

Validierung eines Zeitbereichsmodells zur Prognose von Rad-Schiene-Rollgeräuschen

Friedrich Mangelsdorf¹, Katja Stampka¹, Anders Nordborg², Ennes Sarradj¹

¹ TU Berlin, Fachgebiet Technische Akustik Email: fmang@outlook.de

² Sound View Instruments (SE) Email: anders.nordborg@soundview.se

Einleitung

Welche Teilgeräuschquelle beim Schienenverkehr dominant ist, ist abhängig von der Geschwindigkeit des Zuges. Bei niedrigen Geschwindigkeiten bis etwa 60 km/h sind Aggregatgeräusche, darüber Rollgeräusche und ab etwa 300 km/h aerodynamische Geräusche vorherrschend. [6] Daher sind Rollgeräusche auf einem weiten Teil der Streckenführung von Zügen dominant und damit bei der Minderung von Schienenverkehrslärm von großem Interesse. Jedoch ist durch das breitbandige Verhalten des Spektrums von Rollgeräuschen, welches kaum ausgeprägte Spitzen aufweist, die Ursachenforschung und damit Minderung erschwert.

Es gibt verschiedene Ursachen, die zu Rollgeräuschen führen. Beispielsweise werden beim Rollen des Rads auf dem Schienenkopf durch Unebenheiten sowohl auf der Lauffläche des Rads als auch auf der Schiene dynamisch vertikale Kontaktkräfte eingeleitet, welche in der Kontaktfläche von Rad und Schiene angreifen. Daraus resultierend werden Rad und Schiene zu Schwingungen angeregt. Die Kreisfrequenz ω , mit der Rad und Schiene schwingen, ist dabei abhängig von der Wellenzahl der Rauheit k_s und der Geschwindigkeit des Zuges v . [7]

Zum anderen kann es zu parametrischer Anregung durch diskontinuierliche Schienensteifigkeiten entlang des Laufweges kommen, wie sie beispielsweise durch die Lagerung der Schiene auf Schwellen entstehen. Durch die diskontinuierliche Lagerung kommt es zu einer Rückkopplung zwischen der Kontaktkraft und der Auslenkung von Rad und Schiene.

Die angeregten Körperschallschwingungen werden frequenzabhängig sowohl von der Schiene und den Rädern als auch von den Schwellen als Luftschall abgestrahlt.

Häufig werden zur Berechnung von Rollgeräuschen Modelle im Frequenzbereich verwendet. Um jedoch nicht stationäre Vorgänge wie z.B. die diskontinuierliche Lagerung und das nichtlineare Verhalten im Kontakt mit erfassen zu können, wird das Zeitbereichsmodell von Nordborg [1, 2, 3, 4] verwendet.

Modell

Das Modell ist schematisch in Abbildung 1 dargestellt. Im Modell wird nur ein einzelnes Rad, welches mit der konstanten translatorischen Geschwindigkeit v über die Schiene rollt, sowie eine elastisch auf äquidistant verteilten Schwellen gelagerte Schiene berücksichtigt. Sowohl die Lauffläche des Rades als auch die Schiene weisen Unebenheiten auf. Es werden nur translatorische Störbewegungen in y -Richtung entkoppelt von anderen Störbewegungen untersucht. Wechselwirkungen mit an-

deren Rädern bzw. mit dem Fahrgestell werden nicht berücksichtigt.

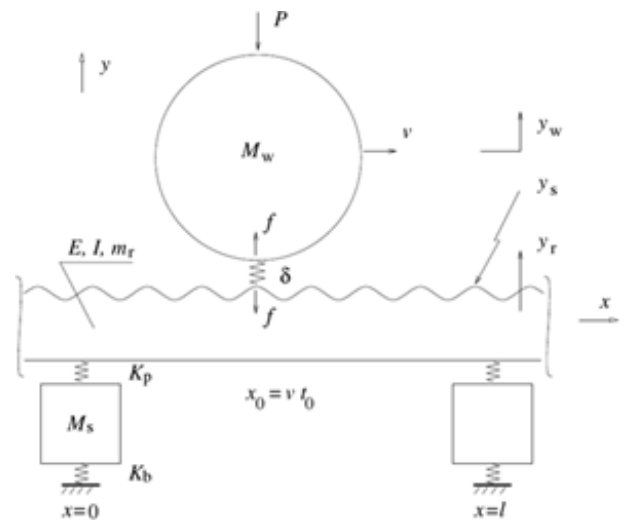


Abbildung 1: Rad-Schiene-Interaktionsmodell im Zeitbereich [1]

