Körperschallberechnung im Pkw-Fahrwerk auf Basis von Mehrkörpermodellen

Payam Jahangir[1], Klaus Becker[2]

[1] NVH.Lab, Fachhochschule Köln, 50679 Köln, E-Mail: payam.jahangir@fh-koeln.de
[2] NVH.Lab, Fachhochschule Köln, 50679 Köln, E-Mail: klaus.becker@fh-koeln.de

Einleitung

Durch die stetige Reduzierung von Wind- und Antriebsgeräuschen sowie den zunehmenden Einsatz von Elektroantrieben in Pkw gewinnt das Reifen-Fahrbahn-Geräusch immer mehr an Bedeutung. Daher ist es von Interesse, die Übertragungspfade für das Reifen-Fahrbahn-Geräusch möglichst genau zu kennen, um gezielte Verbesserungsmaßnahmen durchführen zu können. Einen wesentlichen Beitrag zum Innenraumgeräusch leistet der vom Fahrwerk übertragene Körperschall. Bekannte Verfahren der Transferpfadanalyse bieten jedoch nur einen begrenzten Einblick in die Übertragungsstrecke Fahrwerk. Grund dafür ist die starke Kopplung der einzelnen Fahrwerkkomponenten untereinander, welche bei der Inertanz-Methode zu numerischen Problemen und damit zu einer fehlerhaften Bestimmung der Kräfte führt.

Die Berechnung der im Fahrwerk übertragenen dynamischen Kräfte soll mit Hilfe von Mehrkörpermodellen bis 500 Hz ermöglicht werden. Als Eingangsgrößen für die Modelle dienen Daten aus realen Betriebsmessungen. Ziel der Methode ist es somit, im Vergleich zur klassischen Transferpfadanalyse (TPA) einen tieferen Einblick in die Körperschallübertragung des Fahrwerks zu erhalten. Der Messaufwand soll dabei ähnlich dem einer Betriebs-TPA (Operational TPA, oder kurz OTPA) sein.

(O)TPA mit Mehrkörpermodellen

Im Folgenden soll die Methode am Beispiel der McPherson-Vorderachse eines Fahrzeugs der Kompaktklasse erläutert werden. Grundlage der Berechnungen ist das bereits freigeschnittene physikalische Ersatzmodell in Abbildung 1. Dieses besteht aus den beiden starren Körpern Dreiecksquerlenker und Radträger samt Federbein, welche über ein Kugelgelenk (analog zum Traggelenk) miteinander verbunden sind. Die Schnittstellen, an denen die zu berechnenden Kräfte in rot eingetragen sind, befinden sich beim Domlager und bei den beiden Querlenkeranbindungen unmittelbar vor den Gummilagern. Die Gummilager sind somit nicht explizit Teil des Modells. Für das Federbein werden aufgrund der sehr kleinen Wegamplituden bei einer Fahrt über eine ideal ebene aber raue Fahrbahn die Kraftanteile aus dem Stoßdämpfer und der Stahlfeder in die gesuchten Domlagerkräfte verschoben. Die in grün eingetragenen Kräfte und Momente, welche am Radträger wirken, sind als Eingangsgrößen für die Berechnung erforderlich. Die verwendeten Messgrößen sollen ausgehend vom mathematischen Modell näher erläutert werden.

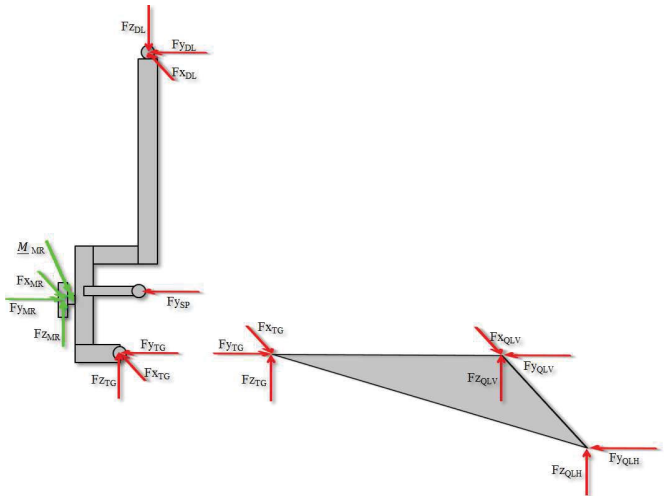

Abbildung 1: Physikalisches Ersatzmodell der McPherson-Vorderachse, freigeschnitten am Traggelenk.

