

Kinetische Energie als Maß für die Schallabstrahlung

Matthias Klaerner¹, Steffen Marburg², Lothar Kroll¹

¹ Technische Universität Chemnitz, Institut für Strukturleichtbau, 09107 Chemnitz

² Universität der Bundeswehr München, Institut für Mechanik, 85577 Neubiberg

E-Mail: matthias.klaerner@mb.tu-chemnitz.de

Einführung

Leichte und steife dünnwandige Strukturen neigen in der Regel zu einer erhöhten Körperschallabstrahlung. Die Schallabstrahlung ist daher ein wichtiges Minimierungskriterium in der Konstruktion und Entwicklung von Leichtbaustrukturen. Die Optimierungsverfahren basieren auf den einstellbaren Materialverhalten von faserverstärkten Kunststoffen (z.B. Steifigkeit und Dämpfung) [2]. Sensitive Parameter sind dabei weiterhin der Faservolumengehalt, die Faserorientierung und der Laminataufbau, wobei hier auch nicht-lineare Abhängigkeiten [3] auftreten. Solche genetisch oder gradientenbasierten Optimierungen erfordern zahlreiche Finite-Elemente-Simulationen. Daher sind effiziente numerische Bewertungsmethoden von Körperschall als Zielfunktion für solche Verfahren zu entwickeln.

In harmonischen Finite-Elemente-Simulationen wird die Energiebilanz und deren elastische und verlustbehaftete Anteile implizit ermittelt. Dabei wird die kinetische Energie des gesamten Systems oder mehrerer Komponenten durch das Integral über das Volumen V berechnet,

$$W_{kin} = \int_V \frac{1}{2} \rho_s \mathbf{v} \mathbf{v}^T dV \quad (1)$$

mit der Dichte des Materials der abstrahlenden Oberfläche ρ_s und der Oberflächenschnelle \mathbf{v} .

Das Abstrahlverhalten von schwingenden Oberflächen hingegen wird näherungsweise mit Hilfe der Schalleistung P bewertet, basierend auf dem Integral der Schallintensität I in Normalenrichtung über die geschlossene Oberfläche Γ des abstrahlenden Körpers [1].

$$P = \int_{\Gamma} \vec{I} \cdot \vec{n} d\Gamma \quad \text{mit} \quad \vec{I} = \frac{1}{2} \Re(p\vec{v}) \quad (2)$$

Mit der Geschwindigkeit *normal* zur Oberfläche $v_n = \vec{v} \cdot \vec{n}$ aus den dynamischen Struktursimulationen, [1] kann die äquivalente Schalleistung (equivalent radiated power, ERP) mit einem einfachen Ansatz für den Schalldruck

$$\mathbf{p} \approx \rho_f c_f \mathbf{v} \quad (3)$$

mit der Kennimpedanz der Luft

$$Z_0 = \rho_f c_f \quad (4)$$

mit deren Dichte ρ_f sowie deren Schallgeschwindigkeit c_f ermittelt werden. Diese Näherung ist anwendbar in

Fernfeldern bei hohen Frequenzen und führt auf die integrale Form

$$P_{ERP} = \frac{1}{2} \rho_f c_f \int_{\Gamma} |v(x)|^2 d\Gamma(x) \quad (5)$$

bzw. die diskretisierte Form für N_e abschnittsweise konstante finite Elemente mit der Fläche A_e .

$$P_{ERP} = \frac{1}{2} \rho_f c_f \sum_{n_e=1}^{N_e} A_e v_e^2. \quad (6)$$

Die ERP vernachlässigt dabei allerdings lokale Effekte bei konstant angenommenem Abstrahlgrad $\sigma = 1$ über alle Elemente und führt somit auf eine obere Grenze der abgestrahlten Leistung. Eine gute Genauigkeit wird für konvexe Starrkörper bei hohen Frequenzen erzielt. Ferner können genauere Ergebnisse mit Hilfe des lumped parameter models (LPM)

$$P_{LPM} = \frac{1}{2} \rho_f c_f \sum_{i=1}^{N_e} \sum_{j=1}^{N_e} A_i A_j \Im(G_{ij}) \Re(v_i v_j^*) \quad (7)$$

mit den GREENSchen Funktionen

$$\Im(G_{ij}) = \frac{\sin(k|x-y|)}{2\pi|x-y|} \quad (8)$$

oder aber mit Hilfe der Randelementemethode (BEM) erzielt werden [1].

