Christian Klotz

Schalltechnische Strukturoptimierung von Eisenbahnradsätzen

Beiträge aus den Ingenieurwissenschaften

Christian Klotz

Schalltechnische Strukturoptimierung von Eisenbahnradsätzen

VOGT

Dresden 2013

Bibliografische Information der Deutschen Bibliothek
Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.ddb.de abrufbar.

Bibliographic Information published by the Deutsche Bibliothek
The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliografie; detailed bibiograpic data is available in the internet at http://dnb.ddb.de.

Zugl.: Dresden, Techn. Univ., Diss., 2012

Die vorliegende Arbeit stimmt mit dem Original der Dissertation „Schalltechnische Strukturoptimierung von Eisenbahnradsätzen“ von Christian Klotz überein.

© Jörg Vogt Verlag 2013
Alle Rechte vorbehalten. All rights reserved.

Gesetzt vom Autor

ISBN 978-3-938860-59-5

Jörg Vogt Verlag
Niederwaldstr. 36
01277 Dresden
Germany

Phone: +49-(0)351-31403921
Telefax: +49-(0)351-31403918
e-mail: info@vogtverlag.de
Internet : www.vogtverlag.de

Schalltechnische Strukturoptimierung von Eisenbahnradsätzen

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

Technische Universität Dresden

Fakultät Verkehrswissenschaften
"Friedrich List"

Gutachter:
Prof. Dr.-Ing. Michael Beitelschmidt
Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. Christoph Glocker

Vorsitzender der Prüfungskommission:
Prof. Dr.-Ing. Jochen Trinckauf

Dipl.-Math. Christian Klotz
geboren am 28. August 1981 in Kyritz

Tag der Einreichung: 23. Februar 2012
Tag der Verteidigung: Dresden, 1. November 2012

Zeichnung: Michael Westphal, Löbau

Vorwort

Einordnung und Inhalt dieser Arbeit

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugmodellierung und -simulation, später Lehrstuhl für Dynamik und Mechanismentechnik, an der TU Dresden. Sie wurde ermöglicht durch das BMWi-geförderte Projekt LZarG, leiser Zug auf realem Gleis. Bahnindustrie und Universitäten entwickelten und erprobten in diesem Rahmen kurzfristig einsetzbare Lösungen zu Reduzierung des Rollgeräuschs durch konstruktive Maßnahmen an Rad, Schiene und Drehgestell.

Dem Lehrstuhl kam dabei die Aufgabe zu, ein Personenzugrad akustisch zu optimieren, d. h. in seiner Form so zu gestalten, dass es möglichst wenig Schall abstrahlt. Es erfolgte die Aufarbeitung des Wissens zur Rollgeräuschberechnung zur Nutzbarmachung für die akustische Strukturoptimierung. Es wurde ein Radsatzprüfstand im Maßstab 1:2 aufgebaut. Die Optimierung beruhte auf den Methoden, die Dieter Stüwing in vorangegangenen Projekten [110] erarbeitet hatte.

Der Inhalt dieser Arbeit fußt auf den im Projekt LZarG gewonnenen Erkenntnissen, Methoden und Erfahrungen und erweitert diese zu einem ausführbaren CAE-Prozess zur akustischen Optimierung von Güterwagen-Radsätzen. Der Kernbestandteil dieses Prozesses sind effiziente Methoden, die es ermöglichen, für einen rotationssymmetrischen Radsatz binnen weniger Sekunden die im Rad-Schiene-System abgestrahlte Schallleistung zu berechnen.

Die Modellierung der Schwingung und Schallabstrahlung des rotierenden Radsatzes bildet einen Schwerpunkt. Verschiedene Anregungshypothesen und -modelle werden gegenübergestellt und anhand eines Prüfstandsversuchs auf ihre Validität untersucht.

Der Anregungsmechanismus des Rollgeräuschs wird aus der Literatur aufgearbeitet und ein Modell für die Schallvorhersage daraus entwickelt. Dabei spielt die Körperschallleistung des Rades eine entscheidende Rolle. Sie kann mit Hilfe der Ergebnisse einer numerischen Modalanalyse sehr schnell und automatisiert berechnet werden und stellt im Falle des Eisenbahnrades eine effiziente und brauchbare Alternative zu aufwendigen BEM-Simulationen dar. Die Anregung der Schall verursachenden Schwingungen erfolgt durch die Überrollung der Rauheit der Laufflächen von Rad und Schiene. Die Wirkung der Rauheit wird mit einem Kontaktmodell untersucht und die Filterwirkung des Kontakts dabei ermittelt.

Es werden Studien zur wegerregten Schwingung im Rad-Schiene-System vorgestellt, in denen sich einige Spezifika offenbaren. Nahe seinen Eigenfrequenzen zeigen sich für den Radsatz erwartungsgemäß erhöhte Schwingungsamplituden. Jedoch ist dies keine eigentliche Resonanz sondern ein Effekt von Antiresonanz bzw. Tilgung. Dies führt u. A. dazu, dass eine Erhöhung der Dämpfung zwar die Schwingung vermindert, die Wirkung jedoch weit hinter der unter Krafterregung zu erwartenden Reduktion zurückbleibt.

Ein in ANSYS parametrisch modellierter Güterwagen-Radsatz wird hinsichtlich Masse und Schallleistung optimiert. Es zeigt sich ein Verbesserungspotenzial gegenüber beispielhaft gewählten Referenzradsätzen von ein bis drei Dezibel. Ein für den praktischen Einsatz verwendbares, akustisch optimiertes Rad ist im Rahmen der Arbeit nicht entwickelt worden. Der CAE-Prozess stellt jedoch ein Werkzeug dar, die konstruktiven Freiräume bei der Entwicklung von Radsätzen zielgerichtet so auszunutzen, dass hierbei ein möglichst leises Rad entsteht.

Kontakt

Wenn Sie sich mit dieser Arbeit beschäftigen bzw. wenn Sie Fragen oder Anregungen dazu haben, freue ich mich über Ihre Kontaktaufnahme unter: **Christian_Klotz(at)gmx.net**

Danksagung

Eine Dissertation ist zwar das Werk eines Einzelnen, kann jedoch kaum ohne förderliche Bedingungen und die Unterstützung anderer Personen gelingen. Sie entsteht in einer Zeit voll harter Arbeit und nicht ohne Zweifel, Sinnsuche und schlaflose Nächte. Denen, die mich in diesem Lebensabschnitt begleitet und unterstützt haben, möchte ich hier meinen Dank aussprechen.

Besonderer Dank gilt Professor Beitelschmidt für die Betreuung und Begutachtung der Dissertation, ideelle und materielle Unterstützung der wissenschaftlichen Arbeit sowie die zahlreichen Diskussionen zu mechanischen Aspekten der Arbeit. Herrn Professor Glocker möchte ich herzlich für die Übernahme des Koreferats danken.

Die zahllosen Besprechungen, Berichte, Teilprojekte, Höhen und Untiefen des LZarG-Projekts, gemeinsam durchschifft mit Dr. Volker Quarz, bleiben unvergessliche Erinnerung und wertvolle Erfahrung. Ihm danke ich auch für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und Anregungen in allen Belangen der Dissertation und der Thematik im Allgemeinen sowie für die Rückendeckung in der heißen Phase.

Jeden Tag sehr wichtig waren auch die Freunde und Kollegen an der TU Dresden. Allen voran sei Robert Schimke genannt, der als Arbeitskollege, Freund und Leidensgenosse von der ersten Idee bis zur letzten Zeile dabei war. Die Kollegen Claudius Lein, Gero Zechel, Johannes Stier und Gunther Dürrschmidt verschönerten das tägliche Arbeiten mit einem angenehmen Klima und bereicherten es um viele inspirierende Diskussionen. Sehr wichtige Personen waren in der Mittagszeit außerdem die Mathematiker Sebastian Groß und Felix Distel. Ich danke auch den noch nicht genannten Mitstreitern Martin Kache, Uwe Steglich und Peter Hartwig des geselligen und unvergleichbar produktiven Doktorandenrefugiums im Herbst 2011 in Finkenwerder. Ihr alle wart das Salz in der Suppe des Campuslebens. Die Donnerstags-Saunagruppe mit ihrer körperlich und seelisch regenerierenden Wirkung verdient ebenfalls meinen Dank.

Meiner Mutter danke ich für die moralische Unterstützung und das unbeirrbare Glauben an ihren Sohn. Michael Westphal danke ich sehr für das Zeichnen des Titelbilds.