Nach Freischneiden der beiden Körper werden nach Newton-Euler die Bewegungsgleichungen aufgestellt und in Gleichung (1) zusammengefasst. Es ist dabei zu beachten, dass aufgrund der elastischen Lagerung jeder der beiden Körper alle sechs Freiheitsgrade besitzt. Auf der rechten Seite von Gleichung (1) wird zunächst zwischen eingeprägten Kräften und Zwangskräften unterschieden. Letztere sind hier als die in Abbildung 1 rot markierten unbekannten Kräfte definiert. Gleichung (1) wird so umgestellt, dass sich sämtliche bekannte Größen auf der linken Seite befinden. Mit Hilfe einer Jakobimatrix in Gleichung (2) entsteht schließlich ein lineares Gleichungssystem in bekannter Form. Dessen Lösungsvektor $\underline{x}$ beinhaltet die unbekannten Kräfte.

$$\underline{\underline{M}}\,\underline{\ddot{y}} + \underline{G} = \underline{Q}^e + \underline{Q}^z \tag{1}$$

$$\underline{\underline{M}}\,\underline{\ddot{y}} + \underline{G} - \underline{Q}^e = \frac{\partial \underline{Q}^z}{\partial \underline{x}}\,\underline{x} \tag{2}$$

$$\Rightarrow \underline{b} = \underline{\underline{A}}\,\underline{x} \tag{3}$$

Die für die Massenmatrix $\underline{\underline{M}}$ erforderlichen Massen und Trägheitstensoren werden CAD-Daten entnommen. Die Trägheitstensoren sind zudem zur Berechnung der gyroskopischen Kräfte in $\underline{G}$ erforderlich. Die Schwerpunktbeschleunigungen in $\underline{\ddot{y}}$ werden mit Hilfe triaxialer Beschleunigungssensoren auf den Fahrwerkkomponenten zusammen mit den Sensorpositionen bestimmt. Die

eingeprägten Kräfte und Momente in $\underline{Q}^e$ (grüne Vektoren in Abbildung 1) werden mit speziellen Messrädern im realen Fahrbetrieb erfasst [1].

Nachdem sämtliche Daten aus Betriebsmessungen sowie die Massen- und Geometrieparameter eingegeben wurden, lässt sich das lineare Gleichungssystem zu jedem Abtastschritt im Zeitbereich lösen. Ein Ergebnis für eine Konstantfahrt mit 30 km/h auf mittelrauer Fahrbahn soll mit Ergebnissen der Inertanz-Methode des Projektpartners HEAD acoustics GmbH verglichen werden. Abbildung 2 zeigt den Vergleich zwischen den gemittelten Kraftspektren aus den beiden Verfahren. Insbesondere für Frequenzen über 100 Hz gibt es eine Überschätzung der Kräfte im Vergleich zu der Inertanz-Methode. Hierbei ist anzumerken, dass sich die mit Hilfe des Modells berechneten Kräfte fahrwerkseitig vor den Gummilagern befinden und die der Inertanz-Methode karosserieseitig hinter den Gummilagern. Da die Kräfte an den Lagerstellen nicht direkt gemessen werden können, wird im Folgenden eine Möglichkeit zur Validierung der Methode gezeigt.

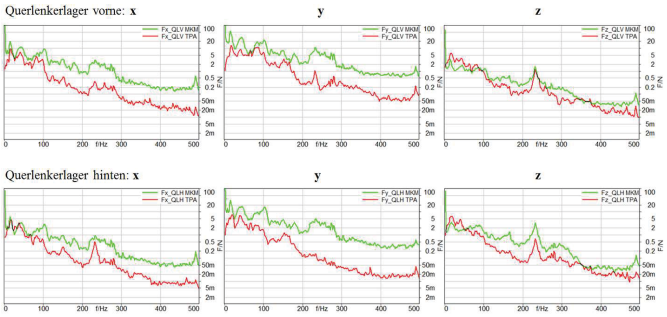

Abbildung 2: Vergleich der Kraftspektren des Modells (grün) mit denen der Inertanz-Methode (rot) für das vordere und hintere Querlenkerlager.

