

Berechnung des Rollgeräusches von Eisenbahnrädern mittels Mehrkörpersimulation

Antonio Carrarini, Andreas Heckmann, Ingo Kaiser

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Institut für Robotik und Mechatronik, 82230 Weßling, Deutschland

Email: {antonio.carrarini, andreas.heckmann, ingo.kaiser}@dlr.de

Einleitung

Die Mehrkörpersimulation ermöglicht heutzutage die Berechnung der hochfrequenten Schwingungen elastischer Strukturen mit akzeptablem Rechenaufwand. In diesem Kontext bietet sich an, die Ergebnisse von Zeitsimulationen komplexer Mehrkörpersysteme auch akustisch auszuwerten. Hierbei bietet sich insbesondere die Betrachtung des Körperschalls an, da sich diese Größe unmittelbar und mit minimalem Rechenaufwand aus den mechanischen Größen bestimmen lässt. Die akustische Auswertung fügt sich somit optimal in Parameterstudien und Optimierungsabläufe ein.

Als Anwendungsbeispiel wird in diesem Beitrag die akustische Analyse eines durch den Rad/Schiene Kontakt angeregten Eisenbahnradsatzes als Teil eines kompletten allgemeinen Fahrzeugmodells gezeigt.

Körperschallberechnung in der Mehrkörpersimulation

Die Mehrkörpersimulation (MKS) wurde ursprünglich für Systeme entwickelt, die aus als starr angenommenen Körpern bestehen. Es zeigte sich allerdings bald, dass das strukturdynamische Verhalten (*Flexibilität*) bestimmter Körper nicht unberücksichtigt bleiben darf. Was ursprünglich nur eine notwendige Erweiterung war, hat sich im Laufe der Zeit als eigenständiges Feld etabliert, so dass heutzutage die MKS ein gängiges Tool für die Analyse hochfrequenter, von der Strukturdominanz geprägter Phänomene ist. Die entsprechenden Modelle decken Frequenzbereiche ab, die durchaus als „akustisch“ definiert werden können.

Um die gesamte Anzahl der Freiheitsgraden und somit den Rechenaufwand begrenzt zu halten, erfolgt die Abbildung der Strukturmechanik der einzelnen Körper durch einen Ritz-Ansatz, [7]. Die als flexibel zu modellierenden Bauteile werden also zunächst einer modalen Analyse unterzogen, die in einem beliebigen FEM-Tool erfolgt. Dabei müssen die möglichen späteren Einbaubedingungen (Koppelstellen usw.) berücksichtigt und die Anzahl der Eigenformen auf den angestrebten Frequenzbereich abgestimmt werden. Nach entsprechender Aufbereitung werden die modalen Matrizen in das MKS-Tool überführt, wo eventuell weitere Transformationen und Anpassungen stattfinden.

Nach der Integration der Bewegungsgleichungen liegen die Zeitverläufe der Modalkoordinaten für die einzelnen flexiblen Körper vor. Es bietet sich also unmittelbar an, eine Berechnung des Körperschalls im Sinne von Oberflächenschnelle durch modale Superposition nachzuschal-

ten [2, 3]. Die abgestrahlte Leistung P ergibt sich dann aus der maschinenakustischen Grundgleichung [5]:

$$P = \sigma \rho_L c_L S \overline{\dot{v}^2} \quad (1)$$

unter der Voraussetzung dass Werte für den Abstrahlgrad σ mindestens näherungsweise verfügbar sind. Dabei wird nur die Strukturbewegung der Körper berücksichtigt, die sog. große Bewegung (z.B. Rotation für einen rollenden Radsatz) wird durch den MKS-Formalismus abgekoppelt. Es sei außerdem betont, dass die Interaktion der untersuchten Körper mit anderen Bauteilen bzw. mit der Umgebung durch Krafterelemente, Verbindungen, Zwangsbedingungen usw. bereits in der Mehrkörpersimulation berücksichtigt worden ist.

