

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗВУКОПОГЛИНАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ШАРУВАТИХ ПЛАСТИН З ДОДАТКОВИМИ МАСАМИ

Запропоновано нову процедуру для отримання звукоізолювальних параметрів плит типу «сандвіч» з додатковими дискретними елементами – динамічними гасниками коливань. Основна перевага методу в тому, що він не базується на жорстких припущеннях про модель плити. Для розрахунків акустичних параметрів розглянуто еквівалентну сандвічу балку Тимошенка.

Вступ. Останнім часом широко застосовують конструкції зі шаруватих композитних матеріалів, зокрема, в машинобудуванні і, особливо, в авіакосмічній промисловості. Через легку вагу і високу міцність їх все частіше використовують у цивільному будівництві та дорожньому транспорті. Щоб змодельовати композитні шаруваті пластини, важливо мати ефективну загальну теорію для точного оцінювання впливу поперечних зсувних напружень на роботу пластини. Для досягнення вищих параметрів вібро- та звукопоглинання доцільно вживати приєднані до пластини динамічні гасники коливань.

Огляд попередніх досліджень. Проаналізовано [1, 2] різні способи розрахунку тришарових композитних пластин з наповнювачем. Один з можливих алгоритмів описано в працях [3–8], а в [9–12] – демпфувальні та звукозахисні властивості шаруватих пластин з додатковими елементами.

Основні співвідношення. Панель розглядали як пластину Тимошенка, а її параметри визначали, порівнюючи частоти сандвіча та балки Тимошенка [13] однакової товщини і погонної ваги. Балка Тимошенка – одна з можливих моделей шаруватої балки [12]. Рівняння динамічної рівноваги для неї отримують на основі кінематичних гіпотез

$$U(x, z, t) = z \gamma(x, t), \quad W(x, z, t) = w(x, t) \quad (1)$$

і мають вигляд

$$EI \frac{\partial^2 \gamma}{\partial x^2} - SG \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \gamma \right) + \rho I \frac{\partial^2 \gamma}{\partial t^2} = 0, \quad SG \left(\frac{\partial \gamma}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) - \rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = q. \quad (2)$$

Для визначення акустичних властивостей балки необхідно врахувати падаючу, відбиту та пропущену акустичні хвилі [8–12]. Нормальне напруження в рівнянні (2) $q = 2(p_i - p_t)$, де p_i , p_t – тиск падаючої та пропущеної хвиль.

Для усталених одночастотних коливань

$$p_i = A_i e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi - ikz \cos \varphi}, \quad p_t = A_t e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi - ikz \cos \varphi}, \\ \gamma = \gamma_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad w = w_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad q = q_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}. \quad (3)$$

Беручи до уваги граничну умову для тиску $\frac{\partial p_t}{\partial z} = \rho_a \omega^2 w$, отримаємо систему алгебричних рівнянь

$$(-EI k^2 - SG - \rho I \omega^2) \gamma_0 - SG i k w_0 = 0, \quad SG i k \gamma_0 + (-SG k^2 + \rho S \omega^2) w_0 = q_0, \quad (4)$$

$$q_0 = 2(A_i - A_t) - A_t i k \cos \varphi = \rho_a \omega^2 w_0, \quad (5)$$

де $k = \omega / C_v$, C_v – швидкість звуку. Розв'язуючи її, одержимо $A_t = F(\omega) A_i$. Коефіцієнт передачі потужності через перешкоду задаємо як $\tau = |A_t|^2 / |A_i|^2$, а коефіцієнт поглинання – в децибелах: $T_L = 10 \log |\tau^{-1}|$. Звідки $T_L = 10 \log |1/F(\omega)^2|$.

