

# Ermittlung von Kopplungs- und Dämpfungsverlustfaktoren eines SEA-Systems mit der “Power Injection Method”

Martin Schmelzer

Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB), 38116 Braunschweig, Deutschland, Email: martin.schmelzer@ptb.de

## Einleitung

In der Akustik liegen häufig gekoppelte Systeme vor. Der infolge der Kopplung resultierende Energieaustausch zwischen den Teilsystemen verfälscht dann die Messungen. Ein Beispiel ist die Messung der Schalldämmung in einem Wandprüfstand. Derartige Rückwirkungen waren in [1, 6] mit der Methode der statistischen Energieanalyse (SEA) [2, 3] untersucht worden.

Es wird nun gefragt, ob die Dämpfungseigenschaften der einzelnen Teilsysteme zugleich am Gesamtsystem messbar sind.

## Die Methode der SEA

Das zu untersuchende System wird in mehrere Teilsysteme zerlegt. Diese werden allein durch ihre Energie beschrieben. Die SEA behandelt den Energieaustausch zwischen und die Energiedissipation innerhalb der Teilsysteme sowie den Energiezufluss durch Quellen. In stationärer Form lauten die Gleichungen für ein Zwei-Komponenten-System:

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_{11} + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_{22} + \eta_{21} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

Darin sind  $\omega$  die Kreisfrequenz,  $E_1$  und  $E_2$  die Energien in den zwei Teilsystemen,  $P_1$  und  $P_2$  die zufließenden Leistungen,  $\eta_{11}$  und  $\eta_{22}$  die Dämpfungsverlustfaktoren der Teilsysteme und  $\eta_{12}$  und  $\eta_{21}$  die Kopplungsverlustfaktoren zwischen ihnen. Die entscheidenden Größen  $\eta_{ij}$  kann man entweder aus Formeln ableiten [3], numerisch [5] oder experimentell [4, 5] bestimmen.

## Die Power Injection Method

Dies experimentelle Verfahren [4] ist in der SEA verbreitet. Man stellt die Gleichungen (1) nach den  $\eta_{ij}$  um:

$$\begin{bmatrix} E_1 & E_1 & -E_2 & 0 \\ 0 & -E_1 & E_2 & E_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \eta_{11} \\ \eta_{12} \\ \eta_{21} \\ \eta_{22} \end{bmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Nun regt man nacheinander jedes der zwei Teilsysteme allein mit einer bekannten Leistung an und misst dabei in beiden Teilsystemen die Energien. Diese zwei Datensätze trägt man entsprechend in das Gleichungssystem (2) ein, wodurch genug Gleichungen zur Auflösung entstehen.

## Der Messaufbau

Im schiefwinkligen Hallraum der PTB wurde eine Sperrholzplatte aufgehängt. Das Teilsystem 1 (Luftvolumen)

wurde mit einer kalibrierten Referenzschallquelle ange-regt, Teilsystem 2 (Platte) mit einem elektrodynamischen Shaker. Die in die Platte eingeleitete Leistung wurde mit einem Impedanzkopf schmalbandig bestimmt und zu Terzen zusammengefasst. Die Systemenergien wurden gemessen im Teilsystem 1 mit 1/2"-Mikrofonen, im Teilsystem 2 mit Beschleunigungsaufnehmern. Um zuverlässige Mittelwerte zu erhalten, wurden je drei Quellenpositionen und je fünf Aufnehmerpositionen verwendet.

## Auswertung

Die Koeffizienten  $\eta_{ij}$  des SEA-Systems wurden wie zuvor beschrieben in den Terzen von 50 Hz bis 16 kHz bestimmt und die Koeffizienten  $\eta_{11}$  und  $\eta_{22}$  gemäß

