

EIN NICHTLINEARES DREIDIMENSIONALES MODELL ZUR BERECHNUNG VON ROLLGERÄUSCHEN UND KURVENQUIETSCHEN

Astrid Pieringer und Wolfgang Kropp

Applied Acoustics / CHARMEC
Chalmers University of Technology
S-41296 Göteborg, Sweden
E-Mail: astrid.pieringer@chalmers.se

ÜBERSICHT

Im vorliegenden Beitrag wird ein effizientes, dreidimensionales und nichtlineares Zeitbereichsmodell zur Berechnung des hochfrequenten dynamischen Zusammenwirkens von Rad und Schiene vorgestellt. Nach einer kurzen Einführung in die Modellierung wird die Funktion des Modells beispielhaft für drei Anwendungsfälle demonstriert. Als Erstes wird der mithilfe des Modells berechnete Kontaktfiltereffekt mit Ergebnissen von der üblichen zweidimensionalen Vorgehensweise verglichen, wobei sich zeigt, dass ein zweidimensionales Kontaktmodell in der Regel zu einer Überschätzung der Kontaktkräfte führt. Weiterhin wird das Rollen eines Rades mit einer Flachstelle simuliert. Aufgrund der Berücksichtigung der Schwingungseigenschaften von Rad und Schiene im Kontaktmodell kann für bestimmte Fälle Kontaktverlust auftreten. Ergebnisse der Simulationen zeigen eine gute Übereinstimmung mit Messungen. Zuletzt wird das Modell auch zur Simulation von Kurvenquietschen angewandt. Dabei zeigt sich, dass es für entsprechende Werte des Querschlupfes und des Reibwertes zu selbsterregten Schwingungen kommen kann, auch wenn ein konstanter Reibwert angenommen wird.

1 EINLEITUNG

Das Zusammenwirken von Eisenbahnrad und -schiene im Kontakt gilt als Hauptursache der Schallemissionen von Schienenfahrzeugen in einem weiten Bereich konventioneller Geschwindigkeiten. Einerseits entstehen breitbandige Rollgeräusche und Stoßgeräusche

im Normalkontakt, welche auf die Rauheiten beziehungsweise auf diskrete Irregularitäten der Laufflächen von Rad und Schiene zurückzuführen sind. Andererseits kann die Reib- anregung im Tangentialkontakt das als stark störend empfundene, überwiegend tonale Geräusch des Kurvenquietschens hervorrufen [1].

Eine Modellbildung, die sich zum Ziel setzt, die Geräuschenstehung im Kontakt nicht nur qualitativ, sondern auch quantitativ zu beschreiben, muss der Nichtlinearität des Rad-/Schienekontaktes Rechnung tragen. Während die Rollgeräuschberechnung noch weitgehend eine Linearisierung zulässt [2], erfordert die Behandlung von Stoßgeräuschen und Kurvenquietschen zwingend die Berücksichtigung der Nichtlinearitäten und damit die Beschreibung im Zeitbereich. Aber auch bei der Beschreibung der Rauheitsanregung im Hinblick auf Rollgeräusche gibt es noch offene Fragen, die sich einfacher im Zeitbereich beantworten lassen. So wurde zum Beispiel bisher kaum untersucht, in wie vielen Spuren man die Rauheit der Schiene oder des Rades messen muss, um eine repräsentative Darstellung der Anregung zu erhalten.

Zeitbereichsmodelle sind im Allgemeinen viel berechnungsintensiver als Modelle im Frequenzbereich, weshalb in der Regel vereinfachte Modelle zur Beschreibung des Rads, des Gleises und des Kontakts verwendet werden müssen. Für den Kontakt sind das gewöhnlich das Hertz'sche Kontaktmodell [3] zur Beschreibung des Normalkontakts und vereinfachte analytische Schlupfkraft-/Schlupfkurven zur Beschreibung des tangentialen Rollkontaktes. Die Auswirkungen dieser Vereinfachungen, insbesondere im Fall des Tangentialkontaktes, welcher zur Behandlung hochfrequenter Schwingungen als instationär angesehen werden muss, sind bisher nur unzureichend untersucht.

In dem vorliegenden Beitrag, wird ein effizientes Zeitbereichsmodell zur Berechnung des hochfrequenten dynamischen Zusammenwirkens von Rad und Schiene im Kontakt vorgestellt, welches in [4] entwickelt wurde. Dies ist ein modulares Modell, bei dem Rad und Schiene durch ihre im Vorweg (*und damit nur ein einziges Mal*) berechneten Impulsantworten charakterisiert sind. Das Kontaktmodell folgt in weiten Teilen Kalkers Rollkontaktmodell [5], bei dem jedoch zusätzlich die dynamischen Eigenschaften von Rad und Schiene während der Berechnung der Kontaktkräfte berücksichtigt werden. Der Schwerpunkt dieses Beitrags liegt auf den Anwendungsmöglichkeiten des Modells. In Kapitel 3 werden Simulationsergebnisse für die Berechnung des Kontaktfiltereffekts, für Stoßkräfte aufgrund von Flachstellen und für das Kurvenquietschen vorgestellt. Zuvor wird jedoch in Kapitel 2 kurz auf die Besonderheiten des Modellansatzes eingegangen.

