Körperschallfelder in Brettsperrholzbauteilen des Holzmassivbaus

Simon Mecking[1], Tobias Kruse[1], Camille Châteauvieux-Hellwig[2], Ulrich Schanda[1]

[1] *Labor für Schallmesstechnik LaSM, Hochschule Rosenheim, 83024 Rosenheim, E-Mail: simon.mecking@fh-rosenheim.de*

[2] *ift Rosenheim GmbH, 83026 Rosenheim*

Einleitung

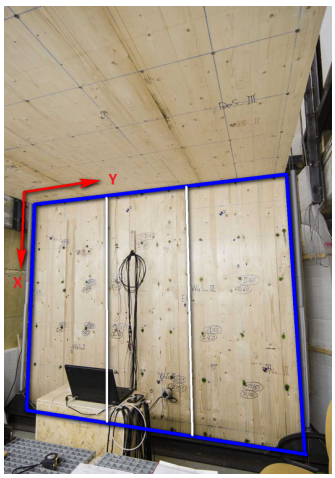
Ein Ziel des DFG-AiF-Clusterforschungsvorhabens Vibroakustik im Planungsprozess für Holzbauten ist die Reduktion des schalltechnischen Planungsaufwandes bei der Holzmassivbauweise. Hierzu soll das Prognoseverfahren der DIN EN 12354 angepasst werden, welches auf einem vereinfachten Ansatz der Statistischen Energieanalyse (SEA) basiert. Der SEA-Ansatz setzt diffuse Körperschallfelder in den Bauteilen sowie deren schwache Kopplung voraus. Tatsächlich trifft diese Annahme nur bei Bauteilen mit geringer Ausbreitungsdämpfung zu. In der DIN EN ISO 10848-1 werden Kriterien definiert, wann Körperschallfelder in Bauteilen als hinreichend diffus gelten. In diesem Beitrag werden Messergebnisse von Körperschallfeldern an Brettsperrholzelementen im Hinblick auf die genannten Annahmen der SEA diskutiert. Die Bereiche des Nahfeldes um den Anregungspunkt sowie der Bauteilränder werden den pauschalen, geometrischen Vorgaben der Messvorschrift aus der DIN EN ISO 10848-1 gegenüber gestellt. Die Erkenntnisse werden zum Einen zur Definition der Subsystemeinteilung in der SEA-Modellierung und zum Anderen für eine Bewertung von Messergebnissen herangezogen.

Prüfstand

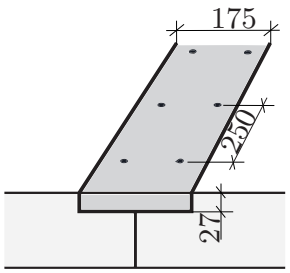
Der Prüfstand an der Hochschule Rosenheim ist für die Durchführung von Betriebsschwinganalysen, der *Power-Injection*-Methode und der Bestimmung von Stoßstellendämm-Maßen an Massivholzelementen konzipiert [1]. Damit sind Untersuchungen an T- und L-förmigen Bauteilverbindungen mit realistischen Bauteilabmessungen möglich.

Messgegenstand

Dieser Beitrag behandelt die Messergebnisse einer Brettsperrholz-Wand aus einem L-förmigen Bauteilstoß, wie in Abbildung 1a dargestellt. An der gemeinsamen Stoßstelle sind die beiden Bauteile mit Schrauben in Abstand von 40 cm miteinander verbunden. Zur Reduktion der Körperschallübertragung wird in der Stoßfuge ein Elastomer verwendet. Beide Bauteile sind jeweils aus drei Einzelelementen über Elementverbindungen, wie in Abbildung 1b dargestellt, zusammengesetzt. Die Brettsperrholz-Wand hat eine Bauteilfläche von $S = 7{,}5\,\mathrm{m}^2$, eine Bauteildicke von 81 mm und besteht aus drei kreuzweise verleimten Brettschichten mit je 27 mm Schichtdicke. Die Materialparameter für das Gesamtbauteil können der Tabelle 1 entnommen werden.



(a) Wand des L-förmigen Bauteilstoßes mit Elementverbindungsstellen



(b) Detail: Elementverbindung mit Deckbrett

Abbildung 1: Wandelement (2,5 m x 3 m) aus Brettsperrholz im Prüfstand der Hochschule Rosenheim.

