rechts) [5].

Die Auswertung der Instandhaltungsdaten hat bisher nicht ergeben, dass RCF ein Problem für die HUPAC darstellt. Die genauen Ursachen hierfür sollen in Abschnitt 4 diskutiert werden. Am 17.03.2023 wurde durch die ÖBB-Infrastruktur AG am Wagen 33 85 4956 772-9 ein Laufflächenfehler am Radsatz 5 mit dem AVV-Code 1.3.5.1 (Löcher, Ausbröckelungen, oder Abblätterungen an der Lauffläche - Rad $\varnothing > 840$ mm, Länge von > 60 mm) gemeldet. Im Zuge dessen wurde neben dem gemeldeten Schaden an fast allen Laufflächen das für RCF typische Fischgrätenmuster festgestellt. Die Radsätze wurden untersucht und die Ergebnisse in einem Bericht [5] festgehalten. Demnach weisen die Radsätze die in Tabelle 3.1 ausgewiesene Laufleistung auf.

Position im Wagen	gefahrte Kilometer
Radsatz Nr. 1	289.478 km
Radsatz Nr. 2	85.147 km
Radsatz Nr. 3	289.478 km
Radsatz Nr. 4	289.478 km
Radsatz Nr. 5	289.478 km
Radsatz Nr. 6	85.147 km

Tabelle 3.1: Laufleistung der im Wagen 3 85 4956 772-9 verbauten Radsätze [5].

Neben weiteren singulären Laufflächenfehlern konnte an allen Radsätzen mit einer Laufleistung in Höhe von 289.478 km das für RCF typische Fischgrätenmuster entlang des ganzen Umfangs identifiziert werden. An den Radsätzen 2 und 6, die nur eine Laufleistung von 85.147 km aufweisen, konnte ein solches Muster nicht ermittelt werden. An den Radsätzen wurde eine Magnetpulverprüfung zur Detektion von Rissen durchgeführt. Abbildung 3.8 zeigt das für das Auftreten von RCF typische Fischgrätenmuster an einem Radsatz. Der Fehler kann entlang der ganzen Lauffläche beobachtet werden und weist die typischen feinen Risse in Querrichtung auf. Auffällig ist, dass an demselben Radsatz an beiden Radsatzscheiben die Ausprägung des Musters stark unterschiedlich ist. Mögliche Ursachen sollen im folgenden Abschnitt 4 diskutiert werden.

4 Identifikation möglicher Ursachen

Nachdem die Instandhaltungsdaten ausgewertet wurden, soll in einem ersten Schritt die verfügbare Literatur bezüglich Radlaufschäden und RCF zusammengefasst werden. Dabei sollen die Mechanismen, die zu Schädigungen der Radlaufschäden führen, erklärt und analysiert werden. Im Anschluss soll unter Einbeziehung der Instandhaltungsdaten geschaut werden, inwieweit eine mögliche Ursache der Schäden ausgemacht werden kann und eine Diskussion dieser erfolgen. Darauf aufbauend sollen mögliche Lösungsansätze diskutiert werden, die im weiteren Verlauf weiter verfolgt werden sollen.

4.1 Zusammenfassung der verfügbaren Literatur

Wie schon bei der Diskussion der Schadensbilder erläutert, stellen Laufschäden ein komplexes Thema da. Meist kann keine einzelne Ursache identifiziert werden. Vielmehr ist es eine Wechselwirkung mehrerer Effekte, wie Abbildung 4.1 veranschaulicht.

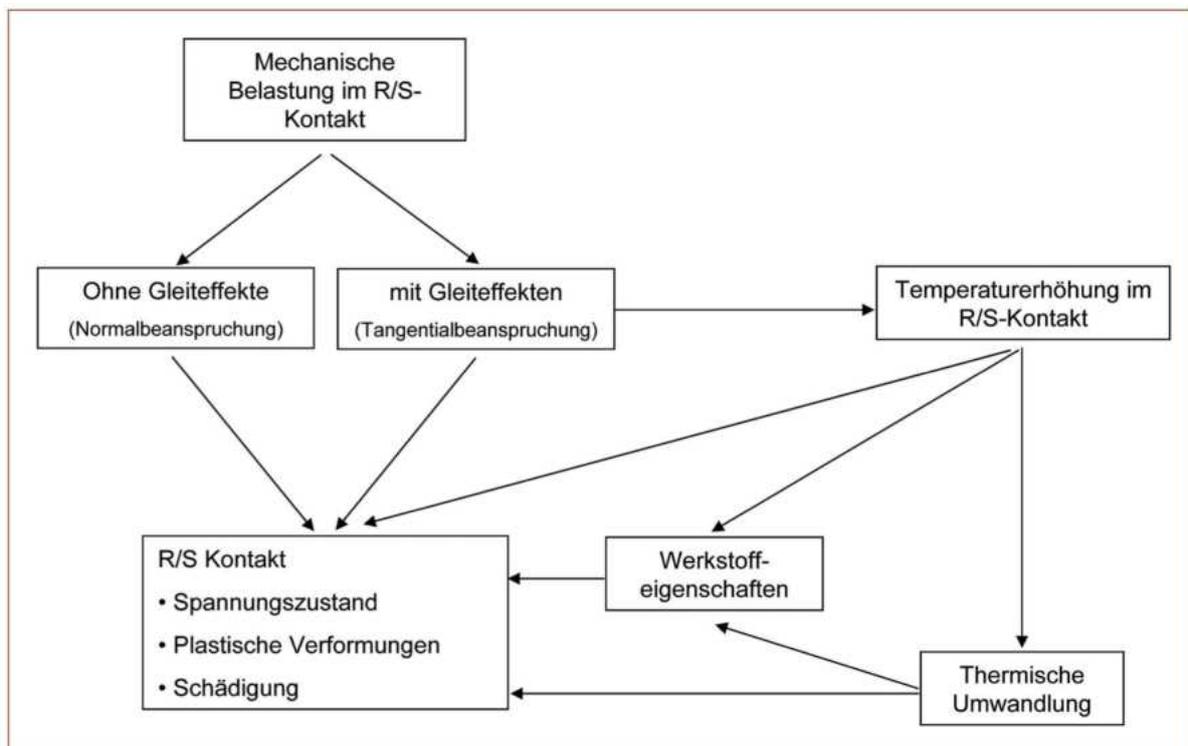


Abbildung 4.1: Schädigungsmechanismen Radlaufschäden [30].

Auch findet sich in der Literatur keine eindeutige Klassifizierung von RCF. Zwar werden die Vorgänge zur Entstehung von RCF in diversen Quellen detailliert erklärt. Hierbei seien vor allem die Veröffentlichungen von Ekberg [17, 2] zu empfehlen. Jedoch findet in der Regel keine Abgrenzung zu anderen Ursachen von Ausbröckelungen auf der Radlaufläche statt. Zwar wird von Kämpfer et al. [30] angeführt, dass Ausbröckelungen auf der Radlaufläche auch durch lokalen Temperatureintrag entstehen können, eine Abgrenzung findet jedoch nicht statt. Das Umweltbundesamt [64] merkt in ihrem Bericht an, dass bewusst auf eine Unterteilung verzichtet wurde und bezeichnet alle Radlauflächenfehler als Flachstellen. Als Ursache für Ausbröckelungen auf der Radlaufläche nennen sie Überbeanspruchung, welche oft auf thermische Beanspruchung zurückzuführen ist. Solche treten z. B. bei langen Gefällestrrecken oder während der Entstehung von Flachstellen auf. Durch die Hitzeentwicklung im Rad-Schiene-Kontakt wird das Metall in der Kontaktfläche demnach in Martensit umgewandelt, welches eine höhere Festigkeit besitzt und folglich zum Ausbröckeln tendiert. Die Stellen mit Materialausbröckelungen sind gemäß dem Bericht des Umweltbundesamtes [64] stochastischer Natur, sind daher zufällig und ohne Muster angeordnet. Größere Bereiche mit Ausbröckelungen treten bei lang anhaltender Überbeanspruchung auf. Dies deckt sich mit den gemachten Beobachtungen. Die Entstehung von Martensit wurde von Jergéus et al. [27] in Bremsversuchen untersucht. Eine klare Abgrenzung zwischen Radlauflächenschäden und RCF wird von Bevan et al. [1] vorgenommen. Die von ihnen gezeigten Schadensbilder zeigen ein frühes Stadium, in dem nur die für RCF typischen feinen Risse zeigt. Ausbröckelungen auf Radlauflächen wurden nicht untersucht. Auch in der Norm DIN EN 15313 [13] werden Schäden durch RCF mit der Präsenz von feinen parallelen Rissen auf der Radlaufläche klassifiziert, wie sie in Abbildung 3.8 dargestellt sind. Im angelsächsischen Raum werden die Schadensbilder, welche bei der HUPAC zum Aussetzen von Wagen führen, als Spalling bzw. Shelling bezeichnet. So zeigt Stock [56] in seinem Vortrag beim WRI 2018 Schadensbilder mit bei der HUPAC ähnlich auftretenden Schädigungen, welche er als Spalling bezeichnete. Auch er nennt die lokale Überhitzung der Radlaufläche und daraus folgende punktuelle Materialumwandlungen in Martensit als Ursache. Interessanterweise stammt das Bild, mit dem er Spalling darstellt, aus einer Veröffentlichung von Ekberg und Sotkovszki [2] in der sie das Schadensbild als RCF klassifizieren. Als Shelling bezeichnet er Radlauflächenschäden, welche durch Materialüberbeanspruchung erzeugt wurden und ihren Ursprung unter der Oberfläche haben. Spalling haben ihren Ursprung hingegen auf der Lafoberfläche. Diese Klassifizierung deckt sich mit der von Konrad et al. [37] gemachten Unterscheidung. Auch wenn die Schadensbilder nicht wirklich voneinander unterscheidbar sind. Folglich erfolgt selbst im angelsächsischen Raum keine eindeutige Klassifizierung der Radlauflächenfehler. So findet von Magel und Kalousek [40] keine Unterscheidung zwischen Spalling und Shelling statt, beides wird als Shelling bezeichnet. Sie merken an, dass sie bewusst auf eine Unterscheidung verzichten, da lokales Spalling sich über den ganzen Umfang ausbreiten kann und dann eher dem Schadensbild Shelling gleicht. Sie unterscheiden zwischen durch Martensit induzierte Shellings und durch RCF induzierte Shellings. Was sie aber anmerken ist, dass bei vorangeschrittener Ausbröckelung nicht mehr unterschieden werden kann, welches der Auslöser war. Bei fortgeschrittener Schädigung sind sowohl die Risse als auch die lokalen Stellen mit Martensit nicht mehr zu erkennen. Erstere haben sich vereint und Materialausbröckelungen erzeugt, zweitere sind herausgebrochen. Auch merken sie an, dass allein die Präsenz von Martensit nicht impliziert, dass es zu einer Flachstelle gekommen ist. So kann sich Martensit auch durch Belastungen des Rades aufgrund von Ausbröckelungen bilden, welche durch RCF entstanden sind. Die umfassendste und beste Einteilung der Radlauflächenfehler nach Ursache liefert Deuce [9]. Anhand der Veröffentlichung lässt sich sehr gut nachvollziehen, was einen Schaden initiiert hat und welche Charakteristik es aufweist. Auch wenn eine eindeutige Klassifizierung selten möglich ist, so ermöglicht es ein tiefes Verständnis der Wirkmechanismen.

Stellen mit lokalen Ausbröckelungen werden hier als RCF-Cluster bezeichnet. Jedoch merken Deuce et al. [10, S. 5] in einer anderen Veröffentlichung an, dass noch nicht abschließend geklärt ist, wie es zur Bildung von RCF-Clustern kommt. Auch hier zeigt sich wieder einmal, wie schwer bis unmöglich die Abgrenzung zwischen RCF und anderen Schäden der Radlauffläche ist.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass zum einen eine klare Zuordnung einzelner Schadensbildern nicht möglich ist, da in den meisten Fällen mehrere Mechanismen gleichzeitig auftreten und sich gegenseitig überlagern. Zum anderen findet in der Literatur keine eindeutige Abgrenzung der einzelnen Schadensbilder statt. So werden von einigen ausschließlich Schadensbilder als RCF definiert, bei denen die Schäden ausschließlich durch zyklische Be- und Entlastungen entstehen. Andere zählen dazu auch Schäden, welche durch Materialumwandlungen induziert werden. Auch wenn Deuce [9] die diversen Mechanismen genau erklärt, welche Ausbröckelungen erzeugen, so lassen sich diese zwei Ursachen zuordnen. Zum einen die Bildung von Martensit durch Bremsereignisse und zum anderen die Entstehung von RCF durch zyklische Be- und Entlastung und gleichzeitig wirkenden Tangentialkräften. Eine ähnliche Unterteilung wurde auch von Magel und Kalousek [40] vorgenommen. Im weiteren Verlauf der Arbeit erfolgt in der Regel die Einteilung der Schäden entsprechend der Ursache. Eine derartige Klassifizierung ermöglicht es, zielgerichteter mögliche Lösungsansätze zur Vermeidung auszumachen.

4.2 Gesamtheitliche Betrachtung von Instandhaltungsdaten und Schadensbildern

Wie bisher gezeigt wurde, treten bei der HUPAC an den scheibengebremsten T3000eD Wagen Radlaufflächenschäden auf, die zum einen durch lokale Martensit-Cluster in Folge von Bremsereignissen und zum anderen durch RCF entstanden sein können. Wie wir bisher gesehen haben, lassen sich die Ursachen der Materialausbröckelungen nur im Anfangsstadium unterscheiden. Die Ausbröckelungen aufgrund von Martensit-Cluster haben einen lokalen Ursprung, die durch RCF erzeugten Risse finden sich von Beginn an entlang des gesamten Umfangs. Bei weiterem Voranschreiten gleichen sich beide Schadensbilder immer weiter an, bis irgendwann keine Unterscheidung mehr möglich ist. Die Auswertung der Instandhaltungsdaten hat gezeigt, dass die Radlaufflächenschäden, welche zum Aussetzen der scheibengebremsten T3000eD Wagen führen, in der Regel ein Erscheinungsbild wie in Abbildung 3.6 und Abbildung 3.7 haben. In diesen kann ein lokaler Ursprung identifiziert werden, was eher auf lokale Martensit-Cluster zurückzuführen ist. Auch treten die Fehler in den meisten Fällen paarweise am linken und rechten Rad auf. So ist davon auszugehen, dass diese durch kurzzeitiges Blockieren der Räder erzeugt wurden. So reichen schon 0,25 s aus, um Martensit zu bilden [48]. Bei einer so kurzen Blockierdauer ist der Schaden jedoch nicht so stark ausgeprägt, um als klassische Flachstelle identifiziert zu werden. Im weiteren Verlauf wird sich die Stelle wie beschrieben ausdehnen und deutliche Ausbröckelungen aufweisen. Auch die Auswertung der Radsatzwechsel nach Jahreszeit zeigt, dass die Hauptursache für die häufigen Radsatzwechsel in Gleiteffekten durch schlechte Kontaktbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt zu sehen ist. Die Auswertung hat gezeigt, dass es zu einer Häufung von Radsatzwechseln 4 bis 6 Monate nach dem Herbst, in dem schlechte Kontaktbedingungen zu erwarten sind, kommt. Gleichzeitig konnte gezeigt werden, dass auch RCF auftritt, wie Abbildung 3.8 veranschaulicht. Es stellt sich nun die Frage, warum keine Wagen aufgrund von durch RCF erzeugten Ausbröckelungen ausgesetzt werden. Die in Abbildung 3.8 gezeigte Schädigung zeigt ein Anfangsstadium, welches nach 289.478 km Laufleistung aufgenommen wurde. Gemäß AVV-Code stellt das Vorhandensein eines Fischgrätenmusters noch keinen Grund zum Aussetzen des Wagens da. Dies wird erst nötig, wenn durch das Zurücklegen weiterer Kilometer Material

ausbröckelt und die zulässigen Grenzwerte überschritten werden. Wie jedoch die Auswertung der Instandhaltungsdaten in Abbildung 3.5 verdeutlicht, erreichen die Radsätze kaum Laufleistungen deutlich höher 300.000 km. Es ist also davon auszugehen, dass die Radsätze im Mittel so früh gewechselt werden, sodass RCF als Problem nicht aufgetreten ist. Es besteht also die Gefahr, durch Optimierung des einen neue Probleme zu erzeugen. Reduziert man die Ausbröckelungen, welche durch Martensit-Cluster erzeugt wurden, können Ausbröckelungen aufgrund von RCF zunehmen. Die um 34 % höhere Laufleistung der Radsätze des DRRS-Drehgestells könnte ein Indiz dafür sein, dass die radiale Einstellbarkeit der Radsätze sowohl im Bogen als auch um Fertigungstoleranzen auszugleichen, die Belastungen der Radlauffläche reduziert und den Ausbröckelvorgang verlangsamt.

4.2.1 Einfluss der Bremsanlage auf das Auftreten von Ausbröckelungen

Es stellt sich natürlich die Frage, warum Ausbröckelungen bei klotzgebremsten Wagen kein Problem darstellen. Zwei Phänomene könnten den Unterschied erklären. Denkbar wäre auch eine Überlagerung beider, wobei nicht gesagt werden kann, welches Dominiert und ob beide tatsächlich auftreten. So könnte der erhöhte Radlaufflächenverschleiß klotzgebremster Radsätze oder dessen Wärmeeintrag eine Erklärung liefern. Die Klotzbremse wirkt direkt auf der Radlauffläche. Die Ausbröckelungen auf der Radlauffläche entstehen nicht unmittelbar, sondern sind ein längerer Prozess. Im Fall der Klotzbremse kann dann der Materialabtrag durch die Bremsung auf der Radlauffläche größer sein als die voranschreitende Ausbröckelung auf der Radlauffläche. Durch den Wärmeeintrag kommt es zu einem Temperatureintrag der gesamten Radlauffläche. Dadurch könnten Gefügeunterschiede ausgeglichen werden bzw. durch eine vollständigen Aufhärtung der Radlauffläche Gefügeunterschiede vollständig ausgeglichen werden.

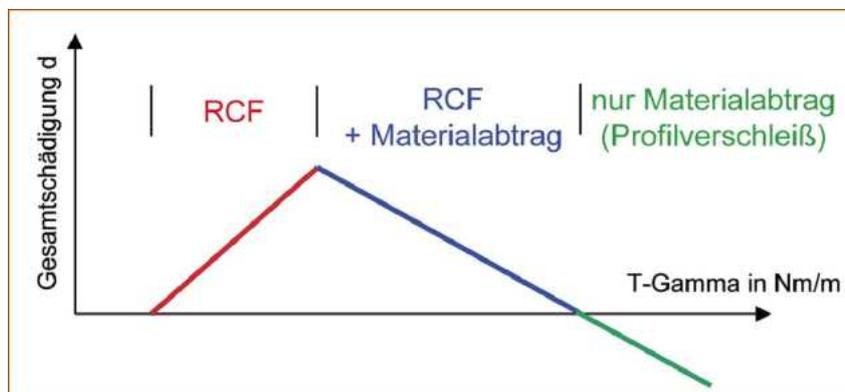


Abbildung 4.2: Schädigungsfunktion nach dem T-Gamma-Modell [30].

Inwiefern erhöhter Radlaufflächenverschleiß das Ausbröckeln von Material verhindern kann, soll im Folgenden näher beschrieben werden. Dieser Vorgang kann gut durch das Burstow-Kriterium [6], dargestellt in Abbildung 4.2, beschrieben werden. Die Abbildung beschreibt die Schädigung durch RCF in Abhängigkeit der Reibarbeit. Das Diagramm kann in vier Bereiche eingeteilt werden. Bei geringer Reibarbeit kann keine Schädigung beobachtet werden. Bei höher werden der Reibarbeit kommt man in einen Bereich, in dem mit steigender Reibarbeit die Schädigung zunimmt (**rot**). Die Schädigung nimmt aber ab einem gewissen Punkt nicht weiter zu, sondern fällt wieder ab (**blau**). Nach dem Maximum ist die Reibarbeit so groß, dass es zu Materialabtrag kommt. Dieser bewirkt, dass sich initiiierende Risse abgetragen werden und die RCF in

Folge dessen zurückgeht. Bei sehr hoher Reibarbeit können keine Schäden durch RCF beobachtet werden (grün). Auch wenn es sich bei den in Abschnitt 3.2 dargestellten Schadensbildern nicht um klassische RCF handelt, kann das Modell als Abschätzung verwendet werden, um zu zeigen, dass man sich bei klotzgebremsten Rädern in einem Bereich bewegt, in dem der Materialabtrag vor Ausbröckelvorgängen dominiert. Das von Burstow entwickelte Kriterium bezieht sich auf die Schädigung der Schienenoberfläche. Im Rahmen eines Projektes des Rail Safety and Standards Board [61] wurde die Funktion angepasst, sodass sie auf Radlauflächen angewendet werden kann. Diese ist in Abbildung 4.3 dargestellt und wird in Abschnitt 6.2.2 näher erläutert. Die Funktion ist nicht allgemeingültig, sondern muss für den betrachteten Fall mit Messdaten kalibriert werden. Sie soll hier jedoch als Abschätzung verwendet werden, um zu zeigen, dass bei klotzgebremsten Wagen der Materialabtrag dominiert. Die Wear Number T_γ ist definiert als das Produkt der Reibungskraft (T_x bzw. T_y) und dem globalen Schlupf (ν_x bzw. ν_y) und wird für die beiden Raumrichtungen in der Ebene getrennt betrachtet und anschließend addiert:

$$T_\gamma = T_x \nu_x + T_y \nu_y \quad (4.1)$$

Die Wear Number kann auch als auftretende Reibarbeit in einem Rad-Schiene-Kontakt normalisiert mit der Schlupf-Referenzgeschwindigkeit interpretiert werden. Betrachtet man nur die Reibarbeit durch die Klotzbremse, entfällt der Term für die y-Richtung, da die Klotzbremse nur längs der Radlaufläche wirkt. Die Reibkraft entspricht der Klotzanpresskraft ($T_x = 372,9 \text{ N}$) und der Schlupf beträgt $\nu_x = 2$, da reine Gleitreibung vorliegt. Demnach liegt eine Wear Number T_γ vor, welche deutlich größer als 300 N ist. Es ist folglich davon auszugehen, dass durch den erhöhten Radlauflächenverschleiß sowohl Rissansätze, welche im weiteren Verlauf sich zu RCF ausbilden können, als auch lokale Martensit-Cluster, welche im weiteren Verlauf ausbröckeln, abgetragen werden. Auch Bevan et al. [1, S. 101] führen dies als mögliche Erklärung an. Bei klotzgebremsten Rädern werden die Radsätze daher überwiegend aufgrund von Radlauflächenverschleiß aussortiert, Radlauflächenschäden spielen dabei nur eine untergeordnete Rolle.

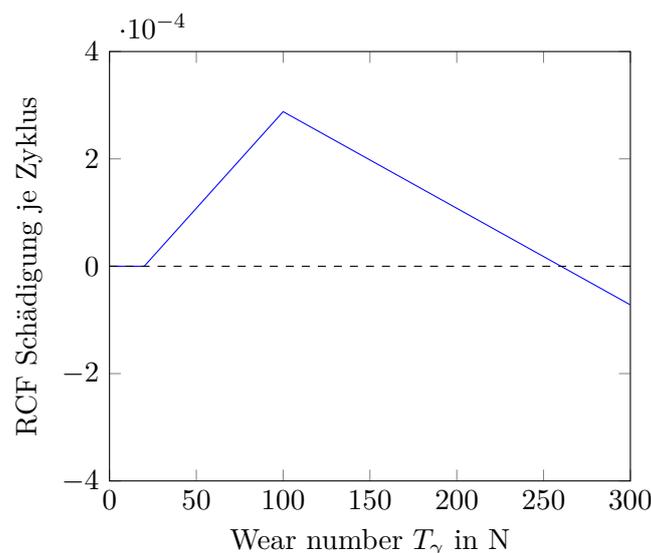


Abbildung 4.3: angepasste RCF Schädigungsfunktion Radlaufläche [eigene Darstellung nach [61]].

4.3 Mögliche Lösungsansätze

Die bisherigen Auswertungen haben gezeigt, dass RCF eher eine untergeordnete Rolle spielt. Die Ausbröckelungen an den Radlauflächen werden vor allem durch Materialumwandlungen in der Radlaufläche in Folge von (teilweise) blockierten Rädern verursacht. Es ist folglich in erster Linie zielführend, zu verhindern, dass es zu (teilweise) blockierten Rädern kommt. In ihrer Untersuchung konnten Kämpfer et al. [30, S. 31] zeigen, dass mit zunehmender Blockierdauer der Räder deren Dauerfestigkeit abnimmt. Nach ihnen ist das ein Hinweis darauf, dass ein gut ausgelegter Gleitschutz eine Bedeutung für die Vermeidung von Radlauflächenschäden hat. Somit bietet es sich an, diesen Ansatz weiter zu verfolgen und zu untersuchen, inwieweit der Einbau von Gleitschutz zu einer Verbesserung führt. Wie jedoch mehrfach diskutiert, ist die Ursache von Materialausbröckelungen auf Radlauflächen eine komplexe Thematik, bei der mehrere Mechanismen wechselwirken. Wie die Auswertung der Instandhaltungsdaten gezeigt hat, konnte die Serie A902 mit individuell radial einstellbaren Radsätzen eine um ca. 35 % höhere mittlere Laufleistung der Radsätze aufweisen. Ein Hinweis darauf, dass RCF auch einen Einfluss hat, auch wenn einen geringeren. Es wird vermutet, dass die höhere mittlere Laufleistung der Radsätze der Serie A902 auf die Möglichkeit, leichte Toleranzabweichungen in der Fertigung und Schlupfkkräfte im Bogen durch radiale Einstellung auszugleichen, zurückzuführen ist. Hierbei lohnt sich eine erneute Betrachtung der Abbildung 3.2. Zwar weist die Serie A902 eine höhere Laufleistung auf, doch ist die untere Grenze niedrig, ähnlich der Serie A901. Da davon auszugehen ist, dass die Häufung von Flachstellen für die Serien A901 und A902 gleich sein wird, lässt dies die Vermutung zu, dass die sehr frühen Radsatzausfälle durch Ausbröckelungen in Folge von Bremsereignissen induziert sind. Und im Umkehrschluss die späteren Radsatzausfälle eher auf den Einfluss der Beanspruchungen durch Fertigungstoleranzen und Bogenfahrten zurückzuführen sind. Es wird daher empfohlen, im weiteren Vorgehen auch die Beanspruchungen durch RCF weiter zu betrachten.

5 Ungünstiger Kraftschluss bei hohen Geschwindigkeiten als mögliche Ursache einiger Schadensbilder

Einige der Schadensbilder lassen eher eine Entstehung bei hohen Geschwindigkeiten vermuten. So sollen hier die Effekte näher untersucht werden, welche bei der Wagenhöchstgeschwindigkeit bzw. knapp unter dieser auftreten können. Die Wagenhöchstgeschwindigkeit des T3000eD beträgt 120 km h^{-1} .

5.1 Theoretische Vorbetrachtungen

Sowohl bei Wagen mit Klotz- als auch bei Wagen mit Scheibenbremse muss bei einer Bremsung erst die Bremskraft vom Bremszylinder auf die Radsätze übertragen werden, um dann über den Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt eine Verzögerung des Wagens zu erzeugen. Beide Schnittstellen sind durch tribologische Effekte charakterisiert, welche im Folgenden näher untersucht werden sollen.

5.1.1 Geschwindigkeitsabhängiger Reibwert bei Übertragung der Bremskraft auf die Radsätze

Der Reibwert zwischen Bremsscheibe und Belag bzw. Rad und Bremsklotzsohle ist nicht über den gesamten Geschwindigkeitsverlauf konstant, sondern von der Reibgeschwindigkeit abhängig. In Abbildung 5.1 sind Verläufe aus der Literatur einmal in Abhängigkeit der Reibgeschwindigkeit und einmal in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Da bei der Scheibenbremse der Reibradius nicht dem Rollradius entspricht, muss eine Umrechnung erfolgen. Für die Umrechnung von Reib- auf Fahrgeschwindigkeit wurde für das Rad der Nennradius 460 mm angenommen. Für die folgenden Berechnungen wurde der Nennradius und ein voll beladener Wagen angenommen.

Es soll die gesamte Bremskraft eines Wagens sowohl für den Wagen mit Scheibenbremsen als auch für den Wagen mit Klotzbremse bestimmt werden. Es wird die maximale Bremskraft betrachtet, da diese den kritischen Fall darstellt. Nach UIC Merkblatt 544-1 [63] gilt folgende Formel, um die Bremskraft (F_B) am Radumfang für einen scheibengebremsen Wagen zu berechnen:

$$F_B = F_{bR} \cdot \mu_r \cdot \frac{r_s}{r_r} \quad (5.1)$$

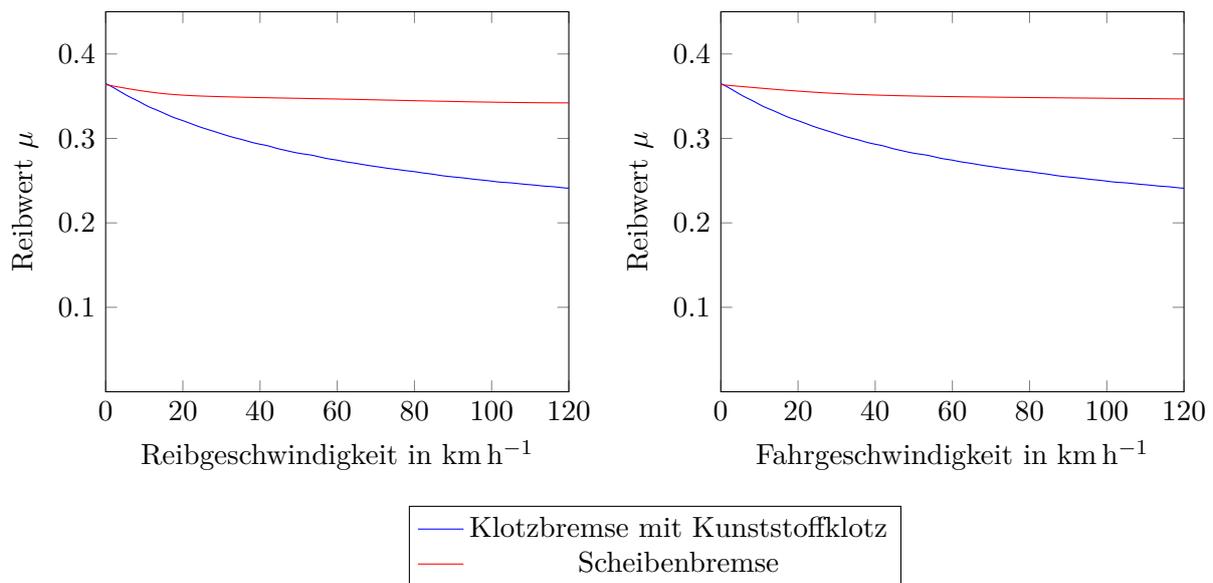


Abbildung 5.1: Darstellung des Reibwertes in Abhängigkeit der Reib- bzw. Fahrgeschwindigkeit [eigene Darstellung nach [26, 23]].