$$T_{rev} = \frac{2,2}{f \cdot \eta} \quad (3)$$

in Nachhallzeiten der separaten Teilsysteme umgerechnet. Zum Vergleich waren gemäß der Standardverfahren die Nachhallzeit des leeren Hallraums [7] und die Körperschallnachhallzeit der Sperrholzplatte [8] separat gemessen worden. Natürlich ist die letztere Messung strenggenommen mit dem in der Einleitung genannten Makel der Kopplung an das umgebende Luftvolumen behaftet. Sie wurde aber herangezogen, um überhaupt einen Vergleich der Ergebnisse ausführen zu können. Außerdem wurde das SEA-System (1) auf ein einzelnes Teilsystem reduziert

$$\omega \eta E = P \quad (4)$$

und so Luftvolumen und Platte nur anhand ihrer eigenen eingespeisten Leistungen und Energien betrachtet, d.h. die Störung durch das jeweils andere angekoppelte Teilsystem wurde in der Rechnung vernachlässigt.

In Abbildung 1 sind die Nachhallzeiten des Hallraums, in Abbildung 2 die Körperschallnachhallzeiten der Platte logarithmisch dargestellt. Die zugehörigen Unsicherheiten zeigt Abbildung 3.

Grenzen der Messverfahren ergeben sich bei tiefen Frequenzen durch die Störung der Diffusität infolge geringer Modenanzahl und -Überlappung. Dieser Grenzbe-reich lässt sich durch die umgeformte Gleichung für die Schröder-Grenzfrequenz abschätzen (bei etwa 450 Hz) und ist in Abbildung 1 in Form der maximal messbaren Nachhallzeit eingetragen. Bei hohen Frequenzen (ab etwa 5 kHz) wird der Messbereich eingeschränkt durch die An-kopplung und Resonanzfrequenzen der Beschleunigungs- und Impedanzaufnehmer. Außerdem reduziert die zunehmende Luftdämpfung die Weglänge und schränkt so die

Diffusität ein. Die Analyse der Unsicherheit zeigt insgesamt einen sinnvollen Vertrauensbereich zwischen 63 Hz und 3,15 kHz. In diesem Bereich stimmen die Kurvenverläufe der verschiedenen Messmethoden gut überein.

Die Konsistenzbedingung der Kopplungsverlustfaktoren mit den für rechteckige Geometrien geschätzten Modendichten ist deutlich verletzt. Man kann ihre Einhaltung durch Hinzunahme zum Gleichungssystem (2) erzwingen, wodurch sich nur leichte Veränderungen gegenüber den Abbildungen 1 und 2 ergeben.

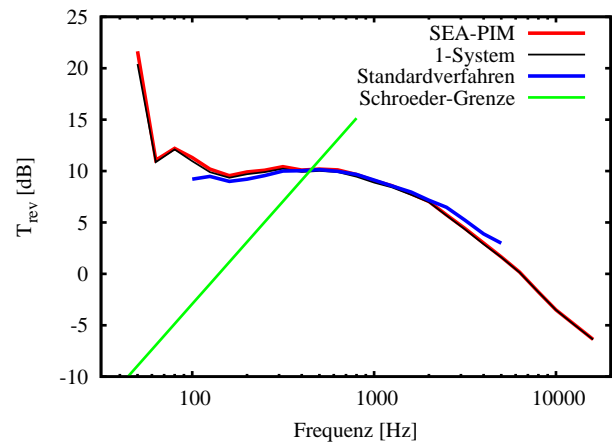
Dies und die Tatsache, dass die ungekoppelten Ergebnisse gemäß (4) nur leicht von den gekoppelten gemäß (1) abweichen, lassen schlussfolgern, dass das benutzte stationäre SEA-Identifikationsverfahren im hiesigen Fall nicht durch die Systemkopplung dominiert wird.

