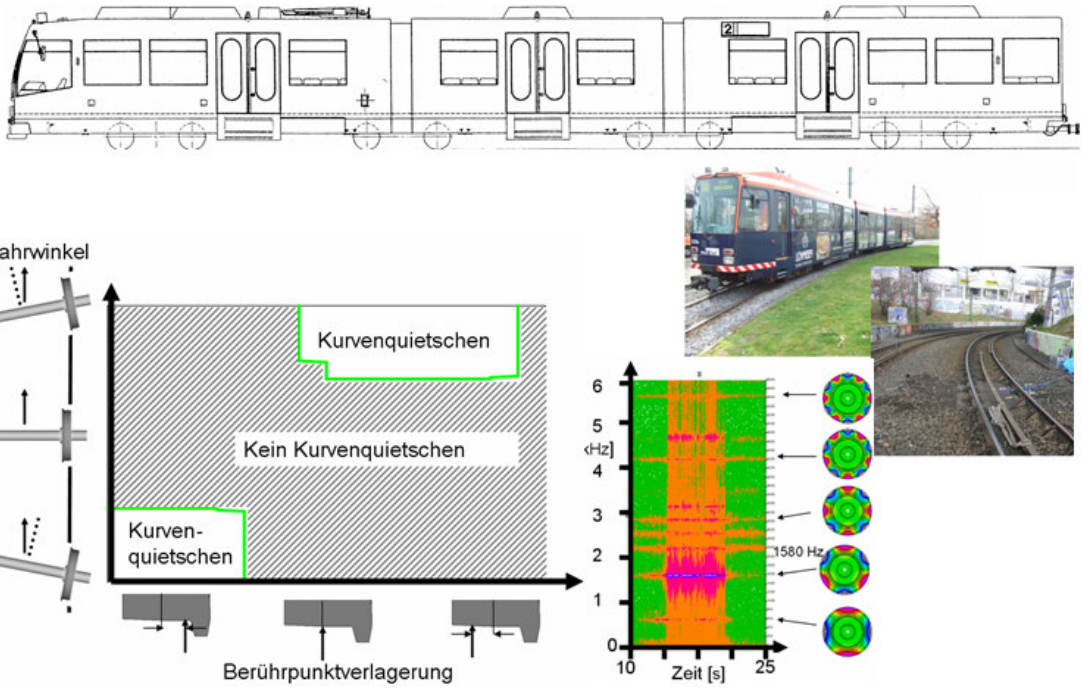
GESELLSCHAFT FÜR STRUKTURANALYSE
IN FORSCHUNG UND ENTWICKLUNG MBH

Abschlussbericht

Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose Teilprojekt im Verbundprojekt „Leiser Verkehr – Kurvengeräusche“



Gefördert vom

FKZ: 19U5001 B, D, E und G

Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie

Berlin, den 26.6.2009

An:

BMBWi

Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie

53107 Bonn

Deutschland

Von:

SFE GmbH

Gesellschaft für Strukturanalyse in Forschung und Entwicklung mbH

Geschäftsführung: Dipl.-Ing. H. Zimmer

Voltastr. 5

13355 Berlin

Deutschland

Inhaltsverzeichnis

1 Einführung und Einordnung des Teilprojektes im Verbundprojekt Kurvengeräusche 5
1.1 Zweck und Aufbau des Berichts 5
1.2 Verbundprojekt Kurvengeräusche 5
1.3 Einordnung des Teilprojektes „Rechnergestützte Verfahren zur Kurvengeräuschprognose“ im Verbundprojekt 7
2 Teilprojekt Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose 8
2.1 Aufgabenstellung 8
2.2 Teilprojektpartner 8
2.3 Planung und Ablauf 9
2.4 Ergebnisse 12
3 Darstellung der Arbeitspakete im Teilprojekt Rechnergestütztes Verfahren 14
3.1 Messungen und Messauswertung 14
3.1.1 Aufgabenstellung 14
3.1.2 Planung und Ablauf 14
3.1.3 Ergebnisse 15
3.2 Ergebnisse der Arbeitspakete 19
3.2.1 Einführung 19
3.2.2 Rechnerische Analyse bestehender Maßnahmen (AP 110) 19
3.2.3 Modellanalyse, Parameteridentifikation (AP 120) 19
3.2.4 Modellierung der Anregungsmechanismen (AP 130) 20
3.2.5 Modell- und Programmentwicklung (AP 140) 21
3.2.6 Messprogrammerstellung (AP 210) 22
3.2.7 Bereitstellung von Fahrzeug und Fahrweg (AP 220, moBiel) 22
3.2.8 Fahrzeugfeste Messungen (AP 230) 23
3.2.9 Ortsfeste Messungen (AP 240) 24
3.2.10 Auswertung der fahrzeugfesten Messungen (AP 250) 25
3.2.11 Auswertung der ortsfesten Messungen (AP 260) 25
3.2.12 Simulation Laufdynamik (AP 310) 26
3.2.13 Vergleich Rechnung-Messung (AP 320) 26
3.2.14 Anwendung des Prognoseverfahren (AP 330, Bombardier, ILS, SFE) 28
3.2.15 Ergebnisaufbereitung und Empfehlungen für das Handbuch (AP 340) 29

4 Modellanalyse und Parameteridentifikation (AP 120) 30
4.1 Aufgabenstellung und Einführung 30
4.2 Warum quietschen Bremsen von Kraftfahrzeugen? 31
4.3 Warum quietschen Straßenbahnräder? 31
4.3.1 Systeminstabilitäten in Rad-Schiene-Systemen 31
4.3.2 Vereinfachte Modellierung des Strassengbahnrades im Bogen 32
4.3.3 Stabilitätsanalyse unter Einbeziehung des Anfahrwinkels und der Berührpunktlage auf der Radlauffläche 33
5 Modell- und Programmentwicklung (AP 140) 36
5.1 Aufgabenstellung und Einführung 36
5.2 Stabilitätskarte 36
5.3 Zeitschrittsimulation 37
5.4 Parametervariation im Zeitbereich 38
5.5 Aufbau des Prognosetools SFE AKUSRAIL 39
5.6 Ablauf einer Bewertung 40
6 Simulation der Laufdynamik (AP 310) 42
7 Vergleich Rechnung und Messung (AP 320) 52
7.1 Aufgabenstellung und Einführung 52
7.2 Validierung des Gleis-Modells für den Messort Luther Kirche (S49) 53
7.3 Validierung des Radsatz-Modells 53
7.4 Integration der Ergebnisse der Laufdynamiksimulation und der Messung der Drehgestellauslenkung 54
7.5 Auswertung der Körper- und Luftschallmessungen 58
7.6 Validierung der Prognosemodells für das Kurvenquietschens 63
7.7 Haupteinflussfaktoren auf das Kurvenquietschen 64
7.8 Zusammenfassung 65
8 Anwendung des Prognoseverfahrens (AP 330) 67
8.1 Problemstellung und Arbeitsinhalte 67
8.2 Simulation Kurvenquietschen – Straßenbahn Bielefeld 67
8.3 Simulation Kurvenquietschen – S-Bahn Berlin 69
8.3.1 FE-Modellierung Rad 69
8.3.2 Laufdynamik-Simulation 69
8.3.3 Ergebnisse der Stabilitätsanalyse 70

8.3.4 Ergebnisse der Zeitschrittanalyse....70
8.3.5 Parametervariationen Laufdynamik....70
8.4 Simulation Kurvenquietschen – Niederflurstraßenbahn....78
8.4.1 Aufbau des gummigefederten Rades....78
8.4.2 FE-Modell des gummigefederten Rades....78
8.4.3 FE-Modalanalyse des gummigefederten Rades....80
8.4.4 Rezeptanzberechnung....83
8.4.5 Validierung des FE-Modells....83
8.4.6 Simulation Laufdynamik....85
8.4.7 Simulation mit SFE AKUSRAIL....90
8.5 Vorschläge zur Weiterentwicklung von SFE AKUSRAIL....104
8.6 Zusammenfassung....105
9 Quellenangaben und Literatur....106

1 EINFÜHRUNG UND EINORDNUNG DES TEILPROJEKTES IM VERBUNDPROJEKT KURVENGERÄUSCHE

1.1 Zweck und Aufbau des Berichts

Dieser Bericht gibt eine Übersicht über Aufgabenstellung, Ablauf und Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete des Teilprojektes „Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose“ im BMBW-geförderten Forschungsverbundprojekt „Kurvengeräusche“. Dabei nennt er den Beitrag der einzelnen Arbeitsprojekte zur Erreichung des gemeinsamen Projektziels. Grundlage bilden die Berichte der Projektbeteiligten, die im Rahmen des Forschungsprojektes entstanden sind.

Zielsetzung, Projektablauf und Ergebnisse des Teilprojektes werden im zweiten Abschnitt des Berichtes kurz dargestellt, bevor im dritten Abschnitt Aufgabenstellungen und Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete in komprimierter Form dokumentiert werden. Da die Ergebnisse der Messkampagne aus der engen Zusammenarbeit mehrerer Projektpartner entstanden sind, werden sie in dem Abschnitt 3.1 zusammenhängend dargestellt. Hierbei wird jedoch darauf geachtet, dass der für Aufgabenstellung und Ergebnis verantwortliche Projektpartner eindeutig erkennbar bleibt.

Dieser Abschlussbericht enthält weiterhin eine detaillierte Ergebnisdarstellung der Arbeitspakete

AP 120: Modellanalyse und Parameteridentifikation (Abschnitt 4),

AP 140: Modell- und Programmentwicklung (Abschnitt 4),

AP 310: Simulation der Laufdynamik (Abschnitt 6),

AP 320: Vergleich Rechnung und Messung (Abschnitt 4) und

AP 330: Anwendung des Prognoseverfahrens (Abschnitt 8).

Eine detaillierte Ergebnisdarstellung der Arbeitspakete zu den Messungen erfolgte in gesonderten Messberichten.

1.2 Verbundprojekt Kurvengeräusche

Das Verbundprojekt Kurvengeräusche enthält die Teilprojekte

1. Phänomenologische Parameteranalyse von Kurvengeräuschen in Nahverkehrsbetrieben,
2. Rechnergestützte Verfahren zur Kurvengeräuschprognose und
3. Maßnahmen an Rad und Schiene.

Der Aufbau des Verbundprojektes und die Verknüpfung der Teilprojekte werden im Bild 1 dargestellt. Die beteiligten Forschungspartner sowie Partner mit Beratungsleistungen im Unterauftrag sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Tabelle 1 Partner im Verbundprojekt Kurvengeräusche

Partner	***Funktion***	***Teilprojekt***
Alstom LHB GmbH, Salzgitter	Industriepartner, Hersteller Schienenfahrzeuge und Komponenten	Phänomenologische Parameteranalyse
STUVA, Köln	Forschungsinstitution, **Teilprojekt-koordinator,** Messungen Bewertungen	
Bombardier Transportation, Hennigsdorf	Industriepartner, Hersteller Schienen-fahrzeuge und Komponenten	Rechnergestützte Verfahren
SFE GmbH, Berlin	Industriepartner, **Teilprojektkoordinator,** Ingenieurdienstleistungen im Bereich der Strukturanalyse, Akustik und CAE, Softwareentwicklung und Messungen	
TU Berlin **ILS** Institut für Land- und Seeverkehr **ISTA** Institut für Strömungs-mechanik und Technische Akustik	Hochschulpartner	
moBiel GmbH, Bielefeld	Industriepartner, Verkehrsbetrieb, Entwickler der Betauungsanlage	Maßnahmen an Rad und Schiene, Rechner-gestützte Verfahren
Polyplan GmbH, Straßlach	Industriepartner, Entwicklung der Verfahren zur Rad- und Schienenbedämpfung	Maßnahmen an Rad und Schiene
Stadtwerke München München	Industriepartner, Verkehrsbetrieb	
BÜFA Polyurethane, Oldenburg	Industriepartner, Optimierung der zu verwenden Polyurethanmischung	Maßnahmen an Rad und Schiene, Beratungs-leistungen im Unterauftrag
Fachhoch-schule Bielefeld, Bielefeld	Hochschulpartner, Technische Unterstützung bei der Entwicklung der Betauungsanlage	
Ingenieurbüro Uderstädt + Partner, Essen	Industriepartner, **Teilprojektkoordinator,** Schalltechnische Beratung Messungen und Bewertungen	

1.3 Einordnung des Teilprojektes „Rechnergestützte Verfahren zur Kurvengeräuschprognose“ im Verbundprojekt

Im Teilprojekt „Rechnergestützte Verfahren zur Kurvengeräuschprognose“ werden die in den Teilprojekten durchgeführten Fahrzeuge und Minderungsmaßnahmen zur Validierung des Prognoseverfahrens verwendet. Hierzu werden in den Teilprojekten „Phänomenologische Parameteranalyse“ und „Maßnahmen an Rad und Schiene“ die Modelldaten für die Labormessungen und die Feldexperimente zusammengestellt. Hierdurch wird gewährleistet, dass das Prognoseverfahren später eine große Bandbreite von durch Messungen abgesicherten Einsatzmöglichkeiten in der Praxis bietet. Als Ergebnis des Vergleichs Rechnung-Messung werden für die Maßnahmen zur Geräuschminderung die in der Simulation erkennbaren Wirkungsmechanismen aufgezeigt und Parameteränderungen an den Maßnahmen für eine verbesserte Wirksamkeit vorgeschlagen. Diese Erkenntnisse werden bei dem Einsatz und der Optimierung der Systeme zur Geräuschminderung soweit wie möglich berücksichtigt.

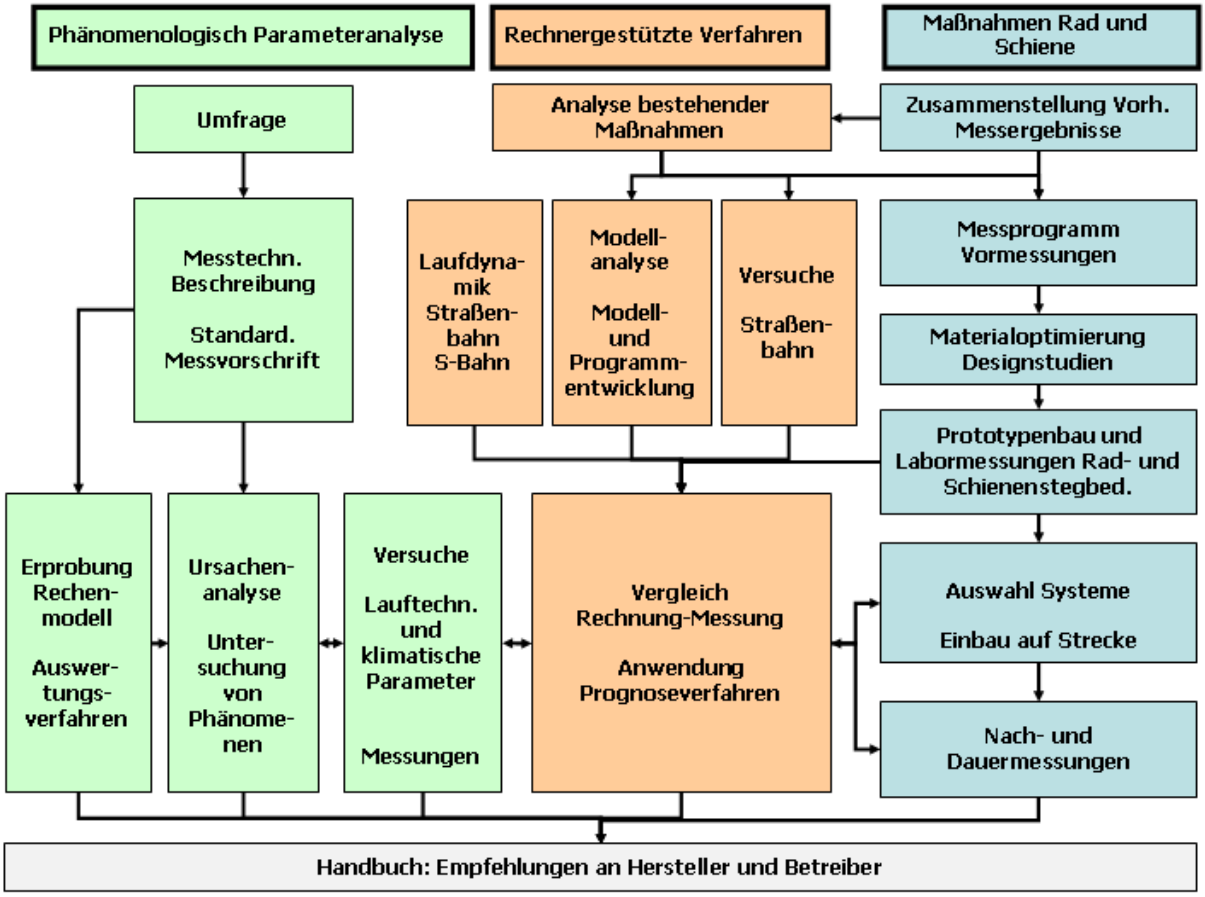


Bild 1 Einordnung des Teilprojektes „Rechnergestützte Verfahren zur Kurvengeräuschprognose“ in das Verbundprojekt „Kurvengeräusche“

2 TEILPROJEKT RECHNERGESTÜTZTES VERFAHREN ZUR KURVENGERÄUSCHPROGNOSE

2.1 Aufgabenstellung

Aufgabe des Teilprojektes ist die Prognosefähigkeit eines Verfahrens zur Berechnung der Lärmemission und des Körperschall eines Schienenfahrzeuges während der Kurvenfahrt nachzuweisen. Im Rahmen des Forschungsprojektes werden dabei zu einer umfassenden Validierung der Simulationsergebnisse Messungen durchgeführt. Die wesentlichen Teilaufgaben sind

- Analyse der Wirkungskette für die Entstehung von Kurvengeräuschen,
- Entwicklung eines Prognoseverfahrens und
- Modellvalidierung und Anwendung des Prognoseverfahrens

Das wissenschaftliche Ziel im Verbundprojekt ist, die für die Roll- und Kurvengeräusche maßgebliche Wirkungskette von den Anregungsmechanismen bis hin zur Schallausbreitung zu analysieren, zu modellieren und dadurch einer numerischen Simulation zugänglich zu machen. Die im Laborexperiment und im Streckenversuch eingesetzten Minderungsmaßnahmen werden mit numerischen Methoden untersucht und die im Vorhaben durchgeführten Messungen zur Validierung der im Prognoseverfahren verwendeten Strukturmodellierung und der Rad-Schiene-Kontakt-Modelle eingesetzt. Mit dem validierten Prognoseverfahren werden unterschiedliche Radsatzkonstruktionen untersucht und Parametervariationen durchgeführt.

2.2 Teilprojektpartner

Am Teilprojekt waren die in Tabelle 2 angegebnen Projektpartner beteiligt.

Tabelle 2 Teilprojektpartner und ihre Funktion

Partner	***Funktion***
Bombardier Transportation, Hennigsdorf	Industriepartner, Hersteller Schienenfahrzeuge und Komponenten
SFE GmbH, Berlin	Industriepartner, **Teilprojektkoordinator,** Ingenieurdienstleistungen im Bereich der Strukturanalyse, Akustik und CAE, Softwareentwicklung und Messungen
TU Berlin **ILS** Institut für Land- und Seeverkehr **ISTA** Institut für Strömungs-mechanik und Technische Akustik	Hochschulpartner
moBiel GmbH, Bielefeld	Industriepartner, Verkehrsbetrieb

2.3 Planung und Ablauf

Um eine Validierung des Prognoseverfahrens für das Kurvengeräusch durchführen zu können, sind zunächst Messungen notwendig, die alle wesentlichen Einflussparameter auf das Kurvengeräusch erfassen. Zentraler Bestandteil des Forschungsprojektes war deshalb eine umfangreiche Messkampagne beim Verkehrsbetrieb und Teilprojektpartner moBiel in Bielefeld. Mit einem für dieses Forschungsvorhaben ausgerüsteten Versuchsfahrzeug konnten an zwei Messorten Körper- und Luftschallmessungen zeitgleich am Fahrzeug und am Oberbau durchgeführt werden. Zeitnah zu den Messfahrten wurden auf den Radlaufflächen und an den Messorten auf den Schienenlaufflächen die Rauheiten gemessen. Zusammen mit den Messungen der strukturdynamischen Eigenschaften der Radsätze und des Oberbaus an den Messorten wurden so alle wesentlichen Einflussfaktoren auf das Kurvengeräusch messtechnisch ermittelt. Eine Übersicht der zur Validierung notwendigen Messungen mit einem Hinweis auf den verantwortlichen Projektpartner liefert Tabelle 4.

Neben den Messungen ist als weitere Voraussetzung zur Validierung ein Prognoseverfahren erforderlich, welches die Einflussfaktoren auf das Kurvengeräusch berücksichtigt. Im Rahmen des Forschungsprojektes wurde ein schon in einem vorherigen Forschungsvorhaben eingesetztes Verfahren zur Rollgeräuschprognose [11-13,33-35] erweitert. U.a. wurde die Möglichkeit geschaffen, das Kurvenquietschen mit zwei numerischen Verfahren zu untersuchen.

Ein Vergleich Rechnung und Messung wurde zur Validierung der dem Prognoseverfahren zugrunde liegenden Modellierung durchgeführt und die Anwendungsmöglichkeiten des Prognoseverfahrens von einem Industriepartner und einem Hochschulpartner anhand selbst definierter Fragestellungen untersucht.

Die Aufgabenstellung erforderte die folgenden drei miteinander verzahnten Abläufe

1. Messungen,
2. Modellentwicklung und Programmerstellung,
3. Modellvalidierung und
4. Anwendung.

Die sich aus den Teilaufgaben ergebenden Arbeitspakete des Teilprojektes und ihre Vernetzung sind im Strukturplan (Bild 2) zusammenfassend dargestellt. Die Arbeitspakete wurden dabei den folgenden übergeordneten Arbeitsabläufen zugeordnet:

AP 110 – AP 140 Modellanalyse, Modell- und Programmerweiterungen

AP 210 – AP 260 Versuchsdurchführung und Messauswertung

AP 310 – AP 340 Vergleich Rechnung - Messung, Anwendung und Ergebnisdokumentation

Eine Auflistung der in den einzelnen Arbeitspaketen durchzuführenden Aufgaben gibt Tabelle 3. Weiterhin wird auf die detaillierten Darstellungen im dritten Abschnitt dieses Berichtes und den Berichten der Projektpartner verwiesen.

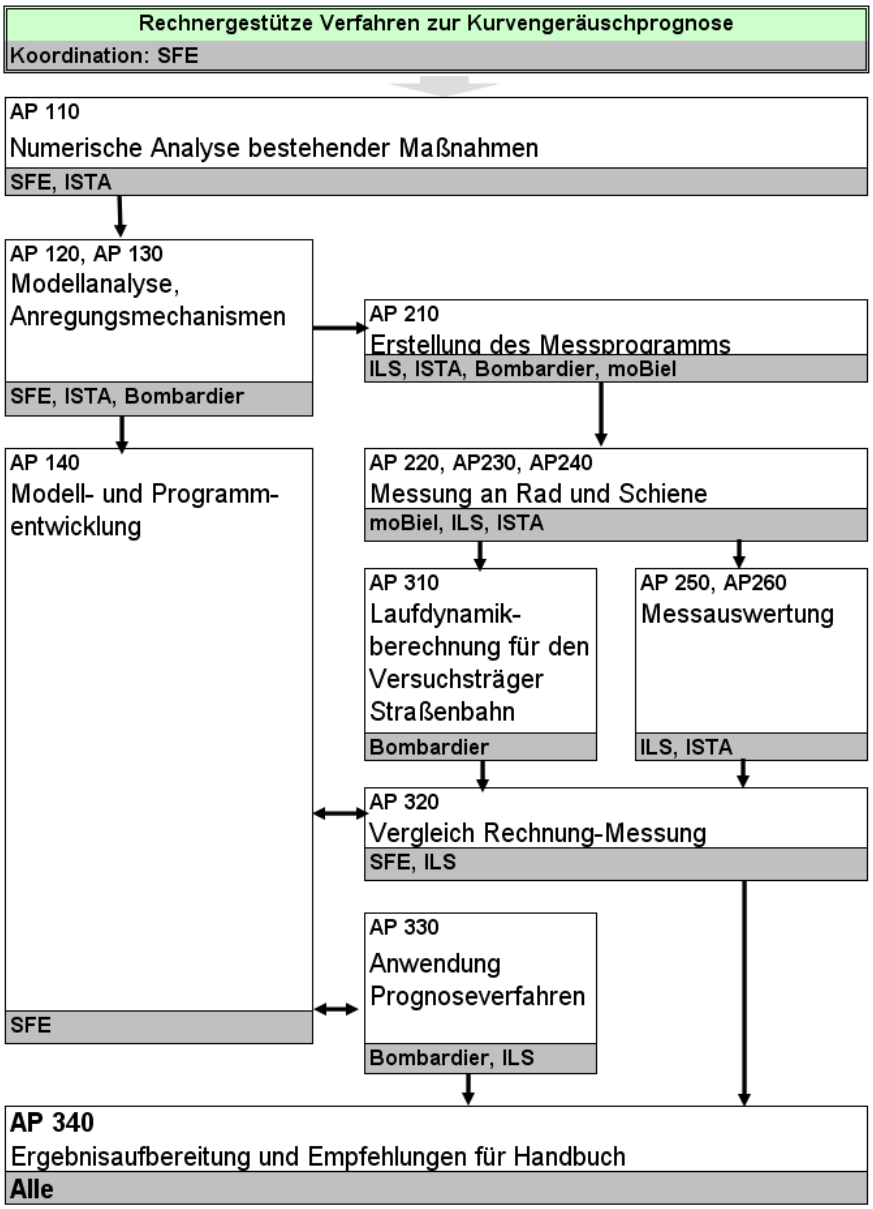


Bild 2 Strukturplan des Teilprojektes „Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose“

Tabelle 3 Übersicht aller Arbeitspakete im Teilprojekt „Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose“

	Nr.	Arbeitspakete	Aufgaben (Auswahl)	Beteiligte
Modellanalyse, Modell- und Programm-erweiterungen	**110**	Rechnerische Analyse bestehender Maßnahmen	FE-Modell des gummigefederten Strassenbahnrades FE-Berechnung Parametervariation mit Gesamtmodell Auswertung und Bericht [20]	**SFE**, ISTA
	120	Modellanalyse, Parameteridentifikation	Parametervariationen Berührpunktlagen, Schlüpfe, Reibwert	SFE, ILS, Bombardier
	130	Modellierung der Anregungsmechanismen	Stick-Slip-Mechanismen [8]	ISTA
	140	Modell- und Programmentwicklung	Hochfrequente Rad-Schiene-Kontaktmechanik für extrem hohe Schlüpfe Zweipunktkontakt Integration Gleisfrequenzgänge in die Eigenwertanalyse und Zeitbereichsrechnung Eigenwertanalyse der linearisierten Bewegungsgleichungen Stabilitätskarte für Parametervariationen Kombination Laufdynamik und Hochfrequente Rad-Gleis-Dynamik im Zeitschrittverfahren Programmerweiterungen aus Vergleich Rechnung-Messung Programmerweiterungen im GUI Programmerweiterungen aus Anwendungen	SFE
Versuchs-durchführung und Mess-auswertung	**210**	Messprogrammerstellung	Vormessungen Januar 2006, Auswahl Messorte und Lage der Messsensoren, Messplan [18]	ILS, ISTA, moBiel, Bombardier
	220	Bereitstellung Fahrzeug und Fahrweg	Messkampagne von 7.-11.4.2006 Fahrzeug M8C mit/ohne Radabsorber Messorte Kehre Milse und Luther Kirche Daten: Radsatz, Radabsorber, Fahrzeug, Trassierung	moBiel
	230	fahrzeugfeste Messungen	siehe Tabelle 4 und Messberichte	ILS
	240	ortsfeste Messungen		ISTA
	250	Auswertung der fahrzeugfesten Messungen		ILS
	260	Auswertung der ortsfesten Messungen		ISTA
Vergleich Rechnung - Messung, Anwendung, Ergebnis-dokumen-ation	**310**	Simulation Laufdynamik	R-S Kontaktanalyse mit gemessenen Rad- und Schienenquerprofilen MKS-Modell Tram M8C Laufdynamik mit SIMPACK Parametervariation Primärsteifigkeit, Spurweite, Reibwert, Geschwindigkeit	Bombardier
	320	Vergleich Rechnung - Messung	Radsatz- und Gleisdynamik Kurvenquietschen	SFE, ILS, Bombardier
	330	Anwendung des Prognoseverfahrens	Straßenbahnrad S-Bahnrad	Bombardier, ILS, SFE
	340	Ergebnisaufbereitung und Empfehlungen für das Handbuch	Siehe [17]	Alle

2.4 Ergebnisse

Für die Kurvengeräuschprognose ist ein Programm, der alle Systemkomponenten zur Kurvengeräuschprognose berücksichtigt, erstellt worden. Eine Prognose erfolgt in folgenden Arbeitsschritten

1. Kontaktanalyse und Laufdynamiksimulation (mit externen Programm zur Laufdynamiksimulation z.B. ADAMS RAIL oder SIMPACK),
2. Berechnung der Radsatzdynamik,
3. Berechnung der Gleisdynamik,
4. Automatische Parametervariation in der Eigenwertanalyse der Radsatz-Gleis-Systemdynamik (Stabilitätskarte)
5. Zeitschrittsimulation für die Kontaktkenngrößen (Schlüpfe, Berührpunktlagen, Radnormalkräfte).

Das Programm ist modular aufgebaut und erlaubt unterschiedliche Modellierungstiefen. Es ist damit gewährleistet, dass mit Inkaufnahme von Modellierungsmehraufwand neben den Standardkonstruktionen auch komplexer gestaltete Konstruktionen von Rad und Oberbau untersucht werden können.

Die erfolgreiche Validierung der Strukturdynamik von Radsatz und Gleis erfolgte anhand des gemessenen Körperschalls der Schiene und des Rades.

Für die Laufdynamiksimulation wird ein externes MKS-Programm (z.B. SIMPACK oder ADAMS RAIL) verwendet.

Da die Strukturkomponenten und die Rad-Schiene-Kontaktmechanik konsequent vollständig dreidimensional modelliert sind und Berührpunktverlagerungen und Rauheiten auf den rechten und linken Rad- und Schienenlaufflächen berücksichtigt werden, kann das Rollgeräusch auch für Kurvenfahrten durch eine Simulation bestimmt werden (Bild 3).

Das Kurvenquietschen wird über eine Eigenwertanalyse mit automatischer Parameterauswertung identifiziert und in Abhängigkeit der Parameter in einer Stabilitätskarte dokumentiert.

Eine Zeitschrittsimulation für die in der Laufdynamiksimulation berechneten Parameter Anfahrwinkel (Schräglaufwinkel), Berührpunktlage und Radnormalkraft sichert die in der Eigenwertanalyse gefundenen Ergebnisse ab und identifiziert bei Vorliegen von mehreren instabilen Radeigenformen die für die Quietschfrequenz wesentliche Eigenform.

Für die Anwendung durch Projektpartner im Forschungsvorhaben ist die Programmversion SFE AKUSRAIL 2.4 inklusive Installationsroutine und Online-Hilfe [22] erstellt worden (Bild 4).

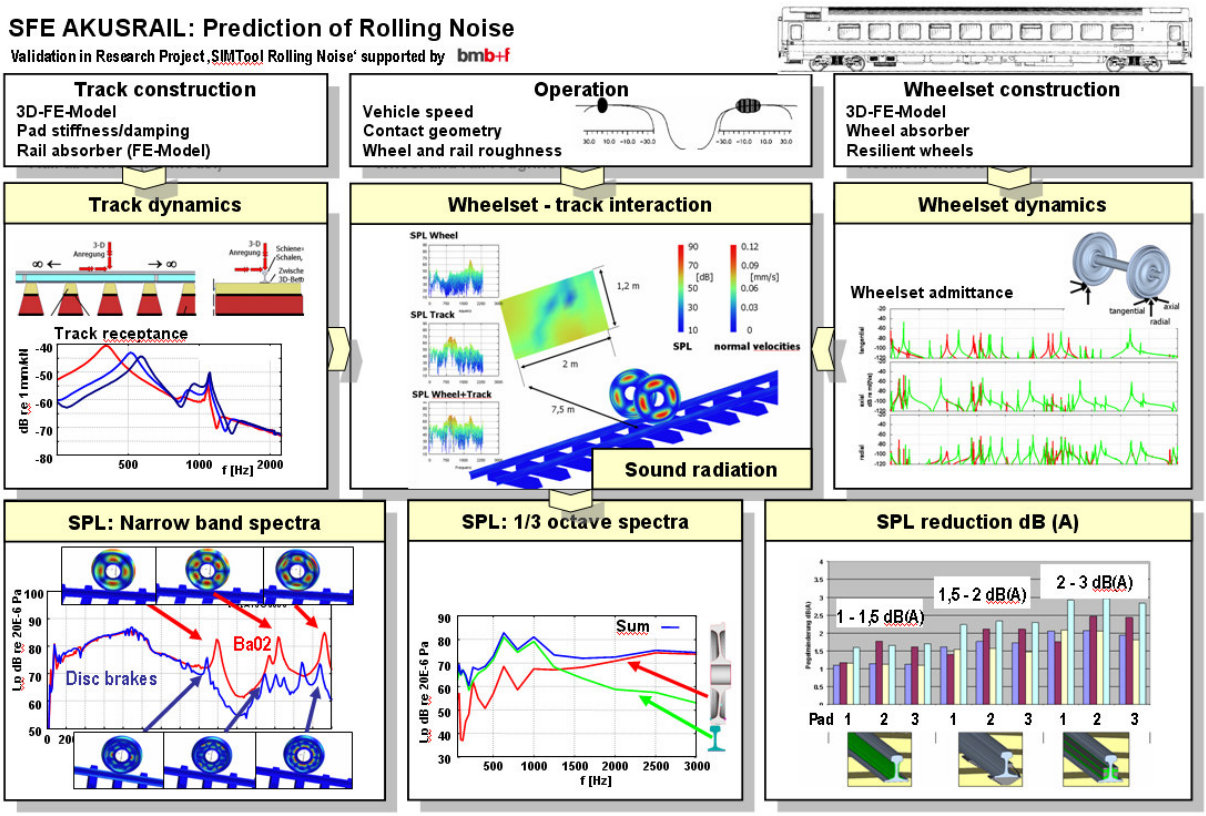


Bild 3 Module von SFE AKUSRAIL v2.4 zur Rollgeräuschprognose

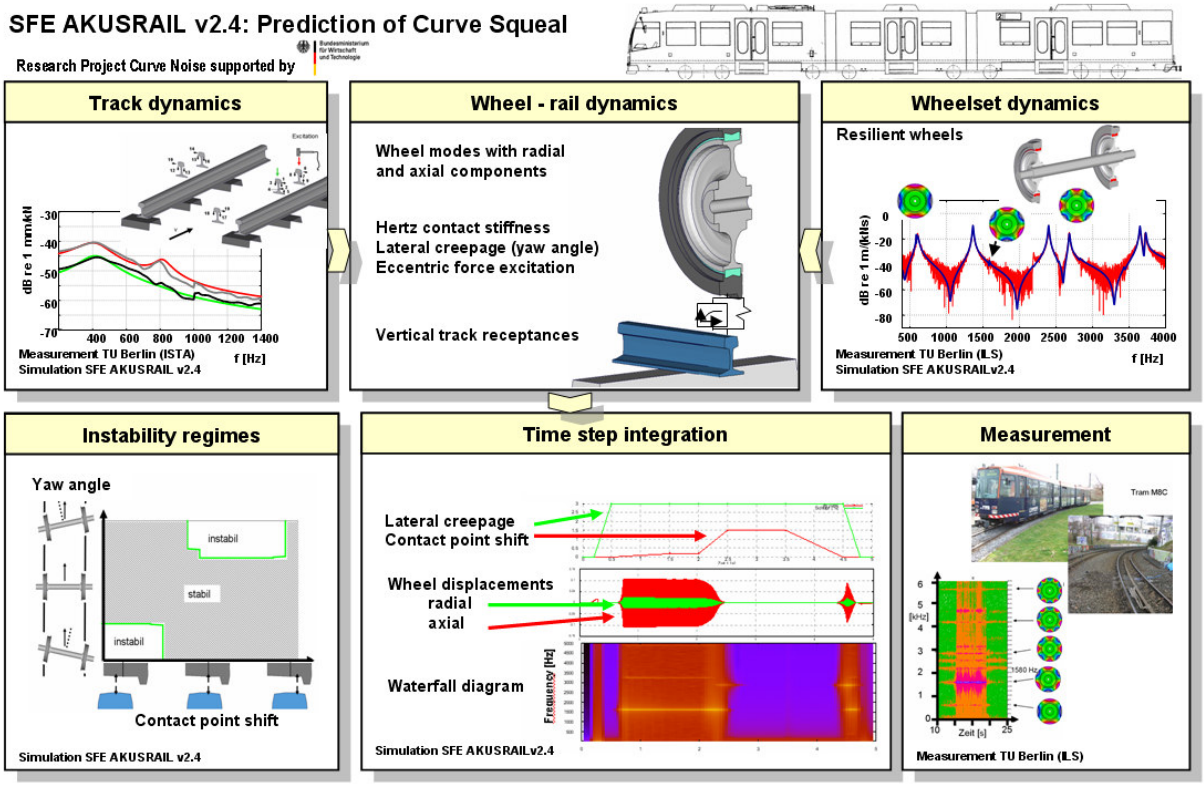


Bild 4 Module in SFE AKUSRAIL v2.4 zur Kurvengeräuschprognose

3 DARSTELLUNG DER ARBEITSPAKETE IM TEILPROJEKT RECHNERGESTÜTZTES VERFAHREN

3.1 Messungen und Messauswertung

3.1.1 Aufgabenstellung

Die Messungen im Teilprojekt erfassen alle am Kurvengeräusch beteiligten Einflussfaktoren. Besonderer Schwerpunkt liegt in der Messung von Körperschall des Gleises und des Rades und des Luftschalls für eine Zugvorbeifahrt. Die Rauheiten werden auf Rad und Schienenlaufflächen gemessen. Der Körperschall für zwei unterschiedliche Varianten des Oberbaus werden bei drei Geschwindigkeiten gemessen.

3.1.2 Planung und Ablauf

Für die Vorbereitung und Durchführung der Messungen im Teilprojekt waren folgende Arbeitspakete vorgesehen:

AP 210: Messprogrammerstellung (ILS, ISTA, Bombardier, moBiel),

AP 220: Bereitstellung von Fahrzeug und Fahrweg (moBiel),

AP 230: Fahrzeugfeste Messungen (ILS),

AP 240: Ortsfeste Messungen (ISTA),

AP 250: Auswertung der fahrzeugfesten Messungen (ILS),

AP 260: Auswertung der ortsfesten Messungen (ISTA).

Die Messkampagne erfolgte im Bielefelder Streckennetz des Projektpartners moBiel im April 2006. Die im Rahmen des Forschungsvorhabens durchgeführten Messungen sind in Tabelle 4 aufgelistet.

Die ortsfesten Messungen fanden an den Messorten „Kehre Milse“ (Bild 5) und in einem 50 m Bogen in der Nähe der Haltestelle „Luther Kirche“ (Bild 6) statt. Die Auswertung der Messungen konzentrierten sich auf den Messort „Luther Kirche“, da dort die meisten Messfahrten mit dominanten Kurvenquietschen aufgenommen wurden. Die Lage der Messaufnehmer für den Körperschall im Gleis ist im Bild 7 dargestellt. Sie erfassen die Schienenbeschleunigung in Schwellenfachmitte und über der Schwelle sowie an der kurveninneren und kurvenäußeren Schiene bei einer Zugvorbeifahrt in einem Frequenzbereich bis 10kHz. Simultan wurde der Luftschall beidseitig nahe am Gleis (1.5 m von Gleismitte, 0.3 m über SO) und kurveninnen in 7.5 m Abstand gemessen.

Das Versuchsfahrzeug ist ein 8-achsiges Zweirichtungsfahrzeug (M8C) für Meterspurbetrieb und einem Leergewicht von 38 t (Bild 8). Der nicht angetriebene, ungebremste Radsatz im zweiten Drehgestell (Bild 9) wurde als Messradsatz mit Beschleunigungsaufnehmern (Bild 10) auf dem Radreifen, der Radscheibe und dem Radlager sowie mit Mikrofonen (Bild 11).vor den Rädern ausgerüstet Der gemessene Körperschall wurde über Telemetrieringe an das Laufwerk und von dort ins Wageninnere geleitet. Dort liefert es in einem Frequenzbereich bis 10 kHz

Aussagen über die Schwingungsform des Radreifens für das kurveninnere und kurvenäußere Rad bei der Überfahrt eines Messortes. Weiterhin wurden die Drehgestellauslenkungen mit Wegaufnehmern gemessen.

Bei den Versuchsfahrten wurde eine konstante Fahrgeschwindigkeit von 10, 20 und 30 km/h angestrebt. Dabei wurden die Lufttemperatur, die relative Luftfeuchte, der Luftdruck, die Windgeschwindigkeit, die Schienentemperatur und der Schienenzustand (trocken, nass) dokumentiert.

Tabelle 4 Übersicht der im Teilprojekt Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose durchgeführten Messungen

Verantw. Projektpartner Arbeitspaket	Messdaten	Messort bzw. Messfahrzeug
TU Berlin **ILS** **AP 230** **AP 250**	1. Eingangs- und Transferrezeptanzen der Räder für eine axiale und radiale Anregung im Radaufstandspunkt bis 10 kHz 2. Drehgestellauslenkung 3. Radquerprofile vom Fahrzeug 4. Schienenquerprofile an zwei Messorten 5. Körperschall am linken und rechten Rad bis 10 kHz 6. Luftschall im Drehgestell bis 10 kHz 7. Geschwindigkeit des Messfahrzeugs 8. Laufflächenzustand der Räder	Tram M8C mit Messradsatz mit und ohne Absorber
TU Berlin **ISTA** **AP 240** **AP 260**	1. Eingangs- und Transferrezeptanzen für eine laterale und vertikale Anregung am Schienenkopf bis 10 kHz 2. Körperschall der linken und rechten Schiene bis 10 kHz 3. Luftschall beidseitig des Gleises bis 10 kHz 4. Schienentemperatur 5. Witterungsverhältnisse während der Messungen (Temperatur, rel. Luftfeuchte, Luftdruck, Windgeschwindigkeit) 6. Laufflächenzustand der Schienen während der Messung (nass bzw. trocken)	Luther Kirche Milse
SFE GmbH **AP 010**	1. Radrauheiten in 3 Spuren der Lauffläche an allen Rädern des Versuchsfahrzeuges 2. Schienenrauheiten nach ISO 3095:2001	Tram M8C Luther Kirche Milse

3.1.3 Ergebnisse

Alle für die messtechnische Validierung des Prognoseverfahrens relevanten Messungen konnten erfolgreich abgeschlossen werden. Die Tabelle 4 listet hierbei alle im Rahmen des Forschungsprojektes durchgeführten Messungen auf. Wesentliche Messgrößen waren

- der Körperschall von Rad und Schiene,
- der Luftschall fahrzeugfest in der Nähe des kurveninneren und kurvenäußeren Rades,

- der Luftschall ortsfest in der Nähe der kurveninneren und kurvenäußeren Schiene,
- der Luftschall in 7,5 m Abstand von Gleismitte und
- die Drehgestellauslenkung.

Aufgrund der sehr eng gefassten Rahmenbedingungen wurde in der Regel eine gute bis sehr gute Reproduzierbarkeit der Messergebnisse erzielt. Diese Reproduzierbarkeit ist dabei unter den Messungen, für die dominantes Kurvenquietschen beobachtet wurde, gegeben. Messung mit Auftreten von Quietschen und ohne Auftreten weisen natürlicherweise eine stark unterschiedliche Charakteristik auf.

Die Auswertung der Messungen des Körper- und Luftschalls erfolgte im Frequenzbereich bis 10 kHz als Schmalbandspektren, so dass eine Analyse der bei den Messfahrten auftretenden Schwingungsresonanzen in der Strukturdynamik von Radsatz und Gleis und im Luftschalldruck-pegel erfolgen konnte.

Aus der Fülle der Messungen wurden exemplarisch Versuchsfahrten mit und ohne Kurvenquietschen ausgewertet. Kurvenquietschen trat in den untersuchten Fällen nur am kurveninneren Rad des vorlaufenden Radsatzes im Messdrehgestell auf. Die Höhe der Schwingungsamplituden des kurveninneren, „quietschenden“ Rades übertraf dabei die Schwingungsamplituden des kurvenäußeren Rades um eine Größenordnung. Die Schwingungsform konnte als axiale Biegeeigenform des Radreifens identifiziert werden.

