

Б.М. Дівеєв, І.В. Коник, Р.Я. Пелех, Я.М. Пелех

РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ШУМОПОГЛИНАЮЧИХ ШАРУВАТИХ ПЛАСТИН З ДОДАТКОВИМИ МАСАМИ

В статті запропоновано нову процедуру для отримання звукоізолюючих параметрів плит типу «сэндвіч» з додатковими дискретними елементами типу динамічних гасників коливань (ДГК). Основна перевага даного методу в тому, що він не базується на жорстких припущеннях щодо моделі плити. Для акустичних розрахунків розглядається еквівалентна сэндвічу балка Тимошенка.

Ключові слова: звукоізолюючі параметри, моделі плити, динамічні гасники коливань, балка Тимошенка.
Форм. 8. Рис. 9. Літ. 12.

Б.М. Дивеев, И.В. Коник, Р.Я. Пелех, Я.М. Пелех

РАСЧЕТ И ОПТИМИЗАЦИЯ ШУМОПОГЛОЩАЮЩИХ СЛОИСТЫХ ПЛАСТИН С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ МАССАМИ

В статье предложена новая процедура для получения звукоизолирующих параметров плит типа «сэндвич» с дополнительными дискретными элементами типа динамических гасителей колебаний (ДГК). Основное преимущество данного метода в том, что он не базируется на жестких предположениях относительно модели плиты. Для акустических расчетов рассматривается эквивалентная сэндвичу балка Тимошенко.

Ключевые слова: звукоизолирующие параметры, модели плиты, динамические гасители колебаний, балка Тимошенко.

B. Diveev, I. Grasshopper, R. Pelech, J. Pelech

CALCULATION AND OPTIMIZATION NOISE CANCELING LAYERED PLATES WITH ADDITIONAL WEIGHTS

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 (DVA). 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.

Keywords: sound isolation parameters, plate mode, dynamic vibration absorbers, discrete-continue models, Timoshenko beam.

Вступ. Останнім часом широке застосування знайшли конструкції з шаруватих композитних матеріалів які є одними з найбільш вживаними в сучасному машинобудуванні і, особливо, в транспорті, в авіакосмічній промисловості. Враховуючи їх легку вагу і високу міцність вони все більш і більш знаходять також застосування в цивільному будівництві, дорожньому транспорті і машинобудуванні. Щоб моделювати композитні шаруваті пластини, важливо мати ефективну загальну теорію щоб точно оцінити ефекти поперечних зсувних напружень на роботу пластини. Для досягнення вищих параметрів вібро- та шумопоглинання доцільно застосовувати приєднані до пластини ДГК.

Огляд попередніх досліджень. В [1,2] наведені огляди різних способів розрахунку тришарових композитних пластин з наповнювачем. Один з можливих алгоритмів розглянутий в роботах [3-6]. В працях [7-11] розглянуто демпфуючі та звукозахисні властивостей шаруватих пластин з додатковими елементами.

Основні співвідношення. Панель розглядалася як пластинка Тимошенка і її параметри визначалися на основі порівняння частот сэндвічу та балки Тимошенка ([12]) ідентичної товщини і погонної ваги. Кінематичні гіпотези для балки Тимошенка мають вигляд:

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

Рівняння динамічної рівноваги згину балки Тимошенка мають наступний вигляд

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

Де нормальне навантаження буде ([10])

$$q = 2(p_i - p_t) \tag{3}$$

Для усталених коливань

$$p_i = A_i e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi - ikz \cos \varphi}, \quad p_t = A_t e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi - ikz \cos \varphi}, \\ \gamma = \gamma_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad w = w_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi}, \quad q = q_0 e^{i\omega t} e^{ikx \sin \varphi} \tag{4}$$

Беручи до уваги граничну умову для тиску [10] $\frac{\partial p_t}{\partial z} = \rho_a \omega^2 w$ отримуємо систему

