Anwendung der energiebasierten Finite-Elemente-Methode in der Fahrzeugakustik

Henning Lohmann[1], Olgierd Zaleski[1] und Otto von Estorff[1]
[1] *Novicos GmbH, 21075 Hamburg, Deutschland, Email: lohmann@novicos.de*

Motivation

Um den CO2-Ausstoß von zukünftigen Fahrzeugen weiter zu senken sind Kraftstoffeinsparungen ein geeignetes Mittel. Zur Umsetzung dieser bieten sich eine Reihe von Maßnahmen an, zu denen unter anderem Leichtbaukonzepte zählen. Jedoch stellen diese Maßnahmen neue Herausforderungen im Hinblick auf die Fahrzeuginnenraumakustik dar. Dies ist von großer Bedeutung, da die Fahrzeuginnenraumakustik einen wesentlichen Einfluss auf den Fahrzeuginnenraumkomfort und damit auf die Kaufentscheidung hat. Klassische Maßnahmen zur Reduktion des Schalldruckpegels stehen oft im Konflikt zu einer Leichtbauweise, damit gewinnt die Betrachtung neuer schallmindernder Konzepte, beispielsweise von aktiven Motorlagern an Relevanz.
Die Bewertung dieser Konzepte sollte dabei so früh wie möglich erfolgen, um Kosten im späteren Entwicklungsprozess zu vermeiden. Da hier häufig noch keine Prototypen existieren bieten sich Simulationsverfahren an um akustische relevante Größen zu prognostizieren. In dem Projekt „LeichtFahr“ wird ein Simulationstool entwickelt, welches diesen Zielkonflikt lösen soll [2]. Dazu wird zum einen die klassische FEM eingesetzt. Diese ist jedoch auf einen bestimmten Frequenzbereich beschränkt, da bei höheren Frequenzen eine feinere Diskretisierung verwendet werden muss, mit der der erforderte Bedarf an Rechenkapazität die gegebene Kapazität übersteigt und die Rechenzeit nicht mehr akzeptabel ist. Hier bieten energiebasierte Methoden die Möglichkeit bei Zutreffen von bestimmten Annahmen eine Vorhersage des Schalldruckpegels zu treffen. Zu diesen Methoden zählt beispielsweise die statistische Energieanalyse bei der die Struktur in Subsysteme unterteilt wird, jedoch erhält man hier durch die Lösung für jedes Subsystem eine einzelne Energiedichte. In der EFEM werden diese Subsysteme weiter in finite Elemente unterteilt, was zu einer präziseren örtlichen Vorhersage der Energiedichte führt und die Beschreibung der transmittierten Energie an Koppelstellen verbessert [1] [3].

Theoretische Grundlagen

Das Prinzip der Energieerhaltung bildet die Grundlage für die EFEM. Die Grundgleichung, welche den Transport der akustischen Energie beschreibt, lässt sich über die Bilanz der in ein Kontrollvolumen ein- und ausgehenden Energieflüsse herleiten [4]. Diese Bilanz ist in Abbildung 1 veranschaulicht. Die in das Kontrollvolumen eingehende Leistungsdichte wird mit π_{in} bezeichnet, die dissipierte Leistungsdichte mit π_{diss} und der Energiefluss über die Grenzen des Kontrollvolumens hinaus mit q.
Unter der Annahme, dass die kinetische gleich der potentiellen Energie ist, lässt sich die dissipierte Leistungsdichte ausdrücken als:

$$\pi_{diss} = \omega \cdot \eta \cdot e, \tag{1}$$

mit der Winkelgeschwindigkeit ω, dem Strukturdämpfungskoeffizienten η und der Energiedichte e. Der Energiefluss q, wird als proportional zum Gradienten der Energiedichte angenommen. Die Proportionalitätskonstante hängt dabei von der Gruppengeschwindigkeit des jeweiligen Energiedichtetypen, dem Strukturdämpfungskoeffizienten und der Winkelgeschwindigkeit ab. Die Gruppengeschwindigkeit der unterschiedenen Wellentypen, wie Biegewelle, Longitudinalwelle und Scherwelle, lässt sich aus den Material- und Geometrieeigenschaften der Strukturelemente berechnen. Als Strukturelemente werden dabei Balken, Platten und akustische Kavitäten bezeichnet.
Liegen sprunghafte Änderungen der Material- oder