Validierung der Methode

Ein spezieller Prüfstand wurde konstruiert [2], an dem die Methode für einen Transferpfad des Fahrwerks, nämlich den Dreiecksquerlenker samt Gummilagern, validiert werden soll. Wie in Abbildung 3 zu sehen ist, wird dazu an der Traggelenkanbindung mit einem Shaker angeregt und die eingeleitete Kraft mittels Impedanzmesskopf gemessen. Auf dem Querlenker werden wie im Fahrzeug Beschleunigungssensoren montiert, um die Schwerpunktbeschleunigungen zu bestimmen. Hinter den Gummilagern sind triaxiale Kraftsensoren angebracht. So können die im Modell berechneten Kräfte mit den Sensorkräften verglichen werden. Hierbei wird die Dynamik der zwischen Gummilager und Kraftsensoren erforderlichen Lageraufnahmen berücksichtigt. Der Vergleich der Kraftspektren aus Modell und Sensoren des Prüfstands weisen eine ähnliche Tendenz wie die Fahrzeugergebnisse auf. Auch hier gibt es sehr gute Übereinstimmungen bis zu Frequenzen zwischen 100 und 200 Hz.

Der Einfluss der Strukturdynamik des Querlenkers als Ursache für die Unterschiede kann für den betrachteten Frequenzbereich nach einer durchgeführten Modalanalyse ausgeschlossen werden. Eine Ursache für die unterschiedlichen Kräfte an den Lagereingängen (Kräfte aus Modell) und Lagerausgängen (Kräfte aus Inertanz-Methode im Fahrzeug, Sensorkräfte am Prüfstand) kann jedoch die Lagerisolation sein. Ihren Einfluss gilt es insbesondere am Prüfstand weiter zu untersuchen.

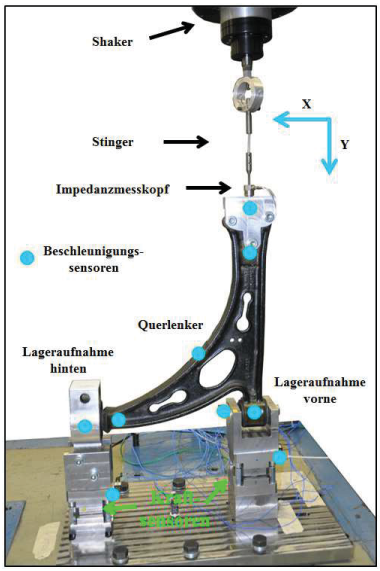

Abbildung 3: Prüfstandsaufbau zur Validierung der Methode.

Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde gezeigt, wie mit einem vergleichsweise einfachen Starrkörpermodell der McPherson-Vorderachse die Körperschallübertragung im Fahrwerk berechnet werden kann. Gegenüber der Inertanz-Methode können zudem auch Kräfte am Traggelenk und am Spurstangenkopf berechnet werden. Das Augenmerk liegt dabei auf der einfachen Parametrierung des Modells sowie der Verwendung von Daten aus realen Betriebsmessungen. In [1] wurde zudem gezeigt, wie die Radträgerkräfte auch ohne die Messräder bestimmt werden können.

Die Modellergebnisse zeigen zwar gute qualitative Übereinstimmungen mit denen der Inertanz-Methode. Für eine weitere Validierung gilt es jedoch die Schnittstellen zwischen Reifen und Fahrwerk sowie die Schnittstellen zwischen Fahrwerk und Karosserie näher zu untersuchen.

Danksagung

Die Forschungsarbeit wurde im Rahmen des Zentralen Innovationsprogramms Mittelstand (ZIM) mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi) gefördert.

Gefördert durch:
Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Literatur

[1] Philippen, B., Sottek, R., Jahangir, P., Becker, K.: Tire-road noise analysis using wheel force dynamometers. Aachen Acoustics Colloquium 2012, Aachen, 2012

[2] Philippen, B., Sottek, R., Jahangir, P.: Comparison of directly and indirectly measured forces for tire-road noise analysis. AIA-DAGA 2013, Merano, 2013