Simulation des Rollgeräusches von LKW-Reifen für verschiedene Fahrbahn-/Reifenprofilkombinationen

Carsten Hoever[1], Wolfgang Kropp[1]
[1] *Chalmers University of Technology, SE-41296 Göteborg, Schweden, Email: carsten.hoever@chalmers.se*

Einleitung

Durch Straßenverkehr verursachte Geräuschbelastungen stellen ein maßgebliches Problem für große Teile der Bevölkerung dar. Eine wichtige Lärmquelle im Straßenverkehr ist das Rollgeräusch von LKWs und Bussen [1].

Leistungsfähige Simulationswerkzeuge werden nicht nur für ein besseres physikalisches Verständnis der Rollgeräuschentstehung, sondern auch für den Entwurf leiserer Straßenbeläge und Reifen benötigt. Traditionell liegt der Hauptaugenmerk bei der Entwicklung von Simulationsverfahren für das Reifen-/Fahrbahngeräusch auf PKW-Reifen. LKWs und Busse tragen jedoch mit bis zu 10 % zur Gesamtfahrleistung bei [2] und weisen maximale Vorbeifahrtpegel auf, welche im Schnitt um 4 dB bis 7 dB höher sind als diejenigen von PKWs [3]. Entsprechend können Maßnahmen zur Reduzierung des Rollgeräusches von LKWs und Bussen nicht außer Acht gelassen werden.

Inwieweit Simulationsverfahren für PKW-Reifen direkt auf LKW-Reifen übertragbar sind, ist ungewiss. Im Rahmen dieser Studie wird deshalb ein leistungsfähiges Simulationsverfahren, welches bereits erfolgreich zur Vorhersage des externen Rollgeräusches von PKW-Reifen benutzt wurde [4], erweitert und auf einen 315/80 R22.5 LKW-Reifen angewandt. Das externe Reifen-/Fahrbahngeräusch für Rollen bei konstanter Geschwindigkeit wird für verschiedene Reifenprofile und Fahrbahnoberflächen mit CPX-Messungen verglichen.

Simulationsverfahren

Reifendynamik

Zur Modellierung der Reifendynamik wird eine Waveguide-Finite-Elemente-Methode (WFE) eingesetzt, welche größtenteils identisch zu dem in [4, 5] für PKW-Reifen benutzten Verfahren ist. Deswegen wird an dieser Stelle nur ein kurzer Überblick über WFEM gegeben.

Ein Wellenleiter ist eine Struktur mit konstanter Geometrie und konstanten Materialeigenschaften entlang einer Dimension. Für Reifen handelt es sich dabei um die Umfangsrichtung, entlang welcher Verformungen durch periodische Wellen der Art $\mathbf{u}(\theta) = \mathbf{u}(\theta \pm 2\pi)$ beschrieben werden können. Hierbei ist $\mathbf{u}$ die Auslenkung und θ der Umfangswinkel, siehe Abbildung 1. Der Wellenansatz wird zusammen mit einer konventionellen Finite-Elemente-Modellierung (FE) des Reifenquerschnittes kombiniert, siehe Abbildung 2. Der Auslenkungsvektor $\mathbf{u} = [u_r\ u_x\ u_\theta]^T$ (mit $(\bullet)^T$ als Vektortransponierte) an einem Punkt (r, x, θ) kann damit in eine

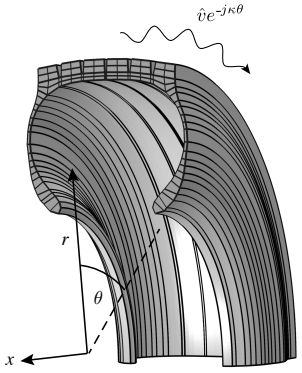


Abbildung 1: Der Reifen als gekrümmter Wellenleiter: In Umfangsrichtung θ wird ein Wellenansatz benutzt. Wellenausbreitung in negative θ-Richtung ist nicht gezeigt, wird aber ebenfalls angenommen. κ ist die Umfangswellenzahl.

