

Krzysztof Kosała, Leszek Majkut, Ryszard Olszewski

# Modelowanie izolacyjności akustycznej przegród Metodą Statystycznej Analizy Energii

JEL: L63 DOI: 10.24136/atest.2018.364  
Data zgłoszenia: 19.11.2018 Data akceptacji: 15.12.2018

W artykule przedstawiono oparty na Metodzie Statystycznej Analizy Energii model izolacyjności akustycznej pojedynczych przegród jednorodnych. Porównano wyznaczone charakterystyki częstotliwościowe izolacyjności akustycznej od dźwięków powietrznych przegród modelu obliczeniowego z wynikami badań doświadczalnych. Obliczenia przy wykorzystaniu modelu Metody Statystycznej Analizy Energii oraz badań laboratoryjnych przeprowadzono dla płyt wykonanych z pleksiglasu i akrylu.

**Słowa kluczowe:** izolacyjność akustyczna, modelowanie, Metoda Statystycznej Analizy Energii.

## Wstęp

Elementy oddzielające hałasujące urządzenia od osób pracujących w ich pobliżu, czy w szczególności kabiny operatorów maszyn zawierają rozwiązania przeciwhałasowe oparte między innymi na materiałach odpornych na przenikanie fali dźwiękowej. Niejednokrotnie materiały dźwiękoizolacyjne traktowane są jak podstawowy materiał konstrukcyjny ścianek warstwowych obudów dźwiękochłonno-izolacyjnych [1,2]. Materiały te mogą być stosowane także pojedynczo, czego przykładem są jednorodne przegrody dźwiękoizolacyjne. Wśród materiałów stosowanych w tego typu przegrodach wskazywane są materiały takie jak blachy stalowe i aluminiowe oraz płyty z tworzyw sztucznych czy też płyty szklane [1]. Z uwagi na cechę transparentności, płyty pleksiglasowe podobnie jak i płyty szklane są chętnie stosowane w rozwiązaniach konstrukcyjnych zabezpieczeń przeciwhałasowych celem zapewnienia między innymi obserwacji pracy elementów obudowanej maszyny czy też zapewnienia dostępu światła dziennego do osłanianych obiektów. Płyty z tworzyw sztucznych, w tym z pleksiglasu i akrylu mogą mieć zastosowanie przy konstrukcjach osłon zabezpieczających pole operacyjne procesu technologicznego [2]. Przykładami takich zastosowań są: ruchoma osłona przednia do hermetyzacji pola operacyjnego prasy mechanicznej mimośrodowej [2,3], a także osłona dźwiękoizolacyjna pola operacyjnego przy kruszarce mobilnej [4].

Elementarnym parametrem oceny materiałów dźwiękoizolacyjnych jest izolacyjność akustyczna od dźwięków powietrznych, która wyznaczana jest w warunkach laboratoryjnych lub terenowych. Izolacyjność akustyczna od dźwięków powietrznych może być także oszacowana przy zastosowaniu teoretycznych modeli obliczeniowych.

Zagadnienie modelowania elementów w zakresie izolacyjności akustycznej jest wciąż aktualnym tematem, który podejmowany przez wielu badaczy, m.in. w pracach [5,7-10].

Jako najbardziej znany i jednocześnie najprostszy model obliczeniowy izolacyjności akustycznej przegród pojedynczych jednorodnych należy wskazać prawo masy [11,12], które w szacowaniu izolacyjności akustycznej nie uwzględnia zjawiska koincydencji. Zjawisko współdrżania giętnego płyty wraz z przenoszoną falą dźwiękową jest uwzględniane w modelach Sharpa i Davy [12] (for-

mułowanych w określonym zakresie częstotliwości w oparciu o prawo masy).

Zjawisko przenoszenia dźwięku przez przegrody traktowane jest jak proces wibroakustyczny, w którym fala dźwiękowa jednocześnie przenika przez materiał i pobudza do drgań ustrój przegrody, który następnie wypromieniowuje falę dźwiękową do ośrodka. Takie podejście pozwala na zastosowanie modelu opartego na Statystycznej Analizie Energii do oszacowania izolacyjności akustycznej.