2 BESCHREIBUNG DES MODELLS

Das Modell ist im Zeitbereich formuliert. Dies erlaubt die Berücksichtigung des nichtlinearen Kontaktes zwischen Rad und Schiene. Um ein effizientes und flexibles Berechnungsverfahren zu erhalten, werden Rad und Schiene durch ihre Impulsantworten (Green'schen Funktionen) beschrieben. Dies ermöglicht es zum einen ein sehr detailliertes Kontaktmodell anzuwenden, zum anderen erlaubt es verschiedene Rad- und Schienenmodelle (angepasst an die jeweiligen Problemstellung) einzubinden.

Für die Simulationsergebnisse in Kapitel 3.1 und 3.2, wo ausschließlich normale Kontaktkräfte betrachtet werden, wurde das Rad als starre Masse, die elastisch aufgehängt ist [6, 7], modelliert. Für das Simulieren von Kurvenquietschen in Kapitel 3.3 ist diese Betrachtungsweise unzureichend, da die Schwingungseigenschaften des Rades, welche

wichtige Parameter im Entstehungsprozess des Kurvenquietschens sind, auch im hochfrequenten Bereich (z. B. bis 10 kHz) korrekt wiedergegeben werden müssen. Daher wurde für die Berechnungen in Kapitel 3.3 ein Finite-Elemente-Modell für das Rad ähnlich dem in [8] verwendet, welches auf achsensymmetrischen Elementen basiert.

Auch für die Schiene können bei ausschließlicher Betrachtung der Normalkräfte Vereinfachungen gemacht werden. Ein Finite-Elemente-Modell basierend auf der Timoshenko-Theorie für Balken, welches auch die örtlich variierende Unterstützung durch die Schwellen berücksichtigt [9], ist sicherlich ausreichend für die Untersuchung des Kontaktfiltereffekts oder die Simulation der Anregung durch Flachstellen. Für die Berechnung des Tangentialkontaktes ist solch ein Modell jedoch unzureichend. In Kapitel 3.3 wurde daher auf ein Waveguide Finite-Elemente-Modell zurückgegriffen, das auf den elastischen Grundgleichungen basiert und die exakte Geometrie der Schiene nachbildet [10]. Der Vorteil mit der Waveguide Finite-Elemente-Methode ist, dass diese zu sehr kurzen Rechenzeiten führt, da die Finite-Elemente-Formulierung nur über den Querschnitt notwendig ist. In Längsrichtung liegt ein Wellenansatz zugrunde. Der Nachteil dieser Vorgehensweise ist, dass es sich in Längsrichtung um einen homogenen Wellenleiter handeln muss, d. h. diskrete Schwellen können nicht berücksichtigt werden. Stattdessen wurde eine gleichmäßig verteilte Bettung angenommen.

Rad und Schiene werden über ein Kontaktmodell kombiniert. Dieses Modell zeichnet sich durch hohe Modellgüte aus und folgt im Wesentlichen Kalkers Rollkontaktmodell für den instationären Kontakt [5], das sowohl normale als auch tangentialen Kontaktkräfte berücksichtigt. Der Hauptunterschied zu Kalkers Formulierung ist, dass die Schwingungen von Rad und Schiene aufgrund der zeitlich variierenden Kontaktkräfte in der Berechnung dieser Kontaktkräfte berücksichtigt werden. Die Implementierung des Modells folgt der Literatur [5] und ist auch in [4] beschrieben. Zusätzlich zu dem kompletten dreidimensionalen (3-D) Kontaktmodell wurden auch ein vereinfachtes zweidimensionales (2-D) Modell basierend auf einer Winklerbettung [6] sowie ein Hertz'sches Kontaktmodell [3] implementiert, um in Kapitel 3.1 einen Vergleich der verschiedenen Modelle bzgl. des Kontaktfilters durchführen zu können.

3 SIMULATIONSERGEBNISSE

Das in Kapitel 2 beschriebene Zeitbereichsmodell ermöglicht die Berücksichtigung verschiedenster Anregungen im Rad-/Schienekontakt. Im Folgenden wird eine Auswahl von Simulationsergebnissen vorgestellt.

3.1 Berechnung des Kontaktfiltereffekts

Zur Einführung des Kontaktfilters kann man sich einen sehr vereinfachten zweidimensionalen (2-D) Fall vorstellen, bei dem das Rad über eine raue Schiene (z. B. mit Riffeln wie in Abbildung 1) rollt. Ist die Wellenlänge der Rauheit groß im Vergleich zur Kontaktlänge, so folgt das Rad der Rauheit. Für Wellenlängen in der Größenordnung der Kontaktlänge oder kleiner ist dies nicht mehr möglich. Folglich „sieht“ das Rad auch nur noch einen Teil der Rauheitsamplitude und die Anregung wird entsprechend geringer. Dieser Effekt wird in der Literatur als Kontaktfiltereffekt bezeichnet. Um diesen Effekt in vereinfachten

Modellen wie z. B. TWINS [11] zu berücksichtigen, wurden verschiedene Vorschläge für die Filterung der Rauheit entwickelt (siehe z. B. [12]).