Tabelle 1: Die Materialeigenschaften der Wand aus Abbildung 1a mit einem internen Verlustfaktor $\eta_{int} = (1{,}8 \pm 0{,}3)\%$ und der Rohdichte $\rho = 450\,\mathrm{kg/m^3}$ bei der Holzfeuchte $u = (10 \pm 2)\%$. [1, 2]

	E_x, E_y, E_z in N/mm^2	G_{xy}, G_{xz}, G_{yz} in N/mm^2	$\upsilon_{xy}, \upsilon_{xz}, \upsilon_{yz}$ [-]
Wand	9 950	402	1,244/0,083
	664	243	1,723/0,065
	375	292	0,358/0,203

Messdurchführung

Zur Strukturanregung bei den Messungen wird ein Modal-Schwingerreger mit einem logarithmischen Gleitsinus-Signal betrieben. Die Frequenzrate beträgt zwei Oktaven pro Minute. Zur Darstellung der Schnellepegelverteilung des Wandelementes in Abbildung 3 gehen die Strukturantworten von 54 verschiedenen Positionen in neun Messspalten und sechs Messreihen ein.

Anforderungen an ein Subsystem

Ein SEA-Subsystem beschreibt allgemein ein Teilgebiet in geeigneter Größe mit ähnlichen Eigenschaften. Dabei werden u.a. ein diffuses Schallfeld und hohe modale Überlappungsfaktoren M vorausgesetzt. In [3] wird $M > 1$ empfohlen.

Im vereinfachten SEA-Ansatz des Prognosemodells in der EN 12354-1 [4] werden Stoßstellendämm-Maße K_{ij}

zur Charakterisierung der Stoßstellenübertragung verwendet. Für die Bestimmung wird u.a. die Schnellepegeldifferenz der Bauteile i und j

$$D_{v,ij} = L_{v,i} - L_{v,j} \tag{1}$$

benötigt. Wenn das Bauteil i ein geeignetes SEA-Subsystem i darstellt, dann steht $L_{v,i}$ für den räumlich und zeitlich gemittelten Schnellepegel des *diffusen* Schallfeldes auf dem Bauteil i.

a) Messvorschrift der DIN EN ISO 10848-1

Die Diffusität des Schallfeldes ist nach [5] nicht gegeben, wenn

- geringe modale Überlappungsfaktoren, geringe Modenzahlen oder
- eine starke Abnahme der Schwingung mit der Entfernung über das Bauteil

vorliegen.

Randabstand und Abstand zur Punktanregung Um den Einfluss von unterschiedlichen Randbedingungen und durch eine punktuelle Krafteinleitung zu minimieren werden Bauteilbereiche von der Messung ausgeschlossen. Zur Ermittlung des mittleren Schnellepegels $L_{v,i}$ eines Bauteils i müssen die Sensoren einen Mindestabstand zum Bauteilrand von 25 cm und zur punktuellen Kraftanregung von 1 m einhalten. In Abbildung 3 sind die Abstände mit blauen Linien dargestellt und kennzeichnen die zulässige Messfläche. Diese gelten für den Frequenzbereich von 100 Hz bis 5000 Hz zur Ermittlung von Stoßstellendämm-Maßen.

Ausbreitungsdämpfung Eine starke Abnahme liegt dann vor, wenn

> [..] gemessene Schnellepegel bei Fortbewegung des Beschleunigungsmessers von einer stationären Schwingungsquelle um mehr als $f = 6$ dB über der zulässigen Messfläche für ein Bauteil der geprüften Verbindung abnehmen [..]. [5, S. 11]

b) Berechnungen basierend auf Bauteileigenschaften

Die Berechnung der charakteristischen Größen des Körperschallfeldes der Wand erfolgt mit den Materialeigenschaften in Tabelle 1 unter Berücksichtigung der Mindlin-Plattentheorie. Die Gruppengeschwindigkeit c_g in Gleichung 2 [6, 7] wird hier richtungsabhängig berechnet.

$$c_g(\omega_a) = \frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}k} = \left[\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\omega}\,\frac{\omega}{c_{Beff}}\right]^{-1} \tag{2}$$

Dabei ist ω_a die arithmetisch gemittelte Kreisfrequenz eines Frequenzbandes und c_{Beff} die effektive Phasengeschwindigkeit der Biegewellen nach [6, 8] in Gleichung 3.

$$c_{Beff} = \frac{c_B^2}{c_S}\sqrt{-\frac{1}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{1 + 4\,(\frac{c_S}{c_B})^4}} \tag{3}$$

Diese ist abhängig von den Phasengeschwindigkeiten der reinen Biegewelle c_B und der Scherwelle c_S.