Wenn ich meine kleine Familie zuletzt erwähne, dann liegt das vor allem an der Ausführlichkeit mit der ich dies tun möchte. Ihr seid das Wichtigste für mich, habt diese nicht immer einfache Zeit mit mir erlebt und sie dabei mindestens genauso sehr geprägt wie die Arbeit an der Dissertation. Ich danke meiner Partnerin Nadine Westphal für die Geduld und Nachsicht und nicht zuletzt für Verzicht und Übernahme familiärer Aufgaben, wenn ich die Abende arbeitend verbrachte, sowie für die sorgfältige Durchsicht der Arbeit. Meinen Kindern Mathilda und Arthur danke ich für die einzigartige und freudvolle Erfahrung, ihr Vater zu sein, aber auch für die oft eingeforderte Aufmerksamkeit und Liebe, die den Blick auf das eigentlich Wichtige lenkt.

Dresden im November 2012, Christian Klotz

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung **1**
- 1.1. Das Problemfeld Rollgeräusch . . . 2
  - 1.1.1. Einteilung des Rad-Schiene-Geräuschs . . . 3
  - 1.1.2. Der Anregungsmechanismus des Rollgeräuschs . . . 4
  - 1.1.3. Die Rauheit der Rad- und Schienenlaufflächen . . . 4
- 1.2. Reduktion des Rollgeräuschs . . . 5
- 1.3. Literaturüberblick und Stand des Wissens zur schalltechnischen Optimierung von Radsätzen . . . 7
- 1.4. Zielsetzung und Struktur dieser Arbeit . . . 11
  - 1.4.1. Ein CAE-Prozess für die akustische Strukturoptimierung . . . 11
  - 1.4.2. Aufbau und Inhalt der Arbeit . . . 13

2. Grundlagen **15**
- 2.1. Deterministisch-harmonische und stochastische Schwingungen . . . 15
  - 2.1.1. Harmonische Schwingungen . . . 15
  - 2.1.2. Stochastische Schwingungen . . . 18
- 2.2. Das vibroakustische Randwertproblem . . . 20

3. Schwingungsanregung bei rotierenden Strukturen **23**
- 3.1. Grundlegende Annahmen . . . 24
- 3.2. Kinematische Betrachtung . . . 30
- 3.3. Erzwungene Schwingungen . . . 33
  - 3.3.1. Ortsfeste, harmonisch oszillierende Punktkraft . . . 33
  - 3.3.2. Zusammenfassung . . . 37
- 3.4. Anregungshypothese nach Stüwing . . . 37
- 3.5. Modellierung der Radrotation mit Hilfe der ALE-Methode . . . 40
- 3.6. Experimentelle Untersuchung zum Eigenschwingverhalten eines Modellradsatzes 46
  - 3.6.1. Aufbau und Funktionsweise des Prüfstands . . . 46
  - 3.6.2. Vorgehensweise . . . 47
  - 3.6.3. Ergebnisse . . . 50
- 3.7. Diskussion der Anregungshypothesen . . . 55

4. Modellierung der Rollgeräuschentstehung **57**
- 4.1. Literaturüberblick . . . 57
- 4.2. Ablauf der Rollgeräuschberechnung . . . 59
- 4.3. Modell der Rad-Schiene-Interaktion im Frequenzbereich . . . 62
- 4.4. Modellierung des Radsatzes . . . 67
  - 4.4.1. Aufbau eines Radsatzes . . . 67
  - 4.4.2. Typische Radsatzeigenschwingungen und ihre Bezeichnung . . . 68
  - 4.4.3. Berechnung der erzwungenen Schwingungen des Radsatzes . . . 70

4.4.4. Die Körperschallleistung als Maß für die Schallabstrahlung 73
4.4.5. Die Körperschallleistung bei rotierenden, rotationssymmetrischen Körpern 78
4.5. Modellierung des Rad-Schiene-Kontakts 80
4.5.1. Kurze Darstellung des Rad-Schiene-Kontaktproblems 80
4.5.2. Der linearisierte Kontakt für Frequenzbereichsrechnungen 81
4.5.3. Modellierung des verteilten Normalkontakts zur Rauheitsfilterung 85
4.5.4. Modellierung der anregenden Rauheit 89
4.5.5. Berechnung der effektiven Anregungsrauheit 90
4.6. Modellierung des Gleises 94

5. Methodik und Implementierung 97
5.1. Gewinnung der $\mathcal{U}$-Matrix aus den Ergebnissen einer FE-Modalanalyse 97
5.1.1. Berechnung der Körperschallleistung für dreidimensionale FE-Modelle . . 98
5.1.2. Berechnung der Körperschallleistung für zweidimensionale rotationssymmetrische FE-Modelle 98
5.1.3. Verifikation mittels einer Kugelschwingung 104
5.2. Implementierung eines Normalkontaktmodells zur Bestimmung der effektiven Rauheit 106
5.2.1. Eine Randelementmethode für den Normalkontakt 107
5.2.2. Test des Kontaktalgorithmus 112
5.2.3. Bestimmung der effektiven Rauheit von Rad und Schiene 117
5.3. Berechnung der akustischen Größen über den Frequenzbereich 127
5.4. Ablaufschema für die Strukturoptimierung 131

6. Berechnung der Schallabstrahlung von Radsätzen 135
6.1. Modellierungsstudie zur Berechnung der Radsatzeigenschwingungen mit finiten Elementen 135
6.1.1. Vernetzung der Radsatzgeometrie 136
6.1.2. Ausführung der Studie 138
6.1.3. Ergebnisse der Modalanalyse 141
6.1.4. Auswertung der Studie 141
6.1.5. Vertiefende Untersuchung zur FE-Studie 145
6.1.6. Bewertung des akustischen Frequenzganges 148
6.1.7. Schlussfolgerungen aus der Modellierungsstudie 152
6.2. Berechnung von Schwingung und Körperschall im Rad-Schiene-System 153
6.2.1. Parameter für die Interaktionsrechnung 153
6.2.2. Vorstudie zum Anregungsmechanismus 154
6.2.3. Berechnung der Schwingungen 163
6.2.4. Körperschall-Ergebnisse 166
6.2.5. Einfluss von Radverschleiß 171
6.2.6. Einfluss der Radrotation 174
6.2.7. Schlussfolgerungen 174
6.3. BEM-Berechnung der Schallabstrahlung des Rades 176
6.3.1. Aufbau des BE-Modells 178
6.3.2. Parametrierung und Durchführung der Berechnung 179
6.3.3. Akustische Berechnungsergebnisse und Qualifizierung der Körperschallleistung als akustisches Qualitätsmaß 180
6.3.4. Zusammenfassung 185

7. Schalltechnische Verbesserung von Radsätzen 187
7.1. Parametrisches FE-Radsatzmodell . . . 188
7.2. Verwendete Ansätze und Verfahren zur akustischen Optimierung . . . 191
7.2.1. Allgemeine Beschreibung von Optimierungsproblemen . . . 192
7.2.2. Zielfunktionen und Restriktionen im Falle der akustischen Strukturoptimierung . . . 193
7.2.3. Evolutionäre Algorithmen . . . 195
7.2.4. Gradientenbasierte Optimierung . . . 196
7.3. Bedingungen und Parameter für die akustische Simulation . . . 197
7.4. Vorstellung der Referenzräder . . . 198
7.5. Mehrkriterielle Optimierung mittels genetischer Algorithmen . . . 198
7.5.1. Betrachtung des neuen Rades . . . 200
7.5.2. Betrachtung des neuen und abgefahrenen Rades . . . 205
7.6. Gradientenbasierte Optimierung mit Massenvorgabe . . . 206
7.7. Verwendung spezieller Struktur-Ansätze . . . 208
7.7.1. Gerader Radsteg . . . 208
7.7.2. S-förmiger und C-förmiger Radsteg . . . 210
7.8. Zusammenfassung . . . 212

8. Zusammenfassung und Ausblick 213
8.1. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen . . . 213
8.2. Ausblick . . . 214

Literaturverzeichnis 217

A. Zusätzliche Lastfälle bei der Schwingungsanregung rotierender Strukturen 225
A.1. Körperfeste, oszillierende Punktkraft . . . 225
A.2. Ortsfeste Punktkraft . . . 227
A.3. Ortsfeste, umfangsharmonisch verteilte, statische Kraft . . . 229
A.4. Ortfeste, umfangsharmonisch verteilte, oszillierende Kraft . . . 230