Schiene

Die Schiene wird als unendlicher homogener Euler-Bernoulli-Balken modelliert. Um auf die Auslenkung des Balkens zu schließen, wird die Antwort des Balkens auf äußere Kräfte benötigt. Um dieses Antwortverhalten zu bestimmen, wird die mitbewegte Green'sche Funktion des Balkens analytisch berechnet. Dabei wird ausgenutzt, dass die Schwellen einen äquidistanten Abstand l aufweisen. Daher muss die Green'sche Funktion der Schiene nur innerhalb eines Schwellenfaches berechnet und kann außerhalb des Schwellenfaches periodisch fortgesetzt werden (siehe [5]).

Die vertikale Auslenkung der Schiene y_r im mitbewegten Aufpunkt (x, t) ist im Zeitbereich eine Faltung der Green'schen Funktion g_r und der Kontaktkraft f , welche zur Zeit t_k am Angriffspunkt x_k angreift. Unter Berücksichtigung des Zusammenhanges $x = vt$, ergibt sich

$$y_r(t) = \int_{-\infty}^t g_r(t, t_k) f(t_k) dt_k. \quad [5] \quad (1)$$

Rad

Zur Bestimmung der Auslenkung des Rades im Kontaktpunkt werden möglichst alle Eigenmoden berücksichtigt. Die Auslenkung des Rad durch die Starrkörperbewegung $y_{w, \text{starr}}$ wird über die Lösung folgender Bewegungsdiffe-

renzialgleichung bestimmt:

$$M_w \frac{d^2 y_{w, \text{starr}}(t)}{dt^2} = f(t) - P \quad (2)$$

mit M_w Masse des Rades und P der Vorlast auf das Rad (siehe [5]). Alle anderen Moden werden mit Hilfe eines rotationssymmetrischen FE-Modells berücksichtigt. Aus den Punkteingangs- und Transferrezeptanzen entlang der Lauffläche des Rads wird die Green'sche Funktion des Rades im Zeitbereich $g_w(t, t_k)$ mit einer IFFT berechnet. Die sich durch elastische Verformung ergebende Auslenkung $y_{w, \text{elastisch}}$, lässt sich bestimmen mit:

$$y_{w, \text{elastisch}}(t) = \int_{-\infty}^t g_w(t, t_k) f(t_k) dt_k \quad [1] \quad (3)$$

Die Gesamtauslenkung des Rads y_w ergibt sich aus:

$$y_w(t) = y_{w, \text{starr}}(t) + y_{w, \text{elastisch}}(t). \quad (4)$$

Kontakt

Die durch die Oberflächenrauheit entstehende relative Höhe der kombinierten Lauffläche y_s im Kontaktpunkt zum Zeitpunkt t wird aus den Rauheit-Spektren der Laufflächen von Rad und Schiene durch eine IFFT ermittelt.

Aus diesen Zusammenhängen ergibt sich, dass zur Bestimmung der aktuellen Auslenkung der Schiene und des Rades das Wissen um die Kontaktkraft f zur aktuellen und vergangenen Zeit notwendig ist. Um die Kontaktkraft am Kontaktpunkt zwischen Rad und Schiene zur aktuellen Zeit abzuschätzen wird die Stauchung δ verwendet. Zum einen wird davon ausgegangen, dass für die lineare Stauchung δ_{lin} gelten muss:

$$\delta_{lin}(f(t)) = y_r(f(t)) + y_s(t) - y_w(f(t)). \quad (5)$$

Zum anderen wird durch das Hertz'sche Kontaktmodell berücksichtigt, dass der Zusammenhang zwischen Stauchung und Kontaktkraft nichtlinear ist.

$$\delta_H(f(t)) = \left[\frac{2f(t)(1-\nu)}{G\sqrt{R_a}} \right]^{2/3} \alpha_\delta \quad (6)$$

Dabei ist δ_H die Hertz'sche Stauchung, ν die effektive Poissonzahl, G das effektive Schubmodul, R_a der effektive Radius, α_δ der Faktor zur Berücksichtigung der elliptischen Kontaktfläche.