Der modale Überlappungsfaktor M in Abbildung 3 ist mit der Software *VA One* der *ESI-Group* berechnet.

Randabstand Auch die Biegewellenlängen λ_B für die Randabstände in Abbildung 3 werden für die beiden Hauptrichtungen x und y getrennt berechnet. In der Nähe der Bauteilränder werden die Schnellepegel durch die Art der Anbindung (frei, eingespannt oder gelenkig gelagert) beeinflusst. Die in rot dargestellten Zonen in Abbildung 3 ergeben sich aus dem Drittel der richtungsabhängigen Biegewellenlänge bei der Bandmittenfrequenz. Dadurch sind die Abweichung im Schnellepegel durch unterschiedliche Randbedingungen kleiner als 1 dB [9].

Abstand zur Punktanregung Eine Ausnahme bei Berücksichtigung der Richtungsabhängigkeit bildet die Berechnung des Hallradius r_H durch das Gleichsetzen der quadrierten, effektiven Schnellen von Direkt- (Gl. 4) und Diffusfeld (Gl. 5) [9]. Dabei wird als Ersatzmodell eine isotrope Platte mit dem geometrischen E-Modul der beiden Richtungen ($E = \sqrt{E_x \cdot E_y}$) zugrunde gelegt. Damit kann zwar nicht die physikalische Richtungsabhängigkeit wiedergegeben werden, aber eine Näherung für die Größe des Nahfeldbereiches (Abb.3: rot schattiert) um eine punktuelle Anregung. Für die Berechnung des Hallradius wird der Kantenabsorptionsgrad $\alpha = 0$ angenommen. Die eingebrachte Leistung wird mit P, die flächenbezogene Masse mit m', die mittlere freie Weglänge mit d_{mfp} und der Abstand zum Anregungspunkt mit d bezeichnet.

$$\langle v_d^2 \rangle_t = \frac{P}{2\pi\; d\, c_g\, m'} e^{(\frac{-\omega\,\eta_{int}\,d}{c_g})} \tag{4}$$

$$\langle v_r^2 \rangle_t = \frac{P(1-\alpha)}{\omega\;\eta_{tot}\,S\,m'} e^{(\frac{-\omega\,\eta_{int}\,d_{mfp}}{2\,c_g})} \tag{5}$$

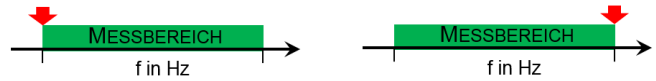
Ausbreitungsdämpfung Ist der Pegelabfall mit zunehmender Distanz zu groß, widerspricht es der Annahme eines diffusen Schallfeldes. Dann kann es sinnvoll sein, in weitere Subsysteme zu unterteilen. In [10] wird eine maximale Subsystemgröße L_{max} in Abhängigkeit von der Gruppengeschwindigkeit c_g und des internen Verlustfaktors η_{int} angegeben.

$$L_{max} < \frac{c_g}{\omega\;\eta_{int}} \tag{6}$$

Vergleich der Rand- und Nahfeldgebiete mit Messergebnissen

In Abbildung 3 sind die Messergebnisse der kartierten Schnellepegel als Kontourplot dargestellt. Dabei ist der kleinste gemessene Schnellepegel auf der Wand auf 0 dB (schwarz) gesetzt und für alle anderen Positionen werden Pegeldifferenzen dazu gebildet.