## Zusammenfassung

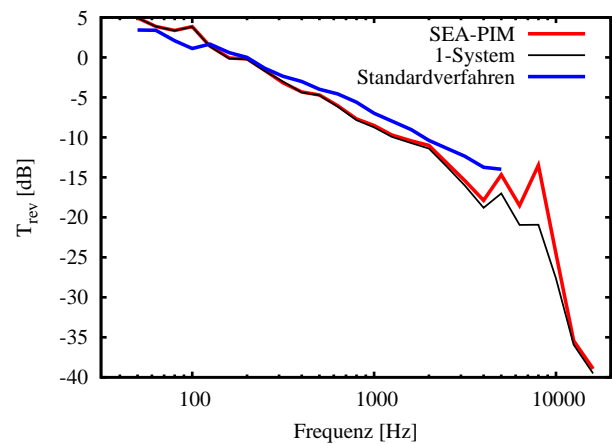
Die gleichzeitige Identifikation der Dämpfungseigenschaften von gekoppelten Systemen ist mit der stationären "SEA Power Injection Method" in einem für die Bauakustik wesentlichen Frequenzbereich mit vertretbaren Unsicherheiten möglich, wenngleich die hiesigen Systeme auch unter Vernachlässigung der Kopplung identifiziert werden könnten. Eine Erweiterung auf andere und mehr Systemkomponenten, der Einsatz transienter Messungen und eine Verringerung der Unsicherheiten sollen folgen.

## Literatur

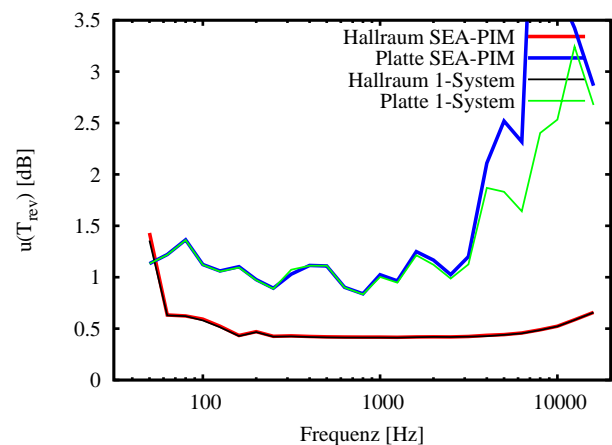
- [1] C. Kling, "Investigation into Damping in Building Acoustics by Use of Downscaled Models", Diss. RWTH Aachen, 2008
- [2] R.H. Lyon and R.G. deJong, "Theory and Application of Statistical Energy Analysis", Butterworth-Heinemann, Boston, 2nd ed., 1995
- [3] R.J.M. Craik, "Sound Transmission Through Buildings Using Statistical Energy Analysis", Gower Publishing Ltd., Aldershot, 1996
- [4] D.A. Bies and S. Hamid, "In Situ Determination of Loss and Coupling Loss Factors by the Power Injection Method", J. Sound and Vibration, vol. 70, no. 2, 1980, pp. 187–204
- [5] K. deLanghe, "High Frequency Vibrations: Contributions to Experimental and Computational SEA Parameter Identification Techniques", Diss. Katholieke Universiteit Leuven, 1996
- [6] K.S. Sum, "Effects of Sound Radiation on Sabine Absorption Coefficient of Modally-Reactive Panels", J. Acoustical Science and Technology, vol. 26, no. 2, 2005, pp. 114–122
- [7] DIN EN ISO 354, "Akustik – Messung der Schallabsorption in Hallräumen", 2003
- [8] DIN EN ISO 10848-1, "Akustik – Messung der Flankenübertragung von Luftschall und Trittschall zwischen benachbarten Räumen in Prüfständen – Teil 1: Rahmendokument", 2006



**Abbildung 1:** Vergleich der Nachhallzeiten im Hallraum, gemessen nach der SEA Power-Injection-Methode (SEA-PIM), dito gemäß Gleichung (4) Kopplung unberücksichtigt (1-System) und nach dem Standardverfahren; und die maximal messbare Nachhallzeit gemäß Schroeder-Grenzfrequenz



**Abbildung 2:** Vergleich der Körperschallnachhallzeiten auf der Platte, gemessen nach der SEA Power-Injection-Methode (SEA-PIM), dito gemäß Gleichung (4) Kopplung unberücksichtigt (1-System) und nach dem Standardverfahren



**Abbildung 3:** Unsicherheiten der Nachhallzeiten gemessen nach der SEA Power-Injection Method im Hallraum und auf der Platte, mit (SEA-PIM) und ohne (1-System) Kopplung