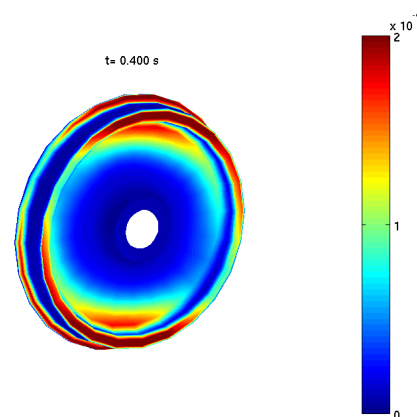


Abbildung 1: Beispiel der berechneten Verteilung der Schnelle auf einem Eisenbahnrad (Einzelbild aus einer Zeitsimulation; Rest des Fahrzeugmodells nicht abgebildet).

Schließlich können die gewonnenen Informationen über die Verteilung der Schnelle auf der Körperoberfläche für eine zusätzliche Analyse der Schallabstrahlung ebenfalls auf modaler Basis mittels der BEM-Methode verwendet werden, [3]. Dabei steigt der Rechenaufwand allerdings enorm an, was dem o.g. Ansatz der schnellen Simulationsabläufe nicht mehr entspricht.

Das Rollgeräusch von Eisenbahnrädern

Nach Überprüfung der Methodik am Modell einer Rechteckplatte, wurde der reale praxisrelevante Fall eines Eisenbahnradsatzes untersucht. Standard-Simulationswerkzeuge aus der Ingenieurpraxis kommen hierbei zur Anwendung: ANSYS für das modale Pre-processing und SIMPACK für die Mehrkörpersimulation, wobei das letztere um den im DLR entwickelten akustischen Postprocessor erweitert wurde. Die oben angesprochene Möglichkeit einer zusätzlichen BEM Analyse des

abgestrahlten Schalls wurde mit der open-source Software AcouSTO [1] demonstriert, wird hier aber nicht weiter behandelt.

Das verwendete Mehrkörpermodell bildet einen generischen Reisezugwaggon mit dem für fahrdynamische Untersuchungen üblichen Detaillierungsgrad ab. Die einzige Besonderheit besteht in der Modellierung von zwei Radsätzen als flexible Körper nach dem ALE (*Arbitrary-Lagrangian-Euler*) Ansatz [4]. Im Modell sind also die Radsätze bzw. die Räder den „realen“ Randbedingungen (Lagerkräfte, Rad/Schiene Kräfte, usw.) unterworfen, was den wesentlichen Unterschied des hier vorgestellten Ansatzes zu anderen Simulationsansätzen darstellt.

Zwei Anwendungsfälle wurden untersucht:

- Der Lauf über eine Schiene mit rauer Oberfläche. Hierfür konnten reale gemessene Schienoberflächen berücksichtigt werden (Messdaten wurden von Herrn Prof. Hecht, Fachgebiet Schienenfahrzeuge der TU Berlin zur Verfügung gestellt). Weil die in der Rad/Schiene-Dynamik üblichen Kontaktmodule nur glatte Oberflächen behandeln können, kam ein im DLR entwickeltes Kontaktmodul zur Anwendung.
- Der Lauf über eine Weiche. Konstruktionsbedingt muss das weicheninnere Rad beim sog. Herzstück über einen Schienenspalt rollen, was den charakteristische „Weichenschlag“ verursacht. In diesem Fall werden die Schienoberflächen als ideal glatt angenommen.

Die Zeitintegration der Bewegungsgleichungen des Mehrkörpermodells liefert Zeitschriebe, die die Berechnung des Effektivwertes der Schnelle laut Gl. 1 unmittelbar erlauben. Ein Vorteil des modalen Ansatzes besteht darin, dass die rechenaufwändigen Flächenintegrale für die Ermittlung des Mittelwertes über die Körperoberfläche nur einmal für ein gegebenes Modell berechnet werden müssen. Bei sukzessiven Simulationen sind dagegen nur die Verläufe der Modalkoordinaten neu zu analysieren. Bei der Untersuchung von transienten Phänomenen wie der Weichenüberfahrt werden die Signale mit den üblichen, bekannten Ansätzen aus der Messtechnik behandelt, [6]. Für die Analyse im Frequenzbereich werden die Zeitschriebe Fourier-transformiert. Es ergibt sich hierbei, dass die Vorteile der modalen Zerlegung im Sinne von minimalem Rechenaufwand auch im Frequenzbereich erhalten bleiben. Allgemein ist der Rechenaufwand für das akustische Postprocessing auch bei praxisrelevanten Modellen klein und überschreitet nicht den für die Zeitintegration der Bewegungsgleichungen.