Zusätzlich werden die Mindestabstände zum Bauteilrand und zur Punktanregung dargestellt. Die Abstandsvorgaben der Messvorschrift [5] sind in blau eingezeichnet. Die entsprechenden Gebiete, welche auf den tatsächlichen Bauteileigenschaften basieren, sind rot eingefärbt. In den Abbildungen 3a-3c sind die Berechnungsergebnisse (rot) frequenzabhängig dargestellt. Dagegen zeigt Abbildung 3d einen Vergleich der maßgeblichen Rand- und Nahfeldgebiete für den gesamten Messbereich von 100 Hz bis 5000 Hz. Für den Randabstand wird ein Drittel der Biegewellenlänge verwendet. Damit ist die untere Frequenzgrenze maßgeblich, da die Biegewellenlänge mit abnehmender Frequenz größer wird. Der Abstand zur Punktanregung ist abhängig vom Hallradius. Der Hallradius wird mit zunehmender Frequenz größer, daher ist die obere Frequenzgrenze eines Messbereiches maßgeblich für den Abstand der Sensoren zur Punktanregung (Abb.2).



(a) Randabstand: $\frac{1}{3}\lambda_B(f_{min})$

(b) Abstand zur Anregung: $r_H(f_{max})$

Abbildung 2: Mindest-Randabstände und Abstand zur Punktanregung für die Sensorpositionierung.

Abbildung 3d zeigt, dass in dieser Fallstudie der Mindestradius aus der Norm [5] überschätzt und der Randabstand gegenüber der Berechnung unterschätzt wird. Im Frequenzband $f = 100\,\text{Hz}$ in Abbildung 3a ist bei dem Kontourplot der Messergebnisse das modale Verhalten mit den Schwingungsbäuchen und -knoten deutlich zu erkennen. Der modale Überlappungsfaktor liegt hier noch unter dem Anforderungswert von eins. In Abbildung 3b bei $f = 800\,\text{Hz}$ sind die gemessenen Schnellepegeldifferenzen deutlich kleiner und im rechten Bereich der Wand kann das Schnellepegelfeld als *diffus* bezeichnet werden. Bei $f = 3150\,\text{Hz}$ in Abbildung 3c zeigt sich eine Richtungsabhängigkeit der Pegeldifferenzen von links nach rechts, die als Ausbreitungsdämpfung beschrieben werden kann. Hier sind die Pegeldifferenzen wieder signifikant größer als im mittleren Frequenzbereich. In der Nähe der Elementverbindungen kommt es zu einem stärkeren Pegelabfall. Beim Vergleich der Messergebnisse mit dem berechneten Hallradius nahe der punktuellen Anregung zeigt sich, dass die Messungen auf ein ellipsenförmig abklingendes Nahfeld hindeuten. Die unterschiedliche Gruppengeschwindigkeit der beiden Hauptrichtungen x und y (Abb. 1a) kann eine Begründung dafür sein. Die Richtungsabhängigkeit wurde bei der Berechnung des Hallradius nicht berücksichtigt.

Pegelabnahme mit der Entfernung

Zur Prüfung, ob das Bauteil als ein Subsystem beschrieben werden kann, wird Ungleichung 6 mit der richtungsabhängigen Gruppengeschwindigkeit berechnet. Danach ergibt sich, dass in y-Richtung des Bauteils (Abb. 1a) nur unterhalb von $f = 2500\,\text{Hz}$ dieses Kriterium der Ausbreitungsdämpfung erfüllt wird. Der Frequenzbereich deckt sich mit einer beobachtbaren Pegelabnahme mit der Entfernung aus den Messergebnissen in Abbildung 3. Eine detailliertere Untersuchung der Ausbreitungsdämpfung von Körperschall in plattenförmigen Strukturen findet sich bei [11].

Zusammenfassung

In der vorgestellten Fallstudie der Brettsperrholz-Wand ist der modale Überlappungsfaktor $M > 1$ oberhalb von $f = 315\,\text{Hz}$ gegeben und damit eine wesentliche SEA-Voraussetzung eines Subsystems erfüllt. In der DIN EN ISO 10848-1 ist die untere Frequenzgrenze des Messbereiches zur Bestimmung von Stoßstellendämm-Maßen bereits bei $f = 100\,\text{Hz}$ und die obere ist bei $f = 5000\,\text{Hz}$.