Weryfikację obliczeń izolacyjności akustycznej płyty pleksiglasowej i akrylowej przeprowadzono przy użyciu wymienionych modeli dokonano w odniesieniu do wyników uzyskanych z badań laboratoryjnych.

## 1. Badania laboratoryjne

Badania laboratoryjne izolacyjności akustycznej od dźwięków powietrznych wykonano w Zespole Komór Pogłosowych Sprzężonych w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki Akademii Górniczo – Hutniczej w Krakowie. Stanowią go dwie komory: nadawcza o objętości 178,77 m<sup>3</sup> i odbiorcza o objętości 176,9 m<sup>3</sup>, które połączone są otworem pomiarowym o wymiarach 1 × 2 m (rys.1). Wymiary okna pomiarowego wynikają z przystosowania laboratorium do badań przegród (próbki o wymiarach 1 × 2 m) stosowanych w wibroakustyce przemysłowej. Stąd, laboratorium spełnia większość wytycznych zawartych w normie [13], za wyjątkiem zmniejszonych wymiarów okna pomiarowego (wymagana powierzchnia to 10 m<sup>2</sup>).



**Rys. 1.** Widok komory odbiorczej laboratorium Zespołu Komór Pogłosowych Sprzężonych, przeznaczonego do badań izolacyjności akustycznej właściwej.

Tor pomiarowy składa się z dwóch mikrofonów Norsonic 1220, zestawu głośnikowego JBL 2 × 150 VA, wzmacniacza mocy Sound KRAK 200 VA oraz analizatora Norsonic 840, służącego jednocześnie jako generator szumu różowego, który był sygnałem akustycznym wykorzystywanym podczas pomiarów [13].

Metoda pomiarowa opisana w normie [14], oparta na formule (1), wykorzystuje różnicę poziomów ciśnień akustycznych między komorami nadawczą i odbiorczą przy założeniu, że pola akustyczne w obu komorach są idealnie rozproszone, a energia akustyczna przenoszona jest jedynie przez badaną przegrodę.

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \left( \frac{S}{A} \right) \text{ [dB]} \quad (1)$$

gdzie:

$L_1$  – uśredniony poziom ciśnienia akustycznego w komorze nadawczej [dB],

$L_2$  – uśredniony poziom ciśnienia akustycznego w komorze odbiorczej [dB],

$S$  – pole powierzchni badanej przegrody [ $\text{m}^2$ ],

$A$  – równoważne pole powierzchni pochłaniającej komory odbiorczej [ $\text{m}^2$ ].

Chłonność akustyczną wyznacza się z zależności (2), wzoru Sabine'a:

$$A = \frac{0,161 V}{T} \quad (2)$$

gdzie:

$V$  – objętość komory odbiorczej [ $\text{m}^3$ ],

$T$  – czas pogłosu komory odbiorczej [s].

Dla każdej z próbek wykonano po 40 pomiarów (po 20 pozycji mikrofonów dla dwóch pozycji źródła dźwięku), które posłużyły do wyznaczenia krzywej izolacyjności akustycznej właściwej. Wykonano również po 20 pomiarów czasu pogłosu w komorze odbiorczej (zgodnie z wytycznymi zawartymi w [17]).

## 2. Model izolacyjności akustycznej oparty na Statystycznej Analizie Energii

### 2.1 Metoda Statystycznej Analizy Energii

Metoda Statystycznej Analizy Energii pozwala na modelowanie zjawisk wibroakustycznych zachodzących w złożonych układach mechanicznych. Polega ona na podzieleniu układu na proste podukłady takie jak belki, płyty, powierzchnie akustyczne, objętości akustyczne, itp., a następnie opisanie wymiany energii pomiędzy nimi za pomocą równań bilansowych mocy [20,21] określonych przez równanie (3).

$$W_{ij} = E_i \omega \eta_{ij} \quad (3)$$

gdzie:

$W_{ij}$  – wyraża moc rozumianą jako zdolność do przenoszenia energii z  $i$  – tego do  $j$  – tego podukładu,

