Zeitschrift: Schweizer Ingenieur und Architekt

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 100 (1982)

Heft: 42

Artikel: Berechnung der Luftschalldämmung von zweischaligen Bauteilen aus biegeweichen Schalen

Autor: Kühn, Beat / Blickle, Rudolf

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-74882

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 09.01.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

Berechnung der Luftschalldämmung von zweischaligen Bauteilen aus biegeweichen Schalen

Von Beat Kühn und Rudolf Blickle, Unterägeri

In Anbetracht der zunehmenden Lärmimmissionen und der steigenden Sensibilisierung des Menschen gegenüber Umwelteinflüssen jeglicher Art, stellt sich immer häufiger die Frage, wie die einzelnen Gebäudeteile optimal zu konstruieren sind, damit der Mensch in seinen vier Wänden ausreichend geschützt wird. Es ist unmöglich, diese Frage mit ein paar konstruktiven Angaben zu beantworten. Was eindeutig angegeben werden kann, ist höchstens die erforderliche Schalldämmung, welche die Gebäudeteile aufweisen müssen, damit sich der Mensch ungestört und unbelästigt fühlt.

Die erforderliche Schalldämmung einer Fassade oder einer Trennwand zwischen zwei Räumen hängt in erster Linie von der auf das Bauteil einwirkenden Schallenergie (Immission) und dem allgemeinen Umgebungsgeräusch in dem zu schützenden Raume ab. Schlafzimmer müssen demnach einen weit höheren Schallschutz aufweisen als Räume, in denen z. B. gearbeitet wird. Steht die erforderliche Luftschalldämmung einmal fest, muss abgeklärt werden, mit was für einer Art raumteilenden Wänden oder Decken sie zu erreichen ist. Bei diesen Abklärungen sind nicht nur akustische, sondern auch wärmetechnische, statische usw. und natürlich auch wirtschaftliche Gesichtspunkte gleichermassen zu berücksichtigen.

Eine optimale Auslegung der verschiedenen Bauteile unter Berücksichtigung obiger Gesichtspunkte kann nur unter Zuhilfenahme von Berechnungsmodellen erfolgen. Die Gegebenheiten dürfen dabei aber nicht zu stark idealisiert werden, ansonsten die Gefahr besteht, dass die Modelle unrealistische Berechnungsergebnisse liefern.

Der vorliegende Bericht befasst sich mit einem teilweise neuartigen Berechnungsmodell, das erlaubt, die Luftschalldämmung von beliebigen zweischaligen Bauteilen mit biegeweichen Schalen vorherzuberechnen.

Mathematische Modelle

Während die Theorie zur Berechnung der Luftschalldämmung einschaliger Bauteile in den letzten Jahrzehnten so weit entwickelt worden ist, dass mit ihrer Hilfe sämtliche in der Praxis vorkommenden Fälle mit grosser Genauigkeit berechnet werden können, ist das bei zweischaligen Bauteilen bei weitem nicht der Fall. Das liegt wohl an dem äusserst komplexen Übertragungsmechanismus, den zweischalige Bauteile aufweisen. Grundsätzlich muss bei Bauteilen, die aus zwei voneinander getrennten Schalen bestehen, zwischen *zwei physikalisch völlig verschiedenen Schallübertragungswegen* unterschieden werden.

Der erste und einfachere Übertragungsweg von einer Schale zur andern führt über das *gemeinsame, dazwischenliegende Luftpolster.* Er lässt sich durch ein Masse-Feder-Masse-System beschreiben. Die *Schalen* stellen dabei die *Massen* und das *Luftpolster* die *Feder des Schwingsystems* dar.

Der zweite und kompliziertere Übertragungsweg von einer Schale zur andern führt über das *gemeinsame, dazwischenliegende Ständerwerk,* an das die Schalen entweder *linienförmig* oder *punktförmig* befestigt sind. Dieser Weg ist von ausschlaggebender Bedeutung im *Mittel- und Hochtonbereich,* da er die Luftschalldämmung in diesem Bereich nach oben begrenzt.