Bild 5 Messort Kehre Milse mit Rillenschienen im Streckennetz des Projektpartners moBiel

Bild 6 Messort Luther Kirche mit Vignol-Schienen im Streckennetz des Projektpartners moBiel

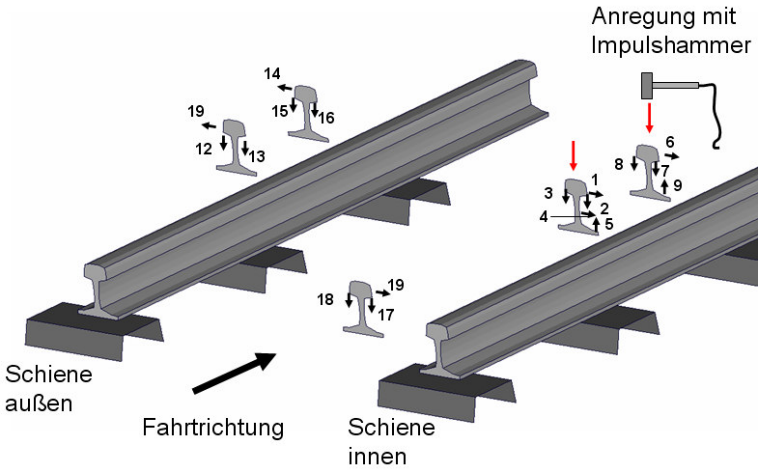


Bild 7 Lage der Beschleunigungsaufnehmer an den Schienen am Messort Luther Kirche

Bild 8 Messfahrzeug vom Typ M8C (aus [2])

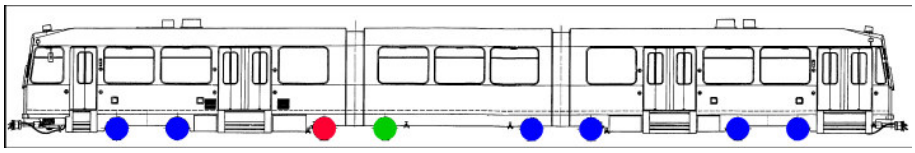


Bild 9 Versuchszug M8C, Messradsradsatz ist rot markiert (aus [2]).

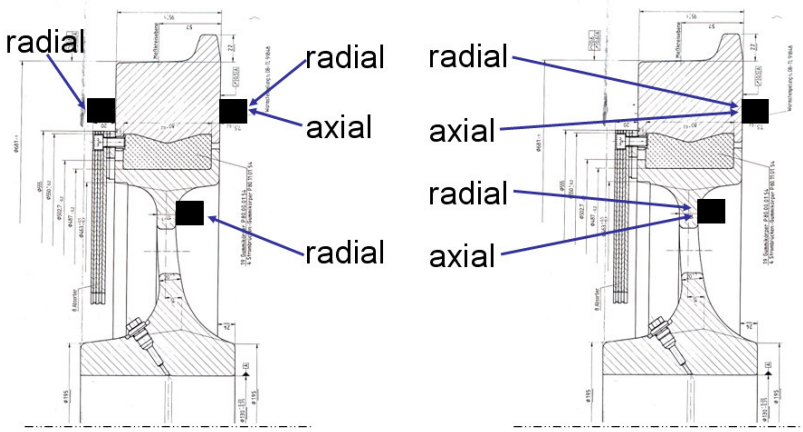


Bild 10 Lage der Beschleunigungsaufnehmer an den Rädern des Messradsatzes ohne Absorber (links) und mit Absorber (rechts)

Bild 11 Lage der Mikrofone vor den Rädern des Messradsatzes

3.2 Ergebnisse der Arbeitspakete

3.2.1 Einführung

Im Abschnitt 3.2 werden Aufgabenstellungen, Planung, Ablauf und Ergebnisse aller Arbeitspakete des Teilprojektes Rechnergestützte Verfahren zur Kurvengeräuschprognose zusammenfassend dargestellt. Die Informationen sind den Abschlussberichten der jeweiligen verantwortlichen Projektpartner entnommen worden.

3.2.2 Rechnerische Analyse bestehender Maßnahmen (AP 110)

Verantwortlicher AP-Leiter: SFE

Weitere Projektpartner: ISTA

Aufgabenstellung

Die Maßnahmen am Rad des Projektpartners Polyplan werden auf ihre Wirksamkeit zur Reduktion des Kurvengeräusches mit dem Programm SFE AKUSRAIL überprüft. Es werden schwach gedämpfte Strukturschwingungen für die Kurvenfahrt im Frequenzbereich ermittelt. Diese Strukturschwingungen sind für das Auftreten von Kurvenquietschen eine notwendige Bedingung. Weiterhin der Einfluss von Parameteränderungen an der Maßnahme auf diese Strukturschwingungen untersucht.

Planung und Ablauf

Die Arbeiten gliedern sich in folgende Arbeitsschritte:

1. Modellierung der Systemkomponenten (Radsatz, Gleis, Rad-Schiene-Kontakt),
2. Berücksichtigung der Randbedingungen während einer Bogenfahrt durch Parametervariation des Längs- und Querschlupfes sowie der Kontaktpunktlagen am kurveninneren und kurvenäußeren Rad,
3. Berücksichtigung unterschiedlicher Witterungsverhältnisse durch Parametervariation des Reibwerts,
4. Identifikation der dominanten (schwach gedämpfter) Schwingungsformen von Rad und Schiene,
5. Untersuchung von Parameteränderungen (Steifigkeiten und Dämpfungskonstanten) auf die Stabilität der Radschwingungsformen,
6. Erarbeiten von Vorschlägen zur Vermeidung von schwach gedämpften Radresonanzen.

Ergebnisse

SFE erstellte Stabilitätskarten zur Wirksamkeit der Radabsorber und formulierte Vorschläge zur verbesserten Bedämpfung der Räder. In einem technischen Bericht [20] für Verbundprojektpartner Polyplan wurden diese Ergebnisse zusammengefasst. Messungen an den Rädern erfolgten durch den Projektpartner ISTA (TU Berlin).

3.2.3 Modellanalyse, Parameteridentifikation (AP 120)

Verantwortlicher AP-Leiter: SFE

Weitere Projektpartner: ILS, Bombardier

Aufgabenstellung

Der gegenwärtige Stand der Forschung wird dokumentiert und die Einflussparameter definiert. Die Wirkungsweise der Maßnahmen zur Reduktion des Kurvengeräusches werden beschrieben und die Wirksamkeit in Abhängigkeit der Einflussparameter formuliert.

Da für die phänomenologische Beschreibung des Kurvenquietschens schon eine Fülle von veröffentlichten Untersuchungen existiert, wird sich dieses Arbeitspaket schwerpunktmäßig auf die bisher durchgeführten rechnergestützten Verfahren zur Beschreibung des Kurvenquietschens konzentrieren.

Planung und Ablauf

Ein von den Projektpartnern organisierter Workshop lieferte einen Überblick über numerische Ansätze zur Beschreibung des Kurvenquietschens und zur Modellierung von Anregungsmechanismen.

Eine gängige Erklärung für das ähnlich strukturierte Problem Bremsenquietschen ist das Vorliegen eines abfallenden Reibwertes bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit. Neuere Forschungsergebnisse favorisieren Systeminstabilitäten, die keinen Abfall der Reibwertkennlinie in der Wirkungskette mehr voraussetzen.

Vereinfachte Modelle für das Rad-Schiene-System werden mit neuen Ansatz entwickelt, um eine Eigenwertanalysen durchführen zu können.

Mit den vereinfachten Modellen liefern Parametervariationen Stabilitätskarten für selbsterregungsfähige Systemresonanzen.

Ergebnisse

Vereinfachte Modelle zeigen auch beim Rad-Schiene-Kontakt das Phänomen Selbsterregung. Bedingungen hierfür sind ein hoher Reibwert und eine Kopplung der Kontaktverschiebungen in den Eigenmoden der Kontaktpartner.

Dominante Einflussparameter auf die Selbsterregung sind neben dem Reibwert der Anfahrwinkel (Querschlupf) und die Berührpunktlage auf Radoberfläche. Als selbsterregungsfähige Radeigenformen sind die Biegeeigenformen des Radreifens geeignet, da sie eine starke Kopplung zwischen den Verschiebungsanteilen im Rad-Schiene-Kontakt aufweisen. Eine Modalanalyse der Räder zeigt hierbei schon die für das Kurvenquietschen dominanten Schwingungsformen des Rades.

Detaillierte Ergebnisse des Arbeitspaketes werden in dem Abschnitt 4 dokumentiert.

3.2.4 Modellierung der Anregungsmechanismen (AP 130)

Verantwortlicher AP-Leiter: ISTA

Aufgabenstellung

Zur Realisierung des numerischen Modells ist es unerlässlich Kenntnisse über den/die ursächlichen Anregungsmechanismen zu gewinnen und Lösungsansatze sowie Möglichkeiten der Umsetzung zu erarbeiten. Dabei wird ein analytisch-mathematischer Ansatz erstellt und

erste Parameterstudien durchgeführt. Die Betrachtung der Ergebnisse erfolgt im Frequenz- und Zeitbereich.

Planung und Ablauf

Erstellen einer Literaturrecherche zu analytischen und numerischen Ansätzen zur Beschreibung von Kurvenquietschen.

Modellierung von vereinfachten Rad-Schiene-Modellen inklusive stick-slip-Mechanismen im Programmtool MatLab

Variation der relevanten Parameter (Gleit- und Haftreibwert, Anfahrwinkel) und Dokumentation ihrer Einflüsse

Ergebnisse

Ein Überblick zu analytisch-numerischen Ansätzen und Lösungsmöglichkeiten bezüglich slip-stick Mechanismen wurde zusammengestellt.

Relevante Effekte auf den Stick-Slip-Mechanismus wurden über Parametervariationen abgeschätzt.

Detaillierte Ergebnisse des Arbeitspaketes sind in einem gesonderten Abschlussbericht [8] dokumentiert.

3.2.5 Modell- und Programmentwicklung (AP 140)

Verantwortlicher AP-Leiter: SFE

Aufgabenstellung

Ziel ist die Entwicklung eines rechnergestützten Prognoseverfahrens zur Beurteilung von Maßnahmen zur Reduktion des Kurvengeräusches. Das im BMBF-Forschungsprojekt SIMTool-Rollgeräusch eingesetzte Prognoseverfahren wird um die Problemstellung Kurvengeräusche erweitert. Wesentliche Erweiterungen sind die Berücksichtigung von hochfrequenten Schwankungen der Kontaktkenngrößen mit Wellenlängen von 1/10 der Kontaktlänge, die Berücksichtigung einer abfallenden Reibwertkennlinie und eines Mehrpunktkontaktes in der hochfrequenten Strukturdynamik. Auf die Rad-Schiene-Dynamik abgestimmte numerische Verfahren zur Ermittlung von Stabilitätskarten und Zeitbereichsanalyse werden entwickelt und implementiert.

Planung und Ablauf

Entwicklung von numerischen Algorithmen zur Beschreibung des Kurvenquietschens

Implementation der zusätzlichen Datenstrukturen und Algorithmen

Implementation der Schnittstellen zum externen und internen FE-Programm zur Übergabe der modalen Größen des Radsatzes.

Entwicklung und Implementation von numerischen Algorithmen zur Transformation der Gleisimpedanzen (Frequency Response) in den Zeitbereich.

Erweiterung der Bedienoberfläche für die neuen Funktionalitäten.

Berücksichtigung von Änderungen aus dem AP 320 (Vergleich Rechnung und Messung)

Erstellung einer Programminstallation für den AP 330 (Anwendung des Prognoseverfahrens)

Ergebnisse

Das Programm SFE AKUSRAIL wurde um die Kurvengeräuschprognose erweitert.

Parametervariationen in der Eigenwertanalyse des Rad-Schiene-Systems werden automatisch durchgeführt und in Stabilitätskarten dokumentiert.

Die Schwingungsamplituden an dem Rad und an der Schiene können mit einem Zeitschrittverfahren simuliert werden. Die Einfluss des sich während der Kurvenfahrt ändernden Schräglaufwinkels(Anfahrwinkels) und der Berührpunktlage im Rad-Schiene-Kontakt können aus einer Laufdynamiksimulation übernommen werden.

Detaillierte Ergebnisse des Arbeitspaketes sind im Abschnitt 5 dieses Berichtes zu finden.

3.2.6 Messprogrammerstellung (AP 210)

Verantwortlicher AP-Leiter: ILS

Weitere Projektpartner: ISTA, moBiel, Bombardier

Aufgabenstellung

Für die geplanten Testfahrten zur Validierung des zu entwickelnden Prognosetools erfolgen Absprachen, werden Konzepte entwickelt und ein Messprogramm erstellt.

Planung und Ablauf

In enger Kooperation mit den anderen Projektpartnern werden Anforderungen für das Messprogramm ausgearbeitet und untereinander abgestimmt, dazu gehören die Planung der für die Messgeräte nötigen Um- und Anbauten, Planung des Ablaufs der Messfahrten, Festlegen der Messpunkte und des Messaufbaus.

Ergebnisse

Die Anforderungen an die Messkampagne wurden in mehreren Meetings herausgearbeitet und ein Messplan [18] aufgestellt. Hierbei wurden die Messpunkte für die Körper- und Luftschallmessungen in Abstimmung mit Erfordernissen aus dem angestrebten Prognoseverfahren festgelegt. Eine Vorabmessung im Frühjahr 2006 lieferte Hinweise auf die in der Messkampagne benötigten Details der Messgeräte und der Messdurchführung.

Messkampagne 9.4.2006 – 11.4.2006

Detaillierte Ergebnisse des AP 210 sind im Abschnitt 3.1 dieses Berichtes und im gesonderten Bericht „Messplan“ [18] dokumentiert.

3.2.7 Bereitstellung von Fahrzeug und Fahrweg (AP 220, moBiel)

Verantwortlicher AP-Leiter: moBiel

Aufgabenstellung

Die für die Messkampagne benötigte Versuchsfahrzeug und Messstellen im Streckennetz müssen bereitgestellt werden. Weiterhin werden folgende Daten für den Vergleich Rechnung – Messung zusammengetragen:

- Modelldaten des Versuchsfahrzeugs und der Radbedämpfung
- Trassierungsparameter (Bogenradien, Überhöhung, usw.)

Planung und Ablauf

Unterstützung der Messteams (ILS, ISTA) bei der Messkampagne vom von 7.-11.4.2006

Bereitstellung Versuchsfahrzeug und Organisation der Messfahrten (Fahrer, Sicherungsposten, etc.)

Werkstattvor- und -nachbereitung

Gerätean-/abbauten am Versuchsfahrzeug

Beschaffung von Daten zu Messorten und des Versuchsfahrzeug

Ergebnisse

Die Messfahrten an zwei Messorten im Streckennetz des Verkehrsbetriebs moBiel konnten erfolgreich durchgeführt werden.

Detaillierte Ergebnisse des AP 220 sind im Abschnitt 3.1 dieses Berichtes dokumentiert.

3.2.8 Fahrzeugfeste Messungen (AP 230)

Verantwortlicher AP-Leiter: ILS

Aufgabenstellung

An zwei Messorten im Streckennetz des Projektpartners moBiel werden Luftschallmessungen in Radnähe und Beschleunigungsmessungen an verschiedenen Rädern durchgeführt. Des Weiteren werden Radadmittanzmessungen und Rad- und Schienenprofilmessungen durchgeführt. Die Drehgestellauslenkungen während der Kurvenfahrt werden gemessen.

Es wird ein Aufbau zur Anfahrwinkelmessung konzipiert und appliziert.

Planung und Ablauf

Vorbereiten des Versuchsfahrzeuges für die fahrzeugfesten Messungen

Applizieren der Messaufnehmer, Mikrofone und des Anfahrwinkelmessgerätes

Messgeräteausstattung im Fahrzeuginnern

Durchführung von Radadmittanz- und Profilmessungen

Bereitstellung einer geeigneten Messdatenerfassung (Telemetrie bis 10kHz)

Beschaffung spezieller Messgeräte

Das Anfahrwinkelmessgerät wurde zu Beginn der Messfahrten irreparabel beschädigt. Da die übrigen Körperschallmessungen und Wegmessungen mehr als ausreichende Ergebnisse für die Modellverifikation und den Vergleich Rechnung-Messung liefern konnten, gefährdete der Ausfall dieses Messsensors nicht die Erreichung des Projektziels.

Ergebnisse

Folgende Messungen konnten erfolgreich durchgeführt werden:

- Eingangs- und Transferadmittanzen der Räder für axiale und radiale Anregung bis 10 kHz
- Drehgestellauslenkung während der Messfahrten
- Radquerprofile vom Fahrzeug
- Schienenquerprofile an zwei Messorten
- Körperschall am linken und rechten Rad bis 10 kHz während der Messfahrten
- Luftschall im Drehgestell bis 10 kHz während der Messfahrten
- Geschwindigkeit des Messfahrzeugs während der Messfahrten
- Laufflächenzustand der Räder

Detaillierte Ergebnisse des AP 220 sind im Abschnitt 3.1 dieses Berichtes dokumentiert.

3.2.9 Ortsfeste Messungen (AP 240)

Verantwortlicher AP-Leiter: ISTA

Aufgabenstellung

Es werden nach entsprechender Vorbereitung Luft- und Körperschallmessungen an zwei Messorten durchgeführt, dabei werden neben dem ortsfestem Luftschallmesspunkt, verschiedene Messpunkte auf den Schienen und auf dem Planum angeordnet, um repräsentative Aussagen über das Körperschallverhalten dieser Teilstrukturen und ihres Anteils am Gesamtschwingungsverhalten des Rad/Schiene-Systems abzuleiten. Darüber hinaus werden ergänzend stationäre Messungen von Eingangs- und Transferrezeptanzen durchgeführt.

Planung und Ablauf

- Vorbereitung der ortsfesten Messungen an der geplanten Teststrecke.
- Messstellen mit den Orten der Luftschallerfassung abgleichen.
- Ausstattung der Messorte mit den entsprechenden Messwertaufnehmern
- Geeignete Messdatenerfassung bereitstellen und ausführen.
- Künstliche stationäre Anregung und Erfassung der Eingangs- und Transferrezeptanzen.

Ergebnisse

Folgende Messungen konnten erfolgreich durchgeführt werden:

- Eingangs- und Transferrezeptanzen für laterale und vertikale Anregung am Schienenkopf bis 10 kHz
- Körperschall der kurveninneren und kurvenäußeren Schiene bis 10 kHz während der Messfahrten
- Luftschall beidseitig des Gleises bis 10 kHz während der Messfahrten
- Schienentemperatur während der Messfahrten

- Witterungsverhältnisse während der Messfahrten (Temperatur, rel. Luftfeuchte, Luftdruck, Windgeschwindigkeit)
- Laufflächenzustand der Schienen während der Messung (nass bzw. trocken)

Detaillierte Ergebnisse des AP240 sind im Abschnitt 3.1 dieses Berichtes und in einem gesonderten Bericht [8] dokumentiert.

3.2.10 Auswertung der fahrzeugfesten Messungen (AP 250)

Verantwortlicher AP-Leiter: ILS

Aufgabenstellung

Die Messdaten werden entsprechend den Anforderungen aus den Validierungsrechnungen aufbereitet. Farbkonturplots und Schmalbandspektren werden erstellt. Für Schwingungsmaxima im Körperschall werden die zugehörigen Radkomponenten identifiziert.

Planung und Ablauf

Die aufgenommenen Daten werden in geeigneter Weise analysiert, um mit den Ausgangsgrößen des Simulationstools vergleichbar zu sein.

Mittelung gleichartiger Testfahrten zur Verbesserung der statistischen Absicherung der Ergebnisse.

Bereitstellung von Körperschallspektren als Funktion der Fahrgeschwindigkeit, des Messortes und der jeweiligen Fahrweg- und Radvarianten.

Ergebnisse

Alle für die Modellverifikation notwendigen Daten konnten ausgewertet und dem Projektpartner SFE zur Verfügung gestellt werden.

Detaillierte Ergebnisse des Arbeitspaketes sind im Abschnitt 3.1 dieses Berichtes dokumentiert.

3.2.11 Auswertung der ortsfesten Messungen (AP 260)

Verantwortlicher AP-Leiter: ISTA

Aufgabenstellung

Die erfassten ortfesten Messdaten werden in geeigneter Weise analysiert, um mit den Ausgangsgrößen des Prognosetools vergleichbar zu sein. Die Messdaten werden entsprechend den Anforderungen aus den Validierungsrechnungen aufbereitet.

Planung und Ablauf

Mittelung gleich gearteter Testfahrten zur Verbesserung der statistischen Absicherung der Ergebnisse.

Bereitstellung von Luft- und Körperschallspektren als Funktion der Fahrgeschwindigkeit, des Messortes und der jeweiligen Fahrweg- und Radvarianten.

Farbkonturplots und Schmalbandspektren werden erstellt.

Ergebnisse

Alle für die Modellverifikation notwendigen Daten konnten ausgewertet und dem Projektpartner SFE zur Verfügung gestellt werden.

Detaillierte Ergebnisse des Arbeitspaketes sind im Abschnitt 3.1 dieses Berichtes und in einem gesonderten Bericht [8] dokumentiert.

3.2.12 Simulation Laufdynamik (AP 310)

Verantwortlicher AP-Leiter: Bombardier

Aufgabenstellung:

Parameter für den Rad-Schiene Kontakt sind für eine Messung nicht zugänglich, können aber im quasistationären Bogenlauf konsistent ermittelt werden. Für das Versuchsfahrzeug werden Variationsrechnungen mit verschiedenen Bogenradien, Geschwindigkeiten, Reibwerten und Parametern der Radialeinstellung durchgeführt. Die Validierung der Simulationsergebnisse erfolgt durch die im AP 230 erfolgten Messungen der Drehgestellauslenkung.

Planung und Ablauf

Erstellung eines MKS-Modells für das Versuchsfahrzeug und die Trassierung am Messort

- Fahrzeugmodell
- Bearbeitung der Rad- und Schienenquerprofile
- Testrechnungen und Validierung des Modells anhand der am Messort gemessenen Drehgestellauslenkung

Quasistationäre Rechnungen und Zeitbereichsrechnungen bei Variation der relevanten Laufdynamikparameter

Aufbereitung der Ergebnisse für die Schnittstellendefinition der Kurvengeräuschprognose

Ergebnisse

Die Validierung des MKS-Modells konnte erfolgreich abgeschlossen werden.

Alle für die Modellverifikation notwendigen Laufdynamikgrößen während der Kurvenfahrt des Versuchsfahrzeuges konnten berechnet und dem Projektpartner SFE zur Verfügung für die Kurvengeräuschprognose bereitgestellt werden.

Detaillierte Ergebnisse des AP 310 sind im Abschnitt 6 dieses Berichtes dokumentiert.

3.2.13 Vergleich Rechnung-Messung (AP 320)

Verantwortlicher AP-Leiter: SFE

Weitere Projektpartner: ILS, Bombardier

Aufgabenstellung

Nach Abschluss der Messkampagne werden die Strukturmodellierung und die Rad–Schiene-Kontaktmechnik auf ihre Tauglichkeit zur Erfassung der für die Schallabstrahlung maßgeblichen Strukturschwingungen und auf die Möglichkeit einer zuverlässigen Prognose der Schallabstrahlung untersucht.

Der Vergleich Rechnung–Messung soll weiterhin Hinweise dafür liefern, welche Änderungen eventuell an der Strukturmodellierung und dem Berechnungsverfahren für eine zuverlässige

Prognose notwendig sind. Die Ergebnisse fließen in das AP 140 ein und werden dort im Programm implementiert.

Modellparameter für die Kurvengeräuschprognose, die nicht durch die Impedanzmessungen am Rad und Gleis und in der Laufdynamiksimulation ermittelt werden können, werden in einem realistischen Parameterbereich variiert. Die maßgeblichen Wirkungsmechanismen für die Schallabstrahlung in der Kurve können auf diese Weise ermittelt werden. Die Kenntnis der Wirkungsmechanismen und der Systemparameter ermöglichen damit eine Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion des Kurvengeräusches.

Planung und Ablauf

Aufbereitung und Analyse der Messdaten für die Prognoserechnung (Fehlerkorrektur, Plausibilitätsüberprüfung)

Ermittelung der Modellparameter für die Strukturdynamik und der Kontaktkenngrößen aus der Kontaktanalyse und der Laufdynamiksimulation

Stabiltätsanalyse zur Identifikation angefachter Schwingungsformen von Rad und Schiene

Ermittlung der Schwingungsamplituden von Rad und Schiene für eine Kurvenfahrt im Zeitbereich für ausgewählte Parameterkonstellationen

Formulierung von Verbesserungsvorschlägen für die Strukturmodellierung und das Prognoseverfahren

Im AP 320 „Vergleich Rechnung-Messung“ des Projektes „Rechnergestützte Verfahren zur Kurvengeräuschprognose“ war laut Detailbeschreibung der Arbeitsteilpakete u.a. vorgesehen:

„Im AP 920 werden gezielt die Auswirkungen der laufdynamischen Parameter auf das Kurvengeräusch messtechnisch in Feldexperimenten untersucht und statistisch ausgewertet. Die dort gewonnenen Messergebnisse werden für die Validierung der kontaktmechanischen Größen im Prognoseverfahren bereitgestellt. Eine Laufdynamiksimulation im AP 930 ist hierfür erforderlich, um die bei den Feldexperimenten vorliegenden Fahrzeug- und Streckenparameter berücksichtigen zu können.“

Für die Validierung des Prognoseverfahrens konnten die Laufdynamikergebnisse von Alstom im AP930 und die Messergebnisse im AP 920 nicht mehr berücksichtigt werden, da sie erst nach Abschluss des Arbeitspaketes zur Verfügung standen. Die Validierung des Prognoseverfahrens konnte im AP 320 dennoch erfolgreich durchgeführt werden, da die Laufdynamiksimulation von Bombardier (AP310) und die umfangreichen Streckenmessungen der TU Berlin in Bielefeld (AP230 und AP250) die zur Validierung notwendigen Daten in sehr guter Qualität bereitstellen konnten. Die Zielerreichung im AP 320 wurde daher nicht beeinträchtigt.

Ergebnisse

Die nicht der direkten Messung zugänglichen Materialeigenschaften der Strukturkomponenten wurden aus den stationären Rezeptanzmessungen bestimmt und damit die Strukturmodellierung von Radsatz und Gleis erfolgreich durchgeführt.

Die Haupteinflussfaktoren auf das Kurvenquietschen wurden ermittelt und ihre Wirkung auf das Kurvengeräusch wurde über Stabilitätskarten definiert.

Die numerisch ermittelten Instabilitäten des Rad-Schiene-System setzen eine bestimmte Parameterkombination aus Berührpunktlage und Querschlupf (Anfahrwinkel) voraus. Eine derartige Kombination wurde auch am Versuchsfahrzeug am kurveninneren Rad des vorlaufenden Radsatzes im Messdrehgestell ermittelt.

Die in der Messung als Hauptverursacher identifizierte Radschwingungsform bei 1580 Hz wurde bei Vorgabe der Kontaktgrößen aus der Laufdynamiksimulation mit dem Programm SFE AKUSRAIL eindeutig prognostiziert.

Detaillierte Ergebnisse des AP320 sind im Abschnitt 7 dieses Berichtes dokumentiert.

3.2.14 Anwendung des Prognoseverfahren (AP 330, Bombardier, ILS, SFE)

Verantwortlicher AP-Leiter: Bombardier

Weitere Projektpartner: ILS

Aufgabenstellung

Das rechnergestützte Prognoseverfahren wird für verschiedene Fahrzeug-Fahrweg-Kombinationen eingesetzt, um die Einsatzgrenzen zu überprüfen. Hierbei werden sowohl die Eingabeparameter als auch die Zwischen- und Endergebnisse dokumentiert.

Es werden Vorschläge für Programmverbesserungen erarbeitet und mit dem Programmentwickler und Projektpartner SFE diskutiert.

Schwerpunkt der Anwendung ist die Erstellung neuer Prognosemodelle, um die komplette Prognosekette auf ihre Durchführbarkeit hin zu untersuchen.

Planung und Ablauf

Es wurden insgesamt drei verschiedene Fälle betrachtet.

Zunächst wurde aufbauend auf dem vorhandenen Modell für die Straßenbahn Bielefeld Prognoserechnungen durchgeführt.

Im Anschluss wurden zwei komplett neue Anwendungsfälle betrachtet, wobei eine S-Bahn und eine Niederflurstraßenbahn untersucht wurden.

Das Programms SFE AKUSRAIL wurde durch den Projektpartner SFE (inklusive der neuen Programmmodule zur Analyse der Kurvengeräusche) für die Zeit der Programmerprobung bereitgestellt.

Ergebnisse

Vorschläge für eine Erweiterung und Verbesserung des Prognoseverfahrens wurden dokumentiert und mit dem Projektpartner SFE diskutiert.

Die Stabilitätsanalyse ermöglicht es, quietschanfällige Eigenfrequenzen des betrachteten Rades für einen dreidimensionalen Parameterraum zu identifizieren. Diese Analyse ist hilfreich, um eine generelle Einschätzung der Quietschanfälligkeit bei unterschiedlichen Randbedingungen und Kontaktparametern zu erhalten.

Die detaillierte nicht-lineare Zeitschrittanalyse ermöglicht es, für eine spezielle Bogenfahrt zu prognostizieren, ob sich eine Instabilität in dem betrachteten Bogen entwickelt und ermöglicht eine Quantifizierung der zu erwartenden Kontaktgrößen (Kraft und Schnelle). Aufgrund der

deutlich höheren Rechenzeiten eignet sich die Zeitschrittanalyse vor allem für Detailuntersuchungen, weniger für Parameterstudien.

Die Berechnungsergebnisse für das Kurvenquietschen sind plausibel, eine Validierung der Prognosen konnte und sollte allerdings nicht in diesem Arbeitspaket sondern in dem AP 320 durchgeführt werden.

Für den Einsatz als kommerzielles Prognosetool sollte die Bedienerfreundlichkeit weiter erhöht und die Dokumentation wie zuvor beschrieben erweitert und aktualisiert werden.

Detaillierte Ergebnisse des AP 330 sind im Abschnitt 8 dieses Berichtes und in einem gesonderten Bericht [19] dokumentiert.

3.2.15 Ergebnisaufbereitung und Empfehlungen für das Handbuch (AP 340)

Aufgabenstellung

Ein Handbuch wird erstellt, in dem das Kurvengeräuschphänomen umfassend behandelt wird. Verkehrsunternehmen und Bahnindustrie können dieses Handbuch als Referenz nutzen, um Belästigungen der Anwohner wirkungsvoll zu minimieren.

Planung und Ablauf

Zusammenführung der Erkenntnisse aus den Einzelvorhaben.

Zusammenfassung der bedeutsamen Ursachen und Parameter.

Ableitung relevanter Geräuschminderungsmaßnahmen.

Anleitung für den Betreiber zur Umsetzung von geräuschmindernden Maßnahmen für den Kurvenlauf.

Ergebnisse

Ein Handbuch „Handlungsempfehlungen zur Verminderung der in Gleisbögen auftretenden Geräusche“ [17] unter Federführung des Verbundprojektpartners STUVA erstellt.

4 MODELLANALYSE UND PARAMETERIDENTIFIKATION (AP 120)

Autor: Arnold Groß-Thebing (SFE)

4.1 Aufgabenstellung und Einführung

Ziel des AP 120 ist, die Anregungsmechanismen des Kurvenquietschens für ein im AP 140 zu entwickelndes numerisches Verfahren zu beschreiben und die auf diesen Mechanismen wirkenden, relevanten Einflussparameter zu finden.

Für die phänomenologische Beschreibung des Kurvenquietschens existiert schon eine Fülle von veröffentlichten Untersuchungen. Eine Übersicht hierzu bietet der ausführliche Ergebnisbericht zum AP 130 [8]. Gängige Erklärung für das Auftreten von Kurvenquietschen ist, dass aufgrund einer abfallenden Reibwertkennlinie in der Kraftschlusssättigung ein Stick-Slip-Vorgang in den freilaufenden Rädern entsteht. Dabei werden schwach gedämpfte Radschwingungsformen zu Schwingungen angeregt. Der hierbei vom Rad abgestrahlte Luftschall wird als Kurvenquietschen wahrgenommen.

Dieses Arbeitspaket befasst sich schwerpunktmäßig mit einem numerischen Ansatz, der bei Kraftfahrzeugen erfolgreich zur Erklärung des Phänomens Bremsenquietschen eingesetzt wurde. Das Quietschen wird auf eine selbst erregte Schwingung des Bremssystems zurückgeführt, wobei eine abfallende Reibwertkennlinie nicht mehr notwendig ist.

Untersuchungen zum Bremsenquietschen legen nah, dass der Stick-Slip-Mechanismus den dominanten Anfachungsmechanismus für das Quietschphänomen unberücksichtigt lässt [21]. Werden die beim Bremsenquietschen angewendeten Methoden auf das Phänomen Kurvenquietschen übertragen, müssen für das Kurvenquietschen folgende Voraussetzungen vorliegen:

- ein hoher Reibwert,
- ein hoher Anfahrwinkel (Schräglaufwinkel) und
- eine gering gedämpfte Radschwingungsform.

Technische Maßnahmen, die eine dieser Voraussetzungen beseitigen, reduzieren auch das Auftreten des Kurvenquietschens in Gleisbögen.

Ein Workshop bei SFE gab einen direkten Überblick über die numerischen Ansätze zur Beschreibung des Bremsenquietschens.

Ein vereinfachtes Simulationsmodell für das im Bogen rollende Rad konnte exemplarisch die Wirksamkeit der Systeminstabilität auch in Rad-Schiene-Systemen nachweisen. Bedingungen hierfür sind ein hoher Reibwert und eine geeignete Kopplung der Kontaktverschiebungen in den Eigenmoden der Kontaktpartner.

Dominante Einflussparameter auf die Selbsterregung sind neben dem Reibwert der Anfahrwinkel (Querschlupf) und die Berührpunktlage auf der Radoberfläche. Als

selbsterregungsfähige Radeigenformen sind die Biegeeigenformen des Radreifens geeignet, da sie eine starke Kopplung zwischen den Verschiebungsanteilen im Rad-Schiene-Kontakt aufweisen.

4.2 Warum quietschen Bremsen von Kraftfahrzeugen?

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurde ein Workshop initiiert. Auf diesem Workshop wurden die aktuellen Forschungsergebnisse für die Simulation des Bremsenquietschens von Kraftfahrzeugen durch Prof. Hoffmann [21] vorgestellt. Eingehend beschreibt er die beiden Entstehungsmechanismen abfallende Reibwertkurve und Modenkopplung. Die abfallende Reibwertkurve ist bisher schon vielfältig beschrieben worden und muss daher hier nicht näher erläutert werden. Die Modenkopplung stellt eine Systeminstabilität dar, die mit einer Phasenverschiebung zwischen Reibkraft und Tangentialbewegung einhergeht. Grundlage bildet eine Kopplung von Eigenmoden des Systems aus Bremssattel und der Bremsscheibe. Notwendig sind Kopplungen der Schwingungsbewegungen normal und tangential zur Bremsscheibe.

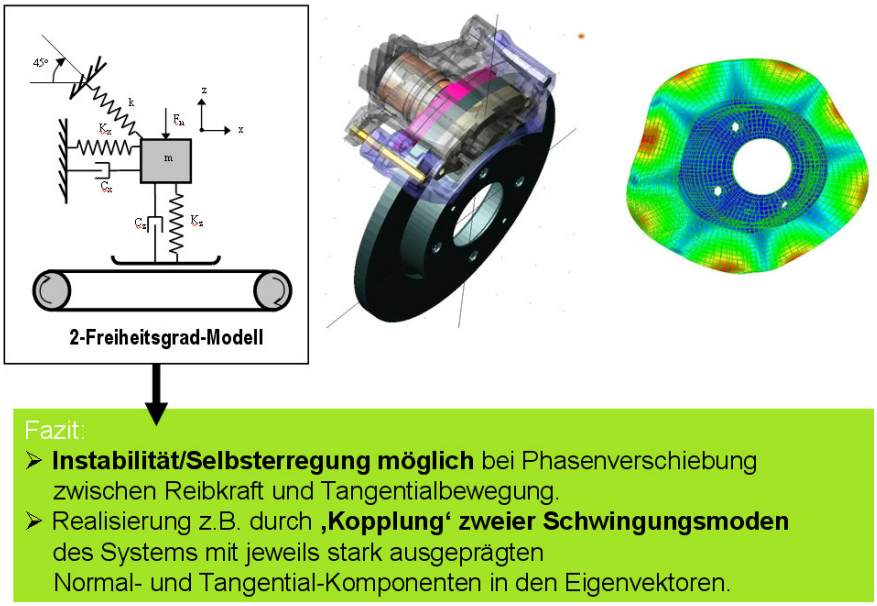


Bild 12 Entstehungsmechanismen von Bremsgeräuschen Quelle: Prof. Hoffman, Workshop „Simulation von Kurvengeräuschen“ [21]

4.3 Warum quietschen Straßenbahnräder?

4.3.1 Systeminstabilitäten in Rad-Schiene-Systemen

Wenn Bremsenquietschen durch Modenkopplung entsteht, ist es nahe liegend, diesen Entstehungsmechanismus auch beim Kurvenquietschen zu untersuchen.
Hinweise auf Instabilitäten des Rad-Schiene-Systems, die nicht auf den Reibwertabfall zurückzuführen sind, wurden schon in den 1980er Jahren bei der Erforschung von Schienenriffeln [39] untersucht. Notwendig hierzu ist eine „korrekte“ dreidimensionale Modellierung des Rades und des Rad-Schiene-Kontaktes. Diese Systeminstabilität wurde dort

nicht weiterverfolgt, da sie zur Entstehung von Schienenriffeln auf geraden Strecken keinen Beitrag liefert.

4.3.2 Vereinfachte Modellierung des Strassengbahnrades im Bogen

Um die Systeminstabilitäten berechnen zu können, wird ein Rad-Schiene-Modell benötigt. Da hier erst einmal prinzipiell untersucht werden soll, wird ein stark vereinfachtes Rad-Schiene-Modell erstellt. Die Komponenten des vereinfachten Modells sind im Bild wiedergegeben und unterscheidet sich vom dem vereinfachten Modell des Bremsenquietschens nur in Details.

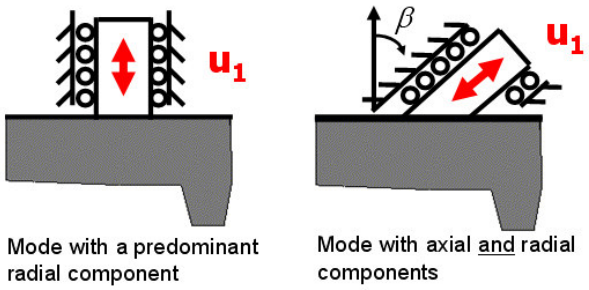
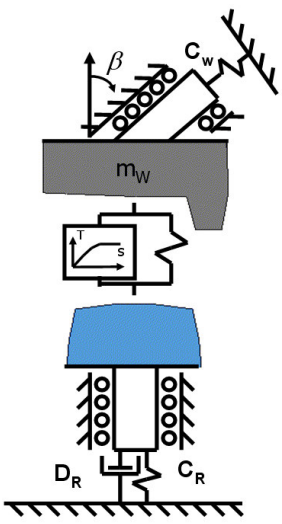


Bild 13 Auswahl der Freiheitsgrade für das vereinfachte Modell



Rad

1. Verhältnis Auslenkung axial/radial
   $-90° < \beta < 90°$
2. Masse m_W
3. Steifigkeit c_W

Rad – Schiene Kontakt

4. Kraftschlusskennlinie
   Reibwert
   Schräglaufwinkel
5. Kontaktsteifigkeit c_{Hertz}
6. Kontaktpunktverlagerung

Schiene

7. Steifigkeit c_R
8. Dämpfungskonstante D_R

Bild 14 Vereinfachtes Modell zur Beschreibung der Systeminstabilität in Rad-Schiene-Systemen

Das System von Bewegungsgleichungen des vereinfachten Modells mit den im Bild 14 angegebenen Parametern lautet

$$\left(\lambda^2\begin{bmatrix} M_w & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}+\lambda\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & D_r \end{bmatrix}+C_H\left[\begin{array}{c|c} \frac{C_w}{C_H}-(\cos\beta\pm\mu\sin\beta) & \cos\beta\pm\mu\sin\beta \\ \hline \cos\beta & \frac{C_r}{C_H}-\cos\beta \end{array}\right]\right)\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}=0$$

wobei für Verschiebung der Schiene und des Rades im Rad-Schiene-Kontakt der $e^{\lambda t}$ -Zeitansatz eingeführt wurde. Eine Untersuchung der Stabilität des Systems liefert Kriterien, in denen das Rad-Schiene-System zu einer Selbsterregung fähig ist. Die Selbsterregung ist möglich, wenn

der Reibwert einen kritischen Wert (μ_{crit}) überschreitet. Dieser kritische Reibwert hängt von dem Winkel β ab:

$$\mu_{crit} = \frac{\cos\beta}{\sin\beta}$$

Bei einem Winkel von 45 Grad erscheint der kritische Reibwert mit 1 noch unrealistisch hoch zu sein. Dagegen erhält man bei einem Winkel von 60 Grad den in der Praxis gängigen Wert von 0.5.

Die Untersuchung mit dem vereinfachten Modell kann folgendermaßen zusammengefasst werden:

- Instabilität/Selbsterregung infolge Modenkopplung ist im Rad – Schiene – System möglich, wenn die Radmode im Kontaktpunkt axiale und radiale Komponenten ($\beta \neq 0$) aufweist und
- der Reibwert einen Grenzwert überschreitet.

4.3.3 Stabilitätsanalyse unter Einbeziehung des Anfahrwinkels und der Berührpunktlage auf der Radlauffläche

In der vorhergehenden Untersuchung wurden noch nicht realistische Werte für die Auslenkungen in den Radmoden und den Schienenfreiheitsgraden sowie eine Berührpunktverlagerung berücksichtigt. Bild 17 zeigt ein erweitertes Modell unter Berücksichtigung

- einer Berührpunktverlagerung,
- einer Biegemode des gummigefederten Radreifens (modale Werte für Radmasse und Radsteifigkeit) und
- der vertikalen Schienennachgiebigkeit.

Die Eigenwertanalyse liefert für eine Variation des Parameters Berührpunktverlagerung die Wurzelortskurven in Bild 18. Eine Berührpunktverlagerung von -40 mm bis +20 mm auf der Radlauffläche vermindert zunächst die Systemdämpfung (negativer Realteil des Eigenwerts) und führt schließlich zu einer Anfachung der Systemamplituden (positiver Realteil des Eigenwerts). Verschiebt man weiterhin die Berührpunklage von +20 mm auf +40 mm, erreicht man wieder eine Stabilisierung des Rad-Schiene-Systems.

Wiederholt man diese Untersuchung mit allen Eigenformen eines Straßenbahnrades im interessierenden Frequenzbereich bis z.B. 5 kHz, lassen nur wenige Eigenformen ein potenziell instabiles Systemverhalten erwarten (Bild 19). Diese Eigenformen sind in der Regel beim untersuchten Radtyp die erste und zweite Biegeform des Radreifens.

Die Fähigkeit zur Selbsterregung kann durch eine Verminderung des Reibwerts in jeden Fall wieder reduziert oder ausgeschlossen werden.