B. Technische Aspekte der Modellierung 233
B.1. Erstellung von FE-Radsatzmodellen mit Hilfe von ANSYS und ANSYS Workbench 233
B.2. Reduktion des Rechenaufwandes durch Verwendung von Symmetrierandbedingungen . . . 235
B.3. Arbeitsschritte zur Berechnung der Körperschallleistung . . . 235
B.4. Konfiguration der BEM-Rechnung in WAON . . . 236

C. Zusätzliche Abbildungen und Tabellen 239
C.1. Kapitel 4 . . . 239
C.2. Kapitel 5 . . . 240
C.3. Kapitel 6 . . . 241
C.4. Kapitel 7 . . . 248

Abbildungsverzeichnis

1.1. Der Güterzug als umweltfreundliches Massentransportmittel 1
1.2. Zusammensetzung des von Zug-Außengeräuschs in Abhängigkiet von der Fahrgeschwindigkeit aus [17]. 3
1.3. Akustisch optimierte Räder aus dem Projekt RONA 8
1.4. Räder aus dem Projekt Silent Freight 9
1.5. Schalltechnisch optimierte Räder nach Stüwing [107, 108, 110] 9
1.6. Geometrie- und FE-Modell für die akustische Radoptimierung aus [36] 11
1.7. CAE-Prozess für die akustische Optimierung 12

2.1. Beispiel für harmonische Schwingungen in Zeitbereichs- und Zeigerdarstellung . . 16
2.2. Skizze und Frequenzgang eines Einmassenschwingers 17
2.3. Schematische Darstellung des vibroakustischen Abstrahlproblems 20

3.1. Beispiel einer rotationssymmetrischen Struktur mit Rotationsachse, Rotationsgeschwindigkeit und Bezugskreis 27
3.2. Überlagerung zweier umlaufender Wellen zu einer stehenden Welle im körperfesten System bzw. am ruhenden Körper 31
3.3. Resonanzschaubild des Rades Bauart 004 aus [107] 39
3.4. Zerlegung der Bewegung des Körpers in Starrkörperbewegung und Verformung in der ALE-Betrachtungsweise nach Nackenhorst [82] 40
3.5. Axiale Eigenschwingform $A_{0,2}$ (762 Hz) einer rotierenden Scheibe aus [69] 44
3.6. Aufspaltung der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Anzahl der Durchmesserknoten nach Lein [71] 46
3.7. Der Radsatz-Modellprüfstand 47
3.8. Vorgehensweise bei der Bestimmung der Schwingform und Schwingungsantwort am Radsatzprüfstand mit dem Laser-Doppler-Vibrometer 48
3.9. Darstellung der Moden $A_{0,0}$, $A_{0,2}$, $A_{0,3}$ und $A_{0,4}$ am stehenden Rad. 51
3.10. Amplitudenspektrum (Betrag der Fourier-Koeffizienten) der gemessenen Schwingschnelle für ausgewählte Moden und Drehfrequenzen 51
3.11. Resonanzfrequenzen der Moden $A_{0,0}$ bis $A_{0,4}$ in Abhängigkeit von der Rotationsfrequenz 53
3.12. Laufende Wellen bei der Mode $A_{0,3}$, Rotationsfrequenz 10 Hz 54

4.1. Berechnungsablauf zur Vorhersage des Rollgeräuschs 59
4.2. Lage der verwendeten Koordinatensysteme 63
4.3. Skizze des Rad-Schiene-Interaktionsmodells 64
4.4. Aufbau eines Radsatzes mit Radbremsscheiben 67
4.5. Typische Schwingformen von Eisenbahnradsätzen als Ergebnis einer FE-Modalanalyse 69
4.6. Symmetrierandbedingungen und Kontaktpunktverschiebung am Radsatz 71
4.7. Beispiel für den Einfluss der Radrotation auf den Frequanzgang des Rades 73

4.8. Ablauf der Berechnung der Körperschallleistung 74
4.9. Gegenüberstellung der Körperschallleistung W_{KS} und $W_{KS,\mathrm{diag}}$ 78
4.10. Kontaktanalyse für die Profilpaarung UIC60/S1002. 82
4.11. Darstellung des Normalkontaktproblems für zwei elastische Halbräume 86
4.12. Veranschaulichung des Kontaktfilter-Effekts 91
4.13. Dynamisches System zum Nachfahren der Rauheit 93
4.14. Schematische Darstellung des verwendeten Gleismodells 95

5.1. Schematische Darstellung eines 3-Knoten-Linienelements 100
5.2. Kontur eines Güterwagenrades als 2D-Modell mit Normalenvektoren 101
5.3. Durch ein Liniensegment repräsentierter Oberflächenbereich 101
5.4. Struktogramm: Berechnung der $\mathcal{U}$-Matrix bei zwei- und dreidimensionalen Elementen 105
5.5. Modell einer Hohlkugel in zwei und drei Dimensionen mit Normalenvektoren sowie Darstellung der Blähmode bei 1466 Hz 106
5.6. Rechtecksgitter für den Normalkontakt und Struktur der zugehörigen Nachgiebigkeitsmatrix 108
5.7. Verformung des Halbraumes in Folge gleichmäßiger Pressung mit 1 Pa auf einem Element 109
5.8. Active-Set-Algorithmus zur Lösung des Normalkontaktproblems mit Beispieldurchlauf für ein kleines zweidimensionales Kontaktproblem 111
5.9. Verformung eines Halbraumes unter gleichmäßigem Druck auf einem Kreis 113
5.10. Zusammenhang zwischen Kreisradius und Verschiebung im Ursprung 113
5.11. Abweichung der numerischen Lösung des Hertz'schen Kontaktproblems von der analytischen. 115
5.12. Radprofil S 1002 und Schienenprofil UIC 60, jeweils ohne Verschleiß in zentrierter Kontaktposition 116
5.13. Normalspannungsverteilung in Rad-Schiene-Kontakt unter Variation der relativen lateralen Position 116
5.14. Terspektren ausgewählter Rauheitsdaten: Rad: Güterwagenrad mit K-Sohlen-Bremse, Schiene: TSI-gerechtes Gleis 118
5.15. Diskretisierung der Laufflächen für die Kontaktsimulation sowie Lage der Rauheitsmessspuren und Kontaktflächen 119
5.16. Ergebnisse der Zeitschrittintegration für Versuch 13. Oben: Darstellung über der x-Koordinate, unten: Darstellung als Terzspektrum. 121
5.17. Terzspektrum der Kontaktfilterwirkung für die Versuche 16 bis 26. Oben: Absolute Werte, Unten: Differenz zu Versuch 19 123
5.18. Geschwindigkeitsabhängigkeit des Kontaktfilters 124
5.19. Oben: Abhängigkeit des Kontaktfilters von der statischen Last bei $v_{Zug} = 100\frac{\mathrm{km}}{\mathrm{h}}$. Unten: Terzspektrum der Kontaktfilterwirkung über mit der Kontaktflächenausdehnung normierter Wellenlänge 125
5.20. Vergleich der Kontaktfilterwirkung mit Thompson [35] und Pieringer [85] 127
5.21. Illustration zur Abtastung einer Größe über der Frequenz 129
5.22. Diskretisierungsfehler der Körperschallleistung über der Frequenz 130
5.23. Ablaufschema für die akustische Strukturoptimierung 133

