

Numerische Simulation von Rollgeräusch und Rollwiderstand von LKW-Antriebsachsenreifen

Carsten Hoever¹, Wolfgang Kropp¹

¹ Chalmers University of Technology, SE-41926 Göteborg, Schweden, Email: carsten.hoever@chalmers.se

Einleitung

Bei LKWs wird im Allgemeinen zwischen Lenk-, Antriebs- und Zusatzachsen unterschieden. Die eingesetzten Reifen sind dabei im Gegensatz zu PKWs für die spezifischen Bedingungen an der jeweiligen Achse z.B. hinsichtlich Traktion, Abrieb, Sicherheit oder Wirtschaftlichkeit optimiert. Speziell im Regionalverkehr werden dabei aufgrund häufiger Beschleunigungs-/Bremsvorgänge und Kurvenfahrten an den Antriebsachsen Reifen mit ausgeprägtem Blockprofil verwendet. Die resultierende starke Schwingungsanregung führt selbst auf eigentlich geräuscharmen Straßenoberflächen unmittelbar zu einer erhöhten Geräuschemission. Aus diesem Grund ist die Entwicklung eines geräuscharmen Antriebsachsenreifens für den LKW-Regionalverkehr eines der Ziele des Verbundprojektes *Leiser Straßenverkehr 3* (LeiStra3) [1]. Zur Unterstützung dieses Vorhabens wurde ein existierendes numerisches Modell zur Berechnung von Reifen-/Fahrbahninteraktion, Rollgeräusch und Rollwiderstand für PKW-Reifen an die speziellen Erfordernisse der Simulation von LKW-Antriebsachsenreifen angepasst. Neben der Geräuschemission wird als eine wichtige Kenngröße der Wirtschaftlichkeit auch der Rollwiderstand betrachtet um einen möglichen Zielkonflikt frühzeitig zu erkennen.

Modellierung

Die Modellierung von Rollgeräusch und Rollwiderstand erfolgt analog zu den bereits für PKW-Reifen vorgestellten Verfahren [2, 3]. Als Basis dient das WFE-Modell eines längsprofilierten 315/80R 22.5 Antriebsachsenreifens wie in Abbildung 1 dargestellt. Im Gegensatz zu den bisherigen PKW-Reifen-Simulationen wird dabei der Reifenquerschnitt nicht hauptsächlich durch Shell-Elemente simuliert und (isotrope) Solid-Elemente nur für Lauffläche eingesetzt, sondern der Großteil der Reifenkonstruktion durch Solid-Elemente abgebildet und nur die Karkasse durch Shell-Elemente modelliert, siehe Abbildung 2. Dies trägt den größeren Dimensionen des LKW-Reifens Rechnung und vereinfacht die Hand-



Abbildung 1: Der 315/80R 22.5 Reifen.

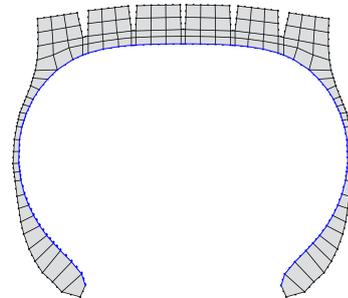


Abbildung 2: Querschnittsmesh, bestehend aus 126 Solid-Elementen und 65 Shell-Elementen (blau).

habung der unterschiedlichen Materialgruppen, erfordert jedoch die Einführung anisotroper Solid-Elemente und steigert den numerischen Aufwand beträchtlich. Der Finite-Elemente-Ansatz im Querschnitt wird in Umfangsrichtung wie gehabt mit einem Wellenansatz kombiniert. Für die Kontaktmodellierung wird der aus [3] bekannte nicht-lineare 3D-Zeitbereichsalgorithmus benutzt. Der Rollwiderstand bestimmt sich in Form der Verlustleistung aus dem Prinzip der Energieerhaltung in Form der über den Kontakt eingespeisten Leistung P_{ein} . Der Rollwiderstandskoeffizient ist damit gegeben als $C_r = P_{\text{ein}}/(F_N V)$, wobei F_N die Achslast und V die Rollgeschwindigkeit sind. Das Reifen-/Fahrbahngeräusch wird mittels eines Halbraum-BEM-Verfahrens [4] in Form des A-bewerteten Schalldruckpegels für Terzen von 100 Hz bis 2 kHz berechnet.