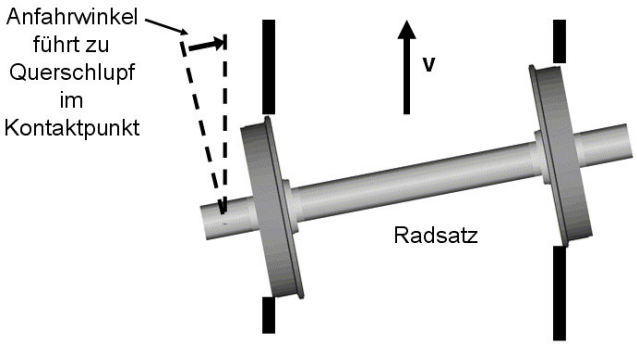


Bild 15 Schematische Darstellung des Anfahrwinkels (Schräglaufwinkel)

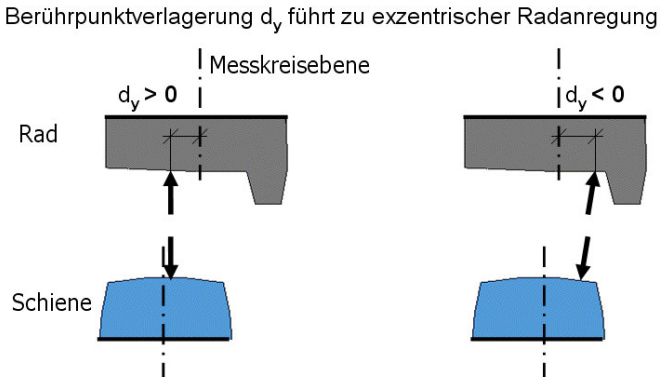


Bild 16 Schematische Darstellung der Berührpunktverlagerung im linken Rad-Schiene-Kontakt für ein kurveninneres Rad (links) und ein kurvenäußeres Rad (rechts) des vorlaufenden Radsatzes

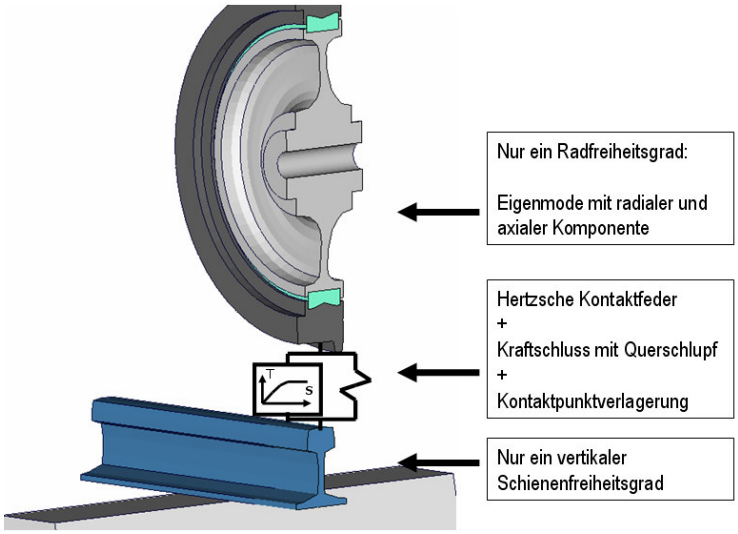


Bild 17 Vereinfachte Modellierung des Rad-Schiene-Systems für die Eigenwertanalyse in den Bildern 18 und 19

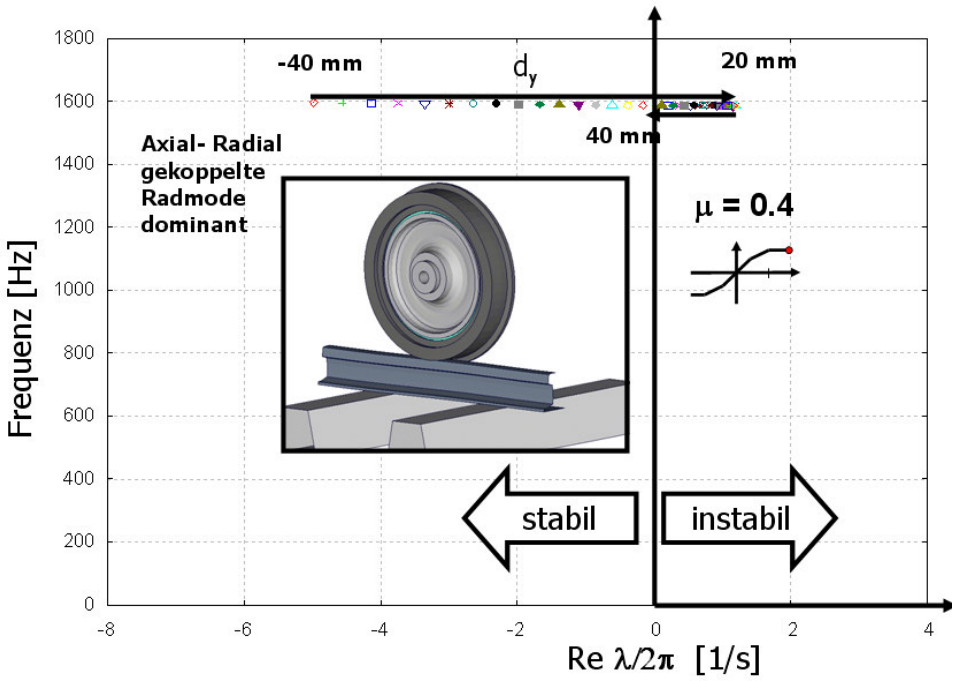


Bild 18 Eigenwertanalyse, Wurzelortskurven für eine Variation der Berührpunktverlagerung bei konstantem Reibwert, Modell in Bild 17

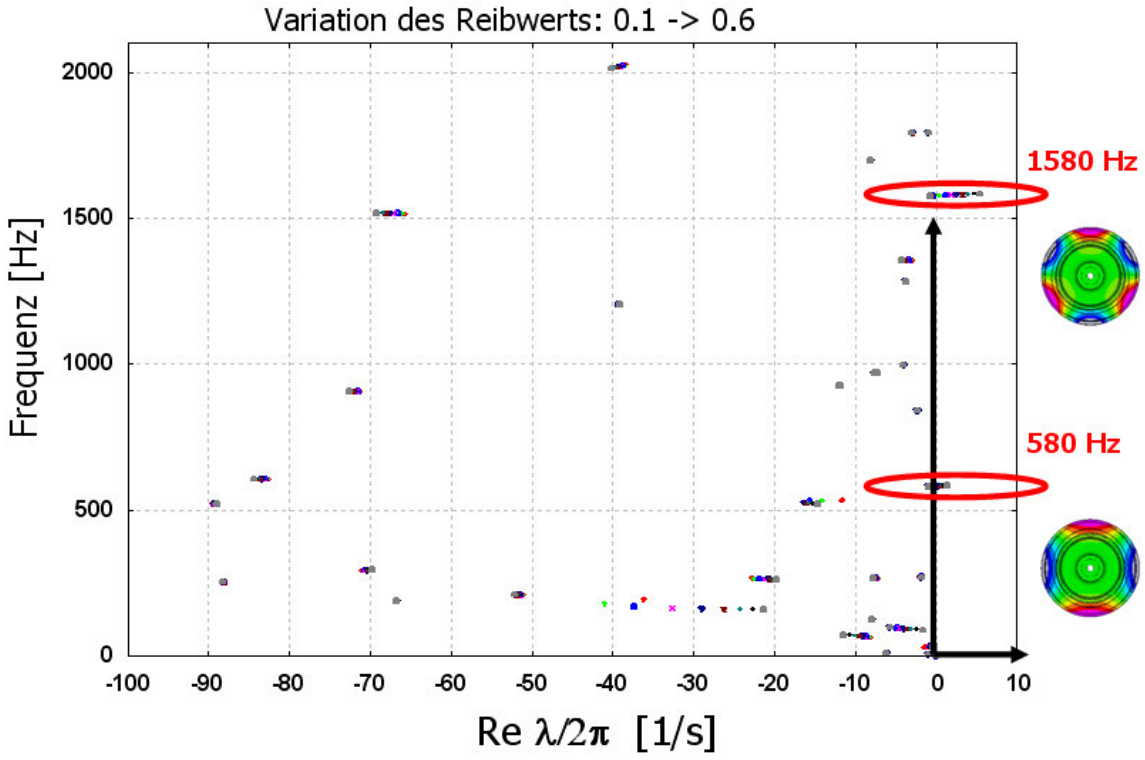


Bild 19 Eigenwertanalyse, Wurzelortskurven für eine Variation des Reibwerts bei konstanter Berührpunktlage, Modell wie in Bild 17 unter Berücksichtigung mehrerer Radmoden

5 MODELL- UND PROGRAMMENTWICKLUNG (AP 140)

Autor: Arnold Groß-Thebing (SFE)

5.1 Aufgabenstellung und Einführung

Ziel des AP 140 ist die Entwicklung eines rechnergestützten Prognoseverfahrens zur Beurteilung von Maßnahmen zur Reduktion des Kurvengeräusches. Anteile zum Kurvengeräusch liefern das Kurvenquietschen, das Kurvenzischen und das durch die Rauheiten im Bogen induzierte Rollgeräusch.

Das Kurvenzischen und das Rollgeräusch während der Bogenfahrt können mit den Standardverfahren zur Rollgeräuschberechnung in SFE AKUSRAIL berechnet werden. Hierbei liegt der Schwerpunkt auf eine korrekte Erfassung der hochfrequenten Kontaktmechanik bei Zweipunktkontakt und extrem hohen Schlüpfen.

Wie schon in der Ergebnisdarstellung des AP 120 erläutert erfordert die Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion des Kurvenquietschens eine Erweiterung der bestehenden Berechnungsverfahren in SFE AKUSRAIL. Zusätzlich zu den schon implementierten Verfahren zur Berechnung der durch Rauheiten induzierten Rad- und Schienenschwingungen werden eine Eigenwertanalyse und ein Zeitschrittverfahren benötigt.

In diesem Abschnitt werden die Ergebnispräsentation für die Eigenwertanalyse und Zeitschrittberechnung im Prognoseverfahren beschrieben. Nachdem der Aufbau des Prognosetools skizziert wurde, wird ein typischer Rechenablauf für eine Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion des Kurvenquietschens erläutert.

5.2 Stabilitätskarte

Wie im vorgehenden AP 120 erläutert, ist das Rad-Schiene-System zur Selbsterregung fähig. Voraussetzung hierfür ist ein hoher Reibwert und ein hoher Anfahrwinkel (Querschlupf). Weiterhin ist die Stabilität des Systems von der Berührpunktlage auf der Lauffläche von Rad und Schiene abhängig.

Um die Stabilität eines Straßenbahnrades während der Kurvenfahrt zu bewerten, sind Wurzelortskurven (Bild 19) in der Praxis nicht geeignet. Daher wird die wesentliche Information der Wurzelortskurve vom Prognoseverfahren automatisch extrahiert und in einer Stabilitätskarte vermerkt. Das Prognoseverfahren variiert hierzu automatisch die vom Anwender definierten Parameter, berechnet alle Eigenwerte des Systems und erstellt dann eine Tabelle, in der die instabilen Eigenwerte mit den dazugehörigen Parameterkombination aufgelistet werden. Beschränkt man sich auf zwei Parameter, lässt sich das Ergebnis der Parametervariation in einer Stabilitätskarte darstellen. Es hat sich bewährt als Parameter den Anfahrwinkel und die Berührpunktverlagerung auszuwählen, da sie für einen geeignet hohen Reibwert (z.B. 0.6) die wesentlichen Parameteränderungen während der Kurvenfahrt beschreiben.

In vielen Fällen wird nicht nur eine Eigenform des Rades ein instabiles Verhalten im untersuchten Parameterbereich aufweisen. Daher werden die Eigenwerte mit positivem Realteil in Frequenzbänder sortiert, so dass eine Zuordnung des Instabilitätsverhaltens zu einer Frequenz möglich wird. Die Stabilitätskarte kann somit die Instabilität entweder im gesamten untersuchten Frequenzbereich oder gezielt für ein Frequenzband anzeigen.

Bild 20 zeigt beispielhaft die Stabilitätskarte für ein Straßenbahnrad im Terzband von 1600 Hz und für einen Reibwert von 0.6. Selbsterregung tritt hierbei nur ab einem Grenzwert für den Anfahrwinkel auf. Dabei steuert das Vorzeichen des Anfahrwinkels, ob eine Berührpunktlage radaußen oder in der Nähe des Radkranzes zum Kurvenquietschen führen kann.

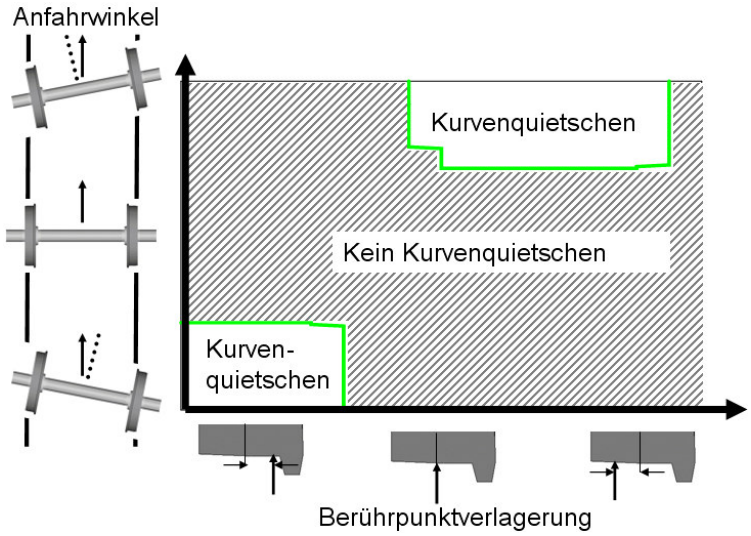


Bild 20 Stabilitätskarte für eine Variation der Parameter Anlaufwinkel und Berührpunktlage und einem konstantem Reibwert von 0.4

5.3 Zeitschrittsimulation

Die der Stabilitätskarte zugrunde liegende Eigenwertanalyse verwendet die für einen Referenzzustand linearisierten Bewegungsgleichungen. Ein positiver Realteil des Eigenwerts liefert daher nur die Aussage, dass eine Selbsterregung während der Kurvenfahrt möglich aber nicht zwingend ist. Im linearisierten System wächst bei einer Selbsterregung die Amplitude bis ins Unendliche an. Das dies in der Realität nicht geschieht, ist den Nichtlinearitäten im Rad-Schiene-System zu verdanken. Die Berechnung der Amplitudenhöhe kann daher nur mit den nichtlinearen Bewegungsgleichungen erfolgen. Liegen mehrere selbsterregungsfähige Radeigenformen vor, entscheidet sich hierbei, welche der Eigenformen sich ausprägt. Weiterhin erkennt man, ob die Schwingungen auch messbare Amplituden ausbilden und sich über längere Zeit während der Kurvenfahrt halten können. Die Ausbildung einer selbst erregten Schwingung wird auch als Grenzzykel bezeichnet. Die Grenzzykelberechnung kann dabei im Frequenzbereich oder auch im Zeitbereich erfolgen. Für das Prognoseverfahren wurde die Berechnung im Zeitbereich gewählt, da sie im Gegensatz zur Berechnung im Frequenzbereich keine Bedingungen an die Form der Nichtlinearitäten stellt.

Nachteil der Zeitbereichsmethode sind eine längere Rechenzeit und die Notwendigkeit, geeignete Startwerte für die Zeitschrittrechnung zu finden. Die Startwerte werden daher im

Prognoseverfahren nicht vom Anwender gewählt, sondern über einen vorgegebenen stationären Anfangszustand berechnet. Die längere Rechenzeit wirkt sich bei der gegenwärtig zur Verfügung stehenden Hardware nicht mehr so gravierend aus. Zusätzlich sollte vor einer Zeitbereichsrechnung immer die Stabilitätskarte berechnet werden, so dass das Zeitschrittverfahren gezielt nur für spezielle selbsterregungsfähige Parameterkombinationen angewendet werden muss.

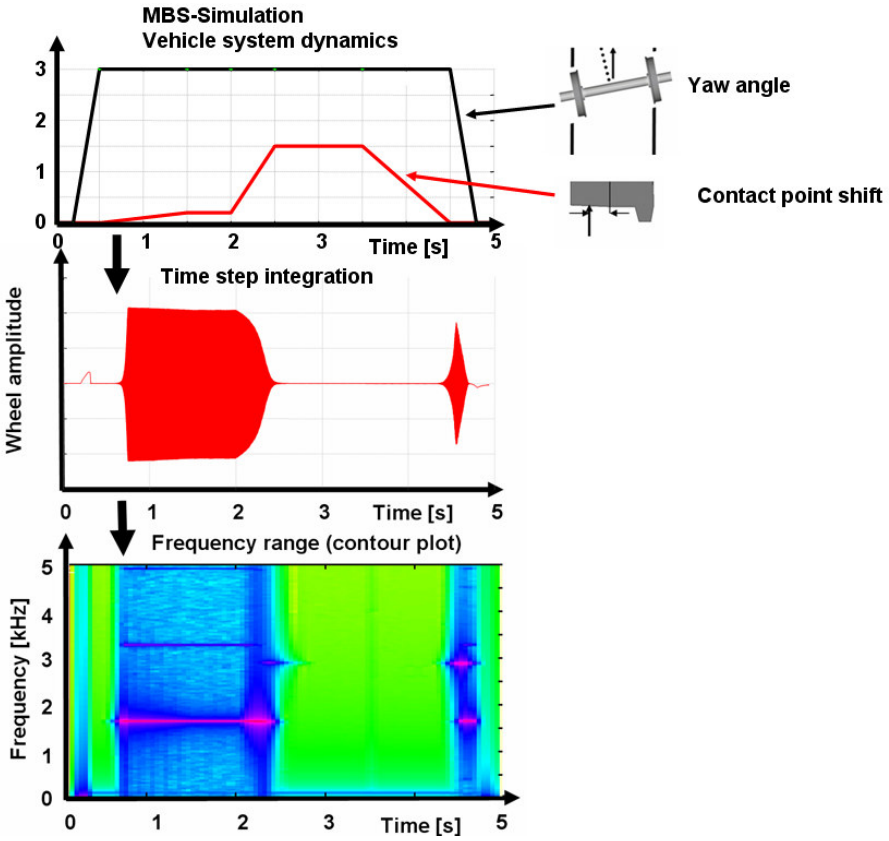


Bild 21 Variation der Berührpunktlage während der Kurvenfahrt bei konstant hohem Anfahrwinkel und Reibwert

Die Auswirkungen einer Verschiebung der Berührpunktlage sind im Bild 21 und Bild 22 dargestellt. Zunächst werden im Bild 21 oben der Verlauf des Anfahrwinkels und der Berührpunktlage als Eingabeparameter für die Prognose wiedergegeben. Darunter ist das Ergebnis als Zeitschrieb angezeigt. Wird der Zeitschrieb in den Frequenzbereich transformiert, lässt sich das Ergebnis als Farbkonturplot wie in Bild 21 unten interpretieren.

5.4 Parametervariation im Zeitbereich

Bild 22 zeigt eine Zeitbereichsrechnung für eine Variation der Berührpunktlage, wie sie unterhalb der Zeitachse angegeben ist. Alle weiteren Parameter werden als konstant angenommen. Die im Zeitschrittverfahren angesprochene Radeigenform ist oberhalb des Diagramms dargestellt. Es handelt sich hierbei um die erste und zweite Biegeeigenform des Radreifens mit zwei Knotenlinien (ca. 580 Hz) bzw. drei Knotenlinien (1580 Hz). Man erkennt, dass während der Kurvenfahrt je nach Berührpunktlage unterschiedliche Radeigenformen und damit auch Kurvenquietschfrequenzen auftreten können.

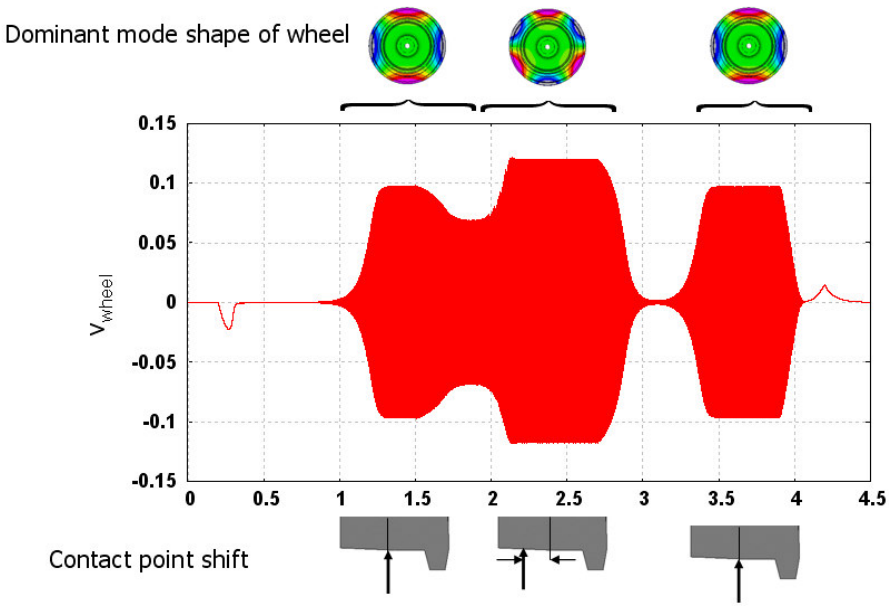


Bild 22 Variation der Berührpunktlage während der Kurvenfahrt bei konstant hohem Anfahrwinkel und Reibwert

5.5 Aufbau des Prognosetools SFE AKUSRAIL

Die Hauptanwendung des Prognosetools ist, Maßnahmen zur Kurvengeräuschreduktion zu untersuchen und ihre Wirksamkeit zu bewerten.

Im Bild 23 werden die einzelnen Komponenten des Rad-Schiene-Systems zur Berechnung des Körper- und Luftschalls während der Kurvenfahrt dargestellt. Diese Komponenten sind

- Laufdynamik,
- Radsatzdynamik,
- Gleisdynamik,
- Rad-Schiene-Kontaktmechanik und
- Radsatz-Gleis-Interaktion.

Das Kurvengeräusch wird dabei durch folgende wesentliche Eingabeparameter beeinflusst:

- FE-Modell der Rad- und Radabsorberkonstruktion,
- FE-Modell der Gleis- und Schienenabsorberkonstruktion,
- Reibwert bzw. Reibwertkennlinie,
- Laufdynamikparameter (MKS-Fahrzeugdaten, Trassierung, Rad- und Schienenquerprofile) und
- Rauheiten auf den Rad- und Schienenlaufflächen.

Diese Eingabeparameter ermöglichen die Bewertung der Maßnahmen

- Schmierung und Befeuchtung durch eine Reibwertvariation,

- radialeinstellbare Radsätze durch eine Variation der Laufdynamikparameter,
- Radabsorber durch Variation der Rad- und Radabsorberkonstruktion,
- Schienenabsorber durch Variation der Gleis- und Schienenabsorberkonstruktion.

Die Auswertung des Prognoseverfahrens erfolgt durch

- eine Stabilitätskarte für eine Parametervariation
- und einen Farbkonturplot zur Überprüfung der instabilen Parameterkombinationen.

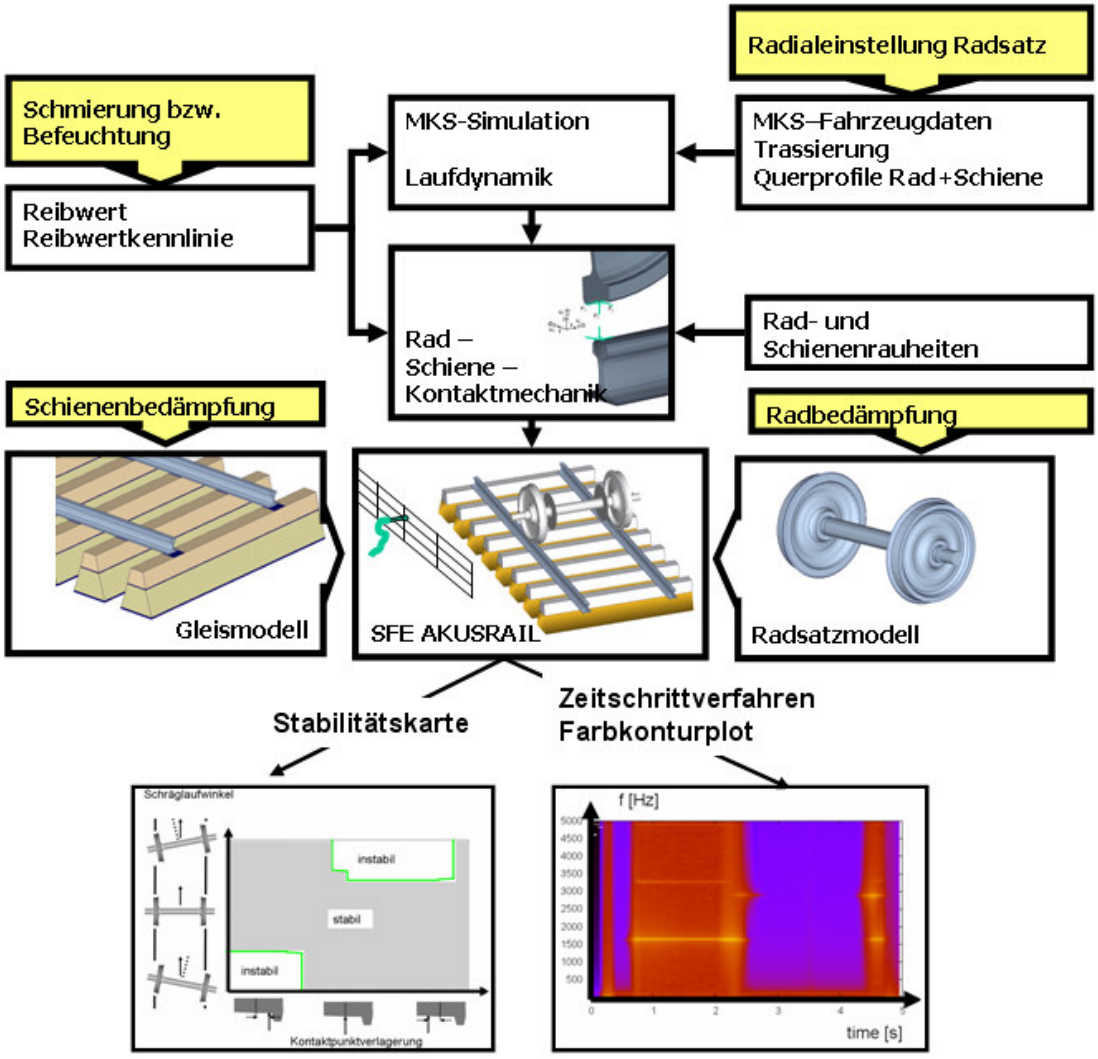


Bild 23 Maßnahmen zur Reduktion des Kurvenquietschens im Prognosetool SFE AKUSRAIL

5.6 Ablauf einer Bewertung

Eine Bewertung von Maßnahmen gliedert sich in mehrere Berechnungsschritte. Ein typischer Ablauf einer Prognose erfordert vom Anwender folgende numerische Untersuchungen:

- Simulation der Laufdynamik des Fahrzeugs im Bogengleis

  - Erfassung bzw. Definition der MKS-Modell-Daten des Fahrzeugs (Massenschwerpunkte, Fahrzeugabmessungen);
  - Definition der Trassierung (Bogenradius, Überhöhung, Spurweite usw.);
  - Definition der Fahrgeschwindigkeit;
  - Messung bzw. Definition der Rad- und Schienenquerprofile;
  - Berechnung der Kontaktkenngrößen (Schlüpfe, Berührpunktlagen, Kontaktabmessungen, Radnormalkräfte) mit einem MKS-Programm;
  - Ermittlung der quasi-stationären Werte für die Kontaktkenngrößen während der Kurvenfahrt.

- Simulation der Radsatzdynamik
  - Erstellen eines FE-Modells der Radkonstruktion mit einem FE-Preprozessor und Bilden der FE-Modellvarianten
    - neue und verschlissene Räder,
    - mit und ohne Radabsorber;
  - Berechnung der Transferrezeptanzen für eine radiale und axiale Anregung am Radreifen mit dem FE-SOLVER in SFE AKUSRAIL und Vergleich der Ergebnisse mit Validierungsmessungen;
  - Berechnung der modalen Parameter in den Radaufstandspunkten mit dem FE-SOLVER in SFE AKUSRAIL;
- Simulation der Gleisdynamik
  - Erfassung der Daten der Gleiskonstruktion;
  - Generieren eines FE-Modells der Gleiskonstruktion;
  - Berechnung der Transferrezeptanzen für eine vertikale und laterale Anregung am Schienenkopf und Vergleich der Ergebnisse mit Validierungsmessungen;
  - Berechnung der Eingangsrezeptanzen für die Approximation der Gleisdynamik im Zeitbereich;
- Berechnung der Frequenzgänge für die hochfrequente Rad-Schiene-Kontaktmechanik;
- Parametervariation mit der Eigenwertanalyse der Radsatz-Gleis-Dynamik und Bewertung der Stabilitätskarte;
- Überprüfung der wesentlichen Stabilitätsaussagen mit der Zeitschrittsimulation;
- Bewertung der unterschiedlichen Varianten der Maßnahmen.

Rechenablauf und Berechnungsergebnisse werden auch in der Ergebnisdarstellung des AP 330 für ein Straßenbahn-Rad und ein S-Bahn-Rad näher erläutert.

6 SIMULATION DER LAUFDYNAMIK (AP 310)

Autor: Carsten Bußmann (Bombardier Transportation)

Im Rahmen des vom BMWI geförderten Forschungsvorhabens „Leiser Verkehr – Kurvengeräusche: Entwicklung von anwendungsreifen und wirksamen Maßnahmen zur Reduzierung von Kurvenquietschen an Rad und Schiene“ wurden unter dem Arbeitspunkt 310: „Simulation der Laufdynamik“ mit Hilfe des Programms SIMPACK, das von der Intec GmbH, Wessling, entwickelt wurde und der numerische Simulationen von Mehrkörpersystemen (MKS) dient, Berechnungen zum quasistatischen Kurvenlaufverhalten eines Straßenbahnfahrzeuges der Bielefelder Verkehrsbetriebe durchgeführt. Diese sollen als Grundlage für eine erste Anwendung und Verifizierung des eingangs genannten Programms SFE AKUSRAIL unter den Arbeitspunkten 120 und 140 dienen. Hierbei wurden insbesondere die für das Programm SFE AKUSRAIL als Eingabe für die Beschreibung eines Referenzzustandes notwendigen quasistatischen Größen im Rad/Schiene-Kontaktbereich ermittelt.

Analog zu den bei den Bielefelder Verkehrsbetrieben durchgeführten Messungen von Kurvenquietschgeräuschen wurde eine Modellierung im MKS-System erstellt, die zum einen das Messfahrzeug, einen Zug vom Typ M8C (Bild 24), und zum anderen die Trassierung des befahrenen Gleises im Bereich der Geräuschmessstellen beinhaltet (Bild 25, 26 und 27). Zur Bestimmung der Kontaktgrößen zwischen Rad und Schiene wurden numerische Simulationen durchgeführt, da eine direkte messtechnische Erfassung auf einfache Weise lediglich für die Drehgestellstellung im Gleis möglich ist. Eine messtechnische Bestimmung der Rad-Schiene-Kräfte ist nur mit dem erheblichen Aufwand von Messradsätzen möglich, eine messtechnische Bestimmung der Kontaktpunktlagen und Kontaktellipsengrößen ist prinzipiell nicht möglich. Die Bestimmung dieser Größen ist aber zur Beschreibung des Referenzzustandes, auf dem eine hochfrequente Simulation und Analyse mit Hilfe von SFE AKUSRAIL aufbauen kann, unerlässlich.

Das Fahrzeugmodell des Gelenktriebwagens (Bild 28 und 29) besteht aus den drei Wagenkästen, von denen jeweils zwei benachbarte gelenkig miteinander verbunden sind. Die Wagenkästen stützen sich mittels einer gegenüber dem Wagenkasten um die Hochachse drehbare Traverse auf den Sekundärfedern der zwei konventionellen Enddrehgestellen und der zwei Jakobsdrehgestellen ab. Die Radsätze sind jeweils über die Primärfederung elastisch im Drehgestellrahmen geführt. Besonderes Augenmerk wurde bei der Modellierung auf eine exakte Wiedergabe der Rad- und Schienenprofile gelegt, da diese einen wesentlichen Einfluss auf die kontaktgeometrischen Größen haben. Es wurden deshalb sowohl die am Messfahrzeug ermittelten Radprofile wie auch die im befahrenen Gleisbogen vorhandenen Schienenprofile in Form von Messdaten für das Berechnungsmodell verwendet. Einige kontaktgeometrische Eigenschaften der verwendeten Profilkombination sind in den Bildern 30 und 31 wiedergegeben.

Eine Verifizierung des erstellten Modells wurde durch einen Vergleich der gemessenen und der berechneten Ausdrehung des Messdrehgestells unter den Wagenkästen vorgenommen (Bild 32 und 33).

Als Messdrehgestell wurde das Jakobsdrehgestell zwischen dem B- und dem C-Wagen gewählt. Dieses ist nicht angetrieben und ist somit frei von störenden Längsschlüpfen aus dem Antrieb. Bei den Messungen fuhr das Fahrzeug mit dem B-Wagen voraus; als Messradsatz wurde der somit vorlaufende Radsatz 6 des genannten Drehgestelles verwendet.

Mit dem beschriebenen Modell wurden unterschiedliche Simulationsberechnungen durchgeführt. Hierbei wurde zunächst eine Grundvariante als Nominalkonfiguration betrachtet. Eine Übersicht über die berechneten kontaktgeometrischen Größen findet sich in Tabelle 5. Einige dieser Größen sind als Beispiel in Form von Zeitschrieben für die Bogeneinfahrt in den Bildern 34, 35 und 36 wiedergegeben. Als quasistatischer Referenzwert der jeweiligen Größe für die hochfrequente Simulation wird der Ergebniswert im konstanten Bogenbereich verwendet.

Ausgehend von dieser Nominalkonfiguration wurden unterschiedliche Varianten abgeleitet, die Auskunft über die Empfindlichkeit der errechneten Ergebnisgrößen von den Eingabeparametern des Modells geben. Eine Übersicht über die unterschiedlichen berechneten Variationen findet sich in Tabelle 6.

Tabelle 5 Ausgabegrößen der SIMPACK-Simulation für jedes Rad bzw. jeden Radsatz

Legende zu Ausgabedateien aus SIMPACK

Nr	Kürzel	Ausgabegröße	Einheit
1	uy	Radsatz Querverschiebung	mm
2	phiz	Radsatz Anlaufwinkel	rad
3	uyR	Berührpunktlage quer auf dem Rad	mm
4	uyS	Berührpunktlage quer auf der Schiene	mm
5	uxR	Berührpunktvorverlagerung am Rad	mm
6	RR	aktueller Rollradius für den Berührpunkt	mm
7	nuex	Längsschlupf für den Berührpunkt	----
8	nuey	Querschlupf für den Berührpunkt	----
9	nuez	Bohrschlupf für den Berührpunkt	1/m
10	a/b	Halbachsenverhältnis für den Berührpunkt	----
11	a	Größe der Halbachse a für den Berührpunkt	mm
12	b	Größe der Halbachse b für den Berührpunkt	mm
13	a*b	Größe der Kontaktfläche für den Berührpunkt	mm²
14	N	Normalkraft im Berührpunkt	N
15	Tx	Längsschlupfkraft im Berührpunkt	N
16	Ye	Querkraft auf die Schiene im Berührpunkt	N

17	Qe	Vertikalkraft auf die Schiene im Berührpunkt	N
18	Y	Querkraft auf die Schiene für das Rad	N
19	Q	Radaufstandskraft	N

BPx, x=1,2 Berührpunktbezeichnung 1= Lauffläche, 2= Flanke

RSxy, y= a,i Radsatzbezeichnung x= Radsatznummer im Fahrzeug

y= a bogenaußen

y= i bogeninnen

Größen 1 und 2 gelten für den Radsatz

Größen 3 – 17 gelten für den jeweiligen Berührpunkt

Größen 18 und 19 gelten für das betreffende Rad

Größen 16 – 19 sind im Gleiskoordinatensystem angegeben

Die Gesamtbezeichnung der jeweiligen Ausgabegröße in der Tabelle setzt sich wie folgt zusammen:

Kürzel – Berührpunktbezeichnung – Radsatzbezeichnung – Bogenseite

z.B.: nuex BP1 RS3i steht für

Längsschlupf für den Berührpunkt in der Lauffläche am Radsatz 3, bogeninnen

Tabelle 6 Variationen der Modellparameter für Sensibilitätsanalyse

	Zeichen	Einheit	Nennwert	Änderung 1	Änderung 2
Reibwert Rad/Schiene-Kontakt	μ	---	0.4	0.3	---
Spurweite	Spw	mm	1065	1063	1067
Radsatzführung	Cx / Cy	kN/mm	13.0 / 2.04	- 50 %	+ 50 %
Fahrgeschwindigkeit	v	km/h	20	15	25
daraus res. Querbeschleunigung	a_q	m/s²	+ 0.15	- 0.25	+ 0.83
Profilpaarung	---	---	gemessene Profile:	Normprofile:	---
			Rad 10/12 Schiene 67/69	DIN 25102 Ri 60-13	---

Bild 24 Straßenbahngliederzug Typ M8C der Bielefelder Verkehrbetriebe

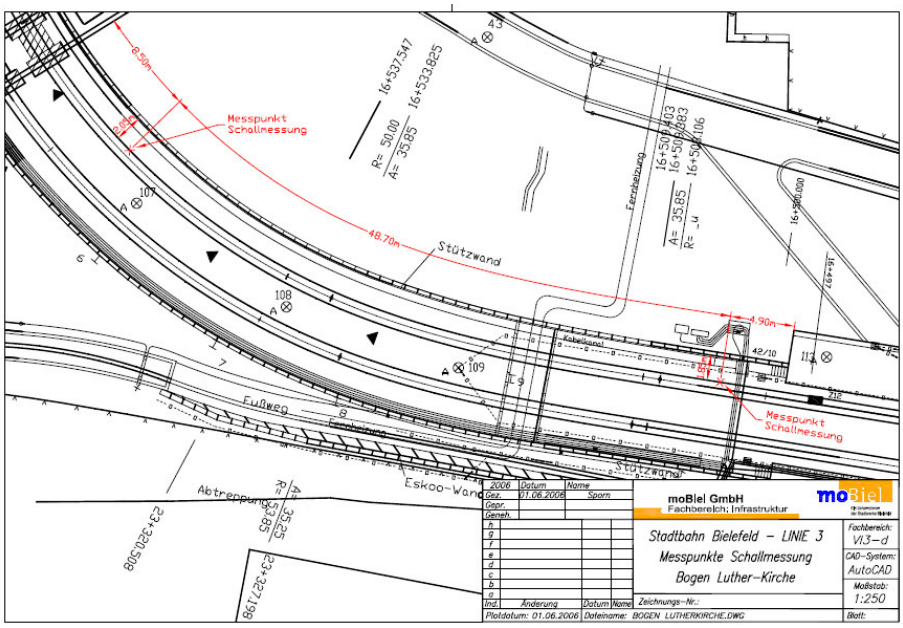


Bild 25 Lageplan des Gleisbogens nahe Luther Kirche, R= 50 m, ü=90 mm, $l_{ü}$= 25m

Bild 26 Gleisbogen nahe Luther Kirche, R= 50 m, ü=90 mm, $l_{ü}$= 25m

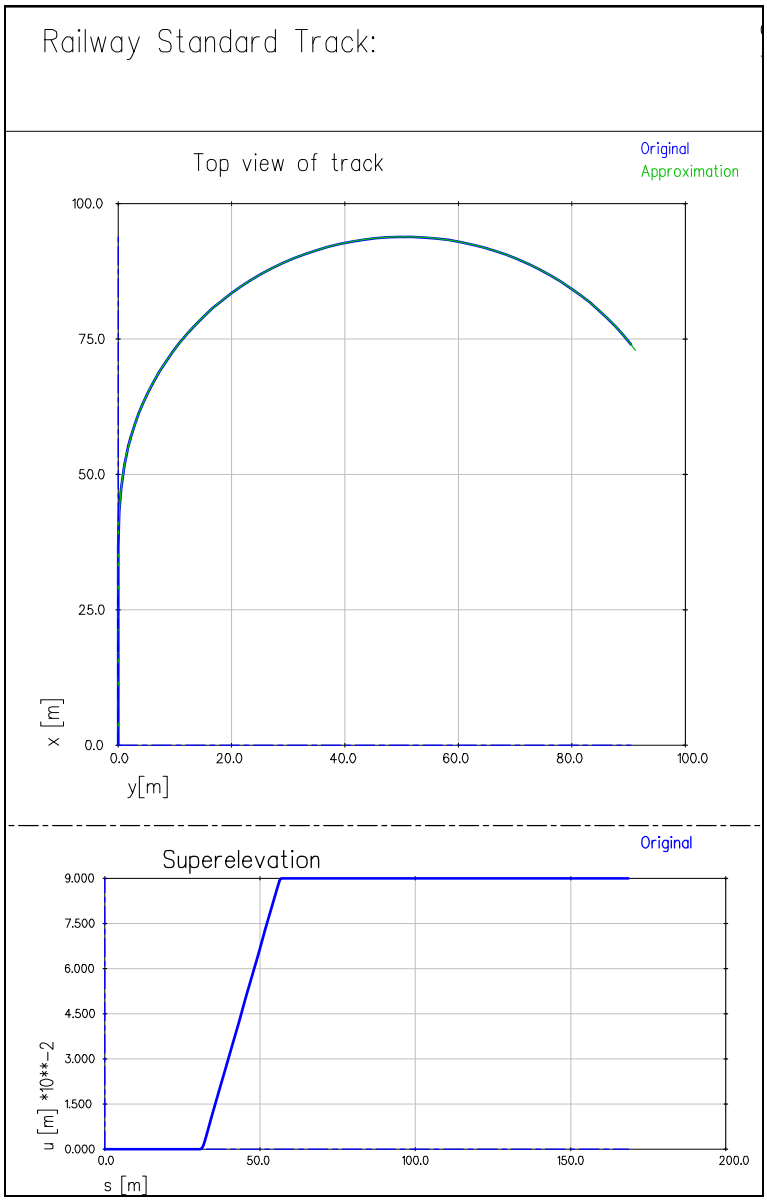


Bild 27 Modelldarstellung des Gleisbogens der Messung nahe Luther Kirche, R= 50 m, ü=90 mm, $l_ü$= 25m

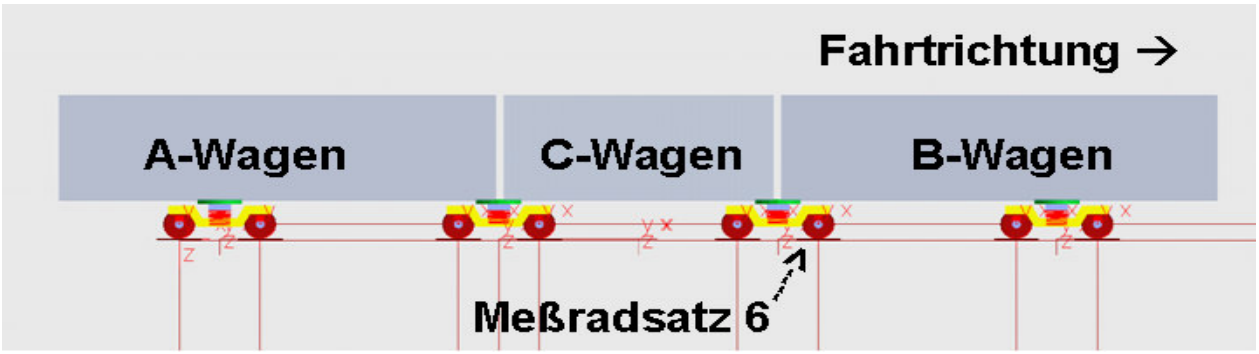


Bild 28 :MKS-Modell des Straßenbahnfahrzeuges M8C

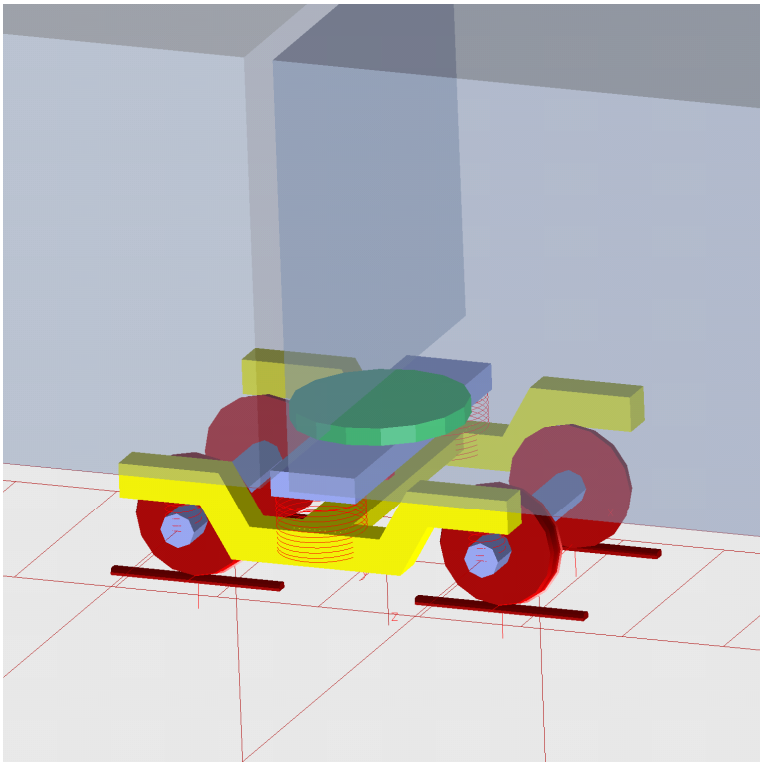


Bild 29 Detailansicht der Jakobsdrehgestellmodellierung

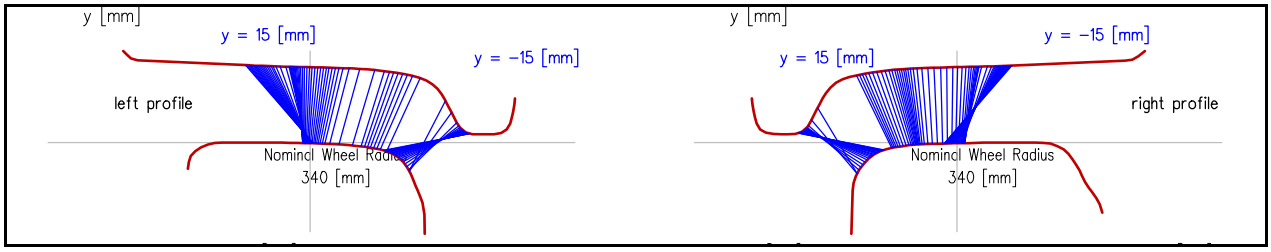


Bild 30 Gemessene Rad- und Schienenprofile und mögliche Berührpunkte in Abhängigkeit von der Querverschiebung des Radsatzes im Gleis