Eines der ersten mathematischen Modelle zur Beschreibung der Luftschalldämmung von zweischaligen Bauteilen wurde von *Wintergerst* vor rund 50 Jahren ausgearbeitet. Bei seinem Berechnungsmodell wurden die beiden Schalen als träge Massen mit der Impedanz $Z_w = jm\omega$ und das dazwischenliegende Luftpolster als Feder mit der Impedanz $Z_F = D/j_\omega$ behandelt.

Bei dieser Darstellungsweise stellen die beiden Schalen mit dem dazwischenliegenden Luftpolster einen Schwingkreis mit der Eigenfrequenz ω_o dar. Die Resonanzfrequenz ergibt sich dann zu (die Schalen sind parallel zueinander geschaltet; Gesamtwiderstand der beiden Schalen in Reihe geschaltet zum Widerstand des Luftpolsters):

$$(1) \qquad \omega_o = \sqrt{\frac{D\,(m_1 + m_2)}{m_1\, m_2}} \ \text{[Hz]}$$

Die entsprechende Formel für die Resonanzfrequenz ω_o im geläufigeren technischen System lautet:

$$(2) \qquad f_o = 500\ \sqrt{\frac{s'\,(m_1 + m_2)}{m_1\, m_2}} \ \text{[Hz]}$$

Darin bedeutet s' die dynamische Steifigkeit des bedämpften oder unbedämpften Luftpolsters in [kp/cm³]; m_1 und m_2 die flächenbezogenen Massen der beiden Schalen in [kg/m²]. Der Faktor vor dem Wurzelzeichen ergibt sich aus der Verschiedenartigkeit der verwendeten Einheiten.

Oberhalb der Resonanzfrequenz ω_o bzw. f_o nimmt dann die Luftschalldämmung theoretisch um 18 *dB* je Oktave zu.

Die Formeln (1) und (2) stimmen streng genommen nur bei unendlich ausgedehnten, biegeweichen Schalen und bei senkrechtem Schalleinfall. Diese Annahmen sind in der Praxis natürlich nur zum Teil erfüllt.

Im Laufe der letzten Jahre wurden weitere Anstrengungen unternommen, das Berechnungsmodell zu verbessern. Der ursprünglich zugrunde gelegte senkrechte Schalleinfall trifft in der Praxis nur sehr selten zu. Normalerweise hat man es mit einem über alle Winkel auftretenden, also mit einem diffusen Schalleinfall zu tun. Dieser Umstand wurde nun so in den Formeln (1) und (2) berücksichtigt, dass die Schalenimpedanz $Z_w = jm\omega$ durch $Z_w = jm\omega \cos 45°$ ersetzt wurde. $\varphi = 45°$ stellt dabei die mittlere Schalleinfallsrichtung dar. Mit dieser Korrektur ergibt sich dann die Resonanzfrequenz f_o einer Doppelwand bei diffusem Schalleinfall zu:

$$(3) \qquad f_o = 500\ \sqrt{\frac{s'\ \sqrt{2}\,(m_1 + m_2)}{m_1\, m_2}} \ \text{[Hz]}$$

Durch diese Korrektur gelang es, die immer wieder festgestellte Diskrepanz zwischen berechneten und gemessenen Luftschalldämmverläufen zu eliminieren.

Anhand eines Beispiels wird gezeigt, dass das Berechnungsmodell einen Schalldämmverlauf liefert, der mit den Messwerten sehr gut übereinstimmt. Die untersuchte Wand besteht aus zwei je 12,5 mm dicken Schalen aus Gipskartonplatten. Das dazwischenliegende Luftpolster ist 60 mm dick und vollständig mit Mineralfaserfilz ausgefüllt.