6.1. Radsatz Bauart VMS 136
6.2. In ANSYS Workbench erstelltes Netz für den VMS-Radsatz 137

6.3. Messfaser (links) und Messgitter (rechts) für das Auslesen der modalen Verschiebungen . . . 141
6.4. Δf_R und MAC-Kriterium zum Vergleich der Eigenfrequenzen und Eigenformen für verschiedene FE-Modelle des VMS-Radsatzes bzgl. Modell A6 . . . 144
6.5. Verschiebungsfrequenzgang in axialer Richtung für ausgewählte Versuchsvarianten 146
6.6. Körperschallleistung ausgewählter Versuchsvarianten bei einer Kraft von einem Newton . . . 147
6.7. Terzspektrum der Körperschallleistung bei einer Anregungskraft von einem Newton 148
6.8. Anteile der Moden an der Körperschallleistung für **radiale** Anregung mit einem Newton . . . 150
6.9. Anteile der Moden an der Körperschallleistung für **axiale** Anregung mit einem Newton . . . 151
6.10. Gleisabklingrate des Schienenmodells im Vergleich zur TSI-Grenzkurve . . . 153
6.11. Skizze zum vereinfachten vertikalen Interaktionsmodell . . . 154
6.12. Rad-Schiene-Interaktion im vereinfachten Kontaktmodell . . . 156
6.13. Wirkung von modaler Dämpfung auf die Anti-Resonanzüberhöhung . . . 158
6.14. Rad-Schiene-Interaktion im mehrdimensionalen Kontaktmodell . . . 160
6.15. Einfluss der axial-radialen Kopplung auf die Rad-Schiene-Interaktion am Beispiel der Mode $R_{0,4}$ bei $\bar{\gamma}_{y_\mathcal{K}} = -0.01$ . . . 162
6.16. Einfluss der axial-radialen Kopplung und des Querschlupfes $\bar{\gamma}_{y_\mathcal{K}}$ auf die Rad-Schiene-Interaktion am Beispiel der Mode $R_{0,4}$. . . . 162
6.17. Kontaktkraftamplitude bei Anregung mit einer Rauheit von $10^{-9}\frac{\mathrm{m}}{\sqrt{\mathrm{Hz}}}$ . . . 164
6.18. Verschiebungsamplitude im Kontaktpunkt bei Anregung mit einer Rauheit von $10^{-9}\frac{\mathrm{m}}{\sqrt{\mathrm{Hz}}}$ . . . 165
6.19. Schallleistungsdichte von Rad und Schiene bei bei Anregung mit einer Rauheit von $10^{-9}\frac{\mathrm{m}}{\sqrt{\mathrm{Hz}}}$ für $\bar{\gamma}_{y_\mathcal{K}} = -0.01$. Rad: Körperschallleistung . . . 167
6.20. Terzspektren der Schallleistung von Rad und Schiene bei Anregung mit einer Rauheit von $10^{-9}\frac{\mathrm{m}}{\sqrt{\mathrm{Hz}}}$. Rad: Körperschallleistung . . . 167
6.21. Anteil der Radmoden an der Körperschallleistung des Rades bei einer Anregung mit der Laufflächenrauheit von $10^{-9}\frac{\mathrm{m}}{\sqrt{\mathrm{Hz}}}$ für $\bar{\gamma}_{y_\mathcal{K}} = -0.01$ . . . 168
6.22. Anteil der Radmoden an der Körperschallleistung des Rades bei einer Anregung mit der Laufflächenrauheit von $10^{-9}\frac{\mathrm{m}}{\sqrt{\mathrm{Hz}}}$ für $\bar{\gamma}_{y_\mathcal{K}} = 0$ . . . 169
6.23. Darstellung der Radsatzmoden $A^+_{2,0} + L_2$ (2141 Hz) und $A^-_{2,0} + L_1$ (2277 Hz) . . . 170
6.24. Radverschleiß im FE-Modell . . . 171
6.25. Einfluss von Radverschleiß auf die Eigenfrequenzen . . . 172
6.26. Terzspektren Schallabstrahlung von Rad und Schiene in Abhängigkeit vom Verschleiß des Rades . . . 173
6.27. Terzspektren Schallabstrahlung von Rad und Schiene in Abhängigkeit von der Rotationsgeschwindigkeit des Rades dargestellt als Fahrgeschwindigkeit . . . 175
6.28. BEM-Netz für das Rad. Knoten: 24273, Elemente: 24166 . . . 178
6.29. Rechenzeit- und Speicherbedarf für die Schallberechnung am Radsatz . . . 180
6.30. Schallleistungsdichte für das Rad, Vergleich der Ergebnisse von Körperschall- und BEM-Rechnung . . . 181
6.31. Schallleistungsspektren (Oben) und Abstrahlgrad (Unten) für die Körperschall- und BEM- Berechnung . . . 182
6.32. Abstrahlgrad einzelner Moden des VMS-Rades über der Frequenz (durchgezogene Linie) sowie Approximation nach Thompson, Gleichung 6.10 und 6.11 (gestrichelt) 183

7.1. Beispiel zur absoluten und relativen Bemaßung 189
7.2. Parametrisches Radsatz-Modell für die akustische Strukturoptimierung 190
7.3. Beispiel für eine Pareto-Front aus Stier [105] 193
7.4. Gleisabklingrate für die akustische Optimierung 198
7.5. Referenzräder zum Vergleich mit den Optimierungsergebnissen 199
7.6. Anteil valider Individuen an den Generationen 200
7.7. Konvergenz der Zielfunktionswerte beim genetischen Algorithmus: Niedrigste Schallleistung von Individuen unterhalb einer vorgegebenen Masse. 201
7.8. Pareto-Front für die durchgeführten Versuche. Schwarz: Pareto-Front des jeweiligen Optimierungslaufs. Grau: Pareto-Front über alle sechs Läufe 202
7.9. Evolution eines Rades über die Generationen 203
7.10. Ausgewählte Pareto-Optima aus den sechs Optimierungsläufen 204
7.11. Pareto-Fronten von L_W^{neu} gegen L_W^{alt} bei vorgegebener maximaler Masse. 205
7.12. Gegenüberstellung von Rädern, die L_W^{neu} bzw. L_W^{alt} minimieren. 206
7.13. Verlauf der Optimierungsläufe SQ_GE_380 und -_390 207
7.14. Ausgewählte Iterierte aus den Optimierungsläufen SQ_GE_380 und -_390 207
7.15. Pareto-Fronten und -Optima für Räder mit geradem Steg 209
7.16. Pareto-Fronten und -Optima für Räder mit S-förmigem Steg 210
7.17. Pareto-Fronten und -Optima für Räder mit C-förmigem Steg 211

A.1. Beispielhaftes Resonanzschaubild mit abgeleitetem kritischen Frequenzbereich . . 228

C.1. Ergebnisse der Zeitschrittintegration für Versuch 18. Oben: Darstellung über der x-Koordinate, unten: Darstellung als Terzspektrum. 240
C.2. Trajektorien $u(x(t))$ für alle Versuche, der Übersichtlichkeit halber mit Offset. . . 240
C.3. Vergleich der Radkontur bei verschiedenen FE-Modellen 241
C.4. Rad-Schiene-Interaktion im vereinfachten Kontaktmodell, rotierend, $f_{rot} = 9.6\,\text{Hz}$ 242
C.5. Kontaktkraft bei Anregung mit einer Rauheit von $10^{-9}\frac{\text{m}}{\sqrt{\text{Hz}}}$ für $\bar{\gamma}_{y_\mathcal{K}} = 0$ 244
C.6. Verschiebungsamplitude im Kontaktpunkt bei Anregung mit einer Rauheit von $10^{-9}\frac{\text{m}}{\sqrt{\text{Hz}}}$ für $\bar{\gamma}_{y_\mathcal{K}} = 0$ 245
C.7. Schallleistungsdichte von Rad und Schiene bei Anregung mit einer Rauheit von $10^{-9}\frac{\text{m}}{\sqrt{\text{Hz}}}$ für $\bar{\gamma}_{y_\mathcal{K}} = 0$, $\bar{\omega}_{z_\mathcal{K}} = -0.1$. Rad: Körperschallleistung 246
C.8. Oben: Abtastung des Frequenzbereichs am Beispiel der Kontaktkraft für die Schallberechnung; Unten: Histogramm zur Verteilung der Frequenzschrittweite . 247

Tabellenverzeichnis

3.1. Übersicht über die berechneten Lastfälle zur Schwingungsanregung rotierender Strukturen 36
3.2. Am Radsatz-Modellprüfstand durchgeführte Versuche 50

4.1. Klassifizierung von Radsatzmoden 68
4.2. Parameter für die Approximation der frequenzabhängigen Kalker-Koeffizienten . 84

5.1. Parameterwerte für die Studie zur Rauheitsfilterung 120

6.1. Daten zum VMS-Radsatz 136
6.2. Übersicht der erstellten Radsatzmodelle 139
6.3. Eigenschwingformen des VMS-Radsatzes, Variante A1 142

7.1. Durchgeführte Optimierungsläufe mit dem Algorithmus `gamultiobj` 199
7.2. Durchgeführte Optimierungsläufe mit dem Algorithmus `gamultiobj` 206
7.3. Durchgeführte Optimierungsläufe mit geradem Steg 209

B.1. Arbeitsschritte zur Berechnung der Körperschallleistung 237

C.1. Parameter für den Normalkontakt nach Hertz 239
C.2. Kalker-Koeffizienten in Abhängigkeit von g und ν 239
C.3. Parameter für die strukturdynamische und akustische Rechnung 243
C.4. Grenzen der Entwurfsparameter für das Radsatzmodell 248
C.5. Parametrierung der speziellen Ansätze für die Radsteg-Struktur 249

