

## Zeitbereichsmodelle für das Rad-Schiene-Rollgeräusch - Teil 2: Kontaktmodelle

Jeffrey Thomsen, Ina Richter, Katja Stampka, Ennes Sarradj

*TU Berlin, Fachgebiet Technische Akustik, Einsteinufer 25, 10587 Berlin*

### Einleitung

Rollgeräusche sind eine Hauptschallquelle bei Schienenfahrzeugen. Vor allem bei mittleren Fahrgeschwindigkeiten, wie sie in Ballungsgebieten vorherrschen, sind diese dominant. Um Schallminderungsmaßnahmen am Ort der Entstehung entwickeln zu können ist ein Verständnis der hierfür ursächlichen Mechanismen notwendig. Der in dieser Forschungsarbeit gewählte Ansatz stützt sich auf die Prognose des Rollgeräuschs durch Kontaktkraftmodelle, welche die Interaktion zwischen Rad und Schiene simulieren. Im Allgemeinen kann hierbei zwischen zwei Modelltypen unterschieden werden: Frequenzbereichs- und Zeitbereichsmodelle. Erstere arbeiten mit frequenzabhängigen Parametern und haben zwar den Vorteil der verhältnismäßig leichten Handhabbarkeit und kurzen Rechendauer, lassen jedoch wichtige Mechanismen außer Acht, die für die Geräuscentstehung von Bedeutung sein könnten. Hierzu gehören parametrische Anregungen (z. B. durch periodische Schwellenlagerung) und Nichtlinearitäten bei der Simulation (z. B. ein kurzes Abheben des Rades durch Schienenunebenheiten). Diese finden in Zeitbereichsmodellen Berücksichtigung, weshalb diese Art von Modellen besser geeignet ist. [6]

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit werden zwei verschiedene Zeitbereichsmodelle für das Rad-Schiene-Rollgeräusch von Nordborg [4] und Thompson/Wu [7] miteinander verglichen und mit Messwerten validiert.

### Zeitbereichsmodelle

Die den Rad-Schiene-Kontaktmodellen von Nordborg und Thompson/Wu zugrunde liegenden Schienenmodelle werden in [1] vorgestellt.

Im Schienenmodell von Nordborg wird die Antwort der Schiene auf eine bewegte Last mit Hilfe der Greenschen Funktion eines periodisch gelagerten, unendlichen Balkens beschrieben. Zusammen mit der Greenschen Funktion für das Rad (genauere Betrachtung siehe nächster Abschnitt) werden in einem Fixpunktiterationsverfahren die Kontaktkraft und die Schienen- und Radauslenkung ermittelt. Hierbei ist es auch möglich, eine Anregung durch Rauigkeit zu berücksichtigen. [2, 3, 4, 6]

Im Modell von Thompson/Wu werden Rezeptanzen einer nicht bewegten Punktkraftanregung nach Heckl [8] ausgerechnet. Um diese im Frequenzbereich berechneten Schienenrezeptanzen in den Zeitbereich zu überführen, werden die örtlich veränderlichen dynamischen Steifigkeiten zu zeitlich veränderlichen Parametern. Dies geschieht mit Hilfe einer Übertragungsfunktion, die mittels inverser Laplace-Transformation eine Zustandsraumdarstel-

lung des Systems schafft. Zusammen mit der Bewegungs-Differentialgleichung des Rades und der nichtlinearen Hertzschen Kontaktkraftgleichung bildet sie ein System von Differentialgleichungen, mit denen die Kontaktkraft, die Schienen- und die Radauslenkung iterativ berechnet werden können. Auch hier ist eine Berücksichtigung von Rauigkeit möglich. [7]

### Betrachtung des Rades

Zwar basieren beide Schienenmodelle auf bewegten, oszillierenden Punktkräften, jedoch finden sich grundlegende Unterschiede zwischen den beiden Modellen in der Betrachtung des Rades.