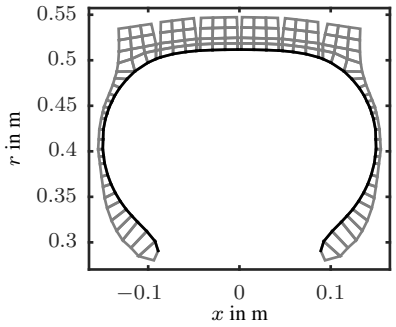


Abbildung 2: Querschnittsmesh des 315/80 R22.5 Reifens (Shell-Elemente schwarz, Solid-Elemente grau).

Querschnitts- und eine Umfangskomponente zerlegt werden:

$$u_i(r, x, \theta, t) = \mathbf{N}(r, x)\, \mathbf{v_i}(\theta, t)\,, \qquad i = r, x, \theta\,. \tag{1}$$

$\mathbf{N}$ sind die FE-Ansatzfunktionen im Querschnitt während die Freiheitsgrade an den Knotenpunkten durch $\mathbf{v_i}$ gegeben sind. Gleichung (1) ist die Basis für die Herleitung des WFE-Verfahrens, welche im Detail in [6] beschrieben ist. Endpunkt ist eine vollständige 3D-Bewegungsdifferentialgleichung welche gleichzeitig das Verhalten im Querschnitt als auch in Umfangsrichtung beschreibt[1].

Im Gegensatz zur Implementierung für PKW-Reifen, welche in [4, 5] benutzt wird, werden nicht Shell-

[1] Es wird also nicht einfach das 2D-FE-Problem im Querschnitt gelöst und dann in Umfangsrichtung expandiert.

, sondern Solid-Elemente zur Modellierung des Großteils des Reifens eingesetzt, siehe Abbildung 2. Dies wird durch eine bessere Beschreibung der dickeren LKW-Reifengeometrie motiviert. Insgesamt 126 anisotrope quadrilaterale Lagrange-Elemente mit neun Knoten werden zur Modellierung des Querschnittes benutzt. Zusätzlich werden 65 anisotrope doppelt-gekrümmte Shell-Elemente mit drei Knotenpunkten für die Karkasse benutzt. Diese Elemente berücksichtigen Rotationsträgheit, Schubspannung über die Dicke und Vorspannung. In Umfangsrichtung ist der Reifen in 912 Segmente eingeteilt.

Die Luftkavität und die Felge werden nicht explizit modelliert: Der Luftdruck von 670 kPa wird über die resultierende Vorspannung berücksichtigt und der Reifen wird an der Wulst als fest eingespannt betrachtet. Zwei verschiedene Reifenprofile werden modelliert: ein Glattreifen und ein Reifen mit typischem Lenkachsenprofil, d.h. ausgeprägten Längsrillen, wie in Abbildung 2 gezeigt.

Geometrie- und Materialdaten wurden durch den Hersteller zur Verfügung gestellt. Details und notwendige Anpassungen (u.a. aufgrund von Materialveränderungen während des Vulkanisierens) sind in [7] beschrieben, wo das Reifenmodel auch gegen Messungen validiert wird.

Reifen-/Fahrbahnkontakt

Das Kontaktmodell basiert auf einem Faltungsansatz welcher von einem der Autoren erstmalig für Reifen angewandt wurde [8], und dessen sukzessive Erweiterung im Laufe der Zeit (z.B. [5, 9]).

Die zeitabhängige Position eine Punktes e auf der Reifenoberfläche kann beschrieben werden als

$$Z_e(t) = Z_{T,e}(t) + u_e(t)\,, \tag{2}$$

wobei $Z_{T,e}(t)$ die Reifenkontur, siehe Abbildung 3, ist. Aktuelle und vergangene Kräfte verursachen eine Reifenvibration $u_e(t)$, gegeben als

$$u_e(t) = \sum_m \int_{-\infty}^{\infty} F_m(\tau)\, g_{m,e}(t-\tau)\, d\tau\,, \tag{3}$$

mit $g_{m,e}$ als Green'sche Funktion für die Auslenkung des Punktes e aufgrund einer Kraft am Punkt m. Man erhält $g_{m,e}$ durch inverse Fourier-Transformation der Eingangs- und Transfermobilitäten des WFE-Reifenmodells. Die zeitdiskrete Version von (3) für $t_N = N\Delta t$ und alle möglichen Kontaktpunkte $e = 1 \ldots M$ ist [10]

$$\mathbf{u}(t_N) = \mathbf{G}_0\, \mathbf{F}(t_N) + \mathbf{u}_{\text{old}}(t_N)\,. \tag{4}$$

