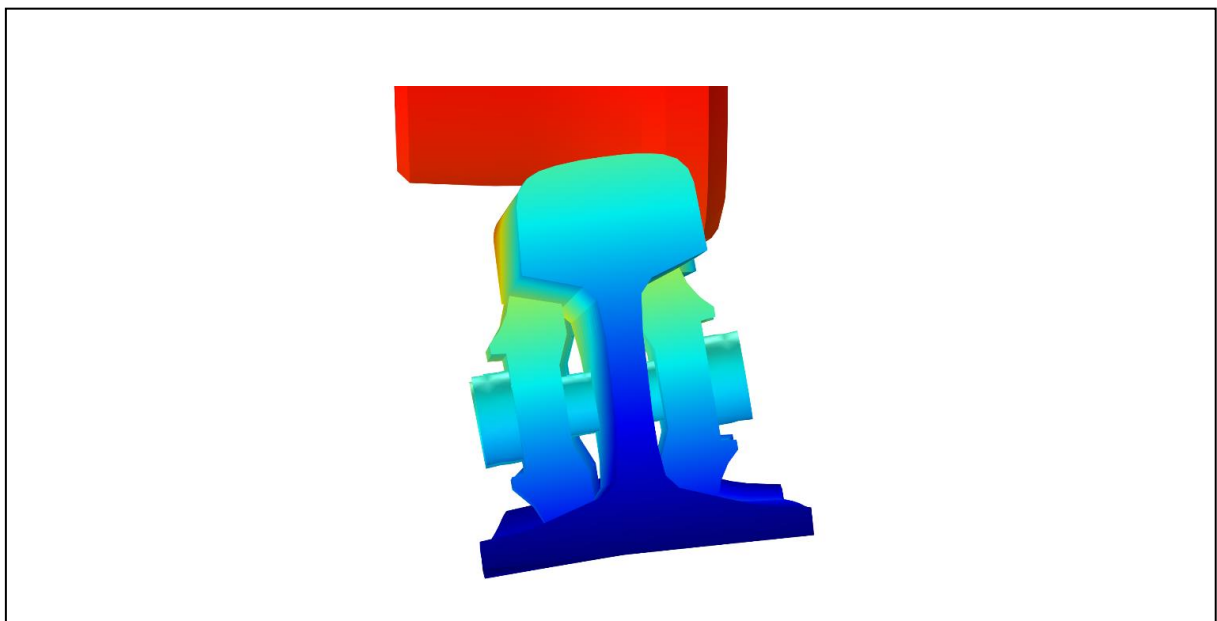



Rad / Schiene Interaktion – Analyse der Auswirkung von Fahrzeuglasten auf Schienenstöße ASF

Ein Projekt finanziert im Rahmen der
Verkehrsinfrastrukturforschung 2016
(VIF2016)

Januar 2020






 Bundesministerium
Klimaschutz, Umwelt,
Energie, Mobilität,
Innovation und Technologie

Impressum:

Herausgeber und Programmverantwortung:
Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie,
Mobilität, Innovation und Technologie
Abteilung Mobilitäts- und Verkehrstechnologien
Radetzkystraße 2
A - 1030 Wien

 Bundesministerium
Klimaschutz, Umwelt,
Energie, Mobilität,
Innovation und Technologie

ÖBB-Infrastruktur AG
Praterstern 3
A - 1020 Wien



Autobahnen- und Schnellstraßen-Finanzierungs
Aktiengesellschaft
Rotenturmstraße 5-9
A - 1010 Wien



Für den Inhalt verantwortlich:

AC2T research GmbH
Viktor-Kaplan-Straße 2/C
A - 2700 Wiener Neustadt



Programmmanagement:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH
Bereich Thematische Programme
Sensengasse 1
A - 1090 Wien



Rad / Schiene Interaktion – Analyse der Auswirkung von Fahrzeuglasten auf Schienenstöße AFS

Ein Projekt finanziert im Rahmen der
Verkehrsinfrastrukturforschung
(VIF2016)

AutorInnen:

Manuel FREUDENBERGER, MSc

DI (FH) Stefan KRENN, MSc

Dr. Georg VORLAUFER

Dr. Andreas TRAUSMUTH

Auftraggeber:

Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie

ÖBB-Infrastruktur AG

Autobahnen- und Schnellstraßen-Finanzierungs-Aktiengesellschaft

Auftragnehmer:

AC2T research GmbH

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	6
1.1. Motivation.....	7
1.2. Ziele	8
2. Stand der Technik.....	9
2.1. Tribologie.....	9
2.2. Verschleiß	11
2.2.1 Verschleißmechanismen - allgemein	11
2.2.2 Verschleißmechanismen beim Rad- Schienenkontakt / Schienenstoß.....	13
2.2.3 Tribologische Mess- und Prüftechnik	14
2.3. Berechnung der Pressung unterschiedlicher Kontaktgeometrien	16
2.3.1 Allgemeine Hertz'sche Theorie	16
2.3.2 Punktkontakt.....	17
2.3.3 Linienkontakt	20
2.3.4 Berechnung der Spannung unter der Kontaktfläche	21
2.4. Simulationstechnik.....	25
2.5. Werkstoffverhalten unter Überrollbeanspruchung im Rad-/ Schienenkontakt.....	26
3. Methode und wissenschaftlicher Lösungsansatz.....	29
3.1. Systemanalyse.....	30
3.2. Modellierung und Simulation	30
3.3. Validierung mittels Laborteststand	32
3.3.1 Werkstoffmatrix.....	33
3.3.2 Versuchstechnik	35
3.3.3 Probenfertigung	37
3.4. Messequipment	39
4. Erzielte Ergebnisse	40
4.1. Schadensanalyse	40
4.2. Mehrkörpersimulation (MKS)	41
4.3. Kontaktsimulation (FEM).....	46
4.3.1 Bolzen.....	48
4.3.2 Lasche.....	51
4.3.3 Schienenkopfende.....	52
4.3.4 Belastungsgrenzen und Zeitpunkt für optimierte Instandhaltung.....	54

4.4. Schädigungseinfluss auf die Kontaktpressung	55
4.5. Validierung mittels Laborteststand	56
5. Zusammenfassung	61
Literatur	62

1. Einleitung

Bei der Schienenverlegung kommt es zu sogenannten Schienenstößen, bei denen zwei Schienenenden aufeinandertreffen. Diese sind miteinander zu verbinden, um einen endlosen Gleiskörper zu erhalten. Auf Hauptstrecken werden i.A. die Schienenenden miteinander verschweißt. Hingegen kommen auf Nebenstrecken und bei sehr kleinen Bogenradien Schienenstöße mit Schraubverbindung zum Einsatz (siehe Abb. 1.1). Derartige Schienenstöße werden nach der ÖNORM EN 16834 ausgeführt. Die Schienen werden mit zwei Laschen zusammengehalten, wobei zwischen den Schienenenden ein Spalt ist. Dieser dient zur Kompensation von temperaturbedingten Längenänderungen.

Bei deren Aufbau werden Schienen mit zwei Laschen verbunden, wobei zwischen den Schienenenden ein Spalt ist.

Schienenstöße mit Schraubverbindungen müssen folgende Anforderungen erfüllen [Fen13, ÖEN15]:

- Die Schienenenden sind so zu verbinden, dass die Baugruppe in jeder Richtung wie ein durchgehender Balken wirkt.
- Die relativen Verschiebungen in vertikaler Achse und Querrichtung beider Schienenenden müssen beschränkt werden, während – aufgrund der nicht vermeidbaren thermischen Längenänderung der Schiene – ein Längsverschieben möglich sein muss.
- Das Zusammenwirken mit dem Schienenbefestigungssystem muss gegeben sein.

Schienenstöße mit Schraubverbindung werden nach der ÖNORM EN 16843 ausgeführt. Durch Temperaturänderungen, kann sicher Länge der Stoßlücke verändern. Um den Reisekomfort bei einer temperaturbedingten Längung zu erhalten, wird eine minimale und maximale Länge der Stoßlücke berücksichtigt [ÖEN15].

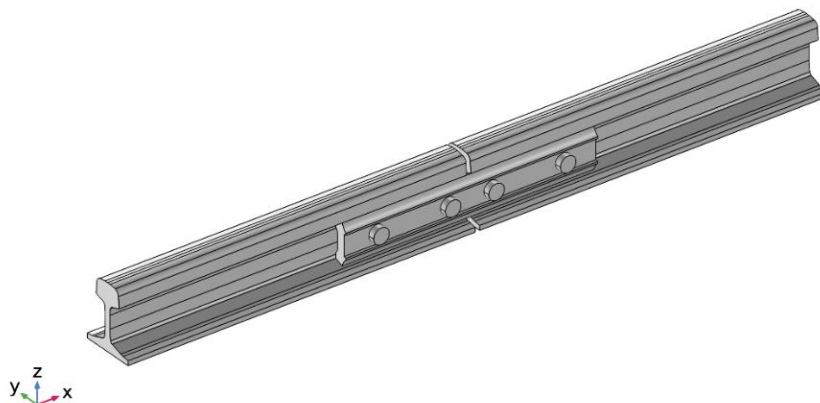


Abb. 1.1: Vereinfachte CAD-Darstellung eines Schienenstoßes mit Schraubverbindung nach ÖNORM EN 16843.

Die Funktionen einer Schiene sind [Fen13]:

- die Radlasten aufzunehmen und in das Schienenbett zu übertragen,
- die erforderliche Traktion zu bieten,
- die Räder seitlich zu führen, sowie
- eine „ebene Rollbahn“ für die Räder zu gewährleisten, um Schwingungen von Massen und damit Vibrationen (Geräuschbildung) gering zu halten.

Die bei der Überrollung auftretenden Kontaktbeanspruchungen zwischen Rad und Schiene verursachen in Funktion der Nutzung (kumulierte Belastung) Schäden auf der Schienenoberfläche und im Inneren der Schiene, wobei hier zwischen zwei Hauptschädigungsmechanismen unterschieden wird [Fen13, Don11, LiD11]:

- Materialverschleiß (quasi-kontinuierlicher Materialabtrag)
- Rollkontaktermüdung (RCF – „Rolling Contact Fatigue“)

1.1. Motivation

Im Rahmen des gegenständlichen Projekts „AFS“ werden die Auswirkungen von verschiedenen Fahrzeuglasten auf Schienenstöße zur Bestimmung eines optimalen Instandhaltungszeitpunkts ermittelt. Zur Anwendung kommt hierfür ein zweistufiger Simulationsansatz in Kombination mit einer experimentellen Lab-to-Field-Methode.

Mittels Mehrkörpersimulationen werden für vorgegebene Lastkollektive signifikante Parameter berechnet und für detaillierte Finite-Elemente-Modelle (zur Beschreibung der Kontaktmechanik im Bereich der Schienenstöße) herangezogen. Durch eine experimentelle Nachbildung von Rad/Schiene-Kontaktsituationen (z. B. Gleislagefehler) mittels eines experimentellen Laboraufbaus werden die numerisch berechneten Belastungsgrenzen und Schädigungseinflüsse validiert. Mit diesem Ansatz werden charakteristische Verschleiß- und Versagensmechanismen effizient ermittelt und die zugrunde gelegten Modelle validiert.

Die angestrebten Ergebnisse sollen einen wesentlichen Beitrag zum tribologischen Verständnis der Interaktionen im Rad/Schiene-Kontakt mit Fokus auf den Schienenstoß und die relevanten Systeminflussgrößen, auf Basis eines größenskalierten Modell-Rad-Schiene-Kontaktes, liefern. Die Gegenüberstellung der mikrostrukturellen Charakterisierung der Gefüge- und Oberflächenveränderungen, z. B. mittels Rasterelektronenmikroskopie und 3D-Konfokalmikroskopie, von tribologisch beanspruchten Modellkörpern sowie geschädigten Schienenstücken aus der Realanwendung ermöglicht eine fundierte Beschreibung der Verschleiß- und Versagensmechanismen. Durch Variation von Modell- und Testparametern,

z. B. Last, Bettungs- bzw. Verbindungssteifigkeit, werden relevante Belastungseinflüsse auf Verschleiß- und Versagensarten ermittelt, entsprechende Grenzwerte für Schiene und Befestigungssystem abgeleitet und in weiterer Folge in das Simulationsmodell eingearbeitet. Durch einzelne dynamische Labormodellversuche werden die numerisch berechneten Belastungsgrenzen mit den Versuchsergebnissen gegenübergestellt.

1.2. Ziele

Im Detail wurden folgende Ziele angestrebt:

Z1: Erstellung eines Simulationskonzeptes für die Modellierung/Simulation eines gelaschten Schienenstoßes (siehe Meilenstein **M1**). Definition der Anforderungsspezifikation an Laschen (siehe Leistungsumfang D1.1) und die Simulation (siehe Leistungsumfang D1.2)

Z2: Ermittlung des Lastkollektivs (siehe Leistungsumfang D2.1) und Erstellung eines gekoppelten Modells des Gleisrostes mit Belastungen aufgrund der ermittelten Lastkollektive (siehe Meilenstein **M2**).

Z3: Detailmodellierung des Lastkollektivs (mittels Mehrkörpermodell / MKS-Modell), des Gleisrostes in entsprechender Größe, des Rad-Schienenkontakts und des Schienenstoßes für ideale und reale Geometrien mit Verschleiß (siehe Meilenstein **M3**) und Abschluss der Detailmodellierung (siehe Leistungsumfang D2.2).

Z4: Darstellung der Schädigungseinflüsse sowie des Optimierungspotentials (siehe Meilenstein **M4**) und tribologische Charakterisierung bzgl. der Belastungsgrenzen (siehe Leistungsumfang D3.1)

Z5: Validierung der numerischen Ergebnisse mittels Experimente mit einem Laborteststand (siehe Meilenstein **M5**).

2. Stand der Technik

Um die ständig wachsende Forderung nach höherer Lebensdauer bei gleichen oder sinkenden Entwicklungs- und Herstellkosten bewältigen zu können, ist es notwendig, das Verschleiß- und Ermüdungsverhalten der Komponenten zu optimieren. Dafür sind die Kenntnisse der lokalen Beanspruchungen, sowie die graduelle Beanspruchbarkeit der Werkstoffe wesentlich. Der nachstehende Stand der Technik befasst sich grundlegend mit der Definition eines tribologischen Systems, unterschiedlichsten Kontaktarten und die dadurch entstehenden Spannungen, sowie Änderungen des Werkstoffverhaltens durch Verschleiß und Rollkontakt-ermüdung.

2.1. Tribologie

Das heutige Wissenschafts- und Technikgebiet Tribologie wurde erst Mitte des 20. Jahrhunderts nach einer umfassenden Studie zur volkswirtschaftlichen Bedeutung von Reibung und Verschleiß (Jost-Report, 1966) mit folgender Definition begründet [Czi10, Som10]:

Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von Wirkflächen in Relativbewegung und zugehöriger Technologien und Verfahren.

Als Ingenieurwissenschaft kann die Tribologie auch wie folgt definiert werden [Czi10, Som10]:

Die Tribologie ist ein interdisziplinäres Fachgebiet zur Optimierung mechanischer Technologien durch Verminderung reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste.

Tribologie (Reibungslehre, von altgriechisch τριβειν tribein, deutsch ‚reiben, abnutzen‘ und λόγος λόγος, hier: ‚Lehre‘) befasst sich mit der wissenschaftlichen Beschreibung von Reibung, der Berechnung und Messung von Reibungskoeffizienten, dem Verschleiß und der erforderlichen Schmierung zwischen aufeinander einwirkenden, in Relativbewegung befindlichen Oberflächen.

Bei kontaktbeanspruchten Bauteilen, wie zum Beispiel bei Wälzlager, Zahnräder, Rad-Schienen treten unterschiedliche Reibungs- und Verschleißarten auf. Die allgemeine Struktur ist ein tribologisches System und ist nach DIN°50320 definiert. Dabei gehen die Eingangsgrößen, wie zum Beispiel Oberflächenstruktur und Belastungskollektiv, in das System ein und man erhält die Änderungen und Verluste am tribologischen System als

Ausgangsgrößen [Czi10, Som10]. Die Struktur des tribologischen Systems setzt sich aus Elementen, Eigenschaften und Wechselwirkungen zusammen (siehe Abb. 2.1).

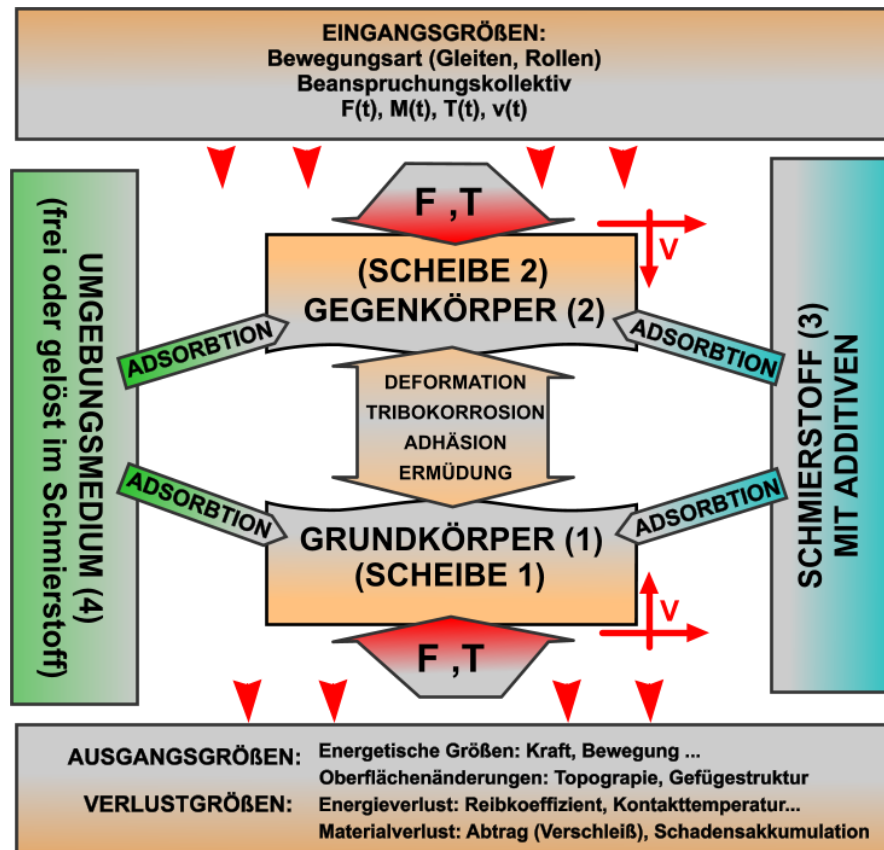


Abb. 2.1: Schematische Darstellung der Einflussgrößen eines tribologischen Systems [Czi10, Som10].

Zu den Elementen des Systems gehören stoffliche Komponenten und Beanspruchungskollektiva:

- Grundkörper
- Gegenkörper
- Zwischenstoff (z.B.: Schmierstoffe)
- Umgebungsmedium (z.B.: Luft)
- Beanspruchungskollektiva in Form von Bewegungs- und Belastungsart.

2.2. Verschleiß

Verschleiß ist der durch tribologische Beanspruchungen fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers.

2.2.1 Verschleißmechanismen - allgemein

Ebenfalls zählen zu den Verlustgrößen in einem tribologischen System die Materialverluste an den Kontaktzonen, die als Oberflächenschädigungen ersichtlich sind und zu einem Ausfall führen können. In Abhängigkeit der tribologischen Struktur, der Belastungskollektive und dem Reibungszustand ergeben sich unterschiedlich wirkende Verschleißmechanismen, siehe Abb. 2.2.

Mechanismus		Kennzeichen	Merkmal
Adhäsion			Vertiefungen, Riefen, Risse, Werkstoffübertrag, Verformung, Gefügeänderung
Abrasion			Riefen, Span, Wall, Mulden, Wellen, Verformung, Gefügeänderung
Oberflächenzerrüttung			Verformung, Risse, Grübchen, Gefügeänderung
Tribochemische und/oder tribo-physikalische Reaktionen	Reaktionsschichtbildung		Schichtbildung, Oxidation
	Ablation		Verdampfen, Ausgasen, Zersetzen

Abb. 2.2: Mechanismen, Kennzeichen und Merkmale von Verschleiß [Czi10, Som10].

Beschreibung der Verschleißmechanismen [Som10]:

- Adhäsion und Scherung tritt in Form eines allmählichen Materialabtrages an der Oberfläche auf. Es entstehen Vertiefungen und Risse, welche durch das punktuelle Verschweißen der in Berührung befindlichen Bereiche der Kontaktflächen zu begründen sind.
- Bei der Abrasion (Riefen oder Mikropflügen) wird der Werkstoff, unter der Einwirkung von harten, abrasiven Teilchen, stark plastisch beansprucht. Diese harten Teilchen verursachen Riefen, Mulden und Späne, die die Abrasion weiter fördern.
- Die Oberflächenzerrüttung kann als Überbegriff für Grübchen (Pittings), Mikropittings und Ablätterungen gesehen werden. Oberflächenzerrüttung ist eine Folge von Materialermüdung. Bei Grübchen (Pittings) tritt diese unterhalb der Oberfläche auf, wo die lokale Vergleichsspannung am größten ist.
- Thermisch mechanische Oberflächenzerrüttung (Fressen) tritt infolge des Fehlens eines trennenden Schmierfilms auf. Das Material der beiden Kontaktflächen verschweißt auf Grund der Pressung und höheren Temperatur miteinander und wird unmittelbar danach wieder getrennt.
- Tribochemische und physikalische Reaktionen werden als Überbegriff für Reaktionsschichtbildung und Ablation bezeichnet. Reaktionsschichtbildung entsteht bei der Verwendung von Schmierstoffen, wobei durch chemische und physikalische Reaktion an der Oberfläche eine Grenzschicht entsteht. Bei der Ablation wird die Oberfläche zersetzt. Dadurch tritt eine Schädigung auf.
- Plastische Deformationen treten bei zu hoher Kontaktpressung auf und verformen die Oberfläche, was zu Schädigungen führen kann.

Beim Rad-Schienenkontakt tritt eine Kombination von Roll- und Gleitbewegung auf. Gleitanteile werden dem reinen Rollvorgang überlagert. Je nach Belastungszustand (Traktion, Bogenradius, usw.) ist der Gleitanteil unterschiedlich hoch. Bei hohem Gleitanteil, wie in engen Bögen, tritt hauptsächlich Verschleiß auf. Im Gegensatz dazu dominiert in geraden Strecken und sehr weitgezogenen Bögen die Rollkontaktermüdung (RCF).

Die wahre Kontaktfläche ist für alle kontaktbeanspruchten Bauteile von großer Bedeutung. Damit werden die lokalen Pressungen, die Oberflächen- und Tiefenspannungsverläufe für die Überrolllebensdauerlinien bestimmt.