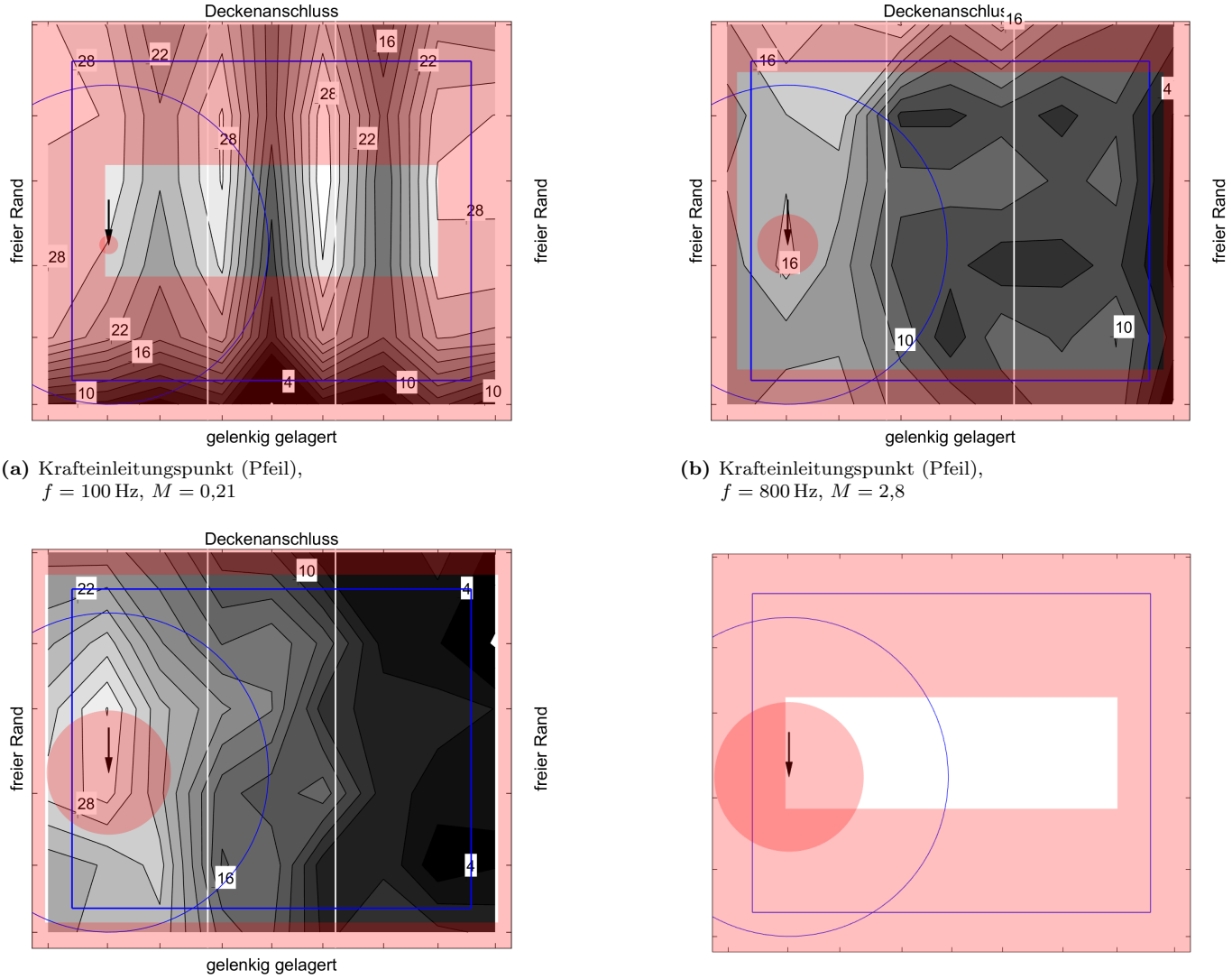
Zur Ermittlung des mittleren Schnellepegels im diffusen Schallfeld des Bauteils sind Randabstände und Abstände zur Punktanregung auf Grundlage der Bauteileigenschaften berechnet worden. Ein Vergleich der Ergebnisse dieser Fallstudie mit den Vorgaben der Norm [5] zeigt, dass die Messvorschrift der Norm den Hallradius überschätzt und den Randabstand unterschätzt. Eine Unterscheidung der Randabstände in den beiden Hauptrichtungen eines Bauteils aufgrund von Orthotropie ist derzeit in der DIN EN ISO 10848-1 nicht berücksichtigt. Die Messergebnisse zeigen, dass die Annahme eines diffusen Schallfeldes bei Ausschluss von Rand- und Nahfeldgebieten im mittleren Bereich des Messfrequenzbereiches von 100 Hz bis 5 000 Hz zwar gegeben ist, jedoch nicht an den Rändern. Tieffrequent sind die Pegelunterschiede aufgrund des modalen Verhaltens groß. Hochfrequent sind die Ausbreitungsdämpfung und der Pegelabfall an den Elementverbindungsstellen (Abb. 1b) Gründe für große Pegelunterschiede. Dabei zeigte sich erst oberhalb von 3 kHz ein signifikanter Pegelabfall an den Elementverbindungen.