Wie weiter oben schon erwähnt wurde, wurde bei dem Berechnungsmodell angenommen, dass die Trennwandschalen unendlich gross und ideal biegeweich sind. Dass diese Annahmen in der Praxis nicht zutreffen, manifestiert sich an den beiden Kurvenverläufen im Bild 1. Oberhalb einer bestimmten Frequenz fällt die Messkurve A wieder ab, um dann nach der sogenannten Grenzfrequenz f_{gr} wieder anzusteigen. Die Ursache für die Diskrepanz der gemessenen und der gerechneten Kurve liegt an dem Umstand, dass im Bereich der Grenzfrequenz f_{gr} und darüber nebst den unmittelbar auf den Schalen angeregten Körperschallbiegewellen auch die sekundär ausgelösten «freien» Biegewellen abgestrahlt werden können.

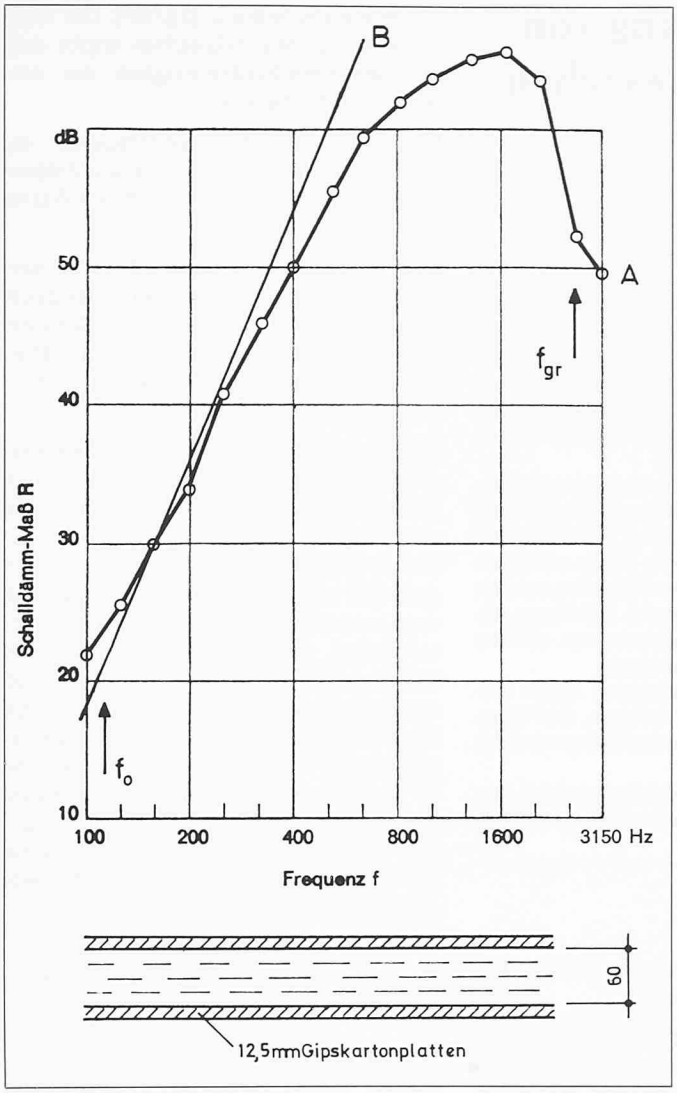

Bild 1. Luftschalldämmverlauf einer zweischaligen Trennwand aus Gipskartonplatten
Kurve A: Messkurve. Kurve B: berechnet nach Modell