алгебраїчних рівнянь

$$\left(-Eik^2 - SG - \rho I \omega^2\right) \gamma_0 - SGikw_0 = 0, \quad SGik\gamma_0 + \left(-SGk^2 + \rho S \omega^2\right) w_0 = q_0 \quad (5)$$

$$q_0 = 2(A_i - A_t) - A_t k \cos \phi = \rho_a \omega^2 w_0$$

де $k = \omega / C_v$, C_v - швидкість звуку. Розв'язуючи систему рівнянь, отримуємо

$$A_t = F(\omega) A_i \quad (6)$$

Коефіцієнт передачі потужності через перешкоду задається так $\tau = \frac{|A_t|}{|A_i|}$ а коефіцієнт

поглинання в децибелах $T_L = 10 \log |\tau^{-1}|$. Звідки

$$T_L = 10 \log \left| \frac{1}{F(\omega)^2} \right| \quad (7)$$

Числові приклади. Розглянемо тришарову балку. Її параметри: довжина $L = 0.6$ м, товщина наповнювача $H = 0.0254$ м, товщини лицевих 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 лицевих шарів - $C_{xx} = 43$ ГПа; $C_{xz} = 6$ ГПа; $G = 0.6$ ГПа, $\rho = 2000$ кг/м³).

Для трансляції тришарової балки до однорідної балки Тимошенка тієї ж товщини і погонної ваги використовуємо наступний критерій [3-6]:

$$C = \min_{E_T, G_T} \left| f_S^i - f_T^i(E_T, G_T) \right| \text{ в діапазоні частот } f_k - \frac{\Delta k}{2} < f < f_k + \frac{\Delta k}{2} \quad (8)$$

Тут E_T, G_T - модуль Юнга і модуль зсуву балки Тимошенка. Вони змінюються у деяких інтервалах.

На рис. 1а наведений результат зведення сандвіча до балки Тимошенка (карта відхилення (8)). На рис. 1б,в. наведені амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) цієї балки та еквівалентної їй балки Тимошенка.

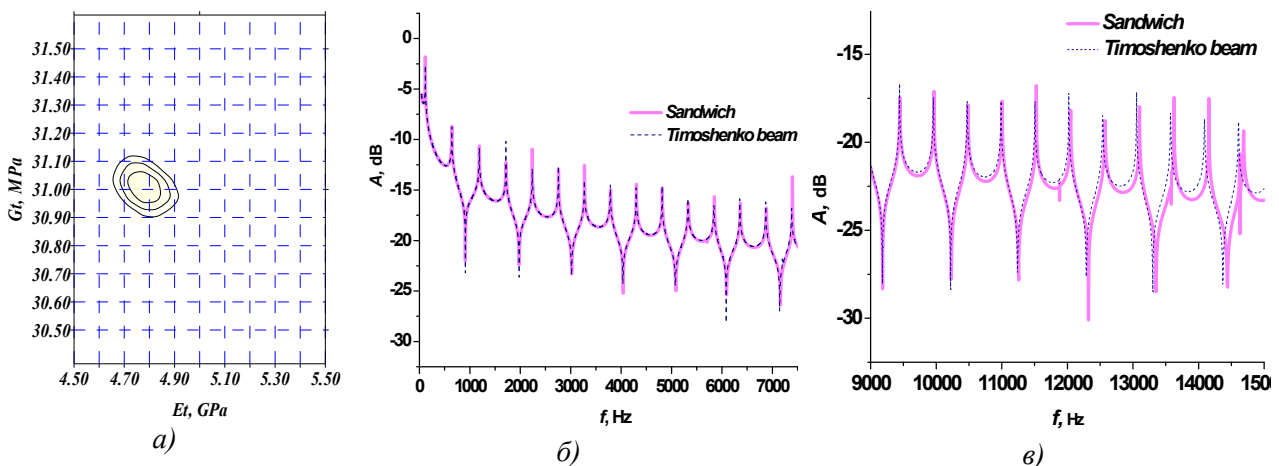


Рис. 1. Результати трансляції сандвіча до балки Тимошенка: (а) еквівалентні модулі E_t, G_t балки; (б) АЧХ для сандвічу та еквівалентної балки Тимошенка; (в) ЧХ у вищому частотному діапазоні

Як бачимо, у широкому частотному діапазоні спостерігається майже повне співпадіння АЧХ. Лише при вищих частотах спостерігаються відхилення (рис. 1в). На рис. 2 наведені карти еквівалентних модулів для тришарової балки з м'якими зовнішніми шарами.