Aus der Bedingung

$$\delta_{lin}(f(t)) \stackrel{!}{=} \delta_H(f(t)) \quad (7)$$

ergibt sich, dass die Kontaktkraft für den aktuellen Zeitschritt $f(t)$ mit Hilfe einer Fixpunktiteration abgeschätzt werden kann. Als Startwert wird für f_{k_f} die bekannte Kontaktkraft des vorherigen Zeitschritts verwendet.

$$f_{k_f+1} = \frac{G\sqrt{R_a}}{2(1-\nu)} \left[\frac{\delta_{lin}(f_{k_f})}{\alpha_\delta} \right]^{3/2} \quad (8)$$

Messdaten

Die für den Vergleich herangezogenen Messdaten stammen von Vorbeifahrtsmessungen eines Regionalzuges auf einem Nahverkehrsgeleis von der Bombardier Transportation GmbH. Der zur Vorbeifahrt verwendete vierteilige Regionalzug war 72,3 m lang, 143 t schwer und fuhr mit einer Geschwindigkeit von ca. 40 m/s bzw. 23 ms/s. Insgesamt hatte der Zug zehn Achsen, an den Enden war jeweils ein Enddrehgestell und zwischen den Waggons waren Jakob-Drehgestelle installiert. Die Schiene hatte ein S54-Profil und war auf Betonschwellen mit einem Abstand von 0,66 m gelagert, die auf Schotter gebettet waren. Die an der jeweiligen Schiene gemessenen Rauheits-Spektren sind in Abb. (2) dargestellt. Ausgewertet wur-

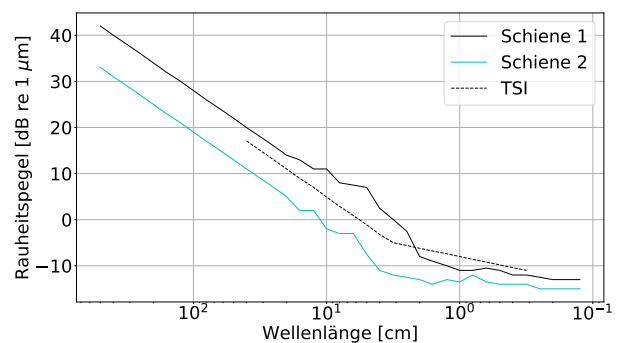


Abbildung 2: Rauheitsspektren für beide Schienen

den die Daten von drei Beschleunigungsaufnehmern. Auf der Schiene 1 war Aufnehmer 2 sowie auf der Schiene 2 Aufnehmer 5 jeweils in der Mitte des Schwellenfaches angebracht und Aufnehmer 6 nahe bei der Schwelle auf Schiene 2. Es wurden die ortsfesten vertikalen Beschleunigungen der Schienen bei mehreren Zugvorbeifahrten gemessen und für die Auswertung gemittelt. Da das verwenden

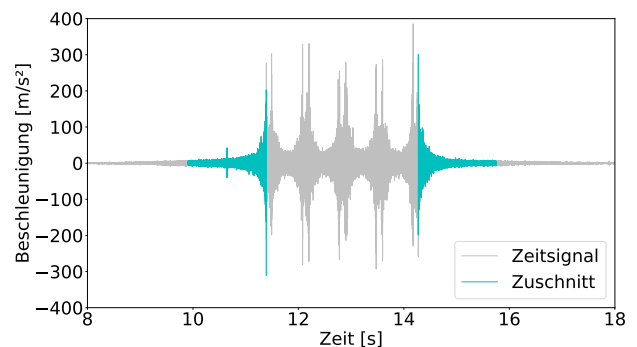


Abbildung 3: Zugeschnittenes Zeitsignal des Beschleunigungsaufnehmers 2 mit einer Länge von 3 Sekunden

dete Modell nur die Überfahrt eines Rads berücksichtigen kann, wurde, um die Vergleichbarkeit zu verbessern, zur Auswertung nur das Zeitsignal bis zum Eintreffen des ersten Rades am Beschleunigungsaufnehmer und das Signal ab dem Passieren des letzten Rades verwendet, zu sehen am Beispiel von Aufnehmer 2 in Abbildung (3).