Es soll die maximale Bremskraft, wie Sie bei einer Gefahren- bzw. Schnellbremsung wirkt, betrachtet werden. Bei diesen Szenarien ist die Gefahr des Blockierens der Räder am größten. Gemäß des Datenblatts zur Bremsberechnung des Wagens T3000eD mit Scheibenbremsen beträgt die Gesamtbremsbackenkraft $F_{bR} = 535,3 \text{ kN}$, der Mittelreibungsradius $r_s = 225 \text{ mm}$ und der Nennradius des Rades $r_r = 460 \text{ mm}$. Für den Wagen T3000e mit Kunststoffklotzbremse beträgt die Gesamtbremsbackenkraft $F_{bR} = 372,9 \text{ kN}$, Mittelreibungsradius und Nennradius des Rades sind identisch $r_s = r_r = 460 \text{ mm}$. Die angegebenen Kräfte stellen die gesamte Bremskraft an einem Wagen da, die durch alle Bremszylinder zusammen erzeugt werden. Mit dem von der Fahrgeschwindigkeit abhängigen Reibwert μ_m ergibt sich der in Abbildung 5.2 dargestellte Verlauf der Bremskraft über die Fahrgeschwindigkeit für den scheibengebremsten T3000eD und den klotzgebremsten Wagen T3000e.

Abbildung 5.2 verdeutlicht, dass nur in einem kleinen Geschwindigkeitsbereich eine gute Übereinstimmung der Bremskraft eines klotz- und eines scheibengebremsten Wagens vorliegt. Die beiden Kurven schneiden sich bei ca. 113 km h^{-1} . Der Reibwert zu dieser Geschwindigkeit kann der Abbildung 5.1 entnommen werden und beträgt $\mu_r = 0,34$ für den scheibengebremsten und $\mu_r = 0,24$ für den klotzgebremsten Wagen. Annähernd diese Werte wurden in der Bremsberechnung verwendet, sodass davon auszugehen ist, dass die verwendeten Reibwerte eher den hohen Geschwindigkeitsbereich gut abbilden.

Für verschiedene Geschwindigkeiten wurde die gesamte Bremskraft je Wagen zwischen klotz- und scheibengebremsten Wagen verglichen und dabei auch die Bremsleistung berechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.1 dargestellt. Wie die Ergebnisse aus Abbildung 5.2 und Tabelle 5.1 zeigen, kann das Bremsvermögen von klotz- und scheibengebremsten Wagen speziell bei niedrigen Geschwindigkeiten stark unterschiedlich sein.

Prinzipiell hat das unterschiedliche Bremsvermögen keinen direkten Einfluss auf das Blockieren der Räder. Die im Rad-Schiene-Kontakt wirkende Tangentialkraft wird, wie in Gleichung (5.1)

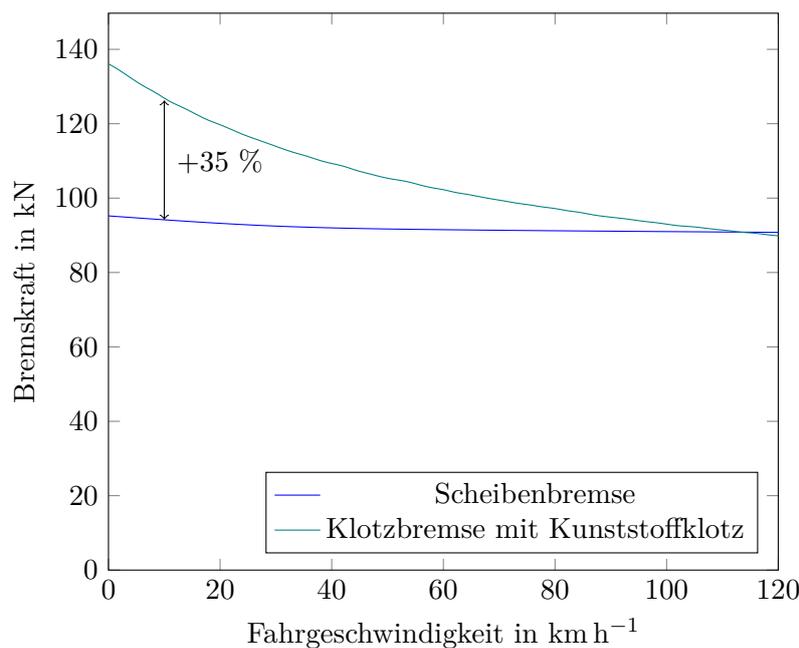


Abbildung 5.2: Darstellung der Bremskraft in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit, eigene Darstellung nach [26].

Parameter	Kunststoffklotzbremse	Scheibenbremse	Unterschied
Bremskraft bei 120 km h ⁻¹	90 kN	91 kN	-1 %
Bremsleistung bei 120 km h ⁻¹	3.000 kW	3.033 kW	-1 %
Bremskraft bei 100 km h ⁻¹	93 kN	91 kN	+2 %
Bremsleistung bei 100 km h ⁻¹	2.583 kW	2.528 kW	+2 %
Bremskraft bei 80 km h ⁻¹	97 kN	91 kN	+7 %
Bremsleistung bei 80 km h ⁻¹	2.155 kW	2.022 kW	+7 %
Bremskraft bei 60 km h ⁻¹	102 kN	92 kN	+11 %
Bremsleistung bei 60 km h ⁻¹	1.700 kW	1.533 kW	+11 %
Bremskraft bei 40 km h ⁻¹	109 kN	92 kN	+18 %
Bremsleistung bei 40 km h ⁻¹	1.211 kW	1.022 kW	+18 %
Bremskraft bei 20 km h ⁻¹	120 kN	93 kN	+29 %
Bremsleistung bei 20 km h ⁻¹	667 kW	517 kW	+29 %

Tabelle 5.1: Vergleich der Bremskraft und der Bremsleistung an einem klotz- und einem scheibengebremsten Wagen [eigene Darstellung].

hergeleitet, durch das auf den Radsatz wirkende Bremsmoment bestimmt. Dieses ist unabhängig von Bremsvermögen anderer Wagen, sodass es irrelevant ist, dass die klotzgebremsten Wagen die scheibengebremsten teilweise mitbremsen. Zusätzlich sei jedoch angemerkt, dass scheibengebremste Wagen nur vereinzelt im Zugverband eingestellt werden, sodass auf den einzelnen Wagen bezogen, der Unterschied nicht ins Gewicht fällt. Dass der Einsatz unterschiedlicher Materialien bei den Klotzbremsen zu stark unterschiedlichen Bremskraftverläufen führt, wurde von Hecht und Bing [23] untersucht. Auch dort war die Bremskraft speziell bei niedrigen Geschwindigkeiten stark verschieden. Die Erkenntnisse lassen sich auch auf die Unterschiede zwischen der Klotz-

und der Scheibenbremse übertragen. Im folgenden Kapitel soll das Auftreten von Gleiteffekten im Rad-Schiene-Kontakt näher betrachtet werden.

5.1.2 Bedingungen für das Auftreten von reinem Gleiten

Damit es zu vollständigem Gleiten im Rad-Schiene-Kontakt und folglich zur Bildung von Flachstellen kommt, muss die Tangentialkraft (F_T) die maximale ertragbare Tangentialkraft ($F_{T,max}$) übersteigen. Es muss demnach folgende Bedingung erfüllt sein:

$$F_T > F_{T,max} \quad (5.2)$$

Das Verhältnis der maximal ertragbaren Tangentialkraft und der Radaufstandskraft (F_N) wird als maximal übertragbarer Kraftschlusswert (μ_{max}) bezeichnet, welcher in (5.3) definiert wird.

$$\mu_{max} = \frac{F_{T,max}}{F_N} \quad (5.3)$$

Die maximale ertragbare Tangentialkraft am Rad wird folglich maßgeblich durch die vertikale Gewichtskraft im Rad-Schiene-Kontakt beeinflusst. Hierbei werden die rotatorischen Anteile über den Massenfaktor ξ berücksichtigt. Für diese gilt:

$$F_{T,max} = F_G \cdot \mu_{max} = m \cdot \xi \cdot 9,81 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1} \cdot \mu_{max} \quad (5.4)$$

Für den voll beladenen Wagen ($m = 135 \text{ t}$) kann ein Massefaktor von 1,02 angenommen werden.

Der maximal übertragbare Kraftschluss (μ_{max}) bezieht sich hier auf den Rad-Schiene-Kontakt und wird durch viele Faktoren beeinflusst. Durch ungünstige Kontaktbedingungen kann er auch auf $\mu_{max} = 0,05$ [60, S. 116] abfallen. Er ist jedoch auch von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 5.3 dargestellt. Es ist erkennbar, dass der maximal übertragbare Kraftschluss mit zunehmender Geschwindigkeit abnimmt und gleichzeitig eine große Streuung aufweist.

Nimmt man nun die obere und untere Grenze aus Abbildung 5.3 und berechnet mit (5.4) die maximal übertragbare Tangentialkraft, erhält man die in Abbildung 5.4 dargestellten Kraftverläufe. In dieser Abbildung wurden auch die Verläufe der Bremskräfte eingefügt, welche eingangs berechnet und in Abbildung 5.2 dargestellt wurden. Für das Auftreten von Gleiten in Längsrichtung muss die in (5.2) definierte Bedingung verletzt werden. Der Bereich, wo diese Bedingung verletzt wird, ist farbig markiert und wird als kritischer Bereich bezeichnet. Der kritische Bereich kann in zwei Bereiche unterteilt werden. Einem, in dem sowohl die Bremskraft der Klotz- als auch die der Scheibenbremse über der maximal ertragbaren Tangentialkraft liegen kann und einem, in dem dies nur für die Klotzbremse gilt. Ein klotzgebremster Wagen ist deutlich kritischer bzgl. dem Auftreten von Gleiten, da schon bei Geschwindigkeiten größer 10 km h^{-1} Gleiten auftreten kann. Der scheibengebremste Wagen kommt erst bei Geschwindigkeiten größer 50 km h^{-1} in einen kritischen Bereich. Daraus folgt, dass sowohl bei einem klotzgebremsten Wagen als auch bei einem scheibengebremsten bei höheren Geschwindigkeiten und ungünstigen Kontaktbedingungen Gleiten auftreten kann. Dass mit der maximalen Bremskraft bei hohen Geschwindigkeiten gebremst wird, passiert relativ häufig. Abgesehen von der Gefahrenbremsung

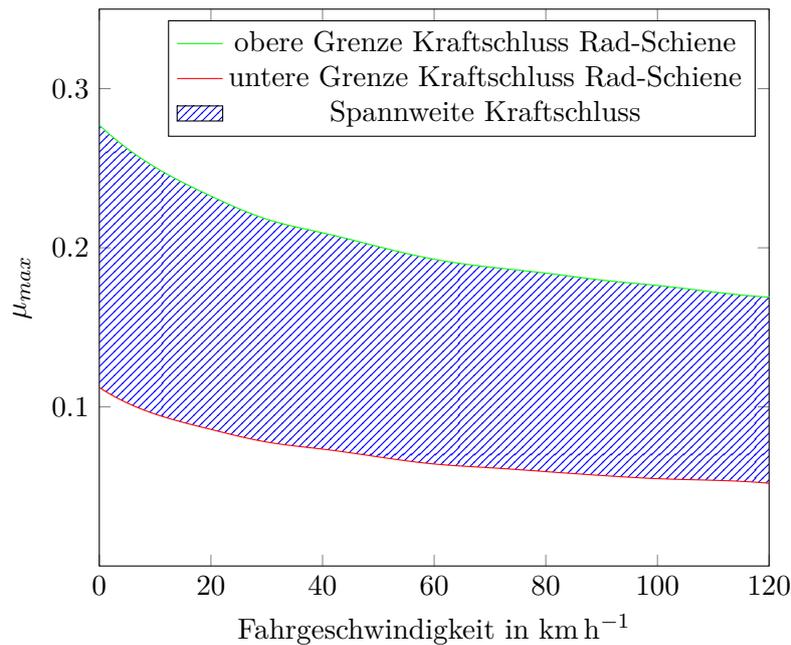


Abbildung 5.3: Darstellung des Kraftschlusses im Rad-Schiene-Kontakt in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit, eigene Darstellung nach [3].

wird nach Hecht [22, S. 33] auch bei einer Betriebsbremsung bei Bremsbeginn mit maximaler Bremskraft gebremst, um dann im weiteren Verlauf reduziert zu werden. Dadurch soll sicher gestellt werden, dass der Zug möglichst nah am Signal zum Stehen kommt.

In den bisherigen Untersuchungen wurde der Einfluss des Schlupfes nicht betrachtet. Dieser hat ebenfalls einen entscheidenden Einfluss auf das Auftreten von Gleiten im Rad-Schiene-Kontakt. Wie [28] und [21, S. 6] zeigen und in Abbildung 5.5 ersichtlich, nimmt der Kraftschluss nach Kalker mit zunehmendem Schlupf erst linear zu, erreicht irgendwann eine Sättigung und fällt dann wieder ab. Hierbei kann der bisher betrachtete maximal übertragbare Kraftschluss als der maximale Punkt der Kurve angesehen werden. Nachdem der maximal übertragbare Kraftschluss erreicht wurde, kommt es zu einem Abfall, da mit zunehmenden Schlupf der Kontakt von einem Haftkontakt mehr und mehr in einen Gleitkontakt übergeht. Von besonderem Interesse ist der Bereich, kurz bevor der maximale Kraftschluss erreicht wird. Wie Abbildung 5.5 darstellt, kommt es dort zu einer Slip-stick-Bewegung. Also einem kurzzeitigen Haftverlust bzw. Gleiten und folglich zu einem schnellen Wechsel zwischen den Zuständen Haften und Gleiten. Dieses Phänomen wird auch von Sebeşan et al. [52] in ihrer Einleitung beschrieben. Ob das kurzzeitige Blockieren der Räder ausreicht, sodass es zur Bildung von Martensit kommt, ist nicht sicher, jedoch legen dies die bisherigen Beobachtungen nahe.

5.2 Einordnung und Übertragung auf die bei der HUPAC auftretenden Schäden

Wie bisher analysiert, lassen sich die bei der HUPAC auftretenden Materialausbröckelungen auf der Lauffläche nicht einer singulären Ursache zuordnen. Vielmehr ist es eine Überlagerung mehrerer Effekte, welche durch ein Blockieren der Räder initiiert werden. Auch konnte nicht abschließend

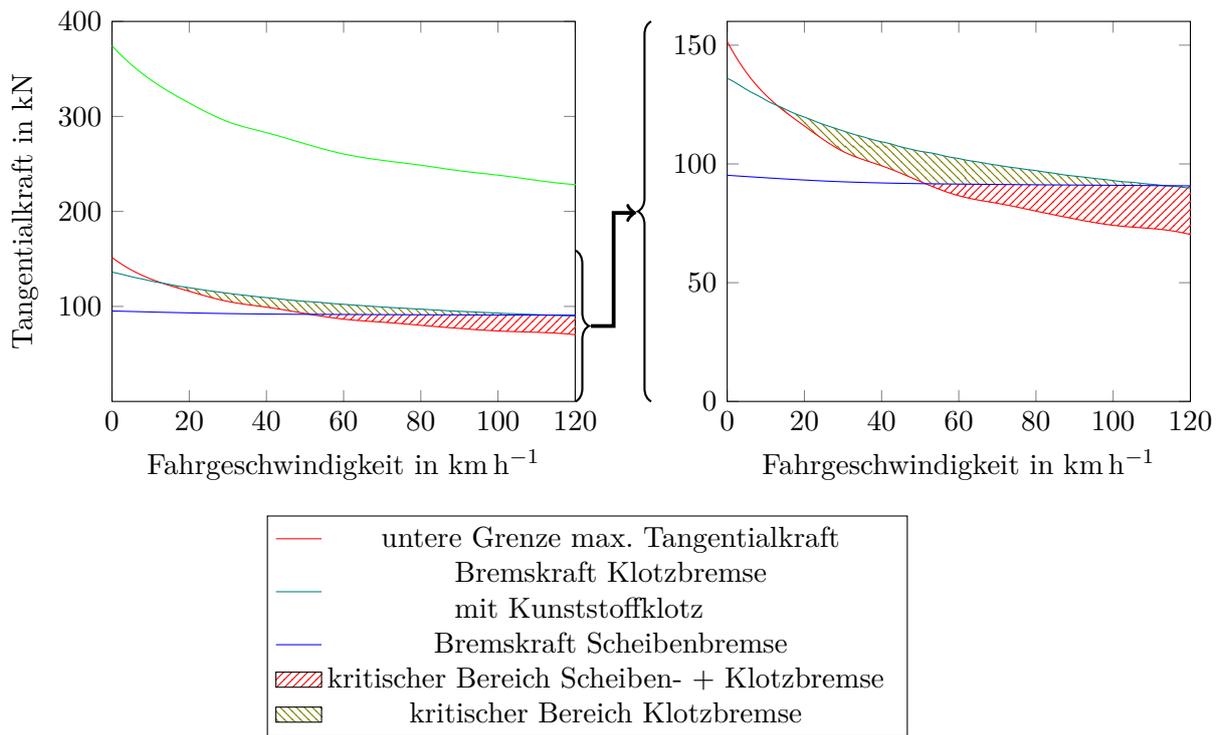


Abbildung 5.4: Darstellung der Bremskraft und der Tangentialkraft bei Ausnutzung des maximalen Kraftschlusses in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit, eigene Darstellung nach [3].

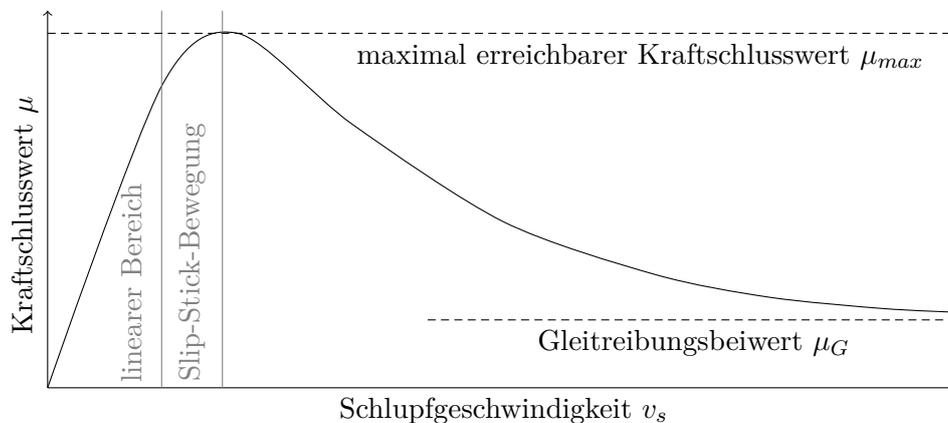


Abbildung 5.5: Kraftschluss-Schlupf-Gesetz nach Kalker [eigene Darstellung nach [21]].

geklärt werden, in welchen Situationen es zum Blockieren der Räder kommt. Abgesehen von klassischen Flachstellen wiesen die Schadensbilder die Form eines länglichen Streifens auf. Einige mit punktförmiger Stelle an einem der beiden Enden. Das beschriebene Phänomen der Slipstick-Bewegung kann eher den Schadensbildern zugeordnet werden, an denen nur streifenförmige Ausbröckelungen auftreten. Punktförmige Schäden sind eher auf längere Blockiervorgänge der Räder zurückzuführen. Ein typisches Schadensbild, welches der Slipstick-Bewegung zugeordnet werden kann, ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Die Abbildung zeigt den paarweise am linken und rechten Rad auftretenden Schaden. Bei genauer Betrachtung kann der Steifen in Bereiche

mit starken Ausbröckelungen und welchen mit beginnender Ausbröckelung eingeteilt werden. Deren Abfolge und Länge sind am linken und rechten Rad symmetrisch. Es liegt daher nahe, dass das in Abbildung 5.6 gezeigte Schadensbild durch eine Slip-stick-Bewegung erzeugt wurde. Gemäß Deuce [9] wird ein solcher Fehler als „Slip“ bezeichnet und entsteht typischerweise durch Längsschlupf bei hohen Geschwindigkeiten, was die Vermutung bestätigen würde. Das gezeigte Schadensbild wurde bei einem Werkstattbesuch in Busto Arsizio aufgenommen. Dabei handelt es sich um eine Stichprobe mit begrenzter Aussagekraft. Es kann daher keine Aussage getroffen werden, wie oft und in welchem Anteil an den gesamten Laufflächenfehlern das gezeigte Schadensbild auftritt. Wie in Abschnitt 4.2.1 gezeigt wurde, sind wie in 5.6 gezeigte Ausbröckelung auf der Lauffläche nur bei Wagen mit Scheibenbremsen relevant. Bei klotzgebremsten Wagen verhindert der erhöhte Verschleiß die Ausbildung von Ausbröckelungen.

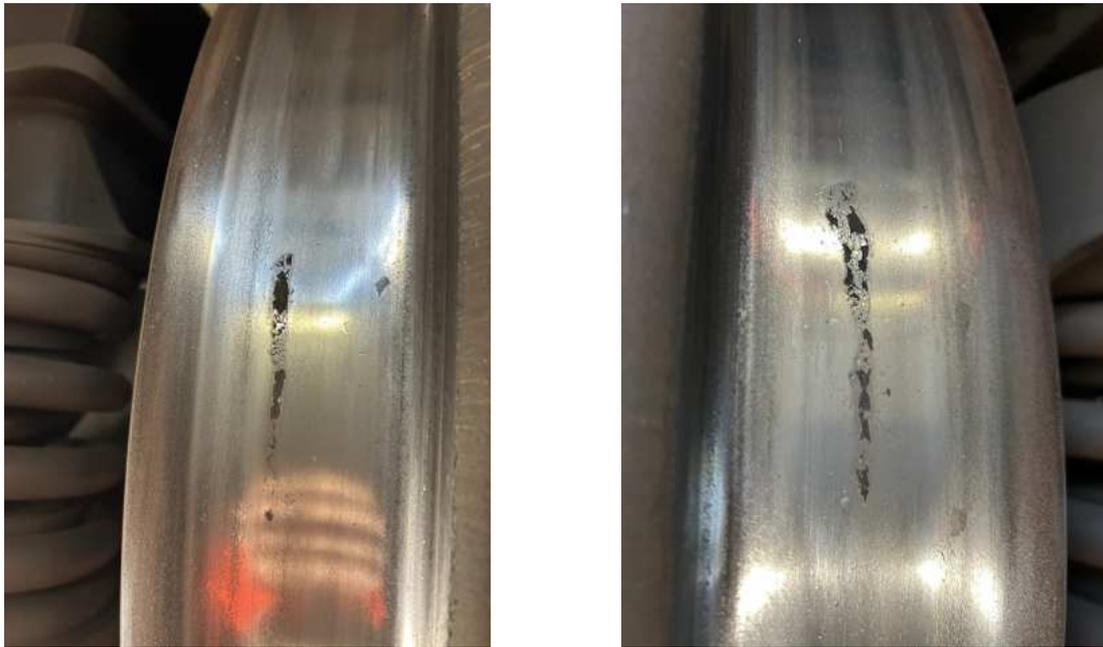


Abbildung 5.6: Schadensbild Lauffläche linkes und rechtes Rad [eigene Darstellung].

6 Fahrdynamische Simulationsrechnungen

Als Ursache der Ausbröckelungen wurde das Auftreten von RCF in Folge von Fertigungstoleranzen in der Radsatzführung diskutiert. Durch fahrdynamische Simulationsrechnungen soll untersucht werden, welchen Einfluss die Fertigungstoleranzen auf die Schädigung der Radlaufflächen haben und ob diese das Auftreten von RCF bedingen. Bisher sieht man die Ursache von RCF vor allem in dem Befahren enger Bögen. So zeigten vergangene Untersuchungen [1], dass im alltäglichen Betrieb im Personenverkehr durch Schlupfkkräfte bei Bogenfahrten RCF auftreten kann. So soll durch fahrdynamische Simulationsrechnungen sowohl der Einfluss von Fertigungstoleranzen als auch das Befahren von Bögen untersucht werden. Durch einen Vergleich beider Phänomene soll eine Aussage getroffen werden, welchen Einfluss Fertigungstoleranzen im Vergleich zu Bogenfahrten haben. Die fahrdynamischen Simulationsrechnungen basieren auf einem MKS, welches im Programm **SIMPACK** aufgebaut wird. Die Simulationsrechnungen erfolgen auch in diesem. Ein MKS zeichnet aus, dass die einzelnen Komponenten des Schienenfahrzeugs als starre Körper definiert werden und über Kraftelemente wie z. B Federn und Dämpfer oder einem Joint mit anderen Körpern oder einem Inertialsystem verbunden sind. Im Rahmen der Zeitschrittintegration werden für jeden Zeitschritt die Position der Körper und die in den Kraftelementen wirkenden Kräfte bestimmt. In diesem Kapitel soll erst das Wagenmodell eines Doppeltaschewagens T3000eD beschrieben werden, welches auf einem MKS basiert. Im Anschluss soll das Vorgehen beschrieben werden. Dazu wird erst gezeigt, wie die Fertigungstoleranzen in der Achsführung nachgebildet werden, um im Anschluss die Methode vorzustellen, anhand derer die Laufleistung der Radsätze bis zum Auftreten von RCF abgeschätzt werden soll. Abschließend werden die Ergebnisse vorgestellt und diskutiert.

Bei der Arbeit mit MKS-Programmen unterscheidet man folgende drei Schritte:

- Pre-Processing
- Simulation
- Post-Processing

Das MKS-Modell wurde in der Softwareumgebung **SIMPACK** in der Version 2024x erstellt (Pre-Processing). Die Zeitschrittintegration, also die eigentliche Simulationsrechnung, wurde ebenfalls in dieser Softwareumgebung durchgeführt. Sowohl die Simulationssteuerung, also das Anpassen der Szenarien und das Starten der Simulationen als auch das Post-Processing erfolgte mit dem Softwareprogramm **Matlab** in der Version 2023a.

6.1 Beschreibung des Simulationsmodells

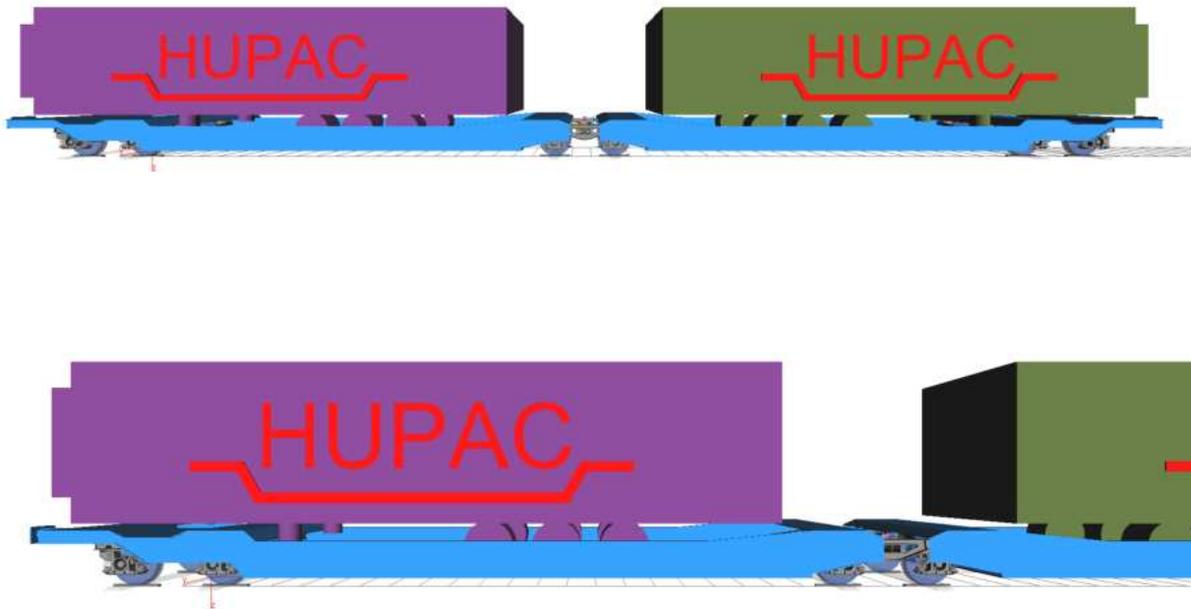


Abbildung 6.1: Seitenansicht in SIMPACK [eigene Darstellung].

Das Simulationsmodell umfasst neben dem MKS-Modell des Wagens auch noch die Daten zur Infrastruktur. Zusätzlich werden in diesem die Randbedingungen der Simulationsrechnung definiert. So wurde für die Zeitschrittintegration der Solver **SODASRT 2** verwendet und mit einer Auflösung von 100 Hz simuliert, also 100 Zeitschritte je Sekunde. Das verwendete Koordinatensystem entspricht der in der Eisenbahn üblichen Konvention. Es ist z. B. in der Norm EN 14363 [12] definiert und in Abbildung 6.2 dargestellt. Es ist so definiert, dass die x -Achse in Fahrtrichtung, die y -Achse nach rechts und die z -Achse senkrecht nach unten zeigt.