Der Beitrag ist Teil des gemeinsam von der TU München, der HS Rosenheim und dem ift Rosenheim durchgeführten DFG-AiF Forschungsvorhabens *Vibroakustik im Planungsprozess für Holzbauten*. Das IGF-Vorhaben 18724N der Forschungsvereinigung Internationaler Verein für Technische Holzfragen e.V. - iVTH, Bienroder Weg 54 E, 38108 Braunschweig wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Literatur

[1] Mecking, S.: "Bauteilstöße im Holzmassivbau - Messtechnische Bestimmung von Eingangsgrößen für eine Schallschutzprognose". Masterarbeit. Hochschule Rosenheim, 2014.

[2] Paolini, A. u. a.: "Parameteridentifikation von Brettsperrholz-Elementen mittels Bayesscher Optimierung". In: *DAGA*. Hrsg. von Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. 2016.



(a) Krafteinleitungspunkt (Pfeil), $f = 100\,\mathrm{Hz}$, $M = 0{,}21$

(b) Krafteinleitungspunkt (Pfeil), $f = 800\,\mathrm{Hz}$, $M = 2{,}8$

(c) Krafteinleitungspunkt (Pfeil), $f = 3150\,\mathrm{Hz}$, $M = 28$

(d) Krafteinleitungspunkt (Pfeil), resultierende Abstände für $f = 100\,\mathrm{Hz}$ bis $5000\,\mathrm{Hz}$

Abbildung 3: Die Schnellepegelverteilung an der Wand ist normiert auf den kleinsten Wert des Bauteils in dem Terzband. Die blauen Linien kennzeichnen die Mindestabstände der Messpositionen zum Bauteilrand und zur Anregungsposition nach DIN EN ISO 10848-1 [5]. Die roten Bereiche sind berechnet mit den spezifischen Material- und Bauteileigenschaften für das jeweilige Frequenzband. Die weißen Linien kennzeichnen die Elementstöße bei 1,10 m und 1,90 m innerhalb des Bauteils. Ein SEA-Subsystem sollte einen modalen Überlappungsfaktor $M > 1$ haben [3].

[3] Craik, R. J. M.: Sound transmission through buildings: Using Statistical Energy Analysis. Aldershot, England und Brookfield, Vt., USA: Gower, 1996.

[4] DIN EN 12354-1:2000-12: Berechnung der akustischen Eigenschaften von Gebäuden aus den Bauteileigenschaften: Teil 1: Luftschalldämmung zwischen Räumen.

[5] DIN EN ISO 10848-1:2006-08: Akustik - Messung der Flankenübertragung von Luftschall und Trittschall zwischen benachbarten Räumen in Prüfständen.

[6] Rindel, J. H.: "Dispersion and absorption of structure-borne sound in acoustically thick plates". In: *Applied Acoustics* 41.2 (1994), S. 97–111.

[7] Morse, P. M.; Ingard, K. U.: Theoretical acoustics. International series in pure and applied physics. New York: McGraw-Hill, 1968.

[8] Kurtze, G.; Watters, B. G.: "New wall design for high transmission loss or high damping". In: *The journal of the Acoustical Society of America* 31.6 (1959), S. 739–748.

[9] Hopkins, C.: Sound Insulation. Butterworth-Heinemann, 2007.

[10] Lyon, R. H.; DeJong, R. G.: Theory and application of statistical energy analysis. 2nd ed. Newton, MA, USA: Butterworth-Heinemann, 1995.

[11] Kruse, T.; Schanda, U.: "Ausbreitungsdämpfung von Körperschall in plattenförmigen Strukturen". In: *DAGA*. Hrsg. von Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. 2016.