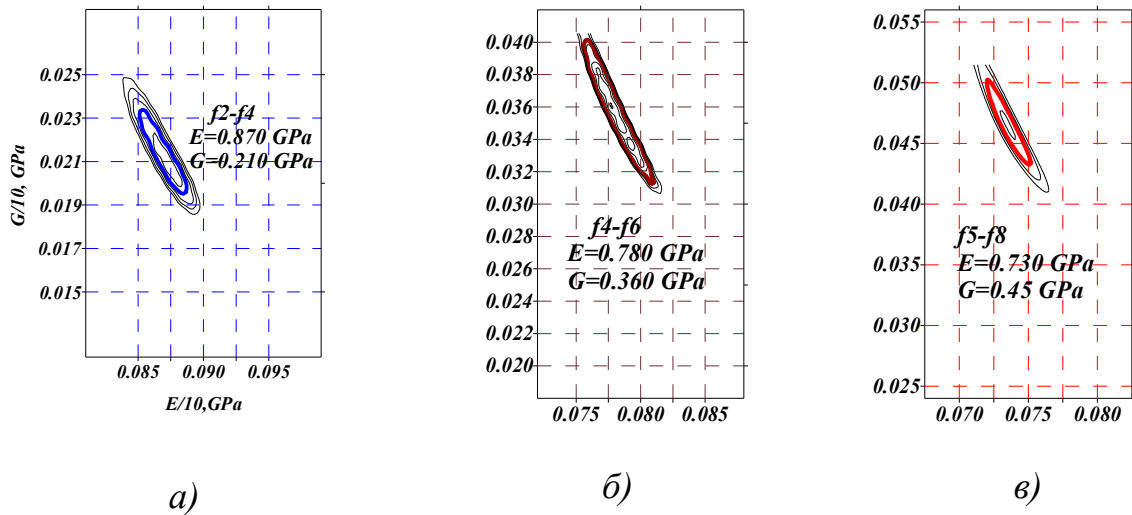


Рис. 2. Результати трансляції сандвіча до балки Тимошенка, еквівалентні модулі E_t, G_t балки: а) $f_2 < f < f_4$; б) $f_4 < f < f_6$; в) $f_5 < f < f_8$

На рис. 3 наведені АЧХ тришарової балки з м'якими зовнішніми шарами та еквівалентної їй балки Тимошенка

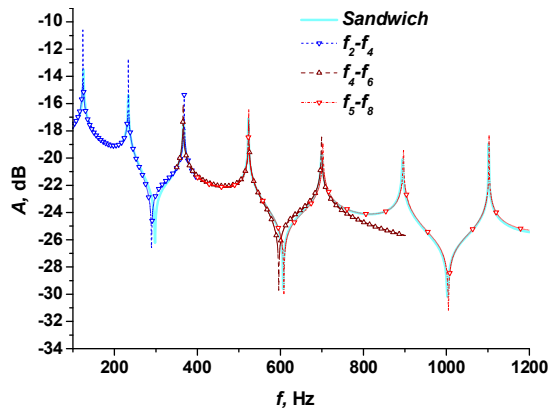


Рис. 3. АЧХ для сандвічу з м'якими лицевими шарами та еквівалентної балки Тимошенка

Можна помітити, що в цьому випадку потрібно знаходити еквівалентну балку Тимошенка у кожному частотному діапазоні. Деталі визначення коефіцієнту звукових втрат можна знайти в [7-11]. На рис. 4. показано коефіцієнт звукових втрат для різних значеннях модуля Юнга E та модуля зсуву G еквівалентної балки Тимошенка.