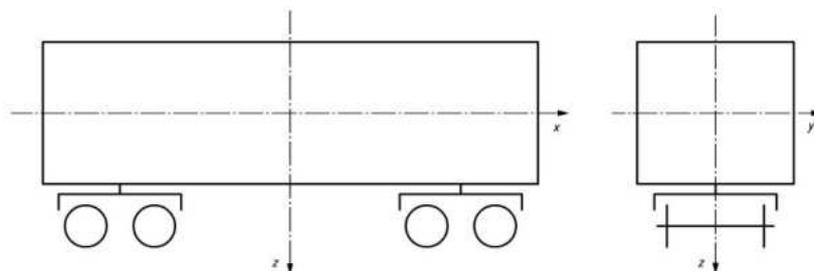


Abbildung 6.2: Koordinatensystem nach EN 14363 [12].

Hier soll das MKS-Modell des Doppeltaschenwagens T3000eD beschrieben werden, welches in SIMPACK implementiert wurde. Abbildung 6.1 zeigt das Modell in der Softwareumgebung SIMPACK. Wie in MKS-Programmen üblich, wurde es aus Submodellen aufgebaut. Das Modell besteht aus folgenden Submodellen:

- Wagenkasten
- Drehgestell
- Gelenk
- Trailer
- Gleis

Abbildung 6.3 zeigt den Modellaufbau und stellt die jeweiligen Submodelle schematisch da. Das Modell ist aus drei Drehgestell Submodellen aufgebaut, auf die sich zwei Wagenkasten Submodelle abstützen. Diese entsprechen den zwei Wagenhälften und sind über das Gelenk Submodell miteinander verbunden. Die Radsätze stützen sich auf dem Gleis ab, welches wiederum über ein eigenes Submodell definiert ist. Auf jeder Wagenhälfte befindet sich ein Trailer Submodell, welches mit dieser verbunden ist. Im folgenden soll der Aufbau der einzelnen Submodelle beschrieben werden.

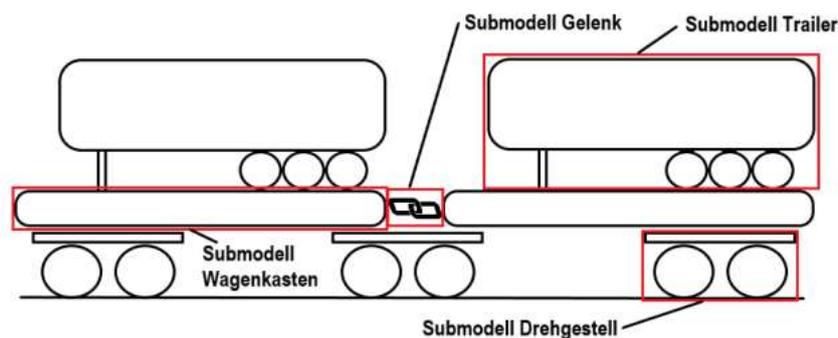


Abbildung 6.3: Aufbau des MKS-Modells aus Submodellen [eigene Darstellung].

6.1.1 Aufbau des Wagenkastens

Der Wagen besteht aus zwei gleichen Wagenkästen, die zueinander symmetrisch angeordnet sind. Beide Wagenkästen sind kurzgekuppelt über ein Gelenk verbunden. Die Wagenkastenenden mit der Zug-Stoß-Einrichtung befinden sich jeweils außen. Die Masse der jeweiligen Wagenkästen m_{WK} und die Massenträgheitsmomente I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} können der Tabelle 6.1 entnommen werden. Die Massenträgheitsmomente wurden mit einem vereinfachten Modell in einem Computer Aided Design (CAD)-Programm bestimmt. Die Masse des Wagenkastens wurde hierbei mit 10 t approximiert.

Um die Torsionssteifigkeit des Wagens nachzubilden, besteht jeder Wagenkasten aus zwei Wagenhälften, die über eine lineare Torsionsfeder miteinander verbunden sind. Sie wirkt um die x -Achse und wurde mit einem Kraftelement des Typs 43: Bushing Cmp modelliert. Die Werte der hinterlegten Torsionssteifigkeit c_T und der Torsionsdämpfung d_T können der Tabelle 6.1 entnommen werden. Die verwendeten Werte orientieren sich an der in der Literatur angegebenen Werte für Wagen ähnlicher Bauart [62]. Sowohl die Masse als auch die Massenträgheitsmomente

wurden auf die beiden Wagenhälften aufgeteilt, sodass beide Wagenhälften die halbe Masse und halben Massenträgheitsmomente aufweisen.

Der Schwerpunkt des Wagenkastens wurde aufgrund der Symmetrie des Wagens in y -Richtung in der Wagenmitte angenommen. Zwar ist der Wagen bedingt durch die Zug-Stoß-Einrichtung in x -Richtung nicht vollständig symmetrisch, jedoch fällt dies im Vergleich zum Gesamtgewicht nicht sonderlich ins Gewicht, sodass vereinfacht der Schwerpunkt in x -Richtung mittig zwischen den zwei Drehgestellen angenommen werden kann. In z -Richtung erfolgte eine vereinfachte Abschätzung unter Nutzung des Schwerpunktsatzes. Der Lage des Schwerpunktes (z_S) wurde auf 0,696 m über Schienenoberkante abgeschätzt. Der Wert findet sich auch in Tabelle 6.1.

Tabelle 6.1: Parameter Wagenkasten [eigene Darstellung].

Größe	Wert	Einheit
m_{WK}	10.451,2	kg
I_{xx}	11.700	kg m ²
I_{yy}	215.000	kg m ²
I_{zz}	226.000	kg m ²
c_T	394.366	N m rad ⁻¹
d_T	34.567	N m s rad ⁻¹
z_S	0,696	m

6.1.2 Aufbau des Trailers

Für den Trailer wurde ein vereinfachtes Modell in einem CAD-Programm erstellt und in SIMPACK importiert. Die Masse des Trailers wird entsprechend der gewählten Beladung angepasst. Die Lage des Schwerpunktes und die Massenträgheitsmomente werden von SIMPACK automatisch berechnet. Der Trailer wurde so positioniert, sodass der Königszapfen, also der zur Fixierung genutzte Zapfen, sich in x - und y -Richtung mittig über dem äußeren Drehgestell befindet und in z -Richtung der Trailer mit den Rädern auf Höhe der Ladeebene positioniert ist. Auf dem Wagen befinden sich zwei Trailer, je Wagenkasten einer. Soll ein leerer Wagen simuliert werden, wird die Masse der Trailer auf 10^{-6} kg gesetzt.

6.1.3 Aufbau des Drehgestells

Wie schon bei der Beschreibung des Wagens eingeführt, ist der Wagen T3000eD mit Drehgestellen des Typs Y25 ausgerüstet. Im folgenden sollen das verwendete Modell und deren Komponenten beschrieben werden. Nach einer allgemeinen Beschreibung werden im Anschluss Radsatz, die Primärfesselung, die Drehpfanne und die seitlichen Gleitstücke näher beschrieben.

6.1.3.1 Allgemeiner Aufbau

Das Modell des Y25-Drehgestells wurde am Fachgebiet Schienenfahrzeuge der TUB im Rahmen anderer Projekte erstellt und stetig weiterentwickelt [32, 31, 24]. Das ursprüngliche Modell wurde dahingehend angepasst, dass an den beiden Enddrehgestelle die Position der Drehpfanne von 925 mm auf 790 mm herabgesetzt wurde. Der Wagen T3000eD hat an den Enden herabgesetzte Drehgestelle, sodass Platz für den Stützbock ist, der für die Befestigung des Trailers über den Königszapfen benötigt wird. Das mittlere Drehgestell wurde nicht herabgesetzt. Die vertikale

Steifigkeit aller drei Drehgestelle wurde entsprechend den Werten im Bericht zum Wagen T3000e [45] angepasst.

Das Drehgestell ist aus einem Drehgestellrahmen, zwei Radsätzen, vier Achslagern, einer Drehpfanne, zwei seitlichen Gleitstücken und vier Primärfesselungen aufgebaut. Die Primärfesselung aus zweistufigen Schraubenfedern ermöglicht mittels eines Lenoir-Dämpfers eine lastabhängige Reibdämpfung. Der Gewichtsunterschied zwischen scheibengebremsten und klotzgebremsten Y25-Drehgestell wird als vernachlässigbar klein eingestuft, sodass sich die Modelle des Taschenwagens des Typs T3000e und des Typs T3000eD nicht unterscheiden. Folglich sind auch deren Drehgestelle baugleich, das Gesamtgewicht des Drehgestells beträgt 4.518 kg.

6.1.3.2 Radsatz

Der verwendete Radsatz entspricht den typischerweise im europäischen Güterverkehr anzutreffenden Radsätzen. Dieser besteht aus zwei Monoblockrädern, die über eine Achse starr miteinander verbunden sind. Die verwendeten Parameter können der Tabelle 6.2 entnommen werden und entstammen einer anderen Arbeit am Fachgebiet Schienenfahrzeuge der TUB [24].

Tabelle 6.2: Parameter Radsätze [eigene Darstellung].

Größe	Wert	Einheit
Masse	1.018	kg
Durchmesser	920	mm
I_{xx}	858	kg m ²
I_{yy}	85,7	kg m ²
I_{zz}	858	kg m ²

6.1.3.3 Primärfesselung

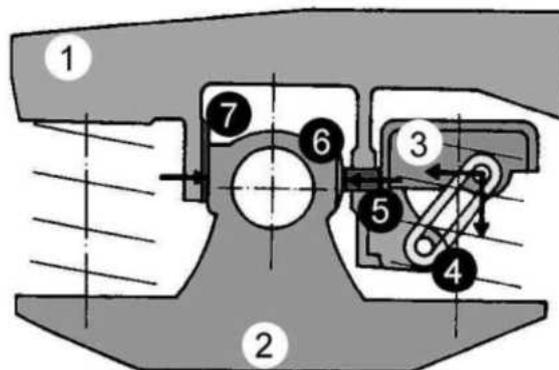


Abbildung 6.4: Aufbau der Primärfesselung eines Y25-Drehgestells [46].

Der Aufbau der Primärfederung soll anhand der Abbildung 6.4 beschrieben werden. Der Drehgestellrahmen stützt sich auf zwei Radsätze ab. Je Radsatz erfolgt die Abstützung an beiden Enden über ein Achslagergehäuse. An dieser Stelle wirkt die Primärfederung zwischen Drehgestellrahmen (1) und Achslagergehäuse (2). Die Abstützung des Drehgestellrahmens erfolgt über

zwei Federpakete, die rechts und links des T-förmig aufgebauten Achslagergehäuses angreifen. Um eine lastabhängige Federung zu realisieren, bestehen die Federpakete jeweils aus einer inneren und einer äußeren Feder. Die äußere Feder befindet sich immer im Eingriff, die innere ist kürzer, sodass sie nur in Eingriff kommt, nachdem in Folge von Beladung eine ausreichend große Einfederung erfolgte. Die lastabhängige Reibdämpfung wird über einen Lenoir-Dämpfer erreicht. Dabei wird die vertikale Kraft aus der Beladung über eine Scharke (4) umgelenkt, sodass ein Stößel (5) gegen die Reibfläche (6) des Achslagergehäuses drückt und dieses an die Reibfläche (7) des Drehgestellrahmens gedrückt wird. Die Modellierung dieses Mechanismus entspricht der Umsetzung in vergangenen Projekten [32, 31, 24] am Fachgebiet Schienenfahrzeuge der TUB.

Tabelle 6.3: Parameter der äußeren und inneren Feder [45].

Größe	Wert	Einheit
Steifigkeit äußere Feder	$5 \cdot 10^5$	N m^{-1}
Steifigkeit innere Feder	$13,2 \cdot 10^5$	N m^{-1}
Länge äußere Feder	260	mm
Länge innere Feder	239	mm
Blocklänge innere Feder	168	mm
Blocklänge äußere Feder	142	mm

Die Parameter der inneren und äußeren Feder, also eines Federpaketes, können der Tabelle 6.3 entnommen werden. Die Werte entstammen der technischen Beschreibung des Wagens T3000e [45]. Im Federpaket geht die innere Feder zuerst auf Block, für diesen Fall wird eine Steifigkeit von 10^8 N m^{-1} angenommen. Im Modell wurde die zweistufige Federung mittels einer Federkennlinie, die der Steifigkeit eines Federpaketes entspricht, nachgebildet. Durch die zweistufige Federung und der Versteifung durch das auf Block gehen der inneren Feder würden sich zwei Knicke in der Kennlinie ergeben, was sich ungünstig auf die Rechenzeit auswirken würde. Deswegen erfolgte eine Glättung dieser mittels Bézierkurven. Sowohl die geglättete als auch die ungeglättete Kurve ist in Abbildung 6.5 dargestellt.

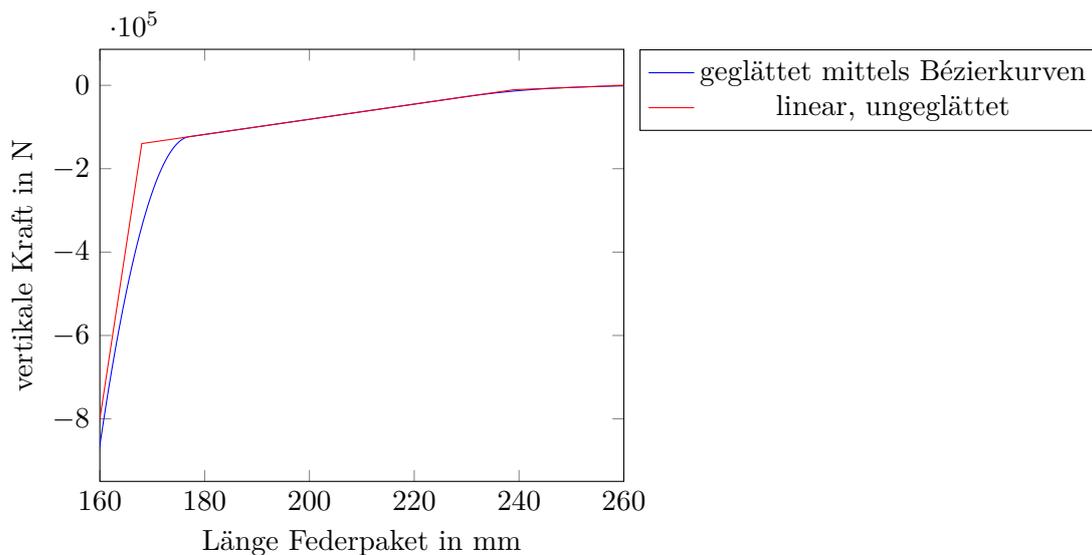


Abbildung 6.5: Kraft-Weg-Federkennlinie eines Federpaketes in der Primärfederung [eigene Darstellung].

6.1.3.4 Drehpfanne

Die Drehpfanne ist das Verbindungsglied zwischen Drehgestell und Wagenkasten. Sie soll die rotatorischen Bewegungen ermöglichen, jedoch die translatorischen sperren. Dazu wird die Drehpfanne als Kugellagerung realisiert. Dazu wirkt in allen drei Drehrichtungen eine Coulombsche Reibung, welche als Drehmoment gegenüber der auftretenden Bewegung wirkt. Dadurch ist das Drehmoment proportional zur Normalkraft. Die Umsetzung im Modell erfolgt mit sogenannten Stick-Slip-Elementen, deren Parameter in Tabelle 6.4 zu finden sind. Um die translatorische Bewegung einzuschränken, wird eine hohe Steifigkeit in allen Raumrichtungen angewendet. Auch die Steifigkeiten finden sich in Tabelle 6.4.

Tabelle 6.4: Parameter der Drehpfanne [45].

Größe	Wert	Einheit
Steifigkeit Drehpfanne in x -Richtung	1.000	kN mm^{-1}
Steifigkeit Drehpfanne in y -Richtung	1.000	kN mm^{-1}
Steifigkeit Drehpfanne in z -Richtung	1.000	kN mm^{-1}
Dämpfung Drehpfanne in x -Richtung	1.000	N s mm^{-1}
Dämpfung Drehpfanne in y -Richtung	1.000	N s mm^{-1}
Dämpfung Drehpfanne in z -Richtung	1.000	N s mm^{-1}
Stick-Reibungskoeffizient um die x -Achse	0,0456	-
Stick-Reibungskoeffizient um die y -Achse	0,0456	-
Stick-Reibungskoeffizient um die z -Achse	0,0456	-
Slip-Reibungskoeffizient um die x -Achse	0,038	-
Slip-Reibungskoeffizient um die y -Achse	0,038	-
Slip-Reibungskoeffizient um die z -Achse	0,038	-

6.1.3.5 Seitliche Gleitstücke

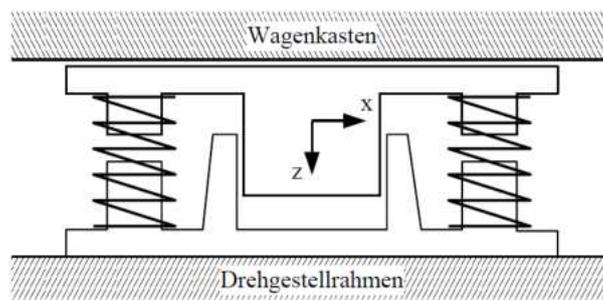


Abbildung 6.6: Schematische Darstellung des Gleitstücks [24].

An jeder Seite des Drehgestellrahmens befindet sich in x -Richtung mittig jeweils ein Gleitstück. Der Abstand der Gleitstücke in y -Richtung zur Gleismitte beträgt 850 mm. Jedes besteht aus zwei Federn und soll die Wankbewegung des Wagenkastens abstützen. Diese sind mit dem Drehgestellrahmen verbunden, der Wagenkasten stützt sich auf diese ab, sodass zwischen Wagenkasten und Oberseite des Gleitstücks ein Reibkontakt vorliegt. Das verwendete Reibelement wirkt in der xy -Ebene, die Normalkraft entspricht der Vertikalkraft und der Reibwert beträgt $\mu = 0,2$. Die Federn besitzen in alle Raumrichtungen eine lineare Steifigkeit. In x -Richtung kommt es in beide Richtungen bezogen auf die Nulllage nach 1 mm zu einem Anschlag. In z -Richtung nach

einer Einfederung um 12 mm. Sowohl die Steifigkeiten als auch das Spiel bis zum Anschlag können der Tabelle 6.5 entnommen werden. Die Werte und die Umsetzung entstammen früheren Arbeiten am Fachgebiet Schienenfahrzeuge der TUB [32, 31, 24].

Tabelle 6.5: Parameter des Gleitstücks [24].

Größe	Wert	Einheit
Vertikale Steifigkeit je Gleitstück	$11,4 \cdot 10^5$	N m^{-1}
Steifigkeit in der horizontalen Ebene je Gleitstück	$7,6 \cdot 10^5$	N m^{-1}
Anschlag in longitudinaler Richtung	± 1	mm
Anschlag in vertikaler Richtung	12	mm

6.1.4 Aufbau des Gelenks

Die zwei Wagenkästen des Wagens sind über ein Gelenk verbunden. Das nachgebildete Gelenk entspricht der Version, welches von der Firma Talbot produziert und vertrieben wird. Eine genaue Beschreibung des Gelenks kann dem Forschungsbericht zum fünfteiligen Gliedertaschenwagen [25] entnommen werden. Hier soll nur eine kurze Beschreibung erfolgen. Abbildung 6.8 zeigt den Aufbau des Gelenks. Dieses besteht aus einem Mittelgelenk, dem sogenannten zentralen Gelenk und zwei seitlichen Gelenkschuhen. Das Gelenk stützt sich auf das mittlere Drehgestell ab, sodass es sich hierbei um ein Jakobsdrehgestell handelt.

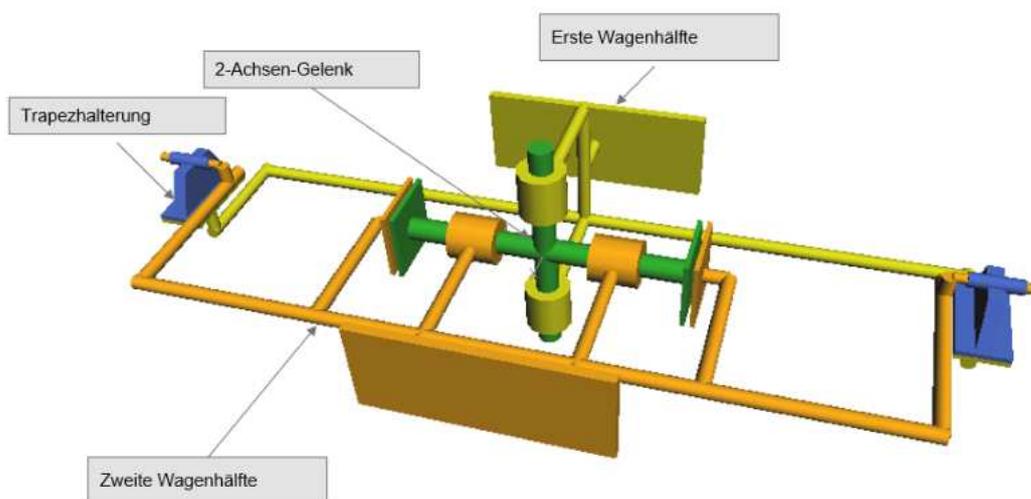


Abbildung 6.7: Schematische Implementierung des Mittelgelenks in SIMPACK [25].

Das zentrale Gelenk soll alle Bewegungen bis auf die Rotation um die Hoch- und die Querachse blockieren. Die Rotation um die Hochachse ermöglicht die Fahrt durch Bögen, da sich so ein Winkel zwischen beiden Wagenhälften einstellen kann. Die Rotation um die Querachse ermöglicht die Fahrt über Kuppen oder durch Senken, da sich auch hier ein Winkel zwischen beiden Wagenhälften einstellen kann. Über die seitlichen Gelenkschuhe stützt sich die erste Wagenhälfte auf der zweiten Wagenhälfte ab. Der Gleitschuh ist über einen Bolzen mit der zweiten Wagenhälfte verbunden. An seiner Unterseite befindet sich eine Gleitplatte, die auf der ersten

Tabelle 6.6: Reibparameter des Gelenks [25].

Größe	Wert	Einheit
Reibradius zentrales Gelenk um die Querachse	66,3	mm
Reibungskoeffizient zentrales Gelenk um die Querachse	0,15	-
Stick-Reibungskoeffizient xy -Ebene seitliche Gleitschuhe	0,15	-
Slip-Reibungskoeffizient xy -Ebene seitliche Gleitschuhe	0,1	-

Wagenhälfte aufliegt. Dadurch wirkt eine Reibdämpfung, wenn sich erste und zweite Wagenhälfte in der xy -Ebene zueinander bewegen.

Abbildung 6.7 zeigt eine schematische Darstellung, wie das Gelenk in SIMPACK modelliert wurde. Gut zu erkennen ist das zentrale Gelenk mit seinen zwei rotatorischen Freiheitsgraden. In lateraler Richtung durch Feder-Dämpfer-Elemente mit sehr hoher Steifigkeit ist ein leichtes Spiel möglich. Auch wird die Drehbewegung um die laterale Achse durch ein Reibelement gedämpft. Die seitlichen Gleitstücke werden als Feder-Dämpfer-Element mit einer sehr hohen Steifigkeit modelliert. Dieses Kraftelement liefert die Normalkraft der Reibung. Diese ist als Coulombsche Reibung realisiert. Die Reibparameter sowohl des zentralen Gelenks als auch der seitlichen Gleitschuhe finden sich in Tabelle 6.6. In dem Modell wurde die Masse und die Trägheitsmomente der einzelnen Bauteile vernachlässigt.

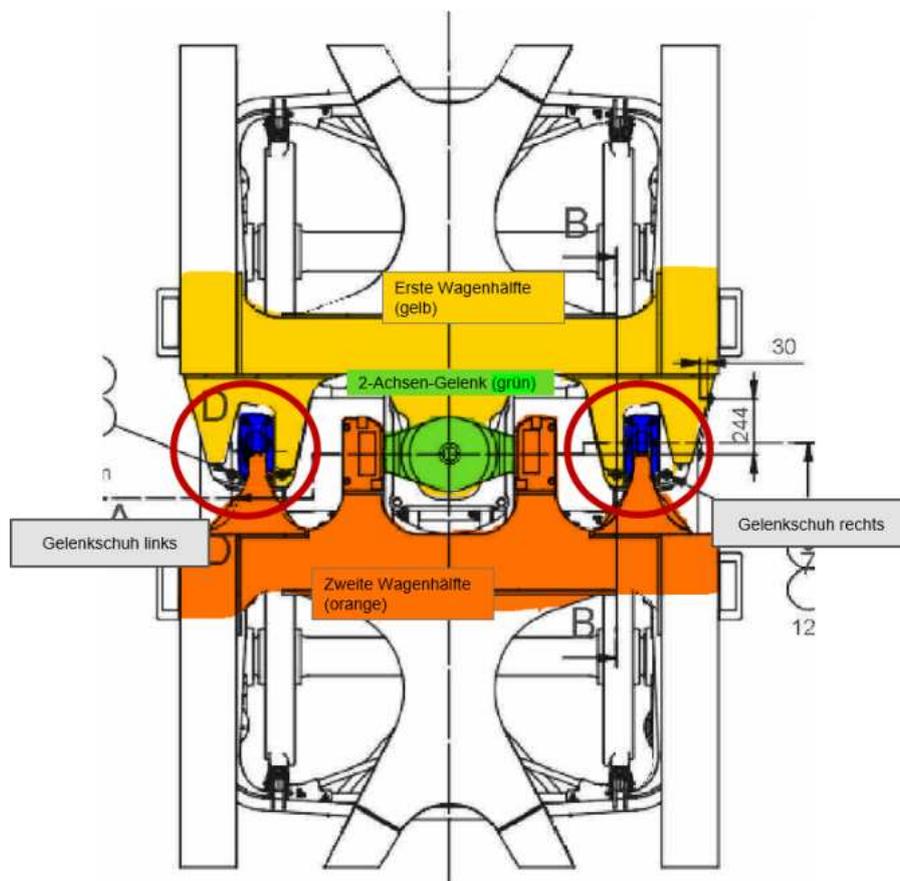


Abbildung 6.8: Draufsicht des Mittelgelenks beim Wagen T3000e [25].

6.1.5 Rad-Schiene-Kontakt

Das Rad-Schiene-Modell verwendet die im deutschen Schienennetz gebräuchliche Profilkombination. So wurde für das Rad das Standardprofil S1002 und als Schienenprofil das international verbreitete Standardprofil 60E1 der Union Internationale des Chemins de fer (UIC) verwendet. Die Spurweite beträgt 1.435 mm und die Einbauneigung 1:40. Beide entsprechen den im deutschen Schienennetz gebräuchlichen Werten.

In SIMPACK erfolgt die Modellierung des Rad-Schiene-Kontaktes mit einem dafür vorgesehenen Kraftelement. Dieses verwendet die Kalkers FASTSIM Methode [29] und stellt einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit da. Der Kalker-Faktor beträgt 1, der Einfluss des Reibwertes wird erst in Abschnitt 6.3.1 untersucht, bevor sich auf ein Reibwert festgelegt wird, mit dem die weiteren Untersuchungen erfolgen.

6.1.6 Beschreibung der im Simulationsmodell hinterlegten Infrastruktur

Es erfolgen sowohl Simulationen in der Geraden wie auch im Bogen. Sowohl in der Geraden als auch im Bogen werden keine Gleislagefehler berücksichtigt. Dies erfolgt, um die Auswirkungen von Fertigungstoleranzen und Bögen isoliert betrachten und bewerten zu können. Die Spurweite wird nicht variiert und beträgt 1.435 mm, es wird auch keine Überhöhung und vertikale Topografie implementiert. Der Bogen besteht aus folgenden Segmenten, die sich auch in der gegebenen Reihenfolge alternieren:

- 100 m Gerade
- Übergangsbogen (Klothoide), dessen Länge von der Geschwindigkeit abhängig ist und in Abschnitt 6.3.5 angegeben ist
- Bogen von 800 m Länge mit einem konstanten Radius
- Übergangsbogen wie oben
- 100 m Gerade

In SIMPACK ist ein zweistufiges Corunning-Gleismodell hinterlegt, welches für jeden Radsatz unabhängig von den anderen Radsätzen ist. Corunning bedeutet, dass es mit dem Radsatz mitgeführt wird. In Abbildung 6.9 wird das Gleismodell schematisch dargestellt, die verwendeten Parameter sind in Tabelle 6.7 aufgelistet. Eine Beschreibung des Gleismodells findet sich in der Veröffentlichung von Bezin und Pålsson [4].

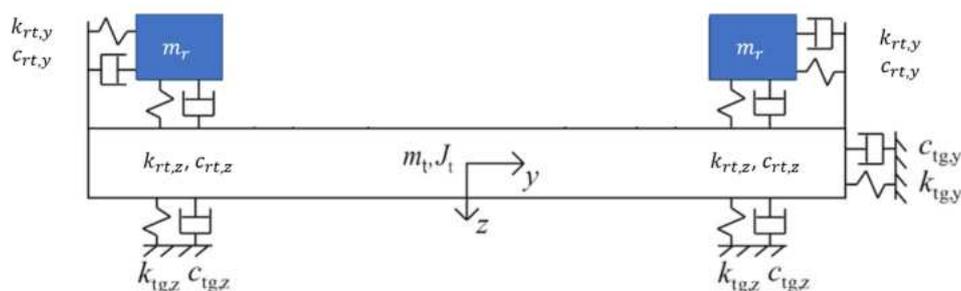


Abbildung 6.9: Schematische Darstellung des verwendeten zweistufigen Corunning-Gleismodells [bearbeitet aus [25]].

Tabelle 6.7: Parameter des Gleismodells [25].