Ergebnisse

Um die Messdaten mit dem Modell vergleichen zu können, ist es notwendig die Spektrale Leistungsdichte der Beschleunigung $|A(x)|^2$ zu bestimmen. Dazu muss im Modell der zeitliche Verlauf der Kontaktkraft bestimmt werden. Daraus kann dann die spektrale Leistungsdichte der Kontaktkraft $|F|^2$ berechnet werden. Unter der Annahme, dass $|F|^2$ über alle Schwellenfachpositionen nahezu konstant ist, wird die spektrale Leistungsdichte der Schiene PSD_r durch Integration der Green'schen Funktion über den Kontaktbereich $[x_{k,l}, x_{k,r}]$ berechnet [4]. Der Kontaktbereich entspricht dem Produkt aus der Dauer des zugeschnittenen Zeitsignals (siehe Abb. 3) und der Fahrtgeschwindigkeit. Die spektrale Leistungsdichte der Beschleunigung $|A(x)|^2$ kann dann abhängig vom Aufpunkt x bestimmt werden mit:

$$|A(x)|^2 = \omega^4 |F|^2 \underbrace{\frac{1}{x_{k,r} - x_{k,l}} \int_{x_{k,l}}^{x_{k,r}} |G_{r,\omega}(x, x_k)|^2 dx_k}_{PSD_r}. \quad (9)$$

Die für die Simulation verwendeten Parameter sind zu finden in Tabelle 1. Die auf diese Weise berechneten $|A(x)|^2$ werden den spektralen Leistungsdichten der gemessenen Beschleunigungen gegenübergestellt.

Tabelle 1: Parameter für die Simulation

Parameter	Wert
K_p Federsteife Schienenunterlage	$500 \cdot 10^6$ N/m
η_p Verlustfaktor Schienenunterlage	0,25
M_s Masse einer halben Schwelle	143 kg
K_b Federsteife Gleisschotter	$100 \cdot 10^6$ N/m
η_b Verlustfaktor Gleisschotter	1
E_r Elastizitätsmodul Schiene	$210 \cdot 10^9$ N/m ²
η_r Verlustfaktor Schiene	0,03
m_r Längenbezogene Masse Schiene	54,54 kg/m
I_r Flächenträgheitsmoment Schienenquerschnittsfläche (75% des Nennwertes vgl. [5])	$15,5 \cdot 10^{-6}$ m ⁴
l Schwellenabstand	0,66 m
$r_{x,r}$ Radius des Rades um x-Achse	0,27 m
$r_{z,r}$ Radius der Schiene um z-Achse	10^6 m
$r_{z,w}$ Radius des Rades um z-Achse	0,46 m
$r_{x,w}$ Radius der Schiene um x-Achse	10^6 m
v Geschwindigkeit des Rades	23 m/s bzw. 40 m/s
M_w Masse des Rades	600 kg
P Vorlast auf das Rad	$70 \cdot 10^3$ N
G Effektiver Schubmodul	$77 \cdot 10^9$ N/m ²
ν Effektive Poissonzahl	0,31
e_{rr} Abbruchbedingung	0,14 N

In Abbildung 4 werden die Spektren des Modells und der Messdaten für zwei unterschiedliche Aufpunkte innerhalb eines Schwellenfachs dargestellt. Die Modellberechnungen stimmen im allgemeinen Verlauf mit den Messdaten überein. Der Peak der Pinned-Pinned-Mode bei ca. 880 Hz ist in allen Fällen deutlich zu erkennen. Jedoch ist die simulierte Pinned-Pinned-Mode für beide Positionen etwas höherfrequent als die gemessene.