Bei $\mathbf{G}_0$ handelt es sich um eine $M \times M$ Matrix mit den Werten der Green'schen Funktionen für $t = 0$. Der Term $\mathbf{u}_{\text{old}}$ in (4) repräsentiert vergangene, bekannte Werte der Kontaktkräfte und kann in jedem Zeitschritt als bekannt angenommen werden. Aus den Randbedingungen an der Reifen-/Fahrbahngrenze folgt weiterhin

$$\mathbf{d}(t_N) = \mathbf{Z_R}(t_N) - \mathbf{Z_T}(t_N) - \mathbf{u}(t_N)\,, \tag{5a}$$

$$F_e(t_N) = k\, d_e(t_N) \cdot \mathcal{H}\{d_e(t_N)\} \tag{5b}$$

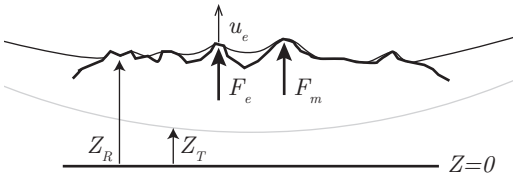


Abbildung 3: Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn. Die unverformte Reifenkontur (grau) ist Z_T und die Fahrbahnrauigkeit Z_R. F_e und F_m sind die Kontaktkräfte an den Punkten e und m, und u_e ist die dynamische Auslenkung in e.

wobei $\mathbf{d}$ die Entfernungen d_e zwischen Reifenkontur und Fahrbahnoberfläche beinhaltet. Für $d_e > 0$ penetriert die Fahrbahn den Reifen am Kontaktpunkt e. $\mathcal{H}$ ist der Heaviside-Operator und k die Steife einer Kontaktfeder welche an jedem Punkt e zwischen Reifen und Fahrbahn hinzugefügt wird. Diese Feder wird zur Berücksichtigung kleinmaßstäblicher Texturdetails unterhalb der geometrischen Auflösung des Kontaktmodels benötigt [5].

Gleichungen (4) und (5) formulieren ein nicht-lineares 3D-Kontaktproblem welches iterativ für jeden Zeitschritt gelöst wird um die Kontaktkräfte zu erhalten. Nach Fourier-Transformation in den Frequenzbereich können diese dann als Anregung für die WFE-Reifenmodell benutzt werden. Ergebnis ist das Schnellefeld des auf der Fahrbahn rollenden Reifens, welches anschließend als Eingangsgröße zur Berechnung der Schallabstrahlung benutzt werden kann.

Schallabstrahlung

Die Schallabstrahlung des Reifens wird mittels Halbraum-BEM berechnet [4]. Bei dieser Variante der Randelementemethode wird der Boden nicht diskretisiert — die Reflexionen am Boden werden stattdessen durch spezielle Green'sche Funktionen berücksichtigt [11], siehe Abbildung 4.

Eingangsgröße für die BEM-Berechnungen ist das Schnellefeld des Reifens. Dessen räumliche Auflösung ist gegeben durch das Querschnittsmesh in der WFEM, und

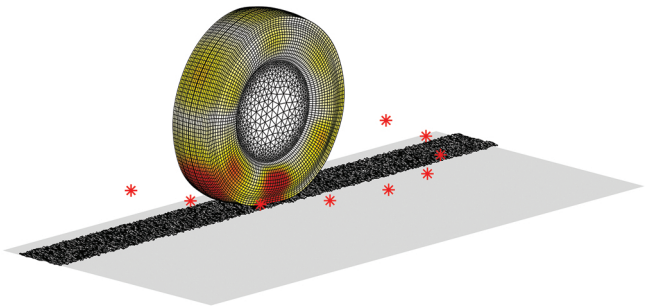


Abbildung 4: Aus dem Schnellefeld (farbskaliert, nicht maßstabsgetreu) des rollenden Reifens wird mittels Halbraum-BEM der Schalldruckpegel an neun Messpunkten (∗) berechnet. Der reflektierende Boden (grau) wird nicht diskretisiert, sondern über spezielle Green'sche Funktionen berücksichtigt.