Größe	Wert	Einheit
m_t	1.400	kg
J_t	450	kg m ²
$k_{tg,y}$	70	kN mm ⁻¹
$k_{tg,z}$	140	kN mm ⁻¹
$c_{tg,y}$	350	N s mm ⁻¹
$c_{tg,z}$	1.400	N s mm ⁻¹
m_r	60	kg
$k_{rt,y}$	30	kN mm ⁻¹
$k_{rt,z}$	150	kN mm ⁻¹
$c_{rt,y}$	150	N s mm ⁻¹
$c_{rt,z}$	100	N s mm ⁻¹

6.2 Vorgehen

Hier soll zum einen beschrieben werden, wie die Auslenkung in der Radsatzführung aufgrund von Fertigungstoleranzen im Modell berücksichtigt werden. Zum andern soll die verwendete Methode beschrieben werden, anhand derer Aussagen über die Schädigung auf der Radlauffläche getroffen werden. Das beinhaltet sowohl die Durchführung der Versuche als auch die Weiterverarbeitung der Simulationsergebnisse.

6.2.1 Nachbildung der Auslenkung in der Radsatzführung aufgrund von Fertigungstoleranzen

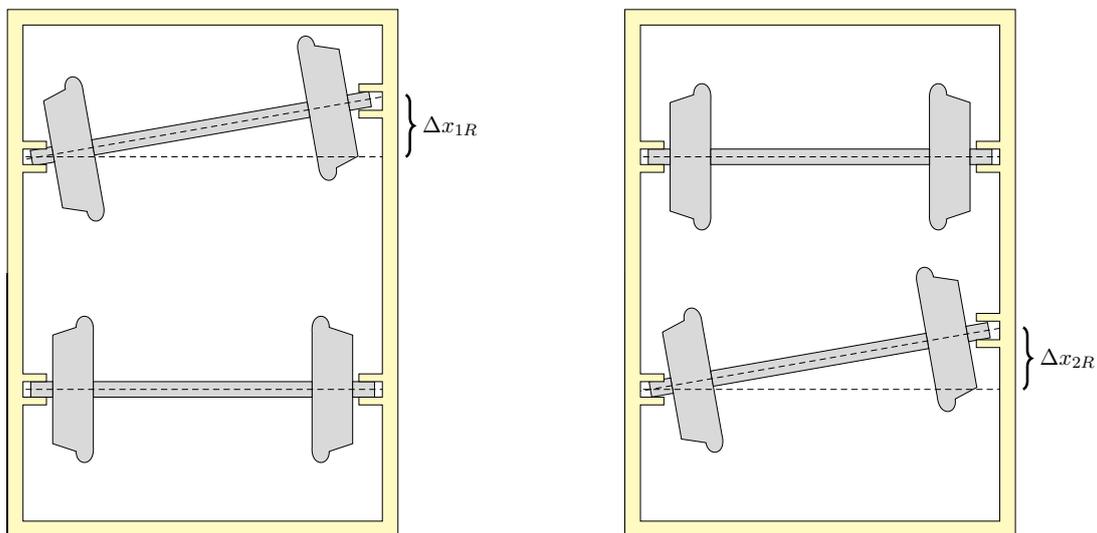


Abbildung 6.10: Darstellung der Auslenkung in der Radsatzführung [eigene Darstellung].

In Abschnitt 2.2.2 wurden die auftretenden Fertigungstoleranzen ausführlich beschrieben. Hier soll erläutert werden, wie diese in SIMPACK realisiert werden. Dazu soll erst einmal schematisch die Auslenkung am Drehgestell untersucht werden. In Abbildung 6.10 ist die Stellung der Radsätze im Drehgestellrahmen dargestellt. So kann sowohl der führende als auch der nachlaufende

Radsatz schräg gestellt sein. Es ist nur jeweils nur die Schrägstellung aufgrund von Fertigungstoleranzen in der rechten Achsführung dargestellt. Wie in Abschnitt 6.3.3 gezeigt werden wird, ist es für das Ergebnis unerheblich, ob die Fertigungstoleranz in der rechten oder linken Achsführung vorliegt. Die Fertigungstoleranz im führenden Radsatz wird als Δx_{1R} , die im nachlaufenden Δx_{2R} bezeichnet. Man beachte auch, dass beide Größen auch negative Werte annehmen können und somit eine gespiegelte Situation vorliegen kann. In SIMPACK wurde dieser Versatz durch eine Verschiebung der Marker am Drehgestellrahmen, welche als Anbindung des Radsatzes fungieren, realisiert. Es wurde somit die Anbindung der Primärfederung als auch der Gleitflächen um einen einheitlichen Wert verschoben.

6.2.2 Abschätzung der Laufleistung bis zum Auftreten von Ausbröckelungen

Im Rahmen eines Forschungsprojektes des Rail Safety and Standards Board [61] wurde das von Burstow [6] entwickelte Kriterium zur Abschätzung der RCF an Schienen erweitert, sodass es auf die Radlauffläche von Radsätzen übertragen werden kann. Das entwickelte Modell wurde mit Betriebsdaten von Nahverkehrszügen validiert, die im Großraum London unterwegs sind. Das entwickelte Modell muss an den untersuchten Fall angepasst werden und mit Messdaten kalibriert werden. Es ist jedoch davon auszugehen, dass die Ergebnisse sich auch auf den vorliegenden Fall qualitativ übertragen lassen, da in den T3000eD Wagen der Firma HUPAC SUPERLOS-Radsätze der Firma Lucchini verbaut sind. Diese sind besonders widerstandsfähig und werden auch im Personenverkehr eingesetzt [18]. Somit wird auf eine Kalibrierung verzichtet, da es um eine grundlegende Untersuchung handelt und eine kleine Ungenauigkeit in den Ergebnissen akzeptiert wird. Die im Rahmen des Forschungsprojektes des Rail Safety and Standards Board entwickelte Methode soll im Folgenden erläutert werden.

Das vorgestellte Modell ermöglicht es, mittels numerischer Simulationen auf Basis eines MKSs Belastungen im Rad-Schiene-Kontakt abzuschätzen. Anhand einer Schädigungsfunktion kann abgeschätzt werden, ob RCF auftritt und wenn ja, nach wie vielen Kilometern diese auf der Oberfläche sichtbar wird bzw. die Risslänge 10 mm überschreitet. Das Modell unterscheidet sich von Burstows [6] Modell dahingehend, dass keine gemeinsame Schädigungsfunktion ausgewertet wird, sondern jeweils eine für das Risswachstum und eine für den Radlaufflächenverschleiß. Dies ist nötig, da Risswachstum nur auftritt, wenn das Rad entgegen der Bewegungsrichtung (Bremsung) verzögert wird. Denn in diesem Fall kommt es zu einer Längskraft, die eine Öffnung der Risse auf der Radlauffläche bedingt. In diese kann Wasser eindringen, welches einen für die Schädigung relevanten hydrostatischen Druck erzeugt [1, S. 105]. Um diesen Effekt zu berücksichtigen, wird die Schädigung durch das Risswachstum nur berechnet, wenn der Längsschlupf T_x entgegen der Bewegungsrichtung des Rades (Bremsung) wirkt. Die Schädigung durch den Radlaufflächenverschleiß wird hingegen unabhängig von der Richtung, in die T_x wirkt, berechnet. Die globale Schädigung durch RCF wird bestimmt, indem beide Schädigungen addiert werden. Zusätzlich wurde das Modell dahingehend angepasst, dass beide Funktionen die Materialeigenschaften der Radlaufflächen nachbilden. Auch muss die Schädigung unter Annäherung einer Ellipse über den gesamten Kontaktpunkt verteilt werden. Zusätzlich muss die Schädigung durch RCF entsprechend gemittelt werden, sodass die Schädigung die durchfahrene Infrastruktur abbildet. Dazu kann zum einen in der Simulation das vollständige Streckenprofil nachgebildet und simuliert werden. Zum anderen kann eine Simulation von verschiedenen quasistatischen Bögen erfolgen, die dann mit ihren jeweiligen Anteil am Streckenprofil in eine Gesamtschädigung eingehen. Die Gesamtschädigung kann dann in die Laufleistung umgerechnet werden, ab der mit einer Schädigung durch RCF zu rechnen ist. Die Nachbildung der exakten Infrastruktur in

einer numerischen Simulation ist sehr aufwendig und würde den Rahmen der aktuellen Untersuchung sprengen. Deswegen soll die Untersuchung quasistatischer Zustände erfolgen und näher erläutert werden. Das beschriebene Vorgehen ist eine Zusammenfassung der im Rahmen des Forschungsprojektes des Rail Safety and Standards Board [61] entwickelten Methode.

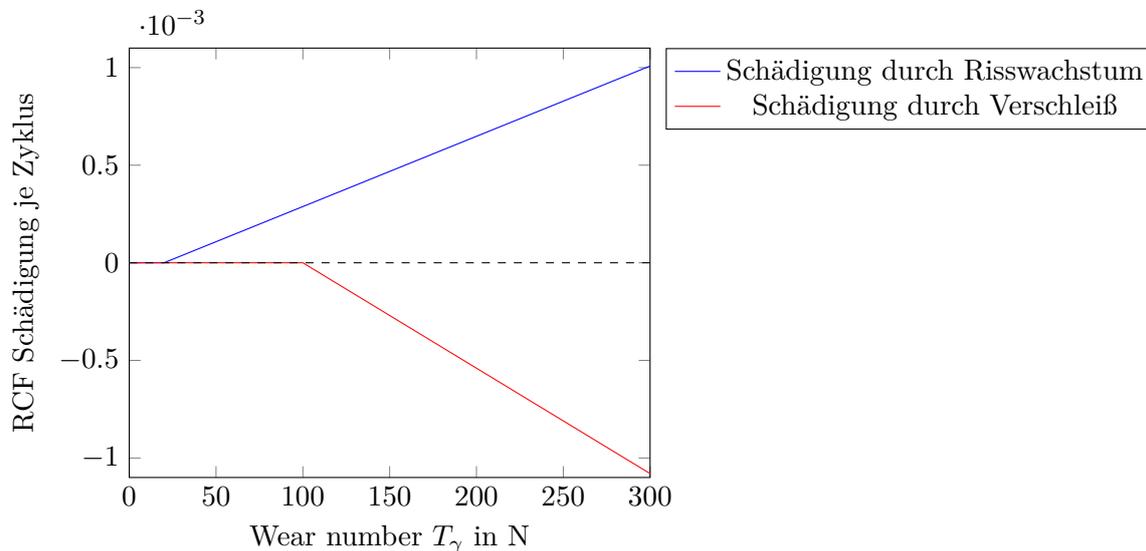


Abbildung 6.11: angepasste RCF Schädigungsfunktion Radlaufläche aufgeteilt nach Risswachstum und Verschleiß, eigene Darstellung nach [61].

In einem ersten Schritt muss definiert werden, welche Bogenradien und Überhöhungen simuliert werden sollen bzw. das vollständige Streckenprofil nachgebildet werden. Dann müssen die Randbedingungen wie z. B. Fahrgeschwindigkeit, Gleislage, Profilverschleiß und Kontaktbedingungen festgelegt werden. Nachdem dies erfolgt ist, kann die numerische Simulation mit einem Programm auf Basis eines MKSs erfolgen. Für die Untersuchung quasistatischer Zustände erhält man aus der Simulation die quasistatischen Werte der Wear Number T_γ , des Längsschlupfes T_x , der Lage des Kontaktpunktes und dessen Breite. Mit diesen Informationen wird jeweils eine Schädigung durch das Risswachstum und den Verschleiß entsprechend den Funktionen in Abbildung 6.11 aus der Wear Number T_γ bestimmt. Für die Schädigung durch das Risswachstum ist diese gleich null, wenn T_x nicht entgegen der Bewegungsrichtung des Rades (Bremsung) wirkt. Im Anschluss werden beide addiert und bilden die Schädigung durch RCF nach. Diese beschreibt jedoch die gesamte Schädigung im Kontaktpunkt, sodass diese auf den ganzen Kontaktpunkt aufgeteilt werden muss. Dies erfolgt, indem man die globale Schädigung in eine Schädigungsdichte umwandelt. Dazu nährt man den Kontakt mit einer Semi-Kontaktellipse an und unterteilt ihn in Streifen mit einer Breite von 0,2 mm. Für jeden Streifen wird die jeweilige Schädigungsdichte unter Berücksichtigung der geometrischen Beziehungen in der Ellipse berechnet. Die Zusammenhänge sind in Abbildung 6.12 dargestellt. Hierbei stellt die Fläche der halben Ellipse die berechnete globale Schädigung durch RCF da. So kann über folgende Beziehung auf die Höhe der Ellipse geschlossen werden:

$$h_i = \frac{D_i}{\pi \cdot b_i} \quad (6.1)$$

Der Index i beschreibt den aktuellen Zeitschritt, sodass h_i der Höhe der Ellipse zum Zeitpunkt i entspricht. Diese ist gleichzeitig auch die Schädigungsdichte des Streifens mit der maximal auftretenden Schädigungsdichte zu diesem Zeitpunkt. b_i ist die halbe Breite der Ellipse und D_i die globale Schädigung durch RCF. Die Höhe der anderen Streifen, welche gleichzeitig deren Schädigungsdichte entspricht, kann über die Funktion der Ellipse bestimmt werden. Um die Schädigung durch die durchfahrene Infrastruktur zu bestimmen, muss für jeden Zeitschritt die Schädigungsdichte mal dem in diesem Zeitschritt zurückgelegten Weg gerechnet werden und das Ergebnis zur Summe der vorangegangenen Zeitschritte hinzuaddiert werden. Da jeder Streifen fest dem Radprofil zugeordnet ist und die Lage des Kontaktpunktes aus der numerischen Simulation bekannt ist, wird die Bewegung des Kontaktpunktes berücksichtigt. Nachdem die Schädigung aller Zeitschritte ausgewertet wurde und jeweils aufaddiert wurde, muss die aufsummierte Schädigung in jedem Streifen durch die zurückgelegte Distanz geteilt werden. Die Laufleistung jedes Streifens kann bestimmt werden, indem der Kehrwert zu dessen Schädigungsdichte gebildet wird. Bei einer negativen Schädigungsdichte tritt mehr Verschleiß auf, als dass Risswachstum beobachtet werden kann. Folglich kann keine Laufleistung bestimmt werden, die sich aus der Schädigung durch RCF ableiten lässt. Diese wird in km abgegeben. Logischerweise ist die geringste Laufleistung aller Streifen, welche die Laufleistung des gesamten Radsatzes definiert. Wie schon eingangs erwähnt, soll bei der Betrachtung hier auf eine Nachbildung der Infrastruktur verzichtet werden. Vielmehr sollen quasistatische Zustände ausgewertet werden, sodass jeweils nur ein Zeitschritt allein ausgewertet wird.

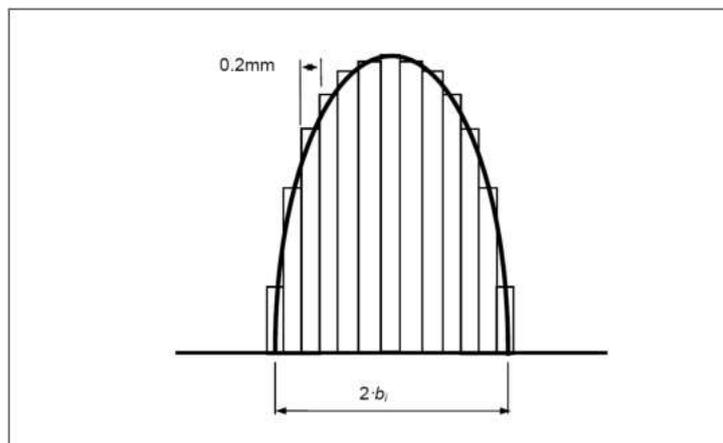


Abbildung 6.12: Verteilung der Schädigung über die Breite des Kontaktpunktes unter Annähernd einer Semi-Kontaktellipse [30].

6.3 Ergebnisse der fahrdynamischen Simulationsrechnungen

Da keine Gleislagefehler berücksichtigt werden und Gerade und Bögen isoliert betrachtet werden, stellt sich nach einiger Zeit ein Gleichgewicht ein. Dieser Zustand kann als quasistatisch bezeichnet werden. In Abschnitt 6.3.3 wird die Stellung der Achsen und des Drehgestellrahmens im Gleis genauer beschrieben. Bei hohen Reibwerten kann es zu einer Instabilität des Systems kommen, sodass kein quasistatischer Zustand erreicht wird. Im Folgenden soll der Einfluss verschiedener Größen auf die Schädigung der Radlaufflächen untersucht werden. Dazu wird jeweils die Wear Number und der longitudinale Schlupf entsprechend der in Abschnitt 6.2.2 vorgestellten Methode für den quasistatischen Zustand ausgewertet. Im einen ersten Schritt soll der Einfluss

des Reibwertes im Rad-Schiene-Kontakt untersucht werden, im Anschluss soll untersucht werden, welchen Einfluss die Beladung auf die Schädigung hat. Es folgt eine Untersuchung zum Einfluss der Schrägstellung einer Achse auf die Achsen anderer Drehgestelle, um im Anschluss zu untersuchen, wie sich die Stellungen beider Achsen im selben Drehgestell zueinander verhalten. Bisherige Untersuchungen zu Radlaufflächenschäden auf Grund von RCF betrachten die Schädigung aufgrund von Kurvenfahrten. So soll zuletzt die Schädigung der Radlauffläche für Bogenfahren mit verschiedenen Radien ermittelt werden. So kann abschließend die Schädigung aufgrund von Fertigungstoleranzen mit der aufgrund von Bogenfahren verglichen werden.

6.3.1 Einfluss des Reibwertes im Rad-Schiene-Kontakt

Zur Untersuchung des Einflusses des Reibwertes wurde erst nur die Wear Number isoliert ausgewertet. Die Zusammenhänge sind in Abbildung 6.13 dargestellt. Es wurde am führenden Radsatz die Anbindung des Radsatzes an die rechte Radsatzführung in Längsrichtung (Δx_{1R}) variiert und für verschiedene Reibwerte ausgewertet. Dabei hat sich gezeigt, dass der Reibwert einen Einfluss auf die Höhe der Wear Number hat. Um so größer der Reibwert ist, desto größer ist auch die Wear Number. Wobei der Einfluss des Reibwertes mit zunehmender Auslenkung zunimmt. Diese Abhängigkeit klingt plausibel, da wie mit Gleichung (4.1) gezeigt, die Wear Number von der Reibungskraft abhängt, welche wiederum vom Reibwert abhängt. Was zusätzlich auffällt, ist, dass die Wear Number für das linke und rechte Rad bis zu einem Reibwert von 0,2 annähernd identisch ist. Bei höheren Reibwerten weist die Wear Number am linken Rad eine größere Steigung als die am rechten Rad auf, auch wenn die Wear Number ab einem Reibwert von 0,2 nur noch leicht zunimmt. Die Wear Number liegt aber in fast allen Fällen unter 20 N, was entsprechend Abbildung 6.11 als untere Grenze definiert wurde, ab der Schädigungen auftreten können. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass für die weiteren Untersuchungen der Reibwert mitgedacht werden sollte, auch wenn der Einfluss nicht allzu groß sein sollte. Sowohl für die genaue Untersuchung des Rad-Schiene-Kontaktes als auch für die weiteren Untersuchungen soll ein fixer Wert angenommen werden. Dieser soll nicht zu klein gewählt werden und soll 0,25 betragen. Nach Berger [3] werden damit relativ gute Kontaktbedingungen dargestellt.

Jedoch lohnt ein genauere Blick in den Rad-Schiene-Kontakt, da wie in Abschnitt 6.2.2 gezeigt, die Wear Number für sich betrachtet nur bedingt eine Aussage über das Auftreten von RCF ermöglicht. Im Folgenden soll die Lage des oder der Kontaktpunkte und die Wear Number in diesen für verschiedene Auslenkungen in Längsrichtung dargestellt und diskutiert werden. Der Reibwert beträgt 0,25. Die Lage der Kontaktpunkte ist in Abbildung B.1 im Anhang für verschiedene Auslenkungen in Längsrichtung dargestellt. Die in den jeweiligen Kontaktpunkten wirkende Wear Number ist in Tabelle 6.8 dargestellt. Wie in Abschnitt 6.2.2 beschrieben, muss die Tangentialkraft im Kontaktpunkt negativ sein, damit Risswachstum vorliegt. Bei den Fällen, wo dies vorliegt, ist die Wear Number **orange**.

Durch die Auswertung der Kontaktbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt sieht man, dass am rechten Rad Reibarbeit geleistet wird, jedoch wirkt die Tangentialkraft in Bewegungsrichtung, sodass dort kein RCF zu erwarten ist. Zwar wird am linken Rad für einige Fälle mit starker Auslenkung eine Wear Number größer 20 N umgesetzt, jedoch tritt in diesen Fällen ein Zweipunktkontakt auf. In diesen wird jeweils eine Wear Number kleiner 20 N erreicht, sodass auch in diesen Fällen davon auszugehen ist, dass kein RCF zu erwarten ist. Eine Betrachtung der Lage der Kontaktpunkte in Abbildung B.1 zeigt eine Verschiebung des Kontaktpunktes in Folge der Längsauslenkung der rechten Radsatzführung nach rechts. Auch wird der Kontaktpunkt schmaler, was auf die Schrägstellung des Profils zurückzuführen ist. Die Darstellung zeigt auch, dass

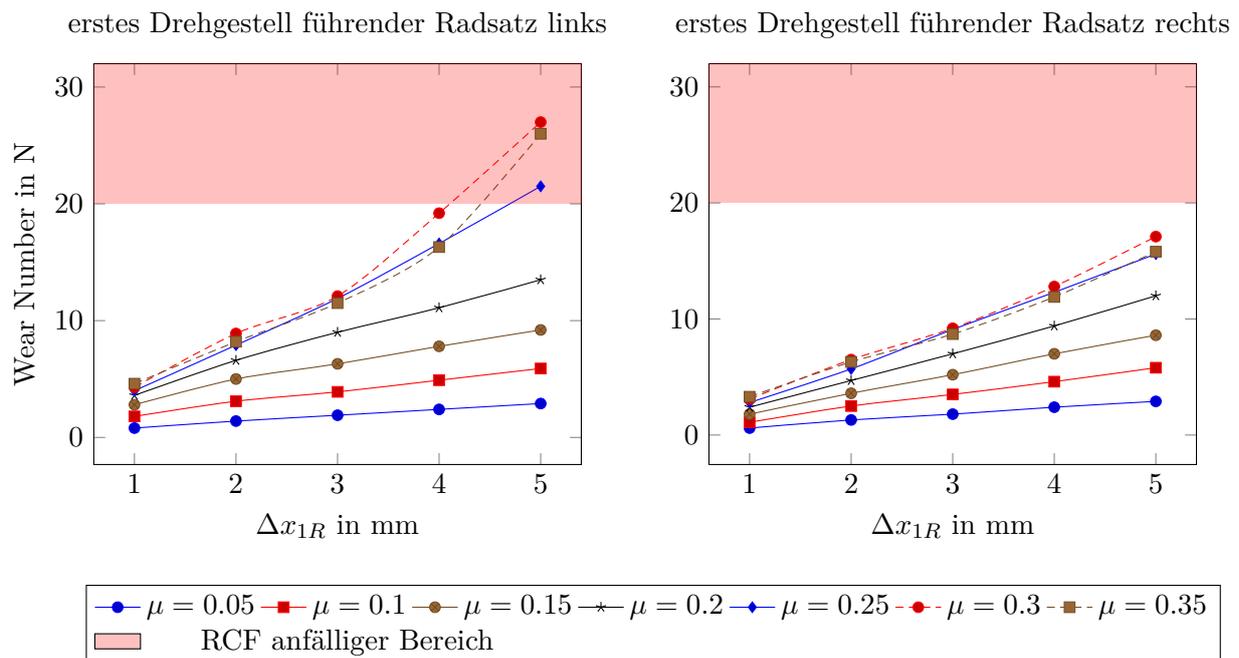


Abbildung 6.13: Darstellung der Wear Number in Abhängigkeit von Δx_{1R} [eigene Darstellung].

Tabelle 6.8: Wear Number in den verschiedenen Kontaktpunkten bei Variation von Δx_{1R} [eigene Darstellung].

Δx_{1R}	max. Wear Number in N		
	links erster Kontaktpunkt	links zweiter Kontaktpunkt	rechts erster Kontaktpunkt
1 mm	4	-	3
2 mm	8	-	6
3 mm	12	-	9
4 mm	13	4	12
5 mm	12	10	16

durch eine Längsauslenkung in der Radsatzführung eine Kontaktsituation erzeugt werden kann, die einer Kurvenfahrt gleicht. So verschiebt sich bei einer Längsverschiebung um 4 bzw. 5 mm der Kontaktpunkt in die Spurkranzkehle und es kommt zu einem zweiten Kontaktpunkt an der Spurkranzflanke vor. Diese Kontaktsituation tritt auch bei der Fahrt durch einen Rechtsbogen auf.

6.3.2 Simulationen mit Beladung

Im Zuge der Untersuchungen mit dem leeren Wagen konnte kein Auftreten von RCF beobachtet werden. Es ist zu erwarten, dass mit zunehmender Beladung auch die Wear Number zunimmt und RCF dann auftritt. Dies ergibt sich aus dem Zusammenhang in Gleichung (4.1). Neben dem Reibwert ist die Reibkraft auch von der Normalkraft abhängig, welche sich aus dem Wagengewicht ergibt. Auch hier wurde die Anbindung des Radsatzes an die rechte Radsatzführung in Längsrichtung variiert. Der Zusammenhang zwischen Wear Number und Wagengewicht ist in

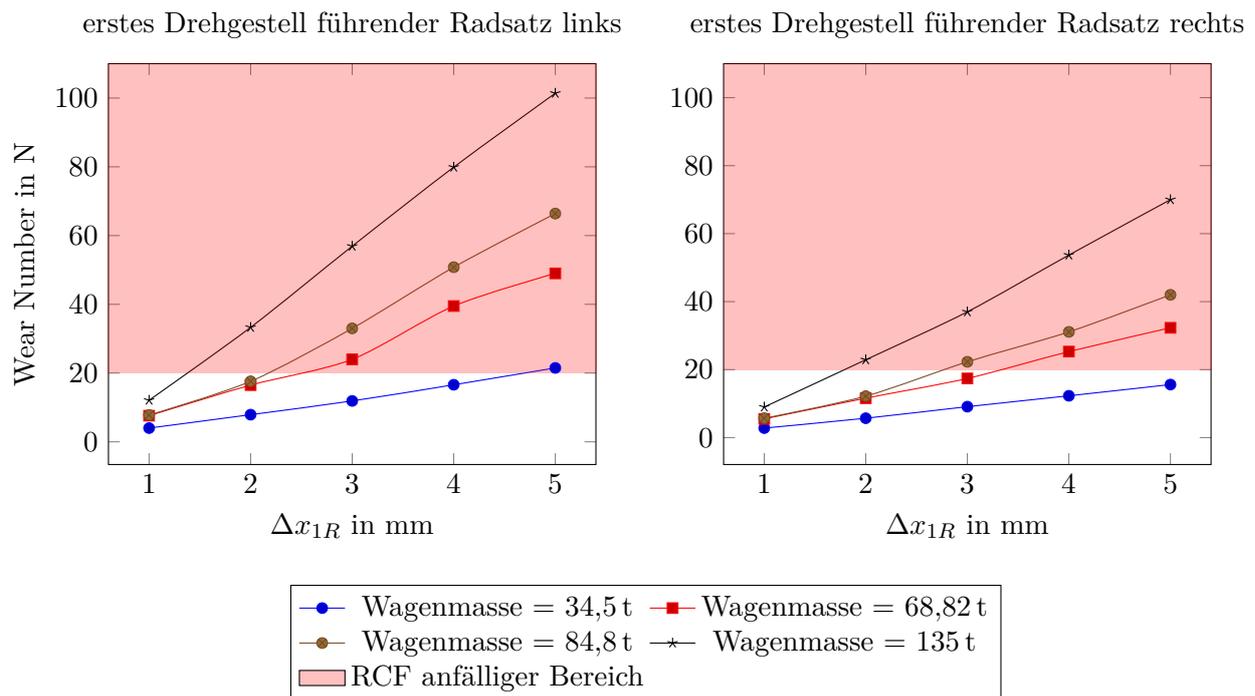


Abbildung 6.14: Darstellung der Wear Number in Abhängigkeit von Δx_{1R} für verschiedenen Wagenmassen [eigene Darstellung].

Abbildung 6.14 dargestellt. Sie verdeutlicht, dass der lineare Zusammenhang zwischen Auslenkung des Radsatzlagers in Längsrichtung und der Wear Number weiter besteht, die Steigung der Geraden jedoch mit zunehmendem Wagengewicht größer wird. Es werden somit deutlich höhere Werte erreicht, die nun deutlich im kritischen Bereich liegen. Auch kann der Abbildung entnommen werden, dass die Beladung einen größeren Einfluss auf die Wear Number hat, als es der Reibwert hat. Auch hier gilt, dass die Größe der Wear Number nur bedingt eine Aussage zulässt, inwiefern RCF auftritt. Dazu soll auch hier ein Szenario genauer untersucht werden. Dazu soll ein Beladungsszenario ausgewählt werden und genauer betrachtet werden. Es ist davon auszugehen, dass die Wagen nicht immer voll beladen fahren. Die Entstehung von RCF ist ein Prozess, der über einen längeren Zeitraum erfolgt. Auch deutet Abbildung 6.14 einen linearen Zusammenhang zwischen Wear Number und Wagengewicht an, sodass ein mittleres Wagengewicht angenommen werden kann. Dazu wurden die Betriebsdaten der HUPAC ausgewertet. Es lagen für alle in 2022 gefahrenen Züge das Gewicht der Zuladung und die Anzahl der Wagen vor. So wurde für jeden Zug die durchschnittliche Beladung je Wagen ermittelt. Diese ist in Abbildung 6.15 als Boxplot dargestellt. Median und Durchschnitt liegen sehr nah bei einander, sodass davon auszugehen ist, dass der Durchschnitt für weitere Untersuchungen herangezogen werden kann. Zusammen mit der Masse des leeren Wagens von 34,5 t ergibt sich ein Wagengewicht von 68,82 t. Die Ergebnisse für die Variation der Anbindung des Radsatzes in Längsrichtung wurde auch für ein Wagengewicht von 68,82 t in Abbildung 6.14 dargestellt.