Verzeichnis der Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung	Seite
Γ		abstrahlende Oberfläche	75
Ω	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$	Rotations-Winkelgeschwindigkeit	30
$\boldsymbol{\alpha},\ \boldsymbol{\alpha}^O$	$[\frac{\text{m}}{\text{N}}]$	Rezeptanzmatrix (des Objekts O)	18
$\alpha_{\mathcal{K}}$		Schrägstellwinkel des Kontakt-Koordinatensystems $\mathcal{K}$	63
α_F	[rad]	ortsfester Angriffswinkel der Kraft	227
α	[rad]	räumlicher Bezugswinkel beim rotierenden Körper	30
ϕ	[rad]	Umfangskoordinate am rotationssymmetrischen Körper	27
ϕ_F	[rad]	körperfester Angriffswinkel der Kraft	225
$\bar{\gamma}_{y_{\mathcal{K}}}$		statischer Querschlupfanteil	85
ω	$[\frac{1}{\text{s}}]$	Kreisfrequenz; Anregungs-Kreisfrequenz	15
$\omega_E,\ (\omega_i)$	$[\frac{1}{\text{s}}]$	ungedämpfte Eigenkreisfrequenz (der i-ten Mode)	17
$\bar{\omega}_{z_{\mathcal{K}}}$		statischer Bohrschlupfanteil	85
ρ	$[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$	Luftdichte	75
σ		Abstrahlgrad	75
$\xi,\ (\xi_i)$		Lehr'sches Dämpfungsmaß (der i-ten Mode)	17
$\mathcal{A}$		Eisenbahn-Koordinatensystem	63
F_0^C	[N]	statische Radlast	82
F^N	[N]	Kontaktnormalkraft	88
$\hat{\boldsymbol{F}}$	[N]	komplexer Vektor der Kraftamplitude	225
$\vec{F}$		(Kontakt)-Kraftvektor	65
$\boldsymbol{H}$	$[\frac{\text{m}^3}{\text{N}}]$	Nachgiebigkeitsoperator bzw. -matrix des elastischen Halbraums	87
$\mathcal{I}$		kartesisches Inertialsystem	99
K_C	$[\frac{\text{N}}{\text{m}}]$	Kontaktsteifigkeit	81
$\mathcal{K}$		Koordinatensystem des Rad-Schiene-Kontakts	63
$L_W;\ (L_W^{\text{O}})$	[dB(A)]	Schallleistungspegel (des Objekts O)	5
$\mathcal{P}$		Polarkoordinatensystem	98
$\mathcal{R}$	[m]	Körper (Das Rad)	24

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung	Seite
$\Re(\cdot), \Im(\cdot)$		Realteil und Imaginärteil einer komplexen Größe	15
S	$[\mathrm{m}^2]$	Flächeninhalt der abstrahlenden Oberfläche	75
S_W	$[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{Hz}}]$	spektrale Leistungsdichte der Schallleistung	127
$\mathcal{U}_R$	$[\mathrm{m}^4]$	$\mathcal{U}$-Matrix für rotierende Körper	79
$\mathcal{U}$	$[\mathrm{m}^4]$	Matrix zur Berechnung der Körperschallleistung	76
W	[W]	Schallleistung	75
W_{KS}	[W]	Körperschallleistung	75
W^S	[W]	Schallleistung der Schiene	96
$\vec{X}$	[m]	Ortsvektor, ein Punkt im Raum	25
$a_H,\ b_H$	[m]	Halbmesser der Kontaktellipse in Fahrt- und Querrichtung	83
c	$[\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}]$	Schallgeschwindigkeit	75
$\mathfrak{d}$	$[\frac{1}{\mathrm{s}}]$	Abklingkonstante einer Schwingung	17
f	[Hz]	Frequenz; Anregungsfrequenz.	15
$\vec{\mathfrak{f}}$		Kraft auf dem Referenzkreis	28
j		imaginäre Einheit, $\mathrm{j} = \sqrt{-1}$	15
$\vec{n}$		Einheitsnormalenvektor	75
$\boldsymbol{p}$	$[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}]$	Funktion oder Vektor der Kontaktnormalspannungsverteilung	86
$q,\ (q_i)$		$(i-te)$ modale Koordinate	25
$\hat{q}_i^{\pm}$		komplexe Zeiger der harmonischen modalen Koordinate	31
$\tilde{q},\ (\tilde{q}_i)$		$(i-te)$ komplexe modale Koordinate	29
r	[m]	radiale Koordinate am rotationssymmetrischen Körper	27
r_{eff}	[m]	effektive Rauheit	92
$\hat{\boldsymbol{r}}$	[m]	komplexer Vektor der Rauheitsamplitude	66
$\vec{r}$		Vektor der Rauheit	65
$\hat{\boldsymbol{s}}$		zusammengefasste modale Koordinaten $\hat{s}_i^{\pm}$	79
$\hat{s}_i^{\pm}$		modale Koordinaten der i-ten Mode am rotierenden Körper	73

Formelzeichen	**Einheit**	**Beschreibung**	**Seite**
$\vec{u}$	[m]	Verschiebungsvektor im Zeitbereich	25
$\hat{\boldsymbol{u}}$	[m]	komplexer Vektor der Verschiebungsamplitude	66
$\vec{u}^O$		Verschiebungsvektor des Objekts O	65
$\hat{\boldsymbol{v}}$	$[\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}]$	komplexer Amplitudenvektor der Schnelle	75
$\tilde{v}_n$	$[\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}]$	Effektivwert der normalen Oberflächenschnelle	75
v_{Zug}	$[\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}]$	Fahrgeschwindigkeit des Zuges	92
$\boldsymbol{y}, (\boldsymbol{y}_i)$	[m]	(i-te) Eigenschwingform	25
$\hat{\boldsymbol{y}}_i$	[m]	komplexer Vektor der Auslenkung der i-ten Mode auf dem Bezugsquerschnitt	31
$\tilde{\boldsymbol{y}}, (\tilde{\boldsymbol{y}}_i)$	[m]	(i-te) komplexe Eigenschwingform	29
z		Koordinate	27

Abkürzungen

ALE . . . . . Arbitrary Lagrangian Eulerian

BEM . . . . . Boundary Element Method

CLD . . . . . Constrained Layer Damper

EU . . . . . Europäische Union

EWP . . . . . Eigenwertproblem

FEM . . . . . Finite Element Method

Gen. . . . . Generation

Ind. . . . . Individuum

LDV . . . . . Laser Doppler Vibrometer

TWINS . . . . . Track Wheel Interaction Noise Software

1. Einleitung

Die Eisenbahn als umweltfreundliches Verkehrsmittel ist für Personen und Fracht die bedeutendste Alternative zum Straßenverkehr. So wird nach Pippert [87] pro Tonnenkilometer auf der Straße 4.2 mal so viel CO_2 ausgestoßen wie auf der Schiene; pro Personenkilometer ist der Faktor 2.1. Daher ist eine Verlagerung möglichst großer Anteile des Verkehrsaufkommens auf die Schiene aus Sicht des Klimaschutzes wünschenswert. Die hohe Lärmbelastung, die die Bahn jedoch in Ballungsgebieten oder an stark belasteten Strecken verursacht, führt zu Akzeptanzproblemen in der Bevölkerung und zunehmend in der Politik, siehe beispielsweise den Zeitungsartikel [93]. Eine Steigerung des Schienenverkehrs ist deshalb nur möglich, wenn die Schallabstrahlung der Schienenfahrzeuge in Zukunft spürbar reduziert werden kann.

Abbildung 1.1.: Der Güterzug als umweltfreundliches Massentransportmittel im Elbtal. Foto: Martin Kache, TU Dresden

Der Bahnlärm betrifft in unterschiedlichem Maße alle Mitgliedsstaaten der EU und ist insofern ein europäisches Problem. Im Green Paper [4] der Europäischen Kommission wurde 1996 festgestellt, dass in der EU jeder fünfte Bürger inakzeptablen oder sogar gesundheitsschädlichen Lärmpegeln in seiner Umgebung ausgesetzt ist. Im Jahre 2002 folgten dieser Absichtsbekundung erste legislative Schritte: Die EU erließ 2002 eine Richtlinie [5] zur Bekämpfung des Umgebungslärms. Ziel ist es, die Lärmbelästigung und deren schädliche Auswirkungen zu verhindern oder zu mildern. Es wird die Messung von Umgebungslärm genormt und dessen Erfassung in Umgebungslärmkarten für Ballungsräume vorgeschrieben. Des Weiteren sind die Mitgliedsstaaten aufgefordert, die Öffentlichkeit einzubinden sowie Aktionspläne für die Lärmbekämpfung auszuarbeiten und einer regelmäßigen Prüfung zu unterziehen.