$E_i$  – energia w  $i$  – tym podukładzie,

$\omega$  – pulsacja,

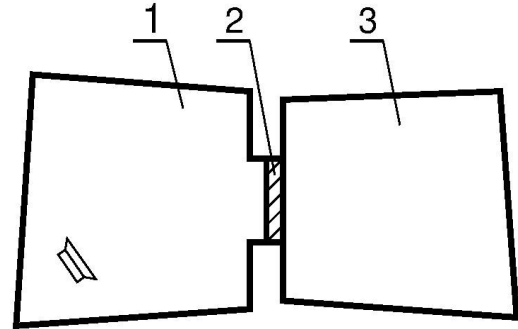
$\eta_{ij}$  – współczynnik przenoszenia energii z  $i$  – tego do  $j$  – tego podukładu.

W zależności od specyfiki analizowanego układu budowany jest schemat wzajemnych oddziaływań między wyodrębnionymi podu-

kładami, który następnie jest opisywany modelem matematycznym w postaci układ równań bilansowych mocy [20,21].

### 2.2 Model zespołu komór pogłosowych

Schemat zespół komór pogłosowych składający się z komór nadawczej 1, o objętości 178,77  $\text{m}^3$ , oraz odbiorczej 3 o objętości 176,9  $\text{m}^3$ , pokazano na rysunku 2. Komory te połączone są otworem pomiarowym o wymiarach 1 × 2 m, w którym umieszczana jest próbka badanego materiału 2. Powierzchnia otworu pomiarowego uwzględniona jest w modelu poprzez zdefiniowanie wymiarów modelowanego materiału.



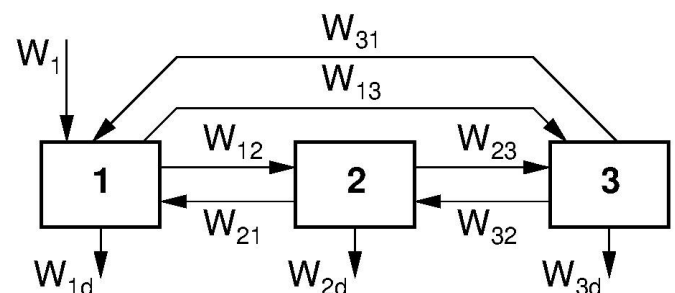
Rys. 2. Model zespołu komór pogłosowych

1 – komora nadawcza z źródłem dźwięku,

2 – próbka badanego materiału,

3 – komora odbiorcza.

Zespół komór z punktu widzenia Metody Statystycznej Analizy Energii stanowi łatwy obiekt do podzielenia na funkcjonalne podukłady, które wzajemnie oddziałują na siebie. Schemat ich wzajemnego oddziaływania z uwzględnieniem numeracji podukładów pokazano na rysunku 3.



Rys. 3. Schemat wzajemnego oddziaływania podukładów modelu zespołu komór pogłosowych

Układ równań bilansowych mocy modelowanego zespołu komór pogłosowych napisany w oparciu o schemat prezentowany na rysunku 3 określa wyrażenie (4).

$$\begin{aligned} W_1 + W_{21} + W_{31} &= W_{1d} + W_{12} + W_{13} \\ W_{12} + W_{32} &= W_{2d} + W_{21} + W_{23} \\ W_{13} + W_{23} &= W_{3d} + W_{31} + W_{32} \end{aligned} \quad (4)$$

Układ równań (4) po uwzględnieniu wyrażenia (3) przyjmuje postać określoną zależnością (5).

$$\begin{aligned}
 W_1 + E_2\omega\eta_{21} + E_3\omega\eta_{31} &= \\
 &= E_1\omega\eta_{1d} + E_1\omega\eta_{12} + E_1\omega\eta_{13} \\
 E_1\omega\eta_{12} + E_3\omega\eta_{32} &= \\
 &= E_2\omega\eta_{2d} + E_2\omega\eta_{21} + E_2\omega\eta_{23} \\
 E_1\omega\eta_{13} + E_2\omega\eta_{23} &= \\
 &= E_3\omega\eta_{3d} + E_3\omega\eta_{31} + E_3\omega\eta_{32}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

gdzie:

$\eta_{ij}$  – współczynnik przenoszenia energii, CLF  
 $\eta_{id}$  – współczynnik strat energii, DLF

Po wyłączeniu w układzie równań (5) po prawych stronach energii  $E_i$  i zsumowaniu pozostałych wyrazów otrzymuje się układ równań w postaci (6).

$$\begin{aligned}
 W_1 + E_2\omega\eta_{21} + E_3\omega\eta_{31} &= E_1\omega\eta_1 \\
 E_1\omega\eta_{12} + E_3\omega\eta_{32} &= E_2\omega\eta_2 \\
 E_1\omega\eta_{13} + E_2\omega\eta_{23} &= E_3\omega\eta_3
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

gdzie:

$\eta_i$  – całkowity współczynnik strat energii, TLF określony zależnością (7)

$$\eta_i = \eta_{id} + \sum_j \eta_{ij}
 \tag{7}$$

Prawa strona pierwszego równania układu równań (6) zawiera energię powracającą z podukładów, do których została przeniesiona z podukładu zawierającego źródło dźwięku. Moc z tym związana jest znacząco mniejsza niż moc źródła dźwięku. Podobną zależność można dostrzec w drugim równaniu. Pozwala to na uproszczenie układu równań (6) do postaci (8)

$$\begin{aligned}
 W_1 &= E_1\omega\eta_1 \\
 E_1\omega\eta_{12} &= E_2\omega\eta_2 \\
 E_1\omega\eta_{13} + E_2\omega\eta_{23} &= E_3\omega\eta_3
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

w której poszczególne współczynniki przeniesienia i strat energii określone następującymi zależnościami [21,22]:

$$\eta_{12} = \frac{\rho_0 c_0^2 S_2 f_{c2} \sigma_2}{8\pi V_1 m_{S2} f^3}
 \tag{9}$$

gdzie:

$\rho_0$  – gęstość powietrza,  
 $c_0$  – prędkość rozchodzenia się dźwięku w powietrzu,  
 $S_2$  – powierzchnia próbki modelowanego materiału,  
 $f_{c2}$  – częstotliwość krytyczna koincydencji,  
 $\sigma_2$  – efektywność promieniowania płyty materiału,  
 $V_1$  – objętość komory nadawczej,  
 $m_{S2}$  – masa przypadająca na jednostkę powierzchni materiału.

$$\eta_{13} = \frac{\pi f m_{S2}^2 f}{8V_1 \rho_0^2 c_0}
 \tag{10}$$

$$\eta_{23} = \frac{\rho_0 c_0 S_2 \sigma_2}{2\pi f m_{S2}}
 \tag{11}$$

$$\eta_1 = \eta_3 = \frac{2,2}{fT}
 \tag{12}$$

gdzie:

$T$  – odpowiednio czas pogłosu komory nadawczej lub odbiorczej

$$\eta_2 = \frac{1}{\sqrt{f}} + 0,015
 \tag{13}$$

Po uwzględnieniu zależności (9) – (13) układ równań wyrażony zależnością (8) nie stanowi problemu do rozwiązania.

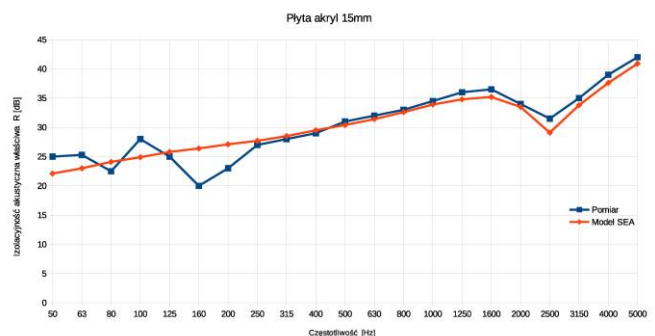
### 3. Wyniki obliczeń numerycznych

W oparciu o model oparty o Metodę Statystycznej Analizy Energii przeprowadzono obliczenia dla płyty akrylowej o grubości  $h=15\text{ mm}$  oraz płyty pleksiglasowej o grubości  $h=20\text{ mm}$ . Parametry materiałowe użyte w obliczeniach zawarto w tabeli 1.