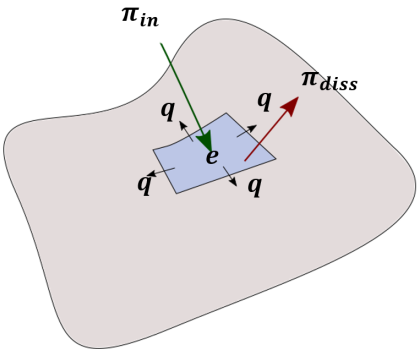

Abbildung 1: Energieflüsse an einem Kontrollvolumen

Geometrieeigenschaften vor oder grenzen die Strukturbauteile in einem bestimmten Winkel aneinander, so liegt eine Stoßstelle vor. An diesen Stoßstellen kommt es zu einem Übergang der Energieflüsse, wobei auch anteilig die Energie eines bestimmten Wellentyps in Energie eines anderen Wellentyps übergehen kann. Der Anteil der transmittierten Energie wird dabei über die Transmissionskoeffizienten beschrieben, welche analytisch aus den Eigenschaften der Stoßstelle berechnet werden. Die Transmissionskoeffizienten werden anschließend in der Transmissionsmatrix zusammengefasst. Wobei aus dieser letztendlich die Joint-Matrix berechnet wird, welche die resultierenden Energieflüsse in Abhängigkeit der vorliegenden Energiedichte beschreibt. Das gesamte Gleichungssystem setzt sich schließlich aus den Elementmatrizen, welche die Energieausbreitung auf den Strukturelementen beschreiben und den Joint-Matrizen zusammen. Die rechte Seite des Gleichungssystems beinhaltet die Anregungen, welche

in diesem Fall die Eingangsleistungen sind. Für eine Lösung des Gleichungssystems lassen sich sowohl direkte Lösungsverfahren wie die SparseLU-Zerlegung als auch iterative Lösungsverfahren wie GMRES verwenden.

Ergebnisse

Strukturmodelle aus der Fahrzeugakustik besitzen im Allgemeinen eine Vielzahl von Schweißpunkten die über das gesamte Fahrzeugmodell verteilt sind. Meist liegt hier eine detaillierte Modellierung aus mit RBE3-Elementen verbundenen HEXA-Elementen vor, um die entsprechende Steifigkeit korrekt abzubilden. Diese Schweißpunktmodellierung wird von dem EFEM-Code erkannt und an den entsprechenden Positionen werden Balkenelemente mit den Materialeigenschaften der angrenzenden Strukturbauteile eingefügt. Im folgenden wird ein Abgleich zwischen einem Ergebnis aus der Finite-Elemente-Methode und einem Ergebnis der EFEM vorgestellt. Dazu ist in der Abbildung 2 ein Modell bestehend aus drei Fahrzeugunterbodenstrukturen dargestellt. In grün sind hier die Schweißpunkte zu erkennen. Für die FEM-Berechnung wurde eine harmonische Einheitskraft an der Vorderseite des Modells aufgebracht, welche die Struktur normal zur Oberfläche anregt. In der EFEM-Berechnung wurde an der gleichen Position die äquivalente Eingangsleistung, Π_{in}, vorgeschrieben. Diese berechnet sich aus $\Pi_{in} = \frac{1}{2}Re(F \cdot v^*)$, mit der Kraft F und der komplex konjugierten Strukturschnelle v^*. In Abbildung 3 ist die örtliche Energiedichteverteilung bei einer Frequenz von $f = 1500Hz$ dargestellt. Dort ist die hohe Modendichte zu erkennen, welche für flächige Strukturen schon bei niedrigen Frequenzen vorliegt. Zudem ändert sich das Schwingungsverhalten schon bei kleinen Änderungen der Randbedingungen oder der Frequenz. Im örtlichen Mittel bleibt die Energiedichteverteilung jedoch gleich. Das Ergebnis aus der EFEM-Berechnung ist in Abbildung 4 dargestellt und stimmt mit dem örtlichen Mittel aus der FEM Berechnung sehr gut überein.

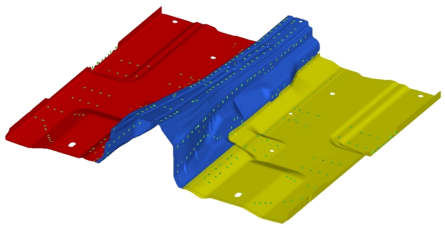

Abbildung 2: Modell einer mit Schweißpunkten verbundenen Fahrzeugunterbodenstrukturen

Ein weiterer Schwerpunkt in dem Projekt „LeichtFahr“ ist die Einbindung von aktiven Lagern. Um diese in der EFEM berücksichtigen zu können wird die zeitliche Änderung der Energiedichte in der Grundgleichung weiter berücksichtigt und es wird nicht von einem stationären Zustand ausgegangen. Mit einem Integrationsverfahren kann damit der zeitliche Verlauf der Energiedichte bestimmt werden. In Abbildung 5 ist der Verlauf der Energiedichte an einem Punkt auf einer plattenähnlichen