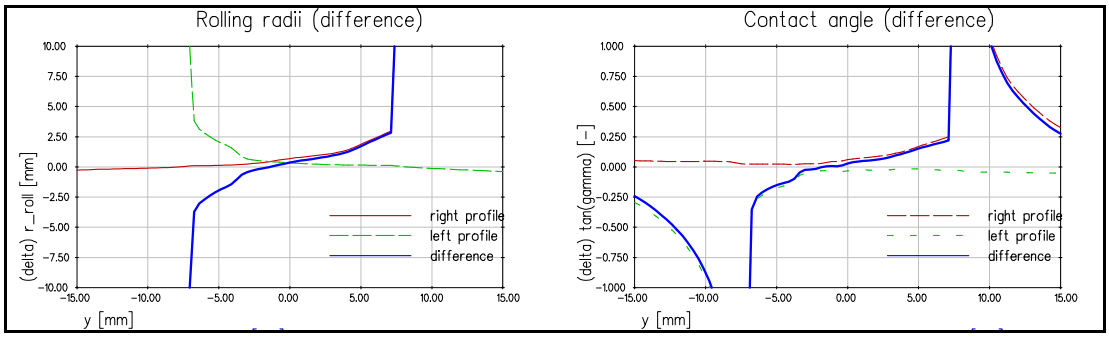


Bild 31 Rollradien- und Kontaktwinkeldifferenz der gemessenen Rad- und Schienenprofile in Abhängigkeit von der Querverschiebung des Radsatzes im Gleis

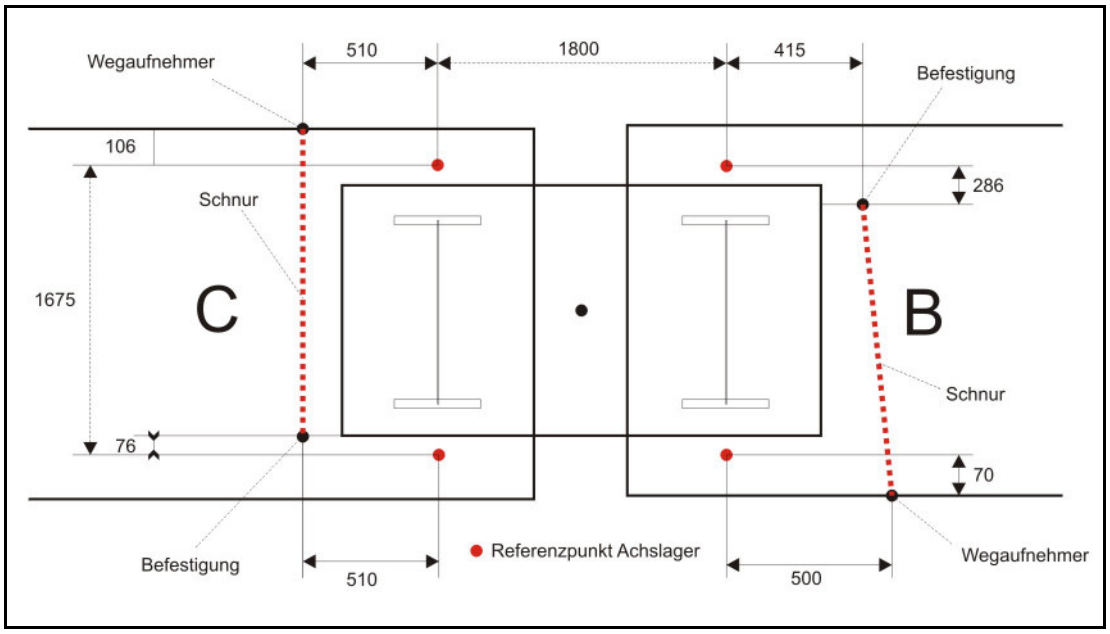


Bild 32 Anordnung der Messaufnehmer zur Erfassung der Drehgestell- und Fahrzeugausdrehung (Messung durch ILS der TU Berlin im AP 230)

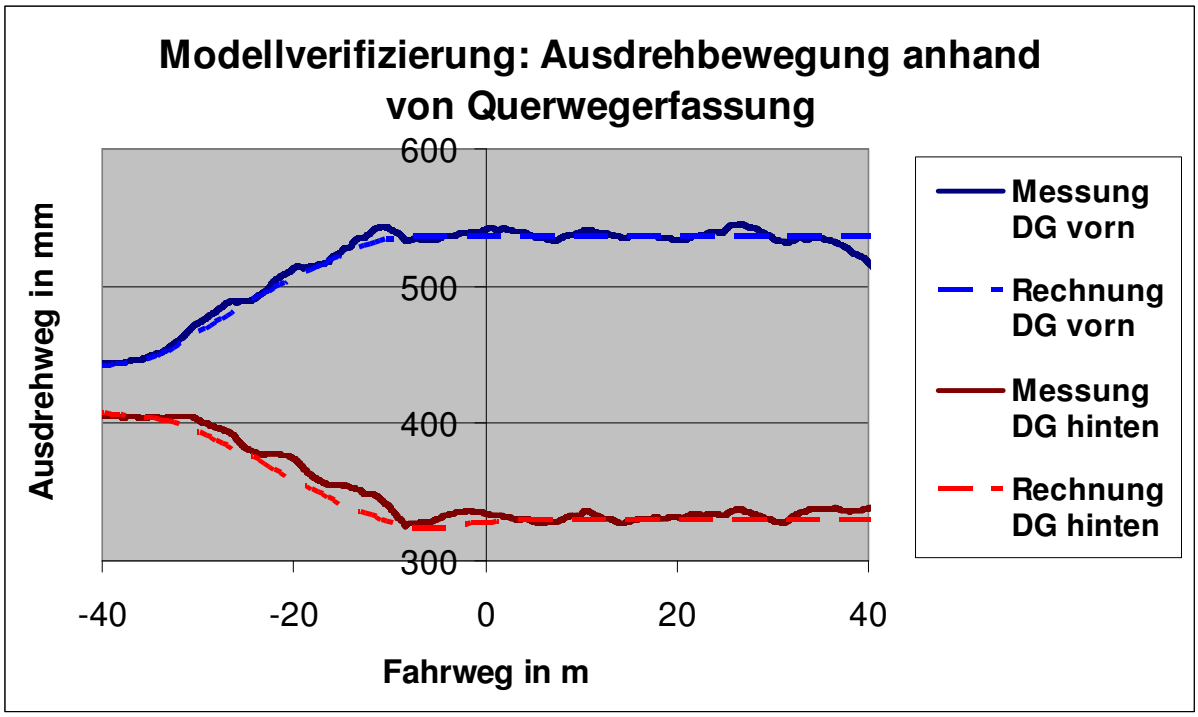


Bild 33 Vergleich der gemessenen und berechneten Ausdrehwege am Messort Luther Kirche (Messung durch ILS der TU Berlin im AP 230)

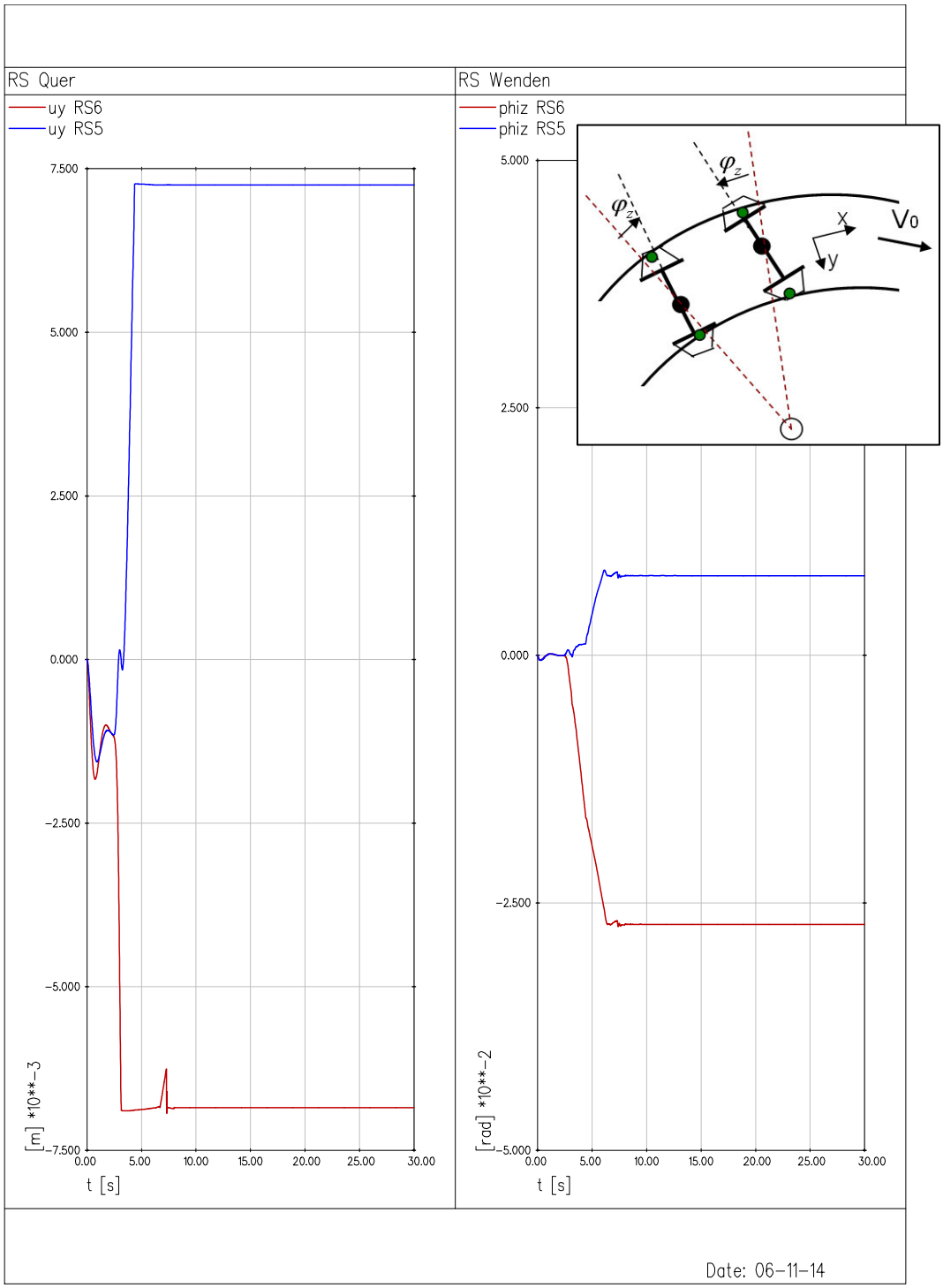


Bild 34 Radsatzquerverschiebungen uy und -wendewinkel phiz im Gleis für DG 3

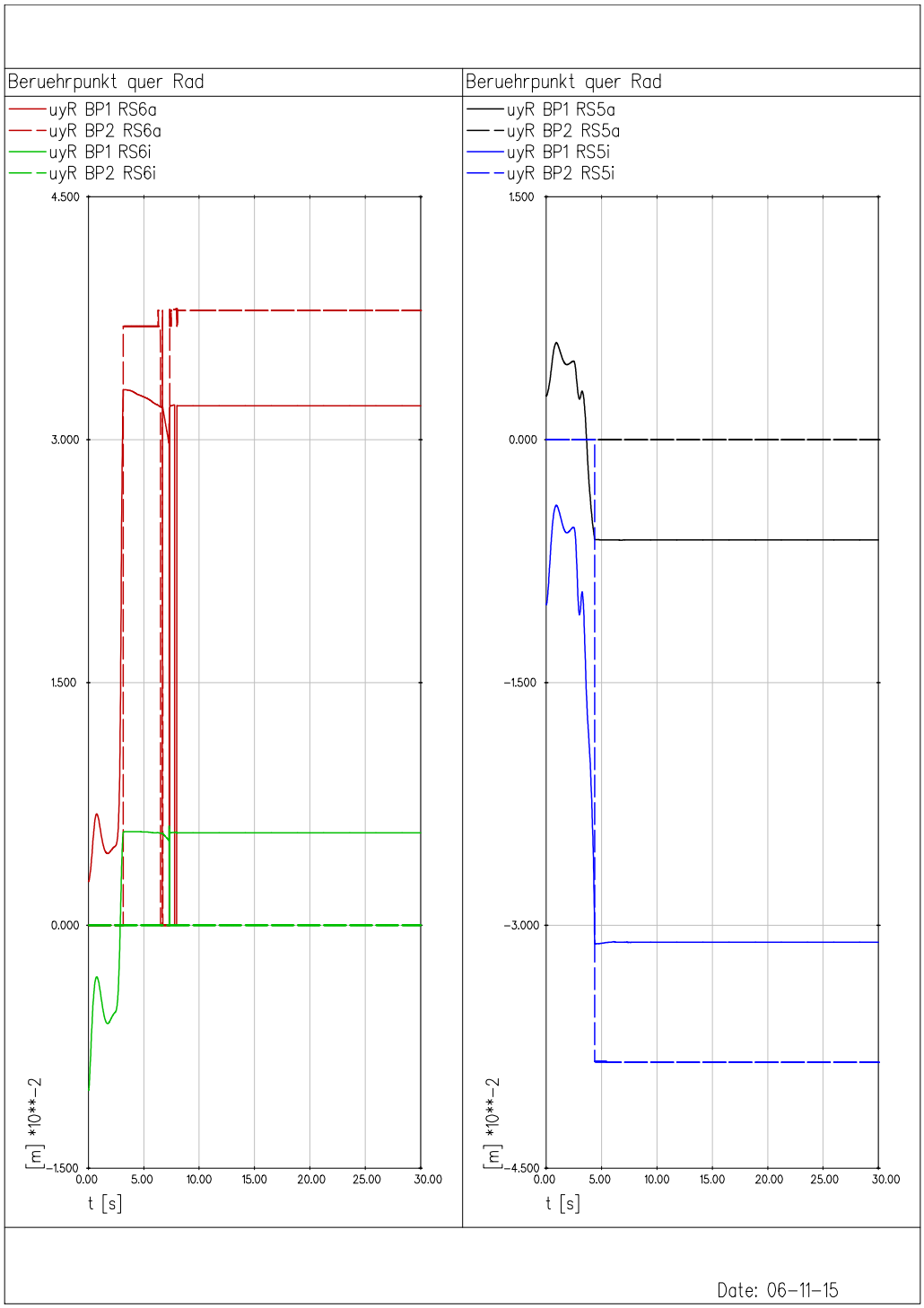


Bild 35 : Berührpunktlagen auf dem Rad am DG 3

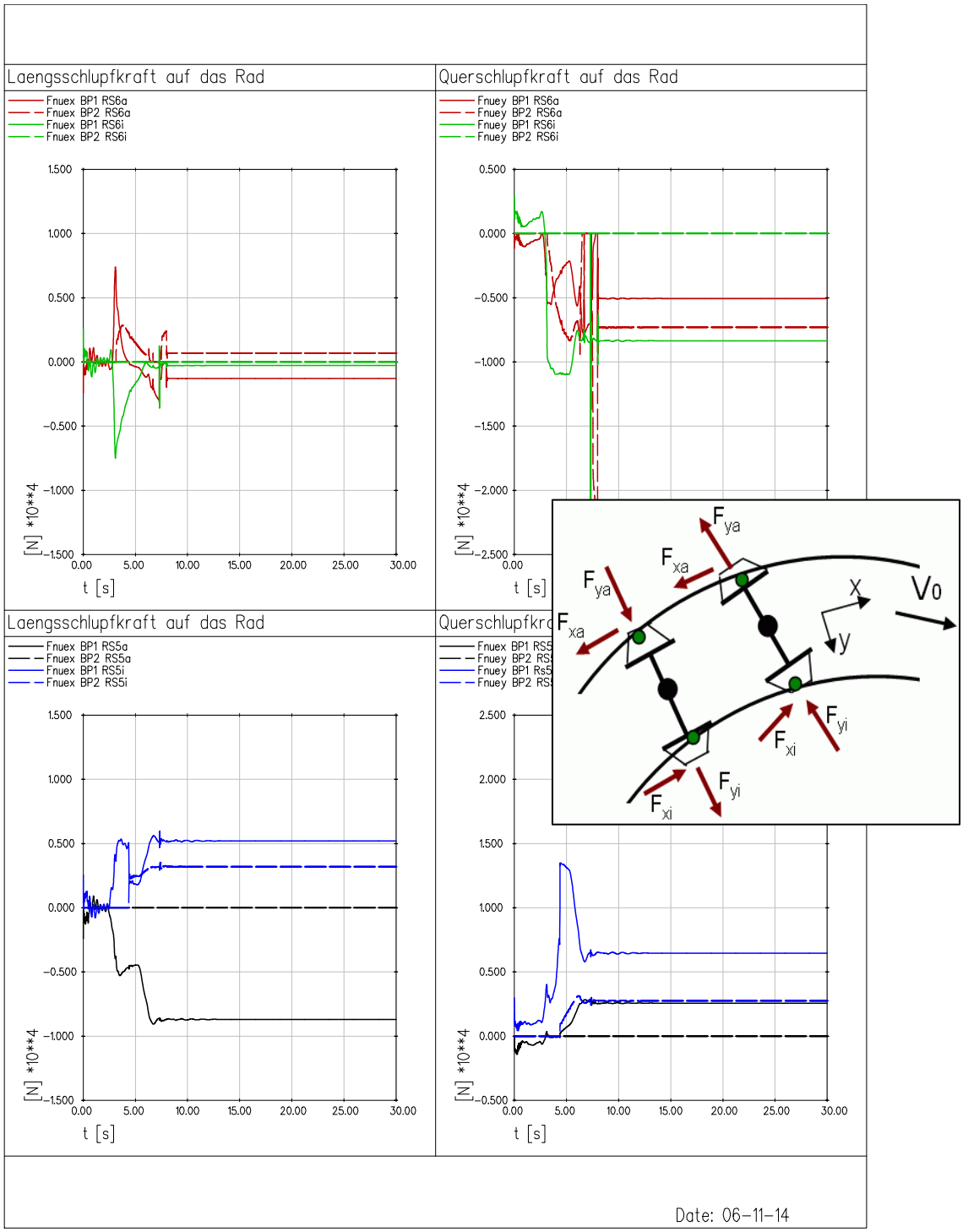


Bild 36 : Längs- und Querschlupfkräfte Fnuex und Fnuey am DG 3

7 VERGLEICH RECHNUNG UND MESSUNG (AP 320)

Autor: Arnold Groß-Thebing (SFE)

7.1 Aufgabenstellung und Einführung

Nach Abschluss der Messkampagne werden die Strukturmodellierung und die Rad–Schiene-Kontaktmechanik auf ihre Tauglichkeit zur Erfassung der für die Schallabstrahlung maßgeblichen Strukturschwingungen und auf die Möglichkeit einer zuverlässigen Prognose der Schallabstrahlung untersucht.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden die gemessenen Größen dazu verwendet, einen Vergleich zwischen Rechnung und Messung durchzuführen. Bei den Systemkomponenten Radsatz und Gleis wurde dieser Vergleich dazu verwendet, die nicht direkt messbaren physikalischen Parameter verlässlich zu bestimmen. Bei diesen Parametern handelt es sich beim Radsatz um die frequenzabhängigen Materialeigenschaften der Gummifederung und beim Gleis um die frequenzabhängigen Materialeigenschaften der Zwischenlage oder Zwischenplatte in der Schienenbefestigung.

Der Vergleich Rechnung–Messung soll weiterhin Hinweise dafür liefern, welche Änderungen eventuell an der Strukturmodellierung und dem Berechnungsverfahren für eine zuverlässige Prognose notwendig sind. Die Ergebnisse fließen in das AP 140 ein und werden dort im Programm implementiert.

Modellparameter für die Kurvengeräuschprognose, die nicht durch die Impedanzmessungen am Rad und Gleis und in der Laufdynamiksimulation ermittelt werden können, werden in einem realistischen Parameterbereich variiert. Die maßgeblichen Wirkungsmechanismen für die Schallabstrahlung in der Kurve können auf diese Weise ermittelt werden. Die Kenntnis der Wirkungsmechanismen und der Systemparameter ermöglicht damit eine Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion des Kurvengeräusches.

Die Validierung des Prognosemodells gliedert sich in folgende Arbeitsschritte

- Validierung des Gleismodells,
- Validierung des Radsatzmodells
- Integration der Ergebnisse der Laufdynamiksimulation und der Messung der Drehgestellauslenkung
- Auswertung und Aufbereitung der Körper- und Luftschallmessungen
- Validierung des Prognosemodells für das Kurvenquietschen
- Ermittlung der Haupteinflussfaktoren auf das Kurvenquietschen

7.2 Validierung des Gleis-Modells für den Messort Luther Kirche (S49)

Am Messort Luther Kirche wurde in den Versuchsfahrten ein dominantes Kurvenquietschen festgestellt. An diesem Messort wurden vom Teilprojektpartner ISTA u.a. die Eingangsrezeptanzen des Oberbaus bei vertikaler Anregung über der Schienenbefestigung und mittig zwischen zwei Schienbefestigungen gemessen. Zur Identifikation der vertikal dominanten Schienenschwingungen wurde jeweils innen und außen am Schienenkopf ein Beschleunigungsaufnehmer appliziert. Die aus der Summe der Beschleunigungssignale gewonnenen Schienenrezeptanzen sind als Messkurven im Bild 37 schwarz (Anregung über Schienenbefestigung) und grau (Anregung mittig) markiert.

Die zum Aufbau des Gleismodells notwendigen Daten wurden vom Projektpartner moBiel ermittelt und für die Berechnung zur Verfügung gestellt.

Im untersuchten Frequenzbereich wurde die erste und zweite Resonanz (pined-pinned mode) zur Anpassung der Steifigkeits- und Dämpfungswerte der Zwischenlage und Zwischenplatte herangezogen. Nach Anpassung ergaben sich die rot (Anregung über Schienenbefestigung) und grün (Anregung mittig) markierten Kurven des im Prognoseverfahren verwendeten Gleismodells.

Sowohl die Amplitude als auch die Phasenlage können im untersuchten Frequenzbereich mit dem in SFE AKUSRAIL verwendeten Gleismodell im Rahmen der Messgenauigkeit approximiert werden. Es ist damit gewährleistet, dass die am Messort vorliegenden Steifigkeits- und Dämpfungswerte der Schienenbefestigung in der Kurvengeräuschprognose berücksichtigt werden.

7.3 Validierung des Radsatz-Modells

Am Messradsatz des Versuchsfahrzeugs wurde in den Versuchsfahrten ein dominantes Kurvenquietschen festgestellt. An diesem Radsatz wurden vom Teilprojektpartner ILS u.a. die Eingangsadmittanzen des eingebauten Rades bei radialer Anregung in der Radlauffläche gemessen. Zur Identifikation der radial dominanten Radeigenformen wurde jeweils innen und außen am Radreifen ein Beschleunigungsaufnehmer appliziert. Die rote Messkurve im Bild 38 gibt die aus der Summe der Beschleunigungssignale berechnete Admittanz des Rades wieder.

Die zum Aufbau des Radsatzmodells notwendigen Daten wurden vom Projektpartner moBiel ermittelt und für die Berechnung bereitgestellt.

Im untersuchten Frequenzbereich von 500 bis 4000 Hz wurden insgesamt 6 Resonanzen zur Anpassung der Materialwerte des elastischen Elements zwischen Radreifen und Radscheibe bewertet. Nach Anpassung ergab sich die blau markierte Kurve des im Prognoseverfahren verwendeten Radsatzmodells.

Die gemessene Admittanz kann im untersuchten Frequenzbereich durch das in SFE AKUSRAIL verwendete Radsatzmodell im Rahmen der Messgenauigkeit approximiert werden. Es ist damit gewährleistet, dass die elastischen und dämpfenden Anteile des gummigefederten Messrades in der Kurvengeräuschprognose korrekt berücksichtigt werden.

Bei Betrachtung der Messkurve fällt auf, dass die in den Versuchsfahrten beobachtete Quietschfrequenz von 1580 Hz kaum sichtbar ist. Dieser Effekt wird damit erklärt, dass die gewählte Position des Hammerschlags in der Radlauffläche die axial dominierte Biegeeigenform des Radreifens nicht anregen kann. Eine radiale Anregung dieser Schwingungsform ist daher erst bei Verschiebung der Anregeposition nach rad-innen oder rad-aussen möglich. Selbstverständlich ist diese Biegeeigenform bei axialer Anregung in den Messungen dominant vertreten.

7.4 Integration der Ergebnisse der Laufdynamiksimulation und der Messung der Drehgestellauslenkung

Wie in Bild 39 dargestellt, ergab die Messung der Drehgestellauslenkung des Versuchsfahrzeugs am Messort Luther Kirche reproduzierbare Ergebnisse.

Die Drehgestellauslenkung zeigte sich im Geschwindigkeitsbereich von 10 bis 30 km/h weitgehend unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit. Nach Aussagen des Projektpartners Bombardier ist der Kurvenradius so gering, das die Radsatzstellung allein durch das Anlaufen der Räder dominiert wird. Die Radsatzstellungen werden damit allein durch die Fahrzeugabmessungen bestimmt.

Während sich im Übergangsbogen überwiegend ein linearer Anstieg und Abfall beobachten lässt, liegt im Bereich vor und hinter dem Messquerschnitt eine konstante Drehgestellauslenkung vor. Geringe wegabhängige Abweichungen werden dabei auf Gleislagefehler zurückgeführt.

Im Abschnitt wird nachgewiesen, dass sich die gemessenen Drehgestellauslenkungen durch die Laufdynamiksimulation sehr gut approximieren lassen. Es ist daher sehr wahrscheinlich, dass auch die in der Laufdynamiksimulation verwendeten Kontaktgrößen vertrauenswürdig sind. Im Bild 40 werden die entsprechenden Werte für die Radsatzstellung, die Berührpunktlagen und die Schlüpfe angegeben, wie sie in der Laufdynamiksimulation am Messort vorliegen.

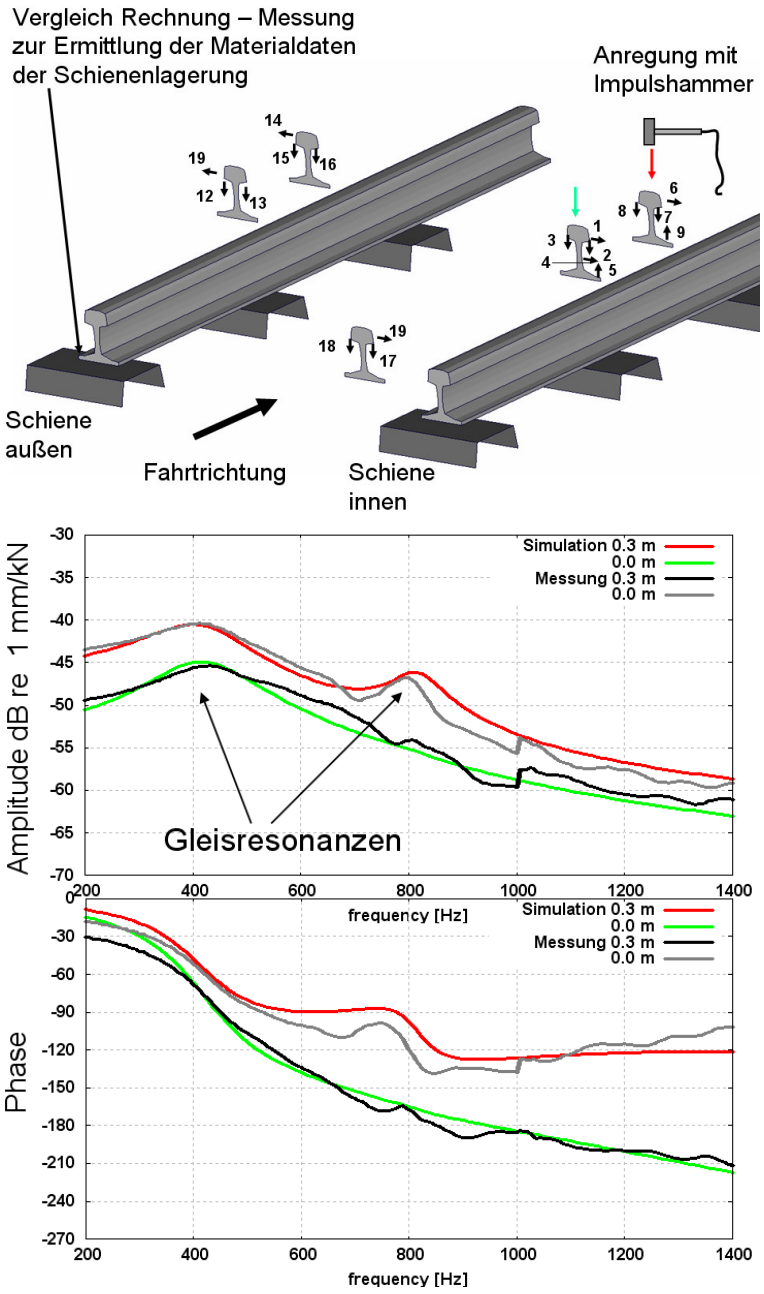


Bild 37 Messaufnehmer am Messort Luther Kirche sowie gemessene und berechnete vertikale Schieneneingangsrezeptanzen. Messposition Schwellenfachmitte (rot) und über der Schwelle (grün) (Messung durch ISTA im AP 240)

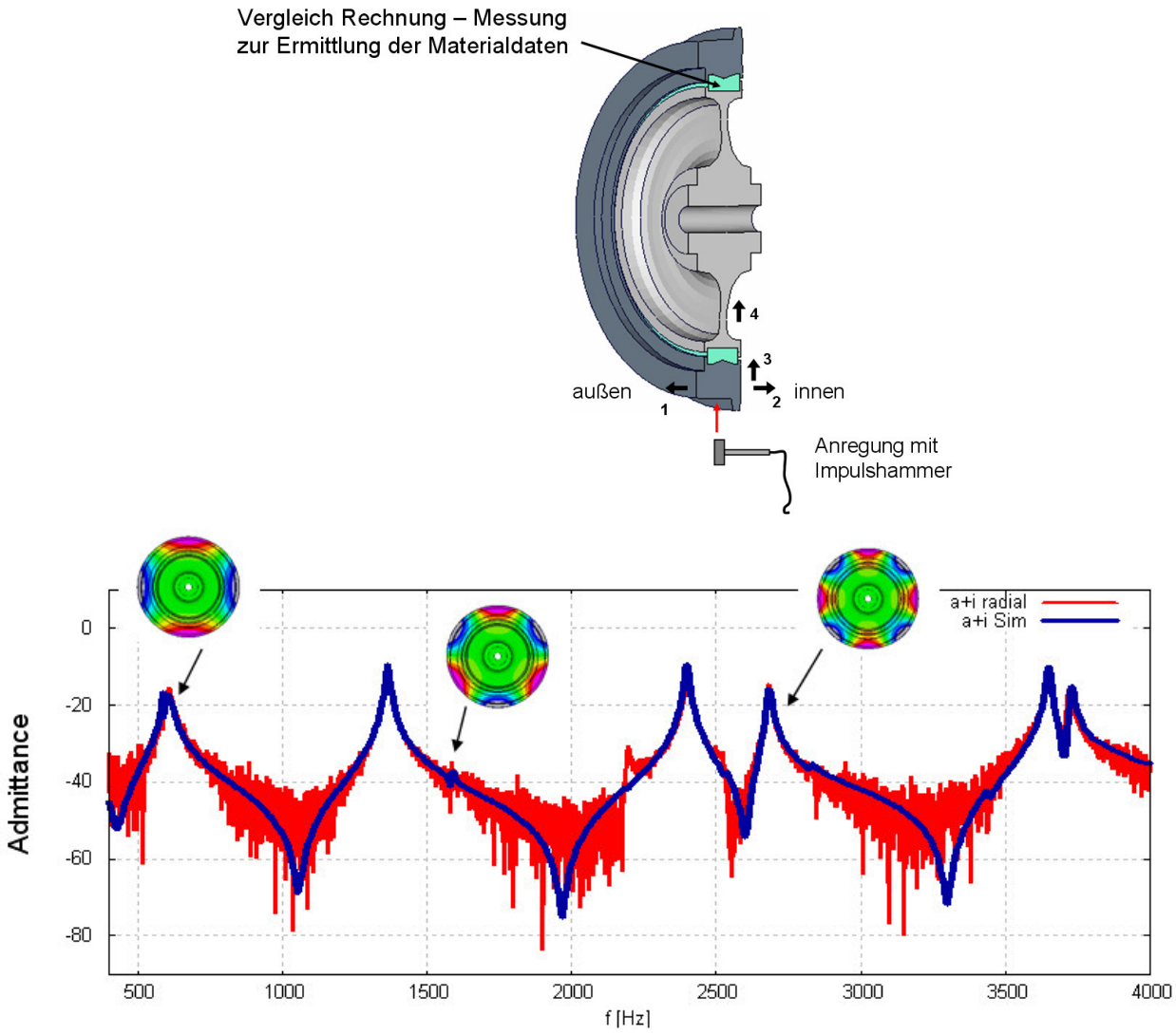


Bild 38 Messaufnehmer am Rad sowie gemessene (rot) und berechnete (blau) radiale Radeingangsadmittanzen (Messung durch ILS im AP 230)

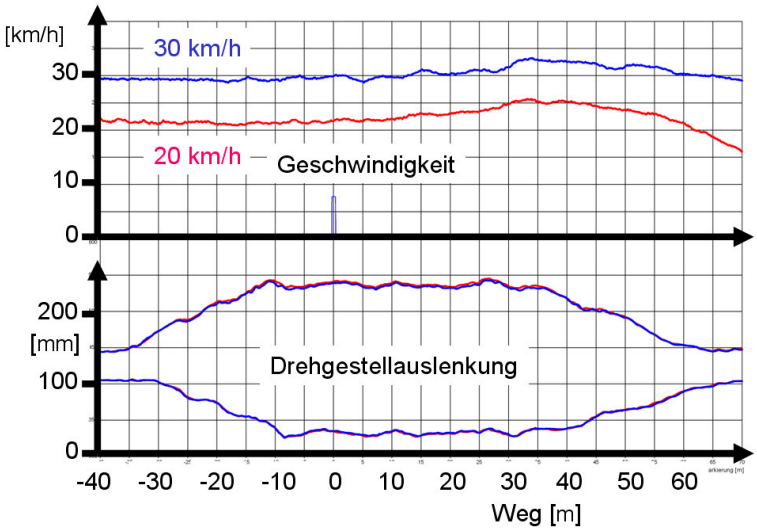
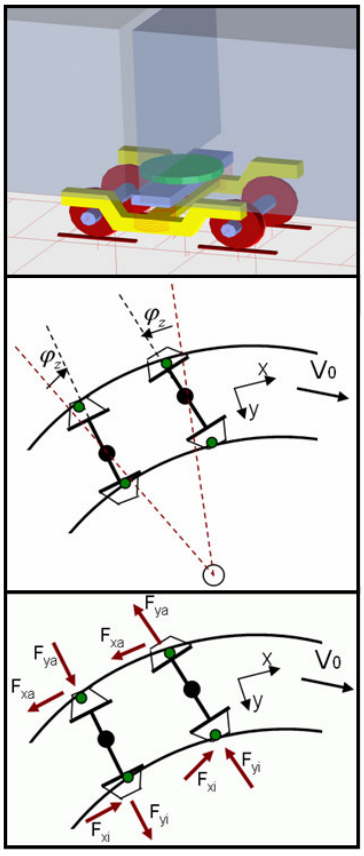
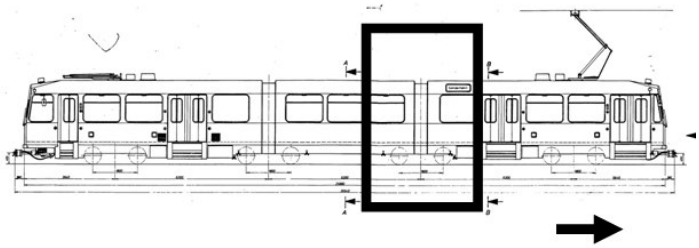


Bild 39 Geschwindigkeit und Drehgestellauslenkung des Versuchsträgers M8C in Abhängigkeit der Position im Gleisbogen am Messort Luther Kirche (Messung durch ILS im AP 230)





Vorlaufender Radsatz	Rad außen BP1	Rad außen BP2	Rad innen
RS Querverschiebung	- 6,9 mm		
RS Wendewinkel	- 27,2 mrad		
Berührpunktlage Rad	32,1 mm	38,0 mm	5,7 mm
Berührpunktlage Schiene	22,5 mm	28,0 mm	0,8 mm
Längsschlupf	10,0 ‰	- 7,0 ‰	0,9 ‰
Querschlupf	29,8 ‰	64,8 ‰	27,2 ‰
.	.	.	.
.	.	.	.
Querschlupfkraft	- 1,8 kN	-13,0 kN	8,9 kN

Bild 40 Quasistationäre Radsatzstellung, Berührpunktlagen und Schlüpfe aus der Laufdynamiksimulation des Versuchsträgers M8C am Messort Luther Kirche (MKS-Simulation durch Bombardier im AP 310)

7.5 Auswertung der Körper- und Luftschallmessungen

Exemplarisch sind Messschriebe der ortsfesten Messung am Messort Luther Kirche in Bild 41 für eine Vorbeifahrt des Versuchsträgers M8C mit 30 km/h wiedergegeben. Als Messgrößen werden die Vertikal- und Drehbeschleunigungen des Schienenkopfes gewählt.

Die Beschleunigungsaufnehmer zur Messung der vertikalen Schienendeformation befinden sich paarweise an der Innen- und Außenseite unterhalb des Schienenkopfes. Diese Anordnung erlaubt die Trennung der Schienendeformation in eine reine Vertikalbewegung und in einen Anteil, der aufgrund der Schienenkopfdrehung um die Längsachse erfolgt. Im Bild 41 werden nun die reine Vertikalbewegung und die Drehbewegung getrennt angezeigt. Die Messschriebe sind im Bild 41 wie folgt aufgelistet:

1. Vertikalbeschleunigung des Schienenkopfes kurveninnere Schiene über Schienenbefestigung
2. Drehbeschleunigung des Schienenkopfes kurveninnere Schiene über Schienenbefestigung
3. Vertikalbeschleunigung des Schienenkopfes kurveninnere Schiene mittig zwischen zwei Schienenbefestigungen
4. Drehbeschleunigung des Schienenkopfes kurveninnere Schiene mittig zwischen zwei Schienenbefestigungen
5. Luftschall kurvenäußere Schiene (Mikro 1)
6. Luftschall kurveninnere Schiene (Mikro 2)

Augenscheinlich sind die Amplituden der Schienenkopfbeschleunigung in der gleichen Größenordnung unabhängig von der Position zur Schienenbefestigung.

Messschriebe der fahrzeugfesten Messung am Messort Luther Kirche sind exemplarisch in Bild 42 für eine Fahrgeschwindigkeit des Versuchsträgers M8C von 30 km/h dokumentiert.

Die Beschleunigungsaufnehmer zur Messung der radialen Radreifendeformation befinden sich paarweise an der Innen- und Außenseite des Radreifens. Diese Anordnung erlaubt die Trennung der Raddeformation in eine reine Radialbewegung und in einen Anteil, der aufgrund der Radreifendrehung in Umfangsrichtung erfolgt.

Im Bild 42 werden der reine radiale Anteil der Radreifendeformation und die axiale Beschleunigung wiedergegeben. Die Messschriebe sind im Bild 42 wie folgt aufgelistet:

1. Radialbeschleunigung des Radreifens kurvenaußen
2. Axialbeschleunigung des Radreifens kurvenaußen
3. Radialbeschleunigung des Radreifens kurveninnen
4. Axialbeschleunigung des Radreifens kurveninnen
5. Luftschall kurvenäußere Schiene (Mikro 1)
6. Luftschall kurveninnere Schiene (Mikro 2)

Die Beschleunigungsamplituden des kurvenäußeren Rades sind um den Faktor zehn kleiner als die Beschleunigungen des inneren Rades. Beim kurveninneren Rad liegen radiale und axiale Beschleunigungen des Radreifens in der gleichen Größenordnung. Die Amplituden der axialen Beschleunigung sind größer als die radiale Beschleunigung.

Wählt man einen Ausschnitt aus dem Messschrieb für das kurveninnere, quietschende Rad, wie in Bild 43 geschehen, erkennt man eine annähernd harmonische Schwingung des Radreifens und des Luftschalldrucks.

Im Bild 44 werden die Zeitschriebe über eine gleitende FFT in den Frequenzbereich transformiert, so dass einem Zeitpunkt im Messschrieb bzw. einer Position im Gleisbogen der Frequenzinhalt der Beschleunigungsmessung zugeordnet werden kann.

Im Farbkonturplot dargestellt wird die Differenz der Beschleunigungen der Messaufnehmer am Radreifen innen und außen. Hierdurch bleiben die Amplituden der Radreifentorsion verstärkt sichtbar, während die Amplituden der radial ausgeprägten Radreifenschwingung annähernd ausgelöscht werden. Eine Zuordnung der Eigenmoden der axial ausgeprägten Radreifenbiegung aus der Simulation der Radsatzdynamik (Abschnitt 7.3) erlaubt daher eine Identifikation der Radschwingungsformen in der Messung.

Alle Eigenformen mit dominanter axialer Radreifenbiegung sind während des gesamten Messausschnitts sichtbar. Innerhalb des Kurvenabschnitts mit konstantem Kurvenradius steigen die Amplituden an, wobei nur die axiale Radreifenbiegung mit der Eigenfrequenz von 1580 Hz sich als Kurvenquietschen ausprägt.

Im Bild 45 werden die Farbkonturplots aus einer fahrzeugfesten und ortsfesten Beschleunigungsmessung gegenübergestellt. Die Farbkonturplots zeigen von links nach rechts folgende Beschleunigungen während der Messfahrt

1. Drehbeschleunigung des Radreifens (Beschleunigungsdifferenz radinnen und radaußen),
2. Radialbeschleunigung des Radreifens (Beschleunigungssumme radinnen und radaußen),
3. Vertikalbeschleunigung des Schienenkopfes (Beschleunigungssumme kopfinnen und kopfaußen),
4. Drehbeschleunigung des Schienenkopfes (Beschleunigungsdifferrenz kopfinnen und kopfaußen).

Die Radbeschleunigung lässt eine Trennung der Anteile für die axial und die radial ausgeprägten Radreifenschwingungsformen zu. Alle Schwingungsformen sind während der Fahrt im Bogengleis angeregt. Die Identifikation der Schwingungsformen ist aufgrund der nur kurzen Zeitspanne der Zugvorbeifahrt für die Schienenbeschleunigung schwieriger. Die Quietschfrequenz ist aber eindeutig auch an der Schiene erkennbar.

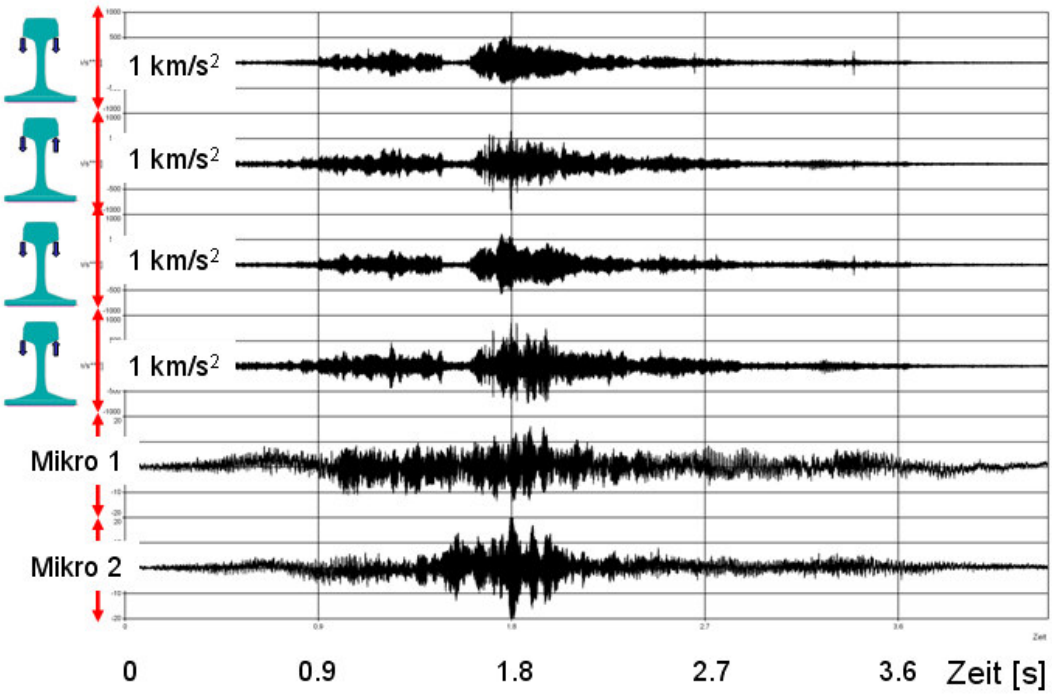


Bild 41 Beschleunigung am Schienenkopf und Luftschall; Messkanäle siehe Abschnitt 7.5, Messung durch ISTA im AP 240.