Für eine genaue Untersuchung der Kontaktbedingungen kann die Lage der Kontaktpunkte in Abbildung B.2 ausgewertet werden. Das Verhalten ist ähnlich zum unbeladenen Wagen, der Kontaktpunkt verschiebt sich mit zunehmender Längsauslenkung der Achslagerung am rechten Rad nach rechts und geht irgendwann in einen Zweipunktkontakt über. Die Kontaktpunkte

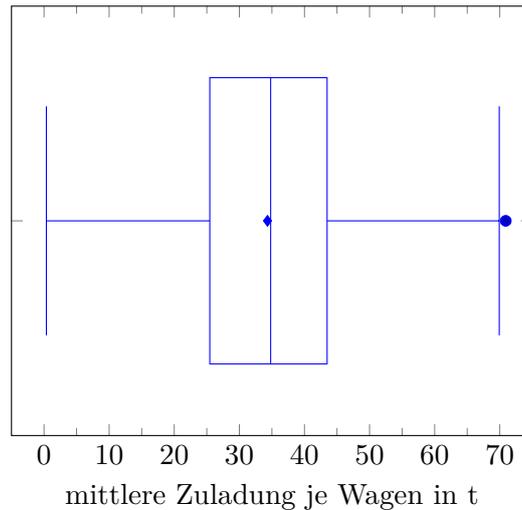


Abbildung 6.15: Darstellung der mittleren Zuladung je Wagen für verschiedene Züge als Boxplot [eigene Darstellung].

sind durch die höheren Radaufstandskräfte leicht größer. Die in den jeweiligen Kontaktpunkten auftretende Wear Number kann der Tabelle 6.9 entnommen werden. Auch hier tritt bedingt durch die Wirkrichtung der Tangentialkraft am rechten Rad kein RCF auf. Für den vorliegenden Beladungsfall können Szenarien identifiziert werden, bei denen mit RCF zu rechnen ist. In Tabelle 6.10 wurde die Laufleistung, ab der RCF sichtbar werden sollte, eingetragen. Auch hier wird sichtbar, warum eine genaue Betrachtung der Kontaktsituation wichtig ist. So nimmt die gesamte Reibarbeit im Rad-Schiene-Kontakt bei einer Erhöhung der Längsauslenkung der Radsatzführung von 3 auf 4 mm zu. Jedoch kommt es zu einer Reduzierung der Reibarbeit im ersten Kontaktpunkt, da von einem Einpunktkontakt zu einem Zweipunktkontakt gewechselt wird, sodass die Laufleistung bis zum Auftreten von RCF zunimmt. Die Ergebnisse deuten darauf hin, dass es zu einer deutlichen Schädigung der Radlaufläche durch RCF kommen kann. Es zeichnet sich jedoch ab, dass diese erst bei Längsauslenkung der Radsatzführung größer 2 mm auftreten.

Tabelle 6.9: Wear Number in den verschiedenen Kontaktpunkten bei Variation von Δx_{1R} [eigene Darstellung].

Δx_{1R}	max. Wear Number in N		
	links erster Kontaktpunkt	links zweiter Kontaktpunkt	rechts erster Kontaktpunkt
1 mm	8	-	5
2 mm	16	-	12
3 mm	24	-	17
4 mm	23	16	25
5 mm	21	28	32

6.3.3 Einfluss auf die anderen Achsen des Wagens

Bisher wurde nur Fälle betrachtet, bei denen die Auslenkung auf Grund von Fertigungstoleranzen am ersten Radsatz erfolgte. Nun soll untersucht werden, inwieweit die nicht parallele

Tabelle 6.10: Aus der Wear Number resultierende Laufleistung der verschiedenen Kontaktpunkte bei Variation von Δx_{1R} [eigene Darstellung].

Δx_{1R}	Laufleistung bis RCF auftritt in km		
	links erster Kontaktpunkt	links zweiter Kontaktpunkt	rechts erster Kontaktpunkt
1 mm	-	-	-
2 mm	-	-	-
3 mm	2.786	-	-
4 mm	3.236	-	-
5 mm	14.499	417	-

Anordnung einer Achse zu starkem Schlupf in den anderen fünf Achsen des Wagens erzeugt. Dazu wurde jede der sechs Achsen des Wagens einmal links und einmal rechts um jeweils 5 mm in Längsrichtung ausgelenkt. Es wurde eine Auslenkung von 5 mm gewählt, um Effekte deutlich zu erkennen. Nach Auswertung der zwölf Simulationen wird deutlich, dass Fertigungstoleranzen in der Achsführung an einem Drehgestell keine Auswirkungen auf die anderen beiden Drehgestelle haben und jedes für sich betrachtet werden kann. Auch zeigte sich, dass es unerheblich für die Höhe der Wear Number ist, ob die Auslenkung auf der linken oder der rechten Seite erfolgte. Es hat sich derselbe Gleichgewichtszustand eingestellt, nur entlang der Längsachse gespiegelt. Im weiteren Verlauf sollen daher nur die Effekte an einem Drehgestell betrachtet und ausgewertet werden und auch auf die Betrachtung des symmetrisch identischen Falls verzichtet werden. Nun soll der Gleichgewichtszustand, der sich jeweils einstellt, genauer diskutiert werden. Dieser wird in Abbildung 6.16 sowohl für eine Auslenkung in Höhe von 5 mm am führenden als auch am nachlaufenden Radsatz dargestellt. Für beide Fälle stellt sich ein ähnlicher Gleichgewichtszustand ein. Der führende Radsatz wird seitlich ausgelenkt, der nachlaufende Radsatz bewegt sich nur minimal zur Seite und der Drehgestellrahmen nimmt, weil sein Mittelpunkt mittig zwischen beiden Achsen liegt, eine Position dazwischen ein. Unabhängig davon, wo ausgelenkt wurde, nimmt der führende Radsatz eine Schrägstellung ein, welche sich aus der Auslenkung ergibt und der nachlaufende weist nur einen minimalen Winkel auf. Der Drehgestellrahmen stellt sich jeweils parallel zur nicht ausgelenkten Achse. So kann gezeigt werden, dass es relativ gleichgültig ist, ob man den führenden oder nachlaufenden Radsatz auslenkt. Schlupf und somit eine hohe Wear Number tritt am führenden Radsatz auf, sodass dieser primär untersucht werden sollte.

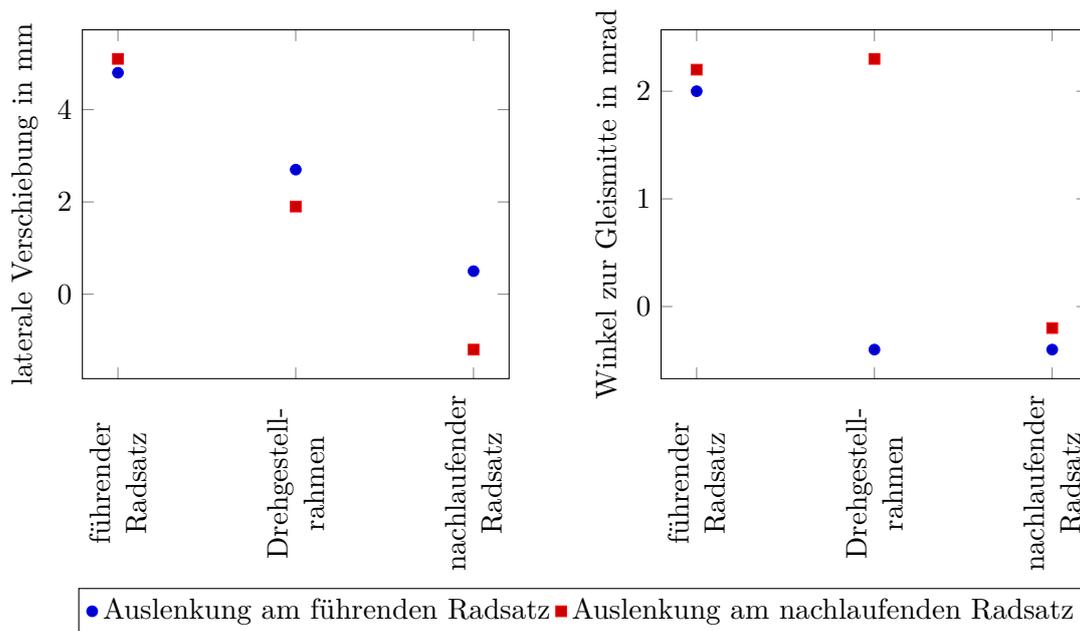


Abbildung 6.16: Laterale Verschiebung und Winkel zur Geraden für Radsätze und Drehgestellrahmen sowohl für die Auslenkung in Längsrichtung am führenden, als auch am nachlaufenden Radsatz [eigene Darstellung].

6.3.4 Einfluss der Art und Ausprägung der Auslenkung

Bisher wurde nur Fälle betrachtet, bei denen nur an einem der beiden Radsätze eine Auslenkung in Längsrichtung nachgebildet wurde. Die Fertigungstoleranzen treten an beiden Achsen gleichzeitig auf, sodass beide Achsen eine Schrägstellung aufweisen können. Dies soll im Folgenden näher untersucht werden. Dazu wurde der rechte Anbindungspunkt des Radsatzes im Bereich -5 mm bis 5 mm variiert. Es wurde sowohl der rechte Anbindungspunkt des vorlaufenden (Δx_{1R}) als auch des nachlaufenden (Δx_{2R}) Radsatzes verändert. Durch die Wahl auch einer negativen Auslenkung wird der Fall, wo beide Radsätze in dieselbe Richtung als auch in die entgegengesetzte Richtung ausgelenkt sind, nachbildet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.17 als Heatmap dargestellt. Die Heatmap zeigt die Wear Number am linken und rechten Rad des führenden Radsatzes. Am nachlaufenden Radsatz waren die Werte deutlich kleiner und haben keine kritischen Werte erreicht. Auf eine Darstellung wurde daher verzichtet. Abbildung 6.17 zeigt, dass Konfigurationen, bei denen die Achsen parallel angeordnet sind, eine geringe Wear Number aufweisen bzw. eine nahe null. Je mehr die beiden Achsen nicht parallel angeordnet sind, desto größere Werte der Wear Number werden erreicht. Es werden Werte bis knapp unter 90 N erreicht. Wobei bei einer positiven Auslenkung des führenden Radsatzes leicht höhere Werte am linken Rad und bei einer negativen leicht höhere Werte am rechten Rad beobachtet werden können. Rechtes und linkes Rad verhalten sich ansonsten symmetrisch zueinander. Es ist daher nötig, dass nicht nur die Position des einen Radsatzes im Drehgestell betrachtet wird, sondern die Stellung beider Radsätze zueinander. Dabei treten hohe Schlupfkräfte und folglich eine hohe Wear Number bei Anordnungen auf, wo beide Radsätze keine parallele Anordnung aufweisen.

Auch hier gilt, dass die Wear Number für sich keine direkte Aussage bzgl. des Auftretens von RCF zulässt. Deswegen soll auch hier die Auswirkung auf die Laufleistung der Radsätze untersucht werden, ab der mit Schäden durch RCF zu rechnen ist. Tabelle C.1 in Anhang C fast

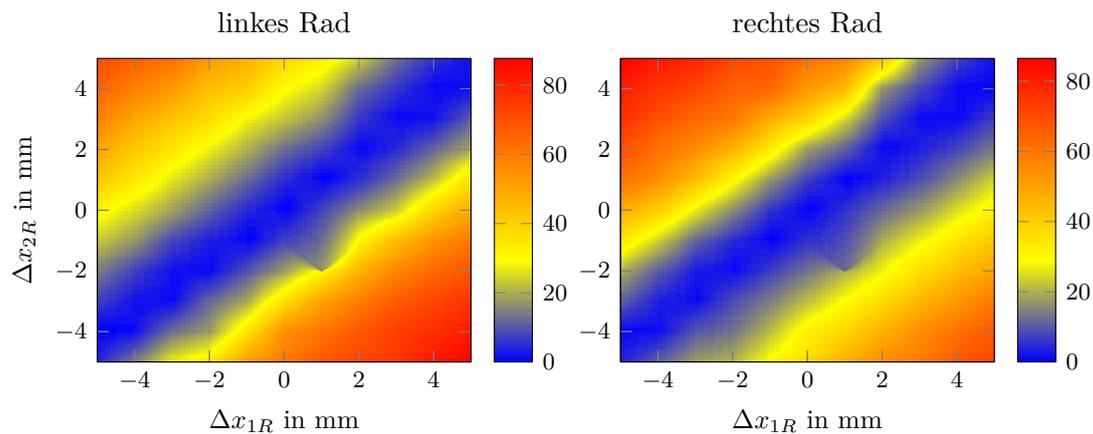


Abbildung 6.17: Darstellung der Wear Number im führenden Radsatz in Abhängigkeit der Auslenkung in Längsrichtung [eigene Darstellung].

diese zusammen. Auch hier zeigt sich, dass nicht immer wenn Reibarbeit geleistet wird, dies automatisch RCF bedingt. Die Stellung der Radsätze zueinander beeinflusst die Wirkrichtung des Längsschlupfes und somit das Auftreten von RCF. Bei einer Anordnung, bei der die linken Räder näher beieinanderliegen, tritt RCF am linken Rad des vorlaufenden Radsatzes auf. Wohingegen bei einer Anordnung, bei der die rechten Räder näher beieinanderliegen, tritt RCF am rechten Rad des vorlaufenden Radsatzes auf. Die Ergebnisse bestätigen den Trend, der schon bei Schrägstellung allein des vorlaufenden Radsatzes beobachtet wurde. Zusätzlich zeigt sich auch hier, dass die Laufleistung trotz Erhöhung der Auslenkung kurzzeitig zunehmen kann. Dies wird auch hier auf den Übergang von einem Einpunktkontakt zu einem Zweipunktkontakt zurückgeführt. Wenn die Auslenkung der Radsätze entgegengesetzt ist, addieren sich beide auf, sodass hier Schädigungen durch RCF vereinzelt auch für Auslenkungen kleiner 2 mm identifiziert werden können. 2 mm ist der Bereich, in dem die zu erwartenden Toleranzabweichungen liegen. Das Auftreten von RCF kann jedoch nur für Fälle beobachtet werden, bei denen es sich um eine ungünstige Verkettung der Toleranzabweichung am vorlaufenden und nachlaufenden Radsatz handelt.

6.3.5 RCF auf Grund von Bogenfahrten

Es konnte gezeigt werden, dass durch die Schrägstellung der Radsätze aufgrund von Fertigungstoleranzen selbst in der Geraden Schlupf entsteht, welcher hohe Werte der Wear Number und eine hohe Belastung der Radlaufflächen zur Folge haben kann. Schlupfkkräfte treten im normalen Betrieb immer auf, auch sollten die Radsätze perfekt parallel angeordnet sein. So treten in der Regel im Bogen Schlupfkkräfte auf, sodass davon auszugehen ist, dass durch die Bogenfahrt auch eine Beanspruchung der Radlaufflächen erfolgt. So stellt sich nun die Frage, wie hoch diese für die Bogenfahrt ist und welche Werte sich im Vergleich zur nicht parallelen Anordnung der Achsen ergeben. Dazu soll eine Bogenfahrt für verschiedene Bögen simuliert werden. Um den reinen Einfluss des Bogens zu untersuchen, sollen die Simulationen mit parallel angeordneten Radsätzen erfolgen. Die Simulationsgeschwindigkeit wird so gewählt, dass eine konstante Radialbeschleunigung von $a_R = 0,65 \text{ m s}^{-2}$ im Bogen auf das Fahrzeug wirkt. Dies entspricht der zulässigen Radialbeschleunigung auf Strecken der Deutschen Bahn bis 80 km h^{-1} [66, S. 85]. Die Länge des Bogens beträgt 800 m, die Länge des Übergangsbogens $l_{\text{ÜB}}$ berechnet sich nach folgender Formel [59, S. 16]:

$$l_{\text{ÜB}} = \frac{4 \cdot v_{\text{sim}} \cdot \Delta u}{1000} \quad (6.2)$$

Hierbei ist v_{sim} die Fahrgeschwindigkeit in km h^{-1} und Δu der Überhöhungsfehlbetrag in mm. Diese entspricht hier der Überhöhung, die nötig ist, sodass die Radialbeschleunigung durch die Querneigung kompensiert wird, da keine Überhöhung simuliert wird. Der Überhöhungsfehlbetrag berechnet sich wie folgt:

$$\Delta u = \frac{a_{\text{R}}}{g} \cdot 1,5 \cdot 1000 \quad (6.3)$$

Δu erhält man in mm. Wobei g die Erdbeschleunigung darstellt. Für folgende Radien wird die Bogenfahrt simuliert:

Tabelle 6.11: Simulationsgeschwindigkeit und Länge des Übergangsbogen für die Simulation verschiedener Bogenradien [eigene Darstellung].

Radius	v_{sim}	$l_{\text{ÜB}}$
75 m ²	25,1 km h ⁻¹	9,99 m
100 m	29,0 km h ⁻¹	11,54 m
150 m	35,5 km h ⁻¹	14,13 m
175 m	38,4 km h ⁻¹	15,26 m
200 m	41,0 km h ⁻¹	16,32 m
250 m	45,9 km h ⁻¹	18,24 m
300 m	50,3 km h ⁻¹	19,99 m
400 m	58,0 km h ⁻¹	23,08 m
500 m	64,9 km h ⁻¹	25,80 m
750 m	79,5 km h ⁻¹	31,60 m
1.000 m	91,8 km h ⁻¹	36,49 m
2.000 m	129,8 km h ⁻¹	51,60 m

In Abbildung 6.19 und Abbildung 6.18 sind die Ergebnisse dargestellt. Der jeweils dargestellte Wert bildet den Wert ab, der erreicht wird, kurz bevor der Wagen den Bogen wieder verlässt. Es hat sich bis dahin ein quasistatischer Gleichgewichtszustand eingestellt. Abbildung 6.19 stellt die Wear Number für jedes Rad am Wagen und für verschiedene Radien dar. Es handelt sich um die gesamte Wear Number am Rad unabhängig von der vorliegenden Kontaktsituation. Man beachte die logarithmische Einteilung der Hochachse. Der rot hinterlegte Bereich markierten den für RCF anfälligen Bereich, wobei die genauen Kontaktbedingungen zu berücksichtigen sind. Es kann eine sehr starke Abhängigkeit der Wear Number vom Bogenradius ausgemacht werden. Umso enger der Bogen, umso höher die Wear Number, wobei für sehr enge Bögen sehr hohe Werte der Wear Number erreicht werden. Die Höhe der Wear Number aufgrund der Bogenfahrt an den einzelnen Rädern des Wagens kann unterschiedlich hoch sein, wobei die Kurven in zwei Gruppen eingeteilt werden können. So verläuft die eine Gruppe an Kurven höher als die andere Gruppe an Kurven. Die Gruppe mit den höheren Werten bildet die jeweils führenden Achsen der drei Drehgestelle, die Gruppe mit den niedrigeren Werten, die der nachlaufenden

²kleinster befahrbarer Radius mit dem Wagen T3000eD

Achsen ab. Dieser Unterschied entspricht den Erwartungen, da die führende Achse im Bogen an der Außenschiene anläuft und das Drehgestell durch den Bogen führt. Die nachlaufende Achse befindet sich im Freilauf, sodass weniger Reibarbeit geleistet wird. Bei sehr engen Bögen nähern sich beide Gruppen an, weil sich bei sehr engen Bögen das Drehgestell im Spießgang befindet. Um die konkreten Vorgänge besser verstehen zu können, soll die konkrete Schädigung der Räder betrachtet werden. In Abbildung 6.18 ist die Laufleistung, ab der mit Schäden durch RCF zu rechnen ist, für die verschiedenen Bogenradien dargestellt. Hierbei wurde jeweils die geringste für ein Szenario ermittelte Laufleistung herangezogen, also der Rad-Schiene-Kontakt mit der stärksten Beanspruchung. Bei einem Bogenradius von 2.000 m konnte keine Anfälligkeit für RCF identifiziert werden. Zwischen 1.000 m und 400 m nimmt die Laufleistung mit enger werdenden Bogen stetig ab. Hierbei dominiert vor allem die Beanspruchung durch das linke Rad des vorlaufenden Radsatzes, welches bei einem Rechtsbogen an der Außenschiene anläuft und den Radsatz durch den Bogen führt. Für engere Bögen als 400 m bis zu einem Radius von 175 m nimmt die Laufleistung jedoch wieder stetig zu. Die Zunahme lässt sich damit erklären, dass die Drehgestelle immer mehr in den Spießgang gehen, also die Reibarbeit sich zwischen linkem Rad des vorlaufenden und rechtem Rad des nachlaufenden Radsatzes aufteilt und beide Räder insgesamt weniger beansprucht werden. Für Bogenradien kleiner 175 m nimmt das Zwängen so stark zu, sodass es zu einer starken Beanspruchung der Radlaufflächen kommt und in dessen Folge die Laufleistung ab der mit Schäden durch RCF zu rechnen ist, stark abnimmt. Für sehr enge Bögen mit einem Radius von 75 m kommt es zu einer leichten Entlastung, weil durch den sehr engen Bogen am rechten Rad des nachlaufenden Radsatzes der Kontakt von einem Einpunkt- zu einem Zweipunktkontakt übergeht und leichte Entlastung bringt.

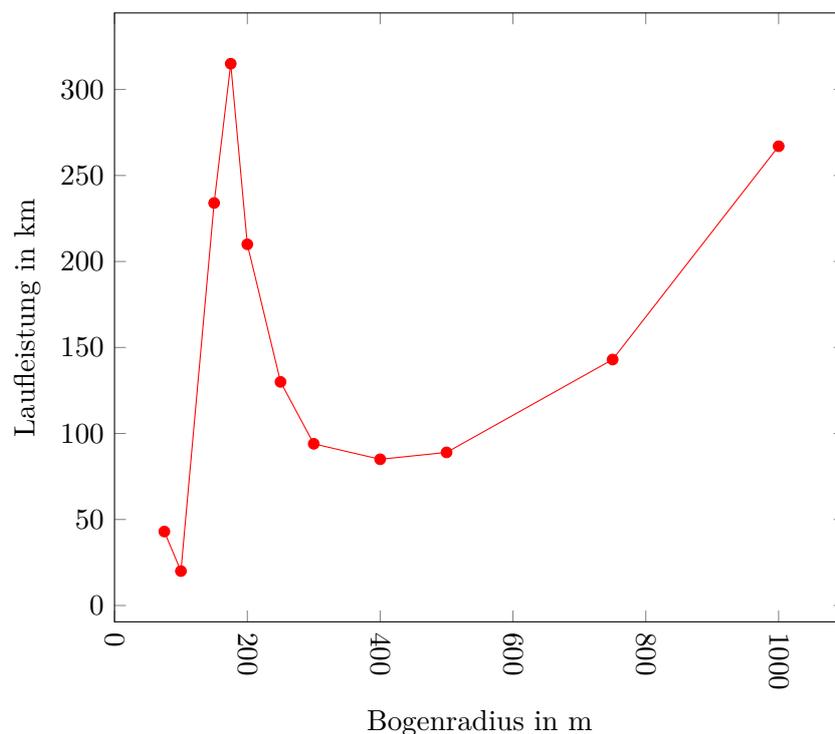


Abbildung 6.18: Laufleistung Wagen bis zum Auftreten von RCF für verschiedenen Bogenradien [eigene Darstellung].

Die Ergebnisse zeigen, dass für Fahrten im Bogen deutlich höhere Beanspruchungen erreicht werden als in den bisherigen Untersuchungen durch Fertigungstoleranzen. Zwar wirken die Laufleistungen, ab denen mit dem Auftreten von RCF zu rechnen ist, sehr klein, jedoch beziehen sich die Werte auf den quasistatischen Zustand im Bogen. Im Betrieb wechseln sich verschiedene Bogenradien und gerade Strecken ab. Auch werden in gleichen Teilen Links- und Rechtsbögen durchfahren, sodass mit deutlich höheren Laufleistungen zu rechnen ist. Allgemein lässt sich sagen, dass die vorlaufenden Radsätze eines Drehgestells deutlich stärker beansprucht werden als die nachlaufenden Radsätze. Diese erreichen nur für Bögen mit einem Radius kleiner 250 m kritische Werte. Nach Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung (EBO) §6 [16] sollen bei Neubaustrassen auf Hauptbahnen für Neubaustrecken keine Bogenradien kleiner 300 m verbaut werden. Es ist daher davon auszugehen, dass kleinere Bogenradien nur bei Fahrten in Rangiergleisen wie z. B. in Terminals und Werkstätten durchfahren werden. Im Vergleich zu den auf der Strecke zurückgelegten Kilometern spielen diese eine untergeordnete Rolle, sodass diese nicht gesondert betrachtet werden müssen. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass das Befahren von Bögen im Streckenbetrieb in der Regel zu einer Entstehung von RCF führt. Zwar ist die Beanspruchung nur am führenden Radsatz eines jeden Drehgestells in einem kritischen Bereich, jedoch ist durch die Richtungswechsel im Betrieb davon auszugehen, dass jeder Radsatz in gleichen Teilen führender und nachlaufender Radsatz ist.

6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse der Simulationsrechnung

Durch die gemachten Untersuchungen konnte ein sehr gutes Bild der Beanspruchungen in der Radlauffläche gezeichnet werden. Zu Beginn konnte gezeigt werden, dass der Reibwert nur eine untergeordnete Rolle spielt, jedoch auch nicht völlig vernachlässigt werden sollte. Viel entscheidender hat sich die Beladung des Wagens herausgestellt. Diese beeinflusst maßgeblich die Höhe der Wear Number im Rad-Schiene-Kontakt. So konnten für den leeren Wagen keine kritischen Zustände bzgl. RCF identifiziert werden, für den beladenen Fall jedoch schon. Auch zeigte sich, dass die reine Betrachtung der Wear Number nicht ausreichend ist. Vielmehr muss die genaue Kontaktsituation ausgewertet werden. Vor allem die Richtung der tangentialen Schlupfkraft und ob ein Einpunkt- oder Zweipunktkontakt vorliegt, entscheidet über das Auftreten von RCF. So kann z. B. trotz höherer Wear Number die Beanspruchung zurückgehen. Es folgten weitere Untersuchungen, mit denen gezeigt werden konnte, dass Toleranzabweichungen in der Radsatzführung nur ein Einfluss innerhalb des Drehgestells haben, die anderen Achsen eines Wagens unberührt bleiben. Unabhängig davon, ob die Toleranzabweichungen am führenden oder nachlaufenden Radsatz vorliegt, stellt sich ein ähnlicher Gleichgewichtszustand ein, bei dem es vor allem zu einer Schädigung des führenden Radsatzes kommt. Dessen Größe bestimmt sich maßgeblich aus der Stellung der Achsen zueinander. Je mehr sie von einer ideal parallelen Stellung abweichen, desto größer ist die Schädigung der Radsätze durch RCF. Folglich ist mit keiner Schädigung zu rechnen, sollten beide Radsätze dieselben Toleranzabweichungen aufweisen. Bei den untersuchten Fällen ist unterhalb von 2 mm Toleranzabweichung in der Regel nicht mit einer Schädigung durch RCF zu rechnen. Da in 2.2.2 gezeigt wurde, dass mit einer Toleranzabweichung von maximal 1,9 mm zwischen rechter und linker Anbindung gerechnet werden kann, ist es nicht zu erwarten, dass nur die Toleranzabweichungen RCF initiieren. Wie im Anschluss gezeigt wurde, stellen Bogenfahren die entscheidende Ursache zur Entstehung von RCF dar. Die erreichten Wear Number lagen deutlich über denen, welche durch Fertigungstoleranzen erreicht wurden. Nun fahren Drehgestelle mit Fertigungstoleranzen auch durch Bögen, sodass sich beide Beanspruchungen überlagern können. Das Vorhandensein von Fertigungstoleranzen könnte zu

einer zusätzlichen Schädigung und einer Verringerung der Laufleistung führen. Um diesen Zusammenhang fundierter zu untersuchen, wird empfohlen, die Simulationen auszuweiten und eine Überlagerung beider Effekte zu untersuchen.