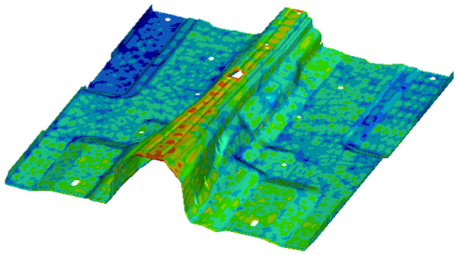

Abbildung 3: Energiedichteverteilung berechnet mit der FEM

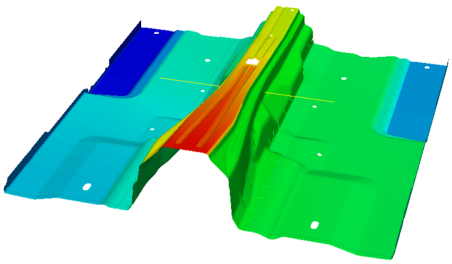

Abbildung 4: Energiedichteverteilung berechnet mit der EFEM

Struktur für 4 verschiedene Frequenzen dargestellt. Die Eingangsleistung wurde dabei bis zu einer Zeit von 4,9s konstant auf 1W und anschließend auf 0 gesetzt. Zudem ist der Energiedichte für den stationären Zustand dargestellt, also den Punkt in dem Eingangslesitung und dissipierte bzw. aus dem System abtransportierte Energie gleich sind. Gegen diese Energiedichte konvergiert der zeitliche Verlauf, womit das Ergebnis für die transiente Berechnung plausibel ist. Bei einer niedrigeren Anregungsfrequenz ist die Energiedichte an dem Auswertungspunkt höher, was auf die größere Wellenlänge und damit auf die im Gesamtsystem niedrigere dissipierte Leistung zurückzuführen ist. Diese Methode ließe sich neben dem Berücksichtigen von ein und ausschaltbaren Komponenten auch dazu verwenden, die maximal auftretende Energiedichte in einem System abzuschätzen in das nur eine begrenzte Menge Energie eingebracht wird. Dazu ist hier jedoch noch die Kenntnis des entsprechenden Eingangsleistungsverlaufs notwendig.

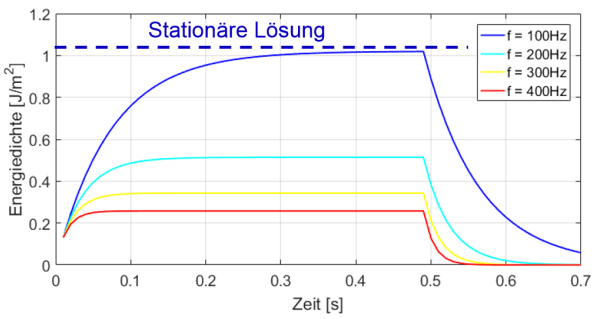

Abbildung 5: Zeitlicher Energiedichteverlauf unter konstanter Eingangsleistung von 1W bis 4,9s und 0W ab 4,9s

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein Abgleich eines EFEM-Ergebnisses mit einem FEM-Ergebnis für ein Modell mit Schweißpunkten vorgestellt. Die örtliche Verteilung der Energiedichte zeigt die mittelnden Eigenschaften der EFEM und unter Berücksichtigung dieser eine gute Übereinstimmung. Durch die Erkennung der Schweißpunkte im EFEM-Code und die damit verbundene Umsetzung im Modell ist vom Anwender kein weiterer Modellierungsaufwand erforderlich, was die Nutzung der EFEM mit bereits existierenden FEM-Modellen im Nastran-Format vereinfacht. Durch die Verwendung der zeitlichen Ableitung in der Grundgleichung der EFEM ist es zudem möglich die zeitliche Änderung der Energiedichte im Modell zu berücksichtigen. Mit einem Integrationsverfahren kann der Energiedichteverlauf berechnet werden, wobei das Ergebnis unter konstanter Anregung gegen die stationäre Lösung konvergiert und damit plausibel ist.

Danksagung
Das gesamte Projektteam dankt dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie für die Förderung des Projekts „LeichtFahr“ und die Unterstützung.

Gefördert durch:

Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Literatur

[1] P. Hüskens, H. Lohmann, L. Eckstein, J. Viehöfer (2018): ËFEM in full-vehicle NVH-simulation considering lightweight components”., Proceedings of the Aachen Acoustic Colloquium, Aachen, S.29-42

[2] A. Grimm, G. Stoll, H. Atzrodt, S. Herold, K. Finger (2018): Ïmplementation of a modular model for active engine mounts and coupling with a reduced model for full-vehicle NVH-simulation”., Proceedings of the Aachen Acoustic Colloquium, Aachen, S.93-101

[3] F. Bitsie.: The structural-acoustic energy finite element method and energy boundary method”. Doktorarbeit, Purdue University, USA, 1992.

[4] R.J. Bernhard and J.E. Huff (1999): SStructural-Acoustic Design at High Frequency Using the Energy Finite Element Method”. Journal of Vibration and Acoustics, Volume 121(3), S.295-301