Die statischen Materialparameter wurden durch den Reifenhersteller zur Verfügung gestellt und mittels Vergleich zu gemessenen Mobilitäten für den dynamischen Fall angepasst. Die Simulationen erfolgen für 70 km/h, einen Reifeninnendruck von 670 kPa und eine Achslast von 20 kN. Für die Straßenprofile kommen 3D-Scans einer ISO 10844 Oberfläche und einer abgestreuten Oberfläche (Korngröße 11 mm bis 16 mm) zum Einsatz.

Ergebnisse

Zur Validierung des Reifenmodells und der Materialparameter sind in den Abbildungen 3 und 4 die radiale Punkteingangsmobilität und die Transfermobilität zu einem Empfangspunkt 180° in Umfangsrichtung dargestellt. Mit Ausnahme der zweiten Antiresonanz in der Punktmobilität und des Bereiches von 450 Hz bis 800 Hz in der Transfermobilität ist die Übereinstimmung zwischen simulierten und gemessenen Mobilitäten sehr gut. Die zusätzliche Resonanz bei ca. 55 Hz in den Simulationen beruht auf unterschiedlichen Randbedingungen (Si-

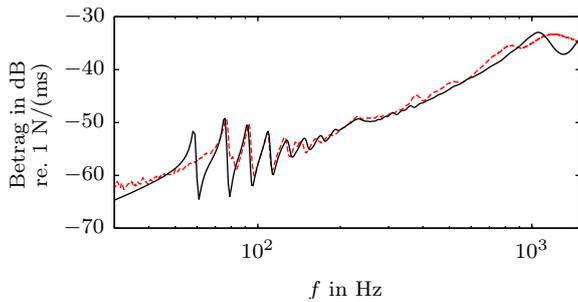


Abbildung 3: Gemessene (—) und simulierte (---) radiale Punkteingangsmobilität in der Laufflächenmitte. Die zusätzliche Resonanz in der Simulation bei 55 Hz ist unterschiedlichen Randbedingungen geschuldet.

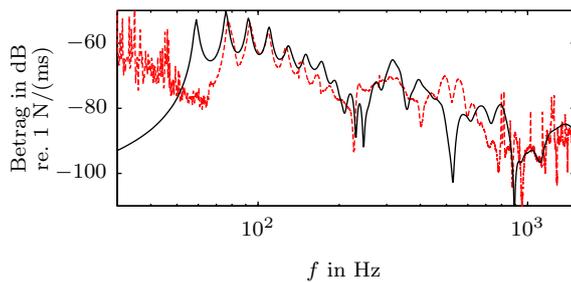


Abbildung 4: Gemessene (—) und simulierte (---) radiale Transfermobilität in der Laufflächenmitte zu einem Empfangspunkt 180° in Umfangsrichtung. Die zusätzliche Resonanz in der Simulation bei 55 Hz ist unterschiedlichen Randbedingungen geschuldet.

mulation: fest eingespannt, Messung: frei schwingend).