Abgesehen von der Darstellung der Schnellenverteilung auf der Oberfläche, wie in Abb. 1, kommen grundsätzlich Spektrogramme für die Darstellung der Ergebnisse in Frage. Als Beispiel zeigt Abb. 2 die Ergebnisse für den Fall Weichenüberfahrt und Abb. 3 die entsprechenden modalen Beiträge. Auffällig ist die Spitze bei 2100 Hz, die auf das Eigenformenpaar Nr. 52/53 eindeutig zurückzuführen ist.

Danksagung Die Autoren danken Herrn Prof. Markus Hecht vom Fachgebiet Schienenfahrzeuge der TU Berlin für die freundliche Bereitstellung von Messdaten.

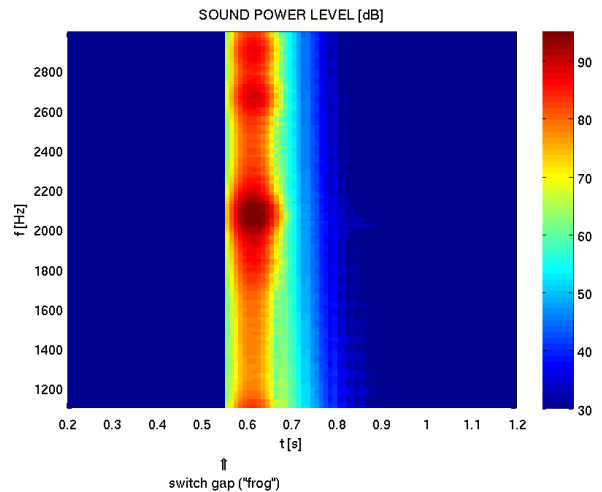


Abbildung 2: Spektrogramm der Körperschalleistung für die Weichenüberfahrt bei 80 km/h, Ergebnisse für das weicheninnere Rad. Das Rad trifft den Spalt bei $t=0.55$ s.

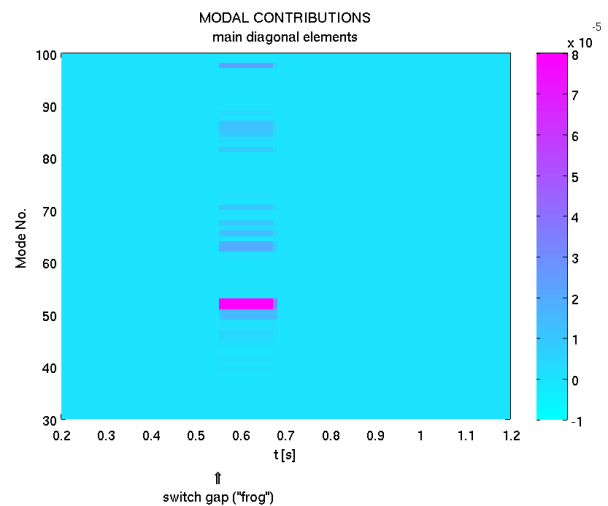


Abbildung 3: Beiträge der Eigenformen Nr. 30-100 zu den Ergebnissen von Abb. 2, Kreuzterme nicht berücksichtigt.

Literatur

- [1] AcouSTO homepage. <http://sourceforge.net/projects/acousto/>. [Online; accessed 03/09/10].
- [2] L. Cremer, M. Heckl, and B. Peterson. *Structure-Borne Sound*. Springer, 2005.
- [3] F. Fahy and P. Gardonio. *Sound and Structural Vibration*. Elsevier, 2007.
- [4] I. Kaiser, A. Heckmann, and F. van der Linden. On an ALE-approach for rotating elastic structures. In C. Bottasso, editor, *Proc. of Multibody Dynamics 2007, Milano, Italy, June 25–28, 2007*.
- [5] F. Kollmann. *Maschinenakustik*. Springer, 2000.
- [6] G. Müller and M. Möser. *Taschenbuch der technischen Akustik*. Springer, 2004.
- [7] A. Shabana. *Dynamics of Multibody Systems*. Cambridge University Press, 2005.