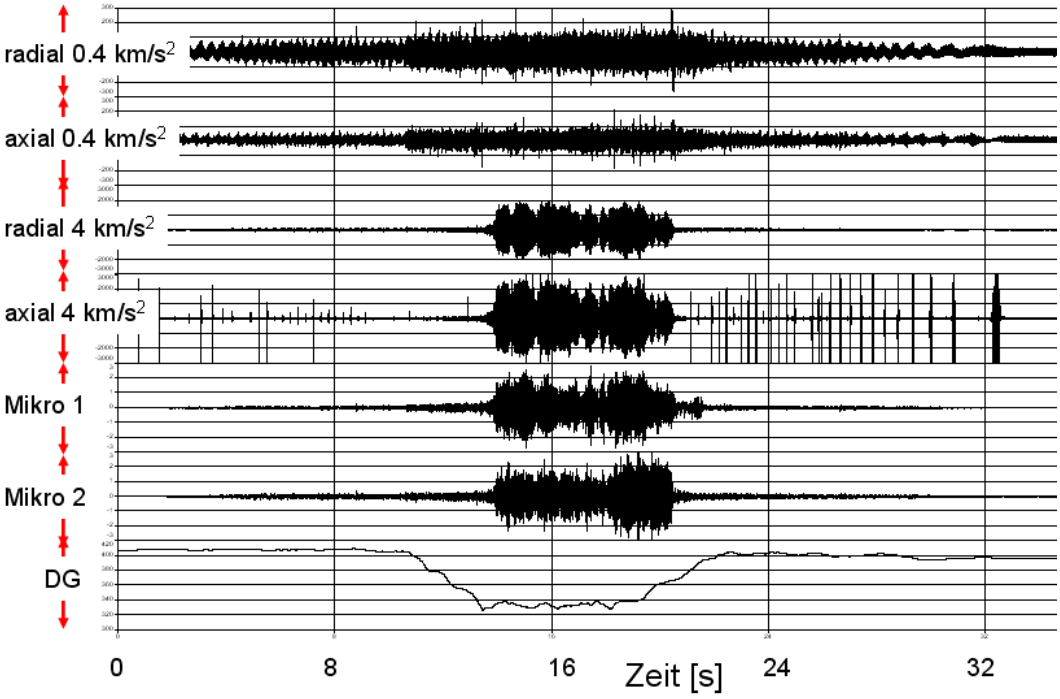


Bild 42 Beschleunigung am Radreifen, Luftschall und Drehgestellauslenkung; Messkanäle siehe Abschnitt 7.5, Messung durch ILS im AP 230.

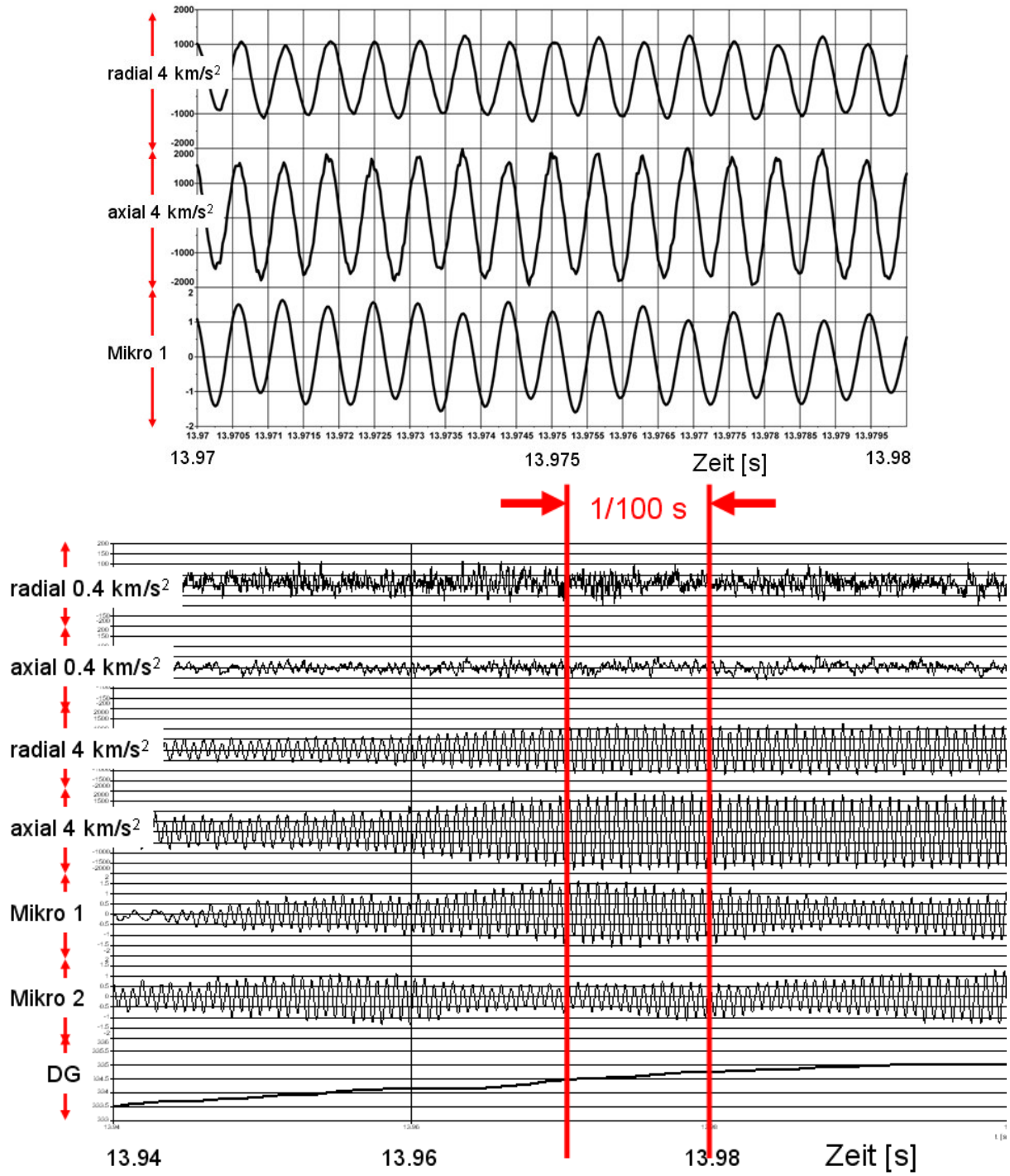


Bild 43 Beschleunigung am Radreifen, Luftschall und Drehgestellauslenkung (Messkanäle siehe Abschnitt 7.5, Messung durch ILS im AP 230).

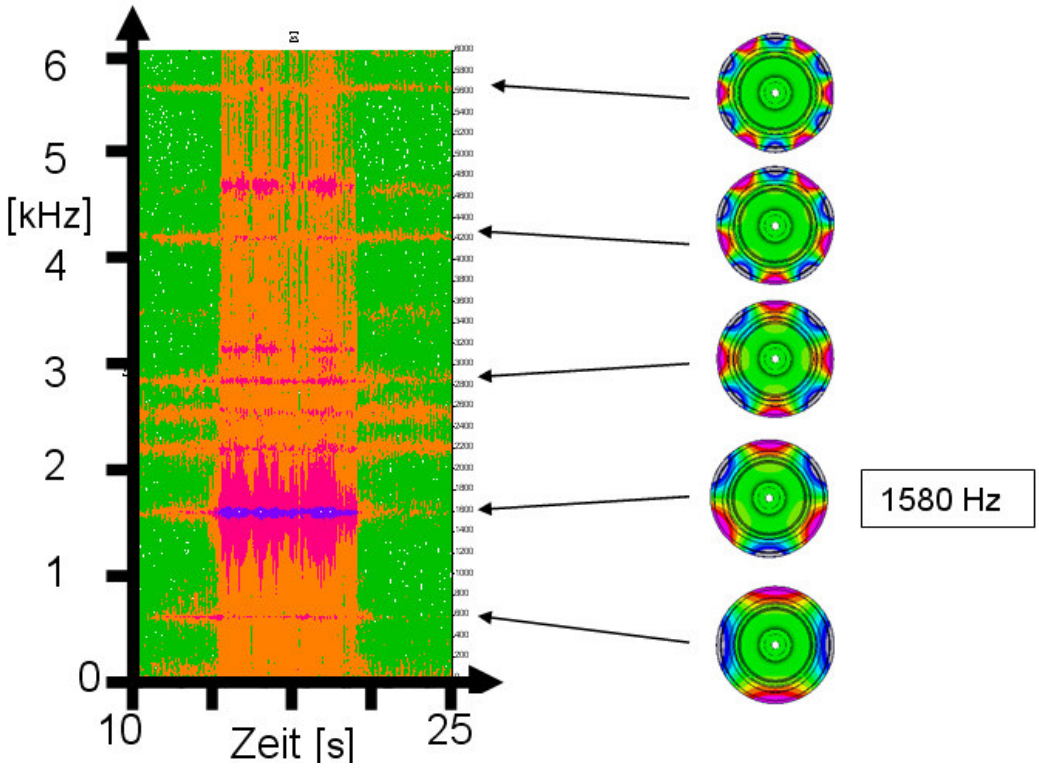


Bild 44 Identifikation der Radbiegeeigenmoden im Farbkonturplot der fahrzeugfesten Körperschallmessung (Messung durch ILS im AP 230)

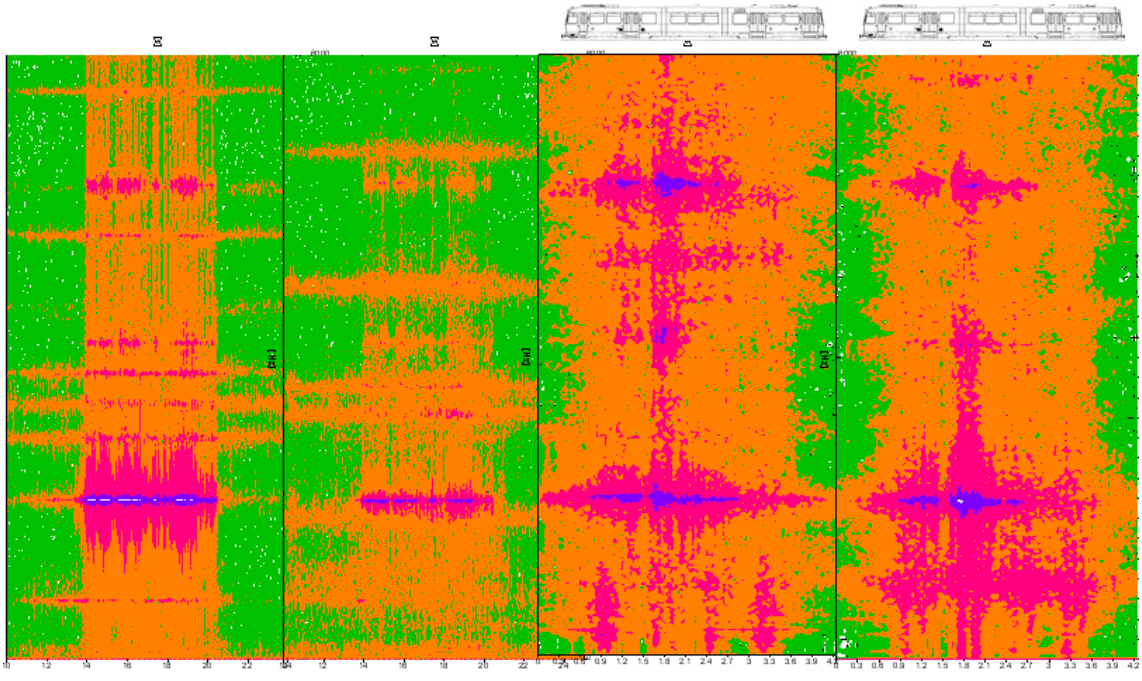


Bild 45 Vergleich der Farbkonturplots der Radreifen- und Schienenkopfbeschleunigung, Beschreibung siehe Abschnitt 7.5, Messung durch ILS im AP 230 und ISTA im AP 240

7.6 Validierung des Prognosemodells für das Kurvenquietschen

Die Messungen am Messort Luther Kirche wurden mit dem Prognoseverfahren SFE AKUSRAIL in der Simulation nachvollzogen.

Die vorbereitenden Schritte sind bereits mit der Validierung des Gleismodells (Abschnitt 7.2) und des Radsatzmodells (Abschnitt 7.3) sowie mit der Berechnung und Auswertung der Laufdynamik (Abschnitt 7.4) ausgeführt. Im oberen Bildausschnitt sind die wichtigsten Parameter der Laufdynamik für die Einfahrt in den Messort Luther Kirche wiedergegeben.

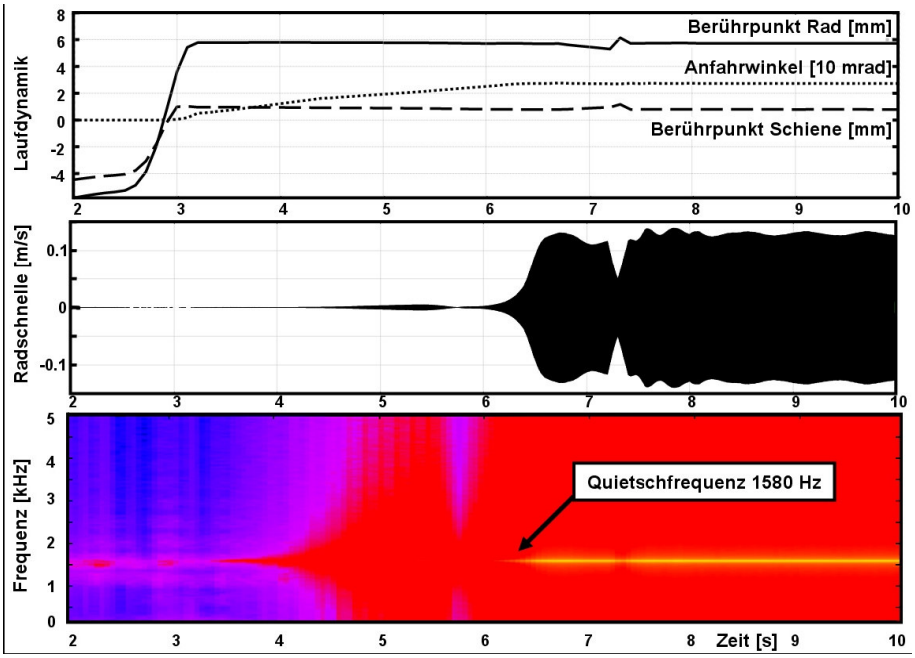


Bild 46 Axiale Radschnelle im Berührpunkt im Zeitbereich (Mitte) und im Frequenzbereich (unten) bei Vorgabe der Kontaktgrößen aus der Laufdynamiksimulation (oben)

Zu Beginn, im geraden Streckenabschnitt, ist der Schräglaufwinkel des Radsatzes bzw. Anfahrwinkels gleich null. Die Berührpunktlagen auf Rad und Schiene nehmen den gleichen Wert wie für eine zentrische Stellung des Radsatzes im Gleis an. Zu Beginn des Übergangsbogens vergrößert sich der Anfahrwinkel und die Berührpunkte wandern in Richtung der Messkreisebene (Referenz 0 mm). Während die Berührpunkte schon zu Beginn einen konstanten Wert erreichen, wächst der Anfahrwinkel kontinuierlich im Übergangsbogen an und erreicht erst im Bereich des konstanten Kurvenradius selbst einen konstanten Wert.

Im mittleren Bildteil ist die berechnete Radschnelle im Berührpunkt dargestellt. Die Amplitude der Radschnelle wächst am Ende des Übergangsbogens sprunghaft an. Die in der Prognose ermittelte Quietschfrequenz ist im Farbkonturplot der Zeitschrittberechnung im unteren Bildteil erkennbar.

Die Laufdynamiksimulation enthält eine numerisch verursachte kurzeitige Änderung der Berührpunktlagen. Diese schnellen Zustandsänderungen führen in der Simulation dazu, dass

die Selbsterregungsfähigkeit im Rad-Schiene-System abnimmt und die Amplitude schlagartig abfällt.

Im Farbkonturplot der Radschnelle sind im Gegensatz zur Messung keine weiteren Strukturresonanzen erkennbar. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in der Simulation keine Rauheiten auf Rad- und Schienenlaufflächen berücksichtigt wurden, die Rad und Schiene zu Schwingungen anregen. Da Rauheiten im Zeitschrittverfahren von SFE AKUSRAIL eingesetzt werden können, kann auch dieser Effekt simuliert werden. Man muss dann aber beachten, dass die Rechenzeit aufgrund der zusätzlichen kurzwelligen Anregung massiv ansteigt.

7.7 Haupteinflussfaktoren auf das Kurvenquietschen

Das Prognoseverfahren wurde dazu eingesetzt, die Haupteinflussfaktoren auf das Rollgeräusch während einer Kurvenfahrt und auf das Kurvenquietschen zu bestimmen.

Rauheit: Der einflussreichste Parameter für das Rollgeräusch auf der Geraden ist die Rauheit auf der Schienen- und Radlauffläche. Ohne eine direkte oder indirekte Bestimmung der Rauheiten durch Messungen ist eine Prognose des Rollgeräusches auf geradem Gleis nicht möglich. Diese Aussage trifft auch auf die Prognose des Rollgeräusches während der Kurvenfahrt zu. Verriffelte Schienen oder Räder dominieren auch dort das abgestrahlte Geräusch, sofern es nicht zum Kurvenquietschen und Kurvenzischeln kommt. Während auf der Geraden die Rauheit der einzige entscheidende Parameter ist, ist für das Rollgeräusch im Bogen auch der Anfahrwinkel Pegel bestimmend.

Kommt es zum Kurvenquietschen, wirken sich Riffeln und extrem raue Schienen und Räder auch indirekt auf den Anregungsmechanismus aus. Die Rauheit kann die Ausbildung von stationären, selbst erregten Schwingungen stören und damit die Neigung zum Kurvenquietschen verringern. Nur stellt sich hierbei für den Streckenbetreiber die Frage, ob dies die erhöhten Aufwendungen für die Instandhaltung von Fahrzeugen und Oberbau rechtfertigt.

Reibwert: Neben dem Anfahrwinkel ist der Reibwert der für die Prognose des Kurvenquietschens der entscheidende Parameter. Da davon auszugehen ist, dass ein hoher Anfahrwinkel in engen Kurven nicht vermeidbar ist, ist die einzige immer verlässliche Maßnahme zur Reduktion des Kurvenquietschens die Verringerung des Reibwerts z.B. über das Hinzufügen von Schmierstoffen in die Kontaktzone von Rad und Schiene.

Zur Ausbildung von Kurvenquietschen müssen die Tangentialkräfte (Reibkräfte) im Berührpunkt in der Lage sein, das auf einer stark gedämpften Schiene rollende Rad zu stationären Schwingungen anzuregen. Hohe Reibwerte führen in der Kraftschlusssättigung auch zu hohen Tangentialkraftschwankungen und damit zu potentiell hohen Anregungskräften

Lage des Berührpunkts: Der im Prognoseverfahren verwendete Anregungsmechanismus für das Kurvenquietschen gründet sich auf eine charakteristische Eigenschaft der axial-dominanten Biegeeigenformen des Radreifens. Diese Eigenformen erzeugen neben der axialen zwangsläufig auch eine radiale Radbewegung im Berührpunkt. Das Verhältnis aus radialem und axialem Anteil ist für jede Eigenform unterschiedlich hoch. Zudem ändert sich das Verhältnis bei Verschiebung des Angriffspunkts der Kontaktkräfte. Man kann sich leicht vorstellen, dass es einen Kraftangriffspunkt gibt, an dem sich die axial dominanten Biegeformen durch

Radnormalkräfte nicht anregen lassen. Die Lage des Berührpunktpunktes hat somit massiven Einfluss auf die Dynamik des rollenden Rades.

Eine gesonderte Betrachtung erfordert die Lage des Berührpunktes im Bereich der Hohlkehle und die Ausbildung eines Zweipunktkontaktes. Die in SFE AKUSRAIL implementierte Lösung wurde bisher noch nicht ausgiebig untersucht. Gerade in der Frage des Kurvenzischens gibt es noch Forschungsbedarf.

Anfahrwinkel (Querschlupf): Die Rad-Schiene-Kontaktmechanik wird maßgeblich definiert durch den Längs-, Quer- und Bohrschlupf. Diese Schlüpfe sind die Relativgeschwindigkeiten der sich berührenden Körper in den Berührpunkten bezogen auf die Rollgeschwindigkeit. Der quasi-stationäre Anteil des Querschlupfes während der Kurvenfahrt ist dabei proportional dem Schräglaufwinkel des Radsatzes bzw. dem Anfahrwinkel des Rades. Hohe Anfahrwinkel erzeugen daher auch immer hohe Querschlüpfe.

Der Anfahrwinkel bei Geradeausfahrt ist in der Regel vernachlässigbar klein, so dass oft nur ein verschwindend geringer Einfluss auf das abgestrahlte Rollgeräusch beobachtet wird. Die Schlüpfe und insbesondere der Querschlupf zeigen ihren Einfluss erst bei der Kurvenfahrt und haben dort beim Rollgeräusch einen ähnlich hohen Stellenwert wie die Rauheiten. Beim Kurvenquietschen ist der Anfahrwinkel neben dem Reibwert und der Berührpunktlage ein Schlüsselwert zur Beschreibung der Selbsterregung des Rad-Schiene-Systems.

Da eine deutliche Verringerung des Anfahrwinkels in der Regel zu weniger Kurvenquietschen führt, sind sich radial einstellende Radsätze ein Mittel zur Reduktion des Kurvengeräusches.

Radabsorber: Die Anregungsmechanismen des Kurvenquietschens müssen zunächst die in den Teilstrukturen vorhandenen Dämpfungen ausgleichen, um auf das Systemverhalten anfachend wirken zu können. Eine hohe Eigendämpfung der Teilstrukturen Rad und Schiene verringert damit die Neigung zum Kurvenquietschen. Da die Schiene schon durch die Schienenlagerung in einem hohem Masse gedämpft ist, wirken sich Schienenabsorber in vielen Fällen nicht quietschreduzierend aus, da sie die schon hohe Dämpfung nur geringfügig erhöhen können. Im für das Quietschen relevanten Frequenzbereich besitzen das Vollrad im Besonderen, aber auch das für Straßenbahnen typische gummigefederte Rad eine im Vergleich zur Schiene sehr geringe Eigendämpfung. Radabsorber, die die zum Quietschen neigenden axialen Biegeeigenformen bedämpfen können, sind dazu sicherlich besser geeignet als Schienenabsorber.

7.8 Zusammenfassung

Die nicht der direkten Messung zugänglichen Materialeigenschaften der Strukturkomponenten wurden aus den stationären Rezeptanzmessungen bestimmt und damit die Strukturmodellierung von Radsatz und Gleis erfolgreich durchgeführt.

Die Haupteinflussfaktoren auf das Kurvenquietschen wurden ermittelt und ihre Wirkung auf das Kurvengeräusch wurde über Stabilitätskarten definiert.

Die numerisch ermittelten Instabilitäten des Rad-Schiene-Systems setzen eine bestimmte Parameterkombination aus Berührpunktlage und Querschlupf (Anfahrwinkel) voraus. Eine derartige

Kombination wurde auch am Versuchsfahrzeug am kurveninneren Rad des vorlaufenden Radsatzes im Messdrehgestell ermittelt.

Die in der Messung als Hauptverursacher identifizierte Radschwingungsform bei 1580 Hz wurde bei Vorgabe der Kontaktgrößen aus der Laufdynamiksimulation mit dem Programm SFE AKUSRAIL eindeutig prognostiziert.

8 ANWENDUNG DES PROGNOSEVERFAHRENS (AP 330)

Autoren: Torsten Kohrs (Bombardier), Janina Pankau (Bombardier), Daniel Frese (Bombardier Transportation)

8.1 Problemstellung und Arbeitsinhalte

Das rechnergestützte Prognoseverfahren wurde für Simulationsberechnung verschiedener Fahrzeug-/Fahrwegkombinationen eingesetzt, um die Einsatzgrenzen zu überprüfen. Hierbei wurden sowohl die Eingabeparameter als auch die Zwischen- und Endergebnisse dokumentiert.

Es wurden Vorschläge für Programmverbesserungen erarbeitet und mit dem Entwickler des Programms diskutiert.

Schwerpunkt der Anwendung war die Erstellung neuer Prognosemodelle, um die komplette Prognosekette auf ihre Durchführbarkeit hin zu untersuchen.

Es wurden insgesamt drei verschiedene Fälle betrachtet. Zunächst wurde aufbauend auf dem vorhandenen Modell für die Straßenbahn Bielefeld Prognoserechnungen durchgeführt (Abschnitt 8.2). Im Anschluss wurden zwei komplett neue Anwendungsfälle betrachtet, wobei eine S-Bahn (Abschnitt 8.3) und eine Niederflurstraßenbahn (Abschnitt 8.4) untersucht wurden.

8.2 Simulation Kurvenquietschen – Straßenbahn Bielefeld

Für die Analyse des Kurvenquietschens stehen in SFE AKUSRAIL folgende Berechnungsoptionen zur Verfügung:

Es lassen sich die Rezeptanzen des Rades und der Schiene mit einer internen oder externen FE-Berechnung bestimmen.

Für die Ermittlung der instabilen Eigenmoden des Rades kann eine Stabilitätsuntersuchung in einem vorher definierten Parameterfeld durchgeführt werden.

Für die Analyse der gesamten Bogenfahrt, basierend auf den Laufdynamikparametern, steht die Zeitschrittanalyse zur Verfügung. Hier lässt sich feststellen, ob und wann es innerhalb der betrachteten Bogenfahrt zu Instabilitäten kommt und welche der vorher ermittelten Eigenmoden aus der Stabilitätsanalyse beteiligt sind.

Basierend auf dem von SFE erstellten Modell für die Bielefelder Straßenbahn wurden Simulationsrechnungen und Parametervariationen durchgeführt, um sich mit dem Prognosetool vertraut zu machen.

Als Parametervariation wurde eine Erhöhung der Raddämpfung durchgeführt und durch die Zeitschrittanalysen überprüft, ob sich eine Instabilität im betrachteten Bogen einstellt. Durch die Erhöhung der Dämpfung kann der Einfluss von zusätzlichen Radabsorbern auf das Kurvenquietschen in der Simulation erfasst werden. Die Dämpfungserhöhung wurde durch eine

Anpassung des Verlustfaktors der Gummi-Materialdämpfung in der Eingabedatei des FE-Modells (FE.dat) realisiert ($eta_{original}$=0.29, eta_{damped}=0.5).

Die Ergebnisse für den Ausgangszustand und den Fall mit erhöhter Dämpfung sind in Bild 47 und 48 dargestellt.

Im schwach gedämpften Fall entwickelt sich eine Instabilität bei ca. 4s, die in der Amplitude rasch in einen stationären Zustand übergeht. In diesem Fall wird die Radmode bei ca. 1600 Hz angeregt. Deutlich zu erkennen ist auch der 1. Oberton bei 3200 Hz, der durch den nichtlinearen Stick-Slip-Vorgang erwartungsgemäß in Erscheinung tritt. Weitere Harmonische sind durch den betrachteten Frequenzbereich im Farbkontourplot nicht sichtbar.

Im Fall der erhöhten Dämpfung entwickelt sich für den untersuchten Bogen in der Zeitschrittsimulation keine Instabilität (Bild 48).

Die Tatsache, dass eine Dämpfungserhöhung zur Verhinderung des Kurvenquietschens führt, ist plausibel und bestätigt Erfahrungen aus der Praxis. Quantitativ kann allerdings keine Aussage über den Einfluss der Dämpfungserhöhung gemacht werden, da hierzu keine Erfahrungen vorliegen.

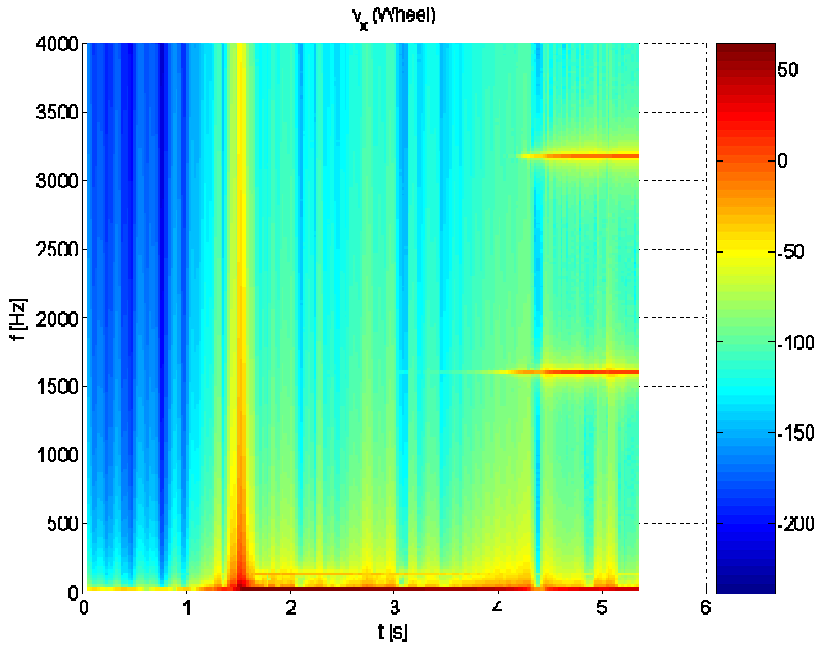


Bild 47 Farbkontourplot der Radschnelle am Kontaktpunkt ermittelt aus der Zeitschrittsimulation (Straßenbahn Bielefeld) mit Original-Gummi-Dämpfung (eta=0.29).

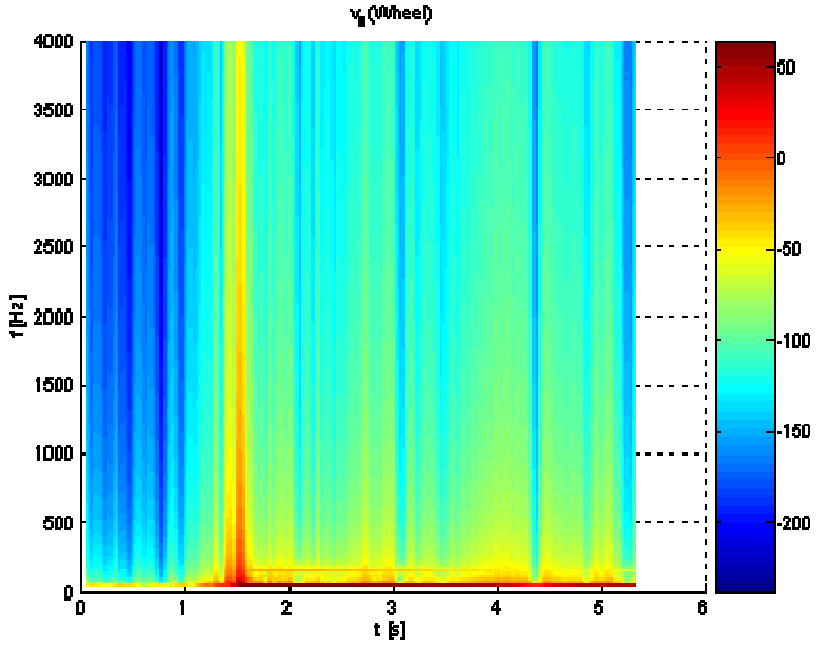


Bild 48 Farbkontourplot der Radschnelle am Kontaktpunkt, ermittelt aus der Zeitschrittsimulation (Straßenbahn Bielefeld) mit erhöhter Gummi-Dämpfung (eta=0.5).

8.3 Simulation Kurvenquietschen – S-Bahn Berlin

Als ersten Anwendungsfall für die Simulation des Kurvenquietschens wurde die S-Bahn Berlin ausgewählt. Hierzu wurde zunächst ein FE-Modell des Rades erstellt. Um die notwendigen Laufdynamikparameter für einen ausgewählten kritischen Bogen zu ermitteln, wurde eine quasistatische Bogenlaufsimulation durchgeführt.

8.3.1 FE-Modellierung Rad

Basierend auf den Geometriedaten des Rades wurde ein FE-Modell des S-Bahn Rades erstellt.

Das FE-Modell des Stahl-Vollrades ist in Bild 49 dargestellt. Für die Berechnungen wurde eine Strukturdämpfung von eta=5e-3 für das Rad gewählt.

Die Berechnung der axialen und radialen Rezeptanzen erfolgte über SFE AKUSRAIL mit dem externen FE-Programm MSC-Nastran. Die Ergebnisse sind in Bild 50 dargestellt.

8.3.2 Laufdynamik-Simulation

Zur Erfassung der laufdynamischen Parameter wurde ein Medyna-Modell des S-Bahn Zuges erstellt und eine quasistatische Bogenlaufsimulation in einem Rechtsbogen (150 m Bogenradius) ohne Überhöhung für 40 km/h durchgeführt. Als Radprofil wurde S1002 und als Schiene UIC 60 ausgewählt. Aus den Medyna-Simulationsergebnissen wurden manuell Eingabedateien für SFE AKUSRAIL für das vorlaufende innere Rad des führenden Drehgestells erstellt. Hierzu wurden die ermittelten Schlüpfe (Quer, Längs- und Bohrschlupf), die Kontaktellipsenhalbmesser a und b, die Normalkraft sowie der Reibwert (mu=0,4) übernommen.

8.3.3 Ergebnisse der Stabilitätsanalyse

Es treten mehrere potentiell instabile Eigenfrequenzen in der Stabilitätskarte auf. Diese lassen sich den Axialmoden des Rades zuordnen. Beispielhaft seien die Eigenformen der Axialmoden mit 3 (884 Hz) und 5 Knotendurchmessern (2408 Hz) in Bild 52 dargestellt.

8.3.4 Ergebnisse der Zeitschrittanalyse

Basierend auf den Ergebnissen der Medyna-Berechnung wurde eine Zeitschrittanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse für die Rad- und Schienenschnelle am Kontaktpunkt in Verbindung mit den Auslenkungen und den Laufdynamikparametern (Kontaktpunktlage und Querschlupf) werden in Bild 53 dargestellt. Es bildet sich bei Verwendung dieser Parameter keine Instabilität in der Zeitschrittanalyse.

Die Frequenzzusammensetzung der lateralen Radschnelle (y-Richtung) ist in Bild 53 dargestellt. Bis auf eine im gesamten Zeitraum enthaltene tieffrequente tonale Komponente (~200 Hz) sind keine dominanten Frequenzanteile im Spektrum enthalten.

8.3.5 Parametervariationen Laufdynamik

Zur Identifizierung der für das Kurvenquietschen relevanten Laufdynamikparameter werden Variationen durchgeführt und jeweils eine Zeitschrittanalyse für den veränderten Parametersatz durchgeführt.

Eine Übersicht über die in den einzelnen Fällen verwendeten Parameter ist in Tabelle 7 angegeben.

Tabelle 7 Zusammenstellung der verwendeten Parameter für die Variationen der Laufdynamik. Rot markierte Fälle führen zu Instabilitäten in der Zeitschrittanalyse.

Case	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Train Velocity	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h	40 km/h
Wheel Profile	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002	S1002
Rail Profile	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60	UIC 60
Curve Radius	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m	150 m
Contact position whee	-10 mm	+14 mm	-14 mm	-14 mm	-14 mm	-14 mm	-14 mm	-14 mm	-10 mm	-10 mm	-10 mm	-10 mm	-10 mm
Contact position rail	0 mm	4,86 mm	4,86 mm	0 mm	0 mm	0 mm	4,86 mm	4,86 mm	4,86 mm	4,86 mm	4,86 mm	4,86 mm	4,86 mm
Max. long. creepage	0	0	0	0	0	0	0	-4,50E-03	-4,50E-03	0	-4,50E-03	0	0
Max. lateral creepage	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Max. spin creepage	0	0	0	0	0	0	0	2,10E-02	2,10E-02	0	0	2,10E-02	2,10E-02
Contact ellipse a	6 mm	3,16 mm	3,16 mm	3,16 mm	6 mm	6 mm	6 mm	6 mm	6 mm	6 mm	6 mm	6 mm	3,16 mm
Contact ellipse b	8 mm	4,33 mm	4,33 mm	4,33 mm	4,33 mm	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm	4,33 mm
Normal Wheel Force	50 kN	50 kN	50 kN	50 kN	50 kN	50 kN	24,3 kN	50 kN	50 kN	50 kN	50 kN	50 kN	50 kN
Instable Frequency	2408 Hz	-	-	-	-	308 Hz	-	-	-	2408 Hz	-	2408 Hz	-

Die Ergebnisse für die untersuchten Fälle, in denen sich eine Instabilität entwickelt (1, 6, 10 & 12) sind in Bild 55 bis Bild 62 dargestellt.

Als instabile Eigenfrequenz tritt hauptsächlich die Axialmode bei 2408 Hz auf (Case 1, 10 & 12), nur für Case 6 tritt die tiefste Eigenmode mit 308 Hz als instabile Mode auf.

Prinzipiell kann aus den Parametervariationen abgeleitet werden, dass vor allem die Parameter Kontaktellipsenhalbmesser, Quer- und Längsschlupf sowie die Normalkraft einen entscheidenden Einfluss auf die Entstehung des Kurvenquietschens haben. Der Bohrschlupf scheint von untergeordneter Bedeutung zu sein.

Aufgrund der Vielzahl der zu variierenden Parameter ist eine systematische Analyse der dominanten Parameter nicht mit vertretbarem Aufwand realisierbar. Bei den Rechenzeiten für die Zeitschrittanalyse von mehreren Stunden können keine Parameterstudien in einem

mehrdimensionalen Parameterraum in der Zeitschrittanalyse durchgeführt werden. Es zeigt sich aber, dass aufgrund der Sensitivität auf einzelne Parameter eine Stabilitätsanalyse nicht ausreichend zu sein scheint, um den Prozess Kurvenquietschen zu erfassen. In der Zeitschrittanalyse kommt es nur in einigen betrachteten Fällen zum Aufbau einer Instabilität, so dass die Stabilitätsanalyse eher eine „Worst-Case“-Betrachtung darstellt.

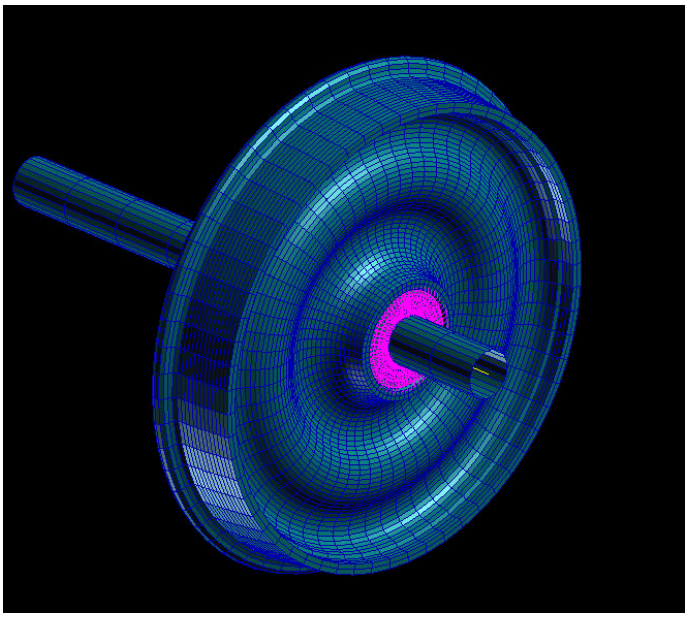


Bild 49 FE-Modell des S-Bahn Rades

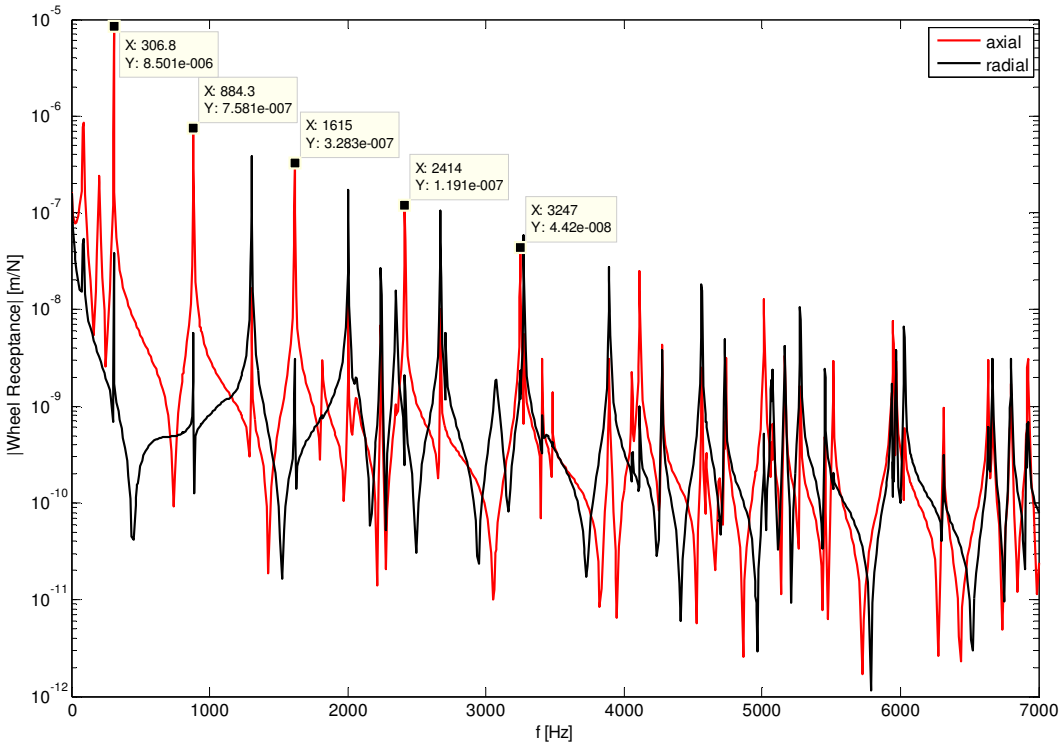


Bild 50 Berechnete axiale und radiale Rezeptanz des S-Bahn Rades. Die Eigenfrequenzen der ersten 5 Axialmoden sind hervorgehoben.

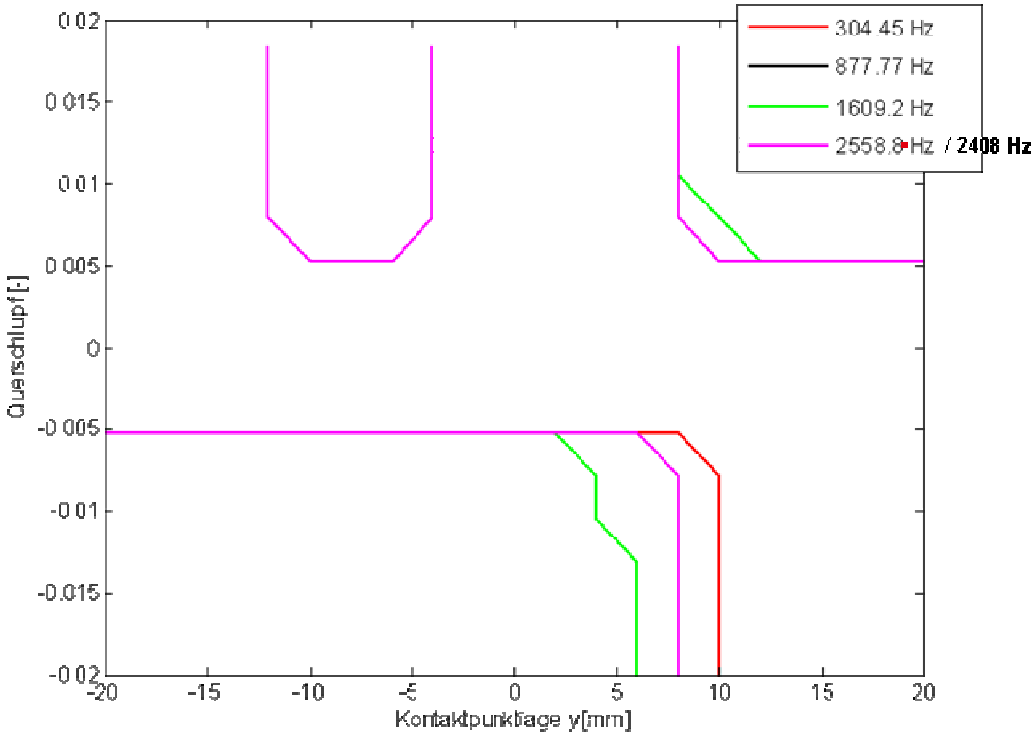


Bild 51 Stabilitätskarte für S-Bahn Rad auf UIC60 Schiene (Reibwert 0,4)

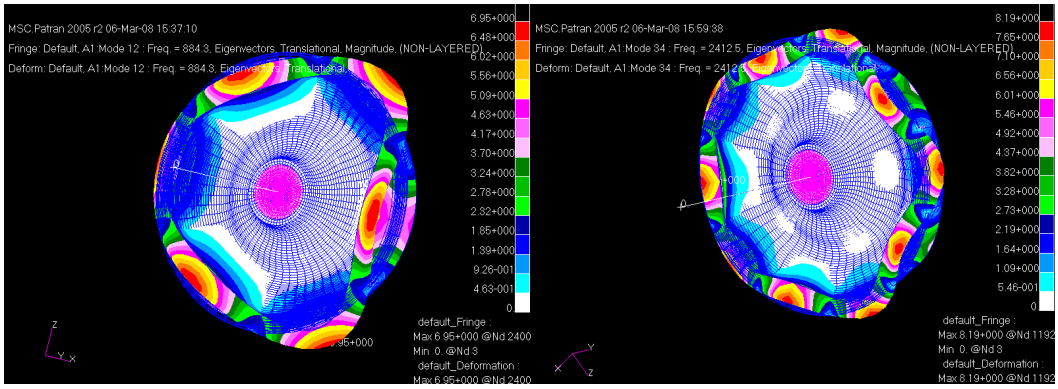


Bild 52 Axialmoden des S-Bahn Rades (links: 884 Hz, rechts: 2408 Hz)

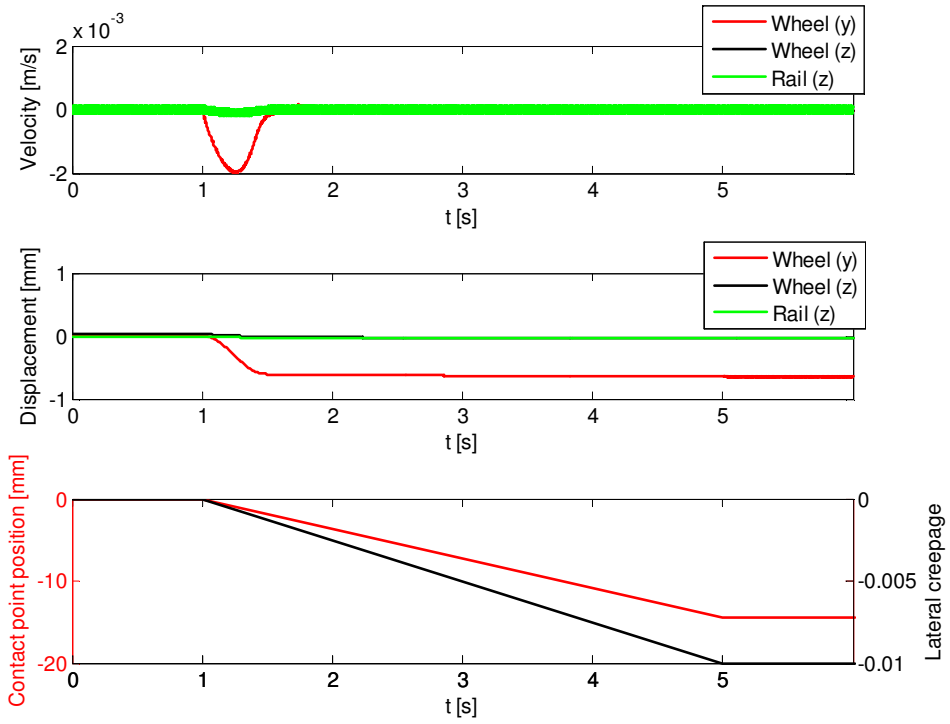


Bild 53 Ergebnis der Zeitschrittanalyse bei Verwendung der aus der Laufdynamiksimulation gewonnenen Parameter. Es bildet sich keine Instabilität in der Zeitschrittanalyse aus.