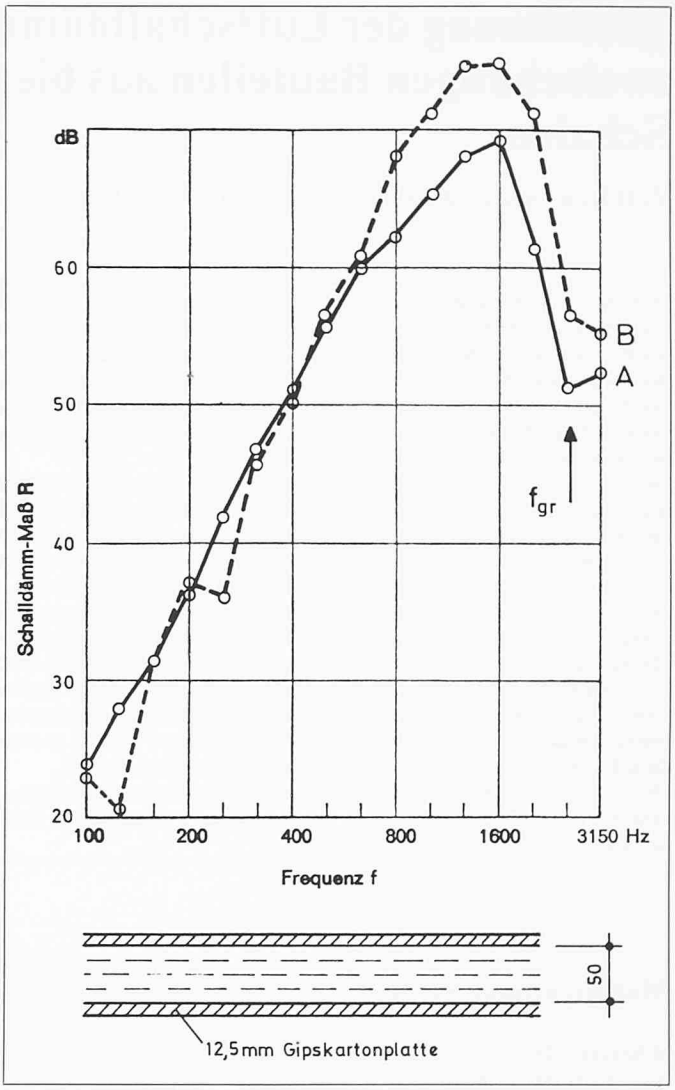

Bild 2. Luftschalldämmverlauf einer zweischaligen Trennwand aus Gipskartonplatten (Aufbau wie im vorigen Beispiel)
Kurve A: Messkurve. Kurve B: berechnet nach Formel (4)

Um einen solchen *«Schalldämmeinbruch»* zu vermeiden, müsste man Trennwandschalen verwenden, deren Grenzfrequenz weit oberhalb des Messbereichs liegen.

Vor einigen Jahren gelang es *Gösele*, ein Berechnungsmodell herzuleiten, das auf der effektiv vorhandenen Luftschalldämmung der einzelnen Schalen aufbaut, das heisst die Erfassung der Schalen beschränkt sich nicht nur auf ihre träge Masse. Die elastischen Eigenschaften und die inneren Körperschallverluste werden gleichermassen berücksichtigt. Er geht dabei davon aus, dass die durch Luftschall auf der einen Seite angeregte Schale bestimmte Wegamplituden ausführt, die vom Immissionspegel und vom Schalldämmass R_1 der Schale abhängig sind. Diese Plattenbewegungen haben eine periodische Kompression und anschliessende Expansion der Luft im dahinterliegenden Polster zur Folge. Diese so erzeugten Druckschwankungen regen die zweite Trennwandschale wiederum zu Schwingungen an, deren Grösse von der Luftschalldämmung R_2 der Schale abhängt. Die aus diesem Übertragungsmodell hergeleitete Formel lässt sich folgendermassen darstellen:

$$(4)\ R = R_1 + R_2 + \underbrace{20 \log\left(\frac{4\pi f d}{c}\right)}_{\leqq 6\,\mathrm{dB}}\ [\mathrm{dB}]$$

Darin bedeuten d die Dicke des Luftpolsters in [m], c die Schallgeschwindigkeit in Luft in [m/s] und f die Messfrequenz. Formel (4) setzt einen ausreichend bedämpften Hohlraum voraus.

Die Gültigkeit soll im folgenden Beispiel wiederum anhand einer gerechneten und gemessenen Schalldämm-Kurve dargestellt werden.

Ein Vergleich der beiden Kurven A und B in Bild 2 zeigt eine gute Übereinstimmung der berechneten und der gemessenen Luftschalldämmung. Sie wird auch im Bereich der Grenzfrequenz und darüber befriedigend wiedergegeben.