FE-Modellierung der Referenzfälle

Zum Vergleich der Bewertungsgrößen kinetische Energie und Schalleistungspegel wurden zwei einfache Testfälle verwendet. Zum Einen wurde eine rechteckige Platte von 100 x 250 mm mit 240 linearen Schalenelementen (278 Knoten) modelliert und nur in der normalen Richtung angeregt. Zum Andern wird eine dünnwandige zweiseitig gekrümmte Struktur ähnliche eines W-Profiles von etwa 260 x 80 x 80 mm mit 3800 quadratischen Schalenelementen (11677 Knoten) diskretisiert. Auch hier findet die Anregung in vertikaler (Normalen-)Richtung statt (siehe Abb. 1).

In beiden Fällen wird isotropes linear elastisches Materialverhalten ($E = 70$ GPa, $\nu = 0.33$) und eine konstante Strukturdämpfung ($\eta = 0.002$) voraus gesetzt.

In der harmonischen FE-Simulation wird die kinetische Energie im Energiegleichgewicht direkt ermittelt. Die ERP-Berechnung erfolgte mit einem eigenen Post-Processing-Algorithmus aus der mittleren Elementnormalengeschwindigkeit der einzelnen Elemente.

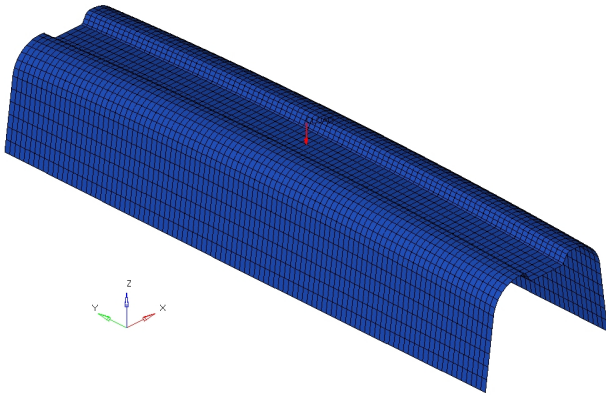


Abbildung 1: FE model of the W-profile

Berechnungsergebnisse und Fehlerbetrachtung

Grundlagenuntersuchungen wurden mit 1 mm Bauteildicke und 1 N Kraftamplitude im Frequenzbereich von 10-10.000 Hz durchgeführt. Im Allgemeinen zeigen L_W und L_P einen sehr ähnlichen Frequenzverlauf mit allen erkennbaren Moden der Platte (Abb. 2) und des Profils (Abb. 3). Die Pegel der kinethischen Energie liegen dabei im gesamten Frequenzbereich geringfügig über denen der Schalleistung.

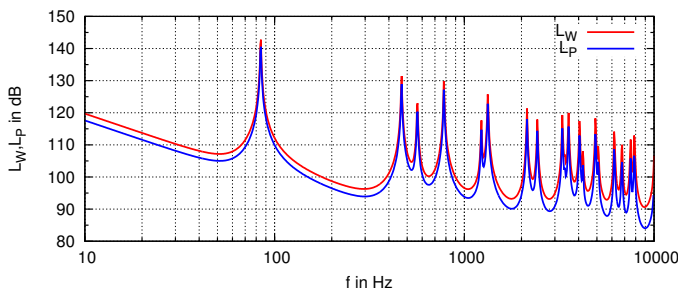


Abbildung 2: Pegel der kinethischen Energie und Schalleistung nach ERP für eine 1 mm Platte mit 1 N Kraftanregung

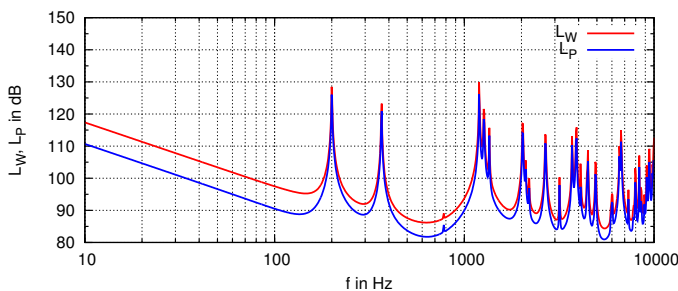


Abbildung 3: Pegel der kinethischen Energie und Schalleistung nach ERP für ein 1 mm Profil mit 1 N Kraftanregung