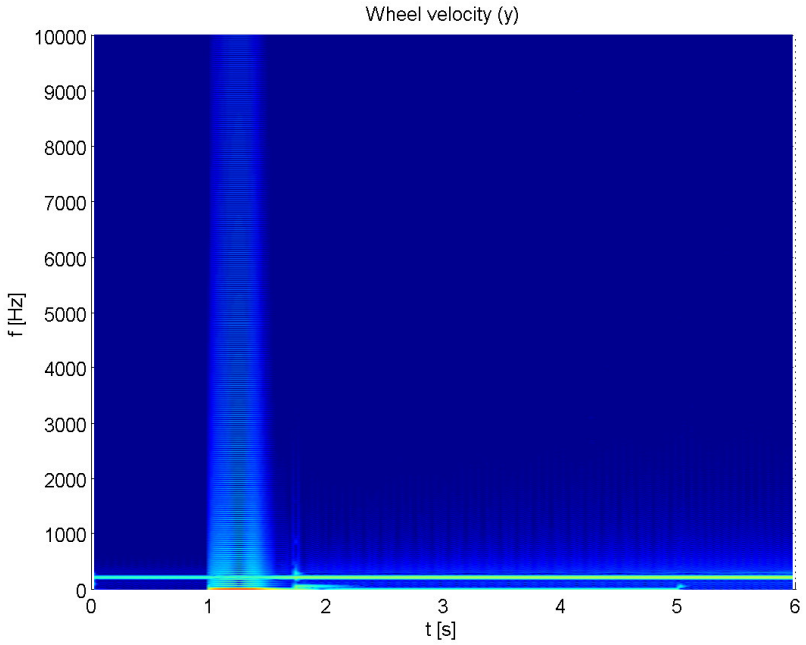


Bild 54 Farbkontourplot der lateralen Radschnelle bei Verwendung der aus der Laufdynamiksimulation gewonnenen Parameter.

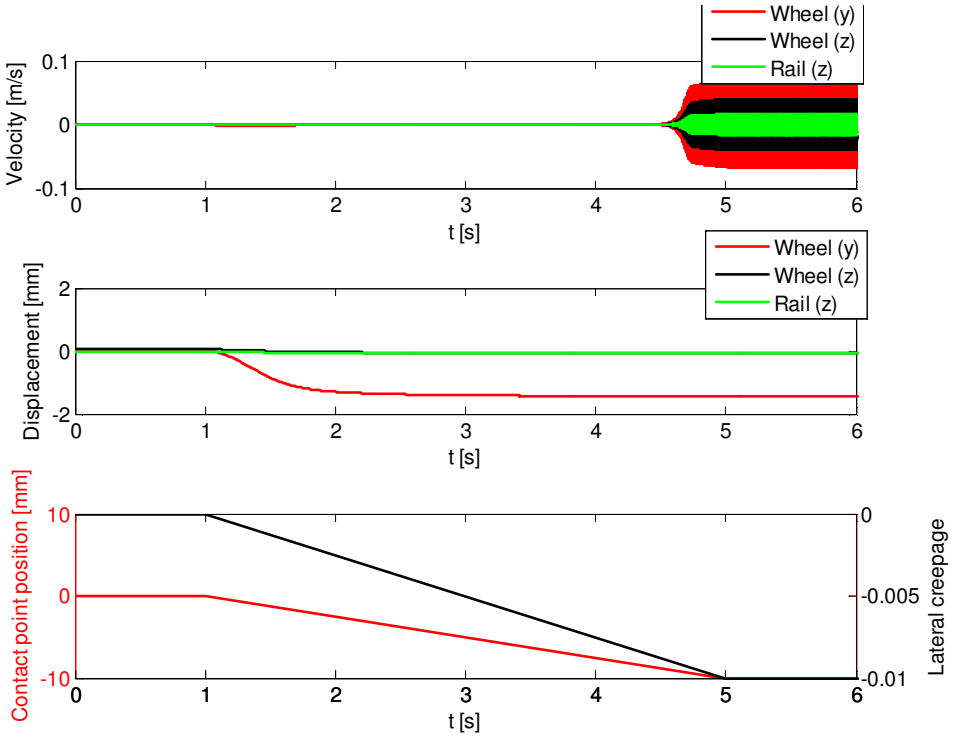


Bild 55 Ergebnis der Zeitschrittanalyse für „Case 1“; instabile Frequ.nz: 2408 Hz

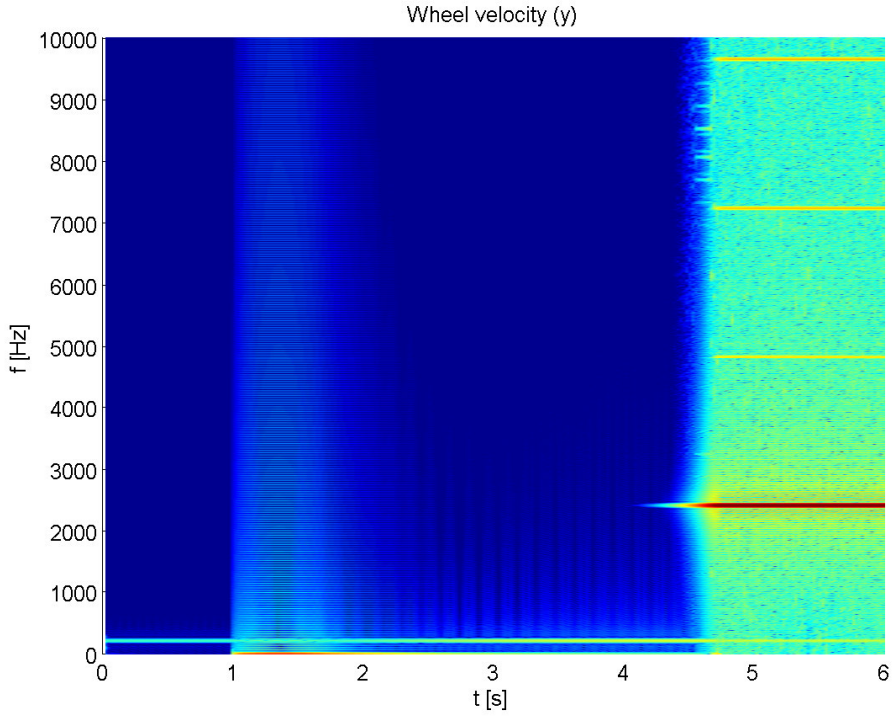


Bild 56 Farbkontourplot der lateralen Radschnelle für „Case 1“; instabile Frequenz: 2408 Hz

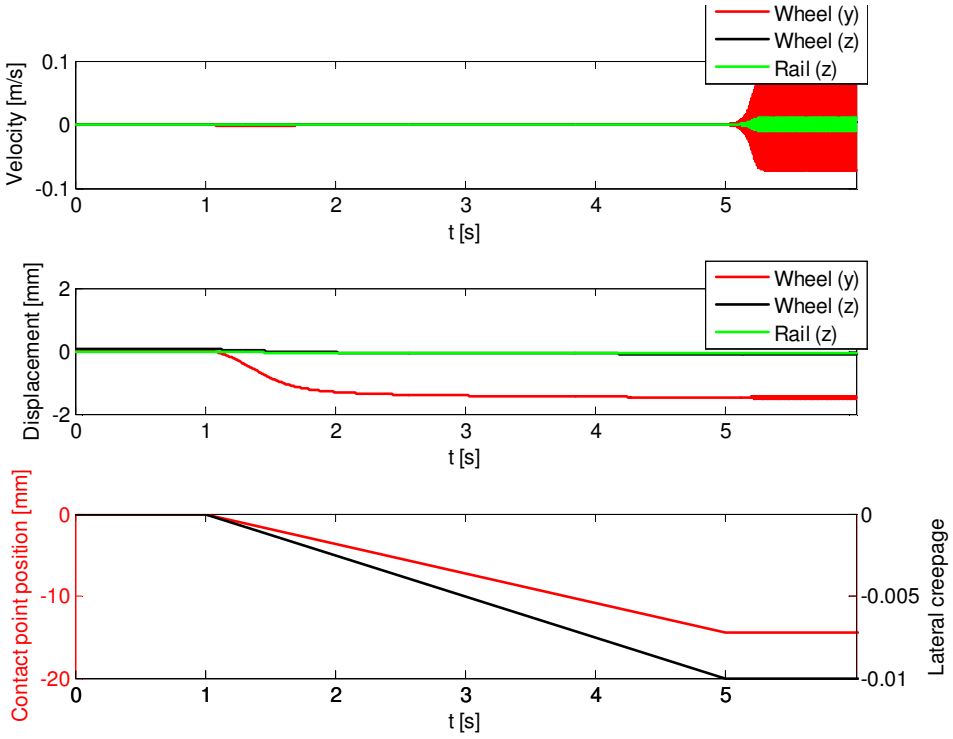


Bild 57 Ergebnis der Zeitschrittanalyse für „Case 6“; instabile Frequenz: 308 Hz

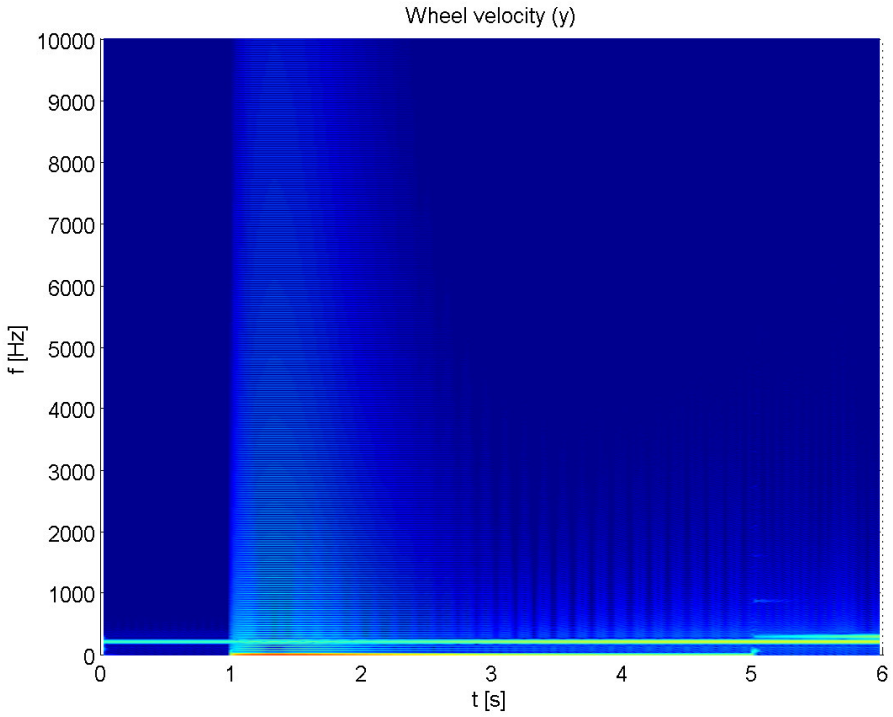


Bild 58 Farbkontourplot der lateralen Radschnelle für „Case 6“; instabile Frequenz: 308 Hz

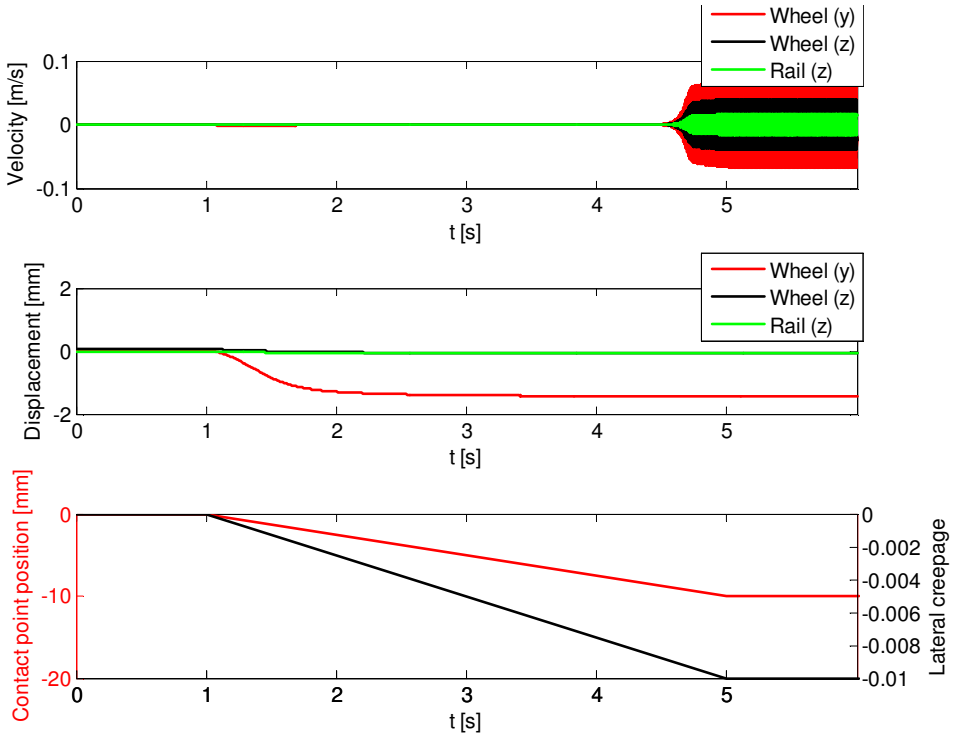


Bild 59 Ergebnis der Zeitschrittanalyse für „Case 10“; instabile Frequenz: 2408 Hz

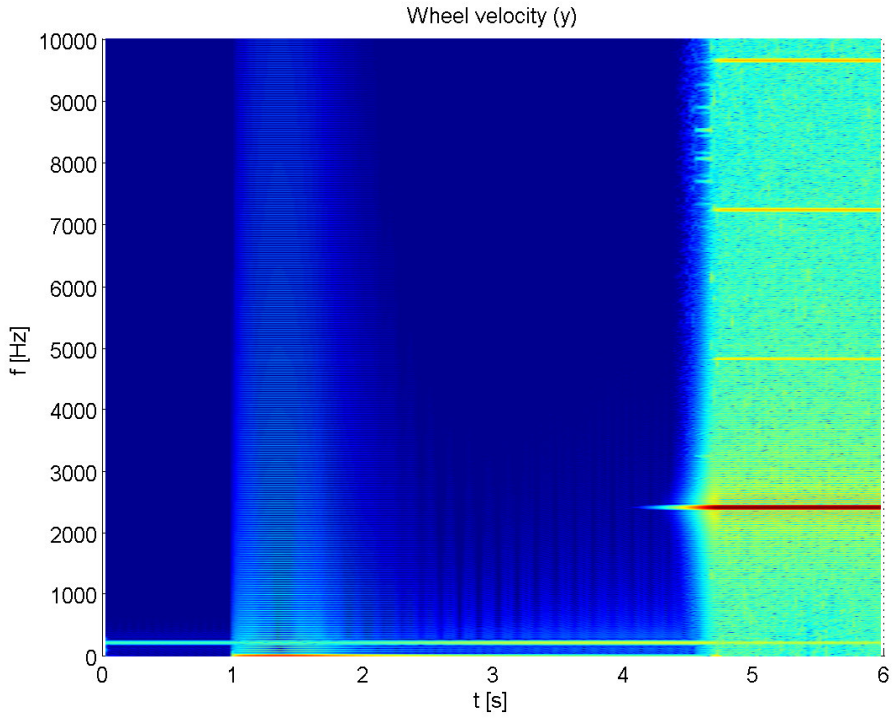


Bild 60 Farbkontourplot der lateralen Radschnelle für „Case 10“; instabile Frequenz: 2408 Hz

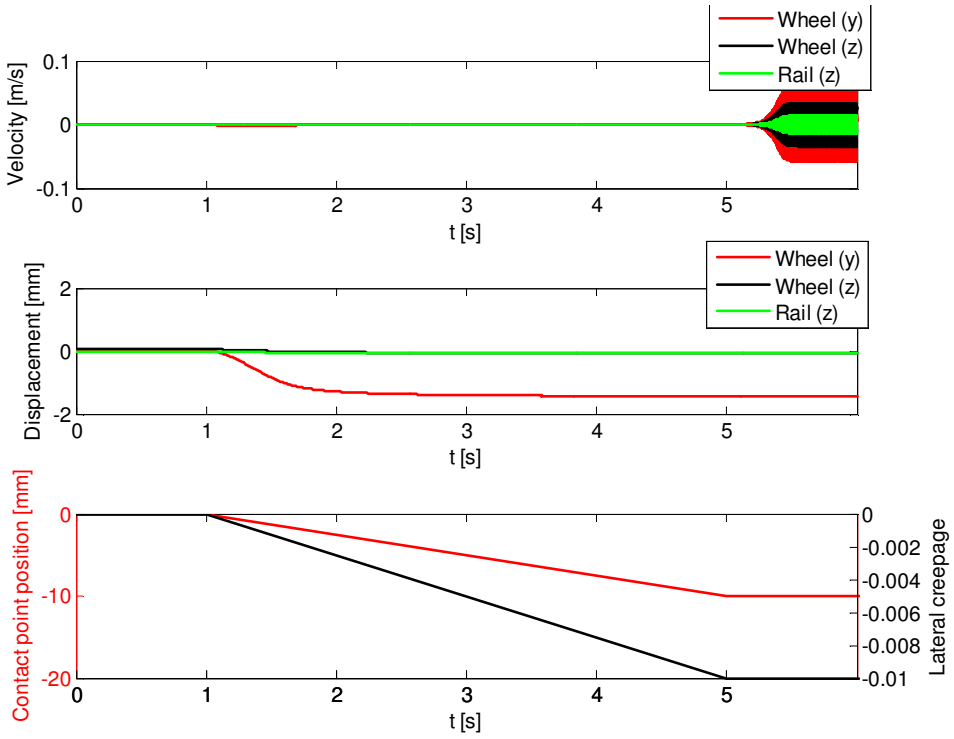


Bild 61 Ergebnis der Zeitschrittanalyse für „Case 12“; instabile Frequenz: 2408 Hz

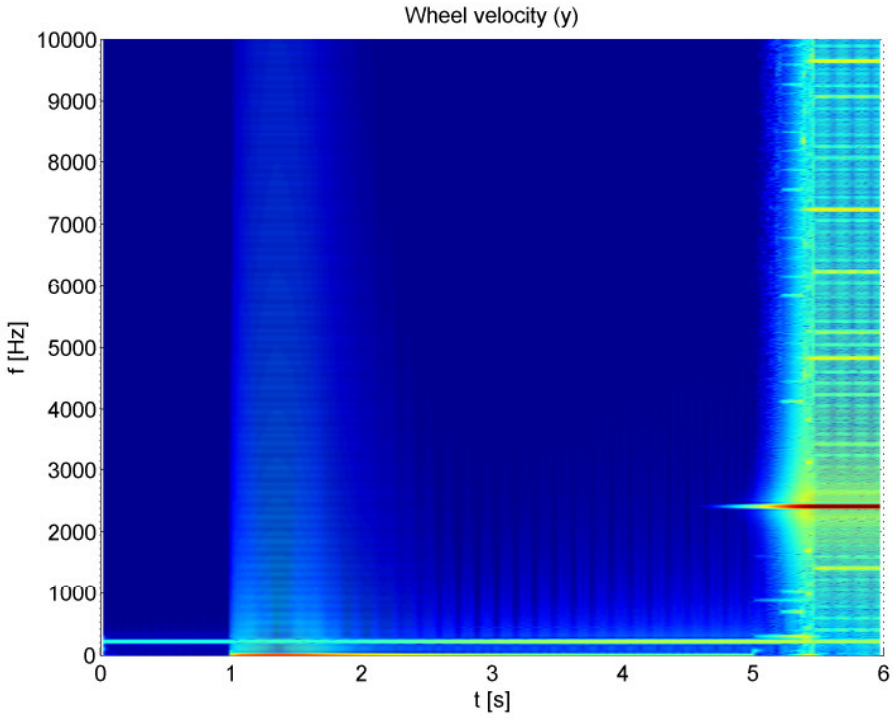


Bild 62 Farbkontourplot der lateralen Radschnelle für „Case 12“; instabile Frequenz: 2408 Hz

8.4 Simulation Kurvenquietschen – Niederflurstraßenbahn

Kurvenquietschen tritt in engen Gleisbögen auf, die vor allem in Straßenbahnnetzen gehäuft auftreten. Deshalb hat die Simulation des Kurvenquietschens für Straßenbahnen eine hohe Relevanz und soll an dieser Stelle beispielhaft an einer Niederflurstraßenbahn erprobt werden.

Hierzu wird zunächst ein FE-Modell des gummigefederten Rades erstellt und die Dämpfung an gemessene modale Dämpfungen angepasst. Zur detaillierten Erfassung der Laufdynamik in einem ausgewählten Bogen wird eine Bogenlaufsimulation mit dem Mehrkörpersimulationsprogramm Simpack durchgeführt und die relevanten Größen zeitabhängig für die simulierte Bogenfahrt extrahiert. Diese werden als Eingangsgrößen in der Zeitschrittanalyse in SFE AKUSRAIL verwendet, um eine Prognose für das Auftreten von Kurvenquietschen im betrachteten Bogen zu erstellen. Zusätzlich wird eine Stabilitätsanalyse durchgeführt, um das grundsätzliche Stabilitätsverhalten des Fahrzeugs mit den betrachteten Rädern zu untersuchen.

8.4.1 Aufbau des gummigefederten Rades

Das gummigefederte Rad ist für den Einsatz in der betrachteten Niederflurstraßenbahn vorgesehen. Es hat einen Laufkreisdurchmesser von 660 mm im neuen und 580 mm im voll abgenutzten Zustand. Das FE-Modell entspricht einem neuwertigen Rad. Aufgebaut ist das Rad aus dem Radreifen, der elastischen Gummischicht, dem Radsteg und dem Klemmring. Die elastische Gummischicht wird zwischen Radreifen und Radsteg V-förmig eingebracht, der Klemmring dient zur Befestigung der Gummischicht an dem Radsteg. Für die Befestigung des Klemmrings werden Radstehbolzen an die vorhandenen Bohrungen am Radsteg gesteckt. Zwischen Radreifen und Radsteg ist ein Freiraum von 2,5 mm vorhanden, in dem der Radreifen gegenüber dem Radsteg und dem Klemmring radiale Federbewegungen ausführen kann. Der Radtyp ist an der Radreifeninnenseite mit Bohrungen zur Anbringung von Radschallabsorbern ausgerüstet. Die FE-Modellierung erfolgt ohne Absorber. Eine Prinzipskizze des Rades enthält Bild 63.

Als Grundlage für den Modellaufbau des Rades dient ein 2D-Querschnitt der Radgeometrie, bestehend aus Radreifen, der Gummischicht und einem gemeinsamen Körper aus Radsteg und Klemmring. Aus diesem Querschnitt wird mit einer Rotationsfunktion der Radkörper mit Volumenelementen aufgebaut. Alle erstellten rotierten Elemente haben ihren Ursprung im Radmittelpunkt. Somit steigert sich ihr Volumen von der Radnabe zum Radreifen konstant.

8.4.2 FE-Modell des gummigefederten Rades

Das Radmodell besteht aus dem Radreifen inklusive Spurkranz und Lauffläche, der Zwischenschicht aus elastischen Gummi und dem Radsteg. Das Rad hat einen Laufkreisdurchmesser von 660 mm. Das Radmodell wird in der Radnabe für die Eigenmodenanalyse in den translatorischen Freiheitsgraden eins bis drei fixiert.

Das aufgebaute Netz des FE-Volumenmodells setzt sich ausschließlich aus Hexaederelementen zusammen. Die Elemente werden radial in Richtung Radnabe feiner modelliert, da die Elementstruktur wie bei den Scheibenmodellen rotatorisch aus dem Radquerschnitt erstellt wird.

Die Materialeigenschaften werden den Volumenelementen der Stahl- und Gummiregion zugewiesen. Der Stahlregion werden isotropische Materialkennwerte zugeordnet. Die Gummischicht ist dagegen richtungsabhängig definiert, da der Werkstoff Gummi, je nach Geometrie des Einbaus, in alle drei Koordinatenrichtungen unterschiedliche Steifigkeiten aufweisen kann. Der Gummi wird dementsprechend mit 3D anisotropischen Materialwerten modelliert.

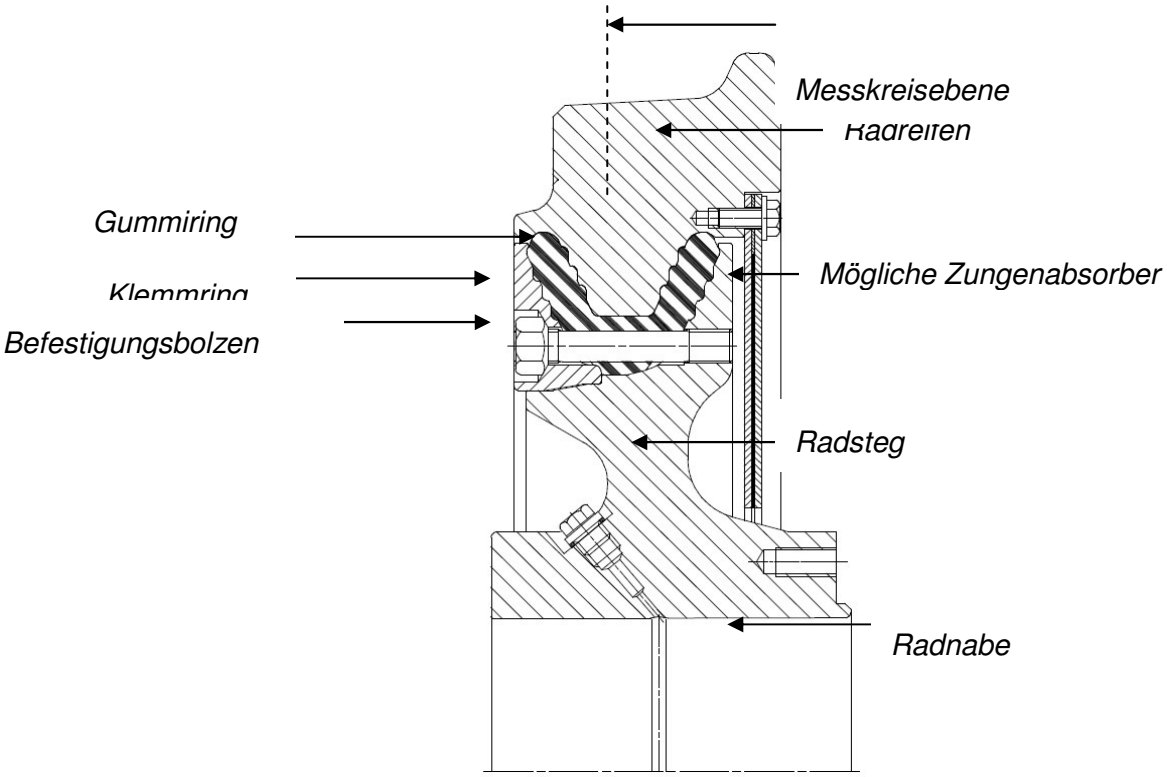


Bild 63 Skizzenhafte Darstellung des gummigefederten Rades

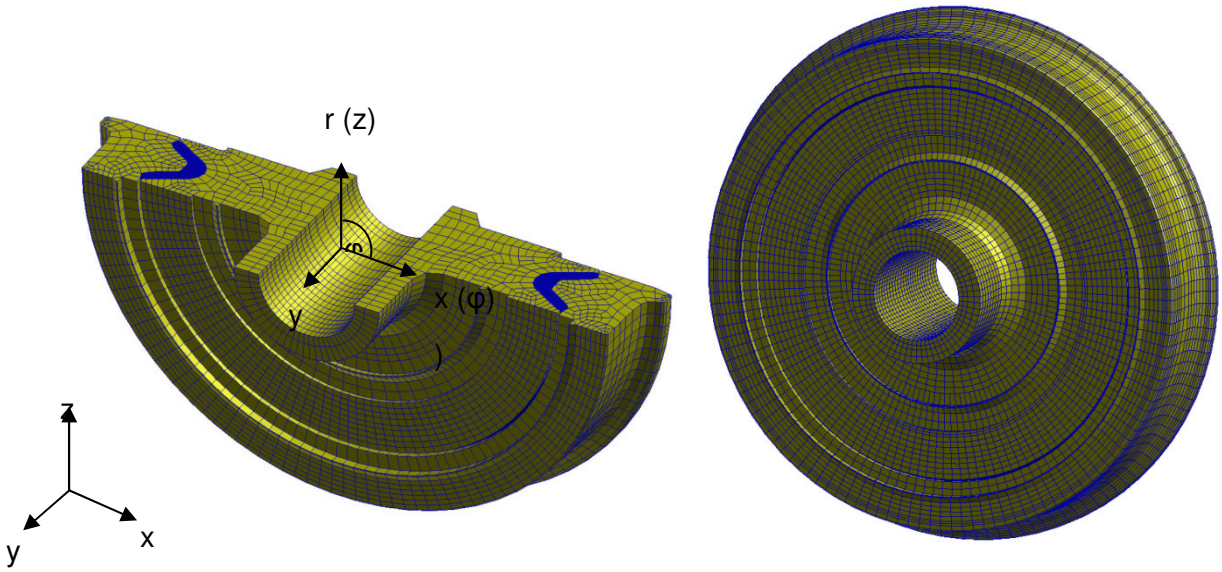


Bild 64 Das gummigefederte Rad modelliert in FEM als a) Halbmodell mit V-förmigen Gummischicht (blau), b) Vollrad

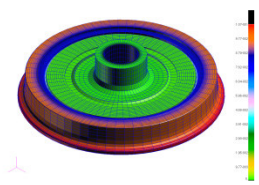
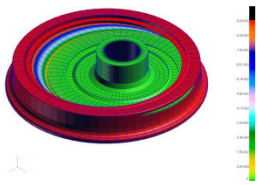
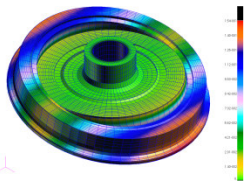
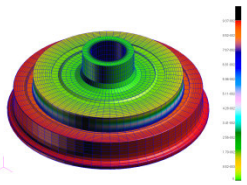
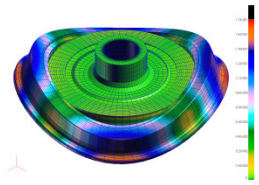
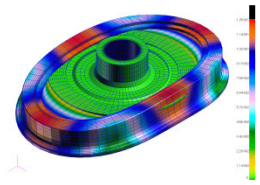
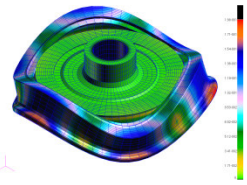
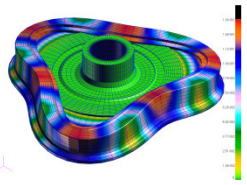
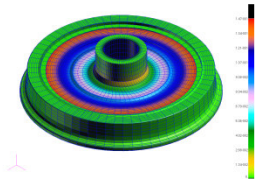
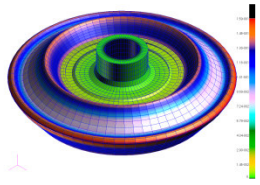
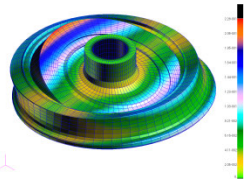
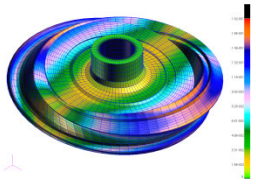
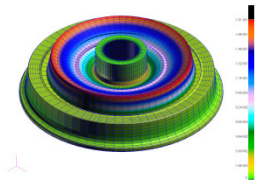
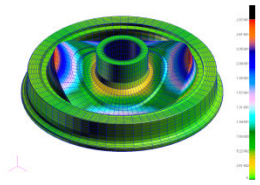
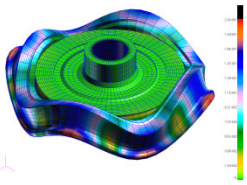
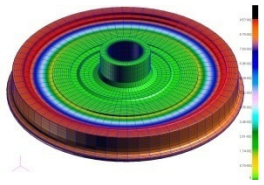
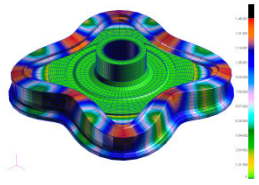
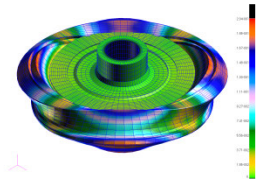
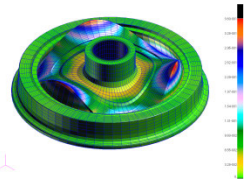
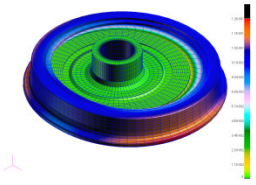
8.4.3 FE-Modalanalyse des gummigefederten Rades

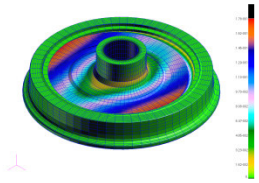
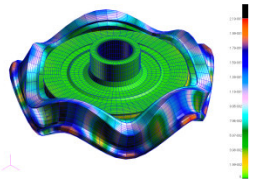
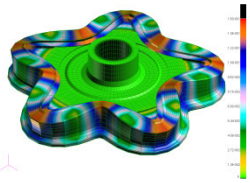
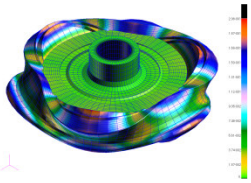
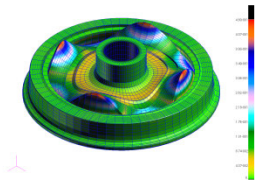
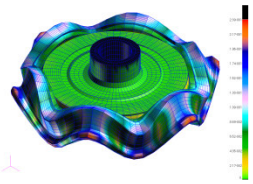
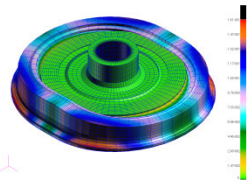
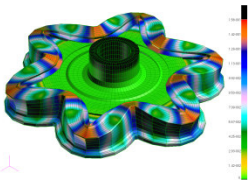
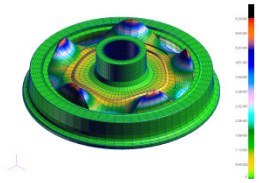
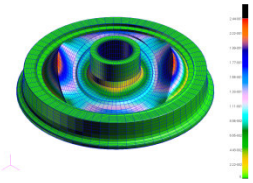
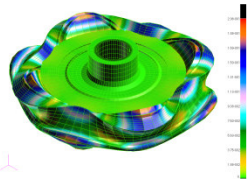
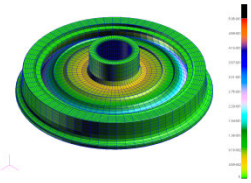
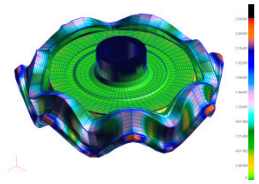
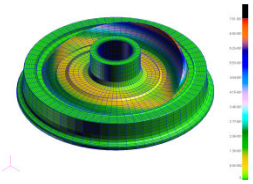
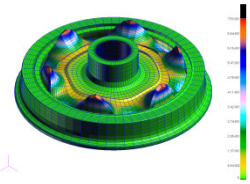
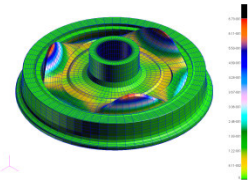
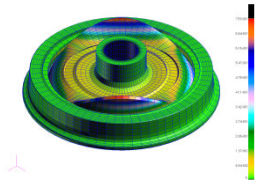
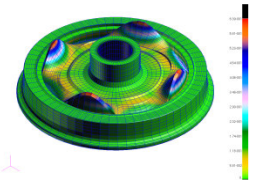
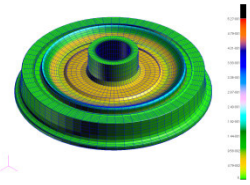
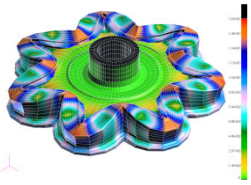
Die rechnerische Modalanalyse liefert die in Tabelle 8 aufgelisteten und klassifizierten Eigenmoden und Eigenfrequenzen. In Tabelle 9 sind die zugehörigen Eigenformen dargestellt. Jeder Mode wird wie in Tabelle 8 die jeweilige Nummer zugeordnet, ebenso werden die radialen und axialen Moden hervorgehoben. Alle hier aufgelisteten Eigenmoden weisen keine Knotenkreislinien (m=0) auf.

Tabelle 8 Eigenmoden des gummigefederten Rades

Knotenlinien	Mode Nr.	Frequenz [Hz]
	1	141,79
radial n=1	2, 3	203,94
axial n=1	4, 5	259,36
	6	306,66
axial n=2	7, 8	632,51
radial n=2	9, 10	710,27
axial n=3	11, 12	1606,84
radial n=3	13, 14	1794,15
	15	2007,27
	16	2032,86
	17, 18	2458,63
	19, 20	2558,00
	21	2707,90
	22, 23	2751,34
axial n=4	24, 25	2835,76
	26	2852,24
radial n=4	27, 28	3155,94
	29, 30	3684,52
	31, 32	3895,25
	33, 34	3918,71
	35, 36	3996,09
axial n=5	37, 38	4195,85
radial n=5	39, 40	4676,25

Tabelle 9 Eigenformen aus dem FE-Modell des gummigefederten Rades

			
Knotenlinie		radial n=1	axial n=1	
Mode Nr.	1	2, 3	4, 5	6
f [Hz]	147,79	203,94	259,36	306,66
			
axial n=2		radial n=2	axial n=3	radial n=3
7, 8		9, 10	11, 12	13, 14
632,51		710,27	1606,84	1794,15
			
			axial/radial
15		16	17, 18	19, 20
2007,27		2032,86	2458,63	2558,00
			
		axial n=4	
21		22, 23	24, 25	26
2707,90		2751,34	2835,76	2852,24
			
radial n=4		axial/radial		
27, 28		29, 30	31, 32	33, 34
3155,94		3684,52	3895,25	3918,71

			
	axial n=5	radial n=5	axial/radial
35, 36	37, 38	39, 40	41, 42
3996,09	4195,85	4676,25	5064,17
			
	axial n=6		radial n=6
43, 44	45, 46	47, 48	49, 50
5193,67	5614,29	6098,17	6283,23
			
		axial/radial	
51, 52	53, 54	55, 56	57
6309,25	6406,48	6528,83	6896,52
			
axial n=7			
58, 59	60, 61	62, 63	64, 65
7042,20	7084,41	7208,78	7473,44
			
			radial n=7
66, 67	68, 69	70	71, 72
7474,40	7778,51	7800,21	7929,85

8.4.4 Rezeptanzberechnung

Im FE-System werden die Eingangsrezeptanzen (Frequenzantwortfunktion) des Radmodells bestimmt. Hierbei wird das Rad sowohl axial (in y-Koordinatenrichtung) als auch radial (in z-Richtung) strukturdynamisch mit einer Einheitskrafteinleitung angeregt. Die Untersuchung gibt Aufschluss über das Schwingungsverhalten der Radstruktur und die beteiligten Eigenmoden. Bei der Krafteinleitung wird als Anregungsort der nominale Kontaktpunkt auf der Lauffläche des Rades zwischen Rad und Schiene gewählt. Dieser Punkt befindet sich auf der Messkreisebene des Rades. Hierfür wird im FE-Modell der Knotenpunkt 6 gewählt (Bild 65). Der Punkt befindet sich auf der Lauffläche und besitzt die z-Koordinaten des halben Laufkreisdurchmessers von 330 mm.

Die Strukturantworten werden wie die Krafteinleitung am selben Knotenpunkt 6 mit der modalen Frequency Response Analysis (FRA) im FE-System MSC NASTRAN (Solution Typ 111) berechnet.

In FE-Modellen sollte die Krafteinleitung in einen Knotenpunkt gemieden werden. Deswegen wird die Einheitskrafteinleitung von Knotenpunkt 6 auf die umliegenden Punkte verteilt. Der Vergleich zwischen der axialen Rezeptanz mit der Krafteinleitung in einem Knotenpunkt und mit einer verteilten Krafteinleitung ist in Bild 66 dargestellt. Die Verteilung einer Punktkraft auf mehrere Knoten erfolgt im FE-System mit Rigid Bar Elementen (RBE).

In diesem Fall sind die umliegenden Punkte von Knoten 6 abhängig, das bedeutet, die eingeleitete Kraft in Punkt 6 wird durch das RBE auf die Nachbarknoten verteilt. Dadurch kommt es zu einer gleichmäßigen Krafteinleitung in die Radstruktur.

Die Berechnung der Rezeptanzen erfolgt mit der zugewiesenen Materialdämpfung aus den Materialkennwerten. Die Berechnung der Rezeptanz wird zwischen 0 und 8000 Hz durchgeführt. Die Frequenzauflösung beträgt $\Delta f = 1$ Hz. Als Basis für diese Berechnung liegen die Eigenfrequenzen bis 10000 Hz aus der Modalanalyse vor. Die Berechnung erfolgt für die radialen und axialen Eingangsrezeptanzen.

Da für das Kurvengeräusch infolge des Stick-Slip-Vorganges eine axiale Kraftanregung verantwortlich ist, werden meist die axialen oder gekoppelte axial/radial Moden in Schwingung versetzt. Bei Betrachtung der axialen Rezeptanz lassen sich einige der axialen Moden, die für die Entstehung von Kurvenquietschen in Frage kommen, identifizieren. So weisen, in dem fürs Kurvenquietschen interessantem Frequenzbereich bis 5000 Hz, besonders die axialen Eigenmoden bei 632 Hz, 1607 Hz, 2836 Hz und 4196 Hz hohe axiale Rezeptanzen auf.

8.4.5 Validierung des FE-Modells

Mit messtechnisch ermittelten Verlustfaktoren η lässt sich die Dämpfung des FE-Modells für das betrachtete Rad anpassen. Hierfür wird für die FE-Analyse eine modale Dämpfungstabelle erstellt und bei der Berechnung der Rezeptanz eingebunden. Für Eigenmoden, für die keine gemessene modale Dämpfung zur Verfügung steht, wird ein gewählter Verlustfaktor von 1,2E-02 in der Dämpfungstabelle zugewiesen.

Bild 67 und Bild 68 zeigen den Vergleich der radialen und axialen Rezeptanzen aus der FE-Berechnung unter Verwendung der gemessenen modalen Dämpfungen mit den ermittelten Rezeptanzen aus der Messung. Die Übereinstimmung der axialen Moden ist, bis auf eine kleine Verschiebung der Resonanzfrequenzen im hochfrequenten Bereich, sehr gut.