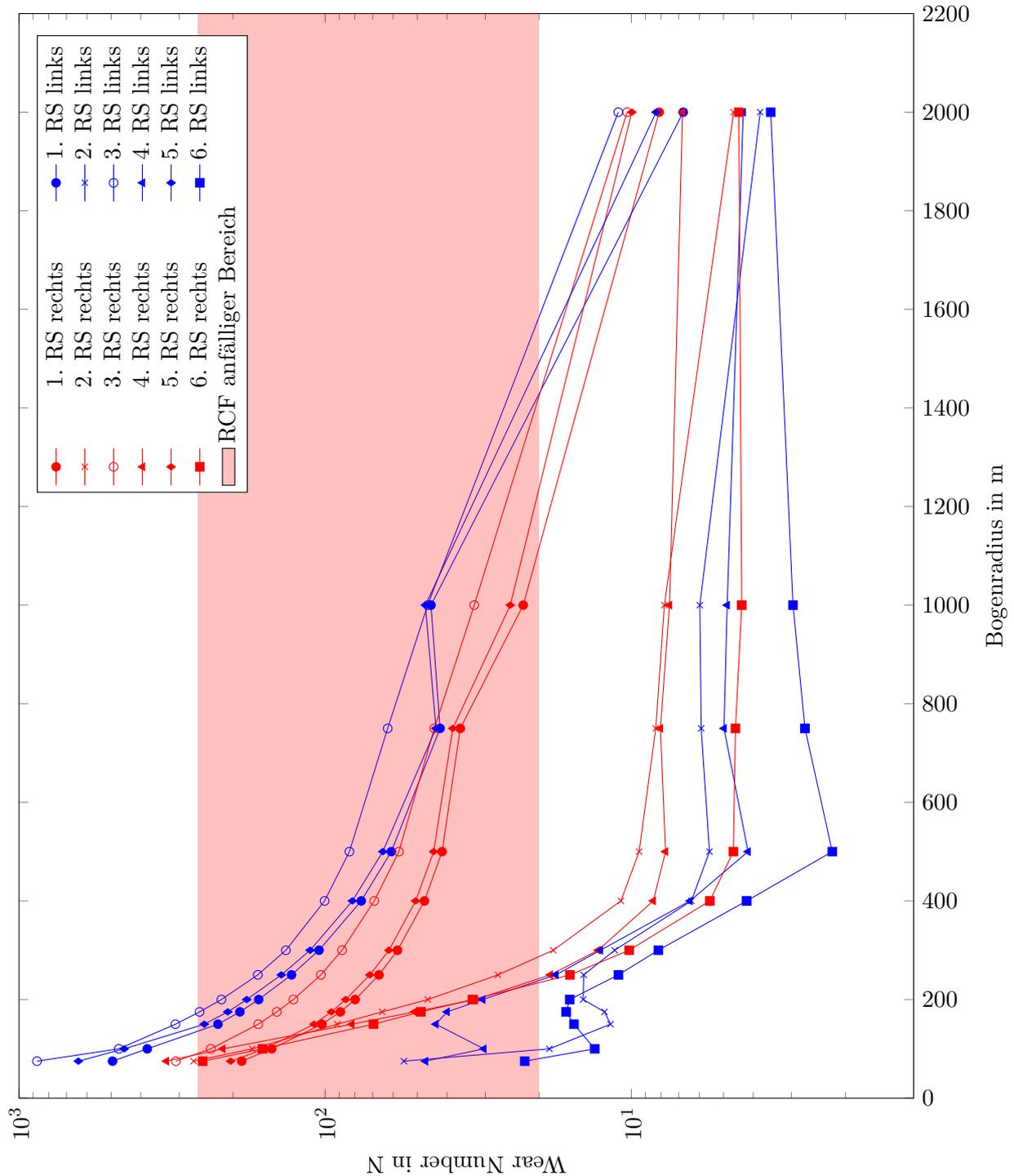


Abbildung 6.19: Wear Number an den Radsätzen für verschiedenen Bogenradien [eigene Darstellung].

7 Entwicklung eines Prototypen-Taschenwangen mit Gleitschutz

Aus den bisherigen Erkenntnissen hat sich herauskristallisiert, dass Schäden an den Radlaufflächen auf Temperaturerhöhungen im Rad-Schiene-Kontakt in Folge von Bremsereignissen zurückzuführen sind. Daher wird der Ansatz weiter verfolgt, die scheibengebremsten Güterwagen der HUPAC mit einem Gleitschutzsystem auszustatten. Dazu soll vorgelagert ein Prototyp mit einem solchen System ausgestattet werden. Ziel dieser Ausrüstung ist zu untersuchen, wo und wie die Komponenten eines solchen Systems an einem Güterwagen des Typs T3000eD montiert werden können. Die Software und das richtige Funktionieren des Systems werden nicht betrachtet.

7.1 Anforderungen an das System

Die Anforderungen an das Gleitschutzsystem leiten sich zum einen aus dessen Zweck, also möglichst Schäden an den Laufflächen des Güterwagens zu verhindern und zum anderen aus den Einsatzbedingungen ab. Natürlich ist es essenziell, dass das System ordnungsgemäß funktioniert und Schäden effektiv verhindern kann. Dies wurde durch den Hersteller zugesichert, wird jedoch nicht im Rahmen dieses Projektes untersucht. Nach Abschluss des Projektes finden Versuchsfahrten statt, bei denen das wirksame Funktionieren des Systems nachgewiesen werden soll. Hier soll es vorrangig um das Systemdesign gehen und Anforderungen diesbezüglich formuliert werden. Da Gleitschutzsysteme im Personenverkehr seit etlichen Jahren zuverlässig im Einsatz sind und sich dort durchgesetzt haben, soll hier vielmehr diskutiert werden, welche Anforderungen sich daraus ergeben, dass ein solches System auf einem Güterwagen eingesetzt wird. Folgende Anforderungen berücksichtigen die Rahmenbedingungen, denen das System entsprechen muss, um auf einem Wagen des KV-Netzwerkes der HUPAC eingesetzt werden kann:

- dezentral und autark: Die Wagen mit Gleitschutz sollen frei in der Flotte der HUPAC eingesetzt werden können. Da der Großteil der Flotte nicht über ein Gleitschutzsystem verfügt, muss das System am ausgerüsteten Wagen vollständig autonom funktionieren, folglich sollen keine Schnittstellen zu anderen Wagen des Zugverbandes bzw. der Lok bestehen. Die Steuerung des Systems erfolgt auf dem Wagen.
- witterungsbeständig: Im Personenverkehr besteht die Möglichkeit, Teile des Gleitschutzes wie z. B. den Gleitschutzrechner im Fahrgastraum unterzubringen. Diese Möglichkeit besteht nicht auf einem Güterwagen, sodass alle Komponenten des Systems so gestaltet werden müssen, dass sie den auftretenden Witterungseinflüssen standhalten. Dies betrifft sowohl Nässe als auch hohe Temperaturen im Sommer und Frost im Winter.

- sichere Befestigung: Güterwagen werden regelmäßig be- und entladen. Dabei muss sichergestellt sein, dass die Komponenten des Gleitschutzes so verbaut sind, dass es nicht zu einer Beschädigung kommt. Dazu dürfen diese nicht im Laderaum verbaut werden. Auch kommt es durch die einfachere Federung zu stärkeren Erschütterungen als im Personenverkehr.
- Wartung: Bisher habe die Werkstätten zur Güterwageninstandhaltung keine Kompetenz, elektronische Systeme zu warten, da Güterwagen bisher aus rein mechanischen Komponenten bestehen. Das System muss daher so konzipiert werden, dass es keinen regelmäßigen Wartungsaufwand benötigt und die Prozesse in der Instandhaltung wie z. B. Radsatzwechsel nicht behindert werden. Da der Gleitschutz die Information über den aktuellen Radsatzdurchmesser braucht, muss sichergestellt werden, dass eine praktikable Lösung gefunden wird, mit der die Werkstatt die Information ins System einpflegen kann.
- langlebigkeit: Güterwagen sind in der Regel über 40 Jahre im Einsatz. Der Gleitschutz sollte daher so ausgelegt sein, dass er genau so lange im Einsatz sein kann. Es ist davon auszugehen, dass einige Komponenten wie z. B. der Akku während der Lebenszeit gewechselt werden müssen. Dabei sollte das System so ausgelegt werden, sodass Wechsel von Komponenten während der regulären Instandhaltungen erfolgen können.
- Bogenfahrt: Es muss gewährleistet werden, dass das verbaute System nicht die Bogenfahrt behindert. So darf das Drehgestell nicht das Untergestell berühren. Die Montage der Komponenten und Kabel hat so zu erfolgen, dass dieser Freiraum erhalten bleibt. Auch müssen die Kabel lang genug sein, ohne in Folge des gegenseitigen Verdrehens von Drehgestell und Untergestell unter Spannung zu geraten.
- Verhältnis leer/beladen: Anders als im Personenverkehr kommt es im SGV zu starken Schwankungen der Radaufstandskraft. Dies resultiert aus der im Verhältnis zum Wagengewicht hohen zulässigen Zuladung. So beträgt das Verhältnis zwischen beladenem und leerem Wagen für den Wagen T3000eD 3,91. Dies stellt den Gleitschutz vor völlig neue Herausforderungen. Die Software muss dahingehend optimiert werden, sodass sie sowohl für den leeren, als auch den beladenen Fall einwandfrei funktioniert.

7.2 Beschreibung des Gleitschutzsystems

Hier soll die Funktionsweise eines Gleitschutzsystems beschrieben werden. Da von Hersteller keine Informationen zur Funktionsweise des Gleitschutzes bereitgestellt wird, erfolgt die Beschreibung mittels Informationen aus der Literatur. Folgende Schutzziele sind der Norm DIN EN 15595 [14] definiert:

- Minimierung von Anhaltewegverlängerungen im Vergleich zum Anhalten auf sauberen, trockenen Schienen (d.h. bei guten Kontaktbedingungen)
- minimale Schäden an den Radsätzen infolge von Schlupf oder Gleiten der Räder
- minimale Schäden an den Schienen
- bei pneumatischen Bremssystemen eine minimale Erhöhung des Luftverbrauches im Vergleich zu einer Bremsung auf trockener Schiene ohne Gleitschutz-Aktivität

Das Gleitschutzsystem wird sehr gut von Prof. Dr. Ulrich Kleemann in seiner Vorlesung [33] erklärt, sodass hier seine Ausführungen wiedergegeben werden. In erster Linie sollen durch Gleitschutz Schäden am Rad und der Schiene verhindert werden, die durch Gleiten und zu hohem Schlupf entstehen können. Schlupf ist eine Größe, mit der das Verhältnis zwischen der

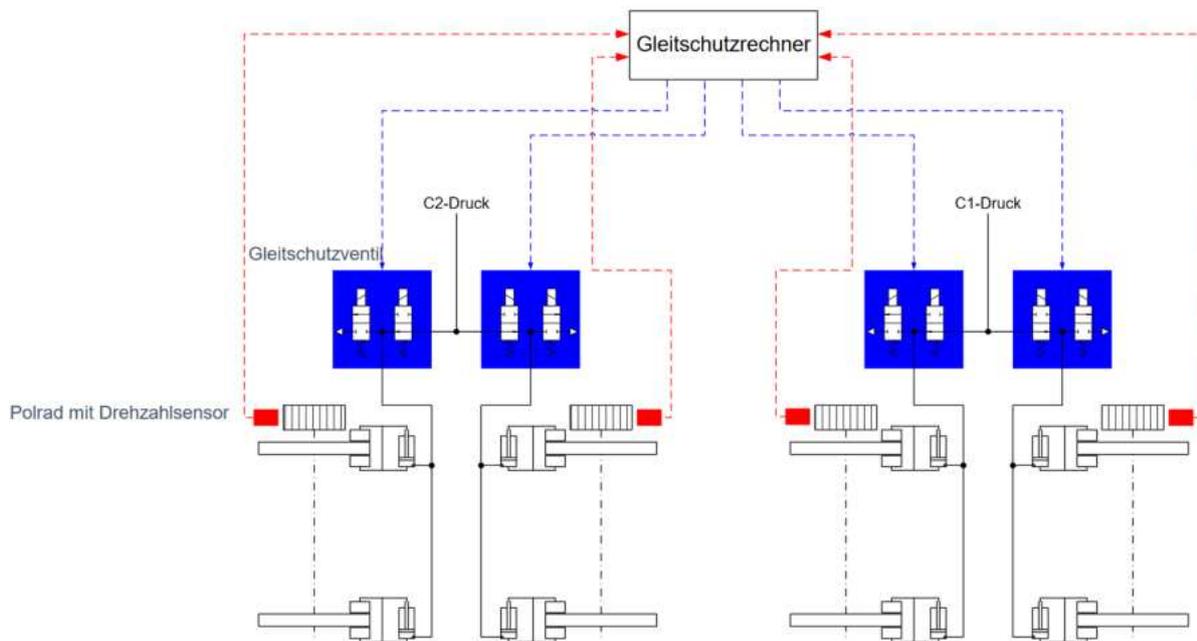


Abbildung 7.1: Aufbau eines elektronischen Gleitschutzes [33].

Geschwindigkeit des Radsatzes und des Wagens beschrieben wird. Wird der Schlupf sehr groß, liegt Gleiten vor. Somit ist es wichtig, den auftretenden Schlupf zu begrenzen. Dies erfolgt, indem eine Referenzgeschwindigkeit berechnet wird. In der Regel wird diese je Wagen vom Gleitschutzrechner berechnet. Wie in Abbildung 7.1 ersichtlich, handelt es sich um ein dezentrales System, sodass keine externe Information über die Fahrzeuggeschwindigkeit zur Verfügung steht. Bei gelöster Bremse liegt reines Rollen vor, sodass die Fahrzeuggeschwindigkeit der über die Polräder an den jeweiligen Achsen ermittelte Geschwindigkeit entspricht. Bei einer Bremsung muss diese auf anderem Weg bestimmt werden und kann z. B. über die Verzögerung der Radsätze bestimmt werden. Die Bestimmung der Referenzgeschwindigkeit aus der Verzögerung ist jedoch nicht besonders genau, sodass die Bremse immer wieder kurzzeitig an einem Radsatz gelöst wird, um diesen in reines Rollen zu versetzen und die Fahrgeschwindigkeit nun über das Polrad bestimmt werden kann. In der Regel wird der Radsatz verwendet, bei dem durch das Lösen die geringste Bremskraft eingebüßt wird. Aus der Referenzgeschwindigkeit und der Geschwindigkeit der einzelnen Achsen kann der Schlupf bestimmt werden. Wenn dieser zu groß wird, wird der entsprechende Bremszylinder über die in Abbildung 7.1 dargestellten Gleitschutzventile abgesperrt, um ein weiteres Ansteigen der Bremskraft zu verhindern. Sollte der Schlupf trotzdem weiter zunehmen, wird der entsprechende Bremszylinder stufenweise entlüftet, bis der Schlupf wieder in den zulässigen Grenzen liegt. Hierbei wird eine Regelstrategie verwendet, bei der ein höherer Anfangsschlupf zugelassen wird, um den Kraftschluss zu optimieren, wie auch von Spiess und Büche [53] in ihrem Vortrag auf der Grazer Tagung gezeigt haben. Auch sollten möglichst lange Phasen mit konstanter Bremskraft angestrebt werden, um den Luftverbrauch zu senken. Zum Schluss soll das Wirkprinzip anhand der Abhängigkeit zwischen Kraftschluss und Schlupf erklärt werden. In Abbildung 7.2 ist dieser Zusammenhang dargestellt. Wie Spiess und Büche [53, S. 3] anmerken, weist der Zusammenhang auch eine Abhängigkeit zur Fahrgeschwindigkeit auf, diese soll hier aber vernachlässigt werden. Angenommen, die Kontaktbedingungen sind

schlecht, sodass der Schlupf zunimmt und der Punkt A erreicht wird. Um eine weitere Zunahme des Schlupfes und den Übergang hinzu Gleiten zu verhindern, wird der Gleitschutz eine Druckabsenkung im Bremszylinder bewirken. So wandern wir auf der Kurve nach links und erreichen eine Situation wie in Punkt B. Somit war es möglich, durch eine Reduzierung der Bremskraft den Kraftschlusswert zu erhöhen und in dessen Folge den Bremsweg zu verringern. Dies erscheint im ersten Moment verwunderlich, da mit einer geringeren Bremskraft der Anhalteweg verringert wurde. Jedoch konnte der Gleitschutz die Kontaktbedingungen verbessern, sodass mehr Bremskraft ausgenutzt werden kann.

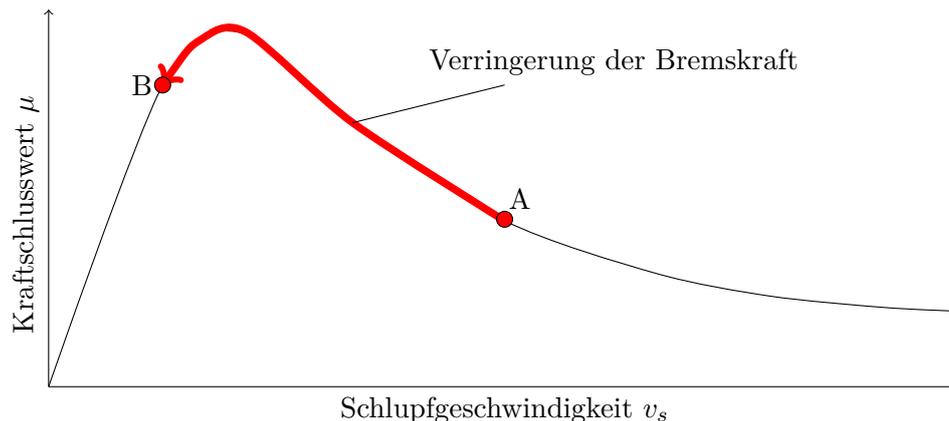


Abbildung 7.2: Wirkprinzip des Gleitschutzes [eigene Darstellung].

7.3 Aufgetretene Probleme und Lessons Learned

In diesem Kapitel sollen die Probleme beschrieben werden, welche im Rahmen des Projektes aufgetreten sind und die Lerneffekte dokumentiert werden. Gleitschutz wurde bisher kaum auf Güterwagen verbaut, sodass Probleme und eine Lernkurve im Vorhinein erwartet wurden.

7.3.1 Verblendungen

Die Führung der Kabel entlang des Untergestells erfolgt durch Befestigung der Kabel mittels Schellen am Untergestell. Während der Ausrüstung des Prototypen mit Gleitschutz ist aufgefallen, dass zur sicheren Führung der Kabel viele Schellen nötig sind und daher sehr viele Bohrungen am Untergestell nötig sind. Für die Serienausrüstung sollen daher Verblendungen konstruiert werden, hinter denen die Kabel entlang des Untergestells geführt werden sollen. Die Verblendung kann mit deutlich weniger Schrauben am Untergestell befestigt werden und gewährleistet eine sichere Führung der Kabel. Zusätzlich wären die Kabel hinter der Verblendung geschützt, sodass die Gefahr von Beschädigungen durch mechanische Einflüsse minimiert ist. In Abbildung 7.3 und Abbildung 7.4 sieht man die vielen Befestigungspunkte. In den Abbildungen sind auch mögliche Anordnungen von Verblendungen eingezeichnet. Die Darstellungen sollen als Beispiel dienen und die vielen Befestigungspunkte zeigen.



Abbildung 7.3: Führung der Kabel und Gleitschutzrechner im Untergestell mit Darstellung möglicher Verblendungen [eigene Darstellung].



Abbildung 7.4: Führung der Kabel und Akku-Pack im Untergestell mit Darstellung möglicher Verblendungen [eigene Darstellung].

7.3.2 Vorratsluftbehälter

Wenn der Gleitschutz aktiv ist, wird der Bremszylinder zusätzlich be- und entlüftet, um den Radsatz kurzzeitig freizugeben, um eine Blockierung zu verhindern. Dies erhöht den Luftverbrauch der Bremsanlage. In Vorbereitung der Zulassungsfahrten wurde das auf dem Wagen verbaute Luftvolumen in den Vorratsluftbehältern als kritisch eingestuft. Für den TSI-Konformitätsnachweis des Gleitschutzes muss folgende Bedingung erfüllt werden:

Die Druckluftanlage des Fahrzeugs ist so auszulegen, dass der Luftverbrauch der Gleitschutzeinrichtung die Leistung der Druckluftbremse nicht beeinträchtigt. [65, Abschnitt 4.2.4.3.4.]

Folglich muss die Unerschöpfbarkeit der Bremse gewährleistet sein. Dazu muss der Zug nach einer Vollbremsung bei gleichzeitig wirkendem Gleitschutz in der Lage sein, eine weitere Bremsung einzuleiten. Der Druck nach einer Vollbremsung muss 0,3 bar über dem maximalen Bremszylinderdruck von 3,8 bar liegen [14, Abschnitt 5.1.5]. Dazu muss der Druck in dem Vorratsluftbehälter ausreichend sein bzw. dieser ausreichend groß dimensioniert sein. Die Ergebnisse früherer

Bremsversuche mit dem Wagen deuten darauf hin, dass die am Wagen verbauten Vorratsluftbehälter nicht ausreichend groß sind, da die Anforderung bei den früheren Bremsversuchen nur knapp eingehalten wurde und davon auszugehen ist, dass die Bedingung nicht eingehalten wird, sollte der Gleitschutz zusätzlich aktiv sein. Daher wird der Wagen umgerüstet und die Vorratsluftbehälter mit den Volumen 75 L und 40 L werden durch Behälter mit den Volumen 125 L und 75 L ersetzt.

7.3.3 Polräder & Achslagergenerator im Kontext der Instandhaltung

Die Radsätze nehmen eine entscheidende Rolle in der Instandhaltung bzw. Instandsetzung ein. Zum einen handelt es sich um ein Verschleißteil, welches nach Erreichen seiner vorgesehenen Laufleistung gewechselt werden muss. Zum anderen mussten in der Vergangenheit die Radsätze aufgrund von Laufflächenfehlern relativ häufig gewechselt werden. Auch wenn durch den Einsatz des Gleitschutzes hier eine Besserung zu erwarten ist, so wurde der Radsatzwechsel mit verbauten Polrädern und Achslagergenerator als mögliches Problem identifiziert. In einem ersten Schritt wurde der Einbau eines Polrades und eines Achslagergenerators genauer untersucht. Abbildung 7.5 dokumentiert den Einbau eines Achslagergenerators, Abbildung 7.6 den Einbau eines Polrades. Dabei hat sich gezeigt, dass der Einbau recht komplex ist und geschultes Personal erfordert. Es wird als kritisch angesehen, dass diese Kompetenz in der Regel bei Werkstätten der Güterwageninstandhaltung nicht vorhanden ist. Um dieser Problematik entgegenzuwirken, soll ein Pool von Radsätzen angelegt werden, welche mit Polrad bzw. Polrad und Achslagergenerator fertig ausgerüstet sind, sodass in der Werkstatt der Radsatz wie üblich ausgewechselt werden kann und nur eine Steckverbindung angeschlossen werden muss. Dazu soll die Firma, welche im Auftrag der HUPAC die Revision der Radsätze durchführt, dazu befähigt werden, eine Revision an Radsätzen mit Komponenten des Gleitschutzes durchzuführen und im Rahmen dessen Polrad und Achslagergenerator ab- und wieder anzumontieren. Die vorbereiteten Radsätze werden dann an die Werkstätten verschickt, welche Radsatzwechsel an den mit Gleitschutz ausgerüsteten Wagen durchführen. Dies würde die HUPAC in die Lage versetzen, Radsatzwechsel an mit Gleitschutz ausgerüsteten Wagen frei im Netzwerk der Partnerwerkstätten durchzuführen und dabei gleichzeitig eine fachkundige Montage der Polräder und Achslagergeneratoren zu gewährleisten.



Abbildung 7.5: Dokumentation des Einbaus des Achslagergenerators [eigene Darstellung].



Abbildung 7.6: Dokumentation des Einbaus der Polräder [eigene Darstellung].

7.3.4 Position Akkupack

Der Akkupack ist relativ groß, sodass es nicht einfach war, eine geeignete Position am Wagen zu finden. Bei der Ausrüstung des Prototypen wurde der Akkupack kopfüber unter dem Wagenkasten montiert. Im Nachhinein hat sich bei der Erstellung der Dokumentation herausgestellt, dass eine Montage kopfüber nicht zulässig ist. Es ist daher nötig, den Akkupack an eine Stelle zu verschieben, an der er nicht kopfüber montiert ist und die technischen Zeichnungen entsprechend anzupassen.

7.4 Beschreibung des finalen Prototypen

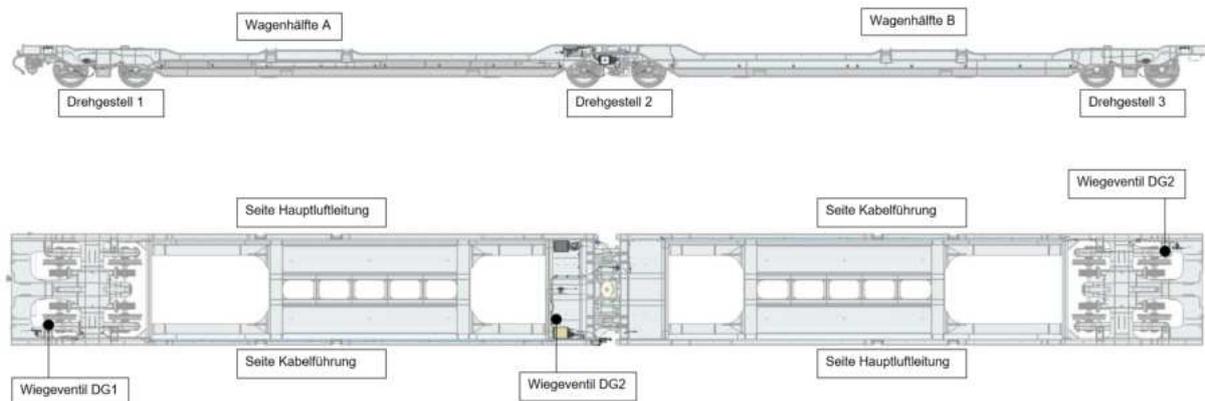


Abbildung 7.7: Anordnung der Komponenten am Wagen [47].

Im Folgenden soll das finale Systemdesign vorgestellt werden. Der Prototyp wurde mit dem Gleitschutzsystem SWKP AS 20 C der Firma KES Keschwari Electronic Systems GmbH & Co. KG ausgerüstet. Dabei handelt es sich gemäß Internetauftritt [20] des Herstellers um eine Kompaktversion, die speziell für den Einbau bei begrenzten Platzverhältnissen entwickelt wurde. Das Gehäuse soll eine große Stabilität gegenüber Stößen und Vibrationen bieten. Das System besteht aus folgenden Komponenten:

- Gleitschutzelektronik AS 20 C

- Impulsgeber
- Gleitschutzventil
- Druckschalter
- Polrad
- Systemzubehör

In der Darstellung im Anhang A ist das Konzeptschaltbild dargestellt. Aus diesem können die wesentlichen Komponenten des Systems und dessen Aufbau entnommen werden. Jedes der drei Drehgestelle ist in ähnlicher Weise ausgerüstet. Je Drehgestell wird an beiden Achsen mittels Polrad (2.1 - 2.4) die jeweilige Achsgeschwindigkeit ermittelt. Zusätzlich befindet sich an jedem Drehgestell ein Gleitschutzventil (3), welches zwischen Steuerventil und den vier Bremszylindern des Drehgestells geschaltet ist. Diesen hat die Aufgabe, sich zu öffnen und somit die Bremszylinder zu entlüften, sollte durch das System Gleiten an einem der beiden Radsätze bemerkt werden. Sowohl die Polräder als auch das Gleitschutzventil sind über einen Klemmkasten mit den Gleitschutzrechnern (1) verbunden. Da ein Rechner bis zu vier Achsen steuern kann, wurden zwei Gleitschutzrechner in einem Modul verbaut. Neben den einzelnen Komponenten am Drehgestell sind an dem Gleitschutzrechner das GPS/GSM-Modul (7) und ein Akkupack mit Laderegler (9) angeschlossen. Dieser wird von einem Achslagergenerator (8) an der 3. Achse gespeist und speichert die Energie, sodass das System kontinuierlich mit Strom versorgt wird. Der Akkupack mit Laderegler hat die Aufgabe, eine Verbindung zwischen der nicht kontinuierlichen Stromerzeugung, welche durch die Rollgeschwindigkeit des 3. Rades bestimmt wird und dem System, welches eine Stromversorgung mit gleichmäßiger Spannung benötigt, herzustellen. Der Abbildung 7.7 kann eine Darstellung des Wagens entnommen werden. Der Abbildung kann zusätzlich die Führung der Hauptluftleitung und der Kabel entlang des Wagens entnommen werden. Für die Ausrüstung des Wagens mit Gleitschutz wurde die Führung der Hauptluftleitung nicht verändert. Die Führung der Kabel entlang des Wagens wurde aus Platzgründen auf die gegenüberliegende Seite gelegt, sodass Kabel und Hauptluftleitung jeweils an getrennten Wagenseiten entlang des Wagens geführt werden. Im Folgenden soll die Anordnung der Komponenten an jedem Drehgestell gezeigt werden. Dazu sollen Ausschnitte der technischen Zeichnungen zusammen mit Bildern des Einbaus am Wagen gezeigt werden. Dabei werden die einzelnen Komponenten jeweils mit einem farbigen Rahmen markiert, sodass eine Zuordnung zwischen technischer Zeichnung und Foto erleichtert wird. Dabei werden folgende Farben zur Kennzeichnung der einzelnen Komponenten verwendet:

- Gleitschutzventil: **rot**
- Klemmkasten: **grün**
- Gleitschutzrechner: **gelb**
- Laderegler mit Akkupack: **hellblau**
- GPS/GSM-Modul: **dunkelblau**

Die genaue Anordnung der Komponenten soll nicht im Detail beschrieben werden. Sie kann den dem Abschnitt 7.4.1 , Abschnitt 7.4.2 und Abschnitt 7.4.3 entnommen werden. Die Abschnitte verdeutlichen sehr gut, wie der verfügbare Bauraum ausgenutzt werden konnte. Letztendlich war es möglich, ein vollständig dezentrales System zu entwickeln, welches völlig autark funktioniert. Das Gleitschutzsystem auf dem Wagen funktioniert somit unabhängig von externen Schnittstellen und Abhängigkeiten. Betrieblich verhält sich der Wagen in er selben Weise wie

ein unausgerüsteter Wagen, sodass keine besondere Behandlung nötig ist und er frei in der Flotte eingesetzt werden kann. Der Wagen ist jedoch über GSM mit den Systemen des Herstellers des Gleitschutzsystems verbunden. Dies ermöglicht, vom Wagen Diagnosedaten zu erhalten und eine Wartung des Systems aus der Ferne durchzuführen. Die übermittelten Daten können extrahiert werden und stehen für eine Auswertung zur Verfügung. Folgende Daten werden kontinuierlich alle 2 min vom Wagen gesendet:

- Geschwindigkeit aus dem GPS-Signal
- GPS-Position
- Batteriespannung
- Fehlercodes des Gleitschutzrechners

Zusätzlich werden folgende Daten übertragen, wenn Gleiten festgestellt wurde und das Gleitschutzsystem auf dem Wagen aktiv ist (Auflösung 5 Hz):

- über Polräder ermittelte Achsgeschwindigkeit (1. - 6. Achse)
- vom Gleitschutzrechner ermittelte Referenz Fahrgeschwindigkeit
- Stellung der Gleitschutzventile

7.4.1 Anordnung Komponenten am ersten Drehgestell

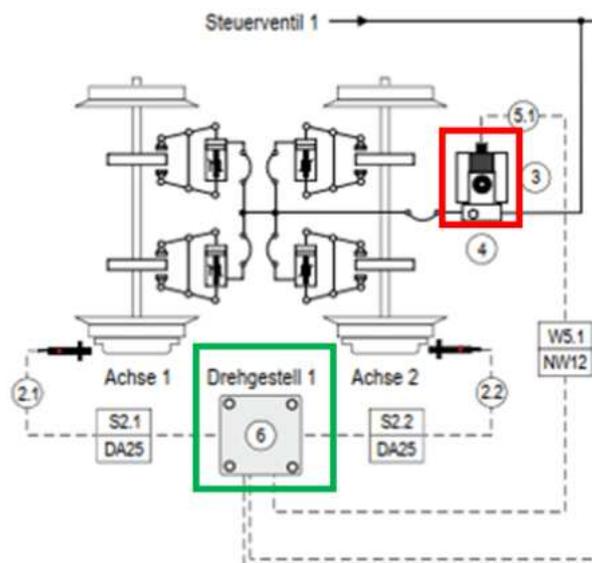


Abbildung 7.8: Anordnung der Komponenten am ersten Drehgestell gemäß technischer Zeichnung [47].