Die Differenz $|L_W - L_P|$ der Platte (figure 4) und des Profils (figure 5) zeigen unterschiedliche Ausprägungen. Die Abweichungen des Plattenmodells liegt bei etwa 2 dB bis zu 1 kHz und steigt dann auf bis zu 7 dB bei 10 kHz. Im Gegensatz dazu zeigt das Profil bereits bis 100 Hz 6 dB Unterschied zwischen L_P und L_W und weniger als 4 dB bei höheren Frequenzen. Wiederrum sind die Eigenfrequenzen deutlich im Fehler zu sehen.

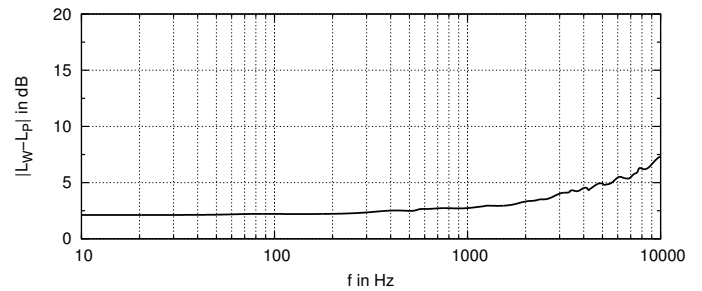


Abbildung 4: Fehlerbetrachtung für die Platte Kraftanregung

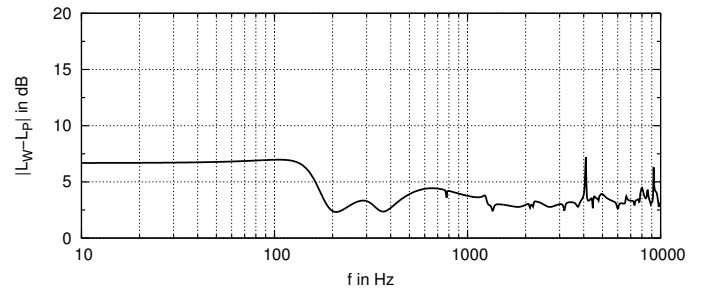


Abbildung 5: Fehlerbetrachtung für das Profil mit Kraftanregung

Zusammenfassung, Ausblick

Kinethische Energie und ERP zeigen ähnliche Frequenzverläufe und können für eine qualitative Betrachtung der Schallabstrahlung herangezogen werden. Abgesehen von geringen Abweichungen der Absolutwerte bewerten beide Methoden die Schallabstrahlung über, so dass eine Minimierung nach diesen Kriterien auch zu einer Verbesserung der Lärmemission der Bauteile führt.

Parameterstudien mit verschiedenen Bauteildicken, Werkstoffen und Anregungen beeinflussen beide Bewertungsmethoden in gleicher Art und Weise. Demnach sind die Methoden für lineare Modelle anwendbar, obgleich die kinethische Energie im gesamten Frequenzbereich höhere Pegel aufweist.

Literatur

- [1] Denny Fritze, Steffen Marburg, and Hans-Jürgen Hardtke. Estimation of Radiated Sound Power: A Case Study on Common Approximation Methods. *Acta Acustica United with Acustica*, 95:833–842, 2009.
- [2] Matthias Klaerner, Lars Ulke-Winter, Steffen Marburg, and Lothar Kroll. Damping of Thermoplastic Lightweight Structures - A Sensitivity Analysis and Optimisation Strategy. In Bernard Troclet, Mohamed Ichchou, and Pierre Ladevèze, editors, *DYNACOMP - 1st International Conference on Composites Dynamics*, 2012.
- [3] Lars Ulke-Winter, Matthias Klaerner, and Lothar Kroll. Determining the damping behavior of fiber reinforced composites. *Composite Structures*, 100:34–39, 2013.