Der Kontaktfiltereffekt ist natürlich nicht nur in Laufrichtung des Rades, sondern auch in Querrichtung zu beobachten. Auch wenn die Rauheit in Abbildung 1 auf den ersten Blick wie eine zweidimensionale Rauheit wirkt, so findet man für kürzere Wellenlängen eine sehr komplizierte Verteilung der Rauheit, die auch einen Kontaktfiltereffekt in Querrichtung erzeugt. Die Querverteilung kann durch die mittlere Kohärenzfunktion zwischen parallelen Rauheitsspuren [6] beschrieben werden (siehe Abbildung 1 unten). Dabei bedeutet eine Kohärenz von „eins“, dass alle Spuren ein sehr ähnliches Rauheitsmuster aufweisen, wie es z. B. für die Wellenlänge der Riffelbildung in Abbildung 1 der Fall ist (welche einer Anregfrequenz von 500 Hz bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h entspricht).

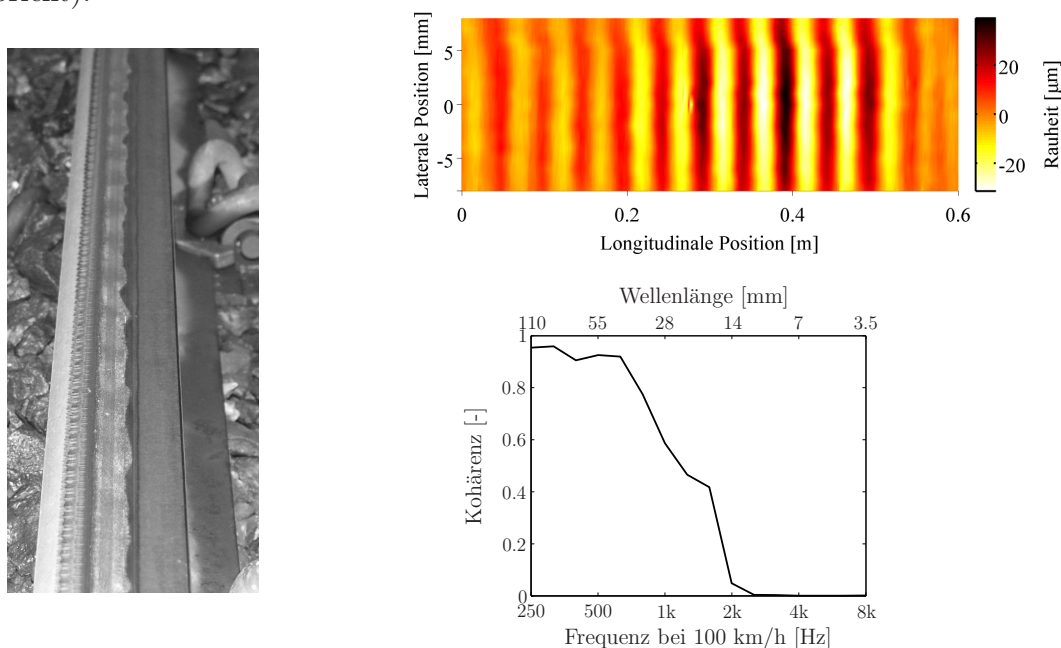


Abbildung 1. Riffel auf einer Schiene im Netz der Stockholmer Nahverkehrsbetriebe (*links; mit freundlicher Genehmigung von P. Torstensson, CHARMEC*). Rauheit für diese Schiene gemessen in longitudinalen Spuren mit 1 mm Abstand (*rechts oben*) und mittlere Kohärenz dieser Rauheitsspuren (*rechts unten*).

Um den Kontaktfiltereffekt und den Einfluss der Berücksichtigung einer dreidimensionalen (3-D) Rauheit zu untersuchen, wurden im Folgenden zwei verschiedene Kontaktmodelle für die Berechnung der Kontaktkräfte des in Abbildung 1 gezeigten Falles benutzt. Zum einen wurde ein einfaches 2-D-Kontaktmodell verwendet, das auf einer Winklerbetung basiert. Zum anderen wurde ein 3-D-Kontaktmodell benutzt, wie es in [6] beschrieben ist.