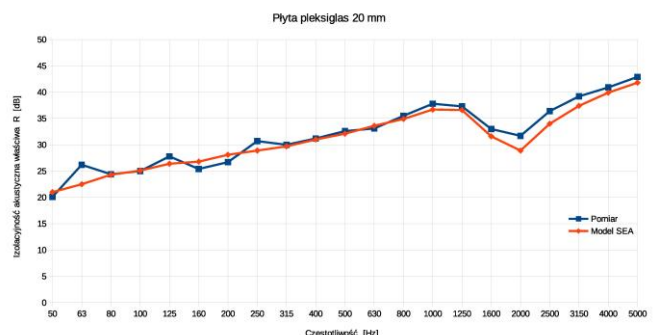
Tab. 1. Parametry materiałowe płyt użyte w obliczeniach

Parametr	Materiał		
	Powietrze	Akryl	Pleksiglas
Grubość $h$ , mm	---	15	20
Gęstość $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	1,19	1200	1150
Prędkość dźwięku $c$ , m/s	343	1650	1740
Moduł Younga $E$ , GPa	---	3,3	3,5
Współczynnik Poissona $\nu$	---	0,35	0,35
Współczynnik tłumienia $\eta$	---	0,02	0,02

Wyniki obliczeń dla modelu opartego na Metodzie Statystycznej Analizy Energii zamieszczono na rysunkach 4 i 5.



Rys. 4. Charakterystyka izolacyjności akustycznej płyty akrylowej



Rys.5. Charakterystyka izolacyjności akustycznej płyty z pleksiglasu

Charakterystyki izolacyjności akustycznej modelowanych płyt w pasmach 1/3 oktawy pokazane na rysunkach 4 i 5 zawierają przebiegi wyników pomiarów (kolor niebieski) oraz wyniki obliczeń dla modelu opartego na Metodzie Statystycznej Analizy Energii (kolor czerwony). Porównując je ze sobą można dostrzec bardzo

dobrze dopasowanie modelu w środkowym przedziale analizowanego zakresu częstotliwości. W zakresie tym płyta traktowana jest jak bryła sztywna, przez którą fala akustyczna przenika, co opisywane jest przez prawo masy. W zakresie częstotliwości krytycznej koincydencji i częstotliwości wyższych od niej, wyniki obliczeń nie odbiegają znacząco od wyników pomiarów. W tym zakresie decydujące znaczenie dla izolacyjności akustycznej płyty jednorodnej ma współczynnik tłumienia materiałowego.

## Podsumowanie

W pracy opisano model izolacyjności akustycznej płyt jednorodnych oparty na Metodzie Statystycznej Analizy Energii. W modelu tym rozpatrzono drogi propagacji energii pomiędzy podukładami akustycznie - mechanicznymi, którymi fala akustyczna może być przenoszona. w wyniku obliczeń z wykorzystaniem zbudowanego modelu uzyskano charakterystyki izolacyjności akustycznej płyty akrylowej o grubości  $h=15$  mm oraz płyty pleksiglasowej o grubości  $h=20$  mm. Rezultaty obliczeń porównano z wynikami pomiarów przeprowadzonych w zespole komór pogłosowych. Model oparty na Metodzie Statystycznej Analizy Energii daje dobre dopasowanie w zakresie częstotliwości środkowych i wyższych analizowanego zakresu. Dla częstotliwości niższych wynik obliczeń numerycznych odstaje od wartości mierzonych, co ma związek z nie uwzględnieniem w modelu wszystkich własności sprzężenia pomiędzy układem akustycznym a mechanicznym.