Thompson nutzt für die Simulation der Rad-Schiene-Interaktion eine einfache Bewegungs-Differentialgleichung (1), in der das Rad mit einer Masse  $M_w$  und das Gewicht des Schienenfahrzeugs mit einer von oben wirkenden Vorlast  $P$  modelliert wird. Das Rad wird hier als starr angenommen, da sich das Rad nur als Ganzes auf und ab bewegen kann. Nach dem 2. Newtonschen Gesetz ergibt sich die Masse multipliziert mit der Beschleunigung des Rades  $\ddot{y}_{w,\text{starr}}(t)$  aus der Kontaktkraft  $f(t)$  zwischen Rad und Schiene und der Vorlast, die in die entgegengesetzte Richtung von oben auf das Rad wirkt. [7]

$$M_w \ddot{y}_{w,\text{starr}}(t) = f(t) - P \quad (1)$$

Nordborg nutzt ebenfalls diese starre, erste Eigenmode des Rades. Zusätzlich enthält die Simulation aber die Superposition mit einer Greenschen Funktion (Gleichung (2)), die aus dem FE-Modell eines Rades gewonnen wird, um auch höhere Moden und somit das elastische Verhalten des Rades zu berücksichtigen. [6]

$$y_{w,\text{elastisch}}(t) = \int_{-\infty}^t g_w(t, t_k) f(t_k) dt_k \quad (2)$$

Die hierbei entstehenden Unterschiede in der Prognose des Rollgeräuschs stellen einen Fokus der folgenden Betrachtung dar.

### Simulationen

Im Folgenden werden einige wesentliche Aspekte der Simulationen und die Abhängigkeit von wichtigen Parametern betrachtet.

## Vergleichsgrößen

Die Ausgabedaten beider Simulationen sind der Kontaktkraftverlauf sowie die zeitlichen Verläufe der Rad- und Schienenauslenkungen. Der Kontaktkraftzeitverlauf lässt sich schwer vergleichen, daher wird dieser mit Hilfe einer FFT in den Frequenzbereich überführt. Diese wird für beide Modelle mit identischen Fensterlängen und einer Hanning-Fensterfunktion durchgeführt. Zum Vergleich der Simulation mit Messwerten von Beschleunigungsaufnehmern wird zudem mit Gleichung (3) ein Beschleunigungs dichtespektrum (BDS) berechnet. Es setzt sich zusammen aus dem Betragsquadrat des Kontaktkraftspektrums  $F$  sowie dem Integral der Transferrezeptanzen  $u_{tr}$  mit einem festen Beobachtungspunkt  $x$  über die betrachteten Kontaktpunkte  $x_k$  im Intervall des betrachteten Schienenabschnitts  $[x_{k,l}, x_{k,r}]$ .

$$|A(x)|^2 = \omega^4 |F|^2 \frac{1}{x_{k,r} - x_{k,l}} \int_{x_{k,l}}^{x_{k,r}} |u_{tr}(x, x_k)|^2 dx_k \quad (3)$$

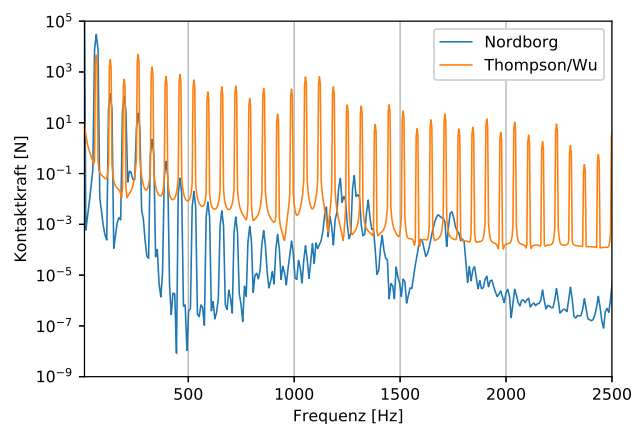
Die Transferrezeptanzen beschreiben die Antwort der Schiene an einem festen Beobachtungspunkt auf die Kontaktkraft, die das Rad als sich bewegende Punktkraft erzeugt. Es wird also eine Analogie zu Messungen hergestellt, bei denen Beschleunigungsaufnehmer an festen Punkten auf einer Schiene angebracht sind und Zugvorbeifahrten messen. Eine genaue mathematische Herleitung findet sich in [5].