Abbildung 2 (*links*) zeigt den berechneten Kontaktfiltereffekt für das 3-D- und das 2-D-Kontaktmodell. Diese Kurven entsprechen der Pegeldifferenz (in dB) zwischen den Terzbandspektren der Kontaktkräfte, die mit dem jeweiligen Kontaktmodell und einem Hertz'schen Kontaktmodell ohne Rauheitsfilterung (welches den Kontaktfiltereffekt nicht berücksichtigt) erhalten wurden. Abbildung 2 (*links*) zeigt, dass das 2-D-Modell die Kontaktkräfte für den Bereich mit kleiner Kohärenz (d. h. über 2 kHz) mit mehr als 5 dB

überschätzt. Ein 2-D-Kontaktfilter ist in diesem Fall nicht ausreichend. Aber auch bei niedrigeren Frequenzen (also bei längeren Rauheitswellenlängen) können erhebliche Abweichungen zwischen 2-D- und 3-D-Modellierung auftreten. Abbildung 2 (rechts) zeigt die Abweichungen zwischen 2-D- und 3-D-Modellierung, wobei den Berechnungen im 2-D-Modell verschiedene Rauheitsspuren zugrunde liegen. Die Anwendung unterschiedlicher Spuren kann also ebenfalls zu einer beträchtlichen Varianz in den berechneten Kontaktkräften führen.

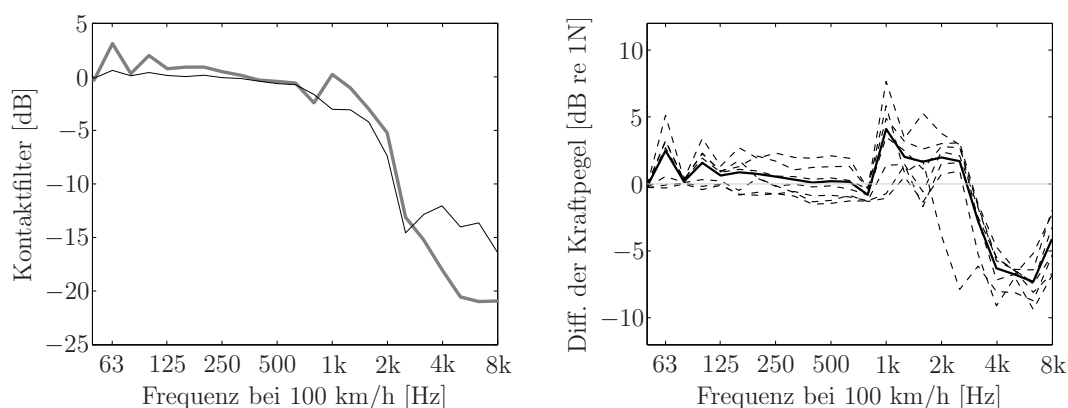


Abbildung 2. Dynamisches Zusammenwirken von Rad und Schiene bei Anregung durch die geriffelte Schiene aus Abbildung 1. *Links*: Mittlerer Kontaktfilter berechnet mit dem 3-D-Kontaktmodell (*graue breite Linie*) sowie dem 2-D-Kontaktmodell (*schwarze dünne Linie*). *Rechts*: Differenz der Normalkraftpegel ($L_{F,3D} - L_{F,2D}$) für Berechnungen mit den 3-D- und 2-D-Kontaktmodellen für unterschiedliche Rauheitsspuren im 2-D-Modell (*gestrichelte Linien*) sowie mittlere Differenz über alle Rauheitsspuren (*durchgezogene Linie*).

Diese und ähnliche Beispielrechnungen (siehe [6]) illustrieren die Problematik, wenn nur die Messung der Rauheit in einer einzelnen Spur vorliegt. Es kann in der Praxis nicht gewährleistet werden, dass diese einzelne Spur repräsentativ für die Rauheit ist. Sollte die Rauheit über die Querrichtung nur wenig oder überhaupt nicht korreliert sein, so führt die Anwendung von einer Rauheitsspur in einem 2-D-Kontaktmodell in der Regel zu erheblichen Überschätzungen der Kontaktkräfte. Parameterstudien zeigten, dass die Information von zumindest fünf oder sechs parallelen Spuren notwendig ist, um diese Überschätzung zu vermeiden und eine ausreichende Repräsentativität in der Beschreibung der Rauheit zu erreichen.

Bei den Berechnungen in diesem Abschnitt wurden folgende Modelle und Parameter verwendet: *Rad*: modelliert als starre Masse mit Aufhängung, Radradius 0.39 m; *Schiene*: UIC60 mit diskreter Unterstützung modelliert mit Finite-Elemente-Modell basierend auf der Timoshenko-Balkentheorie; *Kontakt*: 2-D- und 3-D-Modell, ausschließlich Normalkontakt; *Statische Vorlast*: 65 kN; *Rollgeschwindigkeit*: 100 km/h.

