

Auf leisen Sohlen

Schwingungscharakteristik von Autoreifen beim Abrollen auf rauen Oberflächen

Um Abrollgeräusche von Fahrzeugen minimieren zu können, ist es wichtig, deren Entstehungsmechanismus zu verstehen. Geräusche von rollenden Reifen werden hauptsächlich durch ihr Profil verursacht. Von glatten Reifen gehen jedoch ebenfalls Geräusche aus, weil sie durch den Straßenbelag zu Schwingungen angeregt werden. Mithilfe eines Scanning Vibrometers können diese Reifenschwingungen gemessen und charakterisiert werden – zwar nicht direkt auf der Kontaktfläche, aber an deren Vorder- und Hinterkante, d. h. dort, wo beim Abrollen der Kontakt zwischen Reifen und Untergrund entsteht bzw. sich löst.



Einführung

Von Fahrzeugen ausgehender Lärm ist ein ernsthaftes Umweltproblem. Mit wachsendem Umweltbewusstsein wurden die Vorschriften zum Verkehrslärm in den vergangenen Jahren zunehmend verschärft. Nachdem sich die Schallabstrahlungen von Karosserie und Antriebssystem aufgrund verbesserter Konstruktionen vermindert haben, sind inzwischen in den meisten Fahrsituationen Reifen-Fahrbahn-Geräusche dominant, und deren Verminderung kommt eine große Bedeutung zu.

Die Geräusche entstehen einerseits durch Schwingungen im Profilblock, andererseits durch Luftresonanzen in den Profilverwindungen und werden außerdem durch die Fahrbahnrauigkeit angeregt. Sie hängen von der Art des Profils ab und werden als Vibrationsgeräusche vorwiegend über die Seitenwand des Reifens abgestrahlt, das heißt, sie können durch

die Gestaltung des Profils nur zum Teil unterdrückt werden. Selbst Reifen ohne Profil erzeugen Geräusche. Ein solcher profilloser Reifen wurde für die vorliegende Untersuchung verwendet, um Schwingungen, die durch die Rauigkeit des Straßenbelags angeregt werden, besser zu verstehen.

Betriebsanalyse

Die Betriebsschwingformen eines rollenden Reifens erhält man aus dem Cross Power-Spektrum der Schwingungen am Messpunkt und am Referenzpunkt, womit eine feste Phasenbeziehung sichergestellt wird, gemäß folgender Gleichung:

$$G_{xy}(\omega) = X_x(\omega) \cdot X_y^*(\omega)$$

wobei x den Messpunkt, y den Referenzpunkt und G_{xy} das Cross Power-Spektrum bezeichnet. Durch Division des Cross Power-Spektrums mit dem Effektivwert

des Auto Power-Spektrums (G_{yy}) erhält man die normalisierte Mode des rollenden Reifens gemäß

$$X_x(\omega) = \frac{G_{xy}(\omega)}{\sqrt{G_{yy}(\omega)}}$$

Mithilfe dieser Gleichungen konnten aus den gemessenen Werten der Reifenschwingungen die zugehörigen Betriebschwingformen ermittelt werden.

Experimenteller Aufbau

Um eine Beeinflussung der Messungen durch das Reifenprofil auszuschließen, wurde ein glatter Radialreifen gewählt (Bezeichnung: 215/70R16) und mit 200 kPa aufgepumpt.

Anstelle der schwer zu messenden Schwingungen des gesamten Reifens wurden die Vibrationen der Flanke und der Lauffläche getrennt voneinander bestimmt.



Dazu wurde der Reifen auf einen Rollenprüfstand montiert und mit 4500 N Achslast bei einer Abrollgeschwindigkeit von

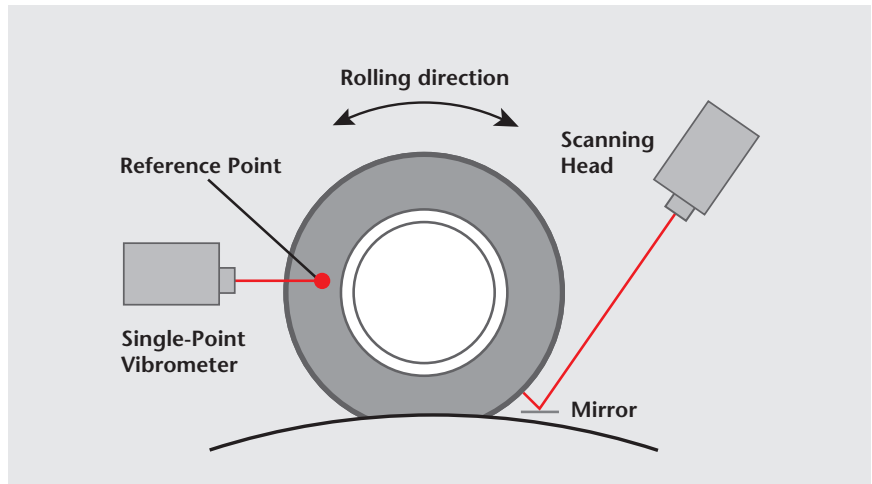


Bild 2: Versuchsaufbau für die Messungen auf der Lauffläche

50 km/h vermessen. Alle Schwingungsmessungen wurden mit Laservibrometern durchgeführt und aus den Schwingungsmessdaten die Betriebsschwingformen wie oben beschrieben ermittelt.