Числові приклади. Обчислювали для тришарової балки довжиною $L = 0,6$ м, товщиною наповнювача $H = 0,0254$ м, товщиною лицьових шарів $h = 0,003$ м. Модулі наповнювача $C_{xx} = C_{zz} = 180$ МПа, $G = 35$ МПа, $C_{xz} = 40$ МПа, густина $\rho = 240$ кг/м³; модулі жорстких лицьових шарів $C_{xx} = 43$ ГПа; $C_{xz} = 6$ ГПа; $G = 0,6$ ГПа, $\rho = 2000$ кг/м³.

Для трансформації сандвіча до балки Тимошенка однакових товщини та погонної ваги застосуємо критерій [3–8]

$$C = \min_{E_T, G_T} |f_S^i - f_T^i(E_T, G_T)|^2, \quad f_k - \frac{\Delta_k}{2} < f < f_k + \frac{\Delta_k}{2}. \quad (6)$$

Тут E_T, G_T – модуль Юнга та коефіцієнт зсуву еквівалентної балки Тимошенка, f_S^i – резонансні частоти сандвіча, а f_T^i – балки Тимошенка, що міняються у деяких інтервалах.

На рис. 1 наведені амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) цієї балки та еквівалентної їй балки Тимошенка [13]. Як бачимо, у широкому частотному діапазоні спостерігається майже повний збіг. Лише за вищих частот зафіксовано відхилення (рис. 1б).

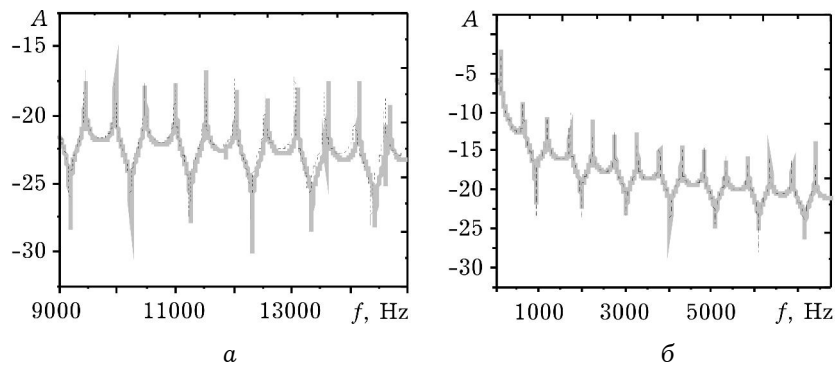


Рис. 1. АЧХ сандвіча (товста лінія) та еквівалентної йому балки Тимошенка (штрихова): а – у середньо частотному діапазоні; б – у високочастотному.

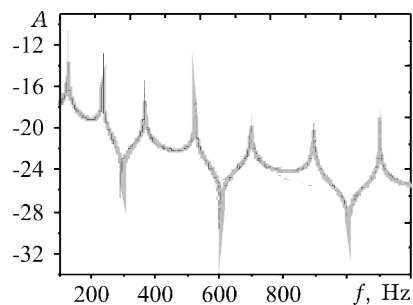
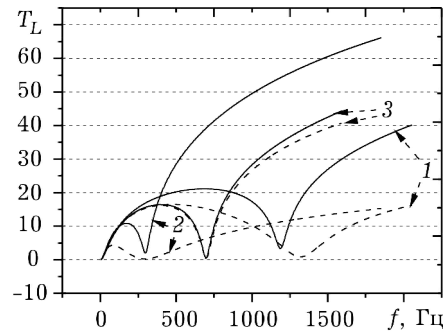


Рис. 2. АЧХ сандвіча з м'якими зовнішніми шарами та еквівалентної йому балки Тимошенка (сандвіч – товста лінія, суцільна – діапазон 1–3, штрихова – 3–5, штрих-пунктирна – 5–7 власна частота).

На рис. 2 подано АЧХ тришарової балки з м'якими зовнішніми шарами та еквівалентної їй балки Тимошенка. У цьому випадку не існує еквівалентної балки Тимошенка у широкому частотному діапазоні, а треба її знаходити для кожного діапазону окремо. Коефіцієнт звукових втрат визначено раніше [11, 12].