3.2 Stoßkräfte aufgrund von Flachstellen

Während des Bremsvorgangs kann es durch das Blockieren einzelner Räder zu einem punktuellen Verschleiß in der Radlauffläche und damit zur Bildung von Flachstellen kommen. Die Flachstellen wiederum können zu großen dynamischen Kräften im Kontakt und

damit zu eventuellen Materialermüdungen führen. Zur korrekten Simulation dieser Kontaktkräfte ist ein nichtlineares Kontaktmodell, das auch die Dynamik von Rad und Schiene berücksichtigt, unerlässlich. Im Extremfall kann das Rad kurzzeitig den Kontakt mit der Schiene verlieren. Um diese sich zeitlich ändernde Kontaktgeometrie korrekt abzubilden, bedarf es zumindest eines 2-D-Kontaktmodells. In [7] wurde ein Kontaktmodell basierend auf einer einfachen Winklerbettung verwendet. In Abbildung 3 sind beispielhaft die Geometrien für eine neugebildete und eine abgerundete Flachstelle (welche sich aus der neugebildeten in kurzer Zeit durch Verschleiß und plastische Verformung entwickelt) gezeigt. Beide haben die gleiche Tiefe d , führen jedoch in der Berechnung zu sehr unterschiedlichen Kontaktkräften.

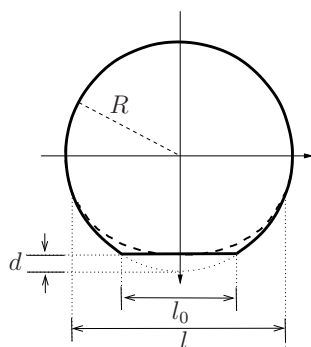


Abbildung 3. Geometrie einer neugebildeten und einer abgerundeten Flachstelle mit gleicher Tiefe d .

Abbildung 4 zeigt die berechneten maximalen und minimalen Kontaktkräfte für eine neugebildete und eine abgerundete Flachstelle mit einer Tiefe von $d = 0.9$ mm als Funktion der Rollgeschwindigkeit im Vergleich zu Messungen [13] der Maximalkraft für eine abgerundete Flachstelle der gleichen Tiefe.

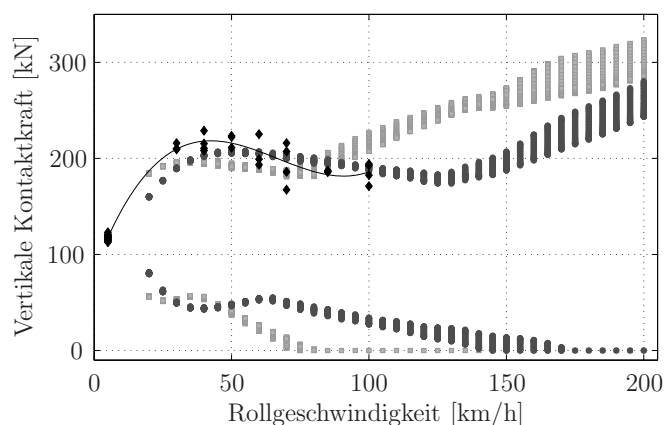


Abbildung 4. Gemessene maximale Stoßkraft (\diamond , *schwarz*) aufgrund einer 0.9 mm tiefen abgerundeten Flachstelle im Vergleich zur berechneten maximalen und minimalen Stoßkraft (\circ , *dunkelgrau*) für verschiedene Rollgeschwindigkeiten. Gezeigt werden ebenfalls ein an die Messdaten angepasstes Polynom dritten Grades (*durchgezogene Linie*) und berechnete Ergebnisse für eine 0.9 mm tiefe neue Flachstelle (\square , *hellgrau*).

Die Simulationen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Messungen. Für die Simulation wurde die Positionierung der Flachstelle so verändert, dass der Kontakt zwischen

Rad und Schiene an verschiedenen Orten zwischen zwei Schwellen auftritt. Dies gibt eine Variation der maximalen Kontaktkraft, wobei die größeren Werte der Maximalkraft einem Kontakt direkt über der Schwelle entsprechen und bei den niedrigeren Werten die Flachstelle zwischen zwei Schwellen mit der Schiene in Kontakt kommt. Für neugebildete Flachstellen können Rad und Schiene bereits bei relativ niedrigen Geschwindigkeiten (in diesem Beispiel bei ca. 75 km/h) den Kontakt verlieren. Für den Geschwindigkeitsbereich oberhalb dieser Geschwindigkeit nimmt die maximale Kontaktkraft deutlich schneller zu als im Fall der abgerundeten Flachstellen.

Bei den Berechnungen in diesem Abschnitt wurden folgende Modelle und Parameter verwendet: *Rad*: modelliert als starre Masse mit Aufhängung, Radradius 0.45 m; *Schiene*: UIC60 mit diskreter Unterstützung modelliert mit Finite-Elemente-Modell basierend auf der Timoshenko-Balkentheorie; *Kontakt*: 2-D-Modell, ausschließlich Normalkontakt; *Statische Vorlast*: 117.7 kN; *Rollgeschwindigkeit*: 20 – 200 km/h.