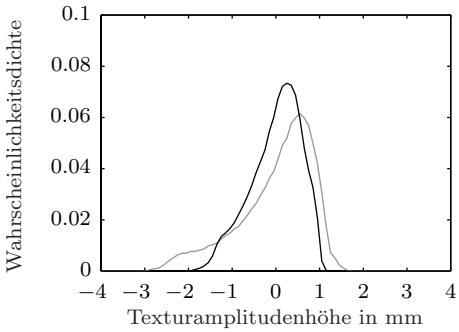


Abbildung 5: Amplitudenhäufigkeitsverteilung für die SMA 0/8S (grau) und LOA 5D (schwarz) Oberflächen.

der Auflösung in Umfangsrichtung in der Kontaktberechnung. Für die Schallabstrahlungsberechnungen wird zur Reduzierung des numerischen Aufwandes das Mesh auf 31 Elemente im Querschnitt und 151 Segmente über den Umfang reduziert. Dies ist ausreichend für Frequenzen bis zu 2,5 kHz. Zur korrekten Berücksichtigung des Horneffektes basiert das Mesh auf der durch die Achslast verformten Reifengeometrie. Die offenen Reifenseiten werden durch starre Deckel geschlossen. Das resultierende Mesh ist in Abbildung 4 zu sehen. Zwölf CHIEF-Punkte zur Vermeidung von Innenraumresonanzen sind im Reifeninnenraum verteilt. Der Schalldruck wird für die neun in Abbildung 4 gezeigten Aufpunkte berechnet, welche den Mikrofonpositionen der Messungen entsprechen.

Mess- und Simulationskonfiguration

Simulationen werden durchgeführt für einen Splittmastixasphalt SMA 0/8S und eine lärmoptimierte Asphaltdeckschicht LOA 5D. Beide Oberflächen basieren auf Testfeldern einer Testbahn in Geilenkirchen. In jedem Testfeld wurden an sechs verschiedenen Positionen Texturscans mit zehn parallelen Spuren im Abstand von 1 cm und einer Länge von 1,96 m durchgeführt. In Rollrichtung beträgt die Auflösung 0,2 mm. Für die Simulationen werden die Rauigkeitsprofile entsprechend der Auflösung des Reifenmodells geresampled.

In Abbildung 5 ist für beide Oberflächen die Amplitudenhäufigkeitsverteilung zu sehen. Die SMA 0/8S Oberfläche hat eine breitere Amplitudenhäufigkeitsverteilung, es handelt sich also um die „rauere" Oberfläche, was auch durch die in [7] gezeigten Texturspektren bestätigt wird.

Rollgeräuschmessungen wurden mittels eines speziellen Messanhängers durchgeführt [12]. Gemessen wird an neun Mikrofonpositionen (Winkelabstand 22,5°), welche in einem Halbkreis mit einem Meter Radius um den Reifenmittelpunkt herum in einer Höhe von 0,25 m über der Fahrbahn angebracht sind (siehe auch Abbildung 4). Gemessen wurde in Terzbändern von 315 Hz bis 5 kHz.

In der Simulation wird die Schallabstrahlung für die selben neun Aufpunkte berechnet. Das Rollgeräusch wird separat für die sechs unterschiedlichen Scans jeder Oberfläche berechnet und anschließend als Mittelwert dargestellt.

Tabelle 1: A-bewertete Gesamtschalldruckpegel. „Glatt" bezeichnet den Glattreifen und „Lenk" den längsprofilierten Lenkachsenreifen.