На рис. 3 подано коефіцієнти звукових втрат для однорідних та шаруватих пластин.

Рис. 3. Коефіцієнти звукових втрат для різних пластин: 1 – пластина з пінопласту; 2 – сандвіч; 3 – композитний матеріал (суцільні лінії – розрахунки за теорією балки Тимошенка без урахування інерції нормалі [12], штрихові – за рівняннями (4), (5)).



Можна зауважити значні відмінності для сандвіча і пінопласту, що пов'язано з дуже малою зсувною жорсткістю пінопласту ($G = 35$ МПа), який визначає і коефіцієнт зсуву сандвіча ([4–8]).

Панелі з приєднаними масами – динамічними гасниками коливань (ДГК). Для поліпшення звукопоглинання доцільно використовувати ДГК. Проаналізовано [14, 15] звукопоглинання за різних параметрів пластини і ДГК.

Рис. 4 і 5 ілюструють вплив ДГК на звукозахисні властивості панелі.

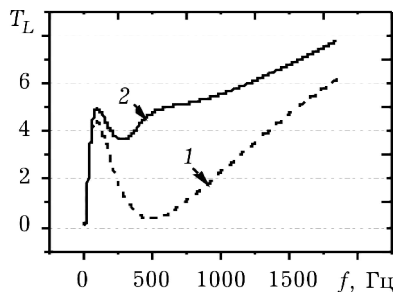


Рис. 4. Коефіцієнт звукових втрат для пластини без (1) і з ДГК, налаштованим на різке зменшення звукоізоляції (2).

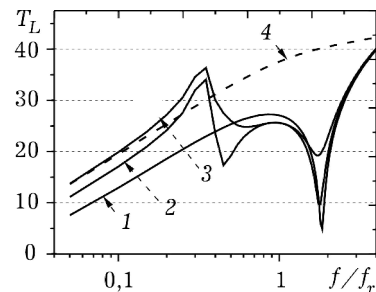


Рис. 5. Коефіцієнт звукових втрат за різної кількості ДГК: 1 – без ДГК; 2 – один ДГК; 3 – подвійний ДГК; 4 – коефіцієнт втрат за «правилом маси»

За деяких оптимальних параметрів ці ДГК доцільні, щоб підсилити звукоізоляцію за низьких частот, коли шаруваті пластини малоефективні. Частота f_r – це частота власних згинальних коливань нескінченної пластини [11, 12]. У цьому випадку (рис. 4) відсутнє різке зменшення звукоізоляції в околі резонансу f_r . З рис. 5 можна помітити, що ефективніші системи ДГК. Тоді відсутній провал звукоізоляції в околі власної частоти ДГК.

Висновки. Уточнені моделі вищого порядку використано для визначення коефіцієнтів звукових втрат тришарових панелей. Для цього застосовано метод еквівалентної балки Тимошенка. Для тришарової пластини типу «сандвіч» отримана еквівалентна у широкому частотному діапазоні балка Тимошенка. Показано можливість поліпшити звукоізоляцію у нижньому частотному діапазоні завдяки застосуванням ДГК та їх системи. Особливо ефективний ДГК, налаштований на частоту провалу звукозахисту за збігу резонансної частоти пластини з частотою звукової хвилі.

1. Heng Hu, Salim Belouettar, Michel Potier-Ferry, El Mostafa Daya. Review and assessment of various theories for modeling sandwich composites // Compos. Struct. – 2008. – **84**. – P. 282–292.
2. Carrera E. Historical review of zig-zag theories for multilayered plates and shells // Appl. Mech. Rev. – 2003. – **56**. – P. 287–308.