In Tabelle 1 sind simulierte Rollwiderstände für die zwei Straßenoberflächen angegeben. In Ermangelung von Rollwiderstandsmessungen für den LKW-Reifen sind als Vergleichsdaten Werte für einen PKW-Reifen angegeben. Aufgrund der höheren Last ist die eingespeiste Leistung für den LKW-Reifen deutlich größer als für den PKW-Reifen. Weiterhin ergibt sich für beide Reifen ein deutlicher Anstieg der Verlustleistung auf der abgestreuten Oberfläche, wobei allerdings für den LKW-Reifen der Anstieg mit 37% geringer ausfällt als für den PKW-Reifen (52%). Drückt man die Rollverluste durch den Rollwiderstandskoeffizienten C_r aus, so ergeben sich für den LKW-Reifen durchgängig C_r -Werte welche kleiner sind, als die des PKW-Reifens. Dieser Effekt deckt sich mit der Praxis (siehe z.B. [5]) und beruht auf der deutlich höheren Steife des LKW-Reifens.

Simulationsergebnisse für das Rollgeräusch auf der ISO-Oberfläche werden in Abbildung 5 zusammen für über verschiedene Reifenfabrikate gemittelten CPX-

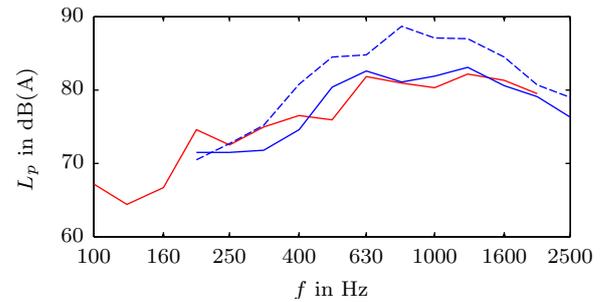


Abbildung 5: Rollgeräusch für die ISO-Oberfläche. CPX-Messung von Antriebs- (---) und Lenkreifen (—) und Simulation (—).

Messungen gezeigt. Es gibt eine gute Übereinstimmung der Simulation mit den Messwerten für die Lenkreifen, bei gleichzeitiger deutlicher Unterschätzung der Werte für Antriebsreifen. Dies ist dadurch erklärbar, dass der simulierte Reifen kein Querprofil aufweist, siehe Abbildung 1, und somit von der Konstruktion her mehr einem Lenk- als einem Antriebsreifen ähnelt.

Zusammenfassung und Ausblick

Ein existierendes Verfahren zur Berechnung von Rollwiderstand und Rollgeräusch von PKW-Reifen wurde für die Nutzung für LKW-Reifen erweitert. Die Simulationsergebnisse für Mobilitäten, Rollverluste und Schallabstrahlung sind vielversprechend. Weitere Verbesserungen sollten sich durch eine Optimierung der dynamischen Materialdaten und anderer Simulationsparameter ergeben. Für eine fundierte Bewertung der Simulationsergebnisse sind außerdem Rollwiderstands- und Rollgeräuschmessungen für exakt das implementierte Reifenfabrikat nötig. Weiterhin ist geplant das für Antriebsreifen typische Querprofil in die Reifen-/Fahrbahnkontaktsimulation zu integrieren.

Danksagung

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

Literatur

- [1] Leiser Straßenverkehr 3, URL: <http://www.leistra3.de/>
- [2] Hoever, C und Kropp, W.: Simulationsbasierte Parameterstudie zum Zusammenhang zwischen Rollgeräusch und Rollwiderstand von PKW-Reifen. DAGA 2012, 419–420
- [3] Hoever, C und Kropp, W.: The influence of modelling parameters on the simulation of car tyre rolling noise and rolling resistance. AIA-DAGA 2013, 1601–1604
- [4] Kropp, W. *et al.*: On the sound radiation of a rolling tyre. *J. Sound Vibrat.* **331** (2012) 1789–1805
- [5] Gent., A. und Walter, J. (hrsg.): The pneumatic tire. U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration (2006)

Tabelle 1: Simulierte Rollwiderstände.

	LKW		PKW	
	P_{ein}	C_r	P_{ein}	C_r
ISO 10844	2874 W	0,74 %	492 W	0,80 %
abgestreut	3926 W	1,01 %	749 W	1,22 %