Oberfläche	Reifen	$L_{pA,\mathrm{tot}}$ in dB	
		Messung	Simulation
SMA 0/8S	Glatt	85,3 dB	86,1 dB
SMA 0/8S	Lenk	85,4 dB	85,4 dB
LOA 5D	Glatt	79,9 dB	80,4 dB
LOA 5D	Lenk	81,6 dB	81,7 dB

Messungen und Simulationen wurden durchgeführt für eine Achslast von 2000 kg und eine Geschwindigkeit von 60 km/h. Rollen wird für fünf Reifenumdrehungen berechnet, wovon die letzte zur Berechnung der Schallabstrahlung benutzt wird. Basierend auf der Diskretisierung des Reifens in Umfangsrichtung ergibt dies eine Frequenzauflösung von ca. 5 Hz und eine maximale Frequenz von 2210 Hz. Für die Kontaktfedern werden Steifen von $k = 1{,}25 \cdot 10^4\,\mathrm{N{\cdot}m^{-1}}$ bzw. $k = 0{,}81 \cdot 10^4\,\mathrm{N{\cdot}m^{-1}}$ für die SMA 0/8S respektive LOA 5D Oberflächen, benutzt. Diese Werte ergeben eine korrekte statische Reifenaufstandsfläche im Vergleich zu Messungen.

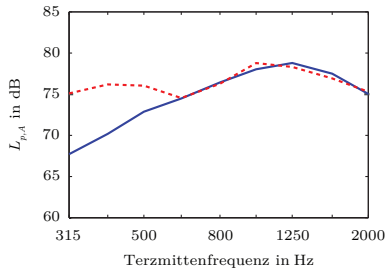
Ergebnisse

Ein Vergleich zwischen gemessenen und simulierten A-bewerteten Gesamtschalldruckpegeln des Rollgeräusches für die unterschiedlichen Reifen-/Fahrbahnkombinationen ist in Tabelle 1 zu sehen. Die Abweichung zwischen berechnetem und gemessenem Pegel ist in allen Fällen kleiner als 1 dB, wobei die Simulationen immer den gemessenen Wert überschätzen. Wie erwartet ergeben sich die niedrigsten Schalldruckpegel für den Glattreifen sowie die lärmoptimierte LOA 5D Oberfläche.

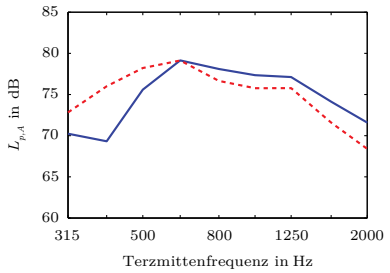
Die entsprechenden A-bewerteten Terzbandspektren sind in Abbildung 6 zu sehen. In den für das Rollgeräusch relevanten mittleren Frequenzbereichen liegt auch hier eine sehr gute Übereinstimmung vor. Tiefe Frequenzen werden für die SMA 0/8S in den Simulationen teilweise mit mehr als 5 dB überschätzt, siehe Abbildungen 6(a) und 6(b). Dies ist möglicherweise eine Folge von nicht-optimal unterdrückten Innenraumresonanzen in der Halbraum-BEM oder von Nahfeldeffekten.

Für den längsprofilierten Lenkachsenreifen werden Frequenzen oberhalb von 1,25 kHz um bis zu 4 dB unterschätzt, was an in der Simulation fehlenden aerodynamischen Quelltermen („air-pumping") liegen kann. In allen anderen Fällen und Terzbändern ist der Unterschied zwischen Messung und Simulation kleiner als 1,5 dB.

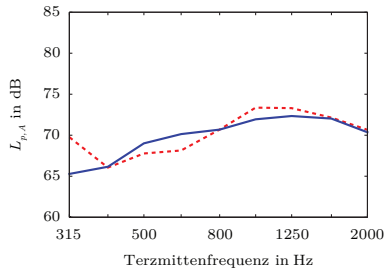
Im Vergleich der Spektren für beide Oberflächen wird nochmals bestätigt, dass die SMA 0/8S die akustisch ungünstigere Oberfläche ist. Für beide Reifenprofile ist für alle Terzbänder der Schalldruckpegel für die SMA 0/8S höher als der der LOA 5D — um ca. 2,5 dB bei niedrigen Frequenzen, um ca. 4,5 dB zwischen 630 Hz und 1250 Hz, und um 2,0 dB für 1,6 kHz und höher.