Bei einem weiteren, etwas komplizierteren Trennwandaufbau soll die Luftschalldämmung wiederum mit Hilfe von Formel (4) berechnet und mit der Messkurve verglichen werden. Der Trennwandaufbau besteht aus zwei 16 mm dicken Holzspanplatten, die punktförmig über insgesamt zehn Unterlagsplättchen (etwa 20×20 mm²) je Schale auf einem gemeinsamen Holzständerwerk befestigt sind. Der Lufthohlraum zwischen den Schalen ist 55 mm dick und mit Mineralfaserfilz bedämpft. Das Ergebnis der Untersuchungen ist in Bild 3 dargestellt.

Ein Vergleich der beiden Kurven A und B in Bild 3 zeigt eine gute Übereinstimmung der gemessenen mit der berechneten Luftschalldämmung im Tieftonbereich. Oberhalb 315 Hz steigt die berechnete Schalldämmkurve wesentlich steiler an als die gemessene Kurve A. Der Grund für die wachsende Diskrepanz oberhalb einer Frequenz von 315 Hz liegt an der zunehmenden Körperschallübertragung von einer Schale zur

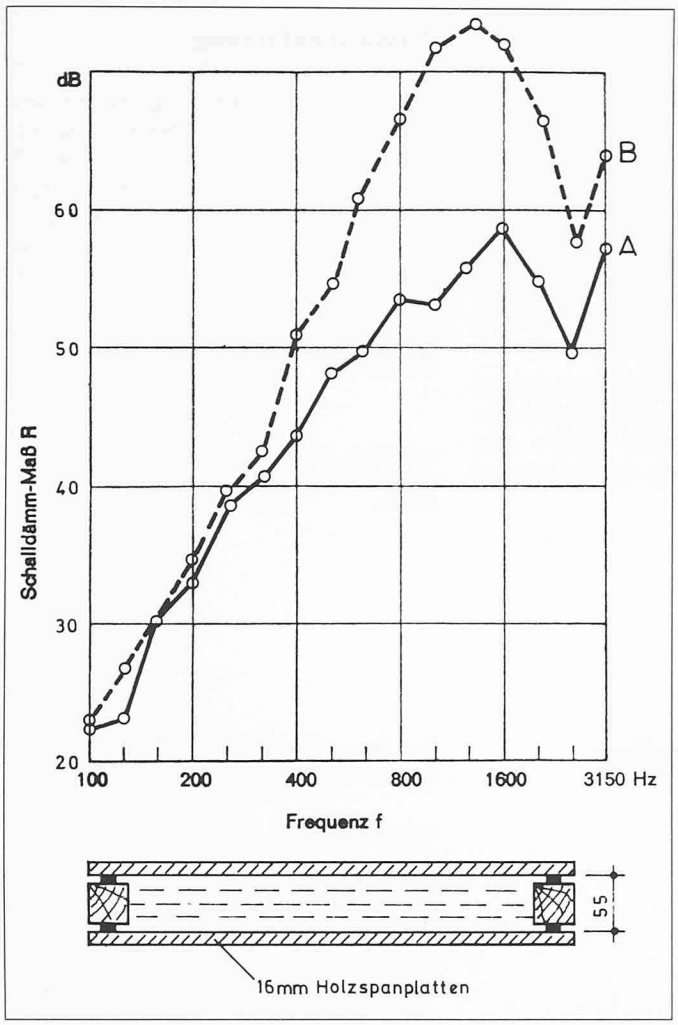

Bild 3. Luftschalldämmverlauf einer zweischaligen Trennwand aus Holzspanplatten
Kurve A: Messkurve. Kurve B: berechnet nach Formel (4)