2.2.2 Verschleißmechanismen beim Rad- Schienenkontakt / Schienenstoß

Die Funktionen einer Schiene sind, a) die Radlasten zu übertragen und b) ausreichend Traktion zu bieten, c) die seitliche Führung der Räder sicherzustellen und d) eine möglichst „ebene Rollbahn“ für die Räder zu ermöglichen, um Schwingungen von Massen und damit Geräusche und Vibrationen gering zu halten [Zer09]. Die bei der Überrollung auftretenden Kontaktbeanspruchungen zwischen Rad und Schiene verursachen mit der Zeit Schäden auf und in der Schiene, wobei hier zwei Hauptschädigungsmechanismen unterschieden werden können [Don11, LiD11]:

- Materialverschleiß (quasi-kontinuierlicher Materialabtrag)
- Rollkontaktermüdung (RCF – „Rolling Contact Fatigue“)

Mit **Materialverschleiß** wird der durch die wiederholte Einwirkung (Abwälzen, aber auch Impact) von Rädern auf der Schiene entstandener Materialabtrag bezeichnet. Verschleißwirkungen, wie sie durch die spezifische kinetische und kinematische Situation im Bereich des Schienenstoßes auftreten, zeigt beispielhaft Abb. 2.3.



Abb. 2.3: Schienenschädigung im Bereich eines Schienenstoßes [Wen05].

Rollkontaktermüdung ist im Gegensatz dazu ein Phänomen, bei dem Risse auf und unter der Schienenoberfläche in verschiedenen Formen entstehen, welche im Rad in weiterer Folge oftmals zu Brüchen führen. Die beiden Mechanismen Verschleiß und Rollkontaktermüdung stehen in „Konkurrenz“ zueinander, da neu gebildete Risse durch die plastische Oberflächenverformung eingewalzt bzw. durch partiellen Verschleiß der Oberflächenschicht abgetragen werden können. Wenn es bei diesen simultan auftretenden Schädigungsmechanismen von

Verschleiß und Ermüdung, u. a. auf Grund der sich dabei ändernden Schienenwerkstoffeigenschaften oder an bestimmten Schienenoberflächenzonen, zu einem verringerten bzw. geringen Materialabtrag/Verschleiß kommt, können Rissansätze an der Schienenoberfläche weiter in die Tiefe wachsen und dadurch makroskopische Materialausbrüche verursachen [Don11].

Neben diesen Hauptschädigungsmechanismen gibt es zusätzlich unterschiedliche Erscheinungsformen der Schädigung, und zwar z. B.:

- Schienenwellen und -riffel (regelmäßige periodische Unebenheiten auf der Schienenkopfoberfläche) [Ost08]
- Squats (besondere, paarweise auftretende Ausprägungsform von Rissen auf dem Schienenkopf zufolge von Ermüdung (RCF) [Ost08, LiD11]
- Belgrospi (Gruppen von Rissen die (regelmäßig) auf der Schiene auftreten) [Gro02]
- Head Checks (HC, sehr regelmäßige feine Risse an einer Schienenfahrkante auf Grund von Ermüdungserscheinungen durch den rollenden/wälzenden Rad-Schienenkontakt) [Cla96, Ead08]

Im Spezialfall des Schienenstoßes ist auf Grund der Stoßlücke, bei der Überrollung durch ein Rad, zusätzlich eine Stoßbeanspruchung gegeben, wodurch es, infolge von „Prallkräften“, zur erhöhten plastischen Deformation an der Stoßlücke folgenden Schienenbereich führt. Als Folge dessen entstehen in den angrenzenden Schienenbereichen dynamische Schwingungen, wodurch in einem Bereich von bis zu einen halben Meter nach der Stoßlücke vermehrt Squats auftreten.

2.2.3 Tribologische Mess- und Prüftechnik

Die Tribometrie bezeichnet die tribologische Mess- und Prüftechnik und reicht von Untersuchungen an kompletten technischen Systemen unter realen Bedingungen bis zu Modellprüfungen mit einfachen Probenkörpern.

In der Norm DIN 50322 wird das Aufgabenfeld der tribologischen Mess- und Prüftechnik folgendermaßen beschrieben [Czi10]:

- Bestimmung verschleißbedingter Einflüsse auf die Gesamtfunktion von Maschinen
- Überwachung der verschleißabhängigen Einsatzfähigkeit von Maschinen
- Diagnose von Betriebszuständen

- Optimieren von Bauteilen bzw. tribotechnischen Systemen zum Erreichen einer vorgegebenen verschleißbedingten Gebrauchsdauer
- Schaffung von Daten für die Instandhaltung
- Vorauswahl von Werkstoffen und Schmierstoffen für praktische Anwendungszille
- Qualitätskontrolle von Werkstoffen und Schmierstoffen
- Verschleißforschung, Mechanismen-orientierte Verschleißprüfung.

Die Prüftechnik kann in 6 Kategorien eingeteilt werden (siehe Abb. 2.4).








Kategorie	Mess- und Prüftechnik	Versuchsparameter	Ergebnisse	System, Baugruppe, Modell
I	Betriebsversuch und betriebsähnliche Versuche	Betriebsversuch	<ul style="list-style-type: none"> • Reale Achsenlast • Reale Beschleunigung und Bremsvorgänge • Reale dynamische Fahrbelastungen • ... 	<ul style="list-style-type: none"> • Statische oder dynamische Festigkeitsversuche • Lauftechnische Versuche • Reibkoeffizient • Wirkungsgradmessung • ...  <p>Maschinen-technische Messgruppe @ ÖBB Full Scale Teststand Radpaar @ RTRI Tokio</p>
II		Prüfstandsversuch	<ul style="list-style-type: none"> • Normalkraft • Querkraft • Anstellwinkel (für Bogen) • Definierter Schlupf • Reale Räder und Schiene • ... 	<ul style="list-style-type: none"> • Rad-, Schienenverschleiß • Reibkoeffizient • ...  <p>Full Scale Teststand Einrad @ UNI Sheffield</p>  <p>Rad Schienen Teststand @ TU Wien</p>
III	Originalsystemstruktur mit vereinfachter Beanspruchung	Aggregatversuch	<ul style="list-style-type: none"> • Normalkraft • Querkraft • Anstellwinkel (für Bogen) • Definierter Schlupf • kleine Modifikation d. Proben • ... 	<ul style="list-style-type: none"> • Rad-, Schienenverschleiß • Reibkoeffizient • ... 
IV		Bauteilversuch	<ul style="list-style-type: none"> • Normalkraft • Querkraft • Anstellwinkel (für Bogen) • Definierter Schlupf • Proben aus Realteilen entnommen • ... 	<ul style="list-style-type: none"> • Probenverschleiß • Rissinitiation • Reibkoeffizient • ...  <p>Proben- Bauteil- Modell Teststand Schiene-, Radstück @ AC2T</p>
V	Modellstruktur und einfache Beanspruchung	Probekörperversuch	<ul style="list-style-type: none"> • Normalkraft • Geschwindigkeit • Definierter Schlupf • Proben aus Realteilen entnommen • ... 	<ul style="list-style-type: none"> • Probenverschleiß • Rissinitiation • Reibkoeffizient • ...  <p>Zweischeiben Teststand @ AC2T</p>
VI		Modellversuch	<ul style="list-style-type: none"> • Normalkraft • Geschwindigkeit • Definierter Schlupf • Probe aus Realteil, Gegenprobe aus härteren Werkstoffe • ... 	<ul style="list-style-type: none"> • Probenverschleiß • Rissinitiation • Reibkoeffizient • Leitfähigkeit • ...  <p>Stift Scheibe Teststand @ AC2T</p>

Abb. 2.4: Kategorien der tribologischen Mess- und Prüftechnik hinsichtlich Rad-Schienenkontakt [Czi10].

2.3. Berechnung der Pressung unterschiedlicher Kontaktgeometrien

2.3.1 Allgemeine Hertz'sche Theorie

Die Grundlage für die Berechnung der Werkstoffbeanspruchung beim Kontakt ein- und zweidimensionaler gekrümmter Oberflächen unter Normalbeanspruchung ist die Hertz'sche Theorie (1881) [Czi10]. Mit dieser Theorie von 1881 (von Heinrich Hertz 1857 – 1894) lässt sich die elastische Kontaktdeformation gekrümmter Körper, unter den Voraussetzungen rein elastischer Materialien (elastischer Kontakt), mit ideal glatten, ebenen Oberflächen, ohne Schmierfilmwirkung (sonst elastohydrodynamischer Zustand), unter der ausschließlichen Wirkung von Normalkräften, d.h. im reibungsfreien Zustand, behandeln [Czi10]. Die Bedeutung der Hertz'schen Theorie zeigte sich, als eine Vergleichsspannungshypothese (von Mises und Tresca) die zur Verfügung stand und man damit die Beanspruchungen im Körper mit der Fließspannung vergleichen konnte. Damit lässt sich die Größe der Kontaktfläche, die Flächenpressung, der Spannungstensor und die maximale Hertz'sche Pressung in der Kontaktfläche analytisch berechnen. Hertz verwendet Potentialfunktionen als elastische Grundgleichungen. Bei der Anwendung der Potentialtheorie wurden die Kontaktkörper nicht als Paraboloid, sondern als elastische Halbräume betrachtet. Diese Annahme ist immer akzeptabel, da die elastischen Verformungen um mehrere Größenordnungen kleiner sind als die Krümmungsradien. Nach der streng bewiesenen Theorie von Hertz berühren sich die gekrümmten Festkörper in einer Druckfläche, deren Projektion auf eine zur Krafrichtung senkrechte Ebene eine Ellipse mit den Halbachsen a und b ist. Der Kontaktpressungsverlauf, mit p_0 als maximalen Druck, stellt ein Ellipsoid dar, das über der gepressten Kontaktfläche aufgebracht ist [Wis00, Joh99].

$$p = p_{\max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad \text{für} \quad 1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2 \geq 0 \quad [2.1], [2.2]$$

Bei einem realen Kontakt gibt es zusätzliche Effekte, welche die Werkstoffanstrengung beeinflussen aber nicht durch die allgemeine Hertz'sche Theorie berücksichtigt werden. Diese Effekte können wie folgt aufgelistet werden [Som10]:

- Werkstoffinhomogenität
- Makroreibung
- Schmierung (EHD ... elastohydrodynamische Schmierung)
- Temperatur
- Eigenspannungen
- Oberflächenrauheit

Es gibt viele Erweiterungen zur Hertz'schen Theorie, um diese Einflüsse zu berücksichtigen. In dieser Arbeit wird der tribologische Kontakt vereinfacht mit ideal glatten Oberflächen unter dem ausschließlichen Wirken von Normalkräften nach der Hertz'schen Formel berechnet. Je nach Kontaktbeanspruchung wird bei den Prüfmethode zwischen Punkt- und Linienbeanspruchung unterschieden.

2.3.2 Punktkontakt

Beim Punktkontakt unterscheidet man zwischen zwei grundlegenden Kontaktmodellen:

- Kugel-Kugel-Modell
- Kugel-Ebene-Modell

In beiden Fällen ist die Kontaktfläche kreisförmig. Ein Sonderfall ist der punktförmige Kontakt zwischen zwei unterschiedlich gekrümmten Körpern:

- Kugel-Zylinder-Modell

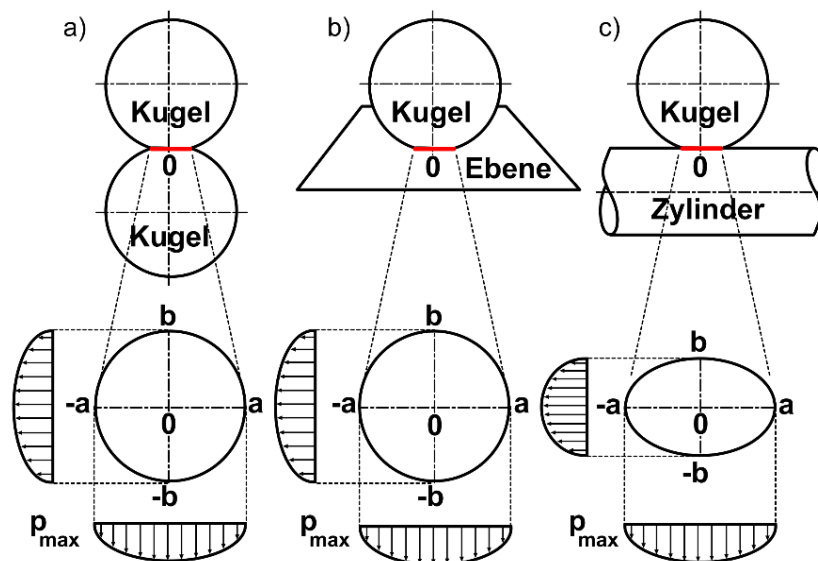


Abb. 2.5: Kontaktmodelle: a) Kugel-Kugel; b) Kugel-Ebene; c) Kugel-Zylinder.

Durch die beiden unterschiedlich gekrümmten Körper ist die Kontaktfläche elliptisch. Dies tritt auch beim Rad- Schienenkontakt auf.

Für den allgemeinen Kontakt zweier unterschiedlich gekrümmter Oberflächen, wie zum Beispiel bei Rad-Schienen, lässt sich die Hertz'sche Pressung nachfolgender Gleichung berechnen [Czi10, Joh99]

$$p_{max} = \frac{3 \cdot F_n}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad [2.3]$$

Die Hertz'sche Flächenpressung p_{max} hängt von der Normalkraft F_n und von der Größe der Kontaktfläche ab. Bei den grundlegenden Kontaktmodellen (achsensymmetrischer Punkt-kontakt: Kugel-Kugel und Kugel-Ebene) ergibt sich, dass die Abstände a und b in der Kreisfläche gleich groß sind:

$$p_{max} = \frac{3 \cdot F_n}{2 \cdot \pi \cdot a^2} \quad [2.4]$$

Die Größe der Berührfläche (Halbdurchmesser a) hängt vom E-Modul und der Querkontraktionszahl ab. Für den resultierende E-Modul E^* im Kontakt gilt die Umrechnung über die Elastizitäten und Poisson-Zahlen der Kontaktpartner wie folgt [Czi10]. Für alle nachstehenden Berechnungen wurde ein E-Modul $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ und eine Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$ verwendet.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad [2.5]$$

r^* ist der resultierende Radius [Czi10]

$$\frac{1}{r^*} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_k} = \frac{1}{r_k} \quad [2.6]$$

Die Flächenpressung des achsensymmetrischen Punktkontaktes nimmt vom Mittelpunkt bis zum Abstand a kontinuierlich ab. Ab dem Abstand a befindet man sich außerhalb der Kontaktfläche und die Flächenpressung ist Null [Czi10].

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_n \cdot r^*}{4 \cdot E^*}} \quad [2.7]$$

Mit Gleichung (2.8) wird die Flächenpressung in Abhängigkeit vom Mittenabstand berechnet. Man erkennt, dass die größte Flächenpressung und somit auch die größte Werkstoffbelastung in der Mitte des Kontaktes auftreten.

$$p(r) = p_{max} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}} \quad [2.8]$$

Diese Gleichung gilt für $-a \leq r \leq a$ und für die beiden grundlegenden Kontaktmodelle (Kugel-Eben und Kugel-Kugel).

Bei zwei gekrümmten Körpern, wie zum Beispiel beim Rad-Schienen-Model, erfolgt die Berechnung der Hertz'schen Pressung anhand einer Annäherung aus dem Kugel-Ebene und Kugel-Kugel-Model [Joh99]. Man sollte aber trotzdem beachten, dass es sich um eine Näherung handelt und daher von der FE-Berechnung abweichen kann.

Da direkt an der Oberfläche große örtliche Spannungen auftreten, welche die Lebensdauer der Schiene und des Rades maßgebend beeinflusst, ist es wichtig diese zu berechnen. Man kann dabei feststellen, dass auch außerhalb der Kontaktfläche Spannungen vorhanden sind. Die Spannungen innerhalb der Kontaktfläche sind Druckspannungen, wobei außerhalb der Kontaktfläche Zugspannungen auftreten. Die größte Zugspannung ist genau an den Kontaktenden zu finden und die größte Druckspannung befindet sich in der Mitte der Kontaktfläche. Die Rissbildung erfolgt an der Oberfläche durch die wirkenden Zugspannungen. Die Oberflächenspannung für den Punktkontakt wird allgemein wie folgt berechnet [Joh99]:

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{rr} = p_{\max} \cdot \left\{ \frac{1-2\nu_2}{3} \cdot \frac{a^2}{r^2} \cdot \left[1 - \sqrt{\left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^3} \right] - \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}} \right\} \quad [2.9]$$

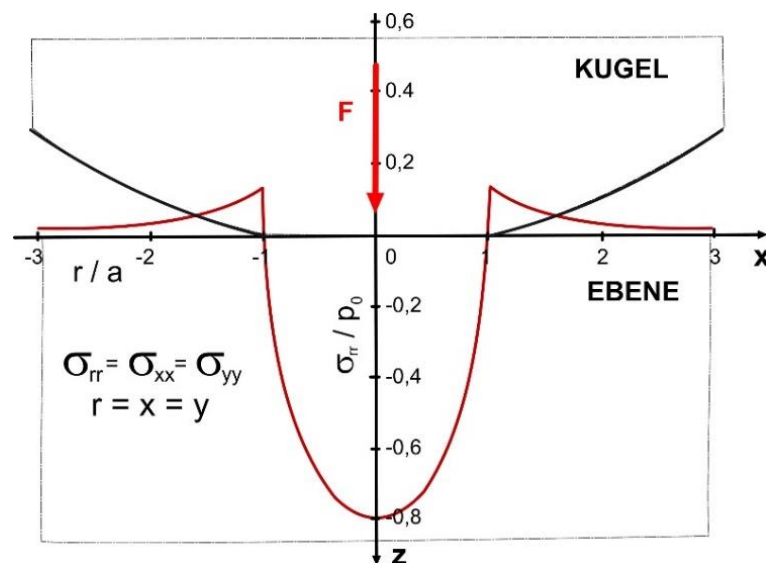


Abb. 2.6: Kugel – Ebene Kontaktspannung.

Die Zugoberflächenspannung beim Kontaktübergang bei $x = a$ ist durch Gleichung (2.10) beschrieben.

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{rr} = p_{\max} \cdot \frac{(1-2\nu)}{3} \quad [2.10]$$

Die Oberflächenspannung im Kontaktübergang ist nur abhängig von der Hertz'schen Pressung und der Querkontraktionszahl. Der Betrag der Zugspannung am Kontaktübergang beträgt bei $\nu = 0,3$ 13,33 % von der Hertz'schen Pressung.

2.3.3 Linienkontakt

Beim Linienkontakt unterscheidet man zwischen zwei Modellen:

- zwei zylinderförmigen Körpern mit paralleler Drehachse (Zylinder-Zylinder-Modell)
- einem zylinderförmigen Körper mit einer Ebene (Zylinder-Ebene-Modell)

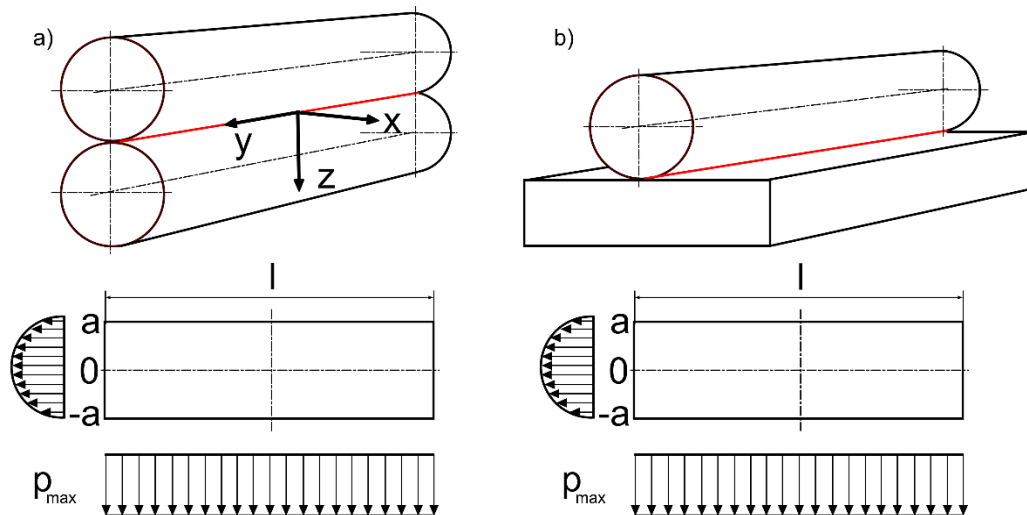


Abb. 2.9: Kontaktmodell mit Kontaktfläche: a) Zylinder-Zylinder; b) Zylinder-Ebene.

Bei unterschiedlich breiten Wälzzyclindern bilden sich in beiden Randbereichen Druckspitzen, deren Größe von der Geometrie und der Randgestaltung abhängig ist. Dieser Effekt ist besser als Kanteneffekt bekannt.

Für den einfachen Berührungsfall Zylinder-Zylinder gilt wiederum [Czi10, Joh99].

Die Berechnung der Ersatzkraft für die Einheitsdicke erfolgt nach Gleichung (2.12)

$$F_N' = \frac{F_N}{l} \quad [2.12]$$

r^* und E^* werden nach (2.6) und (2.7) und berechnet. Auch beim Linienkontakt wurde für alle nachstehenden Berechnungen ein E-Modul $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ und eine Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$ verwendet.

$$p_{max} = \sqrt{\frac{F_N' \cdot E^*}{\pi \cdot r^*}} \quad [2.13]$$

Die Flächenpressung nimmt vom Mittelpunkt bis zum Abstand a kontinuierlich ab. Ab dem Abstand a befindet man sich außerhalb der Kontaktfläche und die Flächenpressung ist Null [Joh99].

$$a = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_N' \cdot r^*}{\pi \cdot E^*}} \quad [2.14]$$

Mit Gleichung (2.15) wird die Flächenpressung in Abhängigkeit vom Mittenabstand berechnet. Die größte Flächenpressung und somit auch die größte Werkstoffbelastung treten in der Mitte des Kontaktes auf.

$$p(x) = p_{max} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}} \quad [2.15]$$

Beim Linienkontakt sind die Oberflächenspannungen (bei $z = 0$ und ohne Schlupf) nur innerhalb des Kontaktes vorhanden. Es treten auf Grund des ebenen Dehnungszustandes nur Druckspannungen innerhalb der Kontaktfläche und keine Zugspannungen beim reibungslosen Kontaktzustand außerhalb auf. Erst wenn reibungsbehafteter Schlupf vorhanden ist, kann eine Zugspannung außerhalb des Kontaktes festgestellt werden. Die Oberflächenspannung für Linienkontakt wird allgemein wie folgt berechnet [Joh99]:

$$\sigma_{xx} = -\frac{2z}{\pi} \int_{-b}^a \frac{p(s)(x-s)^2}{\{(x-s)^2+z^2\}^2} ds - \frac{2}{\pi} \int_{-b}^a \frac{q(s)(x-s)^3}{\{(x-s)^2+z^2\}^2} ds \quad [2.16]$$

Die durch die Reibung hervorgerufene Tangentialspannung $q(x)$ kann errechnet werden mit [Joh99]:

$$q(x) = p(x) \cdot \mu \quad [2.17]$$

Durch die Tangentialspannung $q(x)$ wird die Oberflächendruckspannung in Gleitrichtung aus der Mitte verschoben und ist lokal erhöht [Joh99]. Zusätzlich erhält man eine Zugspannung am Kontaktrand. Am Kontaktende kommt es zu einer Zugspannung, wobei der Betrag der Zugspannung bei einem Reibwert von $\mu = 0,1$ um 19,8 % vom Betrag der Druckspannung in der Mitte des Kontaktes beträgt. Im Gegensatz zum Punktkontakt ist die Zugspannungsspitze beim Linienkontakt mit Schlupf von der Querkontraktionszahl und dem E-Modul unabhängig. Jedoch ist diese linear vom Reibkoeffizienten μ abhängig.