Bei den radialen Moden ist die Übereinstimmung ebenfalls gut, allerdings fehlen zwischen 2000 Hz und 3000 Hz bei der Berechnung zwei Resonanzen. Eine mögliche Fehlerursache ist die nicht genaue Krafteinleitung in den Punkt der Messkreisebene auf der Lauffläche.

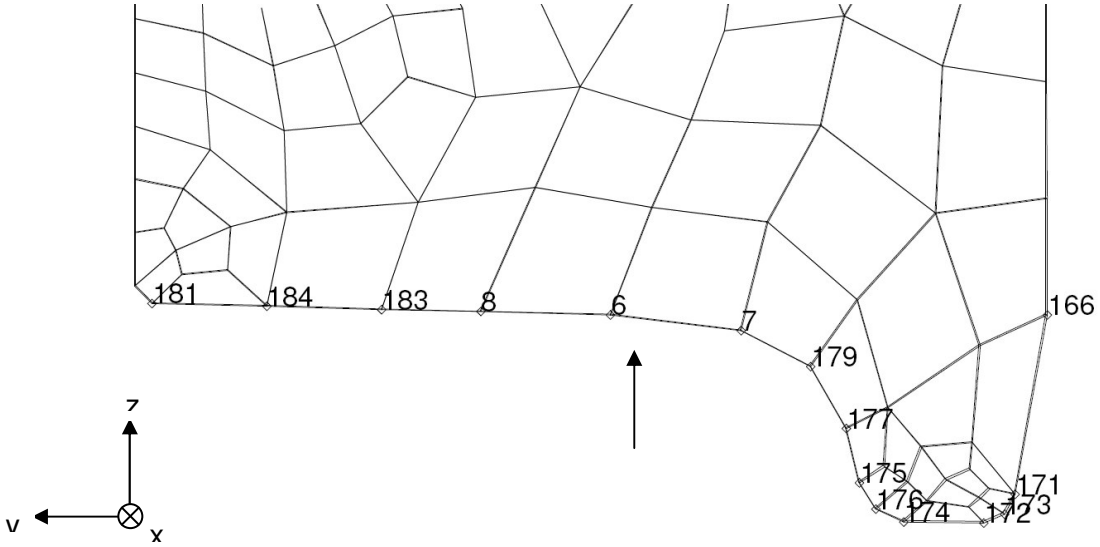


Bild 65 Knotenpunkte der Lauffläche für den Rad-Schiene-Kontakt

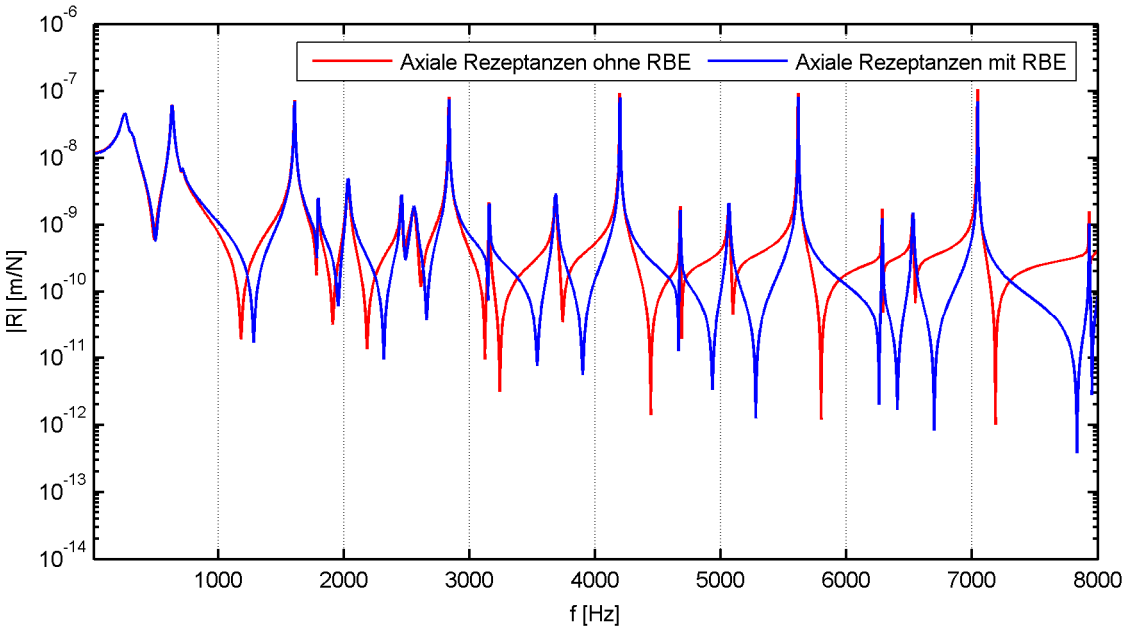


Bild 66 Vergleich der axialen Rezeptanzen ohne und mit RBE (unter Verwendung von Materialdämpfungen für Stahl und Gummi)

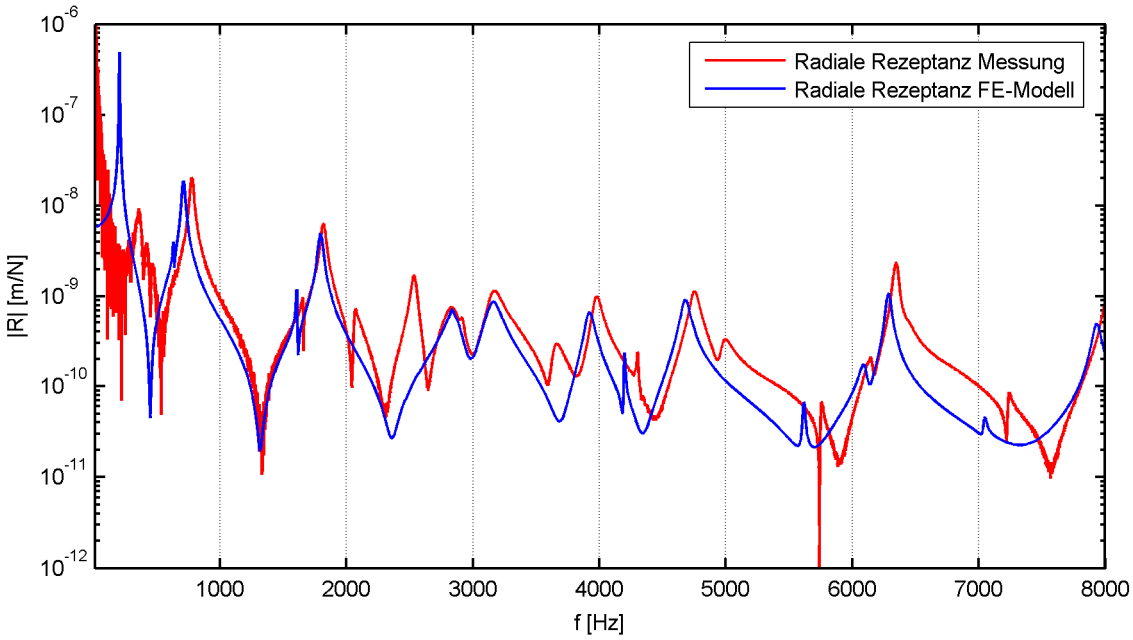


Bild 67 Vergleich zwischen der radialen Rezeptanz aus Messung und FE-Berechnung

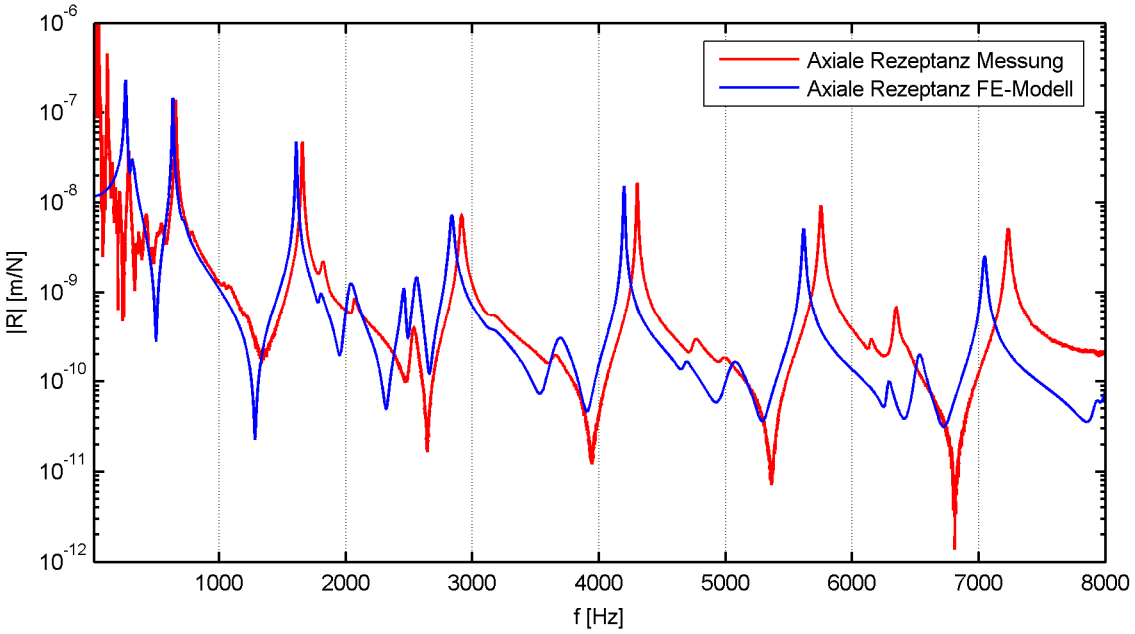


Bild 68 Vergleich zwischen der axialen Rezeptanz aus Messung und FE-Berechnung

8.4.6 Simulation Laufdynamik

Die Simulationsrechnungen werden mit dem Mehrkörpersimulationsprogramm SIMPACK Version 8901 der INTEC GmbH durchgeführt. Für die MKS-Simulation wird für die Kontaktpunktberechnung der FASTSIM-Algorithmus von Kalker verwendet. Der Reibwert μ wird bei jeder Simulation als konstant angenommen, es werden Berechnungsdurchläufe für μ = 0,1 bis μ = 0,6 (Schrittweite 0,1) im MKS-Programm durchgeführt. Bild 69 beinhaltet das in

SIMPACK geltende Koordinatensystem in den Kontaktpunkten der beiden Räder eines Radsatzes. Dabei zeigt x in Fahrtrichtung des Fahrzeuges.

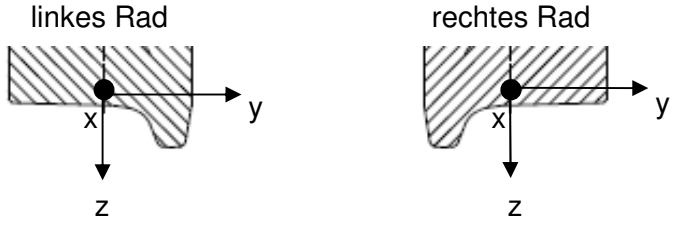


Bild 69 Koordinatensystem des MKS-Programms im nominalen Kontaktpunkt (Messkreisebene)

Da für Schienenfahrzeuge eine maximale Querbeschleunigung von $a_q = 1$ m/s² für Personenbeförderung vorgeschrieben ist, beträgt die höchste zulässige Geschwindigkeit in einem Bogen mit einem Radius von 30 m etwa 20 km/h. Es werden folgende Simulationen durchgeführt:

- 10 km/h, Zeitspanne der Simulation 34 sec
- 20 km/h, Zeitspanne der Simulation 17 sec

Ausgewertet wird das linke bogeninnere Rad des vorlaufenden Radsatzes des Lauffahrwerks (3. Radsatz). In der MKS-Simulation ist die Berechnung mit Einpunktkontakt ausreichend, da nur das bogenäußere Rad einen Zweipunktkontakt aufweist und dieser nicht Kern dieser Betrachtung ist. Folgende Parameter werden bei der Bogenfahrt für die spätere Untersuchung des Kurvenquietschens ausgewertet und in den Prognoseprogrammen verwendet:

- Kontaktpunktverschiebungen auf dem Rad y_w und x_w, sowie der Schiene y_r
- Schlupf in longitudinaler (s_x), lateraler (s_y) Richtung und Bohrschlupf s_B
- Halbmesser a und b der Kontaktellipse
- Normalkraft N
- Anlaufwinkel α

Radprofil

Das Radprofil des Rades der betrachteten Niederflurstraßenbahn wird in das Modell eingebunden. Das Profil entspricht einem üblichen Straßenbahnprofil mit einer Neigung von 1:40 im Bereich des nominalen Kontaktpunktes. Bild 70 zeigt die möglichen Kontaktpunktlagen zwischen Rad und Schiene für eine Spurweite von 1440 mm.

Betrachteter Bogen

Für die Laufdynamiksimulation wird ein 30 m Bogen verwendet. Der Streckenabschnitt mit einer Gesamtlänge von 120 m setzt sich aus den in Tabelle 10 aufgeführten Gleisabschnitten zusammen. Der Streckenverlauf wird in Bild 71 anhand einer 2D Übersicht veranschaulicht.

Tabelle 10 Streckenabschnitt für die MKS-Simulation

Gerade	30 m
Übergangsbogen	5 m
Linksbogen	50 m ; Radius 30 m ; Überhöhung 0 m
Übergangsbogen	5 m
Gerade	30 m

Da die Schiene bei der Untersuchung zur Entstehung von Kurvenquietschen eine untergeordnete Rolle bezüglich der Abstrahlung spielt, wird eine vereinfachte Behandlung des Bogens bei der Streckenmodellierung durchgeführt. So wird als Schienenprofil nicht eine für Straßenbahnen typische Rillenschiene verwendet, sondern ein S49 Standardschienenprofil.

Der Bogen besitzt keine Überhöhung, die Schieneneinbauneigung beträgt 1:40. Ebenso wird bei der Simulation auf Gleisirregularitäten verzichtet. Die Spurweite im Modell entspricht nicht exakt der, die für einen Bogen mit einem Radius von 30 m vorgesehen ist. Die Spurweite in engen Bögen ist von verschiedenen Parametern abhängig und wird nicht explizit für diese Simulation angepasst. Tabelle 11 beinhaltet die verwendeten Schienenparameter.

Tabelle 11 Schienenparameter für den 30 m Bogen

Schienentyp	S49
Radius	30 m
Überhöhung	0 m
Schieneneinbauneigung	1:40
Spurweite Sw	1,440 m
Spurmaß Sm	1,428 m

Ergebnisse

Alle folgenden Ergebnisse beziehen sich auf das bogeninnere Rad im betrachteten Linksbogen. Der betrachtete Radsatz stellt sich im modellierten Bogen unterradial ein und weist einen negativen Anlaufwinkel auf. Das Fahrwerk weist die Stellung Spießgang auf. Bild 72 zeigt den Zeitverlauf ausgewählter Parameter für die Bogenfahrt mit 20 km/h und einem Reibwert von μ = 0,4.

Tabelle 12 beinhaltet die Ergebnisse für eine Auswahl von ausgewerteten Parametern für die stationäre Bogenfahrt bei t = 20 s für 10 km/h.

Tabelle 13 beinhaltet die Ergebnisse der Parameter für die stationäre Bogenfahrt bei t = 10 s für 20 km/h.

Die Ergebnisse zeigen, dass sich die Kontaktpunktlage, die Schlupfverhältnisse und der Anlaufwinkel bei Variation des Reibwertes nur wenig ändern. Der einzige wesentliche Unterschied beim Vergleich der beiden verschiedenen Geschwindigkeiten liegt bei der Normalkraft N. Die deutliche Abnahme der Kraft bei 20 km/h ist durch die steigenden Fliehkräfte

und die damit verbundenen Erhöhung der lateralen Radlastdifferenz zwischen Innen- und Außenrad begründet. Der Kontaktwinkel γ liegt bei allen untersuchten stationären Bogenfahrten annähernd bei 1,43°.

Tabelle 12 Ergebnisse der Bogenfahrt mit 10 km/h bei Variation des Reibwertes (bogeninneres Rad)

Reibwert	y_w [mm]	s_x [%]	s_y [%]	N [N]	α [°]
0,1	-19,27	0,12	-3,64	25 815	2,09
0,2	-19,55	0,12	-3,66	25 728	2,10
0,3	-19,80	0,12	-3,67	25 805	2,10
0,4	-20,05	0,12	-3,68	25 861	2,11
0,5	-20,30	0,12	-3,70	25 871	2,12
0,6	-20,56	0,12	-3,71	25 902	2,13

Tabelle 13 Ergebnisse der Bogenfahrt mit 20 km/h bei Variation des Reibwertes (bogeninneres Rad)

Reibwert	y_w [mm]	s_x [%]	s_y [%]	N [N]	α [°]
0,1	-19,48	0,09	-3,18	20 303	1,82
0,2	-19,65	0,12	-3,66	20 673	2,10
0,3	-19,87	0,11	-3,67	20 616	2,11
0,4	-20,04	0,12	-3,68	20 959	2,11
0,5	-20,25	0,12	-3,70	20 915	2,12
0,6	-20,45	0,12	-3,71	20 810	2,13

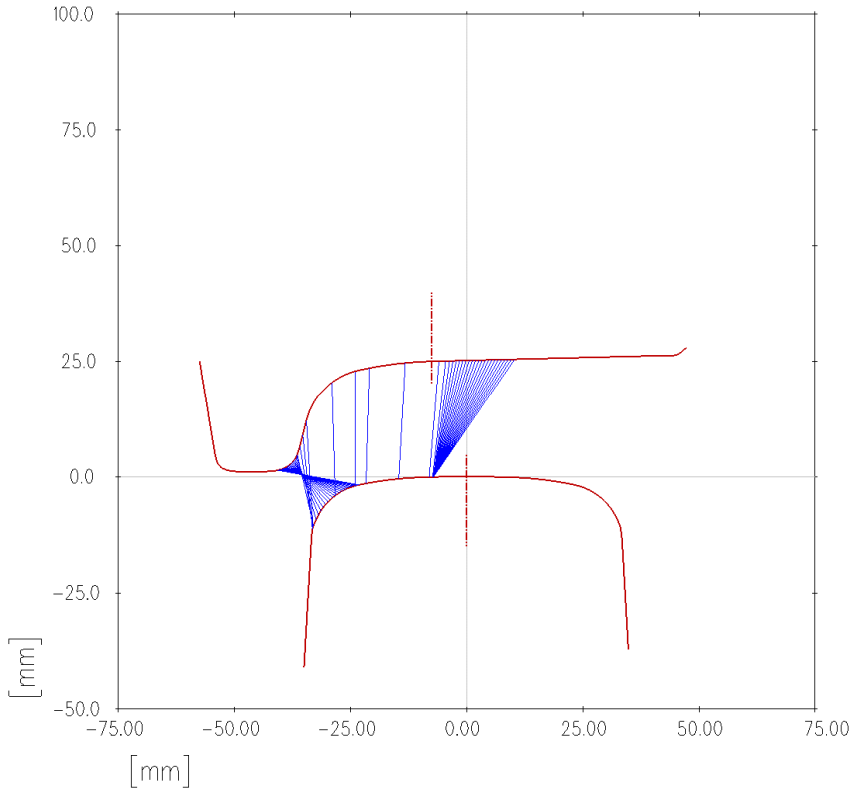


Bild 70 Mögliche Rad-Schiene-Kontaktpunkte des unverschlissenen rechten Rades

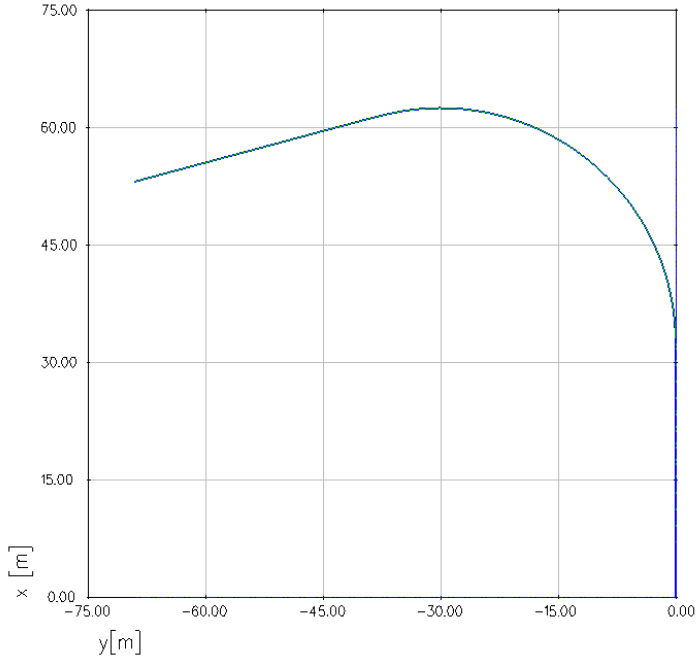


Bild 71 : 2D Streckenbild des betrachteten Linksbogen mit 30 m Radius

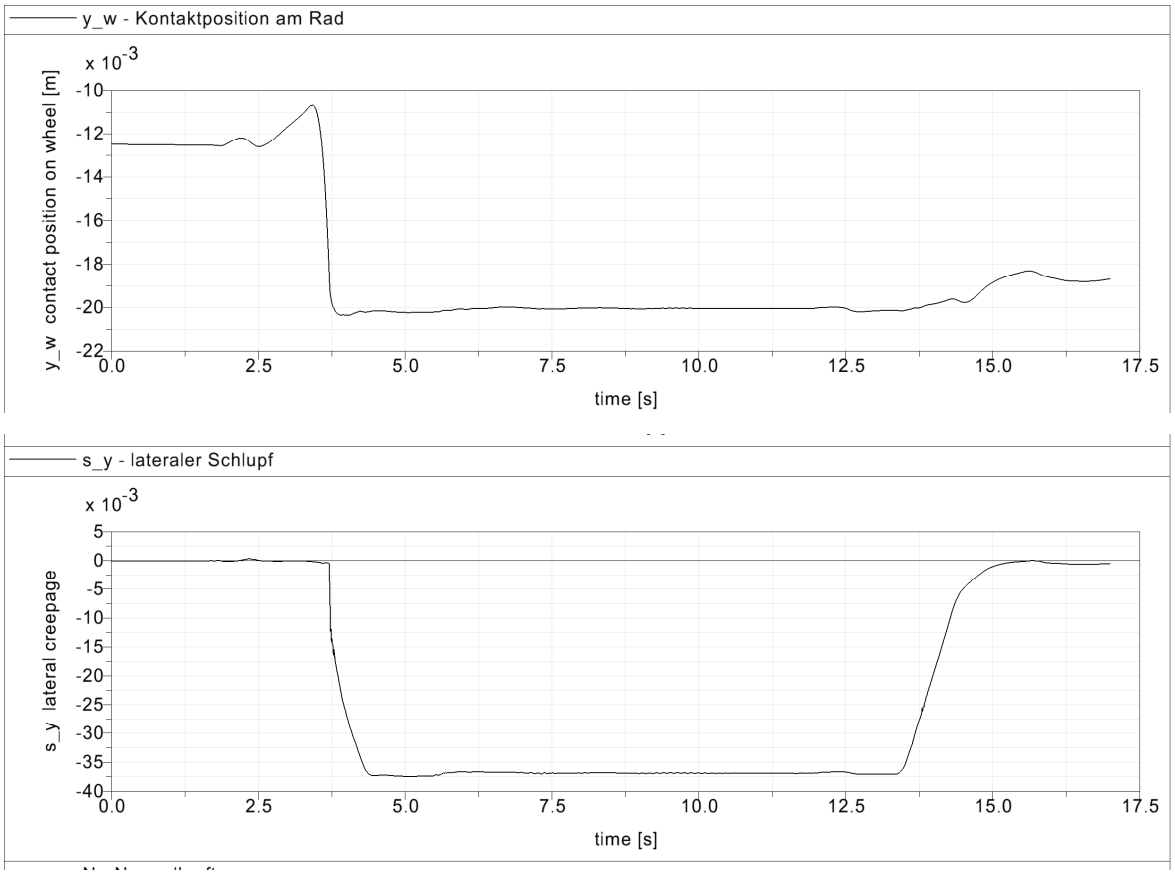


Bild 72 Zeitverlauf ausgewählter Laufdynamikgrößen aus der Simulation mit 20 km/h und μ=0,4

8.4.7 Simulation mit SFE AKUSRAIL

Eingabeparameter

Das FE-Modell des gummigefederten Rades lässt sich in SFE AKUSRAIL einlesen, muss aber für die Analyse erweitert werden. Für die Rezeptanzberechnung benötigt SFE AKUSRAIL die Eingabe des gewählten Kontaktknotenpunktes des Modells. Zusätzlich sind die Eigenfrequenzen aus der FE-Modalanalyse in einer zusätzlichen Datei bereitzustellen, diese wird für die Ermittlung der Stützstellenanzahl im Bereich der Resonanzen benötigt. Die Laufdynamikparameter, wie Kontaktpunktlage, Längs- und Querschlupf, sind aus der Mehrkörpersimulation in eine Eingabedatei für SFE AKUSRAIL zu transferieren. Da leider kein automatisiertes Übertragungsinterface für die Daten aus dem MKS-Programm nach SFE AKUSRAIL existiert, muss bei der manuellen Übertragung auf die Vorzeichenkonvention des jeweiligen Programms geachtet werden, um Fehler bei der Übertragung auszuschließen. SFE AKUSRAIL verwendet als Referenzkoordinatensystem das im FE-Modell definierte Koordinatensystem in der Radsatzmitte (Bild 73).

Der gewählte Kontaktpunkt entspricht dem Knotenpunkt 6 des FE-Modells auf der Messkreisebene des Rades. Der Frequenzbereich zwischen 0 und 8000 Hz für die Antwortfunktion entspricht dem gleichen Bereich der Betrachtung des FE-Modells. Auf die mögliche Einbindung der Schienen- und Radrauheiten in SFE AKUSRAIL wird für die Simulation verzichtet, da der Einfluss der Rauheiten auf das Entstehen des Kurvenquietschens so gering

ist, dass er vernachlässigt werden kann, und in dieser Arbeit nur das Kurvenquietschen infolge von Quergleiten untersucht wird.

Radmodell

Das Radmodell aus dem FE-System wird direkt in SFE AKUSRAIL eingebunden. Das Programm kann dabei einen kompletten Radsatz betrachten. Für die hier untersuchte Kurvengeräuschprognose ist allerdings nur das bogeninnere Rad notwendig, deswegen wird das vorhandene FE-Modell durch die Achse und das zweite Rad als Randbedingungen erweitert.

Bei der Einbindung dieser zusätzlichen Eigenschaften in das bestehende Radmodell sind einige Details bei der Umsetzung zu beachten, um die dynamische Nachgiebigkeit des Radsatzes im FE-Modell korrekt für SFE AKUSRAIL bereitzustellen. Für das Programm wird bei dem FE-Radmodell zusätzlich die Radnabe über Randbedingungen, im FE-System Multipoint Constraints (MPC) genannt, mit der Achse des Rades verbunden. Die Achse selbst ist ebenfalls nur als MPC-Element definiert. Diese Achse ist mit Punktelementen verbunden, welche die Anbindung der Primärfederung simulieren und die Kenndaten des Feder-Dämpfer-Systems der Primärstufe beinhalten (Bild 73).

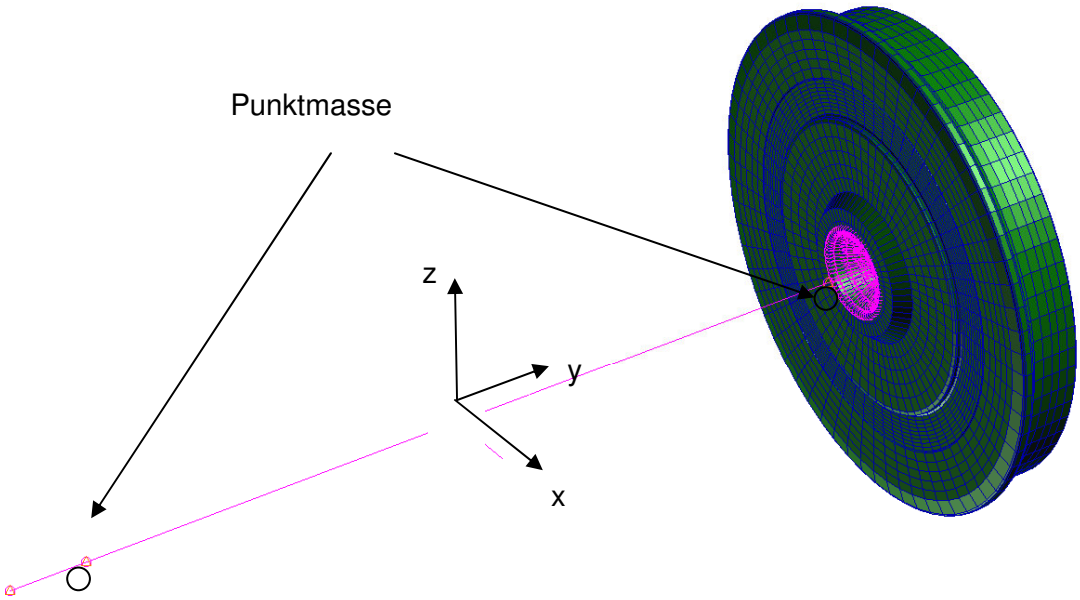


Bild 73 FE-Radmodell inklusive Achse und Primärfederung für SFE AKUSRAIL

Das gegenüberliegende Rad ist als Punktmasse mit der Achse verbunden, um das dynamische Gleichgewicht des Radsatzes herzustellen. Die Federsteifigkeit und die Dämpfung der Primärstufe werden für die drei translatorischen Freiheitsgrade gemäß den entsprechenden Werten aus dem MKS-Modell angegeben. Dieser FE-Aufbau ist für die Zeitschrittanalyse in SFE AKUSRAIL notwendig, um die dynamische Nachgiebigkeit des Radsatzes für das

Kurvenquietschmodul zu erfassen und die Kontaktdynamik im Berührpunkt zwischen Rad und Schiene exakter abzubilden.

Der Einfluss dieser Modellerweiterung auf die Ermittlung der hochfrequenten axialen Quietschfrequenzen ist bei der Stabilitätsanalyse nicht gegeben, da dies nur Auswirkungen im tieffrequenten Bereich unter 500 Hz zeigt. Anzumerken ist, dass die Primärfederung sowohl im MKS-Modell als auch in SFE AKUSRAIL berücksichtigt wird.

Ein Vergleich der radialen und axialen Rezeptanzen zwischen dem zuvor berechneten Radmodell und dem für SFE AKUSRAIL veränderten Modell, inklusive Achsanbindung und Primärfederstufe, zeigen Bild 74 und Bild 75.

Eine Veränderung der Rezeptanzen ist vor allem im niederfrequenten Bereich bis 500 Hz zu sehen. Wie zu erwarten ist der Einfluss der Lagerung auf die hochfrequenten Resonanzfrequenzen vernachlässigbar. Die Modellerweiterung ist für die Stabilitätsuntersuchung nicht notwendig, allerdings ist sie für eine sinnvolle Zeitschrittanalyse der Bogenfahrt in SFE AKUSRAIL unabdingbar. Deshalb wird für beide Analysen mit dem erweiterten Modell gerechnet.

Schienenmodell

Das Schienenmodell kann je nach gewünschter Modellierungstiefe mit unterschiedlich aufwändigen Modellen berechnet werden [1]. Die Schnittstellenparameter zum Radsatz bestehen aus der Oberflächengeometrie der Schiene, der dynamischen Nachgiebigkeit und den Oberflächendeformationen im Kontaktpunkt. Da eine FE-Modellierung des Schienenmodells sehr aufwändig und rechenintensiv wäre, wird in SFE AKUSRAIL das Gleis über ein Übertragungsmatrizenverfahren berechnet. Die Schiene wird als unendlich lang und in äquivalenten Abständen diskret gestützt angenommen.

Das verwendete Schienenmodell für die Simulation in SFE AKUSRAIL entspricht einem Balkenmodell nach Timoshenko, die Schienengeometrie wird bei der Berechnung vereinfacht. Für eine laterale Anregung werden Schienenkopf und Schienenfuß als Balken behandelt, die über den Schienensteg, der als Platte angenommen wird, verbunden sind. Für die Visualisierung der Schiene ist ein FE-Modell inklusive der Schwellen vorhanden (Bild 76). Auf eine genaue Betrachtung der zugehörigen Parameter für den Oberbau (Schwellen, Zwischenlagen und Schotter) wird aufgrund des geringen Einflusses auf die Kurvengeräuschanalyse in dieser Arbeit verzichtet.

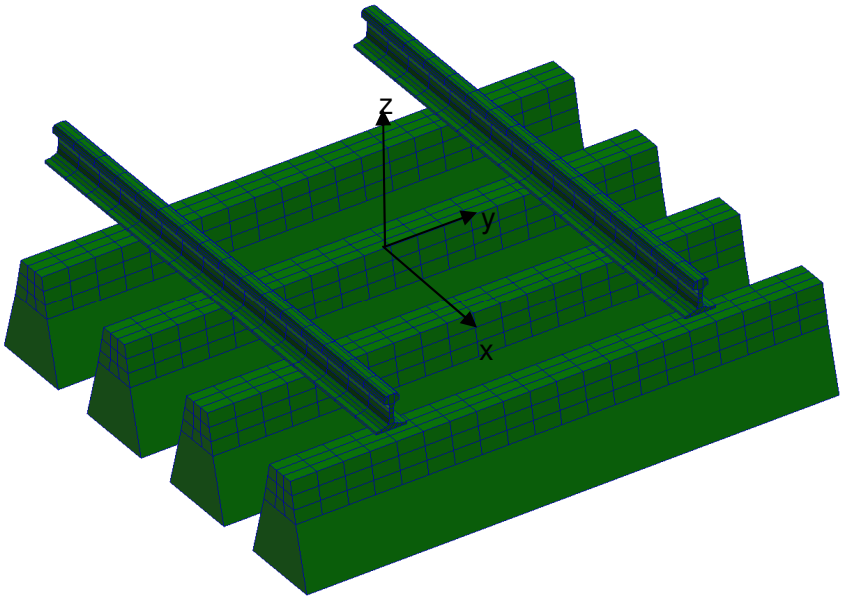


Bild 74 Visualisierung der UIC60 Schiene inkl. Schwellen in SFE AKUSRAIL

Das in SFE AKUSRAIL vorhandene Schienenprofil UIC60 entspricht dem Regelprofil der Deutschen Bahn und steht für die Prognoserechnung in SFE AKUSRAIL zur Verfügung.

Die dynamische Nachgiebigkeit und die Oberflächendeformation der Schiene sind für die Betrachtung des Kurvenquietschens von untergeordneter Bedeutung, da diese Größen auf den Entstehungsprozess der Radanregung wenig Einfluss haben. Dies ist auch in Bild 77 im Vergleich der Rezeptanzen zwischen Schiene und Rad ersichtlich.

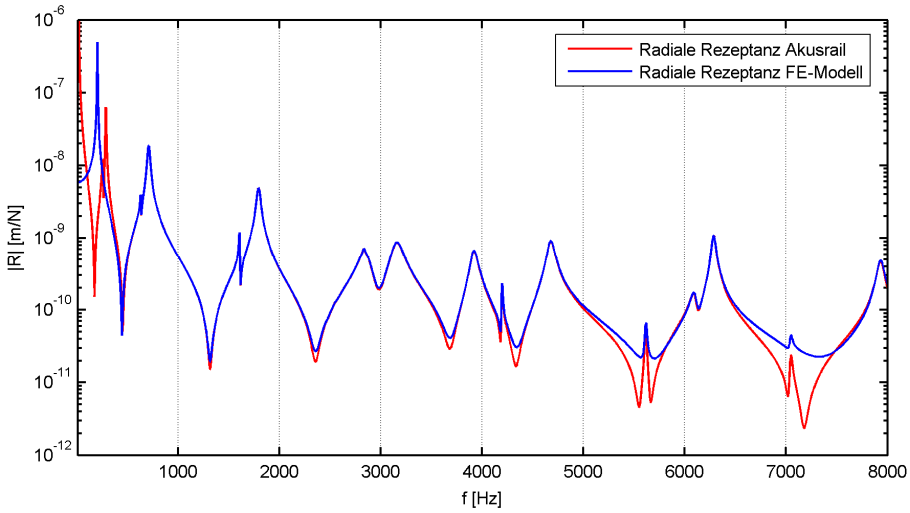


Bild 75 Vergleich radiale Rezeptanz zwischen FE-Modell und SFE AKUSRAIL

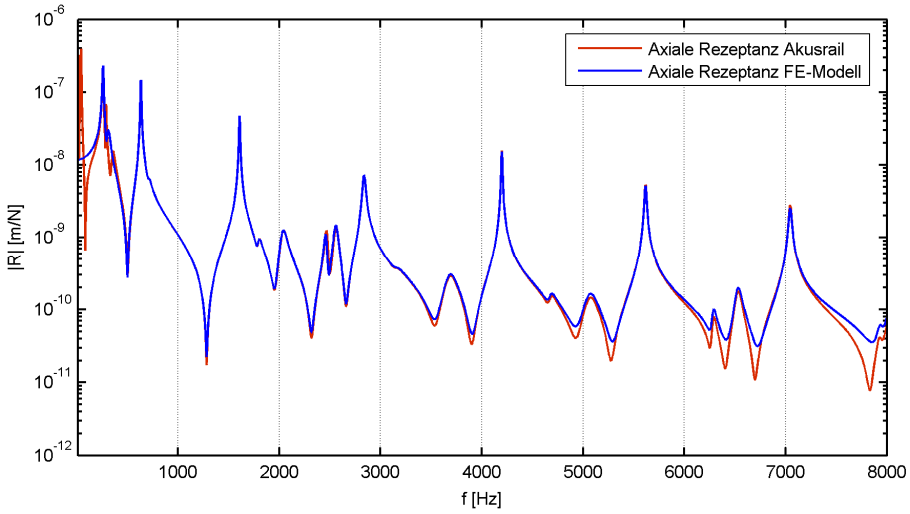


Bild 76 Vergleich axiale Rezeptanz zwischen FE-Modell und SFE AKUSRAIL

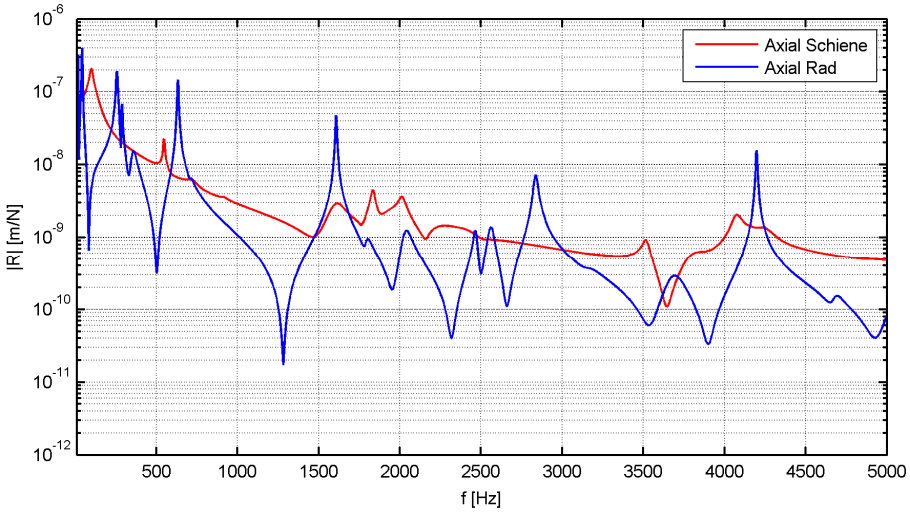


Bild 77 Axiale Rezeptanzen von Schiene und Rad bei SFE AKUSRAIL

Stabilitätsanalyse des Rades

Bei der Stabilitätsanalyse berechnet das Programm aus dem FE-Modell die Rezeptanzen für die möglichen Kontaktpunktlagen des Rades und durchläuft die Analyse mit den in Tabelle 14 vorgegebenen Parametern. Bei SFE AKUSRAIL besteht die Eingabemöglichkeit für den Wertebereich und für das Inkrement.

Tabelle 14 Parameter für die Stabilitätsanalyse

Parameter	Wertebereich	Inkrement
Kontaktpunktlage	± 25 mm	5 mm
Querschlupfbereich (normiert)	± 0,05	Reibwertabhängig (18 Steps)
Reibwert	0,1 bis 0,6	0,1

Der tatsächliche auftretende Querschlupf im Kontaktpunkt wird in Abhängigkeit vom Reibwert und des normierten Schlupfes berechnet. Für die Stabilitätsbetrachtung ist zusätzlich die Eingabe der Normalkraft N nötig. Dieses Analyseverfahren mit automatischer Parametervariation ermöglicht eine schnelle Identifizierung der instabilen Eigenmoden des Rades.

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt in so genannten Stabilitätskarten. Hier werden Bereiche in Abhängigkeit von Querschlupf und Kontaktpunktlage dargestellt. Diese Bereiche weisen auf Instabilitäten hin, zusätzlich wird die beteiligte Eigenmode für den Bereich identifiziert. Für jeden Reibwert zwischen 0,1 und 0,6 (Schrittweite 0,1) wird eine neue Stabilitätsberechnung durchgeführt und in einer Karte zusammengefasst. Der instabile Bereich der jeweiligen Eigenmode befindet sich in der von der Kurve eingehüllten Fläche. Bild 78 zeigt beispielhaft eine Stabilitätskarte mit der dazugehörigen Kontaktpunktverlagerung am Rad. Dabei gibt der negative Bereich die laterale Berührpunktverlagerung in Richtung der Fahrzeugaußenseite an.

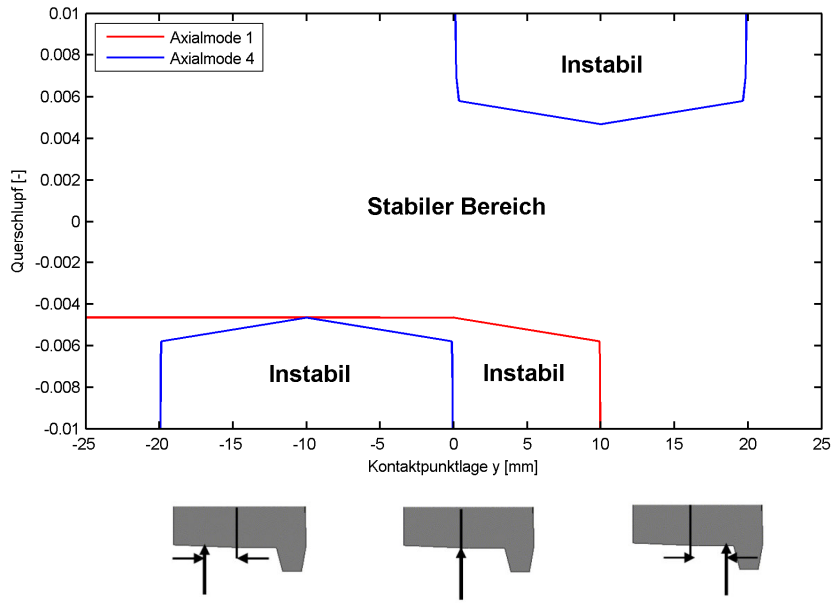


Bild 78 : Stabilitätskarte mit Darstellung der Kontaktpunktverlagerung

Zeitschrittanalyse

Die Zeitschrittanalyse dient der Simulation einer definierten Bogenfahrt in SFE AKUSRAIL. Sie kann entweder mit manuell festgelegten Eingabeparametern oder mit einem ermittelten Datensatz aus einer MKS-Bogenlaufsimulation durchgeführt werden. Die Zeitschrittanalyse bildet das gesamte nichtlineare Kontaktsystem in der Bogenlaufsimulation ab.

Die Eingangsdaten für diese Berechnungsvariante in SFE AKUSRAIL sind die Kontaktpunktlage, der Quer-, Längs- und Bohrschlupf sowie die Kontaktellipsenhalbmesser. Dazu kommen die Betriebsfaktoren wie Geschwindigkeit, Reibwerte und Radaufstandskräfte. Tabelle 15 beinhaltet die Eingabeparameter aus der Laufdynamiksimulation.

Tabelle 15 : Benötigte Laufdynamikparameter für SFE AKUSRAIL

Übersicht	Parameter
Kontaktpunktlage	Rad in x-Richtung Rad in y-Richtung Schiene in y-Richtung
Rollradius	Radius im Kontaktpunkt
Schlupf	Längsschlupf (x-Richtung) Querschlupf (y-Richtung) Umfangsschlupf (Bohrschlupf)
Kontaktellipse	a Halbachse b Halbachse
Normalkraft	N Radaufstandskraft

Als Ausgabe werden in Abhängigkeit der Zeit die Schnellen und Verschiebungen von dem bogeninneren Rad und der bogeninneren Schiene im Kontaktpunkt wiedergegeben. Berücksichtigt werden die Werte in y- und z-Koordinatenrichtung des Rades, bei der Schiene die Vertikalbewegung in z-Richtung. Der Reibwert wird bei SFE AKUSRAIL als konstante Größe angegeben, bei der Simulation kommt keine benutzerdefinierte Reibkurve zum Einsatz.