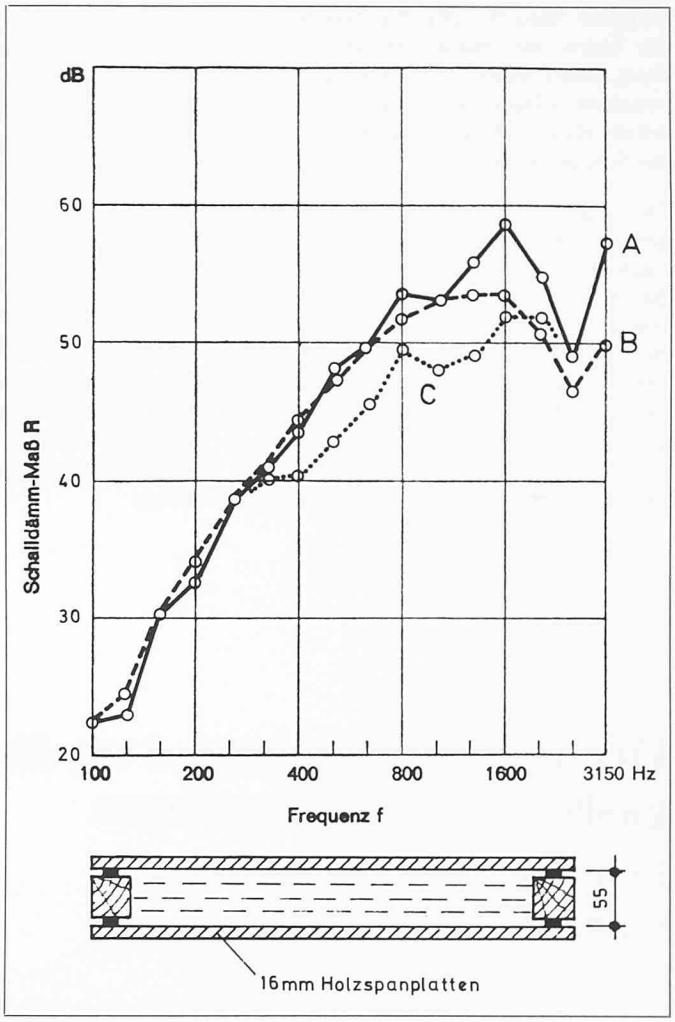

Bild 4. Luftschalldämmverlauf einer zweischaligen Trennwand aus Holzspanplatten
Kurve A: Messkurve. Kurve B: berechnete Kurve nach Formeln (4) und (6). Kurve C: Messkurve für Achsabstand s = 0,22 m

andern über das gemeinsame Ständerwerk.

Bei den bisherigen Berechnungsmodellen wurde stets vorausgesetzt, dass die Schallenergie von einer Trennwandschale zur andern nur über das gemeinsame, dazwischenliegende Luftpolster erfolgt. Dieses Schallübertragungsverhalten trifft in der Praxis nur in Ausnahmefällen zu, so zum Beispiel bei *Trennwandaufbauten,* bei denen jede Schale an einem gesonderten Ständerwerk befestigt ist.

Bei den üblichen Trennwandaufbauten findet die Schallenergieübertragung von einer Schale zur andern sowohl über das gemeinsame Luftpolster – im Tieftonbereich – als auch über das gemeinsame Ständerwerk – im Hochtonbereich – statt. Im Mitteltonbereich sind beide Schallübertragungswege massgebend für die maximal erreichbare Luftschalldämmung.

Bei einer weiteren Ergänzung bzw. Korrektur des Berechnungsmodells wurde versucht, anhand der von *Cremer* und *Heckl* ausgearbeiteten Theorie der Luftschalldämmungsverbesserung durch biegeweiche Vorsatzschalen, diesen Tatsachen Rechnung zu tragen. Die *«Vorsatzschalentheorie»* berücksichtigt den Umstand, dass die Schallübertragung nicht nur über das gemeinsame Luftpolster, sondern im Mittel- und Hochtonbereich auch über die Schalenbefestigung erfolgt. Bei der Berücksichtigung der Schallübertragung über das gemeinsame Ständerwerk, die übrigens eine reine Körperschallübertragung ist, muss unterschieden werden, ob die Schalen *linienförmig,* z. B. über Leisten, oder *punktförmig,* z. B. über Unterlagsscheiben, am Ständerwerk montiert sind. Eine Punktverbindung wirkt sich günstiger aus als eine Linienverbindung, da der Übertragungsquerschnitt der ersteren wesentlich kleiner ist.