## Vergleich der Modelle

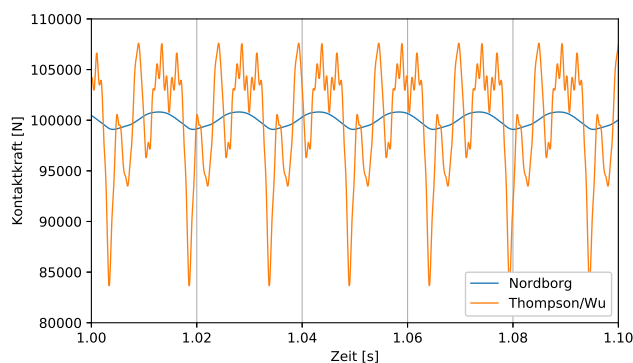
Werden beide Modelle mit denselben Parametern ohne Rauigkeitsanregungen simuliert, zeigt sich bei beiden ein Kontaktkraftspektrum (Abbildung 1) mit bis 1 kHz nahezu identischem Frequenzgehalt, nämlich ganzzahligen Oberschwingungen der Sleeper-Passing-Frequenz. In der Amplitude übersteigt das Spektrum von Thompson/Wu das von Nordborg jedoch um ein bis zwei Zehnerpotenzen. Dies ist auch deutlich am Vergleich der Kontaktkraftverläufe (Abbildung 2) zu sehen. Die Abweichungen vom Mittelwert - der Vorlast  $P = 100$  kN, die auf das Rad wirkt - sind bei Thompson/Wu um ein Vielfaches größer. Oberhalb von 1 kHz zeigen sich größere Abweichungen, so sind scheinbar die Pinned-Pinned-Frequenzen nicht identisch und bei der Simulation nach Nordborg zeigt sich ein zweiter, noch höher liegender Frequenzpeak, der im Spektrum nach Thompson/Wu nicht vorhanden ist. Zudem sind bei Thompson/Wu auch über 1 kHz nur ganzzahlige Oberschwingungen der Sleeper-Passing-Frequenz ausgeprägt, wohingegen bei Nordborg schon ab etwa 700 Hz auch andere Anregungsmechanismen zu einem nicht tonalem Spektrum beizutragen scheinen.

Es war bisher auch nach Absprache mit den Autoren nicht möglich, das in [7] angegebene numerische Verfahren zur Bestimmung der Übertragungsfunktion für die Zustandsraumdarstellung zu reproduzieren. Daher konnte das Gesamtmodell von Thompson/Wu nicht

vollständig angewendet werden. Folglich ist eine detaillierte Parameteranpassung für dieses Modell noch nicht möglich und die folgenden weiterführenden Betrachtungen beschränken sich auf das Modell von Nordborg.