2.3.4 Berechnung der Spannung unter der Kontaktfläche

Sowohl beim Punkt als auch beim Linienkontakt treten Tiefenspannungen auf. Die größten Hauptspannungen $I_{f_{xx}} = I_{f_1}$, $I_{f_{yy}} = I_{f_2}$, $I_{f_{zz}} = I_{f_3}$ und $\tau_{xz} = \tau_{yz} = \tau_1$ treten genau in der Mitte der Kontaktfläche in die Tiefe auf. Die Gleichungen der Hauptspannungen in den unterschiedlichen Richtungen für Punkt und Linienkontakt sind in der Literatur dargestellt [Joh99]. Der normierte Spannungsverlauf ist in Abb. 2.10 dargestellt.

Immer dann wenn mehrachsige Beanspruchung vorliegt, stellt sich die Frage, wie diese mit den Kenntnissen über das Werkstoffverhalten bewertet werden kann. Das Werkstoffverhalten

kann im Prüflabor unter einachsiger Belastung, wie zum Beispiel Zug- und Biegeversuch gewonnen werden. Die unterschiedliche Bedeutung, die den einzelnen Spannungs- und Dehnungskomponenten zukommt, führt zu unterschiedlichen Vergleichsspannungshypothesen. Es gibt eine ganze Anzahl von Vergleichsspannungshypothesen zur Berechnung der Vergleichsspannung.

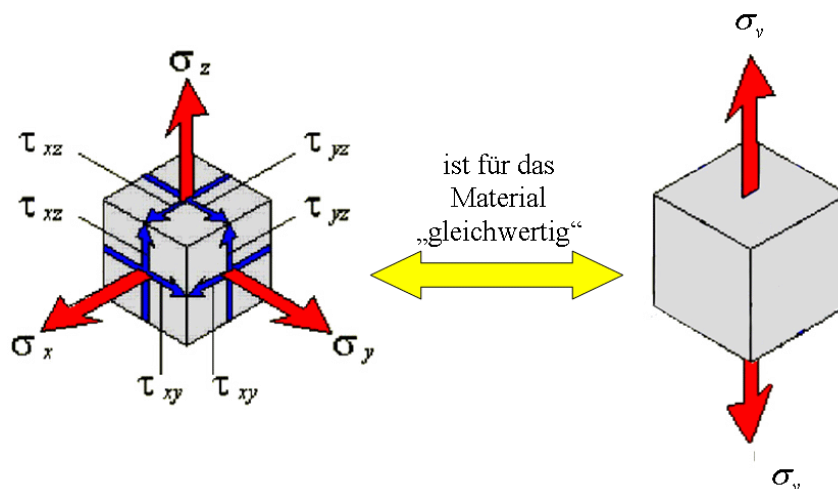


Abb. 2.10: Vergleichsspannung σ_v [Joh99].

Normalspannungshypothese

Die Beschreibung für den allgemeinen Spannungszustand laut Normalspannungshypothese (NH) lautet:

$$\sigma_v = \max(\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3) \quad [2.18]$$

Es wird davon ausgegangen, dass ein Bauteil auf Grund der größten Normalspannung versagt. Die Hypothese wird für spröde Werkstoffe (z.B. Schweißnähte) mit vorwiegend ruhender Zugbeanspruchung sowie bei stoßartiger Belastung von zähen oder spröden Materialien angewendet, die mit Trennbruch (Sprödbbruch, ohne Fließen) versagen [Hai02].

Schubspannungshypothese nach Tresca

Die Beschreibung für den allgemeinen Spannungszustand laut Schubspannungshypothese (SH) nach Tresca lautet:

$$\sigma_v = 2 \cdot \tau \max(|\sigma_1 - \sigma_2|; |\sigma_2 - \sigma_3|; |\sigma_3 - \sigma_1|)_{max} \quad [2.19]$$

Tresca geht davon aus, dass für das Versagen des Werkstoffes die größte Hauptspannungsdifferenz verantwortlich ist. Diese Hauptspannungsdifferenz entspricht dem doppelten Wert der maximalen Schubspannung. Sie wird bei zähem Material unter statischer Belastung, welches durch Fließen (Gleitbruch), versagt angewandt [Hai02].

Gestaltänderungsenergiehypothese nach Mises

Die Beschreibung für den allgemeinen Spannungszustand laut Gestaltänderungshypothese, auch Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) nach Mises lautet:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y - \sigma_x \cdot \sigma_z - \sigma_y \cdot \sigma_z + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad [2.20]$$

Nach Mises tritt Versagen des Bauteils dann auf, wenn die Gestaltänderungsenergie einen Grenzwert überschreitet. Die GEH wird für zähe Werkstoffe (z.B. Stahl) unter ruhender und wechselnder Beanspruchung verwendet. Nicht brauchbar ist die GEH bei nahezu hydrostatischen Spannungszuständen (gleich große Spannungen in allen drei Raumrichtungen), weil sich trotz der Beanspruchung eine Vergleichsspannung von Null ergibt [Hai02].

Sowohl die Maxima der Vergleichsspannung σ_v (GEH) nach der Gestaltänderungshypothese von Mises als auch das Maxima nach der Schubspannungshypothese σ_v (SH) liegt unterhalb der Werkstoffoberfläche. Die maximale Schubspannung τ_{max} liegt unter der Oberfläche und ist an der Oberfläche gleich Null. Das Maximum des Kontaktdrucks σ_z liegt an der Oberfläche (siehe Abb. 2.11, linkes Bild). Sowohl die Größe als auch die Lage des Maximums verändert sich von Punkt- zu Linienkontakt bei beiden Vergleichsspannungshypothesen (siehe Abb. 2.11, rechtes Bild). Im Vergleich zur Linienberührung starten die Werte der Vergleichsspannung σ_v nach der Gestaltänderungsenergiehypothese unter der Oberfläche bei der Punktberührung bei niedrigeren Werten, steigen dann jedoch schneller an und erreichen ein größeres Maximum in einer geringeren Tiefe unter der Oberfläche und klingen dann schnell wieder ab. Der Werkstoff unterliegt somit beim Punktkontakt bzw. bei kreisförmiger Kontaktfläche einer höheren Maximalbeanspruchung mit steileren Spannungsgradienten als bei Linienberührung bzw. rechteckiger Kontaktfläche.

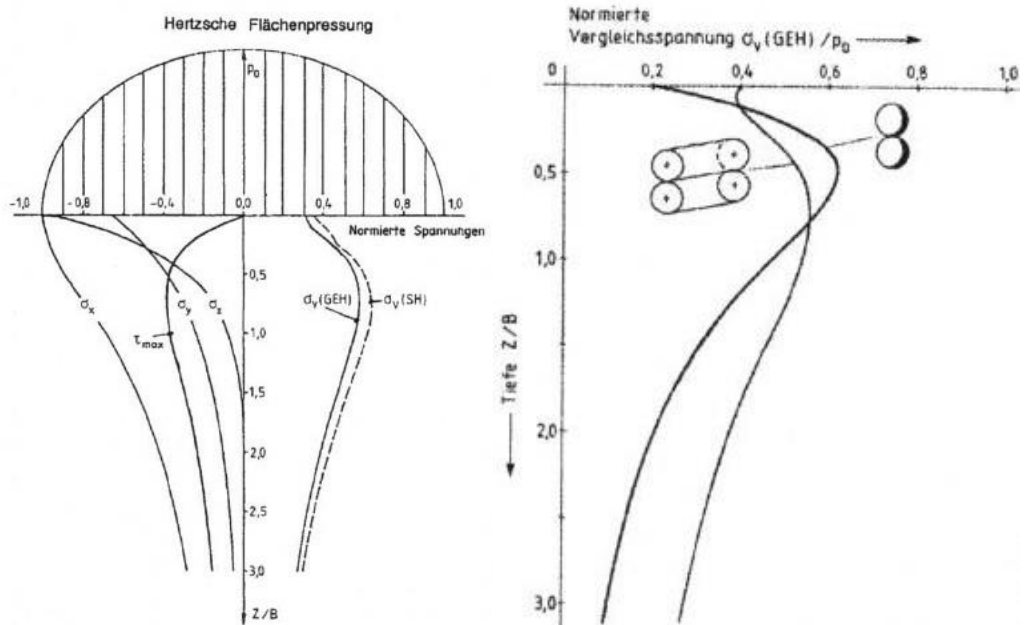


Abb. 2.11: Werkstoffbeanspruchung zweidimensional gekrümmter Oberflächen: Hertz'sche Flächenpressung für Linienkontakt (links), Vergleich der Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese von Mises zwischen Punkt und Linienkontakt (rechts) [Czi10].

Tritt bei Punkt- oder Linienkontakt Reibung auf, so verlagert sich das Zentrum maximaler Schubspannung in Richtung zur Oberfläche hin. Bereits ab einer Reibungszahl von $\mu \sim 0,5$ liegt das Maximum an der Oberfläche, siehe Abb. 2.12, rechtes Bild. Bei der Überlagerung von tangentialen Reibungskräften und Normalkräften kann damit gerechnet werden, dass bereits ab Reibungszahlen von $\mu \sim 0,25$ eine plastische Verformung im Oberflächenbereich eintritt.

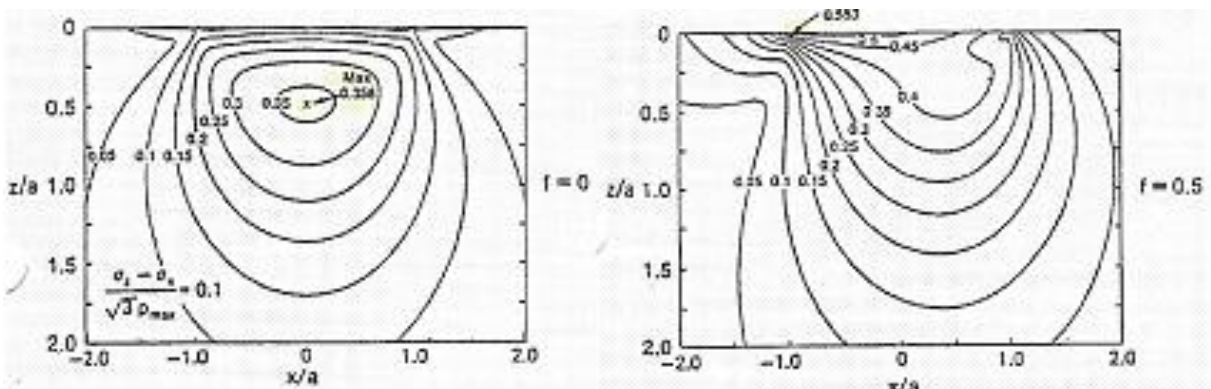


Abb. 2.12: Von Mises Werkstoffbeanspruchung bei Kugel Ebene Kontakt: ohne Schlupf (links), mit Schlupf (rechts) [Czi10]

2.4. Simulationstechnik

Um dynamisch auftretende Effekte und Kräfte zwischen Rad und Schiene hinreichend treffsicher zu bestimmen, werden im ersten Schritt Mehrkörpersimulationen von Schienenfahrzeugen durchgeführt. Eine beispielhafte Vorgehensweise ist Abb. 2.13 dargestellt.

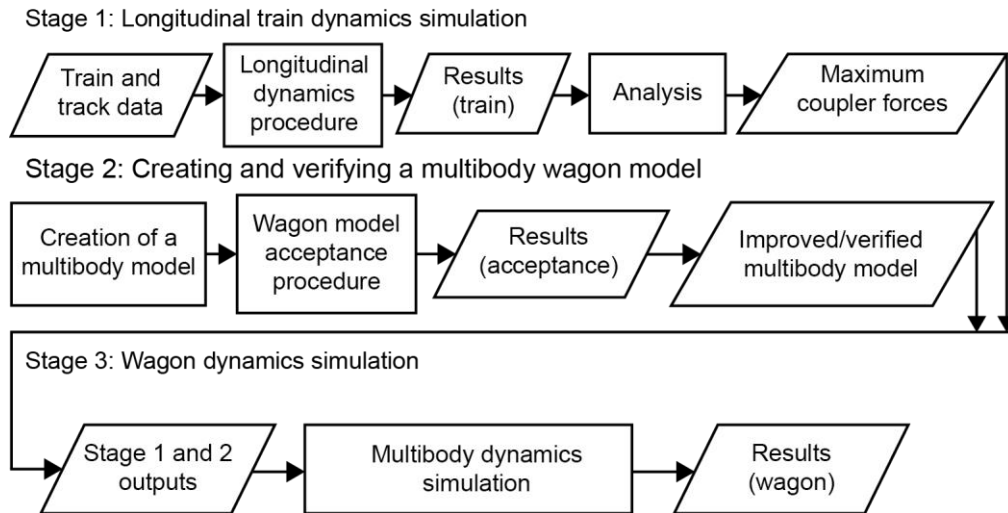


Abb. 2.13: Mehrkörpersimulationsmodell [Spi14].

Stufe 1 betrachtet die Längszugdynamik die erforderlich ist, um Kräfte und Bewegungen von verbundenen Schienenfahrzeugen entlang der Spurrichtung zu modellieren. Stufe 2 deckt die Entwicklung eines Mehrkörper-Eisenbahnmodells ab, das aus starren Massen aufgebaut ist, die über Kopplungselemente miteinander verbunden sind. Die Vollsimulation in der 3. Stufe, die die Längszugdynamik, seitliche Kopplungskräfte und das verifizierte Mehrkörperschienenfahrzeugmodell umfasst und miteinander kombiniert, sollte es ermöglichen, ein zusammenfassendes Ergebnis über die Wagondynamik und die dadurch auftretenden Kräfte im Zugbetrieb zu generieren [Spi14, Arc11]. Dieses Ergebnis kann in Detailsimulationen verwendet werden, wie z.B. für den Schienenstoß [lwn06]. Durch den Schienenstoß schlägt das Rad auf die nächste Schiene und erzeugt eine dynamische Wirkung. Dadurch entstehen zwei dynamische Kontaktpressungsspitzen beim Schienenstoß, die mit einer Frequenz von bis zu 500 Hz auftreten, siehe Abb. 2.14 (rechts).

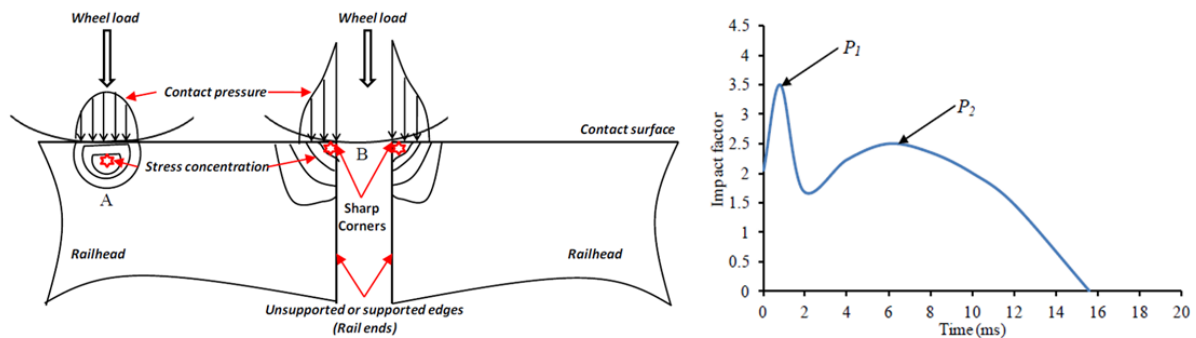


Abb. 2.14: Radlast auf Schienenstoß (li.), Kontaktspannungen im Schienenstoß (re.) [Zon13].

Die erste Schwingung ist nach wenigen Millisekunden abgedämpft (~ 500 Hz) und wirkt nur lokal auf die Kontaktfläche. Die zweite Schwingung wird langsam gedämpft (30 bis 100 Hz) und beeinflusst die meisten Gleis- und Wagenkomponenten. Die Schlagkraft ist ~ 400 bis 800 % höher als die statische Kontaktkraft [Sun02, Zon13]. Die durch einen Schienenstoß auftretenden Effekte und Kräfte können daher nur mit einer Mehrkörpersimulation hinreichend berechnet werden.

2.5. Werkstoffverhalten unter Überrollbeanspruchung im Rad-/ Schienenkontakt

Als Gefüge bezeichnet man allgemein die sichtbare Struktur des Werkstoffs. Dies kann zum Beispiel durch Ätzen von geschliffenen Proben im Rahmen der Metallographie erzeugt werden. Die Charakterisierung von Gefüge und Mikrostruktur wird durch quantitative Darstellung und durch eine Verknüpfung mit den jeweilig verbundenen Eigenschaften beschrieben. Als Gefüge bezeichnet man die Anordnung der Bestandteile in Metallen und Legierungen. Bei einem Gefüge unterscheidet man zwischen Primär- und Sekundärgefüge. Ein Gefüge umfasst dabei [Got07]:

- Körner / Kornstruktur (Unterscheidung durch die Kristallorientierung, Form und Anordnung)
- Phasen (Unterscheidung durch die Kristallstruktur und chemische Zusammensetzung)
- Matrix und Grundmasse (mit eingelagerten Teilchen, Ausscheidungen und Einschlüssen)
- Baufehler der Kristallstruktur (Leerstellen, Fremdatome und Versetzungen)
- Grenzflächen

Das mit einem Lichtmikroskop erkennbare Gefüge ist nur eine grobe Charakterisierung des Werkstoffzustandes, da die optisch erreichbaren Vergrößerungen nicht ausreichend sind.

Meistens erscheint das Gefüge als makroskopisch homogen. Bei höheren Vergrößerungen im Raster- oder im Transmissionselektronenmikroskop (TEM) können auch Kristallbaufehler, die häufig in charakteristischen Mustern angeordnet sind, beobachtet werden. Gefüge sind nie fehlerfrei. Das ist auf Grund der thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten nicht möglich.

In dieser Arbeit werden ausschließlich perlitische Schienenstähle und ferritisch - perlitische Radstähle verwendet (siehe Abb. 2.15 a). Diese haben einen polykristallinen Aufbau und setzt sich aus folgenden Phasen zusammen [Got07]:

- Ferrit α -Fe (krz ... kubisch raumzentriertes Gefüge)
- Zementit Fe_3C (Eisenkarbid und tritt als metastabile Phase auf)

Die perlitischen Körner bestehen aus Ferrit und Zementit – Lamellen und sind in Abb. 2.15 b abgebildet. Die Breite der Lamellen ist von der Abkühlgeschwindigkeit abhängig [Got07].

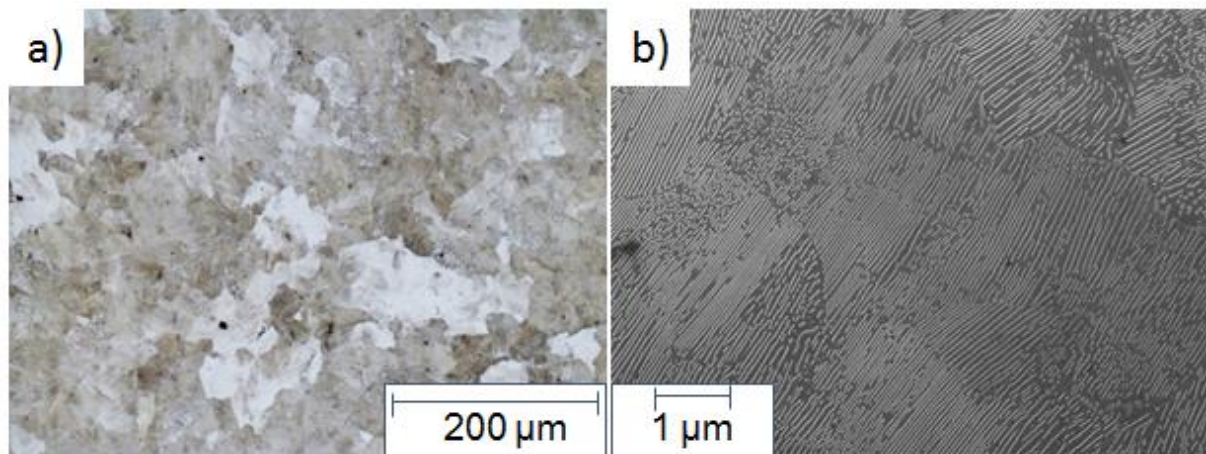


Abb. 2.15: Perlitischer Schienenstahl R260: a) Lichtmikroskop, b) REM Detailaufnahme.

Die Stähle können in Gleichgewichts- und Ungleichgewichtsgefüge unterteilt werden. Zu den Gleichgewichtsgefügen zählen Ferrit, Austenit, Zementit und Perlit. Je nach Abkühlgeschwindigkeit können sich unterschiedliche Ungleichgewichtsgefüge einstellen, wie zum Beispiel Sorbit, Troostit, obere / untere Zwischenstufe und Martensit [Got07].

In der Werkstoffentwicklung und Schadensakkumulation ist es immer wieder notwendig den Aufbau von Gefügen quantitativ zu beschreiben. Wenn Gefügeanalysen gemacht werden, erfolgen diese meistens an Schliffproben. Diese stellen jedoch nur einen zweidimensionalen Schnitt einer Probe dar. Zur Beschreibung des dreidimensionalen Aufbaues von einer Probe wird die Stereologie verwendet [Got07].

Härteverfahren: Wird ein Metall plastisch verformt, so breiten sich im Werkstück Versetzungen aus. Um nun die Festigkeit zu erhöhen, müssen Maßnahmen getroffen werden, die die Bewegung von Versetzungen behindern. Durch das Härten wird die mechanische Widerstandsfähigkeit von Stahl, durch gezielte Änderung des Gefüges, erhöht. Beim Schienenkopfhärten wird die Schiene nach dem Walzprozess in einem Ölbad abgeschreckt. Dadurch wird die Härte deutlich erhöht.