Im tieffrequenten Bereich von 200 bis 600 Hz sowie im Bereich über 1650 Hz werden die Messdaten für beide Aufnehmerpositionen deutlich überschätzt. Auffällig ist, dass der Beschleunigungspegel des Aufnehmers in Schwellenfachnähe auch im mittleren Frequenzbereich etwas überschätzt wird, im Gegensatz zum Aufnehmer in der Schwellenfachmitte, für diesen stimmen Messwerte und Berechnung im Mittel besser überein. Desweiteren ist ein eindeutiger Peak bei etwa 700 Hz in den Messdaten zu finden, welcher vom Modell nicht prognostiziert wird.

In Abbildung 5 werden die Spektren für den Aufpunkt des Aufnehmers 2 für zwei unterschiedliche Geschwindigkeiten dargestellt. Auch hier ist wieder eine Überschätzung im tiefen (200 bis 500 Hz) als auch im höheren Frequenzbereich (ab etwa 1650 Hz) der Berechnung zu den Messdaten auszumachen.

Außerdem ist das gleiche Verhalten für die Pinned-Pinned-Mode wie in Abbildung 4 zu beobachten.

Auffällig sind zwei Spitzen, die von der Berechnung nicht erfasst werden. Für die Fahrtgeschwindigkeit von 23 m/s liegt dieser wie schon in Abbildung (4) identifiziert bei etwa 700 Hz. Für eine Vorbeifahrtgeschwindigkeit von 40 m/s ist der Peak etwa bei 1250 Hz auszumachen, deutlich breiter und der Pegel um etwa 10 dB höher. Die Frequenz dieses Peaks steigt damit etwa linear mit der Geschwindigkeit.

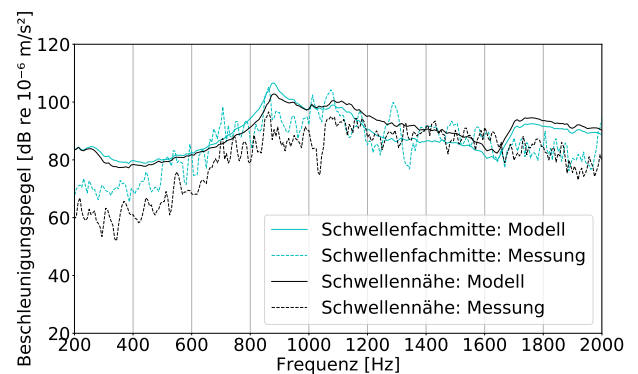


Abbildung 4: Beschleunigungsspektren für verschiedene Positionen auf Schiene 2 bei einer Geschwindigkeit von 23 m/s

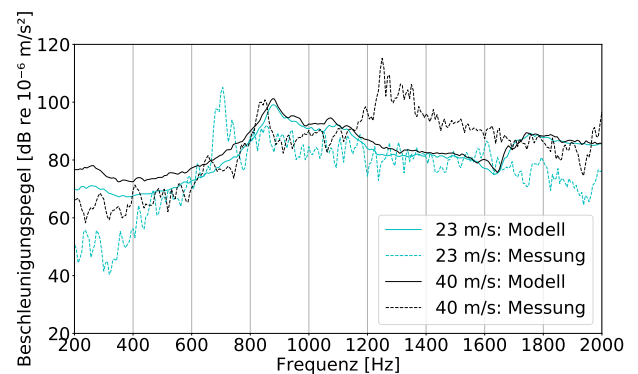


Abbildung 5: Beschleunigungsspektren für zwei verschiedene Geschwindigkeiten auf Schiene 1

Diskussion

Das Modell wird qualitativ im betrachteten Frequenzbereich weitestgehend bestätigt. Tief- sowie hochfrequent überschätzt das Modell die Messdaten. Eine mögliche Ursache für den hochfrequenten Fehler ist, dass das Hertz'sche Kontaktmodell ab etwa 1,5 kHz nicht mehr die volle Gültigkeit besitzt. Die tieffrequente Überschätzung könnte auch auf eine höhere Abklingrate in der Schiene als mit dem Modell abgeschätzt wird zurückgeführt werden. Eventuell besitzt die Schienenbefestigung eine höhere Steifigkeit und Dämpfung als angenommen. Außerdem mussten Daten eines anderen Rades verwendet werden, da das FE-Modell für das tatsächlich gemessene Rad nicht vorlag. Es ist davon auszugehen, dass mit den Rezeptanzen des wirklich gemessenen Rades, der berechnete Frequenzverlauf eine bessere Übereinstimmung liefern würde.