Mit dem Erlass der TSI Lärm [7] wird die Schallabstrahlung von neu zuzulassenden Schienenfahrzeugen limitiert mit dem Ziel, auf diese Weise ein akustisches Akzeptanzkriterium für Neufahr-

zeuge vorzuschreiben. Da jedoch der Fuhrpark gerade im Güterwagenbereich eine Lebensdauer von mehreren Jahrzehnten besitzt, kann dies nicht die einzige Maßnahme sein. Akustische Verbesserungen müssen i. d. R. vom Fahrzeughalter finanziert werden und stellen folglich für diesen einen Wettbewerbsnachteil in Form höherer Kosten dar. Daher müssen Lärmminderungsmaßnahmen stets nach ihrem Kosten-Nutzen-Verhältnis bewertet werden. Zusätzliche Anreize zur Umrüstung werden beispielsweise ab 2012 durch die Einführung eines lärmabhängigen Trassenpreises [25] seitens der Bundesregierung geschaffen.

Die DB AG als größtes deutsches Eisenbahnverkehrsunternehmen hat das Ziel, siehe z. B. den Internet-Artikel [27], den Schienenverkehrslärm zwischen den Jahren 2000 und 2020 zu halbieren, also um 10 dB(A) zu reduzieren. Als erster Schritt hierzu dient das Lärmsanierungsprogramm, welches vor allem den Bau von Lärmschutzwänden und Lärmschutzfenstern in stark lärmbelasteten Bereichen des Schienennetzes umfasst. Als zweiter Schritt dient die Umrüstung der Güterwagenflotte auf die K-Sohle[1]. Um eine Reduktion von 10 dB(A) zu erreichen, sind jedoch nach Braune [20] zusätzliche Anstrengungen notwendig. Besonders vielversprechend sind hier Maßnahmen, die an der Quelle, also an Rad oder Schiene wirken. Es muss seitens der Hersteller von Schienenfahrzeugen oder -komponenten, insbesondere Radsätzen, geprüft werden, welchen konstruktiven Beitrag sie zur Entwicklung leiserer Schienenfahrzeuge in Zukunft leisten können.

1.1. Das Problemfeld Rollgeräusch

Der von Schienenfahrzeugen abgestrahlte Schall lässt sich drei wesentlichen Quellen zuordnen, die je nach Fahrgeschwindigkeit verschieden stark zum Gesamtgeräusch beitragen. Eine Darstellung, siehe Abbildung 1.2, hierzu ist dem Positionspapier der Europäischen Kommission [17] zu entnehmen.

Zum **Aggregatgeräusch** zählt der Schall, der von den Motoren und Hilfsaggregaten des Fahrzeugs verursacht wird. Auch Klimaanlagen und andere, nicht dem Fahrbetrieb dienende Geräte, fallen in diese Kategorie. Aggregatgeräusche werden auch vom stehenden oder mit geringer Geschwindigkeit fahrenden Schienenfahrzeug generiert und dominieren die Schallabstrahlung bis zu einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 50 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$.

Das **Rad-Schiene-Geräusch** wird durch Schwingungen von Eisenbahnradsatz und Schiene verursacht und hauptsächlich von diesen Bauteilen abgestrahlt. Es findet jedoch auch eine Körperschallübertragung vom Radsatz in Drehgestell und Wagenkasten sowie von der Schiene in die Schwellen und den Untergrund statt. Dieses Geräusch ist in engen Kurven, an Weichen und Schienenstößen dominant. Von 50 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ bis ca. 200 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$, also im Geschwindigkeitsbereich des konventionellen Güter- und Personenverkehrs, ist es als Rollgeräusch auch die dominante Schallquelle auf gerader Strecke.

Aerodynamische Geräusche sind oberhalb einer Fahrgeschwindigkeit von ca. 200 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ die lauteste Schallquelle am Schienenfahrzeug. Sie werden bei der Umströmung des Fahrzeugs direkt in der Luft erzeugt und stellen vor allem beim Hochgeschwindigkeitsverkehr ein Problem dar.

[1] Die K-Sohle ist ein Bremsbelag für die Güterwagen-Klotzbremse, der durch geringere Aufrauhung der Laufflächen gegenüber der üblicherweise verwendeten Graugusssohle eine Schallreduktion von 10 dB(A) bei Güterwagen bewirken kann.

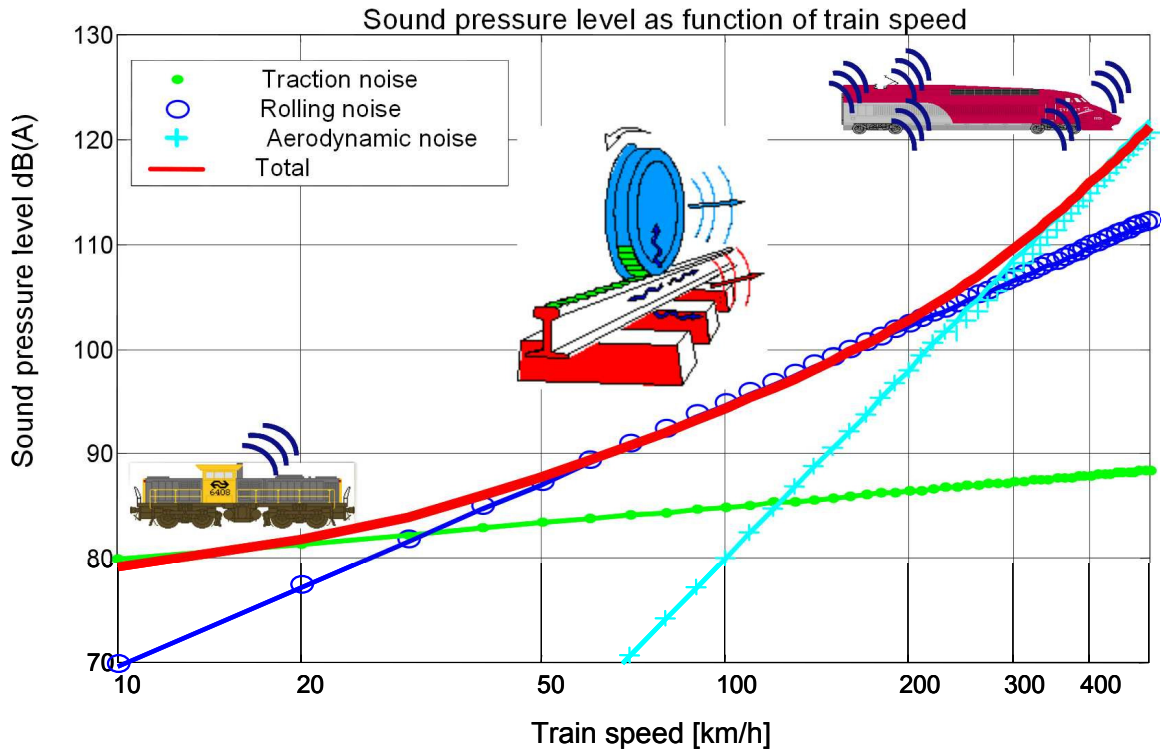

Abbildung 1.2.: Zusammensetzung des von Zug-Außengeräuschs in Abhängigkiet von der Fahrgeschwindigkeit aus [17].

1.1.1. Einteilung des Rad-Schiene-Geräuschs

Als dominierende Schallquelle in einem großen Geschwindigkeitsbereich bietet das Rad-Schiene-Geräusch einen wichtigen Angriffspunkt für Lärmminderungsmaßnahmen an der Quelle. Nach dem Anregungsmechanismus kann es in drei Kategorien eingeteilt werden:

Das **Schlaggeräusch** (impact noise), siehe z. B. Pieringer [84], ist ein transientes Geräusch, das durch verschiedene Stöße verursacht wird. Demzufolge wirkt es in einem breiten Frequenzbereich. Die Schläge bzw. Stöße werden zum Beispiel durch Weichen, Kreuzungen, Schienenstöße oder auch durch Flachstellen auf den Eisenbahnrädern verursacht.

Das **Kurvenkreischen/ -quietschen** (curve squeal) tritt beim Durchfahren von bestimmten, typischerweise engen, Gleisbögen auf, siehe z. B. Thompson [127] oder Spinola [104]. Es ist also ein lokales Phänomen. Das Geräusch wird meist durch die selbsterregte Schwingung einer einzigen Rad-Eigenform verursacht und ist daher tonal. Dabei kann der Schalldruckpegel des Fahrzeugs um bis zu 10 dB(A) steigen. Auch der Spurkranzanlauf eines Radsatzes kann zu hohen Geräuschpegeln führen. Besonders bei Straßenbahnnen, aber auch im Vollbahnbereich im städtischen Raum kann Kurvenquietschen sehr störend sein. Daher werden bei Straßenbahnen oft standardmäßig Schwingungsabsorber verbaut oder in Kurven Schmierstoffe verwendet, um das Quietschen zu vermeiden.