3.3 Kurvenquietschen

Kurvenquietschen wird gewöhnlich auf selbsterregte Schwingungen des Eisenbahnrades zurückgeführt, welche durch den großen Querschlupf zwischen den Laufflächen von Rad und Schiene beim Kurvengang verursacht werden. Rudd [14] führte als Ursache der Instabilität die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibwertes ein, welche bei höheren Relativgeschwindigkeiten als negative Dämpfung wirkt. Diese Theorie wurde in den meisten Modellen zur Berechnung des Kurvenquietschens übernommen. Es gibt jedoch auch einige neuere Veröffentlichungen, die zeigen, dass Kurvenquietschen auch im Falle eines konstanten Reibwertes auftreten kann (z. B. [16, 17]). Dieses Phänomen wird auf die Kopplung von Normal- und Tangentialdynamik im nichtlinearen Kontakt zurückgeführt [15].

Die Herleitung von Kalkers Rollkontaktmodell basiert auf der Annahme eines konstanten Reibwertes. Auch wenn eine Implementierung des Kontaktmodells mit geschwindigkeitsabhängigem Reibwert im Prinzip möglich ist [18], so werfen die dabei auftretenden Instabilitäten dennoch eine Reihe von ungelösten Fragen auf (siehe [4, 19]). Daher wird im Folgenden ein konstanter Reibwert angenommen.

Auch im Fall eines konstanten Reibwertes können im Modell, aufgrund der Kopplung mehrerer Freiheitsgrade über den nichtlinearen Kontakt, selbsterregte Schwingungen auftreten. Abbildung 5 zeigt ein Beispiel für einen solchen Fall. Die Berechnung wurde mit einer Rollgeschwindigkeit von 50 km/h, einem Reibwert von 0.3, einer statischen Vorlast von 65 kN und einem Querschlupf von -1% durchgeführt. Ein negativer Wert des Querschlupfes entspricht dabei einer unterradialen Stellung des Radsatzes in der Kurve. Die Kontaktpunkte auf Rad und Schiene wurden vorab für gemessene Rad- und Schienenprofile und eine festgelegte Querverschiebung des Radsatzes berechnet [4]. Im vorliegenden Fall liegen die Kontaktpunkte auf der dem Spurkranz abgewandten Seite der Laufflächen. Nach dem Aufbringen der Last und des Querschlupfes entwickelt sich wie in Abbildung 5 (oben) zu sehen nach einer kurzen Laufzeit des Rades eine selbsterregte Schwingung. Diese hat eine Hauptfrequenzkomponente, welche der Eigenfrequenz der axialen Radmode mit zwei radialen und null kreisförmigen Knotenlinien entspricht. Abbildung 5 (unten) zeigt Details aus dem stick/slip-Zyklus. Während der meisten Zeit des Zyklus findet Gleiten in der gesamten Kontaktfläche statt. Nur in einer kurzen Phase besteht die Kontaktfläche aus einer Gleit- und einer Haftzone.

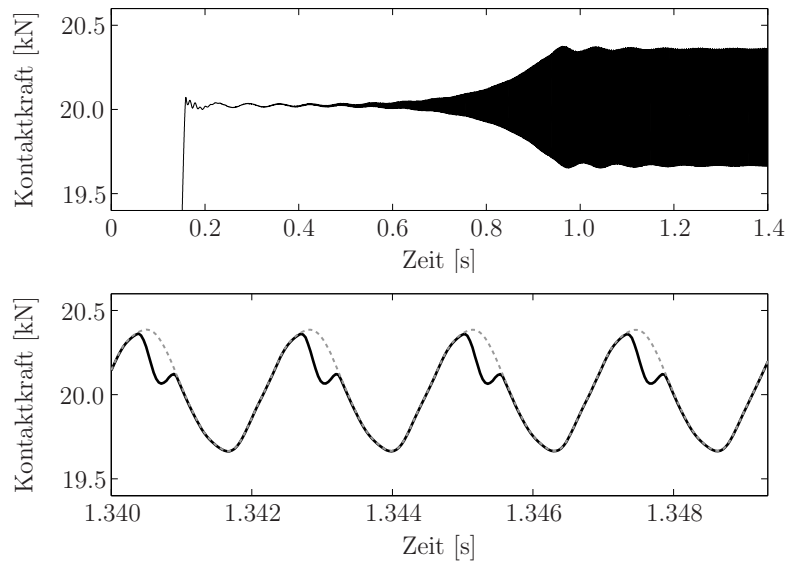


Abbildung 5. Stick/slip bei konstantem Reibwert (Fall A in Abbildung 6). *Oben*: Zeitverlauf der lateralen Kontaktkraft; *Unten*: Nahaufnahme des zeitlichen Verlaufs der lateralen Kontaktkraft (*durchgezogene Linie*) im Vergleich zur lateralen Kontaktkraft bei Sättigung, d. h. vollem Gleiten (*gestrichelte Linie*).