3. Methode und wissenschaftlicher Lösungsansatz

Eine Darstellung des methodischen Zugangs zur bestehenden Aufgabenstellung und der chronologische Projektverlauf ist in Abb. 3.1 schematisch zusammengefasst. Ebenfalls sind die unterschiedlichen Arbeitspakete deutlich herausgehoben. Arbeitspaket 1 umfasst hierbei das Projektmanagement. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Elemente des methodischen Zugangs erfolgt nachfolgend in den fachlich unterteilten Arbeitspaketen (AP).

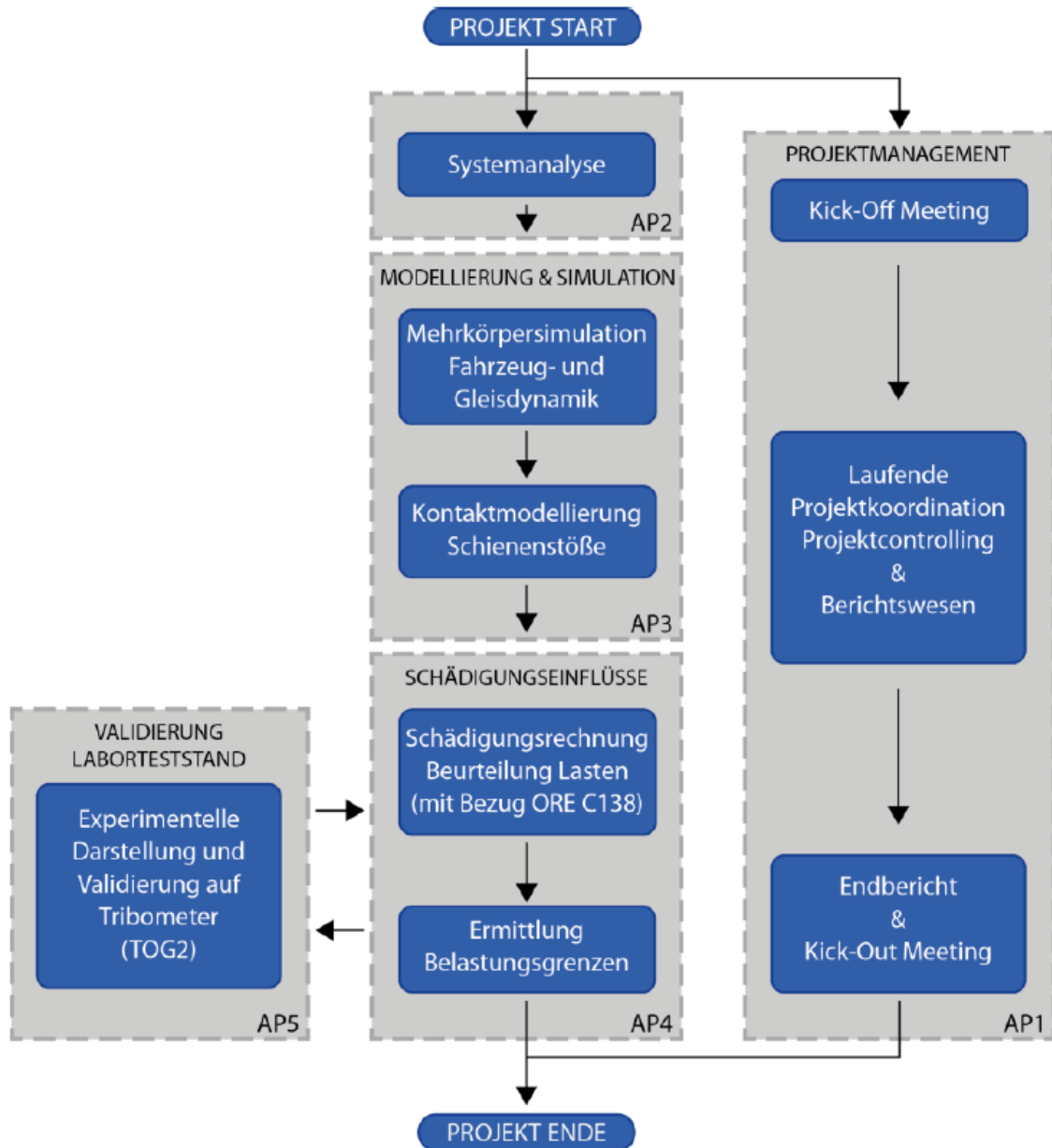


Abb.3.1: Schematische Darstellung des methodischen Zugangs.

3.1. Systemanalyse

Der relevante und zu betrachtende IST-Zustand von Schienenstößen wird vorab gemeinsam mit dem Schieneninfrastrukturbetreiber definiert und auf betroffenen Haupt- und Nebenbahnen begutachtet. Eine Charakterisierung der beanspruchten Oberflächen (Bestandsaufnahme) wird im Hinblick auf materialspezifische Eigenschaften und Veränderungen qualitativ und quantitativ durchgeführt. Wesentliche Anforderungen werden systematisch erfasst und dienen als Basis für die Simulation. In weiterer Folge wird eine Analyse des ausgewählten Systems zur Dokumentation der Anforderungen und Festlegung der Einflussparameter durchgeführt.

Daten zu den typisch verwendeten Fahrzeugarten auf Haupt- und Nebenbahnen werden als vom Schieneninfrastrukturbetreiber bereitgestellt angesehen. Im Zuge der Literaturrecherche zu Modellierung, Berechnung, Praxiserfahrungen etc. werden verschiedene Verbindungskonzepte für Schienenstöße, Gleislagefehler sowie Konzepte für die benötigten Modellsysteme (MKS und FEM) erarbeitet.

3.2. Modellierung und Simulation

Um ein erweitertes Verständnis für die Problemstellungen und größtmöglichen Nutzen aus der Systemmodellierung und Simulation abzuleiten, wurde ein möglichst umfassender Zugang gewählt. Dabei gliedern sich die Forschungsaktivitäten grob in folgende Bereiche:

- Anwendung geeigneter Simulationsmodelle
- Anpassung und Applikation der Modelle mit Eingangsgrößen auf Basis realer Nutzungsdaten (z.B. Neuprofil, verschlissenes Profil, Bettsteifigkeiten, Fahrzeugarten)

Das Gesamtsystem wird in verschiedene Teilsysteme geeignet untergliedert, sowie mit jeweils adäquaten Methoden modelliert und damit das Verhalten simuliert. Dadurch wurde ein zweistufiger Simulationsansatz gewählt:

- Als erstes ist das Belastungskollektiv für die Rad-Schienen Interaktion mittels Mehrkörpersimulation zu berechnen.
- Als zweiten Schritt werden mittels Kontaktsimulation FEM die Spannungen für Bolzen, Laschen und Rad-Schiene mit den Belastungskollektiven aus der MKS Simulation ermittelt.

Zur Untersuchung der globalen Einflussgrößen, welche das Belastungskollektiv bei der Interaktion zwischen Schienenfahrzeug und Gleisrost beschreiben, wird ein Mehrkörper-

system (MKS) modelliert. Gleis- bzw. fahrzeugspezifische Modellparameter, wie z. B. Gleislage, Schotterbettsteifigkeit, Fahrzeug-/Fahrwerkkonfiguration von einer Elektrolokomotive werden vom Schieneninfrastrukturbetreiber ÖBB abgefragt bzw. aus der Fachliteratur übernommen. Im Zuge der Berechnungen mit dem erarbeiteten MKS-Modell werden ausgewählte Modellparameter, wie z. B. Geschwindigkeit variiert, um unterschiedliche dynamische Fahrzeugbelastungen und deren spezifischen Einfluss auf das Lastkollektiv im Rad-Schiene-Kontakt zu simulieren (siehe Abb. 3.2).

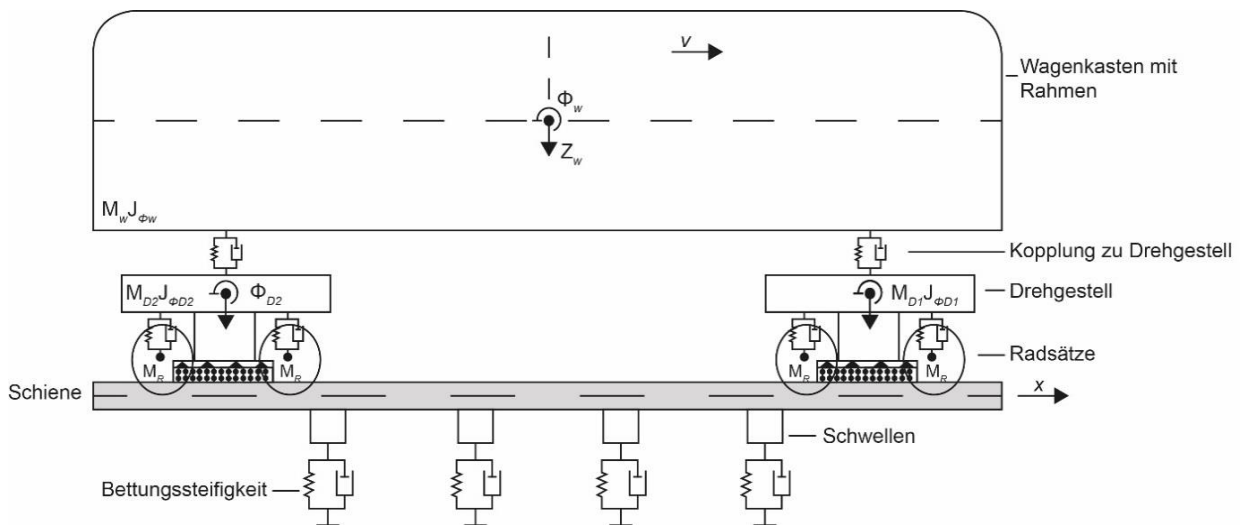


Abb. 3.2: Beispielhafte Darstellung des MKS-Modells.

Für detaillierte Analysen an den spezifizierten Systemkomponenten am Schienenstoß wie Bolzen, Lasche und Schienenkopfende werden die notwendigen Detailmodelle auf Basis der Finiten Elemente Methode (FEM) entwickelt. Größere Teilsystemmodelle, wie z. B. der Gleisrost, welcher sich aus einer Reihe von quer verlaufenden Schwellen und den darauf befestigten Gleisen zusammensetzt, werden im Sinne der Berechnungseffizienz durch eine Bettsteifigkeitskonstante aus der Literatur abgebildet. Der Wert dafür ist abhängig u.a. von der Bodenbeschaffenheit. Für die nachstehenden Analysen wurde mit ÖBB ein Mittelwert vereinbart und verwendet. Durch Aufbringung der zuvor mit MKS-Berechnung ermittelten Lastkollektive auf das Schienenstoß-FEM-Modell mit originaler Geometrie (dreidimensionaler finiter Volumenelemente, siehe Abb. 3.3) wird eine detaillierte Spannungsanalyse durchgeführt, wodurch kritische Beanspruchungen wie z. B. Schiene-Lasche-Verbindung oder Rad-Schienenstoß-Kontakt identifiziert werden.

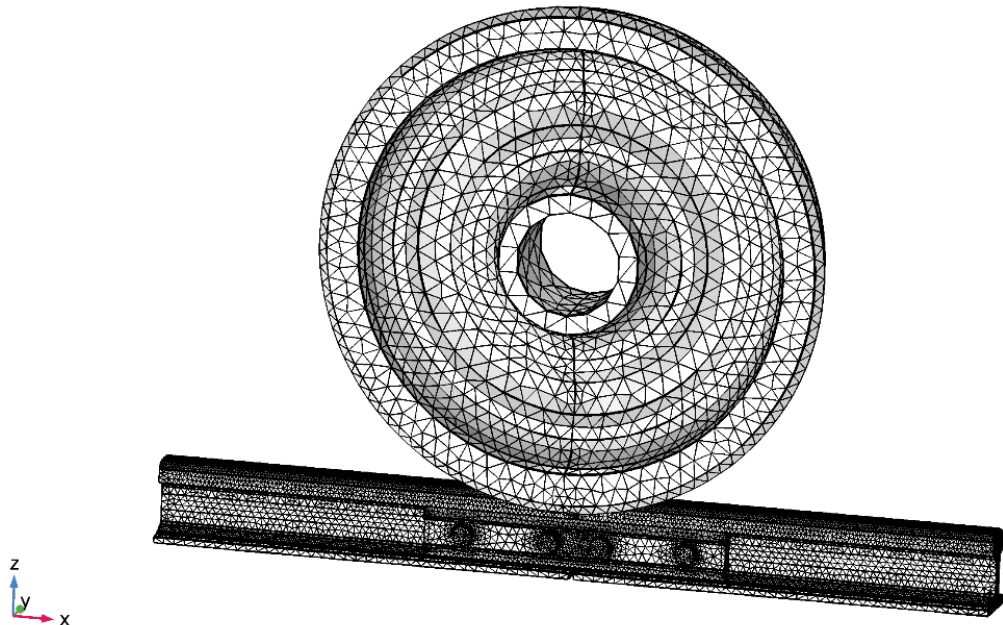


Abb. 3.3: Diskretisiertes Modell des Rad/Schiene-Kontakts.

Basierend auf der detaillierten Spannungsanalyse ist es möglich, plastische Deformationen im Bereich hochbeanspruchter Zonen zu berechnen, welche als kritische Kenngröße für die Beurteilung des Schädigungsverhaltens dienen.

Schädigungseinfluss: Durch Verschleiß auf dem Rad und der Schienen ändern sich die Kontaktsituationen. Durch die von ÖBB beigestellten Geometrievermessungen von verschlissenen Rädern und Schienen wurde der Einflüsse von Schienen- und Radprofilabweichungen im Bereich des Schienenstoßes auf den Spannungszustand in Rad und Schiene besonders detailliert untersucht.

3.3. Validierung mittels Laborteststand

Da den zuvor beschriebenen numerische Modellen bzw. Simulationen immer ein gewisser Grad an Vereinfachungen (Modell \neq Realsystem) zugrunde liegen, bildet die experimentelle Nachstellung im Labormaßstab einen unumgänglichen zusätzlichen Aspekt. Zu diesem Zweck soll der Laboraufbau an einem translatorisch-oszillierendem Gerät (TOG), zu einem erweiterten tribologischen Systemverständnis und zur Validierung der Simulationsergebnisse beitragen.

Das TOG ist ein Tribometer, welches für die auf Labormaßstab skalierte Nachstellung von Schädigungsmechanismen an Schienen in Bezug auf die Anforderung im Rad/Schienen

Kontakt entwickelt wurde. Dieses Tribometer wurde erfolgreich bereits in vorangegangenen Projekten zur experimentellen Ermittlung des Rad-Schiene-Schädigungsverhaltens eingesetzt und wird nachfolgend im Detail beschrieben.

3.3.1 Werkstoffmatrix

Für die Schienenstoßmodellversuche am TOG werden für das Rad und die Schiene folgende Werkstoffe verwendet (Tab. 3.1).

Stahlsorte		Massenanteil in wt%			min. Zugfestigkeit Rm
Gefügetyp	Bezeichnung	C	Mn	Cr	MPa
Perlitischer Stahl	R260	0,60-0,82	0,65-1,25	≤0,15	880

Stahlsorte		Härte im Bulk	Entkohlungstiefe (gewalzt)	Oberflächenrauheit Ra (gewalzt)	Oberflächenrauheit Ra (gefräst)
Gefügetyp	Bezeichnung	HV1	µm	µm	µm
Perlitischer Stahl	R260	~275	~350	~1,9	~0,4

Stahlsorte		max. Massenanteil in wt%						Zugfestigkeit Rm	min. Härte im Bulk	gemessene Härte im Bulk
Gefügetyp	Bezeichnung	C	Si	Ni	Mn	Cu	Cr	MPa	HB	HV1
Perlitischer Stahl	ER7	0,52	0,40	0,30	0,80	0,30	0,30	820/940	235	303±9

Tab. 3.1: Werkstoffmatrix: Masseanteil, Zugfestigkeit und Härte [Fen13].

Sowohl die Schienen als auch die Radwerkstoffe sind perlitische Stähle. Der Schienenwerkstoff R260 ist ein Standardwerkstoff, welcher auch im Realsystem häufig eingesetzt wird. Bei den perlitischen Schienenwerkstoffen wurde im gewalzten Zustand (W) eine Entkohlungstiefe von ~ 350 µm festgestellt. Der Referenzwerkstoff R260 im gewalzten Zustand (W) ist in Abb. 3.4 dargestellt.

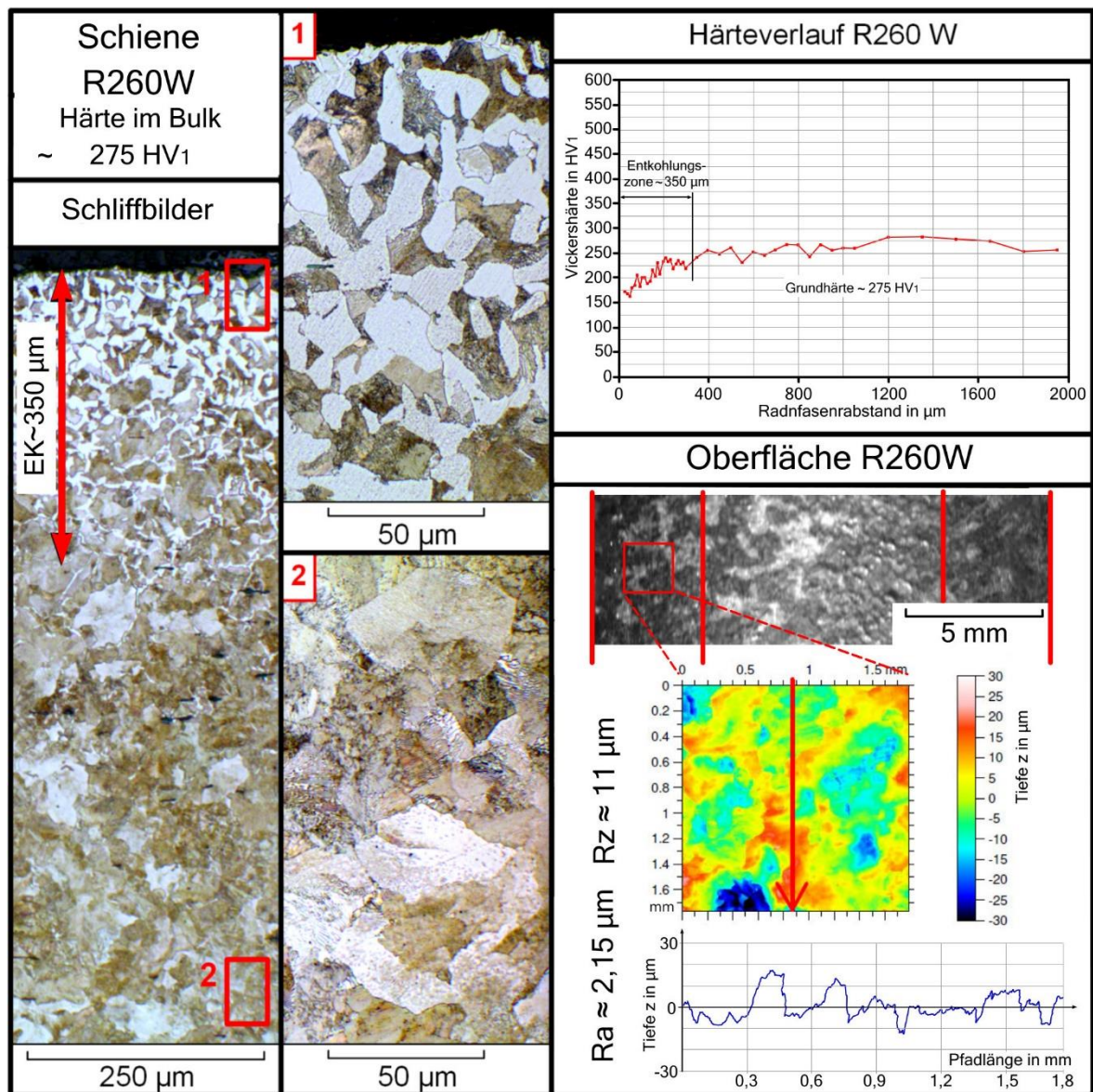


Abb. 3.4: Werkstoff R260W: Gefügebilder bei der Symmetrieachse (an der Oberfläche und im Bulk, linke Bildseite), Härteverlauf und Oberflächentopografie (rechte Bildseite).

Die Gefügebilder und der Härteverlauf wurden in der Symmetrieachse dargestellt und gemessen. Bei den Gefügebildern gibt es (linkes Bild) ein allgemeines Übersichtsbild und jeweils ein Detailbild an der Oberfläche (Detail 1) und im Bulk (Detail 2). In Detail 1 ist durch die Entkohlungszone ein ferritisch - perlitisches Gefüge ersichtlich (Ferrit erscheint weiß im Detailbild 1). Der Bulkbereich besteht aus einem rein perlitischen Gefüge. Der Härteverlauf wurde bis in eine Tiefe von 2 mm gemessen, wobei in der Nähe der Oberfläche mehr Messpunkte vorhanden sind. Von der Werkstoffoberfläche wurde für den Überblick ein Lichtmikroskop Bild angefertigt. Mit dem integrierten konfokalen und interferometrischen Leica

Mikroskop wurde die Oberflächentopografie im Kontaktbereich mit Falschfarbenoberflächenbild dargestellt. Im Bereich der Mikrorisse (Bereich markiert mit rotem Quadrat) wurde in der Mitte in Rollrichtung die Oberflächenrauheit gemessen.

Der Radwerkstoff ER7 mit ~ 0,5 wt.% C ist ein Standardwerkstoff, welcher bei Schienenfahrzeugen und Wagons häufig eingesetzt wird. Durch die Wärmebehandlung entstehen unterschiedliche Gefügebereiche, die in Abb. 3.5 dargestellt ist.

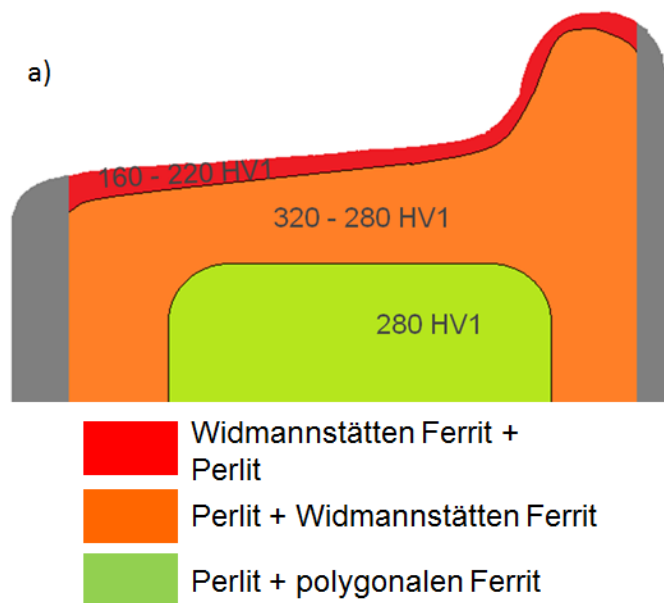


Abb. 3.5: Gefügebereiche mit den entsprechenden Härten des Radwerkstoffes ER7.