Messung der Schwingungen in der Reifenflanke

Die Schwingungen der Messfläche an der Reifenflanke wurden mit einem Scanning Vibrometer erfasst, während ein Einzupunkt-Laservibrometer dazu diente, die Schwingungen eines einzelnen Referenzpunktes zu messen (Bild 1).

Messung der Schwingungen an der Lauffläche

Für die Messungen an der Lauffläche wurde wieder das Einzupunkt-Laservibrometer zur Referenzmessung eingesetzt, während das Scanning Vibrometer die Flächenschwingungen je nach Drehrichtung des Reifens an der Vorder- bzw. Hinterkante der Lauffläche erfasste (Bild 2). Um den Laserstrahl trotz des engen Spalts zwischen Reifen und Fahrbahn senkrecht zur Reifenoberfläche einfallen zu lassen, wurde ein Spiegel hoher optischer Qualität in den Strahlengang eingebracht.

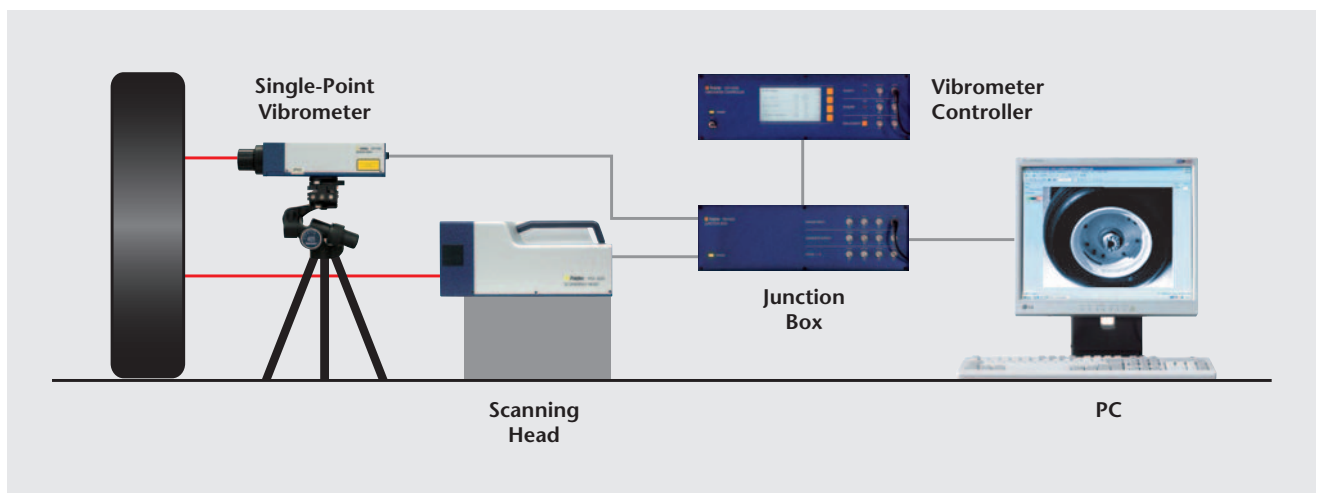


Bild 1: Versuchsaufbau für die Messungen an der Seitenwand des Reifens

Auf leisen Sohlen

Schwingungscharakteristik von Autoreifen beim Abrollen auf rauen Oberflächen

Reifenschwingungen an der Vorder- und der Hinterkante im Vergleich

Bild 3 zeigt den Frequenzverlauf der gemittelten Schwinggeschwindigkeiten an der Vorderkante (Lead), Hinterkante (Trail) und der Reifenflanke (Sidewall) im Vergleich. Die Lage der wesentlichen Peaks stimmt im abgebildeten Frequenzbereich zwischen 70 Hz und 150 Hz überein. Die Schwinggeschwindigkeiten an der Vorderkante sind generell um 6,8 dB bis 9,0 dB höher als an der Hinterkante. Da die Peaks der an der Vorderkante, Hinterkante und Flanke gemessenen Schwingungen weitgehend zusammenfallen, scheinen alle Reifenpartien nahezu dieselbe Anregung durch den Straßenbelag zu erfahren.