Das Problem mit solchen Simulationen ist, dass die Ergebnisse stark von den gewählten Randbedingungen abhängen. Außerdem kann man auch nicht sicher sein, dass wirklich ein stabiler Schwingungszustand erreicht wurde. Bei den Simulationen wurde auch beobachtet, dass sich solche Schwingungen unter Umständen nur sehr langsam aufbauen. Gleichzeitig begrenzt der hohe Rechenaufwand (typisch in der Größenordnung von ein paar Tagen auf einem gewöhnlichen PC für die hier gezeigten Ergebnisse) die Länge des Zeitfensters, für das Berechnungen durchgeführt werden können.

Dennoch wurde der Versuch einer Parametervariation unternommen. Dabei wurden Querschlupf und Reibwert variiert, siehe Abbildung 6. Die relative Stabilität der Simulationen wurde durch den Pegel des transienten Anteils der lateralen Kontaktkraft charakterisiert. Dieser wurde aus den letzten 0,15 s des Zeitsignals von insgesamt 3,5 s berechnet. Während hohe Kraftpegel ausgeprägten stick/slip-Schwingungen entsprechen, tritt bei kleinen Kraftpegeln kein stick/slip auf. Ausgeprägte stick/slip-Schwingungen traten nur für negative Werte des Querschlupfes (d. h. unterradiale Stellung des Radsatzes) ab einem Grenzwert (des absoluten Wertes) des Querschlupfes von 0,6% auf. Außerdem trat nennenswerter stick/slip nicht für kleine Reibwerte unter 0,3 auf. Eine weitere Beobachtung aus der Parameterstudie ist, dass sehr kleine Änderungen der Parameter zu einem plötzlichen Auftreten (oder Verschwinden) der stick/slip-Schwingungen führen können. Die Ergebnisse der Parameterstudie stehen im guten qualitativen Einklang mit veröffentlichten Erkenntnissen über das Kurvenquietschen (siehe z. B. [1]).

Bei den Berechnungen in diesem Abschnitt wurden folgende Modelle und Parameter verwendet: *Rad*: C20 modelliert mit einem Finite-Elemente-Modell basierend auf achsensymmetrischen Elementen; *Schiene*: BV50 auf kontinuierlicher Bettung modelliert mit einem Waveguide Finite-Elemente-Modell; *Kontakt*: 3-D-Modell, Normal- und Tangentialkontakt, instationär; *Statische Vorlast*: 65 kN; *Rollgeschwindigkeit*: 50 km/h.

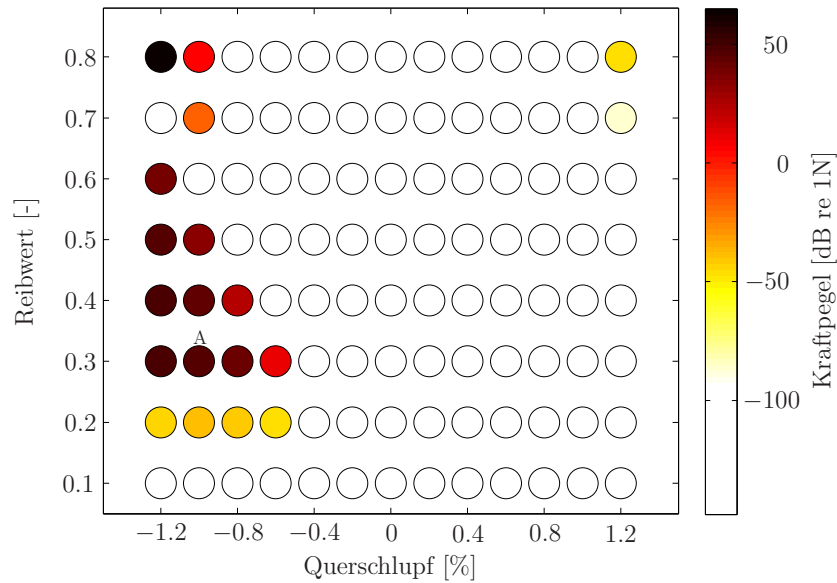


Abbildung 6. Stabilitätsuntersuchung der hochfrequenten dynamischen Wechselwirkung von Rad und Schiene bei der Kurvenfahrt: Pegel des transienten Anteils der lateralen Kontaktkraft als Funktion des Querschlupfes und des Reibwertes. Hohe Kraftpegel entsprechen ausgeprägten stick/slip-Schwingungen. Der Zeitverlauf von Simulation A ist in Abbildung 5 dargestellt.