Der Werkstoff ER7 weist eine ~ 500 µm dicke Entkohlungszone mit einer geringeren Härte auf. Zwischen 2 und 5 mm ist eine höhere Härte von ~ 300 bis 320 HV1 feststellbar. Ab 5 mm tiefe ist der Grundwerkstoff mit einer Härte von ~ 280 HV1.

Nach dem Wärmebehandlungsprozess werden alle Eisenbahnräder ~ 1 bis 3 mm an der Lauffläche und auf den Seiten nachgedreht. Daher ist bei der Auslieferung der Räder keine Entkohlungszone vorhanden. Der Einfluss der Entkohlungszone bei den Rädern wird daher nicht getestet.

3.3.2 Versuchstechnik

Das TOG wurde für die Nachstellung der Schädigung auf der Schiene an die Anforderung im Rad/Schienen Kontakt adaptiert (siehe Abb. 3.6).

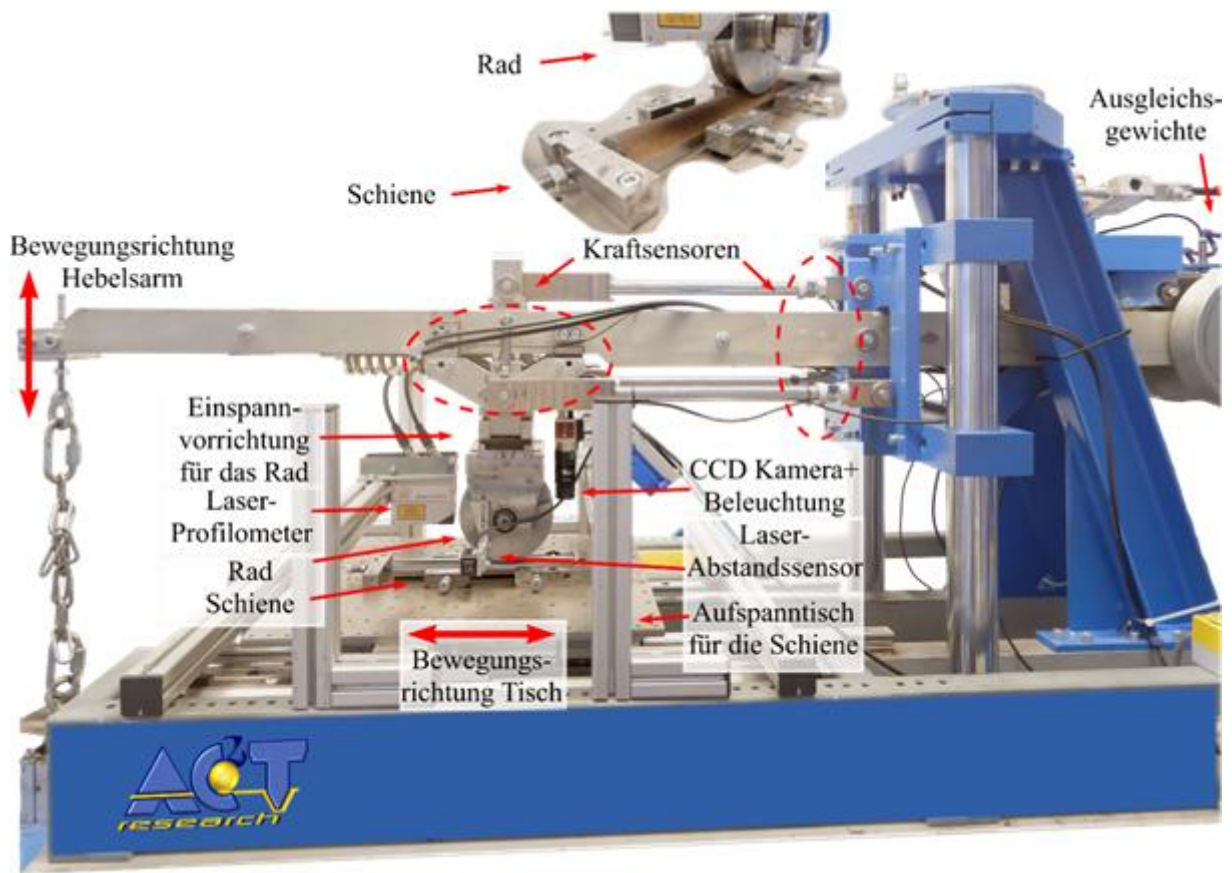


Abb. 3.6: Schienteststand bei AC²T.

Die Normalkraft wird bei diesem Teststand über einem Hebel auf die Radeinspannvorrichtung aufgebracht. Der Hebel kann sich vertikal nach oben und unten bewegen. Im Detailbild ist erkennbar, dass das Rad über eine Welle in der Einspannvorrichtung montiert ist. Auf dem Tisch ist die Schiene montiert. Der Tisch übernimmt die horizontale Bewegung (für das Rollen). Die Einspannvorrichtung ist in Richtungen der Normal- und Reibkraft frei gelagert. Die Messung der Normalkraft erfolgt über drei Kraftmessdosen und ist mit einer Feder vorgespannt. Durch das 3 - Punktmesssystem bei der Normalkraftmessung können Seitenkräfte / Momente gut gemessen werden.

Um periodische Anrisse zu generieren, wird der Kontakt zwischen Rad-Schiene und daher auch die Normalkraft nur in eine Rollrichtung aufgebracht (unidirektionale Bewegung, siehe Abb. 3.7). Dies wird durch eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) gesteuert. Die am Ende des Hebelsarmes vorhandenen Gewichte bewirken das Entlasten und Abheben des Rades.

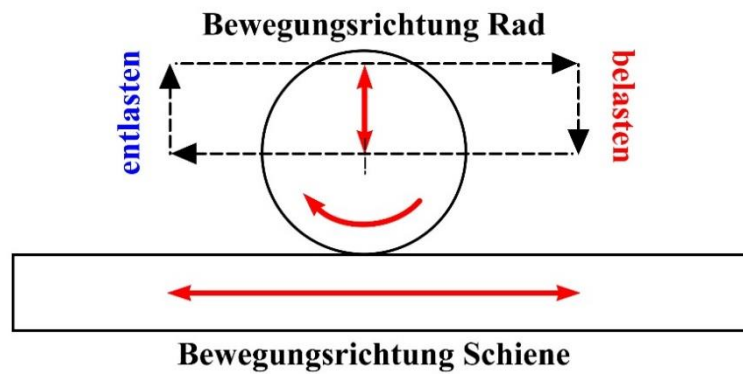


Abb. 3.7: Belastungsverlauf während eines Zyklus.

Ergänzend bietet dieses Tribometer die Möglichkeit zur Validierung der Simulationsergebnisse (siehe Abb. 3.8), sowie die Skalierung der Betriebs- und Belastungsbedingungen (Raddurchmesser, Pressung, Geschwindigkeit etc.) zwischen Modell- und Realsystem.

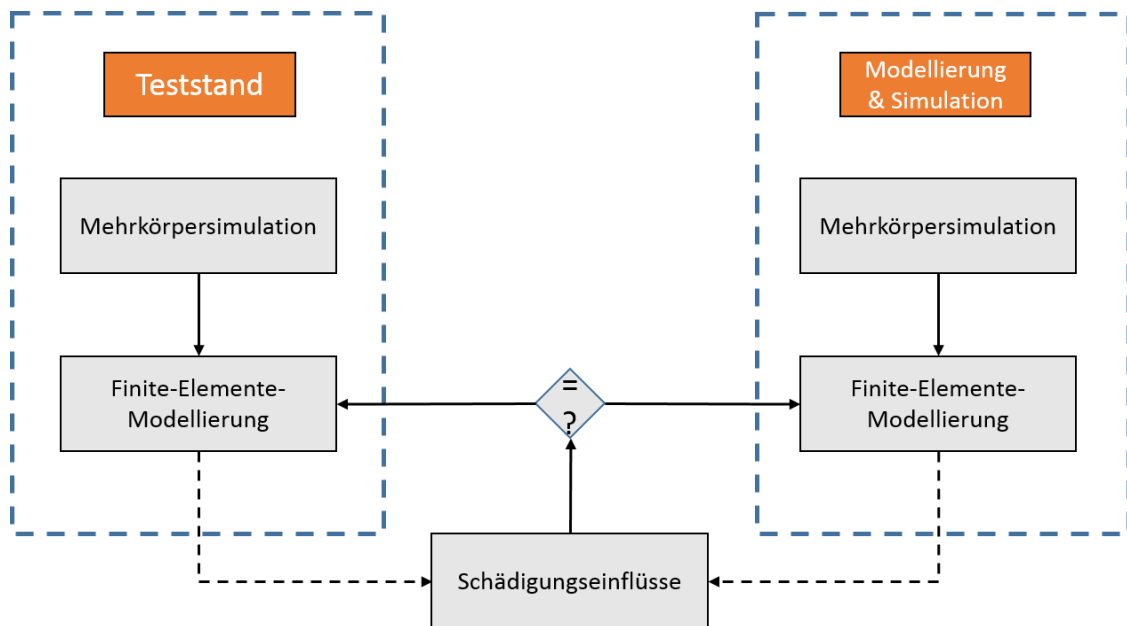


Abb. 3.8: Vorgehensweise zur Validierung der Simulationsergebnisse.

3.3.3 Probenfertigung

Die Head Checks und der Verschleiß treten in der Anwendung im Bereich der Schienenfahrkante auf, wo der Laufkranz des Rades gegen die Schiene gepresst wird (Kurvenfahrten, Sinuslauf). Aus Erfahrung ist dies der Bereich mit 1,0 bis 1,5 % Schlupf. Auf Grund des geringen Schlupfes befindet sich dieser Punkt im RCF Bereich [Poi08]. Die zu untersuchende

Zone an der Schiene ist die Schienenfahrkante mit einem Radius von 13 mm. Die Versuchsproben zur Charakterisierung des Einflusses der Schienenoberfläche nach dem Herstellungsprozess wurden direkt aus dem Schienenkopf herausgearbeitet (siehe Abb. 3.9). Damit wird gewährleistet, dass die Oberflächen- und Gefügeeigenschaften nach dem Fertigungsprozess im Versuch mitberücksichtigt werden. Für die Versuche wurde der Schientyp UIC 60E1 mit einem Fahrkantenradius von $R = 13 \text{ mm}$ gewählt. Dabei ergibt sich für einen Radlaufdurchmesser von 125 mm ein Schlupfbereich von max. 2 %. Zur Charakterisierung des Schienenstoßes wurde in der Schiene ein Spalt von 1 mm Breite hineingeschnitten. Das Verhältnis zur Realität beträgt ca. 1:10.

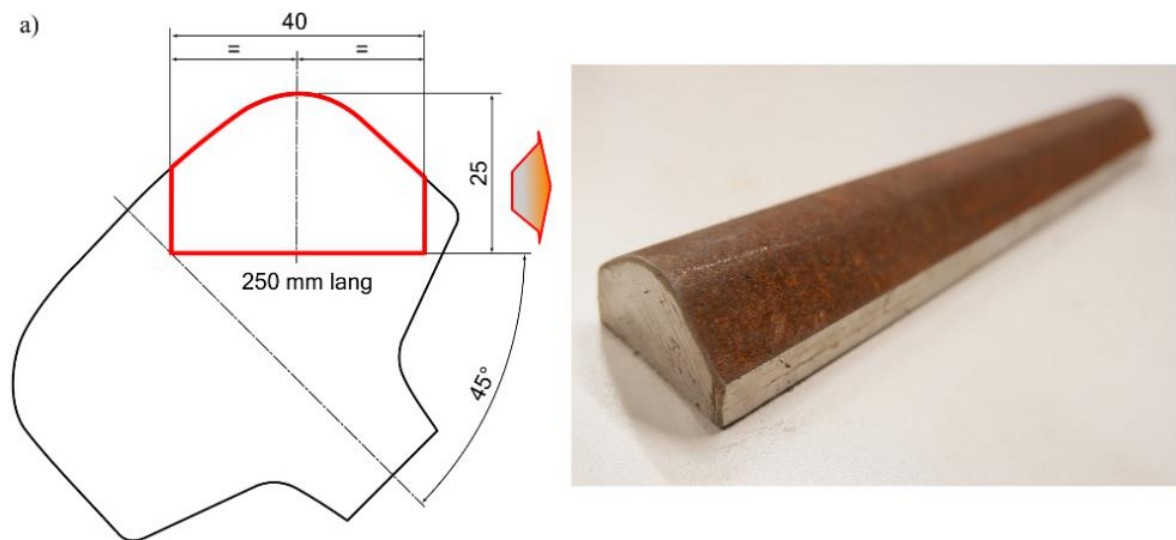


Abb. 3.9: Darstellung der Probenfertigung: a) Probenzeichnung und b) Schienenprobe.

Die Radproben wurde aus dem Radkranz im Bereich des Grundwerkstoffes herausgearbeitet (siehe Abb. 3.10). Um das Gefüge mit der entsprechenden Härte unterhalb der Lauffläche des realen Rades auch unterhalb der Lauffläche der Probe zu generieren, wurden diese nach der Probenfertigung wärmebehandelt. Dadurch kann eine Übertragbarkeit der Teststandsergebnisse auf das Realsystem verbessert wurde.

Basierend auf einer Versuchsmethodik werden unterschiedliche Einflüsse auf Verschleiß und Rissverhalten miteinander verglichen:

- Charakterisierung des Schienenstoßes
- Verbesserung durch 30° schrägen Schienenstoß

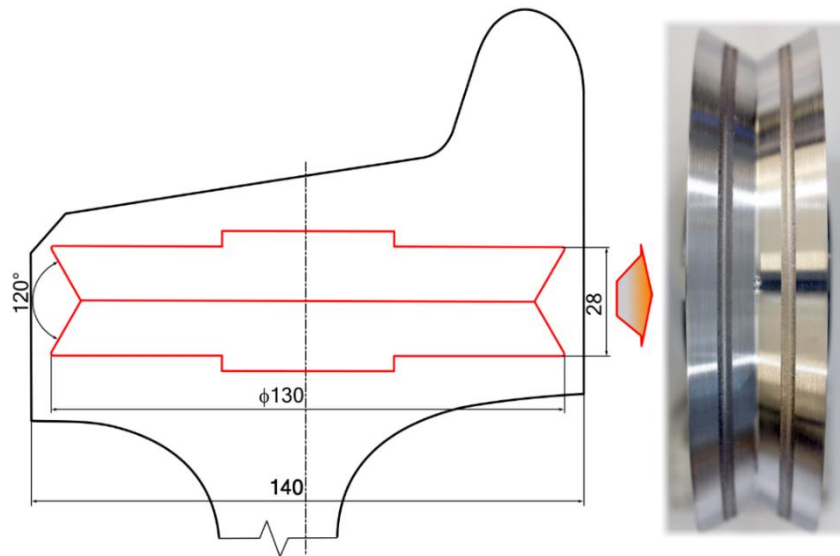


Abb. 3.10: Zeichnung des Radkranzes mit der Radprobe.

3.4. Messequipment

Stereomikroskop Olympus SZX16: Es bietet Vergrößerungen von 3,5 bis 144x. Es wurde zur Analyse der Oberfläche der geschädigten Prüfpaare verwendet.

Auflichtmikroskop Leica: Es bietet Vergrößerungen von 3,5 bis 1000x. Es wurde ebenfalls zur der geschädigten Prüfpaare verwendet. Ebenfalls wurden hiermit die Gefüge analysiert.

Infinite Focus G5 Alicona: Es bietet Vergrößerungen von 50 bis 100x. Es wurde zur Analyse der 3D Verschleißoberfläche der realen Teile und der geschädigten Prüfpaare verwendet.

4. Erzielte Ergebnisse

4.1. Schadensanalyse

Um die FEM Kontaktsimulation und die Modellteststandsergebnisse mit dem Realsystem abzugleichen, wurde ein bereits ausgebauter (verschlissener) Schienenstoß analysiert (siehe Abb. 4.1).



Abb. 4.1: Ausgebauter, verschlissener Schienenstoß: Makrobild (links), Gefügebild der verformten Zone (rechts).

Bei einem neuen Schienenstoß gibt es zwischen den Schienenenden einen Spalt von zirka 10 mm. Beim Überrollen fällt das Rad in den Spalt und übt einen Überrollschlag auf die Schienenkante aus. Dadurch entstehen an der Schienenkante deutliche plastische Verformungen, bis der Spalt komplett geschlossen ist (Abb. 4.1, rechts). Durch diese stark plastischen Verformungen werden auch die Schienenflanken bis zu einer Länge von zirka 10 cm stark plastisch verformt (Abb. 4.1, links). Die plastischen Verformungen unmittelbar hinter der Schienenkante am Schienenkopf reichen in eine Tiefe von zirka 8 mm (Abb. 4.2).

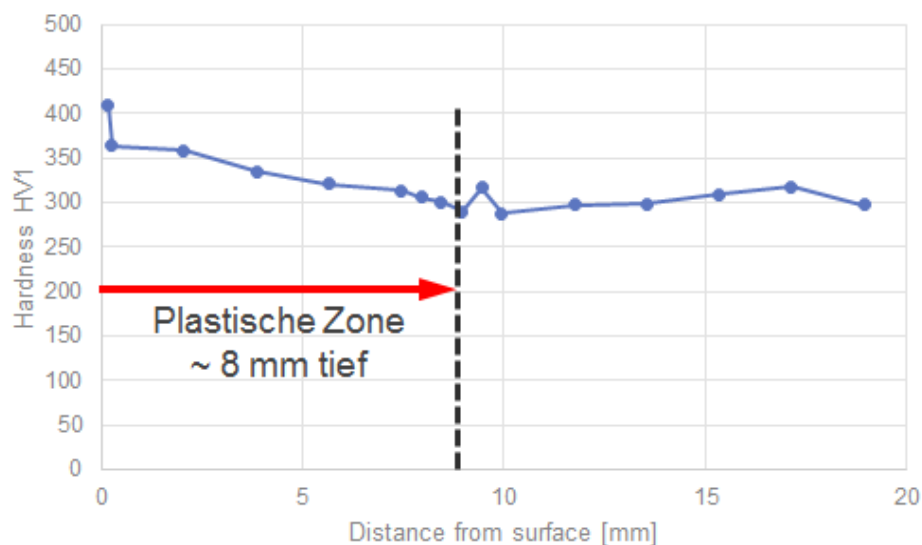


Abb. 4.2: Härtemessung in der plastischen Zone hinter der Schienenkante am Schienenkopf.

4.2. Mehrkörpersimulation (MKS)

Für die Mehrkörpersimulation (MKS) wurde die kostenlose Open-Source-Umgebung *OpenModelica* verwendet. Diese Software bietet die Möglichkeit, Mehrkörpersysteme (MKS) mit einem grafischen Editor aus einzelnen Elementen, wie z. B. Federn, Stoßdämpfern, Gelenken und bewegten Massen usw. aufzubauen und die Dynamik des gekoppelten Systems numerisch zu simulieren.

Arbeitsbasis ist ein MKS-Modell einer Lokomotive, welches hierarchisch und modular aufgebaut ist. Auf Grund der Komplexität wurde das gesamte MKS-Modell in folgende Teilmodelle unterteilt (siehe Abb. 4.3).

- CarBody
- Bogie
- BogieFrame
- Wheelset

Das Modell besteht aus einem Wagenkasten, an dem je ein vorderes und hinteres Drehgestell über Führungen, Längs- und Querdämpfer und Federn angebunden ist. Die Drehgestelle bestehen jeweils aus einem Drehgestell-Rahmen an dem wiederum jeweils zwei Radsätze (elastisch und gedämpft) angekoppelt sind. In Abb. 4.3 ist das Blockschaltbild und das Drehgestell in *OpenModelica* ersichtlich.

Die für das Modell erforderlichen Eingangsdaten wurden von der ÖBB bereitgestellt (siehe Abb. 4.4).

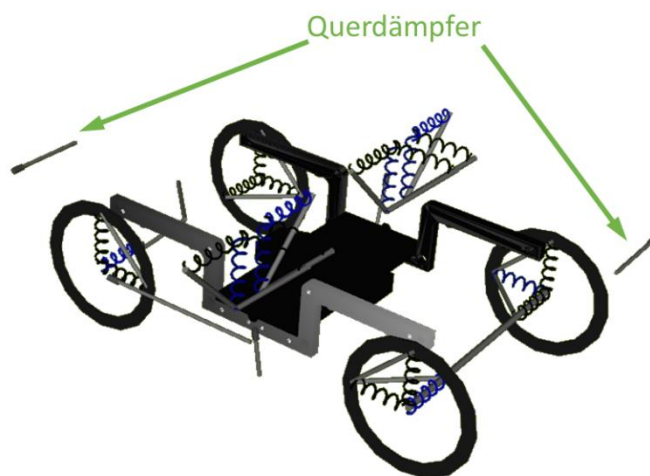
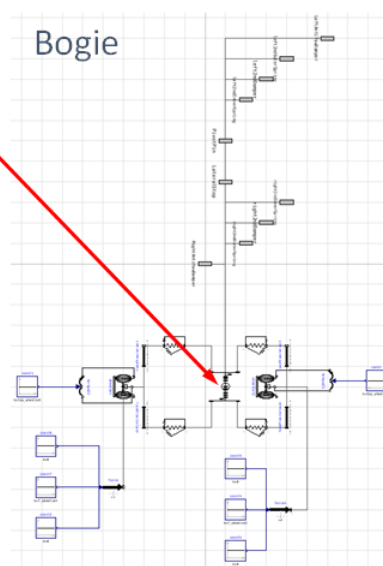
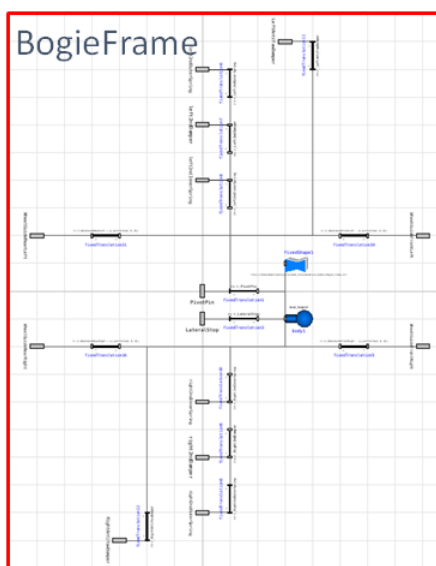
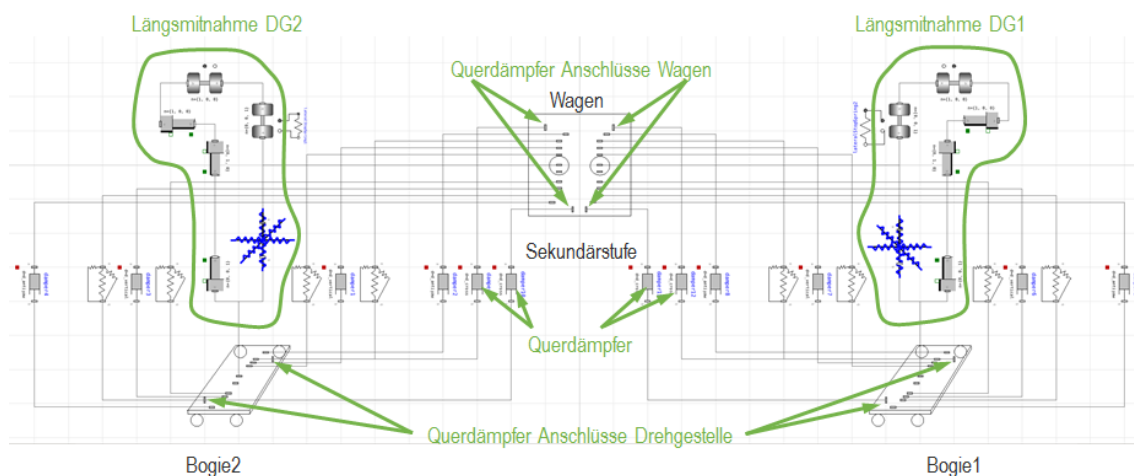


Abb. 4.3: Abbildung eines Drehgestells in OpenModelica: Blockschaltbild (oben), Gesamtmodell (unten).