Eine ausgewählte Resonanz bei 83,75 Hz wurde weiter untersucht. Mithilfe der kommerziellen Software SYSNOISE von LMS wurde eine animierte, halbzyklische Betriebsschwingform erstellt. Die Ergebnisse werden hier nicht im Detail vorgestellt; sie zeigen aber, dass sich an der Vorderkante eine stehende Welle ausbildet, die sich bis zur Hinterkante erstreckt, jedoch

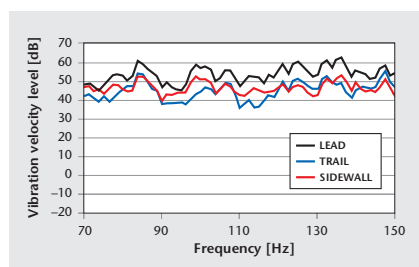


Bild 3: Vergleich der gemittelten Frequenzspektren unterschiedlicher Reifenpartien

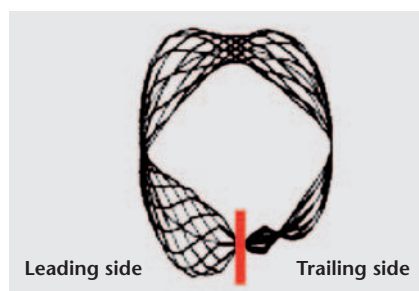


Bild 4: Fluktuierende Schwingamplitude der Reifenflanke bei 83,75 Hz

Peak-Frequenz (Rollversuch) [Hz]	Berechnete Beschleunigung [dB]	Gemessene Beschleunigung [dB]	Abweichung [dB]
83,75	27,50	24,49	3,01
113,75	33,78	17,33	16,45
136,25	32,43	29,76	2,67
147,50	32,11	26,08	6,03
166,25	28,62	16,18	12,44
170,00	22,53	13,88	8,64

Tabelle 1: Vergleich berechneter und gemessener Werte der Schwingbeschleunigung an der Lauffläche (Vorderkante)

nur auf einer Seite des Reifens. Diese Asymmetrie ergibt sich aufgrund des Stahlgürtels innerhalb des Reifenaufbaus, der unter einem Winkel von etwa 20° im Bezug auf die Rollrichtung angeordnet ist. Dieser Winkel beeinflusst die Zeit, die ein bestimmter Reifenabschnitt benötigt, um sich nach Kontakt mit dem Straßenbelag wieder zu entspannen.

Schwingungsverhalten der Reifenflanke

Bild 4 zeigt die Fluktuation der Schwingamplitude der Flanke an der breitesten Stelle des Reifens im Verlauf einer Periode bei 83,75 Hz. Die Schwingung wird als stehende Welle an der Vorder- und Hinterkante ausgebildet, in Übereinstimmung mit dem an der Lauffläche gemessenen Schwingungsverhalten.

Berechnung und Verifizierung der einwirkenden Kraft

Um die Schwingungscharakteristik in einer Simulation nachzustellen, muss die vom Straßenbelag auf den Reifen einwirkende Kraft bekannt sein. Sie wird aus dem Deformationsvolumen berechnet, indem man sowohl das Profil als auch die Straßenoberfläche modelliert und das Modell mit den Messwerten abgleicht. In einem weiteren Experiment wird der stehende Reifen zu Schwingungen angeregt. Damit lässt sich das berechnete Schwingungsverhalten der Lauffläche mit dem gemessenen in Beziehung setzen, indem man die Frequenzübertragungsfunktion aus der Messung bei stehendem Reifen unverändert für den Roll-

versuch verwendet. Die experimentellen Ergebnisse stimmen recht gut mit den analytischen Ergebnissen überein (Tabelle 1).

Schlussfolgerungen

Bei profillosen Reifen werden Schwingungen im Wesentlichen durch die Straßenoberfläche beim Abrollen angeregt. Detaillierte Untersuchungen mit einem Scanning Vibrometer haben gezeigt, dass die Schwinggeschwindigkeiten an der Vorderkante der Lauffläche (in Fahrtrichtung) um 6,8 dB bis 9,0 dB höher sind als an der Hinterkante. Außerdem wird das Schwingungsverhalten des rollenden Reifens von der Art und Anordnung des Stahlgürtels beeinflusst. Für eine Modellierung muss die von der Straßenoberfläche einwirkende Kraft analytisch bestimmt werden. Unter Verwendung einer bei stehendem Reifen gewonnenen Frequenzübertragungsfunktion lässt sich damit das Schwingungsverhalten der Lauffläche vorhersagen.

Autoren – Kontakt

N. Tsujiuchi, T. Koizumi, R. Tamaki
 ntsujiuc@mail.doshisha.ac.jp;
 tkoizumi@mail.doshisha.ac.jp

Department of Mechanical Engineering,
 Doshisha University, Kyoto, Japan

I. Shima, TOYO Tire & Rubber Co., Ltd.,
 Hyogo, Japan

Dieser Artikel basiert auf einem Beitrag der Autoren zur IMAC XXII Konferenz, 2004.

Mehr Info: www.sae.org/technical/papers/2005-01-2524.