4 ZUSAMMENFASSUNG

Das vorgestellte Zeitbereichsmodell für die Simulation des hochfrequenten dynamischen Zusammenwirkens von Rad und Schiene erwies sich als sehr berechnungseffizient. Dies erlaubt eine ausführliche Untersuchung unterschiedlicher Fragestellungen. Als Beispiel wurde die Frage untersucht, ob ein zweidimensionales Kontaktmodell ausreichend ist für eine exakte Beschreibung des Rollgeräusches. Simulationsergebnisse zeigen, dass man mit beträchtlichen Fehlern rechnen muss, sobald die Rauheiten zwischen parallelen Spuren längs der Schiene nicht oder nur wenig korreliert sind. Für diese Fälle ist mindestens die Information von fünf parallelen Spuren notwendig, um ein ausreichend repräsentatives Resultat zu erhalten. Das Modell wurde auch für die Simulation eines rollenden Rades mit Flachstelle angewandt. Dabei ergab sich eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Maximalkräften im Kontakt. Sobald Rad und Schiene Kontakt verlieren, steigt die Maximalkraft stark mit der Geschwindigkeit an. Dabei spielt die exakte Form der Flachstelle eine große Rolle. Das ursprüngliche Ziel mit der Formulierung des Zeitbereichsmodells war die Simulation des Kurvenquietschens. Ergebnisse zeigen, dass selbsterregte Schwingungen auch für den Fall eines konstanten Reibwertes auftreten. Dabei spielt die Kopplung zwischen mehreren Freiheitsgraden und die Nichtlinearität des Kontaktes eine große Rolle. Die durchgeführte Parameterstudie zeigt als Ergebnis, dass negativer Querschlupf (d. h. eine unterradiale Stellung des Radsatzes) und ein ausreichend hoher Reibwert eine Vorbedingung für das Entstehen von Kurvenquietschen sind. Dabei spielt auch die exakte Position des Kontaktes zwischen Rad und Schiene eine wichtige Rolle.

5 LITERATUR

- [1] Thompson, D.: *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control*. Elsevier, Oxford, UK, 2009
- [2] Wu, T.X. and Thompson, D.J.: Theoretical investigation of wheel/rail non-linear interaction due to roughness excitation. *Vehicle System Dynamics* (2000), 34:261-282
- [3] Hertz, H.: Ueber die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für reine und angewandte Mathematik* (1882), 92:156-171
- [4] Pieringer, A.: Time-domain modelling of high-frequency wheel/rail interaction. PhD thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2011
- [5] Kalker, J.J.: *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands, 1990
- [6] Pieringer, A., Kropp, W. and Thompson, D.J.: Investigation of the dynamic contact filter effect in vertical wheel/rail interaction using a 2D and a 3D non-Hertzian contact model. *Wear* (2011), 271(1-2):328-338
- [7] Pieringer, A. and Kropp, W.: A fast time-domain model for wheel/rail interaction demonstrated for the case of impact forces caused by wheel flats. *Proceedings of Acoustics'08*, Paris, France, June 29-July 4, 2008
- [8] Thompson, D.J.: Wheel-rail noise generation, Part II: Wheel vibration. *Journal of Sound and Vibration* (1993), 161:401-419
- [9] Nielsen, J.C.O. and Igeland, A.: Vertical dynamic interaction between train and track - influence of wheel and track imperfections. *Journal of Sound and Vibration* (1995), 187(5):825-839
- [10] Nilsson, C.-M., Jones C.J.C., Thompson, D.J. and Ryue, J.: A waveguide finite element and boundary element approach to calculating the sound radiated by railway and tram rails. *Journal of Sound and Vibration* (2009), 321:813-836
- [11] Thompson, D.J., Vincent, N.: Track dynamic behaviour at high frequencies. Part 1: Theoretical models and laboratory measurements. *Vehicle System Dynamics*(1995), Supplement 24:86-99
- [12] Ford, R.A.J. and Thompson, D.J.: Simplified contact filters in wheel/rail noise prediction. *Journal of Sound and Vibration*(2006), 293:807-818
- [13] Johansson, A. and Nielsen, J.C.O.: Out-of-round railway wheels - wheel-rail contact forces and track response derived from field tests and numerical simulations. *Proc IMechE Part F: Journal of Rail and Rapid Transport*(2003), 217:135-146.
- [14] Rudd, M.J.: Wheel/rail noise - Part II: Wheel squeal. *Journal of Sound and Vibration*(1976), 46(3):381-394
- [15] Oden, J.T. and Martins, J.A.C.: Models and computational methods for dynamic friction phenomena. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* (1985), 52:527-634
- [16] Glocker, Ch., Cataldi-Spinola, E. and Leine, R.I.: Curve squealing of trains: Measurements, modelling and simulation. *Journal of Sound and Vibration*(2009), 324:365-386
- [17] Ben Othman, Y.: *Untersuchung des Quietschvorgangs und Wege der Minderung*. PhD thesis, Technische Universität Berlin, 2009.
- [18] Croft, B.E.: *The Development of Rail-head Acoustic Roughness*. PhD thesis, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, UK, 2009
- [19] Croft, B.E., Vollebregt, E.A.H. and Thompson, D.J.: An investigation of velocity-dependent friction in wheel-rail rolling contact. *Proceedings of the 10th International Workshop on Railway Noise (IWRN10)*, pages 35-42, Nagahama, Japan, 2010