**Abbildung 1:** Kontaktkraftspektrale Vergleich der Simulationen nach Nordborg und Thompson/Wu, ohne Rauigkeitsanregung

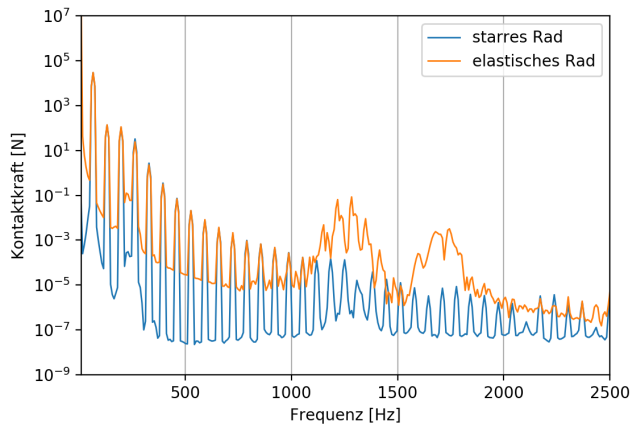


**Abbildung 2:** Kontaktkraftzeitverläufe der Simulationen nach Nordborg und Thompson/Wu, ohne Rauigkeitsanregung

## Untersuchung zur Elastizität des Rades

Die Annahme des Rades als starr oder elastisch stellt einen wichtigen Unterschied zwischen den beiden Modellen dar. Der Einfluss dessen auf die Simulationsergebnisse soll im Folgenden untersucht werden. Hierfür kann die Simulation nach Nordborg auch ohne Berücksichtigung des FE-Modells des Rades, also ohne Berücksichtigung der Elastizität nur mit einem starren Rad gerechnet werden. Werden die Kontaktkraftspektrale beider Simulationen in Abbildung 3 miteinander verglichen, so zeigt sich, dass sowohl die zuvor beobachtete Rauigkeit im Spektrum ab 700 Hz als auch zwei kennzeichnende Peaks zwischen 1 und 2 kHz nur bei dem als elastisch simulierten Rad auftreten. Im Gegensatz dazu ist der Kontaktkraftverlauf der Simulation mit starrem Rad qualitativ ähnlich zu der Simulation nach Thompson/Wu (s. Abbildung 1), die ebenfalls ein starres Rad annimmt. Ein möglicher Grund für die Unterschiede in den Spektren können Radresonanzen sein, die nur vom elastischen Modell abgebildet

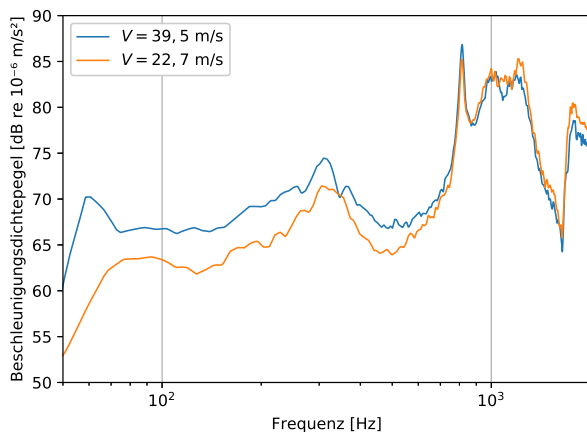
werden. Zwischen 1 und 2 kHz treten die ersten Resonanzen des FE-Modells des Rades auf [?]. Das modale Verhalten des Rades hat also eine Auswirkung auf den betrachteten Frequenzbereich.



**Abbildung 3:** Kontaktkraftspektren der Simulation nach Nordborg mit als starr und als elastisch angenommenem Rad, ohne Rauigkeitsanregung

### Vergleich mit Messdaten

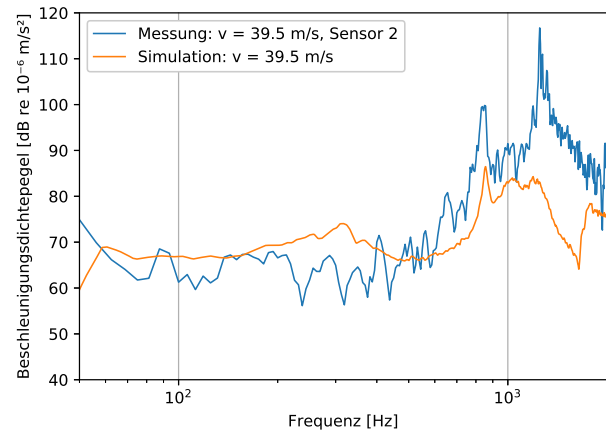
Um die Modelle zu validieren wurde ein Messdatensatz der Firma Bombardier verwendet, in dem Zugvorbeifahrten eines Nahverkehrszuges mit Beschleunigungsaufnehmern an verschiedenen Stellen innerhalb eines Schwellenfachs an der Schiene dokumentiert wurden. (siehe näheres in [2])



**Abbildung 4:** Beschleunigungsdichtespektren der Simulation nach Nordborg für verschiedene Zuggeschwindigkeiten

In Abbildung 4 zu sehen sind die simulierten BDS für einen Beobachtungspunkt in der Mitte eines Schwellenfachs bei den zwei Zuggeschwindigkeiten, die im Messdatensatz vorliegen. Qualitativ verlaufen die Spektren sehr ähnlich. Bis 750 Hz liegt das BDS der niedrigen Geschwindigkeit zum Teil deutlich unterhalb des BDS mit der hohen Geschwindigkeit. Ab 750 Hz verlaufen beide

Kurven weitestgehend identisch. Der Beschleunigungsdichteverlauf zeigt für beide Geschwindigkeiten ein plateauartiges Maximum von 800 Hz bis 1250 Hz. Dieser Bereich schließt die Pinned-Pinned-Frequenz mit ein. Ein Einbruch bei 1640 Hz ist ebenfalls in beiden BDS zu finden.