Das **Rollgeräusch** ist das typische Geräusch, das Eisenbahnfahrzeuge des konventionellen Verkehrs auf gerader Strecke abstrahlen. Es ist annähernd stationär und tritt unvermeidlich auf, wenn ein Zug rollt. Es stellt das am häufigsten als Lärmbelästigung empfundene Bahngeräusch dar, siehe Pippert [87].

1.1.2. Der Anregungsmechanismus des Rollgeräuschs

Die Oberflächen von Rad und Schiene sind nicht glatt, sondern weisen kleine Störungen verschiedenster Wellenlängen mit Amplituden im Mikro- bzw. Millimeterbereich auf. Diese Störungen werden allgemein als Rauheit bezeichnet. Bei der Rollbewegung wird die Rauheit überfahren und muss von Rad und Schiene durch lokale Verformung (Kontakt) oder globale Verformung (Schwingung) ausgeglichen werden. Daher wirkt sie als Wegerregung in der Rad-Schiene-Kontaktzone. Rad und Schiene werden in Schwingung versetzt und strahlen Schall ab.

Remington [97], [96] stellte 1974 das erste Modell dieses Mechanismus vor. Seine Modellierung wurde später von Thompson aufgegriffen und erweitert, siehe [112] bis [116]. Die Umsetzung in der kommerziellen Software TWINS (Track Wheel Interaction Noise Software) [124] konnte, wie in [120] beschrieben, erfolgreich validiert werden. Bei möglichst genauer Aufnahme aller notwendigen Eingabeparameter konnte der Gesamtschalldruckpegel mit einer Standardabweichung von nur 2 dB(A) für verschiedene Räder, Teststrecken und Fahrgeschwindigkeiten vorhergesagt werden. Damit kann die kinematische Anregung durch die Rauheit von Rad und Schiene als Hauptursache für das Rollgeräusch gelten und wird in dieser Arbeit modelliert sowie für die akustische Bewertung von Radsätzen und deren Optimierung zu Grunde gelegt.

1.1.3. Die Rauheit der Rad- und Schienenlaufflächen

Abschnitt 1.1.2 beschreibt den Mechanismus, durch den die Rauheit von Rad und Schiene das Rollgeräusch hervorruft. Das Geräusch hängt in seiner Lautstärke und seiner spektralen Verteilung entscheidend vom Pegel und der Art der Rauheit von Rad und Schiene sowie von der Fahrgeschwindigkeit des Zuges ab. Wird der abgestrahlte Schall zum Bewertungskriterium für eine schalltechnische Optimierung gemacht, so muss die anregende Rauheit charakterisiert sein.

In der Literatur können verschiedene Begriffe gefunden werden, die akustisch relevante Oberflächenstörungen der Laufflächen von Rad und Schiene bezeichnen. In dieser Arbeit werden alle Störungen durch den Begriff der Rauheit erfasst. Bei Rauheitsmessungen, siehe Dings [29] und Thompson [117], wird diese auf mehreren Spuren aufgenommen und kann anhand von Vergleichsdaten klassifiziert werden. Die Entstehung von Rauheit umfasst verschiedene Phänomene und Wirkungsketten. Hervorzuheben sind die quasi-periodischen Phänomene Schienenriffeln und Radunrundheiten. Das sind Wellungen auf der Rad- oder Schienenoberfläche. Sie können große Amplituden erreichen und haben daher einen erheblichen Einfluss auf das Rollgeräusch. Es wurde eine Vielzahl wissenschaftlicher Arbeiten verfasst, die Bestandsaufnahmen und Erklärungen beitragen.

Die kennzeichnenden Merkmale von Radunrundheit und Schienenriffeln sind ihre Periodizität und die Ausdehnung der Wellen über einen größeren lateralen Anteil der Lauffläche. Neben diesen quasiperiodischen Phänomenen existieren noch andere Formen der Rauheit.

Schienenriffeln sind weltweit anzutreffen. Die Wellenlängen, Amplituden und Entstehungsprozesse sind sehr vielfältig. In [38] gibt Grassie einen Überblick zum Thema. Die Riffel werden demnach durch das Wechselspiel zweier Mechanismen erzeugt.

– Einem Mechanismus, der eine bestimmte Wellenlänge fixiert, z. B. eine Eigenfrequenz in der Rad-Schiene-Interaktion. Diese Prozesse haben meist eine feste Frequenz. Die Riffelwellenlänge entsteht durch die typische Fahrgeschwindigkeit auf dem Gleis.

– Einem Schädigungsmechanismus. Durch die immer wiederkehrende periodische Belastung wird Material plastisch verformt, nach Ermüdung ausgebrochen (Rolling Contact Fatigue) oder ungleichmäßig abgenutzt, so dass sich Wellenberge und -täler ausbilden können.

Außerdem können auch durch Schienenschleifen periodische Störungen auf der Schienenoberfläche entstehen und das Riffelwachstum begünstigen. Wenn rotierende Schleifscheiben verwendet werden, entstehen aus der Fahrgeschwindigkeit des Schleifzuges und der Drehzahl der Scheibe ebenfalls periodische Störungen der Schienenoberfläche. Weiterhin verursachen die Fahrflächenriffeln der Grauguss-Klotz-gebremsten Güterwagenräder eine Schädigung der Fahrfläche der Schiene.

Ähnlich wie bei der Schiene gibt es auf Laufflächen von Eisenbahnrädern periodische Störungen, deren Wellenlänge einen ganzzahligen Bruchteil des Radumfangs beträgt. Nach Mombrei [81] und Müller [80] kann man sie folgendermaßen klassifizieren: Die **singuläre Abplattung** ist eine auf dem Radumfang einmalige, ausgedehnte (z. B. 10% des Radumfanges) Vertiefung mit großer Radiusdifferenz (z. B. 3 mm [80]). Bei der **Flachstelle** handelt es sich um eine kürzere einmalige Vertiefung, die z. B. durch Blockieren des Rades verursacht wurde und daher bei beiden Rädern eines Radsatzes an der gleichen Stelle zu finden ist [80]. Eine Störung mit drei oder mehr Perioden (Ecken) auf dem Umfang wird als **Polygonalisierung** bezeichnet.

Rauheit / Rauigkeit Synonym zum Begriff Rauheit ist Rauigkeit zu verwenden. Beide Begriffe sind auf gleiche Weise polysem, indem sie neben der Oberflächenbeschaffenheit eines Körpers auch eine Klangqualität in der Psychoakustik bezeichnen. In beiden Bereichen sind beide Bezeichnungen üblich. Im Rad-Schiene-Kontext spiegelt sich dies darin wider, dass in der TSI Lärm [7] Rauigkeit normiert wird, während in der DIN EN ISO 3095 [6] und in der DIN EN 15610 [9] die Messung von Rauheit beschrieben wird. Da letztgenannte die aktuellste Norm ist, wird hier einheitlich der Begriff Rauheit verwendet.

1.2. Reduktion des Rollgeräuschs

In seinem Artikel [109] stellt Stüwing heraus, dass der Pegel L_W der von einem schwingenden Bauteil abgestrahlten Schallleistung aus drei Pegeln zusammengesetzt werden kann.

$$L_W = L_{\mathrm{Anr}} + L_{\mathrm{Üb}} + L_{\mathrm{Abstr}} \tag{1.1}$$

Darin sind:

L_{Anr}	Der Anregungspegel, im Falle des Rollgeräuschs der Pegel der Rauheit
$L_{\mathrm{Üb}}$	Der Übertragungspegel, der sich aus den strukturdynamischen Eigenschaften des Rad-Schiene-Systems ergibt
L_{Abstr}	Das Abstrahlmaß, welches angibt, wie effektiv eine vibrierende Oberfläche den Schall abstrahlt

Maßnahmen zur Reduktion des Rollgeräuschs können an allen drei Pegeln angreifen. Im EU-geförderten Stairss-Projekt wurden verschiedene Maßnahmen hinsichtlich ihres Kosten-Nutzen-Verhältnisses untersucht, siehe z. B. Hemsworth [43].