Die kontaktmechanische Kopplung mit dem Gleisrost wurde auf Basis der Rechenergebnisse des nachfolgend beschriebenen FE-Modells bewerkstelligt. Die Fahrsituation der Elektrolokomotive wird mit dem gewählten MKS-Modellierungsansatz dynamisch und möglichst realitätsnah nachgebildet.

Abb. 4.5 zeigt beispielhaft die Kontaktkräfte der vier Radsätze während der Beschleunigungsphase der Lokomotive. Dabei ist zu erkennen, dass zu Beginn der Beschleunigungsphase die Kontaktkräfte beim in Fahrtrichtung gesehenen vorderen Radsatz (bezeichnet mit W1 in Abb. 4.5) im Vergleich zum hinteren Radsatz (W2) des jeweiligen Drehgestells um rund 5 % entlastet werden. Darüber hinaus sind die Kontaktkräfte beim in Fahrtrichtung gesehenen vorderen Drehgestell (B1) im Vergleich zum hinteren Drehgestell (B2) um rund 7 % reduziert.

General bogie parameters: Inertia and geometry

r_Ref_bogie1	{4.95, 0, 0}	m	Vector to the reference point of the first bogie
r_Ref_bogie2	{-4.95, 0, 0}	m	Vector to the reference point of the second bogie
m_bogie	17500	kg	Mass of bogie
r_Ref2CM_bogie	{0, 0, 0.706}	m	Vector bogie reference point to bogie center of mass
I_xx_bogie	3500	kg.m2	xx-element of inertia tensor of bogie
I_yy_bogie	7290	kg.m2	yy-element of inertia tensor of bogie
I_zz_bogie	10400	kg.m2	zz-element of inertia tensor of bogie
wheelRadius	0.575	m	Wheel radius
r_WheelGuideFrontLeft	{1.5, 1.06, 0.575}	m	Vector from bogie reference point to front left wheel bearing center
r_WheelGuideFrontRight	{1.5, -1.06, 0.575}	m	Vector from bogie reference point to front right wheel bearing center
r_WheelGuideRearLeft	{-1.5, 1.06, 0.575}	m	Vector from bogie reference point to rear left wheel bearing center
r_WheelGuideRearRight	{-1.5, -1.06, 0.575}	m	Vector from bogie reference point to rear right wheel bearing center
r_PrimaryDamperFrontLeft	{1.5, 1.245, 1.095}	m	Vector from bogie reference point to front left primary damper
r_PrimaryDamperFrontRight	{1.5, -1.245, 1.095}	m	Vector from bogie reference point to front right primary damper
r_PrimaryDamperRearLeft	{-1.5, 1.245, 1.095}	m	Vector from bogie reference point to rear left primary damper
r_PrimaryDamperRearRight	{-1.5, -1.245, 1.095}	m	Vector from bogie reference point to rear right primary damper
r_Left2ndOuterSpring	{0, 1.19, 0.856}	m	Vector from bogie reference point to left secondary outer spring
r_Left2ndInnerSpring	{0, 0.89, 0.856}	m	Vector from bogie reference point to left secondary inner spring
r_Right2ndOuterSpring	{0, -1.19, 0.856}	m	Vector from bogie reference point to right secondary outer spring
r_Right2ndInnerSpring	{0, -0.89, 0.856}	m	Vector from bogie reference point to right secondary inner spring
r_Left2ndDamper	{-0.325, 1.295, 0.449}	m	Vector from bogie reference point to left secondary damper
r_Right2ndDamper	{0.325, -1.295, 0.449}	m	Vector from bogie reference point to right secondary damper
r_LeftAntiYawDamper	{0.24, 1.314, 0.72}	m	Vector from bogie reference point to left anti-yaw damper (Schlingerdämpfer)
r_RightAntiYawDamper	{0.24, -1.314, 0.72}	m	Vector from bogie reference point to right anti-yaw damper (Schlingerdämpfer)
r_PivotPin	{0, 0, 0.42}	m	Vector from bogie reference point to pivot pin
r_leftLateralDamper1	{2.245, 0.57, 1.275}	m	Vector from bogie reference point of the car to the left lateral damper of the first bogie
r_rightLateralDamper1	{-2.245, -0.606, 1.275}	m	Vector from bogie reference point of the car to the right lateral damper of the first bogie
r_leftLateralDamper2	{2.245, 0.606, 1.275}	m	Vector from bogie reference point of the car to the left lateral damper of the second bogie
r_rightLateralDamper2	{-2.245, -0.57, 1.275}	m	Vector from bogie reference point of the car to the right lateral damper of the second bogie

Abb. 4.4: Drehgestell-Parameterliste.

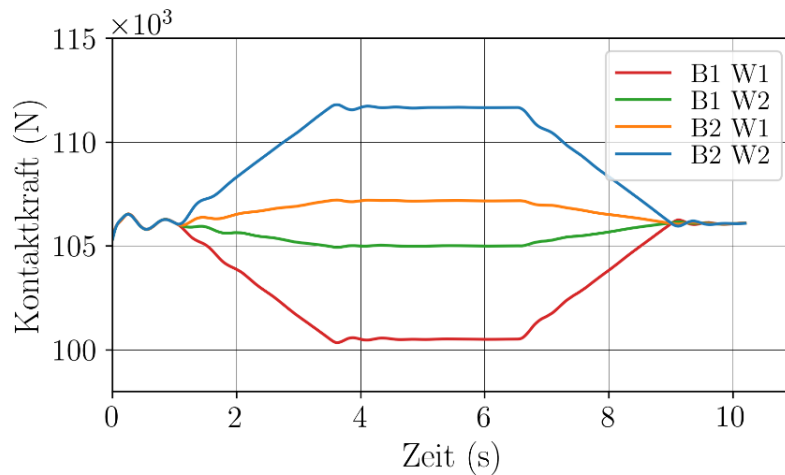


Abb. 4.5: Kontaktkraft zwischen Rad und Schiene während der Beschleunigungsphase; Anmerkung zur Legende: B1 bezeichnet das erste (in Fahrtrichtung) und B2 das zweite Drehgestell (Bogie), W1 und W2 jeweils den ersten und zweiten Radsatz (Wheelset).

Zur dynamischen Simulation der Rollkontakte (Einfluss der Fahrdynamik auf den Schienenstoß) wurden die Ergebnisse aus parametrisierten FEM-Berechnungen in das MKS-Modell als Interpolationstabellen eingepflegt (serielle Kopplung siehe Abb. 4.6).

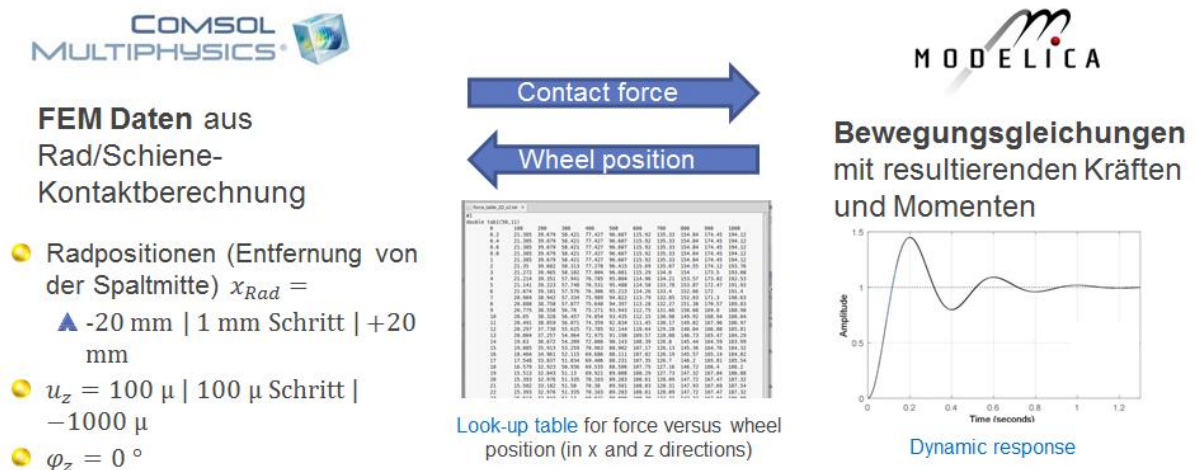


Abb. 4.6: Kopplung zwischen FEM und MKS.

Durch diese Kopplung lassen sich komplexe Kontaktgeometrien wie z. B. real gemessene Schienen- bzw. Radprofile und deren Kontakt numerisch beschreiben und in die Mehrkörpersdynamik überführen. Mit Hilfe dieser Kopplung wurde die Überrollung des Schienenstoßes für unterschiedliche Fahrsituationen dynamisch simuliert.

Um die Auswirkung der Fahrdynamik auf die Belastungen des gelaschten Schienenstoßes zu beurteilen, wurde das Überrollen eines Schienenstoßes bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten mittels MKS-Modell dynamisch simuliert. Basierend auf den Simulationsergebnissen – in Abb. 4.7a beispielhaft für den ersten Radsatz dargestellt – wird gezeigt, dass die Schwankung der Kontaktkraft durch dynamische Effekte im Bereich zwischen 100 kN und 110 kN (bei einer statischen Kontaktkraft von ca. 106 kN) zu liegen kommt. Das entspricht einer relativen Kraftänderung von -5.8 % bis +3.8 %.

Dieses Ergebnis lässt die Aussage zu, dass quasi-statische Belastungswerte als Beurteilungskriterium herangezogen werden können und diese optimalerweise mit einem dynamischen Faktor von 1,1 (+10 %, die relative Größenordnung der errechneten dynamischen Kraftüberhöhung) zu erhöhen sind.

Abb. 4.7a – d zeigt die resultierenden dynamischen Kontaktkräfte für die vier Radsätze in Abhängigkeit der gewählten Fahrgeschwindigkeit.

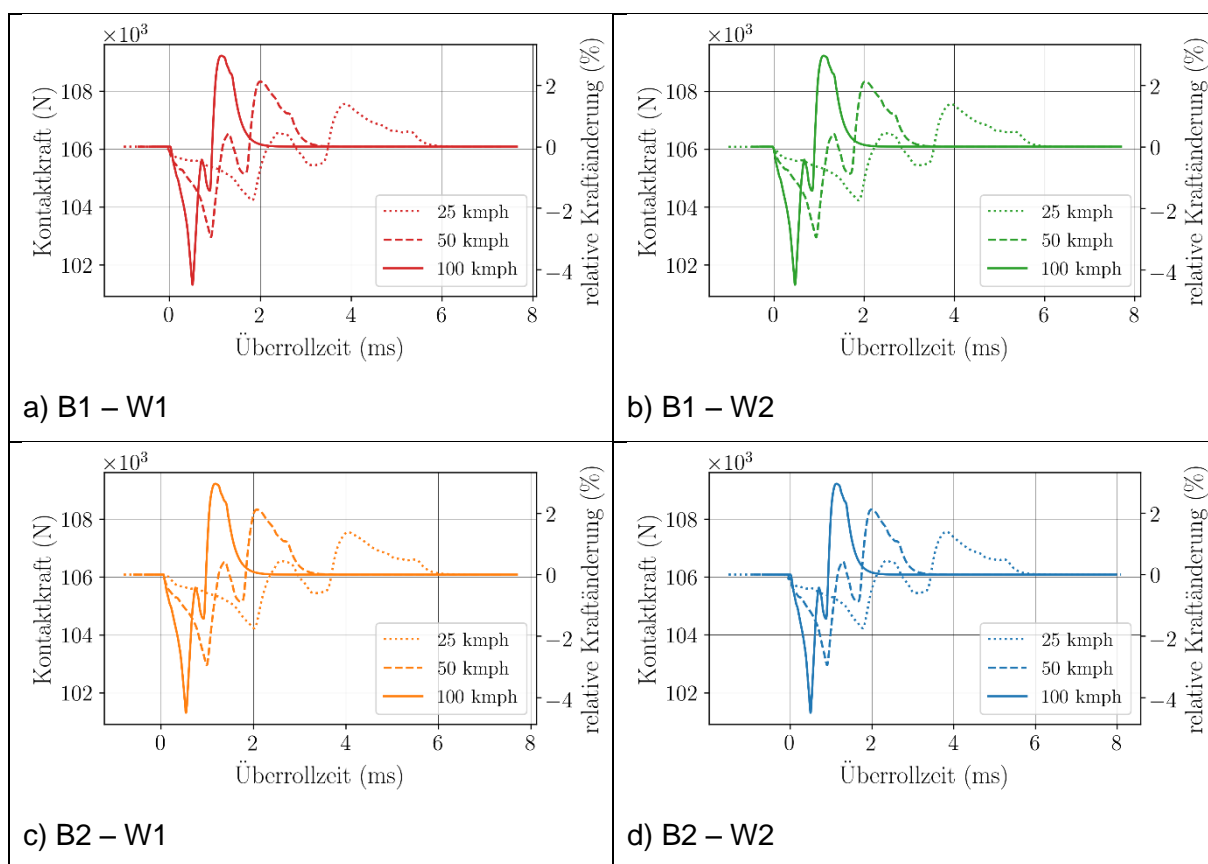


Abb. 4.7: Dynamische Kontaktkraft zwischen Rad und Schiene während des Überrollens des gelaschten Schienenstoßes für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten

Anmerkung zur Legende: B1 bezeichnet das erste (in Fahrtrichtung) und B2 das zweite Drehgestell (Bogie), W1 und W2 jeweils den ersten und zweiten Radsatz (Wheelset).

4.3. Kontaktsimulation (FEM)

Es wurde ein FE-Simulationsmodell für das Überrollen eines gelaschten Schienenstoßes (linear-elastisch, ideal-plastisch) unter Berücksichtigung der Bolzenvorspannungen erstellt. Für die unterschiedlichen FEM Simulationen wurden mehrere Modelle aufgebaut (siehe Abb. 4.8)

- Modell 1:
 - ▲ Normgeometrie (linear elastisch)
 - ▲ Spaltbreite 10 mm
 - ▲ Kontakt auf der Laufläche
 - ▲ Radpositionen $x_{\text{Rad}} = -20, -15, -10, -5$ mm
 - ▲ Bolzenvorspannkraft $F_v = 150$ kN
 - ▲ Vertikalkraft $F_z = 110$ kN
- Modell 2:
 - ▲ Normgeometrie (linear elastisch & ideal plastisch)
 - ▲ Kontakt im Bereich des Spurkranzes
 - ▲ Radpositionen $x_{\text{Rad}} = -20, -15, -10, -5, 0$ mm
 - ▲ Bolzenvorspannkraft $F_v = 20$ kN
 - ▲ Vertikalkraft $F_z = 120$ kN
 - ▲ Querkraft $F_y = 10$ kN
 - ▲ Bettungssteifigkeit $k = 500$ MN/m
 - ▲ Anlaufwinkel: 0, 7.5, 15 mrad
- Modell 3 (a, b, c):
 - ▲ Normgeometrie (linear elastisch & ideal plastisch)
 - ▲ Realgeometrie V1 (ideal plastisch)
 - ▲ Streckgrenze $R_e = 750$ MPa
 - ▲ Vertikalkraft $F_z = 140$ kN
 - ▲ Querkraft $F_y = 60, 85$ kN
 - ▲ Radpositionen $x_{\text{Rad}} = -20, -10, 0$ mm
 - ▲ Anlaufwinkel: 12 mrad
 - ▲ Reibungszahl im Rad/Schiene-Kontakt $\mu = 0.15, 0.36, 0.5$
- Modell 4 (a, b):
 - ▲ Realgeometrie V2.1 & V2.2 (ideal plastisch)
 - Sequentielle Kraftaufbringung
 - ▲ Streckgrenze $R_{e,\text{Rad}} = 540$ MPa, $R_{e,\text{Schiene}} = 590$ MPa
 - ▲ Anlaufwinkel: 12 mrad
 - ▲ Reibungszahl im Rad/Schiene-Kontakt $\mu = 0.36$

Abb. 4.8: Unterschiedliche FEM Modelle.

Bei allen Rad-Schiene-Kontaktsimulationsmodellen wurde folgendes berücksichtigt:

- Reale Geometrie (Radprofil UIC ORE S1002, Schienenprofil 49E1)
- Flachlasche FL 41/49
- Schwellen an den Schienenenden
- Schwellenbreite von 200 mm
- Schwellenabstand von 600 mm
- Reibungszustand im Kontakt Lasche / Schiene mit Richtwert $\mu = 0,5$ berücksichtigt

Der gelaschte Schienenstoß besteht aus drei belasteten Teilen:

- Bolzen
- Lasche
- Schienenkopfende

Um die kritischen Stellen um Schienenstoß zu bestimmen, wurden die auftretenden Spannungen mit Hilfe der FEM berechnet (siehe Abb. 4.9).

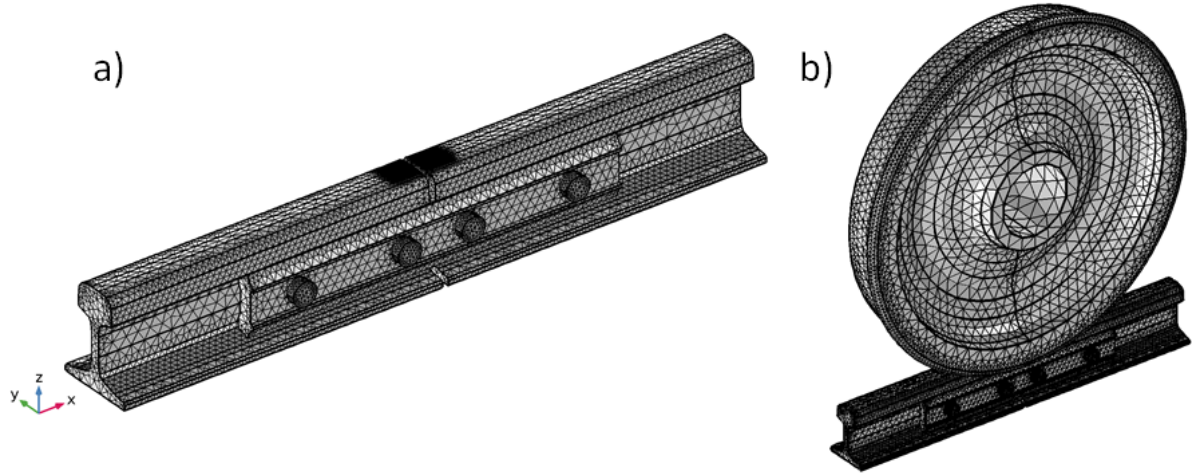


Abb. 4.9: a) FE-Netz Schienenstößen mit Lasche und Bolzen, b) FE-Netz in der Position „Überrollung des Schienenstoßes“.

Als erstes wurden die Spannungen im eingebauten Zustand (mit unterschiedlicher Vorspannkraft) ohne Überfahrt berechnet. Für die Überfahrt wurde das Rad auf die erste Schiene, in definierten Abständen, schrittweise näher am Schienenstoß positioniert und die FE-Simulation durchgeführt. Dies erfolgte bis das Rad mit der zweiten Schiene in Kontakt tritt. Für eine Überfahrt des Schienenstoßes wurden folgende Belastungen aus Messungen von ÖBB-Messstellen zur Berechnung angenommen und mit dem Projektpartner abgestimmt:

- Normalkraft $F_z = 120 \text{ kN}$; Querkraft $F_y = 10 \text{ kN}$ (hohe Häufigkeit, Belastungsfall 1)
- Normalkraft $F_z = 140 \text{ kN}$; Querkraft $F_y = 85 \text{ kN}$ (geringe Häufigkeit, Belastungsfall 2)

Die Überfahrt des Schienenkopfes wurde des Weiteren mit dem Modelteststand nachgestellt.

4.3.1 Bolzen

Der Bolzen wird mit einer Vorspannkraft von $F_v = 20 \text{ kN}$ vorbelastet. Die sich daraus entstehenden Spannungen sind in Abb. 4.10 dargestellt.

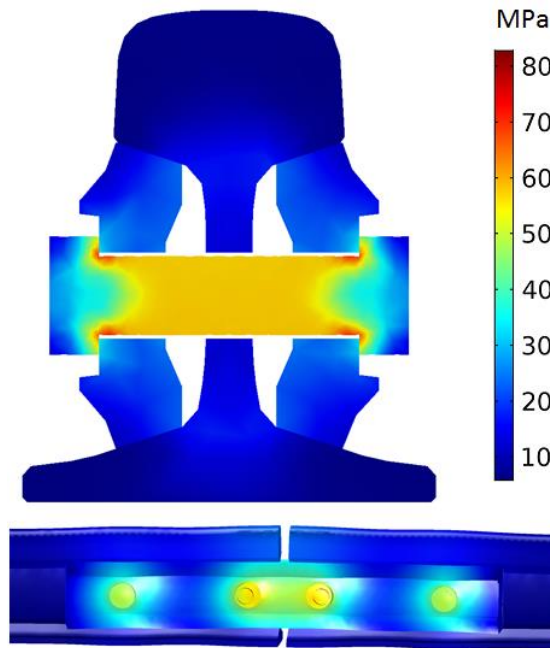


Abb. 4.10: Auswirkung der Bolzenvorspannung (linear elastische Berechnung).

Direkt an der Bolzenkerbe ergibt sich dadurch eine Spannungsspitze von 82 N/mm^2 (siehe Abb. 4.10 und 4.11a). Auf Grund der Bolzenvorspannung mit einer Vorspannkraft von $F_v = 20 \text{ kN}$ entstehen in der Schiene Deformationen. Die Schiene wird in der Höhe um $\sim 50 \mu\text{m}$ gestreckt (siehe Abb. 4.10 unten).