Es hat sich gezeigt, dass die Berechnung des Luftschalldämmverlaufs in *zwei Schritten* durchgeführt werden muss. Die erste Teilberechnung ergibt dabei den *Luftschalldämmverlauf im Tieftonbereich,* während die zweite den *Mittel- und Hochtonbereich* erfasst.

Schritt 1: siehe Formel (4)

Schritt 2: bei *linienförmiger* Verbindung der Schalen am gemeinsamen Ständerwerk:

$$R = R_{1,2} + 10 \log \left(\frac{b\,\pi}{\lambda_{gr}} \right) \text{[dB]} \qquad (5)$$

bei punktförmiger Verbindung der Schalen am gemeinsamen Ständerwerk:

$$R = R_{1,2} + 10 \log \left(\frac{2\,b \cdot s}{\lambda_{gr}^2} \right) \text{[dB]} \qquad (6)$$

Darin bedeuten b der horizontale Pfostenabstand des Ständerwerks, s der Achsabstand zwischen zwei benachbarten Punktverbindungen auf dem Ständerwerk und λ_{gr} die Körperschallbiegewellenlänge auf den Trennwandschalen bei der Grenzfrequenz fgr.

Bei der Berechnung der Luftschalldämmung nach dem obigen Modell wurde ein *symmetrischer Trennwandaufbau* zugrunde gelegt. Weiter wird angenommen, dass sich die linien- oder punktförmig montierten Schalen bei keiner Frequenz vom Ständerwerk akustisch abkoppeln. Ein Abkoppeln der Schalen wäre dann zu erwarten, wenn das ver-

wendete Material für die Herstellung der linien- oder punktförmigen Verbindung einen wesentlich kleineren dynamischen Elastizitätsmodul aufweisen würde als das Material der Schalen und des Ständerwerks.

Der Luftschalldämmverlauf, der sich gemäss diesen zwei Schritten ergibt, soll nachstehend anhand eines weiteren Beispiels dargestellt werden. Als Trennwand wird wiederum der im vorigen Beispiel beschriebene Aufbau benützt. Der Pfostenabstand beträgt $b = 1{,}0$ m, die Achsabstände der Punktverbindungen betragen $s = 0{,}60$ m.

Die Übereinstimmung zwischen dem gerechneten und dem gemessenen Luftschalldämmverlauf ist sehr gut.

Zur weiteren Überprüfung des Modells wurde die selbe Trennwand nochmal gemessen, nachdem die Achsabstände zwischen je zwei benachbarten Punktverbindungen von $S_1 = 0{,}60$ m auf $S_2 = 0{,}22$ m reduziert wurden (siehe Kurve C in Bild 4). Es ergab sich eine deutliche Verschlechterung von $\Delta R = 4{,}2$ dB, was mit dem theoretischen Wert nach Formel (6) übereinstimmt.

Eine Reihe weiterer Messungen, die an ganz verschiedenartigen Aufbauten gewonnen wurden, zeigten immer eine gute Übereinstimmung *von Theorie und Praxis.*

Zusammenfassung

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass es mit relativ kleinem Berechnungsaufwand möglich ist, Luftschalldämmkurven doppelschaliger Trennwände mit ausreichender Genauigkeit zu berechnen. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, verschiedene Trennwände rasch miteinander zu vergleichen oder eventuelle konstruktive Änderungen rechnerisch zu beurteilen.

Adresse der Verfasser: Bauakustik Kühn & Blickle, Institut für Lärmschutz, Gewerbestr. 9b, 6314 Unterägeri.