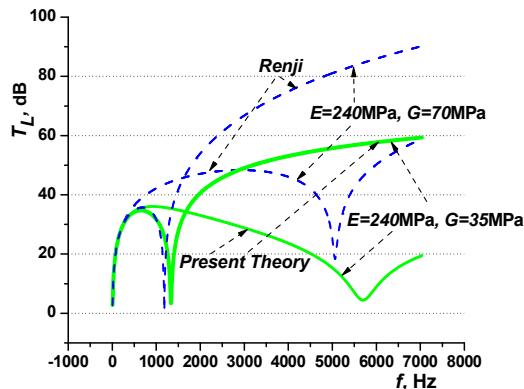


Рис. 4. Коефіцієнт звукових втрат для різних значеннях модуля Юнга E та зсуву G

Тут розглядалася балка Тимошенка з врахуванням інерції нормалі (Present Theory), так і при нехтуванні інерцією (Repi) згідно роботи [10]. Можна побачити значні відхилення у вищому частотному діапазоні.

На рис. 5. показано коефіцієнт звукових втрат для різної товщини пластини.

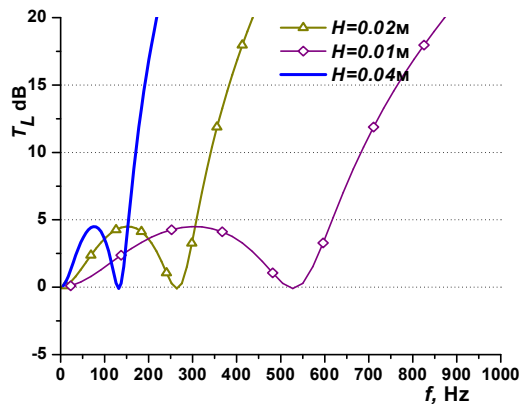


Рис. 5. Коефіцієнт звукових втрат для різних товщин пластини

На рис. 6. показано звукові втрати для різного типу пластин: пластини з пінопласту (Foam), сандвічу (Sandwich) з пінопластиковим ядром та графіто-епоксидними лицевими шарами, графіто-епоксидної пластини (Graphite/epoxy).

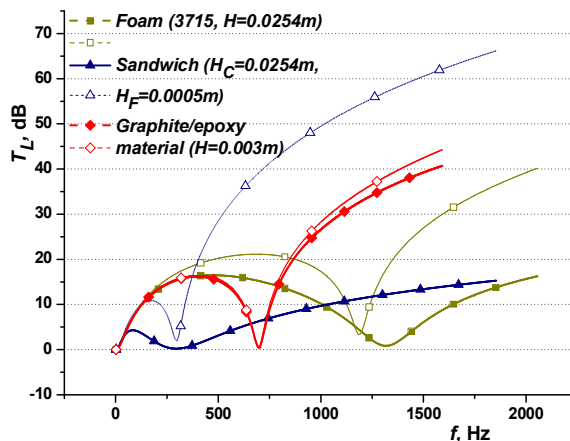


Рис. 6. Звукові втрати для різного типу пластин

Тут H_C – товщина ядра, H_F – товщини лицевих шарів, H – товщина однорідної балки. Підрахунки зроблено з урахуванням інерції нормалі балки Тимошенка.

ДГК для шумозахисних панелей. На рис. 7 наведена схема панелі з ДГК.

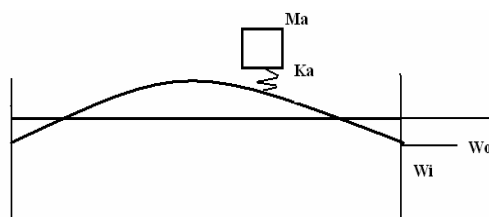


Рис. 7. Панель з ДГК

При деяких оптимальних параметрах застосування такого ДГК доцільне для підсилення звукоізоляції при низьких частотах, на яких шаруваті пластини малоефективні. На рис. 8,9 показано вплив ДГК на звукозахисні властивості панелі. При деяких оптимальних параметрах

застосування такого ДГК доцільне для підсилення звукоізоляції при низьких частотах, на яких шаруваті пластини малоефективні.