Für die Überfahrt mit den zwei unterschiedlichen Belastungen ergeben sich folgende Spannungen am Bolzen (siehe Abb. 4.11b, c).

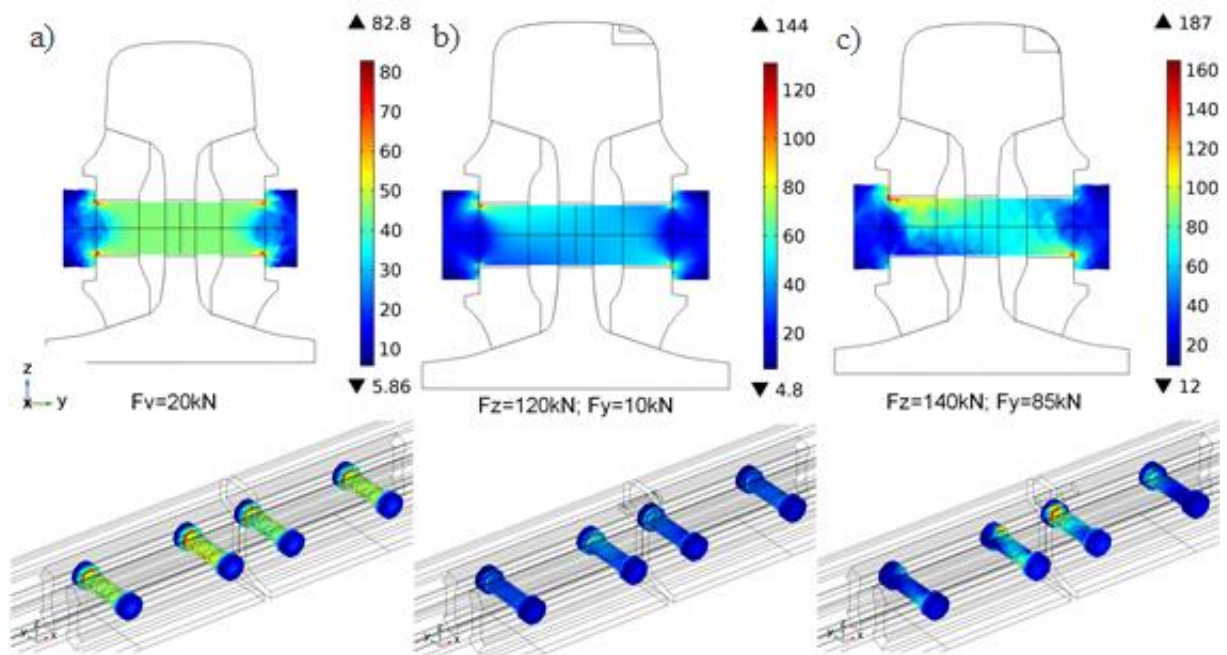


Abb. 4.11: Darstellung der von Mises Vergleichsspannung am Bolzen: a) nach der Vorspannkraft, b) nach der Überfahrt bei hoher Häufigkeit, c) nach der Überfahrt bei geringer Häufigkeit.

Im Belastungsfall 2 (Abb. 4.11c) wird durch die Normal- und Querkkräfte in der Kerbe des Bolzens eine maximale Vergleichsspannung von bis zu 190 N/mm² erreicht.

Um zu bestimmen, ob durch diese Spannungen Risse und dadurch Bolzenbrüche entstehen, wurde dies mittels Zug-Druck Wöhlerlinien verglichen.

Für Zug-Druck-Wöhlerlinien werden üblicherweise Rundproben ohne Kerben verwendet (siehe Abb. 4.12). Wöhlerlinien mit ungekerbten Proben überschätzen die Dauerfestigkeit im Kerbgrund um mindestens einen Faktor 2. Die Dauerfestigkeit bei ungekerbten Proben beträgt für C45 ~ 300 N/mm² (siehe Abb. 4.12, Tab. 4.1), bei gekerbten somit maximal ~ 150 N/mm² bei einem Faktor 2. Ebenfalls nimmt die Steigung der Zeitfestigkeitslinie zu.

Vergleicht man die maximalen Spannungen in der Simulation (Belastungsfall 2) mit der Dauerfestigkeit der gekerbten Proben, dann ist deutlich erkennbar, dass der Bolzen mit einer Kerbgrundspannung von ~ 190 N/mm² im Zeitfestigkeitsbereich liegt. Der Belastungsfall 2 treten Bolzenbrüche nach erreichter Anzahl der Zyklen laut Wöhlerlinie sicher auf. Die Anzahl der ertragbaren Zyklen kann nur mit einer bauteilspezifischen Wöhlerlinie abgeschätzt werden.

Der Belastungsfall 1 weist eine Kerbgrundspannung von $\sim 145 \text{ N/mm}^2$ auf und befindet sich höchstwahrscheinlich auch schon im Zeitfestigkeitsbereich. Infolgedessen kann es zu Bolzenversagen (Bolzenriss) kommen; dies wird laut ÖBB immer wieder im Feld beobachtet.

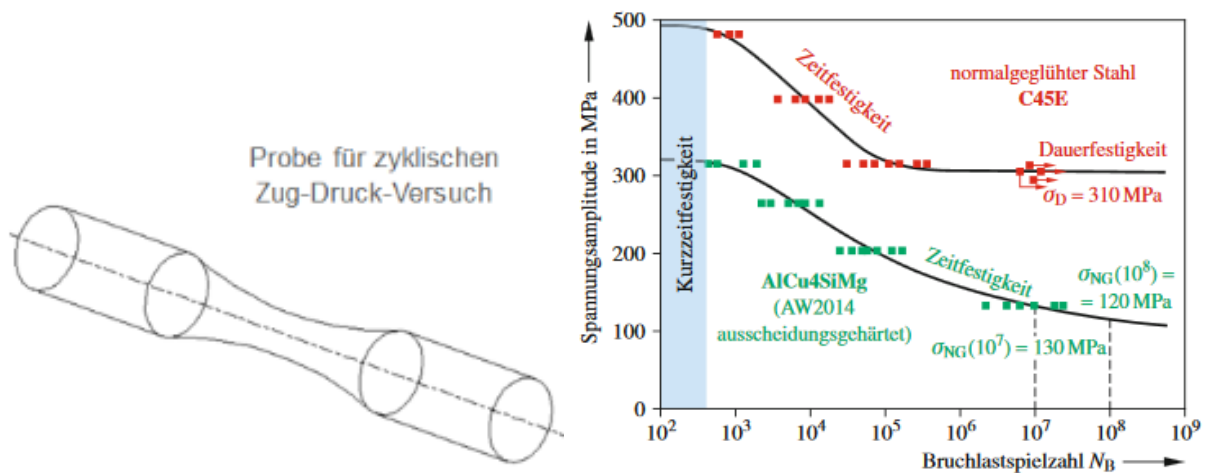


Abb. 4.12: Links: Ungerbte Rundprobe für Zug- Druck-Wöhlerlinienversuche; rechts: Wöhlerlinienergebnisse von C45 [Ruf15].

	R_m^* [MPa]	R_e^* [MPa]	A^* [%]	$\sigma_{W,zd}^{**}$ [MPa]
C45+N (Ch1)	672	347	23,7	272
C45+N (Ch2)	669	381	22,0	270
42CrMo4+QT	1049	890	15,2	470

* Zugversuche nach DIN EN ISO 6892-1:2009; Mittelwert aus 3 Versuchen

** Zyklische Versuche bei $R = -1$ an polierten Proben $d = 7,5 \text{ mm}$; $P_U = 50\%$

Tab. 4.1: Dauerfestigkeitswerte für C45 bei Zug-Druck-Wechselfestigkeit [Ruf15].

4.3.2 Lasche

Die höchst belastete Stelle liegt nach der Vorspannung der Bolzen am Rand der Bohrung durch die Flächenpressung (siehe Abb. 4.13a).

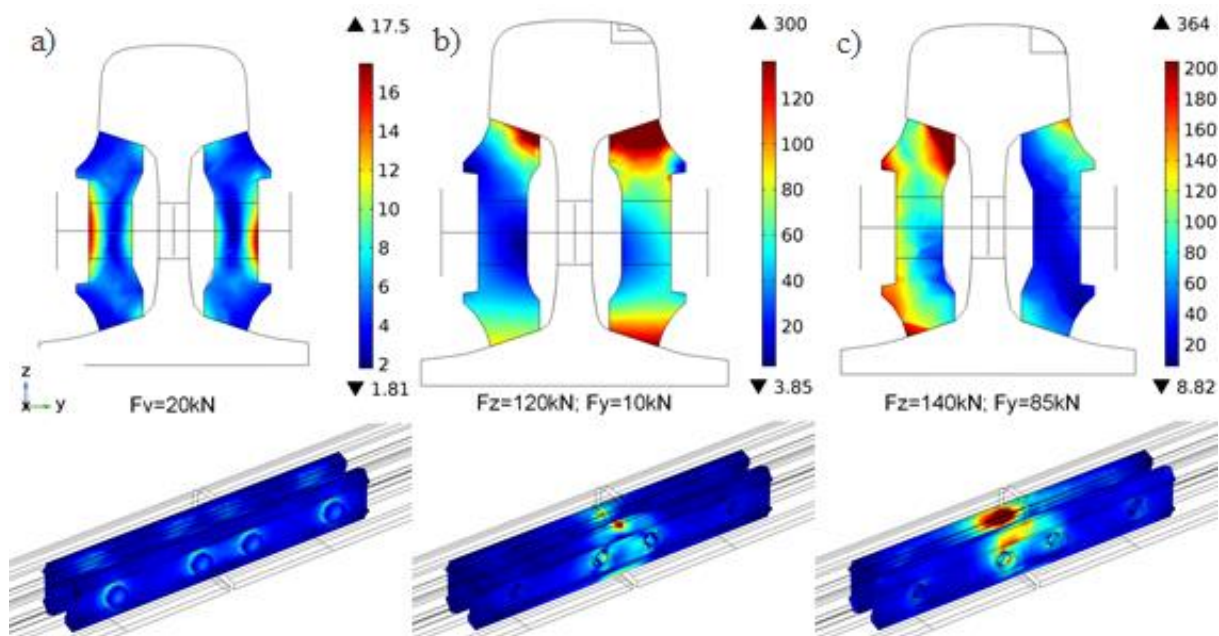


Abb. 4.13: Darstellung der von Mises Vergleichsspannung der Laschen (Achtung: Skalen unterschiedlich): a) nach der Vorspannkraft, b) nach der Überfahrt bei hoher Häufigkeit, c) nach der Überfahrt bei geringer Häufigkeit.

Die zwei Belastungszustände der Überrollung bewirken an der Oberseite der Lasche starke Druckkräfte und an der Unterseite etwas geringere Zugkräfte (siehe Abb. 4.13). Der Einfluss der Querkraft ist deutlich erkennbar, da sich die höher belasteten Stellen von der rechten Lasche auf die linke Lasche verschieben. Ein Vergleich mit der Zug-Druck-Wöhlerlinie zeigt für die Lasche keinen Dauerfestigkeitsbereich im Belastungsfall 2. Ebenfalls liegen die Spannungen im Belastungsfall 1 im Übergangsbereich von Dauer- in den Zeitfestigkeitsbereich. Infolgedessen kann es zum Laschenbruch kommen; dies wird laut ÖBB immer wieder im Feld beobachtet.

Da bei Kerben wie im Bolzen vorhanden, die Neigung der Wöhlerlinie stark abnimmt, ist die Anzahl der ertragbaren Zyklen für den Bolzen sicherlich geringer als für die Lasche, daher tritt normalerweise zuerst ein Bolzenbruch auf.

Anmerkung: Eine Kerbe im Bolzen wird jedoch hinsichtlich der Schadensgefahr als kritischer eingestuft. Laut ÖBB werden im Feld oft Bolzenbrüche festgestellt, wo die Lasche noch nicht

geschädigt erscheint; jedoch wird beobachtet, dass bei Laschenbrüchen ebenfalls die Bolzen Risse oder Brüche zeigen.

4.3.3 Schienenkopfende

Beim Überrollen der Schiene mit dem Rad stellt sich bei ideal-plastischer Simulation eine maximale Flächenpressung von ca. 1.800 MPa ein (siehe Abb. 4.14). Bei linear-elastischer Simulation ist die Kontaktspannung um ~ 85 % höher. Beim Übergang von einer Schiene zur anderen entsteht durch den Spalt ein Schlag auf der auflaufenden Schienenkante und dadurch erhöht sich an dieser Stelle die Pressung um ein Vielfaches (siehe Abb. 4.14). Durch das Überrollen entsteht ebenfalls eine höhere Deformation im Schienenstoßbereich (siehe Abb. 4.15). Ebenfalls wird der gesamte Bereich des Schienenstoßes nach unten als auch außen deformiert.

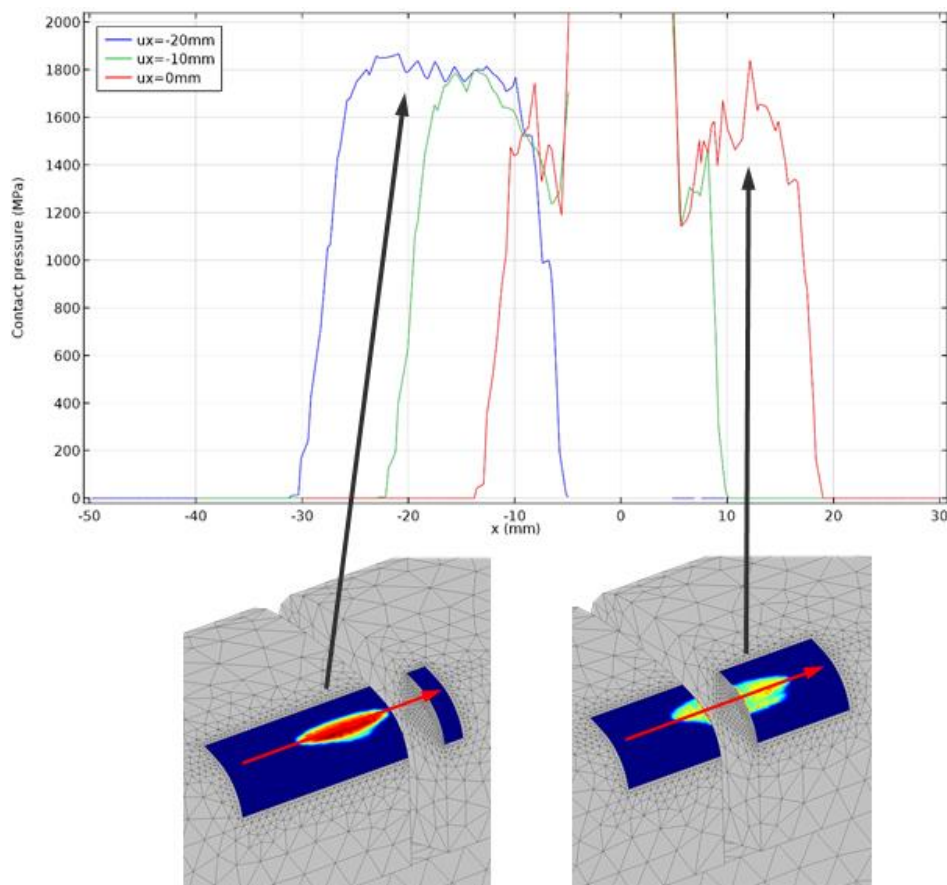


Abb. 4.14: Verlauf des Kontaktdruck im Rad-Schiene-Kontakt im Schienenstoßbereich (ideal-plastische Simulation).

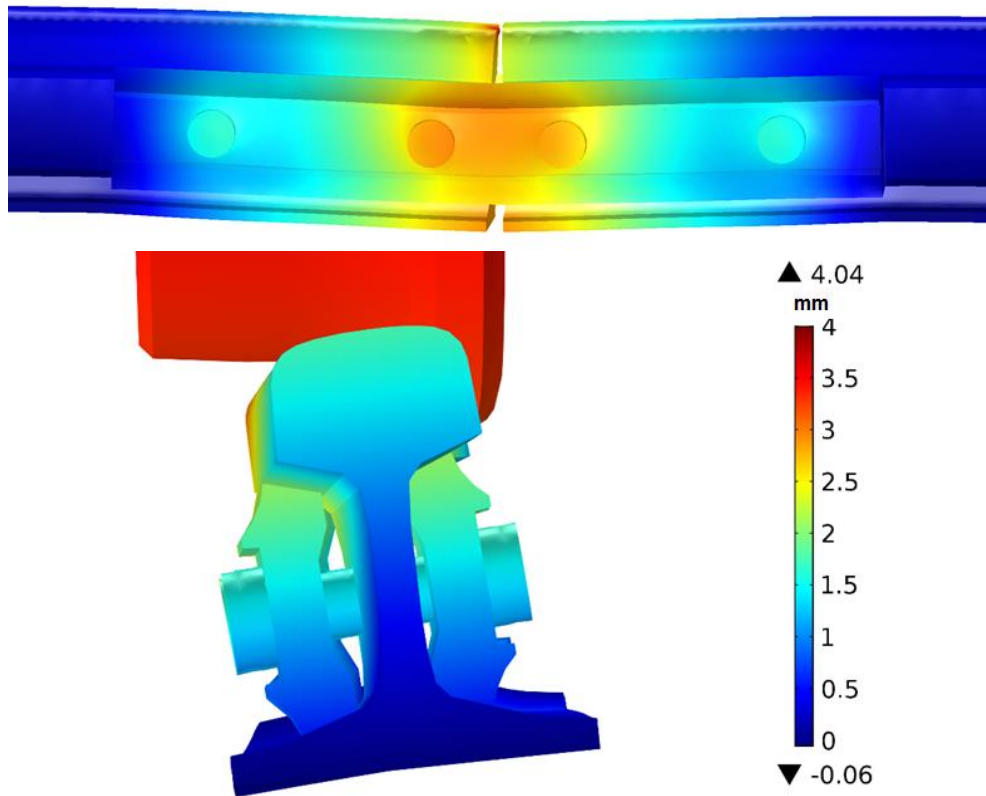


Abb. 4.15: Deformation des Schienenstoßes beim Überrollvorgang (in alle Richtungen).

Die größte Belastung findet am Schienenkopf am Ende der Schiene statt. In diesen Bereich treten auf Grund der Kontaktbelastung starke plastische Verformungen auf (siehe Abb. 4.16, links). Die plastische Zone am Schienenrand tritt bis zu einer Tiefe von ~ 18 mm und in Längsrichtung bis zu ~ 25 mm auf. Die plastischen Zonen können auch am Modellteststand nachgebildet werden (siehe Abb. 4.16, rechts).

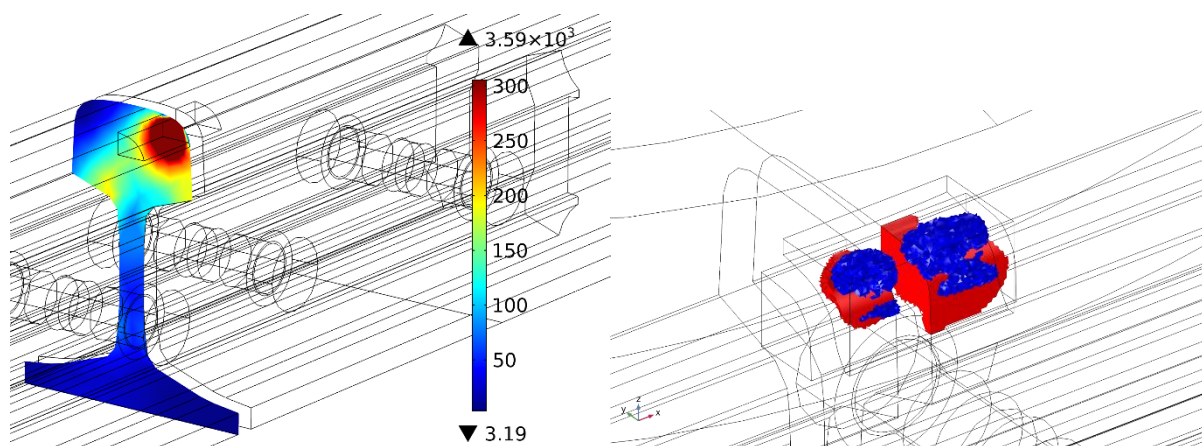


Abb. 4.16: Darstellung der von Mises Vergleichsspannung am Schienenende; links: linear-elastische Berechnung; rechts: linear-plastische Berechnung.

Die in der Simulation berechneten plastischen Verformungen entsprechen sowohl dem am Realteil ermittelten Verschleiß und auch dem am Modellteststand erarbeiteten Ergebnis. Die Schliffbilder und der Härteverlauf mit der Verfestigung des Realteils (siehe Abb. 4.1) bestätigen den Schadensmechanismus bzw. das Simulationsergebnis.

4.3.4 Belastungsgrenzen und Zeitpunkt für optimierte Instandhaltung

Die aus den Messstellen definierte Belastungsfall 1 spiegelt die größte Häufigkeit wider. Der Belastungsfall 2 ist im Bereich der maximalen Messwerte. Da hier die Amplitudenspannungen des Dauerfestigkeitsbereichs von Bolzen als auch der Lasche um $\sim 20\%$ überschritten sind, ist der Belastungsfall 2 als Belastungsgrenze anzusehen.

Da keine Wöhlerlinien mit normgerechten Proben betreffend der in diesem Projekt untersuchten Komponenten bei AC²T vorhanden sind, wird an einem Beispiel gezeigt, wie anhand bauteilspezifischer Wöhlerlinien die Lebensdauer abzuschätzen ist. Die Berechnung erfolgt mit Hilfe des Verfahrens nach Miner [Hai02]:

Die Bruchschwingspielzahl der Wöhlerlinie auf dem Beanspruchungsniveau σ_{ai} wird mit N_i bezeichnet. Die Schädigung infolge eines Schwingspieles beträgt $1/N_i$. Durch Addieren der Schädigungen infolge aller Schwingspiele eines Kollektivs erhält man die Schadensumme. Diese wird auf der Grundlage eines gestuften Beanspruchungskollektivs ermittelt. Darin bedeutet i die Stufe des Kollektivs ($0 \leq i \leq I$), n_i die Schwingspielzahl der i -ten Stufe und σ_{ai} die Beanspruchungsamplitude in der i -ten Stufe (Abb. 4.17). Die Schadensumme beträgt dann:

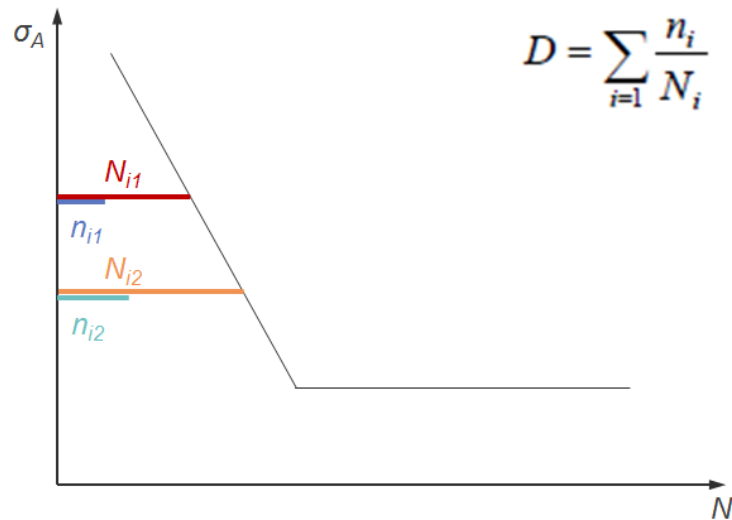


Abb. 4.17: Beispiel einer Schadensberechnung mittels einer Wöhlerlinie.