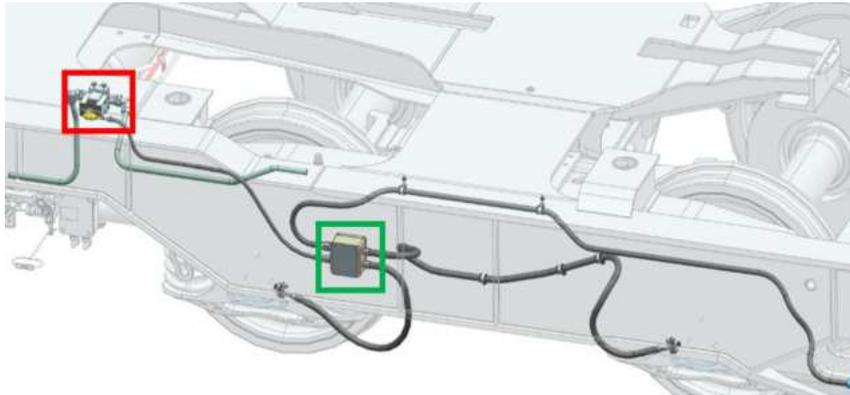


Abbildung 7.9: Anordnung der Komponenten am ersten Drehgestell gemäß Montageanleitung [47].



Abbildung 7.10: Anordnung der Kabel und des Klemmkastens am ersten Drehgestell nach Einbau [eigene Darstellung].



Abbildung 7.11: Anordnung des Gleitschutzventils am ersten Drehgestell nach Einbau [eigene Darstellung].



Abbildung 7.14: Anordnung des Klemmkastens und des GPS/GMS-Moduls am zweiten Drehgestell nach Einbau [eigene Darstellung].

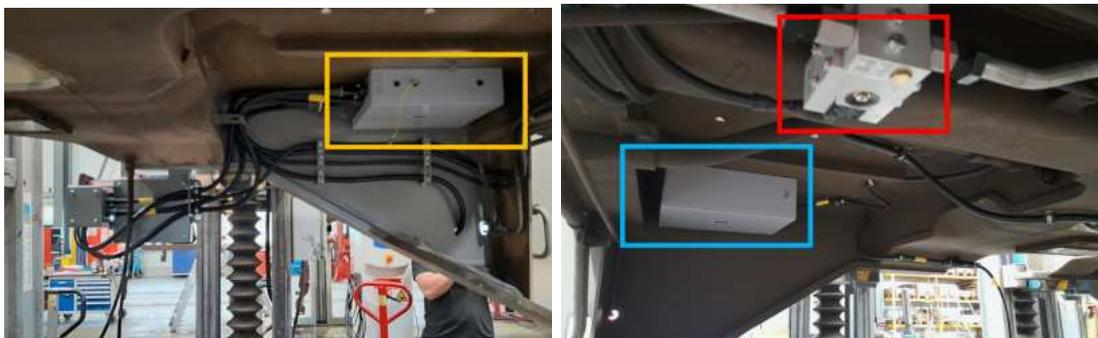


Abbildung 7.15: Anordnung des Gleitschutzrechners, des Akkupacks mit Laderegler und des Gleitschutzventils am zweiten Drehgestell nach Einbau [eigene Darstellung].

7.4.3 Anordnung Komponenten am dritten Drehgestell

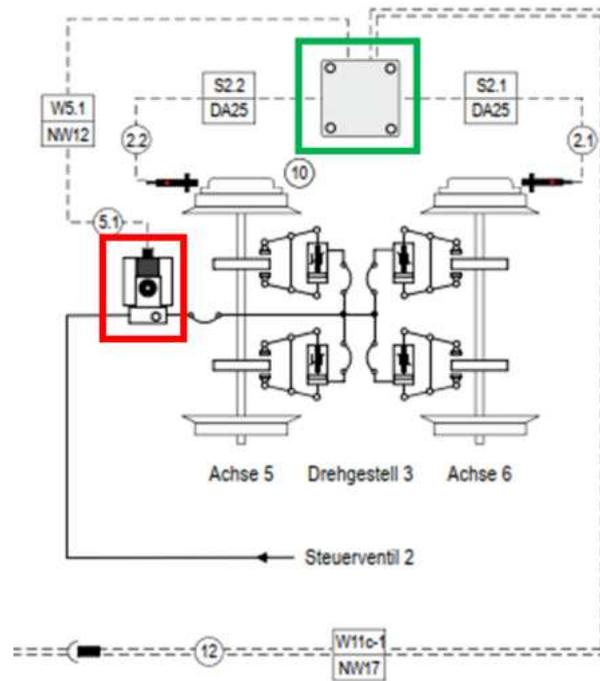


Abbildung 7.16: Anordnung der Komponenten am dritten Drehgestell gemäß technischer Zeichnung [47].

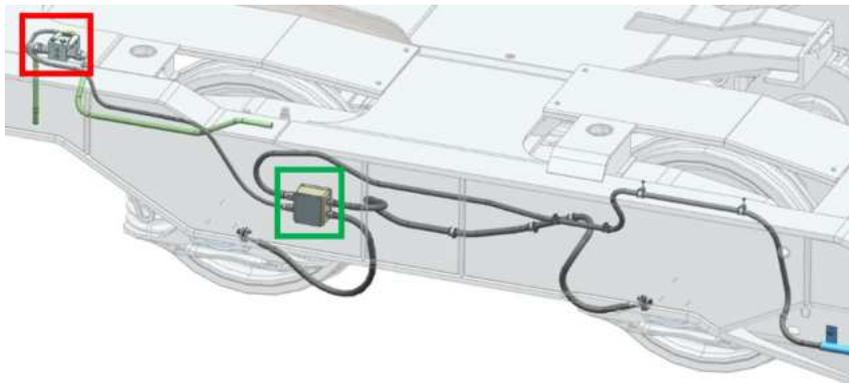


Abbildung 7.17: Anordnung der Komponenten am dritten Drehgestell gemäß Montageanleitung [47].



Abbildung 7.18: Anordnung des Klemmkastens und des GPS/GMS-Moduls am dritten Drehgestell nach Einbau [eigene Darstellung].

7.5 Diskussion inwieweit das System den Anforderungen entspricht

Es wurden fünf Anforderungen an das System gestellt. Hier soll diskutiert werden, inwieweit das definierte Systemdesign diesen Anforderungen entspricht. Der Forderung nach einem dezentralen und autarken System konnte entsprochen werden. Das System an einem Wagen stellt ein unabhängiges System da, welches auch über eine eigenständige Versorgung mit Strom über einen Achslagergenerator verfügt. Zum einwandfreien Funktionieren des Systems ist keine Verbindung zu anderen Wagen, der Lok oder externen Systemen nötig. Die Schnittstelle zu den Systemen des Herstellers wird nur für Wartungs- und Auswertungszwecken benötigt. Bezüglich der Witterungsbeständigkeit kann dem Handbuch des Systems [19] entnommen werden, dass das System für eine Umgebungstemperatur von -40°C bis 80°C ausgelegt ist. Dies wird als ausreichend bewertet, um den klimatischen Bedingungen in Kontinentaleuropa zu entsprechen. Gemäß Handbuch hat das System Typentests nach EN 50155 mit Vibrationstest, Temperaturtest im Klimaschrank und Isolationstest bestanden, sodass davon auszugehen ist, dass unempfindlich gegenüber Feuchtigkeit ist. Das in Abschnitt 7.4 vorgestellte Systemdesign wurde unter der Berücksichtigung der regelmäßigen Be- und Entladung entwickelt. Die auftretenden Erschütterungen stellen kein Problem da, da das System entsprechend der Norm EN 50155 getestet wurde. Dem Systemhandbuch [19] entsprechend ist das System wartungsfrei. Auf der CPU-Karte befindet sich eine Batterie mit einer Lebensdauer von 8 Jahre. Auch wenn die Batterie nicht für das Funktionieren des Systems nötig ist, empfiehlt sich, diese im Rahmen der Hauptuntersuchung durchzuführen. Dem Handbuch kann zusätzlich entnommen werden, dass alle 6 Jahre eine Wartung an dem Gleitschutzventil nötig ist. Auch hier empfiehlt es sich, diese im Rahmen der Hauptuntersuchung durchzuführen. Als kritisch wird die Lebensdauer der Stromversorgung angesehen. Für den Akkupack wird vom Hersteller eine Lebensdauer von 2 Jahre angegeben. Dies bedeutet zusätzliche Arbeiten am Wagen, die zusätzlichen betrieblichen Aufwand erfordern und die Verfügbarkeit der Flotte herabsetzen. Es handelt sich hierbei aber um eine Einschränkung, mit der man umgehen kann. Auch wenn empfohlen wird, nach alternativen Lösungen zu suchen. Das richtige Funktionieren des Systems wird durch einen Code am Gleitschutzrechner und in der Cloud des Herstellers angezeigt. Es müssen daher betriebliche Maßnahmen eingeführt werden, sodass bei einem Systemfehler gehandelt werden kann. Vom Hersteller wurde zugesichert, dass bei einem Defekt des Gleitschutzes der Wagen normal bremsen kann und sich wie ein Wagen

ohne Gleitschutz verhält. Dies ermöglicht, dass bei der Behandlung der Wagen keine speziellen Maßnahmen ergriffen werden müssen, um die Sicherheit zu gewährleisten. Abschließend wurde untersucht, wie sich der Wagen im kleinsten zugelassenen Bogen verhält. Dieser beträgt 75 m und wurde durch seitliche Auslenkung eines Drehgestelles mittels einer Schiebebühne nachgebildet. Die Untersuchung hat gezeigt, dass es zu keiner Berührung zwischen dem Drehgestell und dem Untergestell kommt und die verbauten Kabel lang genug sind, um die geforderte Bewegungsfreiheit zu ermöglichen. Abbildung 7.19 zeigt die Versuchsdurchführung. Über das einwandfreie Funktionieren des Systems sowohl für den beladenen als auch den leeren Wagen kann noch keine Aussage getroffen werden, da die nötigen Abhängeversuche noch ausstehen. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass das System den Anforderungen entspricht, auch wenn die Lebensdauer der Stromversorgung und der Umgang mit Fehlermeldungen im Betrieb als offene Punkte bleiben

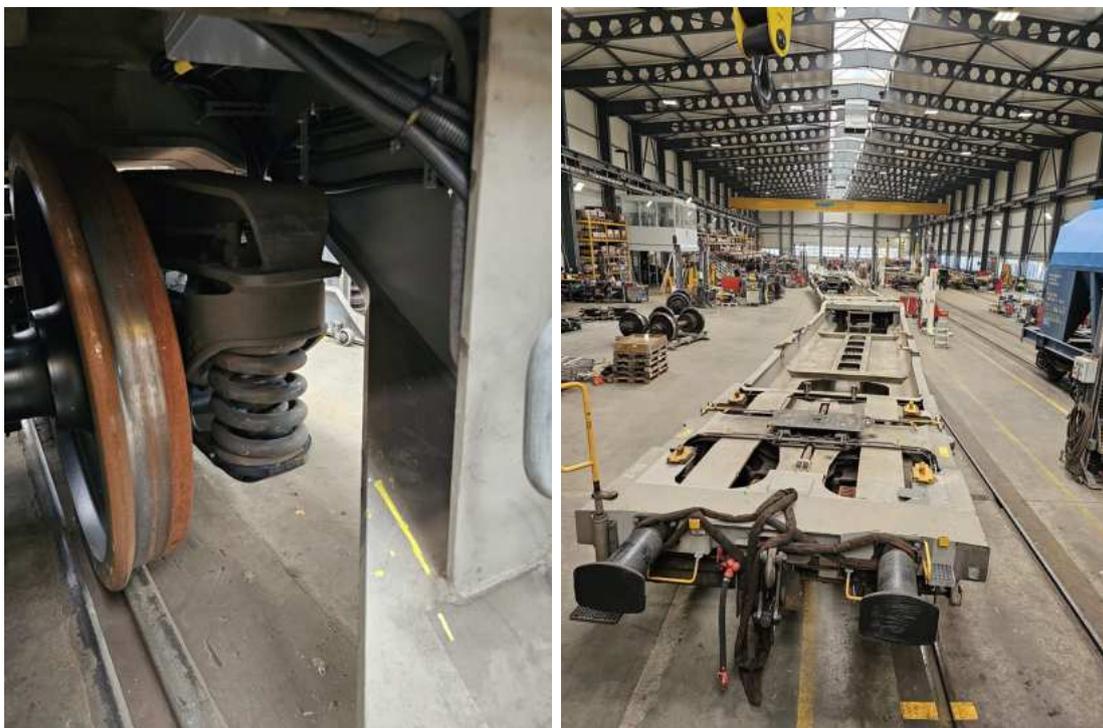


Abbildung 7.19: Untersuchung zum Freiraum im Bogen [eigene Darstellung].

8 Zusammenfassung und Ausblick

Hier sollen die wichtigen Erkenntnisse zusammengetragen und im Anschluss diskutiert werden. Auch findet eine Einordnung statt und zukünftige Schritte werden abgeleitet. Abschließend werden noch offene Punkte diskutiert und an die Erkenntnisse anschließende Untersuchungen vorgeschlagen.

8.1 Zusammenfassung der Erkenntnisse

Die Ursache der Ausbröckelungen auf der Lauffläche der Radsätze scheibengebremster Güterwagen konnte sehr gut eingegrenzt werden. Durch die Auswertung der Instandhaltungsdaten konnten die Radsatzschäden quantifiziert werden. So konnte bestätigt werden, dass Ausbröckelungen auf der Lauffläche mit Abstand der häufigste Grund für einen Radsatzwechsel darstellen. Rund 40% der Radsatzwechsel lassen sich auf Ausbröckelungen zurückführen. Dies hat Auswirkungen auf die mittlere Laufleistung der Radsätze zwischen Einbau und Ausbau im Drehgestell. Durch die häufigen Schäden liegt die mittlere Laufleistung der Radsätze deutlich unter dem erwarteten Wert. Es erfolgte auch ein Vergleich der Laufleistung der Radsätze zwischen einer Serie mit Y25-Drehgestellen und einer mit DRRS-Drehgestellen. Hierbei zeigten die Radsätze, welche in der Serie mit DRRS-Drehgestellen im Einsatz waren, eine leicht bessere Laufleistung. Dies wird auf die bessere radiale Einstellbarkeit der DRRS-Drehgestelle im Vergleich zu denen der Bauart Y25 zurückgeführt. Jedoch weisen die Radsätze beider Serien eine mittlere Laufleistung auf, die sogar geringer ist als die der klotzgebremsten Serien. Somit zeigt sich eindeutig, dass kein wirtschaftlicher Einsatz von scheibengebremsten Wagen unter den gegebenen Randbedingungen aktuell im SGV möglich ist. Zur weiteren Eingrenzung der Ursache der Ausbröckelungen wurden die Zeitpunkte der Radsatzwechsel im kalendarischen Jahr und einige Schadensbilder ausgewertet. Beides deutet darauf hin, dass ungünstige Kontaktbedingungen beim Bremsen als Ursache der Ausbröckelungen angesehen werden können. So häufen sich die Radsatzwechsel nach den Monaten, in denen mit schlechten Witterungsverhältnissen zu rechnen ist. Die Auswertung von Schadensbildern deutet eindeutig auf eine lokale Gefügeumwandlung hin. So wird vermutet, dass bei einer Bremsung unter ungünstigen Kontaktbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt kurzzeitiges Gleiten eintritt. Dies erzeugt einen starken Wärmeeintrag im Kontaktbereich auf der Radlauffläche und durch eine folgende rasche Abkühlung wandeln sich diese Bereiche in Martensit um. Durch den relativ kurzen Zeitbereich, in dem Gleiten vorlag, kam es nicht zu Materialabtrag, sodass keine hörbare Flachstelle vorliegt. Die Ausbröckelung entsteht mit der Zeit, da das harte Martensit in weicherem Material gelagert ist und bei jedem Überrollen es starken Beanspruchungen an den Gefügegrenzen kommt. In dessen Folge bröckeln die Stellen mit Martensit allmählich aus, bis sichtbare Ausbröckelungen sichtbar werden. Untersuchungen haben gezeigt, dass kurzzeitiges Blockieren auch im Bereich der Wagenmaximalgeschwindigkeit auftreten kann. Einige Schadensmuster ließen sich einer Slip-Stick-Bewegung zuordnen. Die Gleiteffekte treten

logischerweise auch an Radsätzen klotzgebremster Wagen auf. Bisher sind aber keine Fälle mit vermehrten Ausbröckelungen an klotzgebremsten Wagen bekannt. Es wird vermutet, dass die direkt auf der Lauffläche wirkende Klotzbremse die Gefügeumwandlung ausgleichen kann bzw. der Materialabtrag so groß ist, sodass diese dem Ausbröckelvorgang zuvorkommt und in dessen Folge nur Flachstellen mit einer akustischen Wahrnehmbarkeit ein Problem darstellen.

Auch wurde vermutet, dass RCF als Ursache der Ausbröckelungen in Betracht kommt. So wurde vermutet, dass durch die größeren Toleranzabweichungen in der Güterwagenfertigung die Radsätze im Drehgestell nicht parallel angeordnet sind und die entstehenden Schlupfkräfte Schäden in Form von RCF erzeugen. Um dieses Phänomen genauer zu untersuchen, erfolgen fahrdynamische Simulationsrechnungen mit dem Programm für MKS SIMPACK. Dazu wurde ein MKS-Modell des Wagens T3000eD in SIMPACK aufgebaut und diverse Szenarien simuliert. Die zur Abschätzung zur Entstehung von RCF entwickelte Methode wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes des Rail Safety and Standards Board entwickelt und überträgt das von Burstow für Schienen entwickelte Modell auf Radlaufflächen. Zu Beginn wurde der Einfluss des Reibwertes untersucht. Zum einen zeigte sich, dass mit zunehmender Toleranzabweichung die Wear Number im Rad-Schiene-Kontakt zunimmt, zum anderen bewirkt ein höherer Reibwert auch eine höhere Wear Number. Jedoch bewegten sich die Werte der Wear Number in einem unkritischen Bereich. Die Ereignisse zeigen, dass der Reibwert einen Einfluss hat und nicht zu vernachlässigen ist, aber keine dominierende Rolle einnimmt. Anders sieht es hingegen für die Beladung aus. Diese hat einen deutlich größeren Einfluss auf die Schädigung der Radlauffläche durch RCF. Die Wear Number steigt mit der Beladung stark an, sodass nun auch kritische Werte der Wear Number erreicht werden. So zeigt sich auch hier wie bei den Untersuchungen zum Reibwert, dass nicht nur allein die Höhe der Wear Number ausschlaggebend ist. Vielmehr muss die genaue Kontaktsituation im Rad-Schiene-Kontakt ausgewertet werden. Vor allem die Richtung des Längsschlupfes und ob sich die Wear Number auf einen Einpunkt- oder Zweipunktkontakt verteilt, ist hierbei entscheidend. Auch für hohe Werte der Wear Number kann keine Anfälligkeit gegenüber RCF vorliegen oder trotz steigender Wear Number RCF zurückgehen. Für die weiteren Untersuchungen wurden Betriebsdaten der HUPAC ausgewertet und eine mittlere Beladung der Wagen im Betrieb ermittelt. Die weiteren Untersuchungen erfolgten mit dieser mittleren Beladung. Im Anschluss erfolgen Untersuchungen zum Einfluss von Toleranzabweichungen an einer Achse auf die anderen Achsen des Wagens. Es konnte gezeigt werden, dass Toleranzabweichungen keinen Einfluss auf andere Drehgestelle eines Wagens haben. Auch konnte gezeigt werden, dass es für die Größe der Wear Number unerheblich ist, an welcher Seite des Radsatzes die Toleranzabweichungen vorliegt. Es stellt sich ein symmetrischer Zustand ein. Es zeigte sich zusätzlich, dass unabhängig davon, ob am führenden oder nachlaufenden Radsatz die Toleranzabweichung vorliegt, sich eine ähnliche Stellung des Drehgestellrahmens und der Radsätze einstellt. So verbleibt der nachlaufende Radsatz nahezu in seiner ursprünglichen Position und der führende Radsatz erfährt eine laterale Verschiebung und eine Schrägstellung bezogen auf die Gleismitte. Dies bewirkt, dass in einem Drehgestell immer der führende Radsatz großen Schlupfkräften unterliegt und somit anfällig gegenüber RCF ist. Man beachte aber, dass sich bei Wagen in der Regel die Fahrtrichtung in gleichen Teilen auf beide Richtungen aufteilt, sodass RCF an beiden Radsätzen zu erwarten ist. Bei der sich anschließenden Untersuchung wurde gleichzeitig eine Toleranzabweichung im führenden und nachlaufenden Radsatz nachgebildet und variiert. Auch konnte gezeigt werden, dass nicht die Größe der jeweiligen Toleranzabweichung entscheidend ist, sondern die Stellung der Achsen zueinander. Je weiter diese von einer parallelen Anordnung entfernt sind, desto größer die auftretende Wear Number. Bei allen bisherigen Untersuchungen waren Toleranzabweichungen bis 2 mm unkritisch bezüglich der Entstehung von RCF. Da mit Toleranzabweichungen bis 1,9 mm zu rechnen ist, wird davon ausgegangen, dass

Toleranzabweichungen kein treibender Faktor zur Entstehung von RCF sind. Die bisherige in der Literatur vertretene Meinung sah vor allem das Befahren von Bögen als Ursache von RCF an. Um diesen Faktor näher zu untersuchen, erfolgte die Simulation von Fahrten im quasistatischen Bogen. Es konnte gezeigt werden, dass deutlich höhere Werte der Wear Number erreicht wurden und somit bestätigt werden, dass Bogenfahrten die maßgebliche Quelle für die Entstehung von RCF darstellen. Auch hier zeigte sich, dass die Stellung des Drehgestelles im Bogen und damit das Vorliegen eines Ein- oder Zweipunktkontakt einen Einfluss auf das Auftreten von RCF hat.

8.2 Aus den Erkenntnissen abgeleiteter Prototyp eines Taschenwagens mit Gleitschutz

Die bisher gewonnen Erkenntnisse legen nahe, die Ausrüstung der scheibengebremsten Wagen T3000eD mit Gleitschutz voranzubringen. So wurde anhand eines Prototypen untersucht, inwieweit dieser mit Gleitschutz ausgerüstet werden kann und die entwickelte Lösung den Anforderungen im SGV gerecht wird. So wurden zu Beginn die Anforderungen formuliert, welche sich an ein solches System aus Sicht des SGV ergeben. Ausgehend davon wurde eine Lösung konstruiert, welche an einem Wagen des Typs T3000eD verbaut wurde. Bei der Ausrüstung dieses Prototyps konnten wichtige Erkenntnisse gewonnen werden, sodass die entwickelte Lösung angepasst wurde. So sollen Verblindungen an der Unterseite des Wagenkastens die verlegten Kabel besser schützen, das Volumen der Vorratsluftbehälter vergrößert und es soll ein Pool an Radsätzen angelegt werden, die mit Polrad bzw. Polrad und Achslagergehäuse vorgerüstet sind. Die finale Lösung wird ausführlich beschrieben. Abschließend erfolgt eine Überprüfung, inwiefern den eingangs formulierten Anforderungen entsprochen wird. Die gefundene Lösung entspricht den formulierten Anforderungen. Allein die Lebensdauer der Stromversorgung von 2 Jahren wird als kritisch angesehen, weil dies außerplanmäßige Werkstattaufenthalte bedingen würde. Zwar ließe sich damit leben, es wird aber empfohlen, nach alternativen Lösungen zu suchen. Die finale Lösung wird aber als geeignet angesehen.

8.3 Handlungsempfehlungen

Um einen wirtschaftlichen Einsatz scheibengebremster Wagen im SGV zu ermöglichen, muss die mittlere Laufleistung der Radsätze zwischen Einbau und schadhaftem Ausbau deutlich erhöht werden. In erster Linie sollte das Auftreten von Ausbröckelungen auf der Radlauflächen reduziert werden, da es sich hierbei um das dominierende Schadensbild handelt. Alle gemachten Untersuchungen unterstützen die These, dass durch den Einsatz von Gleitschutz diese zurückgehen werden. Auch wird die Empfehlung ausgesprochen, Scheibenbremsen auch im SGV nur zusammen mit Gleitschutz einzusetzen. Es wird daher empfohlen, die Ausrüstung der scheibengebremsten Wagen in der Flotte der HUPAC mit Gleitschutz voranzutreiben. Der nächste Schritt wäre, die Zulassung des Prototypen voranzubringen. Dabei wird sich zeigen, ob die gefundene Lösung zulassungsfähig ist oder weiter Anpassungen nötig sind. Auch sollte auf eine gute Einstellung des Gleitschutzes geachtet werden. Durch einen optimal eingestellten Gleitschutz sowohl für den leeren, als auch den teilbeladenen Wagen ist es möglich, den Kraftschluss vollständig auszunutzen und gleichzeitig die Bildung von Martensit-Inseln zu verhindern.

8.4 Offene Punkte und weitere Untersuchungen

Auch wenn ein umfassendes Bild der Problematik gezeigt werden konnte und die Ursache der Ausbröckelungen identifiziert werden konnte, so bleiben einige offene Punkte. So sind die genau-

en Randbedingungen, die zum Aufschmelzen der Radlauffläche und zur Bildung von Martensit führen, immer noch nicht abschließend geklärt. Um die genauen Vorgänge besser verstehen zu können, sollte eine Messkampagne an einem Wagen ohne Gleitschutz durchgeführt werden, in der Hoffnung, ein Ereignis identifizieren zu können, welches zu einer Gefügewandlung geführt hat und dieses genauer zu untersuchen. So ließe sich auch die These bestätigen oder widerlegen, dass einige der Ausbröckelungen auf Slip-Stick-Bewegungen bei Wagenmaximalgeschwindigkeit entstanden sind. Ggf. ließen sich diesbezüglich Erkenntnisse durch Auswertung der Daten des Gleitschutzes generieren. Es wäre von großem Interesse herauszufinden, bei welcher Geschwindigkeit, welcher Blockierdauer und welchen Kontaktbedingungen welches Schadensbild vorliegt. Solche Untersuchungen könnten durch fahrdynamische Simulationen unterstützt werden. Zwar konnte gezeigt werden, dass RCF aktuell als Schadensbild nicht dominiert, jedoch deuten die Untersuchungen darauf hin, dass mit Erhöhung der mittleren Laufleistung der Radsätze diese eine Laufleistung erreichen, bei der RCF auftreten kann. Vereinzelt wurde an Radsätzen mit einer Laufleistung von 289.478 km RCF identifiziert. Es wird daher angeraten, die Untersuchungen bzgl. RCF auszuweiten. Dazu sollten die fahrdynamischen Simulationsrechnungen erweitert werden, sodass nicht mehr quasistatische Zustände betrachtet werden, sondern die von den Wagen durchfahrene Infrastruktur berücksichtigt wird. Dabei sollte zudem untersucht werden, wie es sich verhält, wenn sich Beanspruchungen durch Kurvenfahrten und durch Fertigungstoleranzen überlagern. Auch sollte eine Kalibrierung des Modells mit Betriebsdaten erfolgen, um die Verlässlichkeit des Modells zu erhöhen. Die getroffenen Aussagen zu den Fertigungstoleranzen basieren auf vereinfachte Annahmen. So sollten die Stellung der Radsätze eines Drehgestells zueinander in verschiedenen Wagen der HUPAC vermessen werden und statistisch aufgearbeitet werden. Dies würde eine genauere Aussage erlauben, mit welchen Fertigungstoleranzen üblicherweise zu rechnen ist.

Mit der vorliegenden Arbeit wurde eine Grundlage gelegt, auf die aufgebaut werden kann, um die Probleme, die aktuell noch bestehen, zu überwinden und der Scheibenbremse auch im SGV zu einer großen Verbreitung zu verhelfen. Dadurch ergebe sich die Möglichkeit, die Betriebskosten im SGV zu senken und gleichzeitig innovativen Drehgestellen zu einer größeren Verbreitung im Markt zu verhelfen, welche in der Regel weniger Lärm emittieren und zu einer Entlastung der von Schienenlärm betroffenen Personen führt.