3. Diveyev B., Crocker M. J. Dynamic properties and damping prediction for laminated plates // Proc. Int. Conf. on Noise and Vibration Engineering (ISMA-2006), September 18–20, 2006 Katholieke Universiteit Leuven (Belgium). – 2006. – P. 1021–1028.
4. Diveyev B., Butiter I., Shcherbina N. Identifying the elastic moduli of composite plates by using high-order theories 1. Theoretical approach // Mech. Compos. Mater. – 2008. – **44**, № 1. – P. 25–36.
5. Diveyev B., Butiter I., Shcherbina N. Identifying the elastic moduli of composite plates by using high-order theories. 2. Theoretical-experimental approach // Ibid. – 2008. – **44**, № 2. – P. 139–144.
6. Diveyev B., Butyter I., Shcherbina N. Combined evolutionary non-deterministic methods for layered plates mechanical properties identification // Proc. 16th Int. Congress on Sound and Vibration (ICSV-16), July 5–9, 2009, Krakow, Poland. (electronic edition, 8 p.)
7. Дівеєв Б. М., Козут І. С., Бутитер І. Б., Черчик Г. Т. Ідентифікація модулів пружності шаруватих балок на основі уточнених моделей розрахунку та статичних експериментальних досліджень // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2012. – **48**, № 3. – С. 24–30.
8. Дівеєв Б., Бутитер І., Козут І., Щербина Н. Ідентифікація модулів упругості слоистых балок на основе уточненных моделей расчета и комбинированных экспериментальных исследований // Механика композит. материалов. – 2012. – **48**, № 6. – С. 1–14.
9. Conlon S. C., Hambric S. A. Damping and induced damping of a lightweight sandwich panel with simple and complex attachments // J. Sound Vib. – 2009. – **322**. – P. 901–925.
10. Thompson D. J. A continuous damped vibration absorber to reduce broad-band wave propagation in beams // Ibid. – 2008. – **311**. – P. 824–842.
11. Thamburaj P., Sun J. Q. Optimization of anisotropic sandwich beams for higher sound transmission loss // Ibid. – 2002. – **254**, № 1. – P. 23–36.
12. Renji K. Sound transmission loss of unbounded panels in bending vibration considering transverse shear deformation // Ibid. – 2005. – **283**. – P. 478–486.
13. Timoshenko S. P. On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section // Philosop. Magazine. – 1922. – **43**. – P. 125–131.
14. Diveyev B., Horbay O., Nykolysyn M., Smolskyu A., Vikovych I. Optimization of anisotropic sandwich beams for higher sound transmission loss // Proc. VII Int. Conf. MEMS. Sect. Design. – 2011. – P. 33–36.
15. Diveyev B., Horbay O., Pelekh R., Smolskyu A. Acoustical and vibration performance of layered beams with the dynamic vibration absorbers // Proc. ICSV19, Vilnius, Lithuania, 08–12, 2012 (electronic edition, 8 p.)

ОПТИМИЗАЦИЯ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ СВОЙСТВ СЛОИСТЫХ ПЛАСТИН С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ МАССАМИ

Предложена новая процедура для получения звукоизолирующих параметров плит типа «сэндвич» с дополнительными дискретными элементами динамических гасителей колебаний. Основное преимущество метода в том, что он не базируется на жестких предположениях о модели плиты. Для расчета акустических параметров рассмотрена эквивалентная сэндвичу балка Тимошенко.

SOUND ABSORBING PROPERTIES OPTIMIZATION OF LAYERED PLATES WITH THE ADDITIONAL MASSES

The present paper is an attempt at proposing a novel procedure to derive the sound isolation parameters for sandwich plates with the presence of an additional discrete elements as dynamic vibration absorbers. The main advantage of the present method is that it does not rely on strong assumptions about the model of the plate. For acoustic calculations Timoshenko beam equivalent to sandwich is under discussion.

¹Ін-т прикл. проблем механіки і математики
ім. Я. С. Підстригача НАН України, Львів

²Нац. ун-т «Львівська політехніка», Львів