Ist die Schadenssumme ≥ 1 tritt ein Versagen des Bauteils auf.

4.4. Schädigungseinfluss auf die Kontaktpressung

Im Realsystem tritt sowohl auf der Schiene als auch am Rad Verschleiß auf, wodurch sich die Geometrie der Kontaktpartner ändern. Es wurden hierfür reale Schienen vermessen und mit der Idealgeometrie verglichen (siehe Abb. 4.18).

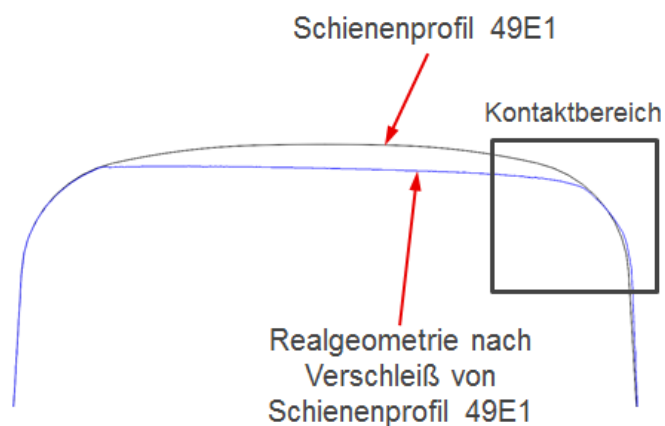


Abb. 4.18: Vergleich der Realgeometrie mit der Idealgeometrie (Schienekopf).

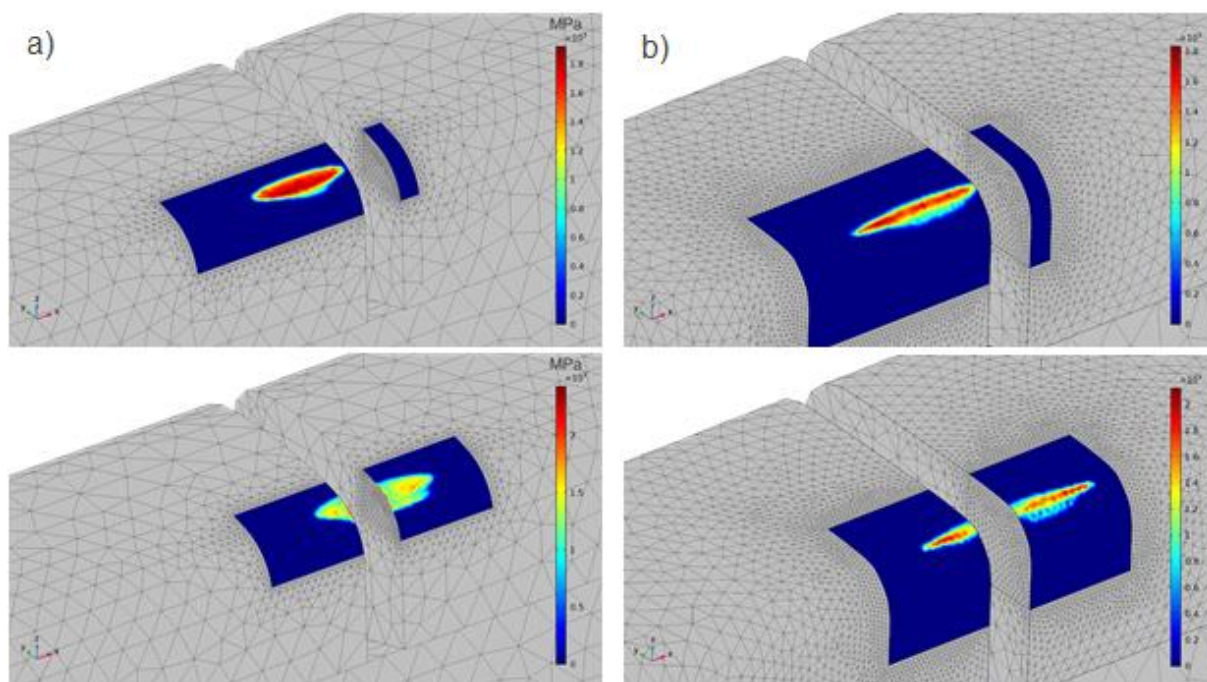


Abb. 4.19: Vergleich der Kontaktpressung auf der Schiene:
a) Idealgeometrie, b) Realgeometrie

Als Radgegenkörper wurde ein Rad mit idealer Geometrie verwendet. Durch den deutlich sichtbaren Verschleiß am Schienenkopf ist bei der Kontaktsimulation deutlich erkennbar, dass beim Schienenstoßübergang die Kontaktfläche viel länger und schmaler und die Pressung deutlich höher ist (siehe Abb. 4.19).

4.5. Validierung mittels Laborteststand

Am Rad-Schienteststand wurden zur Validierung des Modellsystems mit dem Realsystem mehrere Versuche durchgeführt. Folgende Versuchsgeometrie und Parameter wurden gewählt:

- Normalkraft ~ 3,0 kN
- Flächenpressung ~ 1,6 GPa
- Raddurchmesser bei der Kontaktfläche ~ 125 mm
- Kontaktlänge ~ 1,7 mm
- Schlupf im Kontaktbereich ~ 2 %

Um die Versuchsergebnisse bestmöglich auf das Realsystem übertragen zu können, wurde die Schienenprobe direkt aus dem Schienenkopf (im Bereich der Fahrkante beim Schienenradius R13) herausgearbeitet. Der Schienenstoß wird im Verhältnis zum Realsystem

mit einem 1 mm dicken Schienenspalt simuliert (siehe Abb. 4.20). Das Laufrad wurde direkt aus dem Radkranz eines realen Rades herausgearbeitet und nachträglich gehärtet. Damit sind die reale Oberflächenbeschaffenheit und Mikrostruktur sowohl von der Schiene als auch vom Rad im Versuch berücksichtigt.

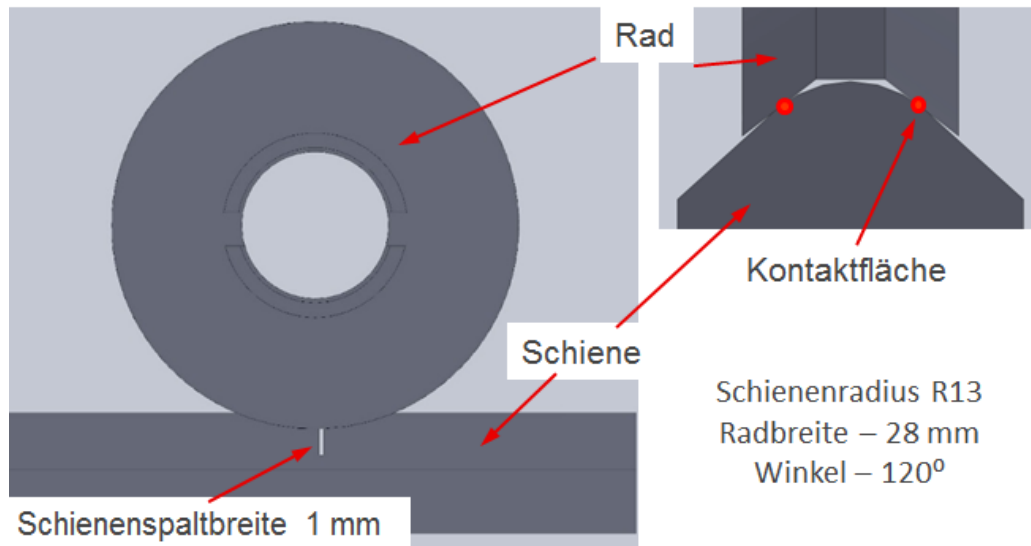


Abb. 4.20: Probenanordnung und Kontaktpunkte am Rad-Schiene-Modellteststand.

Es wurde der gelaschte Standard-Schienenstoß am Modellteststand in der Art nachgestellt, dass in ein Schienenstück ein Schlitz bis 10 mm Tiefe eingebracht wurde. Die experimentellen Ergebnisse wurden mit einem realen gelaschten Schienenstoß verglichen (siehe Abb. 4.21a und b, versus Abb. 4.21c). Durch den gelaschten Schienenstoß wird bei der Überrollung des Spaltes ein Schlag auf die Kante am Schienenende ausgeübt was zu deutlichen plastischen Verformungen führt (Abb. 4.21d, e). Dies ist sowohl beim Ergebnis im Modellversuch als auch an der Realschiene erkennbar. Die auflaufende Schiene zeigt eine höhere plastische Verformung, weil zusätzlich bei der Überrollung ein Schlag auf die Schienenkante verursacht wird (siehe Abb. 4.21d). Bei Schienenstößen, welche in beide Richtungen befahren werden, ist dies jedoch nicht erkennbar. Von der Ähnlichkeit der plastischen Verformung am Schienenkopfe beim Modelversuch und der Realanwendung leiten wir ab, dass die Ergebnisse vom Laborversuch auf die Realanwendung übertragbar sind.

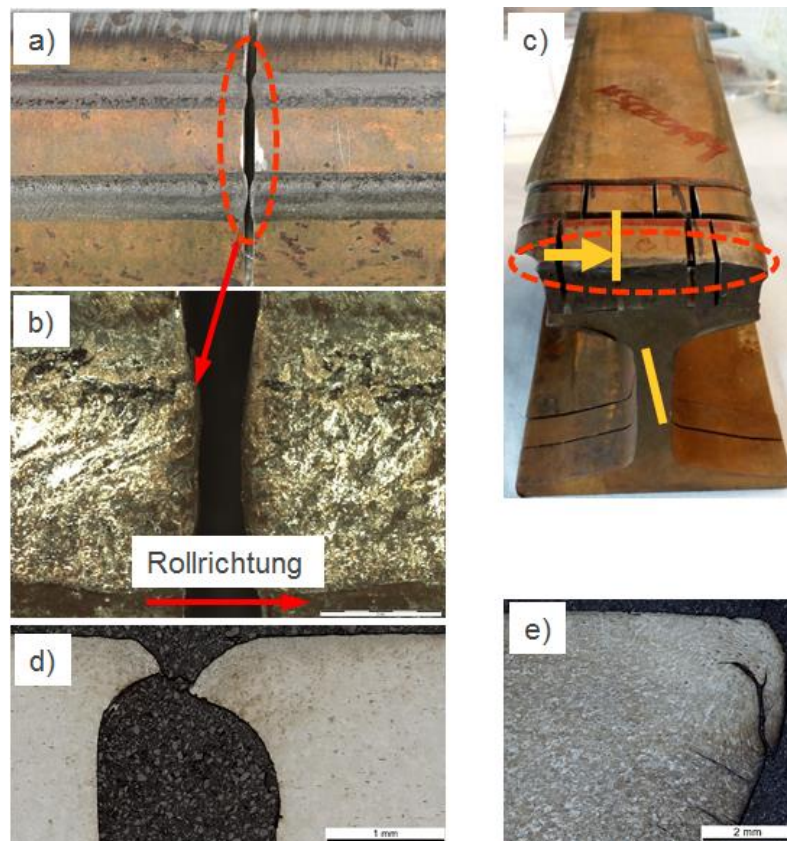


Abb. 4.21: Gegenüberstellung einer Schienenstoßprobe aus dem Modellversuch Rad-Schiene mit einer Schienenstoß-Probe aus der Realanwendung; a) Probe nach dem Modellversuch, b), Detail der plastischen Verformungszone, c) Schienenstoß aus der Realanwendung, d) Schliffbild des Schienenstoßes aus dem Modellversuch, e) Schliffbild des Schienenstoßes aus der Realanwendung.

Im Labormodellversuch wurden mehrere Einflüsse auf den Schienenstoß bewertet und miteinander verglichen.

- Verschleiß des Standard Schienenstoßes (gerader Schienenstoß) bei unterschiedlicher Anzahl von Zyklen
- Schräger Schienenstoß bei 30°
- Einfluss von uni- und bidirektionaler Belastung auf den Verschleiß
- Höhenversatz bei der Schiene

Durch einen schrägen Schienenstoß soll die plastische Verformung reduziert werden, und damit auch der Verschleiß. Beim einfachen schrägen Schienenstoß am Modellteststand kann die Möglichkeit bestehen, dass beim Überrollen die nichtgekerbte Seite stützend wirkt. Daher

wurde auch ein Versuch mit einem gekreuzten schrägen Schienenstoß durchgeführt. Bei allen Varianten wurden Einzelversuche durchgeführt.

Um alle Varianten mit unterschiedlicher Anzahl an Zyklen zu charakterisieren, wurde die plastisch verformte Fläche vermessen. Das Ergebnis ist in Abb. 4.22 dargestellt.

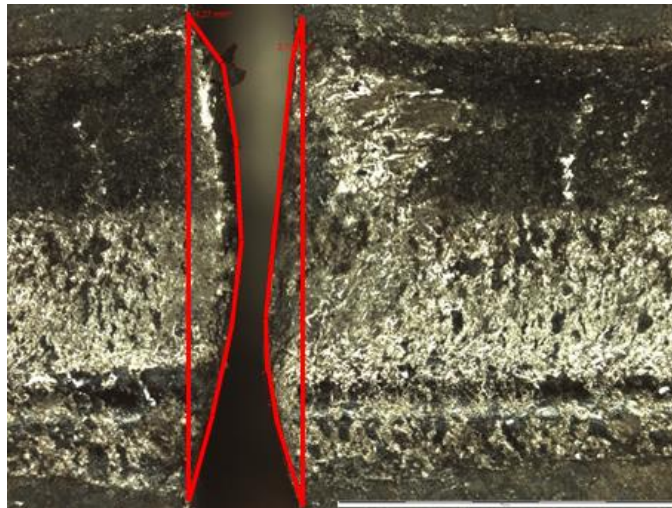


Abb. 4.22: Makroskopisches Bild der plastisch verformten Zone nach dem Rad-Schienen Labormodellversuch (mit roten Linien markiert).

Bei 40.000 Zyklen ist deutlich erkennbar, dass der Verschleißflächenunterschied bei allen Varianten im Streubereich liegt (siehe Abb. 4.23). Die Verschleißintensität nimmt mit zunehmender Anzahl der Zyklen ab, da die Kontaktfläche größer wird und auch die plastischen Bereiche der beidem Schienenenden zusammenwachsen und sich gegenseitig stützen. Ein deutlicher Unterschied ist bei einem geraden und einem schrägen Schienenstoß im bidirektionalen Versuch mit 80.000 Zyklen zu erkennen (siehe Abb. 4.23).



Auswertung der Verformungsfläche aus der Draufsicht

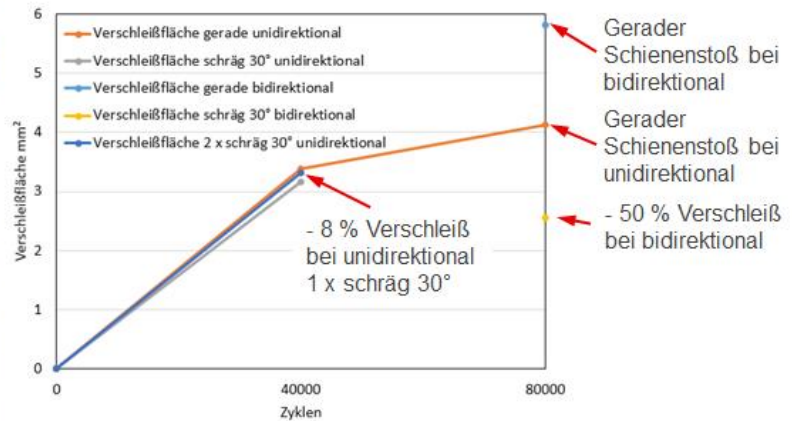


Abb. 4.23: Charakterisierung unterschiedlicher Schienenstoßsysteme: Draufsicht der Verschleißspur am Lichtmikroskop (links), Auswertung der Verformungsflächen bei unterschiedlichen Zyklen und Systemen (rechts).

Ein Höhenversatz von maximal 2 mm wird nachstehend beschrieben mit einem Modellversuch am Teststand bei einem Höhenversatz von 0,2 mm durchgeführt, um die damit verbundenen Auswirkungen zu charakterisieren. Durch den Höhenversatz ist die plastische Verformung bei der auflaufenden Schiene noch größer (siehe Abb. 4.24).



Abb. 4.24: Schienenenden nach Versuch am Modellteststand mit einem Höhenversatz von 0,2 mm; links: Übersichtbild; rechts: Schliffbild.

5. Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde für den Schienenstoß eine Mehrkörpersimulation in Kombination mit einer Kontaktsimulation entwickelt und mit experimentellen Versuchen nachgestellt. Dadurch konnten betriebsähnliche Bedingungen bewertet und sowohl bei der Kontaktsimulation als auch bei den experimentellen Versuchen die Auswirkungen auf den Schienenwerkstoff charakterisiert werden. Es wurde eine zweistufige Simulation (MKS- und Kontaktsimulation) entwickelt, welche sowohl die Betriebsbedingungen als auch den Bereich des Kontaktes sehr gut abbildet.

Die wesentlichen Erkenntnisse können wie folgt zusammengefasst werden:

- Je höher die Geschwindigkeit desto größer ist der Schlag bzw. die Normalkraft auf die Schienenkopfkante.
- Durch den Verschleiß werden die Kontaktflächen und die darunter liegenden Spannungsbereiche größer.
- Bei beiden Belastungsfälle, die auch durch ÖBB Messungen bestätigt werden, sind die auftretenden Spannungen im Zeitfestigkeitsbereich, wodurch es zuerst zu Bolzen- und dann zu Laschenbrüchen kommt. Die genaue Vorhersage von Bolzen- als auch Laschenbrüchen kann nur mittels bauteilspezifischer Wöhlerlinien getätigt werden.
- Die elastisch- plastische Kontaktberechnungen stimmen gut mit dem Realsystem überein. Die dadurch ermittelten Parameter für den Modellteststand zeigen ebenfalls zwischen Modell und Realsystem eine gute Übertragbarkeit.

Literatur

- [Arc11] K. Arczewski, W. Blajer, J. Fraczek, M. Wojtyra, Multibody Dynamics, Ecomas Springer, 2011
- [Czi10] H. Czichos, K. H. Habig: Tribologie-Handbuch, 3. Auflage, Friedr. Vieweg & Teubner Verlag, Wiesbaden 2010; ISBN 978-3-8348-0017-6
- [Cla96] P. Clayton, X. Su: Surface initiated fatigue of pearlitic and bainitic steels under water lubricated rolling/sliding contact, *Wear* 200 (1996) 63 – 73
- [Don11] G. Donzella, M. Faccoli, A. Mazzú, C. Petrogalli, R. Roberti: Progressive damage assessment in the near surface layer of railway wheel-rail couple under cyclic contact, *Wear* 271 (2011) 408 - 416
- [Ead08] D.T. Eadie, D. Elvidge, K. Oldknow, R. Stock, P. Pointner, J. Kalousek, P. Klauser: The effects of top of rail friction modifier on wear an rolling contact fatigue: Full-scale rail-wheel test rig evaluation, analysis and modelling, *Wear* 265 (2008) 1222 - 1230
- [Fen13] L. Fendrich, W. Fengler: Handbuch Eisenbahninfrastruktur, Springer Vieweg Verlag, 2. Auflage, Berlin Heidelberg 2013
- [Gro02] H.D. Grohmann, K. Hempelmann, A. Groß-Thebing: A new type of RCF, experimental investigations and theoretical modelling, *Wear* 253 (2002) 67 – 74
- [Got07] G. Gottstein: Physikalische Grundlagen der Materialkunde, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg 2007; ISBN 978-3-540-71104-9
- [Hai02] E. Haibach: Betriebsfestigkeit, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg 2002; ISBN 3-540-43142-X
- [Iwn06] S. Iwnicki, Handbook of Railway Vehicle Dynamics, CRC Press Taylor & Francis Group, 2006
- [Joh99] K. Johnson: Contact mechanics, 1. Auflage, Cambridge University Press, reprinted Cambridge 1999; ISBN 0-521-34796-3
- [LiD11] Z. Li, R. Dollevoet, M. Molodova, X. Zhao: Squat growth – Some observations and the validation of numerical predictions, *Wear* 271 (2011) 148 – 157
- [Ost08] K.H. Ostermeijer: Review on short pitch rail corrugation studies, *Wear* 265 (2008) 1231 – 1237
- [ÖEN15] ÖNORM EN 16843: 2015; Mechanische Anforderungen am Fahrschienenstöße, Bahnanwendung Infrastruktur
- [Pal12] S. Pal, C. Valente, W. Daniel, M. Farjoo: Metallurgical and physical understanding of rail squat initiation and propagation, *Wear* 284 – 285 (2012) 30 – 42
- [Poi08] P. Pointner, „The impact of wear rolling contact fatigue on rail – a pragmatic approach,“ in *ZEVrail Glasers Annalen*, 2008.
- [Ruf15] Ch. Ruffing, Schwingfestigkeit und Mikrostruktur von ultrafeinkörnigem C45, Dissertation, Kaiserslautern 2015

- [Sae13] Saeed M. et al., Reliability analysis of fatigue crack initiation of railhead in bolted rail joint, *Engineering Failure Analysis* 29 (2013) 132–148
- [Som10] K. Sommer, R. Heinz, J. Schöfer: Verschleiß metallischer Werkstoffe, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Teubner Verlag, Wiesbaden 2010; ISBN 978-3-8351-0126-5
- [Spi14] M. Spiryagin et al., *Design and Simulation of Rail Vehicles*, CRC Press Tylor & Francis Group, 2014
- [Sun02] Y. Sun, A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system, *International Journal of Solids and Structures* 39 (2002), 1337-1359
- [Zer09] U. Zerbst, R. Lundén, K.O. Edel, R.A. Smith: Introduction to the damage tolerance behaviour of railway rails, *Engineering Fracture Mechanics* 76 (2009) 2563-2601
- [Zon13] N. Zong, *Development of optimal design of insulated rail joints*, Dissertation University of Queensland, 2013
- [Wen05] Z. Wen et al., Contact-impact stress analysis of rail joint region using the dynamic finite element method *Wear* 258, 1301-1309, 2005