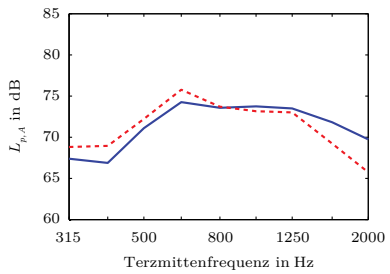
(a) Glattreifen und SMA 0/8S



(b) Lenkachsenreifen und SMA 0/8S



(c) Glattreifen und LOA 5D



(d) Lenkachsenreifen und LOA 5D

Abbildung 6: Gemessenes (—) und simuliertes (– –) A-bewertetes Rollgeräusch in Terzbändern für die verschiedenen Reifen-/Fahrbahnkombinationen.

Im Vergleich der Reifenprofile ergibt sich eine Verschiebung des Maximums des Spektrums von 630 kHz für den Lenkachsenreifen zu ca. 1,25 kHz für den Glattreifen.

Zusammenfassung und Ausblick

Eine Methode zur Berechnung des Rollgeräusches von LKW-Reifen auf reellen Straßenoberflächen wurde präsentiert. Als Beispiel wurde das Reifen-/Fahrbahngeräusch von zwei unterschiedlich profilierten LKW-Reifen auf zwei Fahrbahnoberflächen simuliert.

Es ergibt sich eine exzellente Übereinstimmung zwischen Simulationen und Messungen für den A-bewerteten Gesamtschalldruckpegel. Die Pegel in den dominierenden Terzbändern werden ebenfalls mit nur geringer Abweichung berechnet. Eine leichte Tendenz zur Überschätzung des Rollgeräusches bei niedrigen Frequenzen und zur Unterschätzung bei hohen Frequenzen ist vorhanden. Dies ist möglicherweise eine Folge von BEM-Innenraumresonanzen (niedrige Frequenzen) bzw. fehlenden aerodynamischen Quelltermen (hohe Frequenzen).

Die Verbesserung der Simulationsqualität bei niedrigen Frequenzen hat die Hauptpriorität in der zukünftigen Entwicklung des Verfahrens. Mittelfristig ist auch eine Anpassung an beliebige Reifenprofile geplant.

Danksagung

Dieses Forschungsvorhaben wurden finanziell unterstützt durch das BMWi-Projekt *Leiser Straßenverkehr 3*.

Literatur

[1] Burden of disease from environmental noise — Quantification of healthy life years lost in Europe. WHO, 2011

[2] Kunert, U. *el al.*: Auto-Mobilität: Fahrleistungen steigen 2011 weiter. DIW Wochenbericht 47 (2012)

[3] Schreurs, E. *el al.*: Maximum pass-by noise levels from vehicles in real road traffic streams. Internoise 2011

[4] Kropp, W. *el al.*: On the sound radiation of a rolling tyre. J. Sound Vib. 331 (212)

[5] Hoever, C. und Kropp, W.: A model for investigating the influence of road surface texture and tyre tread pattern on rolling resistance. J. Sound Vib. 351 (2015)

[6] Finnveden, S. und Fraggstedt, M.: Waveguide finite elements for curved structures. J. Sound Vib. 312 (2008), 644–671

[7] Hoever, C. und Kropp, W.: The simulation of truck tire rolling noise. Internoise 2015

[8] Kropp, W: Ein Modell zur Beschreibung des Rollgeräusches eines unprofilierten Gürtelreifens auf rauher Straßenoberfläche. Fortschrittberichte VDI 166 (1992)

[9] Wullens, F. und Kropp, W.: A three-dimensional contact model for tyre/road interaction in rolling conditions. Acta Acust. United Ac. 90 (2004)

[10] Larsson, K.: Modelling of dynamic contact — Exemplified on the tyre/road interaction, Dissertation, Chalmers Univ. of Techn., Göteborg, 2002

[11] Brick, H.: Application of the Boundary Element Method to combustion noise and half-space problems. Dissertation, Chalmers Univ. of Techn., Göteborg, 2009

[12] Schwanen, W. *el al.*: Acoustic optimization tool — RE3: Measurement data Kloosterzande test track. Report M+P.DWW.06.04.8, M+P, 2007