## Bibliografia:

- Engel Z., Sikora J. Obudowy dźwiękochłonna-izolacyjne. Kraków: AGH; 1997.
- Sikora J. Wytyczne dla projektantów zabezpieczeń wibroakustycznych dotyczące możliwości stosowania nowego zestawu dźwiękochłonna-izolacyjnych przegród warstwowych. Wydawnictwa AGH, Kraków, 2013.
- Kosała K., Sikora J. Possibilities of impact noise reduction in press. In: Proc. of 12th Noise Control, Poland, Kielce; 2001. p. 299–304.
- Kosała K., Zawieska W. M., Propozycje zabezpieczeń przeciwhałasowych w odkrywkowych kopalniach surowców skalnych. *Bezpieczeństwo Pracy, Nauka i Praktyka*, 6, 2013, 13-17.
- Kurra S. Comparison of the models predicting sound insulation values of multilayered building elements. *Applied Acoustics* 2012;73(6–7):575–589
- Majkut L., Zastosowanie radialnych bazowych do analizy pola akustycznego wewnątrz pojazdów. *Autobusy: Technika, eksploatacja, systemy transportowe* 2016 nr 12
- Brekke A. Calculation method for the transmission loss of single, double and triple partitions. *Applied Acoustics* 1981;14:225-240.
- Bajdała P., Metody obliczania izolacyjności akustycznej struktur wielowarstwowych. *Czasopismo Techniczne, Mechanika*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 5, 2011, 3-11.
- Arau H. A new contribution to the study of the sound transmission loss of single panels. In: *Fortschritte der Akustik FASE/DAGA'82* 1982. p. 267–270.
- Mansilla J., Masson F., Palma I. C. de, Pepino L., Bender L. Sound Insulation of Homogeneous Single Panels: a Comparison Between Real Construction Materials and Several

- Prediction Models. In: Proc. of 24th International Congress on Sound and Vibration, London; 2017. p. 1–8.
- Fahy F. *Foundations of Engineering Acoustics*. San Diego:Academic Press; 2003. ISBN 0-12-247665-4.
  - Bies D. A., Hansen C. H. (2009), *Engineering noise control, theory and practice*, 4th Ed., Spon Press, London and New York.
  - Wszolek T. Uncertainty of sound insulation measurement in Laboratory, *Archives of Acoustics*, Vol.32, No 4 (supplement) 2007, pp.271-278.
  - PN-EN ISO 10140-5 (2011) - Acoustics. Laboratory measurement of acoustic insulation of building elements. Part 5: Requirements for test facilities and equipment.
  - Sadowski J., *Akustyka architektoniczna*. Warszawa:Państwowe Wydawnictwo Naukowe;1976.
  - PN-EN ISO 10140-2 (2011) – Acoustics. Laboratory measurement of acoustic insulation of building elements. Part 2: Measurement of airborne sound insulation.
  - PN-EN ISO 354 (2005) - Acoustics -- Measurement of sound absorption in a reverberation room.
  - PN-EN ISO 717-1-08 (2013) - Acoustics. Assessment of acoustic insulation in buildings and acoustic insulation of building elements. Part 1: Airborne sound insulation.
  - PN-EN ISO 1793-2-05 (2013) - Road anti-noise devices. Method for determining acoustic properties. Part 2: Basic properties of insulation from airborne sounds in the conditions of scattered sound.
  - Craik J.M., *Sound Transmission Through Buildings: Using Statistical Energy Analysis: Using Statistical Energy Analysis*, Gower 1996.
  - Lyon R.H., DeJong R.G., *Theory and Application of Statistical Analysis Energy*, Elsevier Inc., 1994.

## Application of Statistical Energy Analysis Method for modelling sound insulation of baffles

The article presents the model of sound insulation of single homogeneous baffles based on the Statistical Method of Energy Analysis. The determined frequency characteristics of airborne sound insulation of the baffles obtained from the calculation model with the results of experimental tests were compared. Calculations using the Statistical Method of Energy Analysis and laboratory tests were performed for plates made of plexiglass and acrylic.

**Keywords:** sound insulation, modelling, Statistical Energy Analysis Method.

### Autorzy:

dr hab. inż. **Krzysztof Kosała** – AGH Akademia Górniczo – Hutnicza, kosala@agh.edu.pl

dr hab. inż. **Leszek Majkut** – AGH Akademia Górniczo – Hutnicza, Majkut@agh.edu.pl

dr inż. **Ryszard Olszewski** – AGH Akademia Górniczo – Hutnicza, olszewsk@agh.edu.pl

**Praca zrealizowana w ramach działalności statutowej nr 11.11.130.734.**