Literatur

- [1] Adam Bevan u. a. „Development and validation of a wheel wear and rolling contact fatigue damage model“. In: *Wear* 307.1 (2013), S. 100–111. ISSN: 0043-1648. DOI: [10.1016/j.wear.2013.08.004](https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.08.004). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164813004572> (besucht am 06.03.2023).
- [2] Anders Ekberg und Peter Sotkovszki. „Anisotropy and rolling contact fatigue of railway wheels“. In: *International Journal of Fatigue* 23.1 (2001), S. 29–43. ISSN: 0142-1123. DOI: [10.1016/S0142-1123\(00\)00070-0](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(00)00070-0). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112300000700> (besucht am 13.04.2023).
- [3] Peter Berger und Frank Minde. *Die Besonderheiten der Kraftschlussausnutzung zwischen Rad und Schiene beim Bremsen*. Graz, 9. Apr. 2013. URL: https://www.schieneinfahrzueugtagung.at/download/PDF2013/24_Minde-Berger.pdf (besucht am 24.07.2023).
- [4] Yann Bezin und Björn A. Pålsson. „Multibody simulation benchmark for dynamic vehicle-track interaction in switches and crossings: modelling description and simulation tasks“. In: *Vehicle System Dynamics* 61.3 (Juli 2021), S. 644–659. ISSN: 1744-5159. DOI: [10.1080/00423114.2021.1942079](https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1942079).
- [5] Paolo Bonanno. *Controllo MT - sale R60 - Fischgrätenmuster - carro 33 85 4956 772-9*. Techn. Ber. PBOO-CUYLEJ. Chiasso: HUPAC Intermodal SA, Aug. 2023.
- [6] Mark Burstow. *Whole life rail model application and development for RSSB (T115) - continued development of an RCF damage parameter*. Forschungsber. AEATR-ES-2004-880. AEA Technology Rail, 1. Sep. 2004. URL: <https://www.rssb.co.uk/en/research-catalogue/CatalogueItem/t115> (besucht am 30.11.2023).
- [7] Uwe Clausen und Axel Vastag. *Handbuch der Verkehrs- und Transportlogistik (VDI-Buch)*. Heidelberg: Springer, 2008, S. 450. ISBN: 9783540342984.
- [8] D. Derržič. *Technische Zeichnung - Axle Bearing Box BA386*. Kovis. Version D. 31. Jan. 2017.
- [9] R. Deuce. *Wheel tread damage-an elementary guide*. Techn. Ber. Bombardier Inc, 2007.
- [10] Roger Deuce, Anders Ekberg und Elena Kabo. „Mechanical deterioration of wheels and rails under winter conditions – mechanisms and consequences“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 233.6 (Okt. 2018), S. 640–648. ISSN: 2041-3017. DOI: [10.1177/0954409718802437](https://doi.org/10.1177/0954409718802437).
- [11] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN 13775-4 Bahnanwendungen - Vermessung von Güterwagen beim Neubau und bei Umbauten: Deutsche Fassung*. Beuth Verlag GmbH. Berlin, 2004.

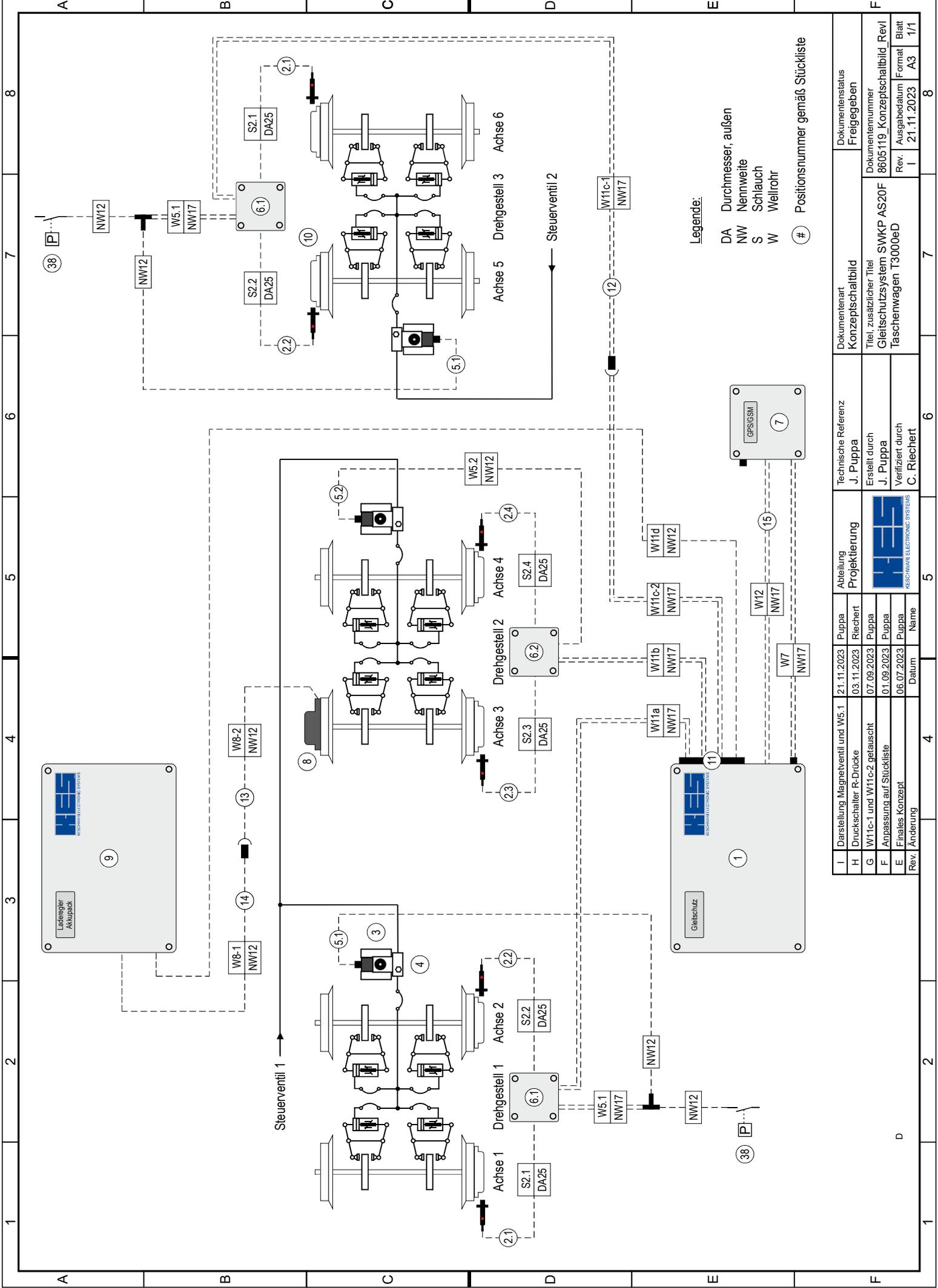
-
- [12] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN 14363 Bahnanwendungen – Versuche und Simulationen für die Zulassung der fahrtechnischen Eigenschaften von Eisenbahnfahrzeugen – Fahrverhalten und stationäre Versuche: Deutsche Fassung*. Beuth Verlag GmbH. Berlin, 2019.
- [13] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN 15313 Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Radsatzinstandhaltung: Deutsche Fassung*. Beuth Verlag GmbH. Berlin, 2016.
- [14] Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN 15595 Bahnanwendungen – Bremse – Gleitschutz: Deutsche Fassung*. Beuth Verlag GmbH. Berlin, 2023.
- [15] *Drehgestell DRRS 25LD*. ELH Waggonbau Niesky GmbH. URL: https://www.waggonbau-niesky.com/assets/files/downloads/WBN_Drehgestell_Datenblatt_dt.pdf (besucht am 29.08.2023).
- [16] *Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung*. URL: <https://www.gesetze-im-internet.de/ebo/> (besucht am 14.11.2023).
- [17] A. Ekberg, E. Kabo und H. Andersson. „An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels“. In: *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 25.10 (16. Sep. 2002), S. 899–909. DOI: [10.1046/j.1460-2695.2002.00535.x](https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2002.00535.x).
- [18] *Forging values in railway solutions*. Lucchini RS Group. Lovere. URL: <https://lucchini.rs.com/de/download/railway-division/?wpdmdl=5735&refresh=656885ae5cbd31701348782> (besucht am 30.11.2023).
- [19] *Gleitschutzsystem. SWKP AS 20 C1/602 000 Standard*. Version T. KES Keschwari Electronic Systems GmbH & Co. KG. Aug. 2021.
- [20] *Gleitschutzsystem in Kompaktversion AS 20 C*. KES Keschwari Electronic Systems GmbH & Co. KG. URL: <https://kesgmbh.com/gleitschutzsysteme-as-20/gleitschutzsystem-as20-c.html> (besucht am 12.03.2024).
- [21] Dietmar Gralla. *Eisenbahnbremstechnik*. 1. Auflage. Düsseldorf: Werner Verlag, 1999. ISBN: 3-8041-1813-5.
- [22] Markus Hecht. „Güterverkehrslärm, ein Thema mit vielen Einflussgrößen“. In: *Eisenbahntechnische Rundschau* 4 (2012), S. 30–34.
- [23] Markus Hecht und Daniel Bing. „Der Einfluss von Grauguss- und Verbundstoffsohlen auf die Längsdynamik beim Bremsen im Schienengüterverkehr“. In: *ZEVrail* 138.8 (2014). URL: <https://www.zevrail.de/artikel/der-einfluss-von-grauguss-und-verbundstoffsohlen-auf-die-laengsdynamik-beim-bremsen-im> (besucht am 07.08.2023).
- [24] Markus Hecht und Henning Schelle. *Simulation von Kesselwagen mit Y25-Drehgestellen bei Gleislagefehlern 16/2010*. Forschungsber. Technische Universität Berlin, 2010.
- [25] Markus Hecht u. a. *Fünfteiliger Gliedertaschenwagen. Untersuchung der Entgleisungssicherheit und des Lichtraumprofils*. Technische Universität Berlin. Forschungsber. Berlin, 17. Apr. 2023.
- [26] Joachim Ihme. „Bremsen für Schienenfahrzeuge“. In: *Schienenfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, S. 99–133. ISBN: 978-3-658-13541-6. DOI: [10.1007/978-3-658-13541-6](https://doi.org/10.1007/978-3-658-13541-6).
- [27] J Jergéus u. a. „Full-scale railway wheel flat experiments“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 213.1 (1999), S. 1–13. DOI: [10.1243/0954409991530985](https://doi.org/10.1243/0954409991530985).

-
- [28] Dieter Jänichen. „Auf der Suche nach einem stabilen Kraftschluss Rad/Schiene beim Bremsen der Züge“. In: *Ingenieurspiegel* 2 (2020). URL: https://tu-dresden.de/bu/verkehr/ibb/sft/ressourcen/dateien/forschung/Volltexte_Forschung/Ingenieurspiegel_Jaenichen1.pdf?lang=de (besucht am 26.07.2023).
- [29] J. J. Kalker. „A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact“. In: *Vehicle System Dynamics* 11.1 (Feb. 1982), S. 1–13. ISSN: 1744-5159. DOI: [10.1080/00423118208968684](https://doi.org/10.1080/00423118208968684).
- [30] Björn Olaf Kämpfer u. a. „Verschleiß- und Schädigungserscheinungen an Schienenfahrzeugrädern“. In: *ZEVrail* 132.3 (2008). URL: <https://www.zevrail.de/artikel/verschleiss-und-schaedigungserscheinungen-schienenfahrzeugraedern> (besucht am 05.04.2023).
- [31] Johannes Keudel. „Messung der Charakteristik der Primärfesselung eines Güterwagendrehgestells der Bauart Y25 und deren Implementierung in eines MKS-Modell für die Simulationssoftware MEDYNA“. Diplomarbeit. Berlin: Technische Universität Berlin, 2003.
- [32] Johannes Keudel. *Untersuchung der lauftechnischen Potentiale von LEILA- gegenüber Y25-Güterwagendrehgestell*. Forschungsber. Technische Universität Berlin, 2008.
- [33] Ulrich Kleemann. *Vorlesung Fahrdynamik und Bremstechnik des Schienenverkehrs, Teil 6 - Gleitschutz*. Berlin: Technische Universität Berlin, 2020.
- [34] Tobias Kluth, Ralf Ratzenberger und Patrick Knebel. *Gleitende Mittelfristprognose für den Güter- und Personenverkehr - Mittelfristprognose Winter2022/23*. Bundesministerium für Digitales und Verkehr. Bonn, März 2023. URL: https://bmdv.bund.de/SharedDocs/DE/Anlage/G/gleitende-mittelfristprognose-gueter-und-personenverkehr-winter-2022-2023.pdf?__blob=publicationFile (besucht am 14.03.2024).
- [35] Klaus Knothe und Sebastian Stichel. *Schienenfahrzeugdynamik*. 1. Aufl. Berlin / Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 2003. ISBN: 978-3-642-55766-8.
- [36] *Kombinierter Verkehr*. URL: <https://www.hupac.com/DE/Kombinierter-Verkehr-952dd600> (besucht am 15.02.2024).
- [37] Robin Konrad, Pascal Gil und Christian Schindler. „Schäden am Schienenfahrzeugrad - Ursachen und Charakteristika“. In: *ZEVrail* 147/10 (1. Okt. 2023).
- [38] Uwe Koppotsch und Jens Blaufuß. *Handbuch der Güterwagenbremse*. Mainz: Instandhaltung L.CBM 1, 2016.
- [39] *Lärmwirkungen*. Umweltbundesamt. März 2021. URL: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/laerm/laermwirkungen#gehorschaden-und-stressreaktionen> (besucht am 15.02.2024).
- [40] Eric Magel und Joe Kalousek. „Identifying and interpreting railway wheel defects“. In: *Proceedings: International Heavy Haul Association Conference on Freight Car Trucks/Bogies*. Hrsg. von NRC Publications Archive. International Heavy Haul Association Conference on Freight Car Trucks/Bogies, June 9-12 1996, Montreal. 1996, S. 5.7–5.21. URL: <https://nrc-publications.canada.ca/eng/view/ft/?id=99071dbf-48a1-4b41-bd27-14c0730bdc0e> (besucht am 13.04.2023).
- [41] Michele Maglio u. a. „Influence of railway wheel tread damage on wheel–rail impact loads and the durability of wheelsets“. In: *Railway Engineering Science* 32.1 (Aug. 2023), S. 20–35. ISSN: 2662-4753. DOI: [10.1007/s40534-023-00316-2](https://doi.org/10.1007/s40534-023-00316-2).

-
- [42] Kay Mitusch u. a. *Strategien zureffektiven Minderungdes Schienengüterverkehrslärms - Endbericht*. 19/2017. Dessau-Roßlau: Umweltbundesamt, März 2017. URL: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2017-03-08_texte_19-2017_minderung-schienengueterverkehrs-laerm.pdf (besucht am 15.02.2024).
- [43] *Modal Split Strasse - Schiene (Leistungen der Güterfahrzeuge. Zeitreihen)*. Bundesamt für Statistik. Nov. 2022. URL: <https://www.bfs.admin.ch/bfs/de/home/statistiken/kataloge-datenbanken/publikationen.assetdetail.23404665.html> (besucht am 15.02.2024).
- [44] *Modalsplit im alpenquerenden Güterverkehr - Anteil auf der Schiene transportierter Güter am gesamten alpenquerenden Güterverkehr auf Strasse und Schiene - In % der Nettotonnen*. Bundesamt für Statistik. Dez. 2022. URL: <https://www.bfs.admin.ch/bfs/de/home/statistiken/querschnittsthemen/monitoring-legislaturplanung/alle-indikatoren/leitline-1-wohlstand/modalsplit-alpenquerender-gueterverkehr.assetdetail.23770150.html> (besucht am 15.02.2024).
- [45] Eugenio Moro. *KURZBESCHREIBUNG für Doppeltaschenwagen Typ T3000e in Gelenkbauart mit drei Drehgestellen der Familie Y25*. Ferriere Cattaneo. Techn. Ber. Giubiasco, 27. Nov. 2012.
- [46] Werner Prausner. *Reisezug- und Güterwagen*. Berlin: Transpress Verlag, 1984.
- [47] J. Puppia. *Gleitschutzsystem SWKP AS20F Taschenwagen T3000eD. Konzeptschaltbild. Version I*. KES Keschwari Electronic Systems GmbH & Co. KG. 23. Nov. 2023.
- [48] J. Rismantab-Sany, G.J. Moyar und B. Rajkumar. „Dynamics of freight car wheelset slip and tread temperature“. In: *Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers, Rail Transportation Division*. Hrsg. von American Society of Mechanical Engineers. ASME -publications- RTD. ASME, 1992. ISBN: 9780791811238.
- [49] *Schienenverkehrslärm*. Umweltbundesamt. Nov. 2022. URL: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/laerm/verkehrs-laerm/schienenverkehrs-laerm#was-ist-schienenverkehrslarm> (besucht am 15.02.2024).
- [50] T. Schmid. *T3000D+TSI Noise Vorbeifahrermessungen*. Techn. Ber. 16.087.00. Winterthur, Sep. 2016.
- [51] T. Schmid. *T3000eD - TSI CR Noise Vorbeifahrtmessung - Abschlussbericht*. Techn. Ber. 02-00946. Winterthur: PROSE AG, Feb. 2015.
- [52] Ioan Sebeşan, Ana-Maria Mitu und Tudor Sireteanu. „On the stick-slip phenomena in traction railway vehicles“. In: *Proceedings of the Romanian Academy - Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science* 16 (2015), S. 209–216.
- [53] Peter Spiess und Benjamin Büche. „Gleitschutzsysteme - Wirkung, Optimierung und Prüfung“. In: *ZEVrail* (Ausgabe Sonderheft Graz 2016).
- [54] Adrian Steiner. *Ferriere Cattaneo - T3000 - Vorbeifahrtgeräuschmessung nach TSI CR Noise - Abschlussbericht*. Techn. Ber. 2-721. Winterthur: PROSE, Apr. 2012.
- [55] Mark Stevenson, Johannes Nicolin und Dietmar Gilliam. „Scheibenbremse und Güterwagen“. In: *Internationales Verkehrswesen* 66 (3 Aug. 2014). ISSN: 0020-9511.
- [56] Richard Stock. *Wheel-Rail Damage Mechanisms*. 1. Mai 2018. URL: <https://www.wheel-rail-seminars.com/archives/2018/pc-papers/presentations/PC05.pdf> (besucht am 11.04.2023).
-

-
- [57] Helge Stuhr. *Schiengüterverkehr*. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2022. ISBN: 978-3-658-38752-5.
- [58] *T3000e, internes HUPAC Dokument*. HUPAC Intermodal SA. 2022.
- [59] Hans-Christoph Thiel. *Skript Gleisgeometrie*. Brandenburgische Technische Universität Cottbus - Senftenberg. 1. Nov. 2021. URL: https://www-docs.b-tu.de/fg-eisenbahn/public/Lehre/Gleisgeometrie_2021_11.pdf (besucht am 15. 02. 2024).
- [60] Klaus Töpfer u. a., Hrsg. *Grundausrüstungen: Schienenfahrzeugtechnik*. Dresden: transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, 1983.
- [61] J. M. Tunna, J. C. Sinclair und Javier Perez. *The Development of a Wheel Wear and Rolling Contact Fatigue Model: RSSB Report for Task T549*. Hrsg. von Rail Safety and Standards Board Limited. London, 23. Mai 2007. URL: <http://www.rssb.co.uk/research-catalogue/CatalogueItem/rp000273> (besucht am 14. 08. 2023).
- [62] UIC - Internationaler Eisenbahnverband. *Leaflet 530-2, Appendix G.3: Checklist of wagons which have passed the propelling tests*. Dez. 2005. URL: https://uic.org/IMG/pdf/annex_g3.pdf (besucht am 15. 02. 2024).
- [63] UIC - Internationaler Eisenbahnverband. *UIC-Kodex 544-1: 5. Ausgabe*. Juni 2013.
- [64] Umweltbundesamt, Hrsg. *Messung von Flachstellen und Ermittlung eines akustischen Instandhaltungskriteriums: Abschlussbericht*. Dessau-Roßlau, 2022.
- [65] *VERORDNUNG (EU) Nr. 321/2013 DER KOMMISSION vom 13. März 2013 über die technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge - Güterwagen“ des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union und zur Aufhebung der Entscheidung 2006/861/EG der Kommission. Amtsblatt der Europäischen Union*. Europäische Union. 12. Apr. 2013. URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0321> (besucht am 15. 02. 2024).
- [66] Dietrich Wende. *Fahrdynamik des Schienenverkehrs*. 1. Vieweg + Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2003. ISBN: 978-3-322-82961-0. DOI: [10.1007/978-3-322-82961-0](https://doi.org/10.1007/978-3-322-82961-0).

A Konzeptschaltbild



Legende:
 DA Durchmesser, außen
 NW Nennweite
 S Schlauch
 W Wellrohr
 # Positionsnummer gemäß Stückliste

I		H		G		F		E		D				
Rev.	Änderung	Darstellung	Magnetventil und W5.1	Druckschalter R-Drücke	W11c-1 und W11c-2 getauscht	Anpassung auf Stückliste	Finiales Konzept	Rev.	Datum	Name	Abteilung	Technische Referenz	Dokumentenart	Dokumentenstatus
1	Änderung	06.07.2023	Puppa	01.09.2023	Puppa	07.09.2023	Puppa	03.11.2023	Riechert	21.11.2023	Puppa	J. Puppa	Konzeptschalbild	Freigegeben
2		06.07.2023	Puppa	01.09.2023	Puppa	07.09.2023	Puppa	03.11.2023	Riechert	21.11.2023	Puppa	J. Puppa	Titel, zusätzlicher Titel	Dokumentnummer
3		06.07.2023	Puppa	01.09.2023	Puppa	07.09.2023	Puppa	03.11.2023	Riechert	21.11.2023	Puppa	J. Puppa	Gleitschutzsystem SWKP AS20F	8605119_Konzeptschalbild_Rev1
4		06.07.2023	Puppa	01.09.2023	Puppa	07.09.2023	Puppa	03.11.2023	Riechert	21.11.2023	Puppa	C. Riechert	Tascherwagen T3000eD	Format
5		06.07.2023	Puppa	01.09.2023	Puppa	07.09.2023	Puppa	03.11.2023	Riechert	21.11.2023	Puppa	C. Riechert	Tascherwagen T3000eD	A3
6		06.07.2023	Puppa	01.09.2023	Puppa	07.09.2023	Puppa	03.11.2023	Riechert	21.11.2023	Puppa	C. Riechert	Tascherwagen T3000eD	1/1

B Darstellung der Kontaktpunkte des Rad-Schiene-Kontaktes für verschiedene Auslenkungen in Längsrichtung

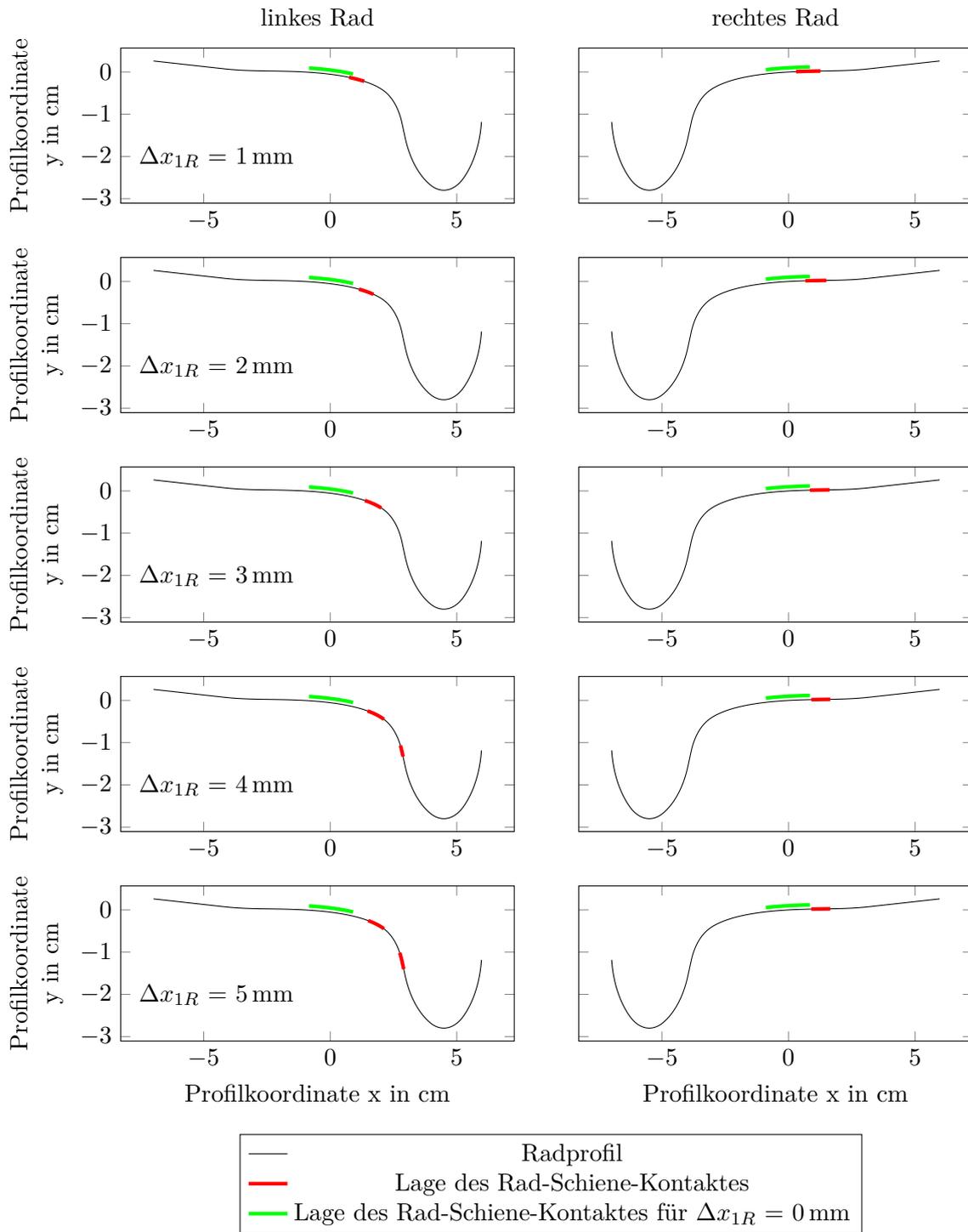


Abbildung B.1: Lage der Kontaktpunkte bei Variation von Δx_{1R} , 34,5 t Wagengewicht [eigene Darstellung].

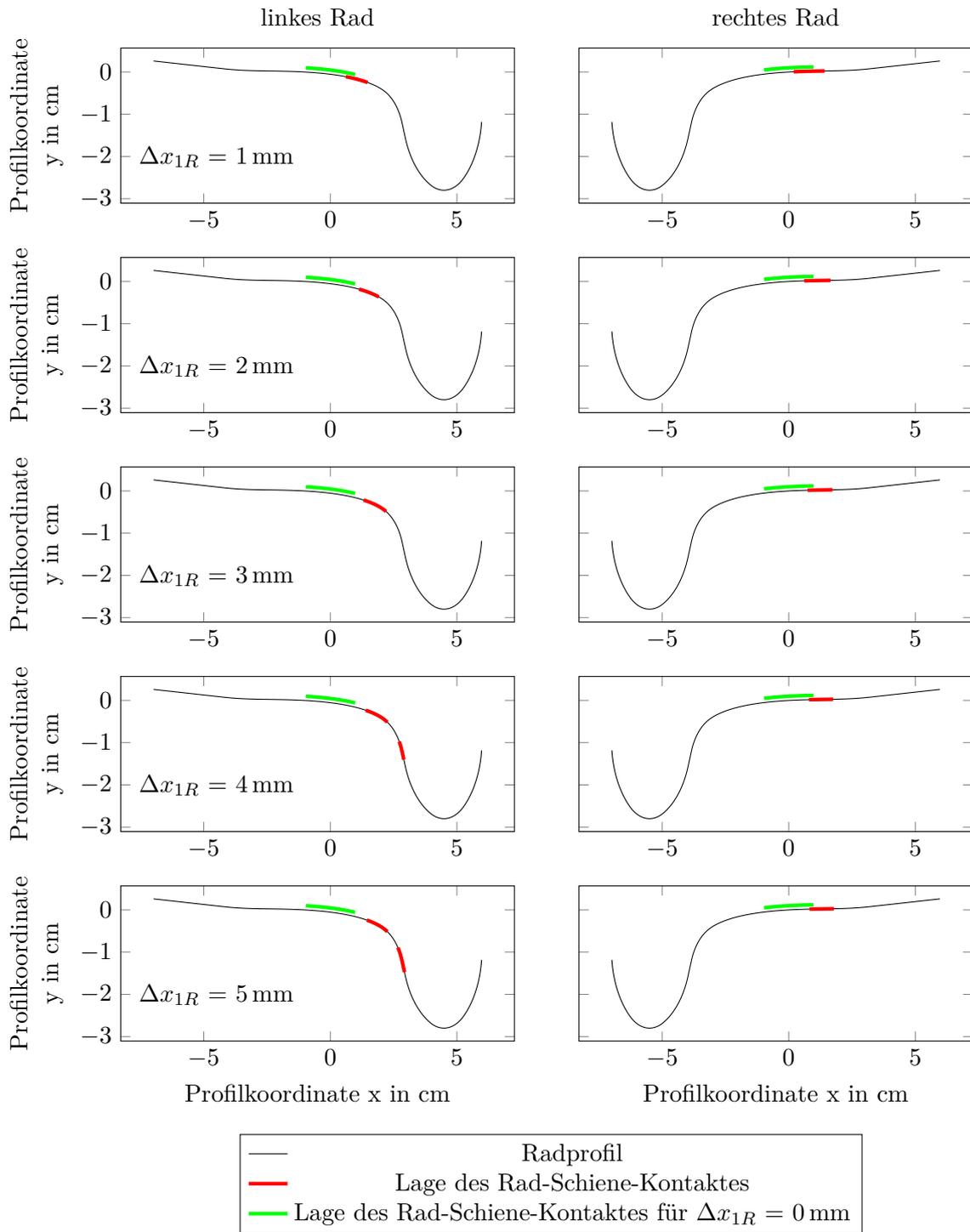


Abbildung B.2: Lage der Kontaktpunkte bei Variation von Δx_{1R} , 68,82t Wagengewicht [eigene Darstellung].

C Auswirkungen auf die Laufleistung bei gleichzeitiger Variation der Schrägstellung des vorlaufenden und nachlaufenden Radsatz eines Drehgestells