Der Jahreswirkungsgrad von öl- oder gasbefeuerten Heizanlagen

Einflussgrössen und Berechnung

Von René Weiersmüller, Schlieren

In zunehmendem Masse setzt sich die Erkenntnis durch, dass die Wirtschaftlichkeit einer Heizanlage durch Angabe des Feuerungstechnischen Wirkungsgrades bzw. des Kesselwirkungsgrades nicht einmal abgeschätzt werden kann. Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit wird der Jahreswirkungsgrad – oder bezogen auf eine beliebig lange Periode – der Teillastwirkungsgrad einer Heizanlage benötigt. Dies ist auch der Grund, weshalb im Handbuch «Wärmetechnische Gebäudesanierung» des Bundesamtes für Konjunkturfragen (Impulsprogramm) sowie im Entwurf der neuen SIA-Empfehlung 384/1 «Warmwasser-Zentralheizungen» vom 10. August 1981 aufgeführt wird, wie der Jahreswirkungsgrad berechnet werden kann. Die Herleitung der Formel und die Verknüpfungen zu anderen Funktionen sind aber wenig bekannt wie auch die Möglichkeit, durch Wahl entsprechender Randbedingungen wirklichkeitsnahe Werte zu erhalten. Der vorliegende Beitrag sollte auch deshalb auf Interesse stossen, weil bereits verschiedene Berechnungsmethoden zur Ermittlung des Jahreswirkungsgrades bekannt sind, die auf ungenauen Definitionen aufgebaut sind bzw. nicht richtig angewendet werden.

Wärmeverluste eines konventionellen Heizkessels beim Betrieb des Brenners

Strahlungsverluste bei laufendem Brenner

Als Strahlungsverlust wird die Wärmeübertragung von der äusseren Kesseloberfläche an den Heizraum bezeichnet. Die Verluste sind abhängig von der Grösse der Oberfläche (Nachteil für Wechsel-, Doppel- und Umstellbrandkessel!), der Güte der Isolation (nicht isolierte Türen usw.) sowie von der Temperaturdifferenz Heizkessel/Heizraum. Beim konventionellen Kessel kann aber die Kesselbetriebstemperatur wegen der Korrosionsgefahr nicht beliebig vermindert werden.

Die Strahlungsverluste – sie bestehen zwar zum grösseren Teil aus Konvektionsverluste – entsprachen beim alten Etageofen der Nutzwärmeübertragung an die zu beheizenden Zimmer. Bei Zentralheizungen ist die Wärmeabgabe der Kesselhülle natürlich unerwünscht, denn die abgegebene Wärme geht im gut belüfteten Heizungskeller grösstenteils verloren. Die Rückgewinnung dieser Wärme über die Verbrennungsluftvorwärmung ist im normalen Leistungsbereich insofern fraglich, weil der Brenner sowieso nicht dauernd läuft und die Verbrennungsluftvorwärmung ohne gleichzeitige Verminderung der Brennerleistung o.ä. lediglich eine (noch) höhere Abgastemperatur ergibt.

Abgasverluste

Für die Verbrennung eines Kilogramms Heizöl werden rund 14 m³ Luft benötigt. Das Abgas hat am Kesselaustritt eine Temperatur von etwa 200 bis 300 °C. Je höher die Abgastemperatur, um so höher sind die Abgasverluste.

Eine minimale Abgastemperatur wird im Normalfall benötigt, damit sich das bei der Verbrennung gebildete Wasser nicht im Kamin niederschlägt, was zu einer Kaminversottung führen kann. Die Grösse der Abgasverluste sind aber auch vom Verbrennungsluftüberschuss abhängig: Die für die Verbrennung nicht benötigte Luft wird als Ballastluft aufgewärmt und vergrössert die Abgasverluste. Diese sind durch Temperaturmessungen und Bestimmen des Kohlensäuregehaltes im Abgas (als Mass für den Luftüberschuss) recht einfach nach der Siegertschen Formel berechenbar.

Der Feuerungstechnische Wirkungsgrad ist die Differenz zwischen den prozentualen Abgasverlusten und 100 Prozent. Mit modernen Brennern ist ein solcher von 90–95 Prozent ohne weiteres erreichbar; Verbrennungshilfen werden nicht benötigt. Höhere Wirkungsgrade sind im Normalfall, d.h. unter Berücksichtigung der Minimaltemperaturen zur Verhütung von Kaminschäden, kaum möglich.

Problematischer sind allerdings Brenner mit besonders kleinen Leistungen. Dort wird die minimale Temperatur für eine vollständige Verbrennung (etwa 800 °C) möglicherweise nicht innerhalb der gesamten Flamme erreicht. Bei un-