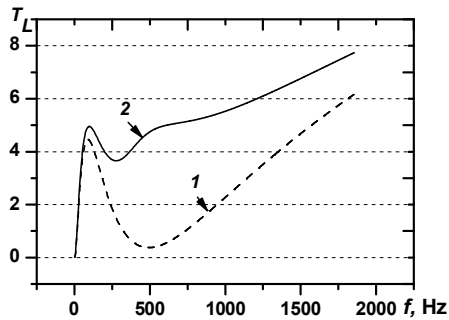


Рис. 8. Коефіцієнт звукових втрат для пластини без ДГК – (1) та з ДГК налаштованим на провал звукоізоляції – (2)

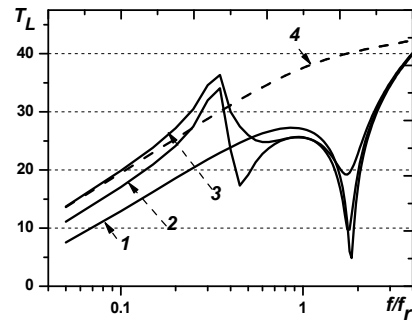


Рис. 9. Коефіцієнт звукових втрат при різній кількості ДГК (1 – без ДГК; 2 – один ДГК; 3 – подвійний ДГК), (4) – коефіцієнт втрат за «правилом маси»

Частота f_r – це частота власних згинальних коливань нескінченної пластини ([10]). В цьому випадку (рис. 8) відсутній провал звукоізоляції в околі резонансу f_r . З рис. 9 можна помітити, що більш ефективним є використання системи ДГК. В цьому випадку відсутній провал звукоізоляції в околі власної частоти ДГК.

Висновок. Розглянуті питання уточненого моделювання динаміки шаруватих структур. Уточнені моделі використано для визначення коефіцієнтів звукових втрат тришарових панелей. Для цього застосовано метод еквівалентної балки Тимошенка. На коефіцієнт втрат значно впливає врахування інерції нормалі балки. Наведені коефіцієнти втрат для балок різної товщини і з різного матеріалу, а також для сандвічу. Показана можливість покращення звукоізоляції у нижньому частотному діапазоні за рахунок застосування ДГК та системи ДГК.

1. Heng Hu, Salim Belouettar, Michel Potier-Ferry, El Mostafa Daya. Review and assessment of various theories for modeling sandwich composites // Composite Structures. – 2008. – Vol. 84. – P. 282–292.
2. Carrera E. Historical review of zig-zag theories for multilayered plates and shells // Appl. Mech. Rev. – 2003. – Vol. 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., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 1. Theoretical approach // Mechanics of Composite Materials. – Vol.44, No.1. – 2008. – P. 25-36.
5. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 2. Theoretical-experimental approach // Mechanics of Composite Materials. – Vol.44, No.2. – 2008. – P. 139-144.
6. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. Combined evolutionary non-deterministic methods for layered plates mechanical properties identification. // Proceeding of 16th International Congress on Sound and Vibration (ICSV-16), July 5–9, 2009, Krakow, Poland. – Paper 785.
7. S.C. Conlon, S.A. Hambric. Damping and induced damping of a lightweight sandwich panel with simple and complex attachments, Journal of Sound and Vibration 322 (2009) 901-925
8. D.J. Thompson. A continuous damped vibration absorber to reduce broad-band wave propagation in beams, Journal of Sound and Vibration. 311 (2008) 824-842
9. P. Thamburaj and j. Q. Sun. Optimization of anisotropic sandwich beams for higher sound transmission loss. Journal of Sound and Vibration, (2002) 254(1), 23-36.
10. K. Renji. Sound transmission loss of unbounded panels in bending vibration considering transverse shear deformation, Journal of Sound and Vibration. 283 (2005) 478-486
11. M. Melnyk, B. Diveyev Malcolm J. Crocker. Vibration damping and sound transmission of sandwich beams with micro and macro inclusions (в друці).
12. Timoshenko S.P. (1922) On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section. Philosophical Magazine 43: 125-131.

Стаття надійшла до редакції 27.04.2013.