Die Pinned-Pinned-Mode wird in allen Berechnungen etwas zu hoch abgeschätzt, daraus lässt sich schließen, dass das wirksame Flächenträgheitsmoment der Schiene etwas zu hoch abgeschätzt ist. Die verwendete Abschätzung von 75% des Nennwertes (welche berücksichtigen soll, dass mit der Euler-Bernoulli-Balkentheorie die Schubverformungen nicht berücksichtigt werden) ist nur ein Richtwert und müsste daher weiter angepasst werden.

Das Modell kann die geschwindigkeitsabhängigen Peaks nicht prognostizieren. Ein möglicher Grund könnte sein, dass diese Peaks durch die Interaktion mit den benachbarten Rädern entsteht. Dies kann vom verwendeten Modell nicht erfasst werden, da nur ein Rad berücksichtigt wird.

Die berechneten Werte scheinen besser mit den Aufnehmern in der Schwellenfachmitte als an der Position nahe der Schwelle übereinzustimmen. Dies könnte jedoch darauf zurückzuführen sein, dass die Position Schwellenfachnah nicht eindeutig aus den Messberichten abgeleitet werden konnte. Daher ist anzunehmen, dass auch kleine Abweichungen bei der Auswahl des Aufpunktes zu relativ großen Abweichungen führen können.

Allgemein ist festzustellen, dass die Vergleichsbedingungen eingeschränkt sind, denn nicht alle Parameter waren bekannt und mussten daher geschätzt werden. Ziel müsste es daher sein, bei möglichen Messungen mehr Parameter mit zu erfassen, um eine bessere Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Außerdem wäre es sinnvoll durch eine Parameterstudie anhand der Simulation abzuschätzen, welche Parameter besonders stark das Ergebnis beeinflussen und daher so genau wie möglich erfasst sein müssten. Des Weiteren beschränkt sich der Vergleich auf Messdaten einer einzelnen Messreihe. Um also die Ergebnisse auf eine breitere Basis zu stellen, wäre es interessant, weitere Vergleiche mit anderen Messreihen durchzuführen. So könnte abgeschätzt werden, ob die Abweichungen auf diese einzelne Messreihe zurückzuführen sind oder ob das Modell von Nordborg für diesen Frequenzbereich wichtige Mechanismen außer Acht lässt.

Darüber hinaus sollte der Einfluss der im Modell getroffenen Vereinfachungen untersucht werden, um gegebenenfalls das Modell auf folgende Mechanismen zu erweitern:

Wechselwirkungen zwischen mehreren Rädern auf einer Schiene, Wechselwirkungen zwischen den Rädern über das Fahrzeug und Nichtperiodizität durch einen variablen Schwellenabstand.

Danksagung

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

Literatur

- [1] Nordborg, A.; Kohrs, T.: Ein Zeitbereichsmodell zur Beschreibung der Rollgeräusentstehung. DAGA Nürnberg, 2015
- [2] Nordborg, A.: Vertical Rail Vibrations: Noise and Structure-Borne Sound Generation. Dissertation, Königliche Technische Hochschule, Stockholm, 1995
- [3] Nordborg, A.: Vertical Rail Vibrations: Pointforce Excitation. *acta acustica* 84 (1998) S.280-288
- [4] Nordborg, A.: Vertical Rail Vibrations: Parametric Excitation. *acta acustica* 84 (1998) S.289-300
- [5] Nordborg, A.: Wheel/rail noise generation due to nonlinear effects and parametric excitation. *JASA* 111 (2002) Nr. 4, S.1772-1781
- [6] Müller, G.; Möser, M. (Hrsg.): Taschenbuch der technischen Akustik. 3. erw. und Überarb. Aufl., Springer, Berlin, 2004.
- [7] Thompson, D. J.; Jones, C.; Gautier, P.-E.: Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control. Elsevier, Amsterdam, Boston, 2009.