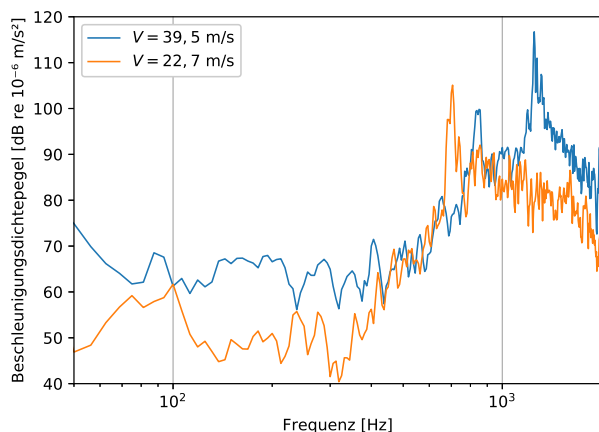
**Abbildung 5:** Beschleunigungsdichtespektren aus der Messung und aus der Simulation nach Nordborg

Wird nun in Abbildung 5 das nach Nordborg simulierte BDS mit dem gemessenen verglichen, so zeigt sich bis 1100 Hz gute Übereinstimmung. Bis 490 Hz überschätzt die Simulation das BDS aus den Messwerten. Insbesondere im Bereich um 320 Hz gehen Mess- und Simulationsergebnisse auseinander, da die Simulation dort ein Maximum und die Messung ein Minimum aufweist. Im Frequenzbereich oberhalb von 490 Hz bis 1100 Hz werden die Messwerte unterschätzt. Die in diesem Bereich gelegene Pinned-Pinned-Frequenz wird getroffen, allerdings mit einer Pegeldifferenz von 13 dB. Oberhalb von 1100 Hz wird das BDS von der Simulation mit bis zu 33 dB stark unterschätzt.

### Diskussion und Validierung

Die Simulation des Beschleunigungsdichtespektrums nach Nordborg zeigte für unterschiedliche Geschwindigkeiten unterhalb von 750 Hz eine Abweichung von mehreren dB, oberhalb von 750 Hz einen nahezu deckungsgleichen Verlauf. Auswertungen der Schienenabklingrate der Messwerte in [1] haben gezeigt, dass bis 800 Hz geringere Geschwindigkeiten des vorbeifahrenden Rades stärker bedämpft werden als höhere und oberhalb von 800 Hz die Geschwindigkeit keinen Einfluss mehr auf die Dämpfungseigenschaften der Schiene hat. Diese an einer echten Schiene durchgeführte Messung deckt sich gut mit dem simulierten BDS (Abbildung 4), welches bis 750 Hz für eine niedrigere Geschwindigkeit niedrigere Pegel aufweist und darüber weitestgehend unabhängig von der Geschwindigkeit verläuft. Weiterhin lässt sich dieser Effekt im simulierten BDS auch mit den BDS der gemessenen Zugvorbeifahrten validieren, welche für beide Geschwindigkeiten in Abbildung 6 gezeigt sind. Hier tritt ebenfalls

im unteren Frequenzbereich eine deutlich erkennbare Geschwindigkeitsabhängigkeit auf.