Zur besseren Identifizierung eventuell vorhandener Oberschwingungen wird die Schnelle im Frequenzbereich bis 7000 Hz dargestellt. Zusätzlich werden aus der Schnelle des Zeitschriebs Farbkonturplots für das Rad erstellt. Dort ist in Abhängigkeit von der Zeit der für die Bogenfahrt ermittelte Frequenzinhalt relativ in dB dargestellt, der durch die Quietschfrequenz und eventuelle Harmonische dominiert wird. Aus diesen Plots lässt sich der Quietschzeitraum des Geräusches innerhalb der Bogenfahrt ermitteln.

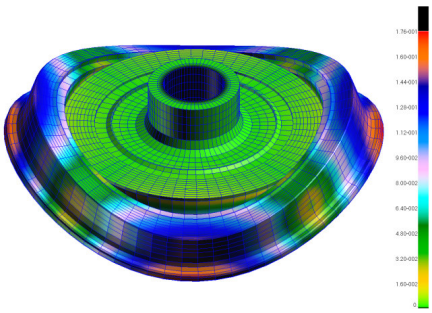
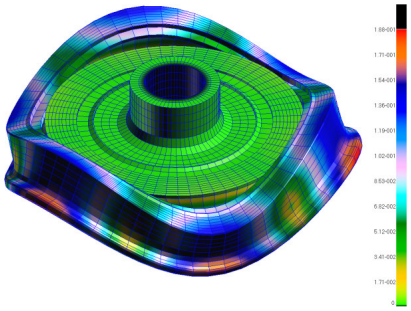
Simulationsergebnisse

Die ermittelte Quietschfrequenz aus der Zeitschrittanalyse sollte einer der instabilen Moden aus den Ergebnissen der Stabilitätsanalyse im gleichen Parameterbereich entsprechen. Die Dauer und Intensität des Geräusches ist von den Rad-Schiene-Kontaktparametern abhängig.

Stabilitätsanalyse

Für Reibwerte von μ < 0,4 treten bei der Analyse keine Instabilitäten auf. Bei den ermittelten Eigenfrequenzen kommt es bei steigendem Reibwert zu größeren Frequenzverschiebungen, dies kann eventuell mit den Erweiterungen im FE-Modell begründet werden. In SFE AKUSRAIL wird für den Querschlupf der normierte Wert angeben, bei steigendem Reibwert ändert sich der tatsächliche Querschlupf. Dies erklärt den nicht vollständig ausgefüllten instabilen Bereich bei den niedrigeren Reibwerten in den Kurven einer Stabilitätskarte und resultiert aus der Betrachtung der Reibverhältnisse. Die Normalkraft N entspricht der stationären Radlast des Radsatzes drei. Bild 79 beinhaltet die Ergebnisse der Stabilitätsuntersuchung für die Reibwerte μ = 0,4, μ = 0,5 und μ = 0,6. Der Punkt entspricht etwa den ermittelten Parametern für die betrachtete Bogenfahrt aus der Laufdynamiksimulation.

Tabelle 16 Instabile Moden des gummigefederten Rades

	
Mode Nr. 7, 8 ; 2 Axialmode 632,5 Hz	Mode Nr. 11, 12 ; 3 Axialmode 1606,8 Hz

Bei einem Reibwert von μ = 0,4 kommt es zu einer Instabilität bei 628 Hz, die der ersten Axialmode von 632 Hz entspricht. Bei den Reibwerten μ = 0,5 und μ = 0,6 kommt mit 1597 Hz und 1592 Hz die zweite Axialmode mit ursprünglich 1607 Hz hinzu. Die Instabilitäten treten nur im Bereich des negativen Querschlupfes und hauptsächlich bei negativer Kontaktpunktlage auf. Dies deutet auf den Einfluss der Asymmetrie des Rades hin, da sonst der gleiche Bereich auch bei positiven Werten Instabilitäten aufweisen müsste. In Tabelle 16 sind die zwei mit Hilfe von SFE AKUSRAIL identifizierten instabilen Eigenmoden für das Kurvengeräusch dargestellt.

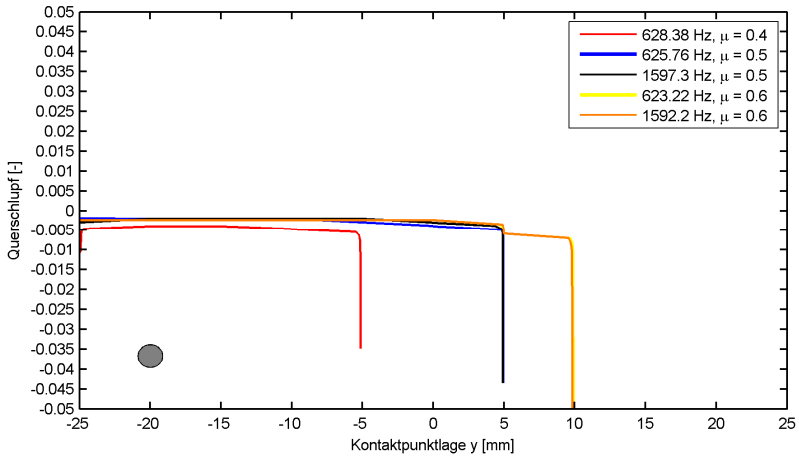


Bild 79 : Stabilitätskarte für das gummigefederte Rad

Zeitschrittsimulation

Bei der Zeitschrittanalyse werden die in Laufdynamik-Simulation berechneten Rad-Schiene-Kontaktparameter der Bogenfahrten für den vorlaufenden Radsatz des Lauffahrwerkes eingebunden. Dabei werden die beiden Simulationsgeschwindigkeiten von 10 km/h und 20 km/h bei einem Reibwert von μ = 0,4 bis μ = 0,6 im Zeitbereich mit SFE AKUSRAIL analysiert. Unterhalb des Reibwertes μ = 0,4 ist aufgrund der Ergebnisse der Stabilitätsuntersuchung kein Quietschen bei der Bogenfahrt zu erwarten.

Bei dem Ergebnis des Zeitschriebs der Bogenfahrt mit 20 km/h und einem Reibwert von μ = 0,4 kommt es zu keiner Ausbildung der axialen Biegeschwingung, das Rad bleibt somit stabil. In Bild 80 sind die Schnelle und der Weg der Auslenkung des Rades im Kontaktpunkt dargestellt, das dritte Diagramm gibt die Kontaktpunktlage und den Querschlupf über der Zeit wieder. Die Daten für das dritte Diagramm stammen aus den Ergebnissen der MKS-Simulation. An der Auslenkung des Rades um 0,5 mm erkennt man die Verspannung des bogeninneren Rades.

Bei 10 km/h kommt es unter diesen Parametern ebenfalls zu keinen Instabilitäten, obwohl diese in den instabilen Bereich aus der Stabilitätskarte fallen.

Bei der Erhöhung des Reibwertes auf μ = 0,5 kommt es bei 20 km/h zu Instabilitäten, in Bild 81 ist der Zeitschrieb mit einer Instabilität sichtbar. Dabei baut sich bei t = 11 s mit einer Dauer von 3 s in der Radschnelle langsam eine Instabilität auf. In Bild 82 ist der zugehörige Farbkonturplot mit der identifizierten Quietschfrequenz Bild 83 zeigt das Frequenzspektrum der Schnelle mit der Grundschwingung 624,5 Hz, hier sind keine Oberschwingungen zu erkennen.

Bei Betrachtung des maximalen Reibwertes von μ = 0,6 kommt es bei 10 km/h und 20 km/h zu Instabilitäten des Rades. Die Amplitude der Radschnelle ist bei erhöhter Geschwindigkeit größer und schwingt schneller ein, der instabile Bereich erstreckt sich mit erhöhtem Reibwert über einen längeren Zeitraum. In Bild 84 ist der Zeitschrieb für eine Geschwindigkeit von 10 km/h mit einer Gesamtdauer von 34 s dargestellt, in Bild 85 für 20 km/h mit einer Dauer von 17 s. Bild 86 beinhaltet eine Vergrößerung der Radschnelle und der Auslenkung bei 20 km/h für den Zeitpunkt um 10 s. Die durch den Stick-Slip Prozess induzierte Radschwingung in axialer y-Richtung ist bei der Vergrößerung zu erkennen, weist aber nicht direkt auf einen Stick-Slip Vorgang hin, da die Schwingung durch den Grundton dominiert wird und der Obertongehalt gering ist (Bild 90).

Die Farbkonturplots der beiden Geschwindigkeiten bei μ = 0,6 sind in Bild 87 und Bild 89 visualisiert. Die dabei identifizierten instabilen Moden für das Kurvengeräusch sind bei 10 km/h und 20 km/h identisch, es ist wiederum die zweite Axialmode bei 624,5 Hz. Zusätzlich sind in den Plots die höheren Harmonischen, wie im Schnellespektrum ersichtlich, der Quietschfrequenz mit unterschiedlicher Ausprägung zu erkennen. Bild 88 und Bild 90 zeigen die Frequenzspektren der Schnelle. Hier lassen sich die Oberschwingungen erkennen, für die Schwingung dominant bleibt der Grundton.

Die Ergebnisse zeigen, dass in der Zeitschrittanalyse die ermittelte Quietschfrequenz von 624,5 Hz beim Durchlaufen aller Parametersätze der Laufdynamiksimulation der zweiten Axialmode von 632 Hz entspricht. Allerdings kommt es bei SFE AKUSRAIL erst ab hohen Reibwerten von μ > 0,4 überhaupt zu Instabilitäten in der Zeitschrittanalyse. Da dieser Reibwert in der Realität selten im Rad-Schiene-Kontakt auftritt, ist in SFE AKUSRAIL der Reibgrenzwert

für das Auftreten von Kurvenquietschen sehr hoch. In Tabelle 19 sind alle Ergebnisse der Zeitschrittanalyse mit SFE AKUSRAIL zusammengefasst.

Tabelle 17 Tabelle 8-1: Instabile Frequenzen aus der Zeitschrittanalyse in SFE AKUSRAIL für Bogenlaufsimulation

Geschwindigkeit v [km/h]	**Reibwert μ = 0,4** f [Hz]	**Reibwert μ = 0,5** f [Hz]	**Reibwert μ = 0,6** f [Hz]
10	-	-	624,5
20	-	624,5	624,5

Zusammenfassung

Für SFE AKUSRAIL ist es notwendig, einen gesamten Radsatz als FE-Modell aufzubauen und in das Programm einzubinden. Der Radsatz muss mit den dynamischen Nachgiebigkeiten der Primärfederung versehen werden. Das Schienenmodell entspricht einer UIC60 Schiene und liegt als Standardschiene in SFE AKUSRAIL vor.

Die Stabilitätsanalyse lässt sich mit Hilfe einer Parametervariation des Schlupfes und der Kontaktpunktlage am Rad für die verschiedenen Reibwerte durchführen. Die hier ermittelten instabilen Moden bei einem Reibwert von μ ≥ 0,4 sind die zweite Axialmode mit 632 Hz und die dritte Axialmode mit 1607 Hz.

In der Zeitschrittanalyse ist es möglich, direkt mit den Kontaktparametern aus der Laufdynamiksimulation zu rechnen und eine komplette Bogenfahrt zu simulieren. Dabei wird die gesamte MKS-Simulation für zwei Geschwindigkeiten in SFE AKUSRAIL betrachtet. Hier kommt es erst bei sehr hohen Reibwerten von μ ≥ 0,5 zur Ausbildung einer Instabilität. Die hier ermittelte instabile Eigenmode ist die zweite Axialmode mit 632 Hz. Die dritte Axialmode aus der Stabilitätsanalyse wird demnach nicht in der Zeitschrittanalyse der Bogenfahrt mit den Parametern aus der MKS-Simulation instabil.

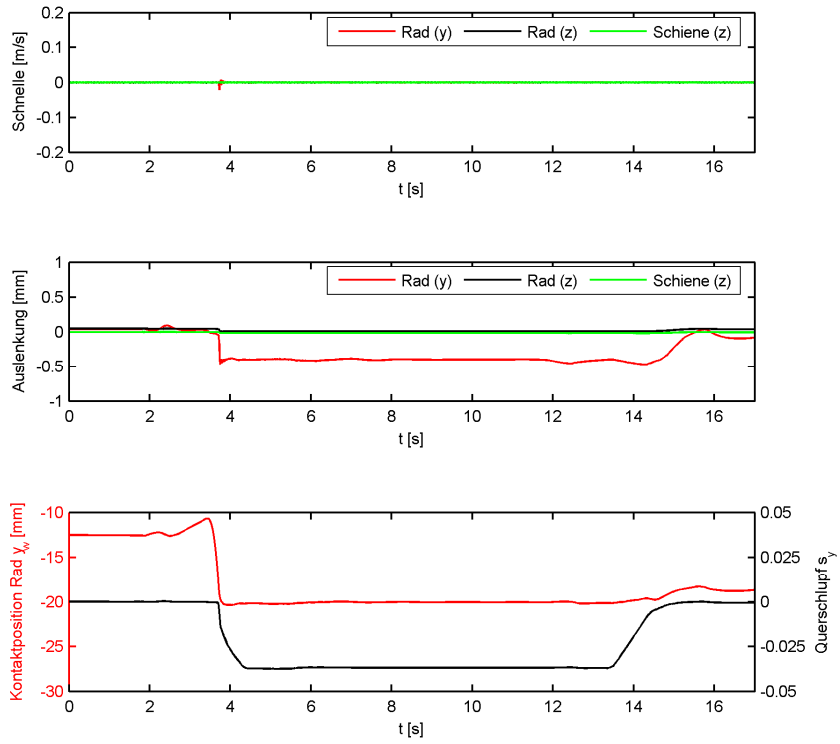


Bild 80 : Zeitschrittanalyse der Bogenfahrt mit 20 km/h, Reibwert μ = 0,4

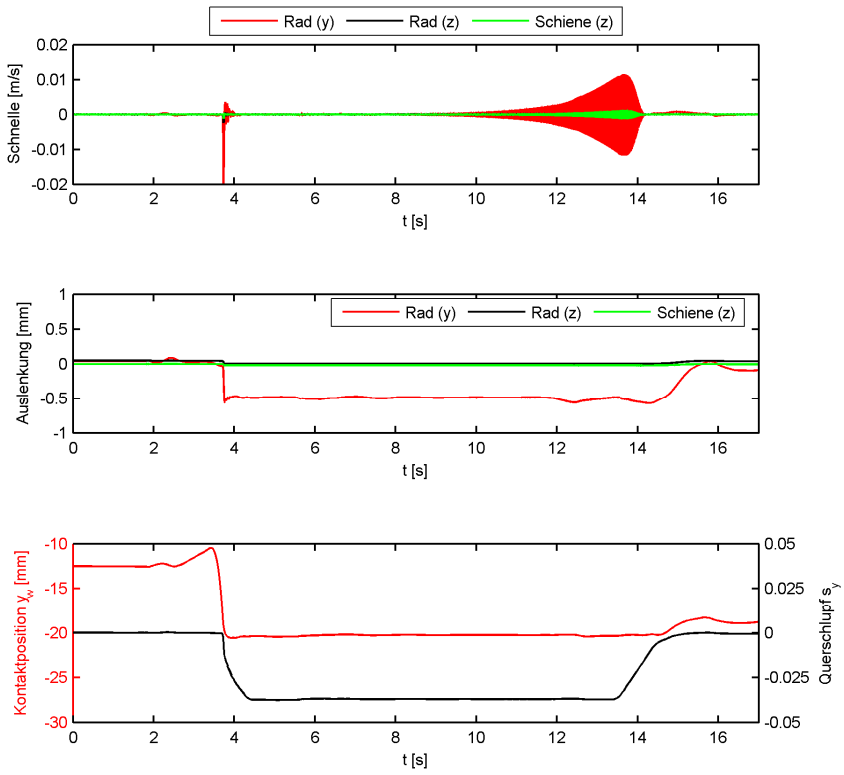


Bild 81 Zeitschrittanalyse der Bogenfahrt mit 20 km/h, Reibwert μ = 0,5

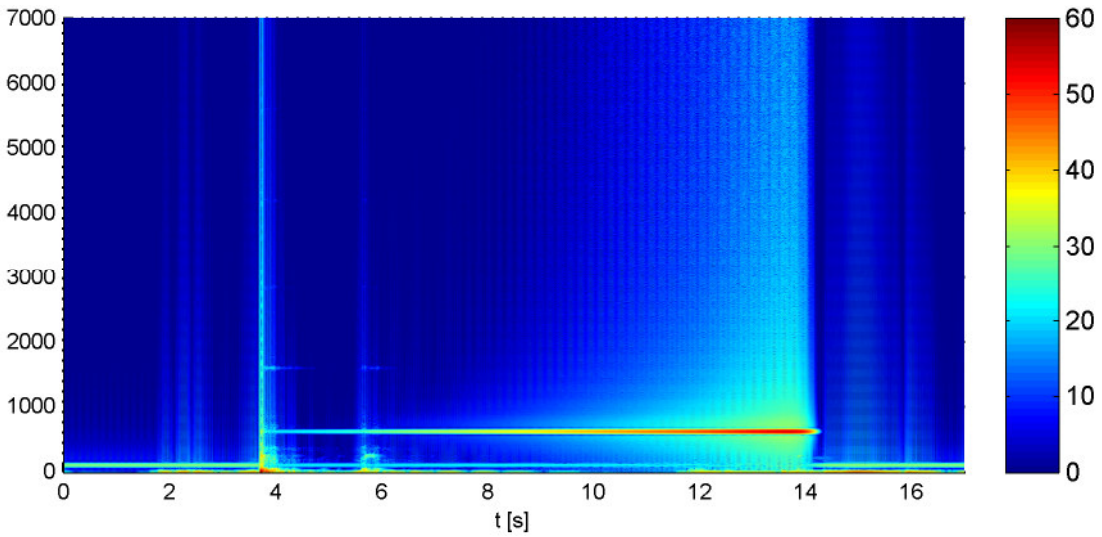


Bild 82 Farbkonturplot mit Quietschfrequenz 624,5 Hz, 20 km/h, Reibwert μ = 0,5

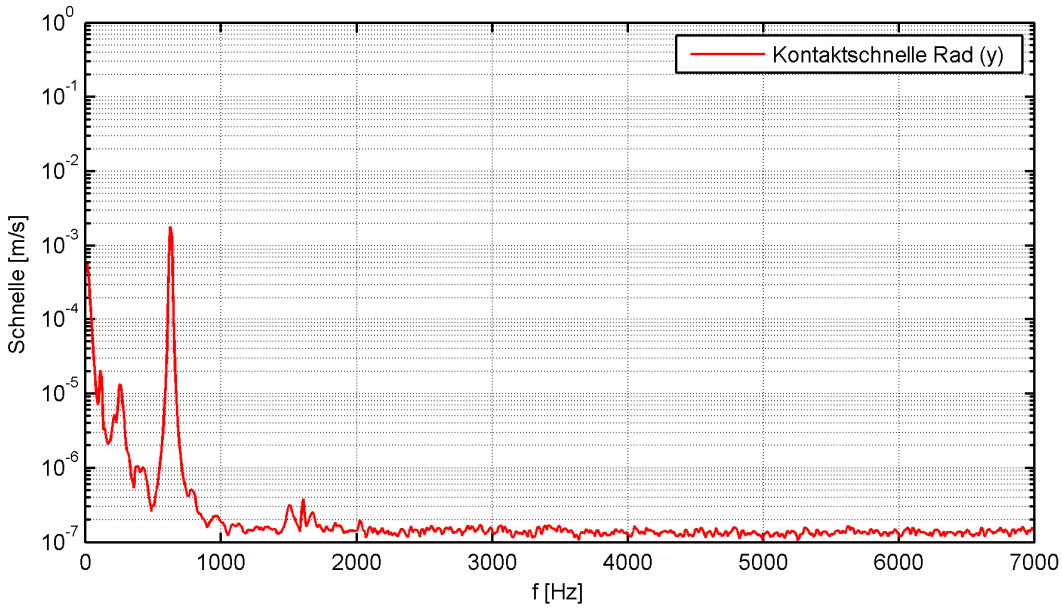


Bild 83 Frequenzspektrum der Schnelle mit 20 km/h und Reibwert μ = 0,5

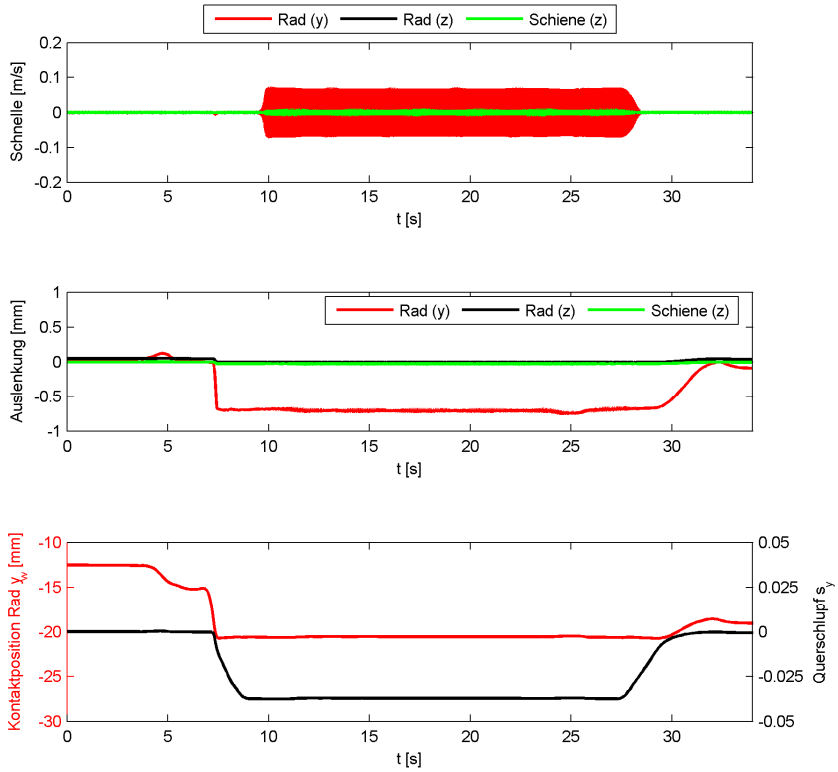


Bild 84 Zeitschrittanalyse der Bogenfahrt mit 10 km/h, Reibwert μ = 0,6

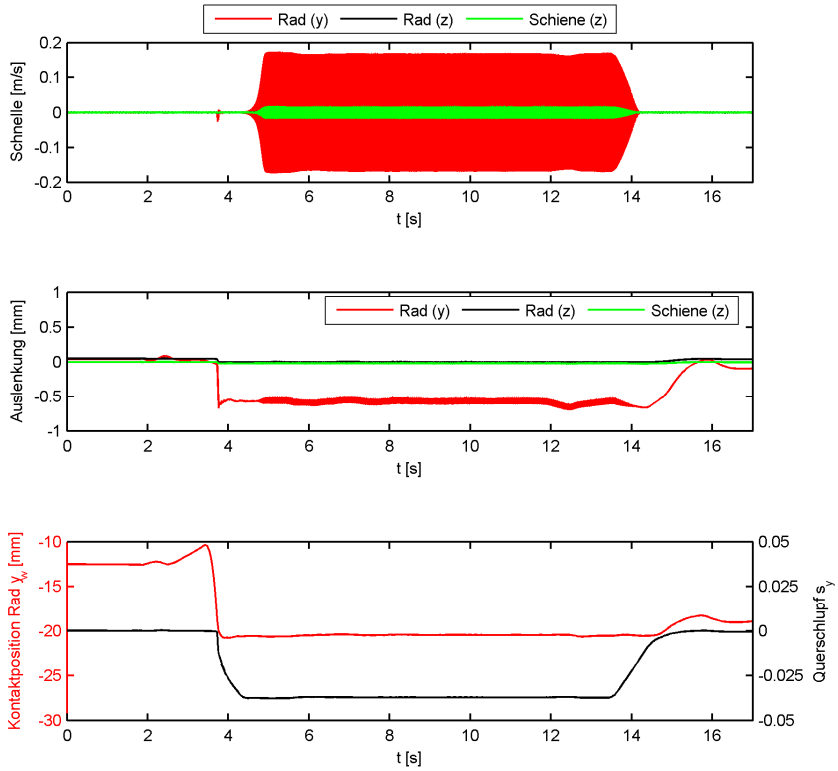


Bild 85 Zeitschrittanalyse der Bogenfahrt, 20 km/h, Reibwert μ = 0,6

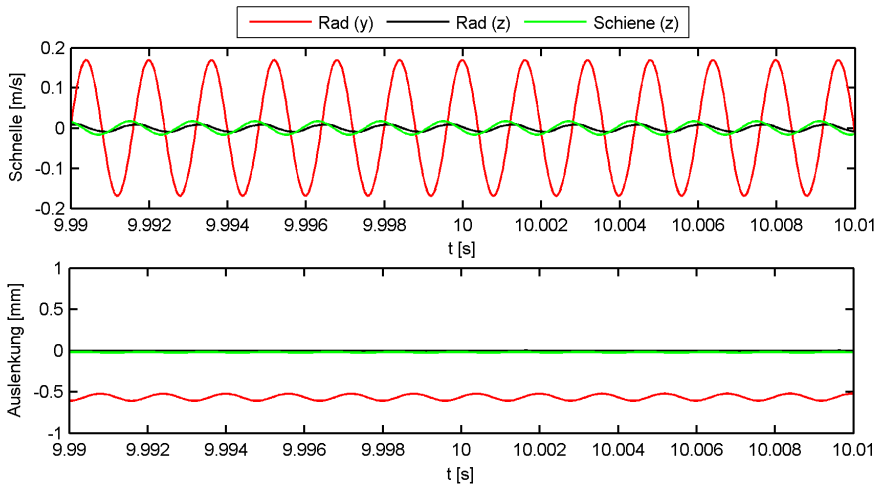


Bild 86 Vergrößerung aus der Zeitschrittanalyse bei 20 km/h, Reibwert μ = 0,6

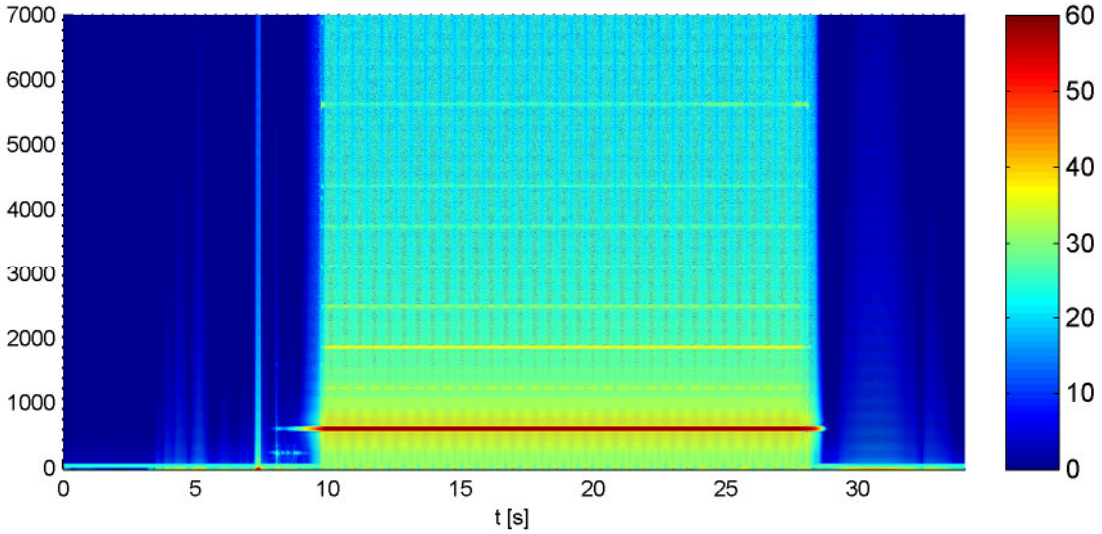


Bild 87 : Farbkonturplot mit Quietschfrequenz 624,5 Hz, 10 km/h, Reibwert 0,6

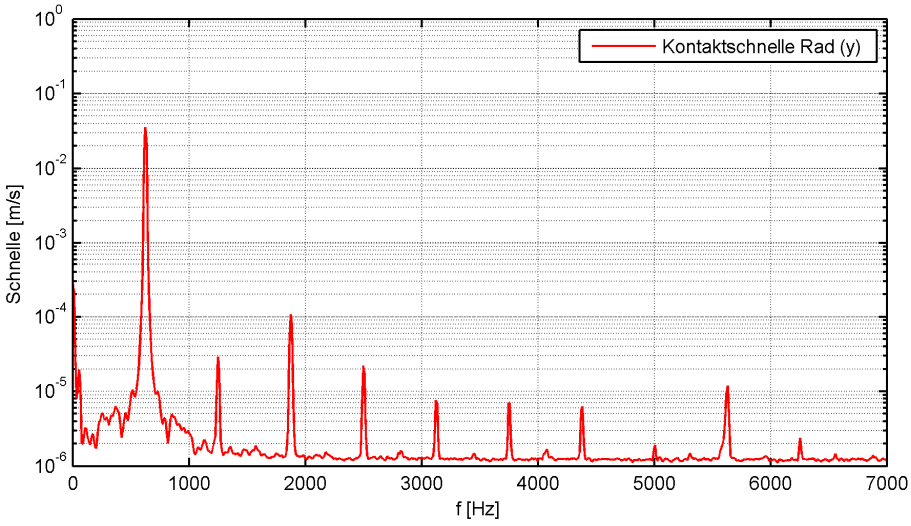


Bild 88 : Frequenzspektrum der Schnelle mit 10 km/h und Reibwert μ = 0,6

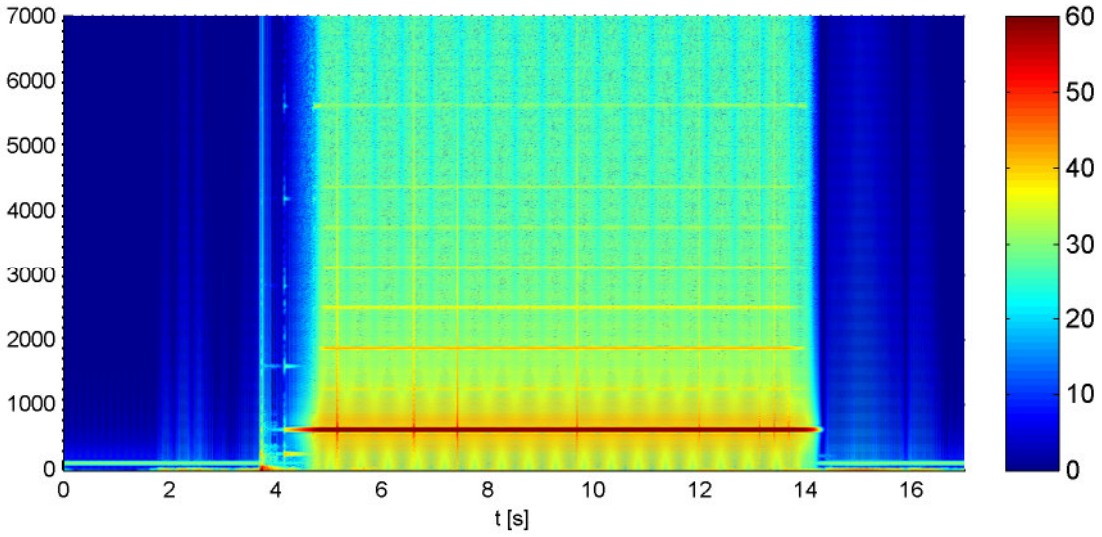


Bild 89 Farbkonturplot mit Quietschfrequenz 624,5 Hz bei 20 km/h, Reibwert μ = 0,6

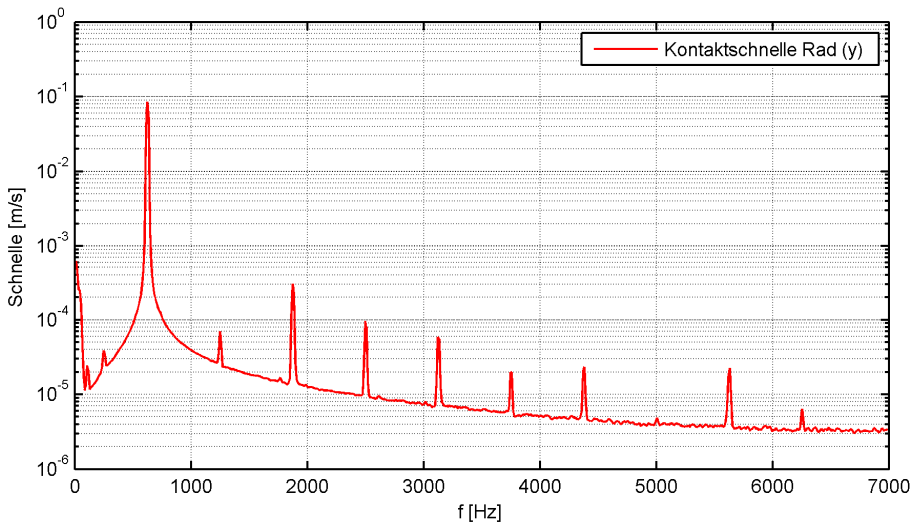


Bild 90 : Frequenzspektrum der Schnelle mit 20 km/h und Reibwert μ = 0,6

8.5 Vorschläge zur Weiterentwicklung von SFE AKUSRAIL

Die Anwendung von SFE AKUSRAIL für die Prognose von Kurvenquietschen fand in enger Zusammenarbeit mit SFE statt, so dass Detailfragen in der Regel rasch geklärt werden konnten. Für eine kommerzielle Weiterentwicklung des Prognosetools wird vorgeschlagen, die Dokumentation und die Bedienung von SFE AKUSRAIL zu verbessern. Durch die Komplexität des physikalischen Prozesses ist eine sehr große Zahl von Eingabeparametern für die Simulationen notwendig. Für den Nutzer ist es allerdings in der getesteten Version noch nicht überschaubar, welche Eingangsgrößen und –dateien für die jeweilige Prognoserechnung verwendet bzw. benötigt werden. In dieser Hinsicht sollte die Dokumentation des Programms erweitert werden. Für einen höheren Bedienkomfort ist es darüber hinaus wünschenswert, das Programm so zu gestalten, dass nur die für die jeweilige Berechnung benötigten Eingangsparameter dargestellt bzw. hervorgehoben werden.

Generell Vorschläge zur Programmverbesserung:

- konsistente englische Nomenklatur der Ein- und Ausgabegrößen
- Verbesserter Import der laufdynamischen Parameter (automatische Erstellung der MKS_F1.dat Datei) aus Simpack-Ergebnissdateien
- Ausgabe der Ergebnisse der Stabilitätsanalyse nur für die instabilen Eigenfrequenzen (keine Zusammenfassung zu Terzen), Stabisofile*.dat
- Verbesserung der graphischen Darstellung der Stabilitäts-Plots
- intuitivere Farbskalierung der Plots
- Verbesserung der Matlab-Export Funktionen (bessere Dokumentation der enthaltenen Größen und Einheiten)

8.6 Zusammenfassung

Das Simulationsprogramms SFE AKUSRAIL wurde für die Prognose von Kurvenquietschen erweitert. Es stehen zwei unterschiedliche Analysen zur Untersuchung des Kurvenquietschens zur Verfügung.

Die Stabilitätsanalyse ermöglicht es, quietschanfällige Eigenfrequenzen des betrachteten Rades für einen dreidimensionalen Parameterraum zu identifizieren. Diese Analyse ist hilfreich, um eine generelle Einschätzung der Quietschanfälligkeit bei unterschiedlichen Randbedingungen und Kontaktparametern zu erhalten.

Die detailliertere nicht-lineare Zeitschrittanalyse ermöglicht es, für eine spezielle Bogenfahrt zu prognostizieren, ob sich eine Instabilität in dem betrachteten Bogen entwickelt und ermöglicht eine Quantifizierung der zu erwartenden Kontaktgrößen (Kraft und Schnelle). Aufgrund der deutlich höheren Rechenzeiten eignet sich die Zeitschrittanalyse vor allem für Detailuntersuchungen, weniger für Parameterstudien.

Die direkte Einbindung der aus einer MKS-Simulation des Bogenlaufs gewonnenen laufdynamischen, zeitabhängigen Parameter ist eine Stärke von SFE AKUSRAIL. Eine solche Einbindung ist in dem Prognosetool TWINS-SLYNX [2] nicht möglich. Darüber hinaus wird der Rad-Schiene-Kontakt in SFE AKUSRAIL durch alle Schlupfgrößen (Quer-, Längs-, und Bohrschlupf) abgebildet, während dies in TWINS-SLYNX vereinfacht nur durch den Querschlupf erfasst wird.

Die Berechnungsergebnisse für das Kurvenquietschen sind plausibel, eine Validierung der Prognosen konnte und sollte allerdings nicht in diesem Arbeitspaket, sondern in dem AP 320 durchgeführt werden. Für den Einsatz als kommerzielles Prognosetool sollte die Bedienerfreundlichkeit weiter erhöht und die Dokumentation wie zuvor beschrieben erweitert und aktualisiert werden.

9 QUELLENANGABEN UND LITERATUR

[1] Krüger, F.: Präsentation des Meilensteinberichts für Teilprojekt Phänomologische Betrachtungsweise, 2. Verbundprojekttreffen Kurvengeräusche in Essen am 16.11.2008.

[2] Giglmaier, R.: Präsentation des Meilensteinberichts für Teilprojekt Maßnahmen zur Minderung der Kurvengeräusche an Rad und Schiene (Radbedämpfung), 2. Verbundprojekttreffen Kurvengeräusche in Essen am 16.11.2008.

[3] Oberhokamp, D.: Präsentation des Meilensteinberichts für Teilprojekt Maßnahmen zur Minderung der Kurvengeräusche an Rad und Schiene (Betauungsanlage), 2. Verbundprojekttreffen Kurvengeräusche in Essen am 16.11.2008.

[4] Ben Othmann, Y.: Präsentation des Meilensteinberichts für AP 210, AP 230 und AP 250 des Teilprojektes Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose, 2. Verbundprojekttreffen Kurvengeräusche in Essen am 16.11.2008.

[5] Volz, R.; Feldmann, J. und M. Möser: Präsentation des Meilensteinberichts für AP 210, AP 240 und AP 260 des Teilprojektes Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose, 2. Verbundprojekttreffen Kurvengeräusche in Essen am 16.11.2008.

[6] Bußmann, C.: Präsentation des Meilensteinberichts für AP 310 des Teilprojektes Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose, 2. Verbundprojekttreffen Kurvengeräusche in Essen am 16.11.2008.

[7] Hilliges, A. und A. Groß-Thebing: Präsentation des Meilensteinberichts für AP 120, AP 140 und AP 320 des Teilprojektes Rechnergestütztes Verfahren zur Kurvengeräuschprognose, 2. Verbundprojekttreffen Kurvengeräusche in Essen am 16.11.2008.

[8] Feldmann, J. und R. Volz: Abschlussbericht Teilprojekte AP 130, AP 210, AP240 und AP 260 im Verbundprojekt Kurvengeräusche. Technische Universität Berlin, Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik, Fachgebiete der Technischen Akustik, Berlin, 2008.

[9] Fingberg, U.: Ein Modell für das Kurvenquietschen von Schienefahrzeugen. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 11, Nr. 140, Düsseldorf, 1990.

[10] Periard, F. J.: Wheel-Rail Noise Generation: Curve Squealing by Trams. PhD, TU Delft, 1998.

[11] Hempelmann, K.; Groß-Thebing, A. und H. Zimmer: Analyse der Fahrzeug/Fahrweg-Interaktion zur Ableitung von Maßahmen mit dem Simulationswerkzeug SFE AKUSRAIL. EI 52 (2), S. 56-60, 2001

[12] SFE GmbH: Abschlussbericht des Forschungsvorhaben Entwicklung Simulationstool Rollgeräusch für Schienenfahrzeuge und Fahrwege gefördert durch das BMBF, FKZ 19U0055, 2004.

[13] Fischer, F.; Feiss, C; Groß-Thebing, A. and H. Zimmer: Wirksamkeit von Maßnahmen zur Rollgeräuschreduktion am Fahrweg. DAGA, Braunschweig, 2006.

[14] Pankau, J. und K. Kohrs: Prognose von Kurvengeräuschen. DAGA, Dresden, 2008.

[15] Groß-Thebing, A. und H. Zimmer: Numerical Method for the Prediction and the Assessment of Rolling and Curving Noise. DAGA, Rotterdam, 2009

[16] Zimmer, H. and A. Hövelmann,: Practical Applications of Acoustical Calculations with SFE AKUSMOD and MSC/NASTRAN, Proceedings of the 20th MSC European Users Conference Vienna (1993)

[17] Krüger, F. et al.: Handlungsempfehlungen zur Verminderung der in Gleisbögen auftretenden Geräusche. Mai 2009.

[18] Ben Othmann, Y.: Kurvengeräusche AP 210 – Messplanerstellung Kurvengeräusche – Messvorbereitungen. Institut für Land – und Seeverkehr, Technische Universität Berlin, Berlin, 2006.

[19] Ben Othmann, Y.; Hecht Markus: Kurvengeräusche AP 330 – Anwendung des Prognoseverfahrens. Institut für Land – und Seeverkehr, Technische Universität Berlin, Berlin, Technischer Bericht 09/2008.

[20] Hilliges, A.: Kurvengeräusche AP 110 – Bedämpfung des gummigefederten Rades mit einem Verbindungsblech zwischen Radreifen und Radscheibe. Technischer Bericht, Berlin, 2006

[21] Hoffmann, N.P.: Entstehungsmechanismen von Bremsgeräuschen. Vortrag auf dem Workshop „Brainstorming Simulation von Kurvengeräusche“ am 23. Februar 2006 in Berlin, 2006

[22] N.N.: SFE AKUSRAIL online Hilfe. SFE GmbH, Berlin, 2008.

[23] Janssens, M. H. A. and F.G. De Beer: *v1.0 - A squeal noise calculation module for usage with TWINS – User Manual*. TNO Report, DGT-RPT-030002, 2003.

[24] Sehlstedt, N. and M. Wollström:: Measurements of Wheel Roughness on the Bielefeld Tram. Odegard and Danneskiold-Samsoe, Technical Report 06.1961, Sweden 2006.

[25] Sehlstedt, N. and M. Wollström:: Measurements of Rail Roughness on the Bielefeld Tram Tracks. Odegard and Danneskiold-Samsoe, Technical Report 06.1962, Sweden 2006.

[26] Knothe, K. and H. Wessels. *Finite Elemente – Eine Einführung für Ingenieure*, 3. überarb. und erw. Aufl. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hong Kong, London, Mailand, Paris, Singapur, Tokio, 1999.

[27] Knothe, K.. *Gleisdynamik*. Ernst & Sohn, Berlin, 2001.

[28] Knothe, K. and S. Stichel. *Schienenfahrzeugdynamik*. Springer, Berlin u. a., 2003.

[29] Umlauf, V.: *Simulation hochfrequenter Schienendynamik unter Verwendung eines FE-Übertragungsmatrizenverfahrens*. Diplomarbeit, Institut für Luft- und Raumfahrt, Technische Universität Berlin, 1994.

[30] Müller, S.: *Linearized Wheel-Rail Dynamics – Stability and Corrugation*. Fortschritt-Berichte VDI (zugleich Dissertation TU Berlin), Reihe 12, Nr. 368. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998.

[31] Groß-Thebing, A.: *Lineare Modellierung des instationären Rollkontaktes von Rad und Schiene*. VDI Fortschrittberichte (zugleich Dissertation TU Berlin), Reihe 12, Nr. 199. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.

[32] Gerstberger, U.; Knothe, K. and Y. Wu. Combined Modelling of Discretely Supported Track Models and Subgrade Models – Vertical an Lateral Dynamics. In K. Popp and W. Schiehlen (Eds.): Proceedings of the DFG-Colloquium “System Dynamics and Long-term Behaviour of Vehicle, Track and Subgrade, Stuttgart, 13-15 March 2002, pages 247-264. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2002.

[33] Zimmer, H. and A. Hövelmann: Cause Research and Assessment of the Acoustic Behavior of Rail Vehicles using SFE AKUSRAIL. Joint ASA/EAA/DEGA Meeting on Acoustics, March 14-19, Berlin, 1999.

[34] Hempelmann, K. and A. Groß-Thebing: SFE AKUSRAIL – a High Frequency Wheel-Rail Interaction Model for the Prediction of Rail corrugation Growth and Noise. 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest, 1996.

[35] Hempelmann, K.; Groß-Thebing, A. and H. Zimmer: Analyse der Fahrzeug/Fahrweg-Interaktion zur Ableitung von Maßnahmen mit dem Simulationswerkzeug SFE AKUSRAIL. EI 52 (2), S. 56-60, 2001.

[36] Gasch, R. and K. Knothe. *Strukturdynamik, Band 2. Kontinua und ihre Diskretisierung*. Springer, Berlin et al., 1989.

[37] N.N.: prEN ISO 3095:2001

[38] Volz, R. und J. Feldmann: Luft- und Körperschallmessungen am Fahrweg von Straßenbahnen bei Kurvenfahrt (Kurvenquietschen), DAGA, Stuttgart, 2007.

[39] Knothe, K. u. a: Rail corrugations. Technische Universität Berlin, Institut für Luft und Raumfahrt, ILR-Bericht 56, Berlin, 1983.