An der direkten Quelle, der Laufflächenrauheit, wirken die Maßnahmen zur Reduktion von L_{Anr}. Als effektivstes Mittel hat sich die K-Sohle erwiesen. Dabei handelt es sich um einen Bremsbelag für die Güterwagen-Klotzbremse, der nicht wie die Standard-Beläge aus Grauguss besteht, sondern aus Kompositmaterial. Sie rauht die Radlauffläche im Gegensatz zur Grauguss-Sohle nicht auf, was eine Schallreduktion von bis zu 10 dB(A) mit sich bringt. De Vos [28] gibt einen Überblick zu den aktuellen Entwicklungen. Die K-Sohle besitzt den Nachteil, dass wegen des abweichenden Reibwerts nicht nur der Bremsklotz, sondern auch Bremszylinder und Bremsgestänge am Waggon ausgetauscht werden müssen. Daher gibt es weitere Bemühungen, die leise Bremssohle mit einem geringeren Aufwand einzuführen. Im Projekt LäGiV [24] sowie im Europe Train-Projekt [26] wird der Versuch unternommen, die LL-Sohle – eine Verbundstoffsohle, die im Reibwert der Grauguss-Sohle nahe kommt– zur Betriebsreife zu bringen. Dazu ist ihre Zulassung in Deutschland bzw. in Europa zu erreichen, und es ist sicher zu stellen, dass die Sohle keine nachteiligen Auswirkungen auf den Verschleiß der Räder besitzt, wie sich dies für einige K-Sohlen herausgestellt hatte. Mit der LL-Sohle wäre eine wirtschaftlichere Umrüstung der Wagen möglich, da die Umrüstung der Bremse selbst entfallen kann.

Eine weitere Maßnahme, L_{Anr} zu verringern, ist das akustische Schienenschleifen. Dieses ist geeignet, die Schienenrauheit zur reduzieren. Es ist weniger effektiv als die K- oder LL-Sohle, da das Schleifen regelmäßig zu wiederholen ist und dazu eigens Technik, Personal- und Trassenkapazität investiert werden müssen. Dennoch gehört es zu den im Stairss-Projekt empfohlenen Maßnahmen [43], da natürlich eine niedrige Radrauheit nur dann von Vorteil ist, wenn sie nicht von einer großen Schienenrauheit kompensiert wird.

Zur Reduktion von L_{Abstr} können Abschirmungen wie Schallschutzwände oder auch Verkleidungen der Drehgestelle verwendet werden. Zählt man die abstrahlende Fläche des Rades zu diesem Pegel, so ist die Verkleinerung der Räder als wirksame Maßnahme zu nennen. Der Abstrahlgrad selbst hängt zwar auch von der Struktur ab, jedoch ist allein durch die Größe und Form des Rades ein gewisser Verlauf , siehe Abschnitt 6.3 für Details, vorgegeben. Ein Versuch im Projekt Silent Freight [44], den Abstrahlgrad durch perforierte Räder zu verringern, erbrachte keine messbaren akustischen Vorteile.

Zur Reduktion von $L_{\mathrm{Üb}}$ tragen Maßnahmen bei, die die Schwingung des Radsatzes und der Schiene dämpfen oder verhindern. Damit sind bereits zwei Richtungen vorgegeben. Zum einen können Dämpfungselemente verwendet werden um die Dämpfung des Radsatzes zu steigern und so Schwingungsamplituden zu reduzieren. Thompson zählt in [126] mögliche Bauformen solcher Absorberelemente auf.

Zum anderen kann das Rad so gestaltet werden, dass es möglichst wenige Eigenfrequenzen im akustisch relevanten Frequenzbereich zwischen ca. 250 Hz und 5 kHz [19] aufweist, bzw. dass die im Rad-Schiene-Kontakt erregten Resonanz-Schwingungen möglichst wenig Schall generieren. Alle Veränderungen der Radgestaltung, denen dieses Ziel zu Grunde liegt, werden mit dem Begriff der akustischen Strukturoptimierung erfasst.

Schwingungsabsorber sind im Güterwagenbereich bisher nur zu Erprobungszwecken im Einsatz. Von den verschiedenen verfügbaren Bauformen sind nur wenige für die Bedingungen am Güterwagen geeignet. Das Aufheizen des Radkranzes bei der Bremsung auf viele hundert Grad wird von Elastomeren nicht ertragen. Daher sind nur Lösungen möglich, bei denen die thermische Kopplung an den Absorber gering ist. Absorber sind prinzipiell nachrüstbar, auch wenn es im Einzelfall im Genehmigungsverfahren oder beim Festigkeitsnachweis zu Schwierigkeiten kommen

kann. Sie erlauben es, konventionelle Radformen beizubehalten und können dennoch die Schallabstrahlung um mehrere Dezibel senken. Sie sind an verschiedenen Räder anpassbar. Jedoch handelt es sich bei Absorbern stets um Anbauteile. Als solche verursachen sie Wartungsaufwand und es bestehen noch keine Langzeiterfahrungen über die Wirkung des Absorbers und seine Haltbarkeit im Betrieb. Die Anschaffungskosten müssen geleistet werden und es muss zwangsläufig auf einen der wenigen Anbieter zurückgegriffen werden, die patentrechtlich zur Herstellung der Absorber berechtigt sind.

Akustisch optimierte Räder können nur als Ersatz verschlissener Räder oder bei neu angeschafften Wagen in den Einsatz gebracht werden. Sind die Formen ungewöhnlich, wie beispielsweise beim Wellstegrad, siehe Stüwing [109], so müssen umfangreiche Prüfungen zur Zulassung des Rades durchgeführt werden und zusätzlich sind die Herstellungskosten gegenüber konventionellen Rädern u. U. höher. Dieser Nachteil fällt weniger ins Gewicht, wenn es gelingt, einen akustisch verbesserten, axialsymmetrischen Radsatz zu entwickeln. In diesem Fall könnte ein akustisch optimiertes Rad billiger sein als ein mit Absorber ausgestattetes. Im Gegensatz zu Absorbern kommen akustisch optimierte Räder ohne Zusatz- oder Anbauteile aus und können als integrales Bauteil vom Radsatzhersteller bezogen werden. Daher ist der Wartungsaufwand gegenüber konventionellen Rädern auch nicht erhöht. In jedem Falle wäre es lohnend für die Hersteller von Rädern, bei der Entwicklung nicht nur die Masse und die Festigkeit zu beachten, sondern mit geeigneten Werkzeugen die Konstruktion von vornherein auch akustisch auslegen zu können.

1.3. Literaturüberblick und Stand des Wissens zur schalltechnischen Optimierung von Radsätzen

In Europa wurden in den vergangenen zwei Jahrzehnten, teils auf privatwirtschaftliche Initiative, häufiger aber mit öffentlicher Förderung seitens der Staaten oder der EU, Entwicklungsprojekte durchgeführt, die die akustische Verbesserung von Eisenbahnradsätzen zum Ziel hatten. Dabei bildet die Strukturoptimierung neben Maßnahmen wie Verbesserung der Klotz-Bremsbeläge und Entwicklung von Schwingungsabsorbern einen Schwerpunkt der Arbeiten. Einen Überblick können der Review-Artikel [122] von Thompson, der Beitrag [43] von Hemsworth und die Zusammenfassung [19] von Bracciali bieten.

Das niederländische Projekt "Innovationsprogramm" Lärm, bekannt durch den **Fluistertrein**, wurde gefördert vom dortigen Verkehrsministerium. Es beinhaltete vor allem eine Versuchskampagne, in der ein Zug, an dem zahlreiche Lärmreduzierungsmaßnahmen implementiert waren, während einer dreijährigen Periode von 2004 bis 2007 kontinuierlich akustisch vermessen wurde. Als Maßnahmen wurden synthetische Bremsschuhe (K-Sohle) mit entsprechend angepasstem Bremssystem sowie Radschallabsorber der Firma Schrey & Veit verwendet, wie sie in [131] von Venghaus und Veit beschrieben werden. In [91] wurden von Pos und Peen folgende Ergebnisse angegeben: Das Gesamt-Maßnahmenpaket reduzierte die Schallabstrahlung um ca. 9 dB(A), der Unterschied zwischen der Messung mit und der ohne Radschallabsorber beträgt 2.5 dB(A).

Im französischen Projekt **RONA** sollte das TGV-Rad akustisch verbessert werden. Mittels Schallberechnungen mit dem Programm TWINS wurden viele Rad-Varianten rechnerisch überprüft und einige dann im Streckenversuch getestet. Bei einem Stahlrad führten die symmetrische Massenverteilung um die Radmittelachse und eine Mehrmasse von 57 kg pro Rad zu einer Schallreduktion von ca. drei Dezibel. Ein Rad mit einem sehr dicken (ca. 80 mm) Aluminium-Steg und