**Abbildung 6:** Beschleunigungsdichtespektren aus den Messungen für verschiedene Zuggeschwindigkeiten

Ein Vergleich der Kontaktkraftspektren nach Thompson/Wu und Nordborg, sowie nach Nordborg mit und ohne Berücksichtigung höherer Radmoden wurde durchgeführt. Damit lässt sich zeigen, dass die Elastizität des Rades oberhalb von 1 kHz einen beträchtlichen Einfluss auf die Kontaktkraft, und somit auf die Schallentstehung haben kann. Grund hierfür sind Resonanzfrequenzen des Rades, die nur bei der elastischen Modellierung berücksichtigt werden. Somit lässt sich schlussfolgern, dass das modale Verhalten des Rades einen Einfluss auf die Kontaktkraft im besagten Frequenzbereich hat. Bei Betrachtung von Frequenzen zwischen 1 und 2 kHz ist die Modellierung des Rades als elastisch also von ausschlaggebender Bedeutung.

Dies ist auch für den Vergleich der Simulationsdaten mit den Messwerten wichtig. Ab 1 kHz ist eine starke Unterschätzung der Messwerte durch die Simulation von Nordborg zu sehen. Dies könnte dem Umstand geschuldet sein, dass aus Mangel an einem passenden FE-Modell zur Simulation das FE-Modell eines Rades eines Fernverkehrszuges vorlag, welches einen größeren Durchmesser besitzt als die Räder des Regionalzuges, der in der Messung verwendet wurde. Mit dem Wissen über den Einfluss der Radresonanzen kann nun vermutet werden, dass eine Simulation mit einem korrekt dimensionierten Rad die Resonanzfrequenzen in der Messung besser treffen und somit in diesem Frequenzbereich die Messdaten besser nachbilden könnte.

## Zusammenfassung

Zwei Zeitbereichsmodelle für das Rad-Schiene-Rollgeräusch wurden vorgestellt und in ihren Ansätzen und Annahmen miteinander verglichen. Das Modell von Nordborg konnte sowohl im Vergleich von Beschleunigungsdichtespektren als auch in Bezug auf eine geschwindigkeitsabhängige Schienendämpfung validiert werden. Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass die

Modellierung des Rades eine zentrale Rolle für die Schallabstrahlung oberhalb von 1 kHz darstellt.

Im weiteren Verlauf der Ausarbeitung gilt es, die bisher unvollständige Implementierung des Modells von Thompson/Wu fertigzustellen, um konkrete Aussagen darüber treffen zu können, welches Gesamtmodell die Messdaten besser abbildet. Die detailliertere Betrachtung einiger Teilbereiche der Modelle sind ebenfalls von Interesse, insbesondere eine genaue FE-Modellierung des in den Messungen verwendeten Rades.

## Danksagung

Die ausgewerteten Messdaten wurden freundlicherweise von Torsten Kohrs (Bombardier Transportation GmbH) zur Verfügung gestellt.

## Literatur

- [1] Richter, I.: Zeitbereichsmodelle für das Rad-Schiene-Rollgeräusch - Teil 1: Schienenmodelle. DAGA Rostock, 2019
- [2] Mangelsdorf, F.: Validierung eines Zeitbereichsmodells zur Prognose von Rad-Schiene-Rollgeräuschen. DAGA München, 2018
- [3] Nordborg, A.: Vertical Rail Vibrations: Noise and Structure-borne Sound Generation. TRITA-FKT report, Kungliga Tekniska Högskolan Institute of Technology, Department of Vehicle Engineering, 1995
- [4] Nordborg, A.: Wheel/rail noise generation due to nonlinear effects and parametric excitation. The Journal of the Acoustical Society of America 111 (2002), 1772–1781
- [5] Nordborg, A.; Koh, H.-I.: Comparison of Two Different Models Describing Railway Noise Generation and Radiation. Inter-Noise Hamburg, 2016
- [6] Nordborg, A.; Kohrs, T.: Ein Zeitbereichsmodell zur Beschreibung der Rollgeräuschentstehung. DAGA, Nürnberg, 2015
- [7] Wu, T. X.; Thompson, D. J.: The effects of local pre-load on the foundation stiffness and vertical vibration of railway track. Journal of Sound and Vibration 219 (1999), 881–904
- [8] Heckl, M. A.: Railway Noise - Can Random Sleeper Spacings Help?. Acta Acustica united with Acustica 81 (1995), 559–564