УДК 539.3

Б. ДІВЄЄВ, А. СМОЛЬСЬКИЙ

Національний університет “Львівська політехніка”,

ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ БАГАТОШАРОВИХ СТРУКТУР

© Дівеєв Б., Смольський А., 2008

Запропонована методика для визначення пружних і демпфуючих властивостей композитних шаруватих пластин з використанням виміряних динамічних характеристик. Модулі пружності і демпфуючі властивості шаруватого пластинчастого елементу визначаються на підставі експериментальних даних і результатів багаторівневого теоретичного підходу. Наведені приклади розв’язання конкретних задач.

The study aims to predict elastic and damping properties of composite laminated plates from the measured dynamical characteristics. Elastic constants of laminates and damping properties have been determined by using an identification procedure based on experiment design and multi-level theoretical approach. Examples of solutions of concrete problems are given.

Вступ. Конструкції з шаруватих матеріалів є одними з найвикористовуваніших в сучасному машинобудуванні і, особливо, в авіакосмічній промисловості. Враховуючи їх легку вагу і високу міцність. вони все більше набувають також застосування в цивільному будівництві, дорожньому транспорті і машинобудуванні. Швидке зростання промислового використання цих конструкцій вимагало розвитку нових аналітичних і числових засобів, застосовних для аналізу і дослідження їх механічної поведінки. Визначення жорсткісних параметрів для композиційних матеріалів, зокрема волокнистих композитів, набагато складніше ніж для ізотропних матеріалів, оскільки композити анізотропні і неоднорідні. До того ж для ідентифікації фізичних параметрів, що безпосередньо характеризують структурну поведінку, запропоновано багато різних підходів. Останніми роками розпочалися дослідження з розробки нової методики для ідентифікації матеріалу, так званої змішаної чисельно-експериментальної методики [1–4].

Постановка проблеми. Метою дослідження є прогнозування пружних і демпфуючих властивостей композитних шаруватих пластин враховуючи виміряні динамічні характеристики. Пружні константи шаруватих матеріалів і їх демпфуючі властивості визначені з використанням процедури ідентифікації, заснованої на експериментальному вивченні і багаторівневому теоретичному підході. У цій роботі запропоновано нову адаптивну процедуру для отримання жорсткісних параметрів, враховуючи експерименти для вимушених коливань тришарових пластин. Поданий метод моделювання шаруватих композитних пластин не ґрунтується на суворих припущеннях щодо моделі пластини.

Числові оцінки, одержані для коливань ізотропних, ортотропних і композитних шаруватих пластин, використовувалися під час визначення відповідного поля переміщення для практичного аналізу коливань шаруватої композитної пластини. Чисельний метод ґрнтується на напіваналітичному підході з аналітичною апроксимацією, застосованої в подовжньому і в поперечному напрямах. Була виконана ідентифікація пружних властивостей шаруватих пластин на підставі зміряних власних частот.

Огляд літератури. Ефективність змішаного числово-експериментального методу ідентифікації може бути поліпшена заміною процесу мінімізації з одним кроком мінімізацією з двоступеневим підходом [5, 6]. У цьому підході, який зменшує загальну кількість кроків для досягнення збіжності, не зменшуючи точність результатів оптимізації, пропонуються два способи,

щоб покращити збіжність: пружні параметри розділені в два набори і оцінені на двох незалежних кроках оптимізації, або вони оцінені наближено на першому короткому кроці і потім уточнені на другому кроці за обмеженіших умов.

Після 1950-го опубліковано багато робіт про вібрацію структур типу сандвіч [7–13]. Всі обговорені моделі засновані на таких припущеннях: a) в'язкопружний внутрішній шар зазнає тільки деформації зсуву, і, отже, його просторовою енергією нехтують; b) лицьові сторони є пружними і ізотропними, і їх внеском в енергію зсуву нехтують, і з) у плоских перетинах лицьових сторони залишаються плоскими і нормальними до деформованих середніх ліній лицьових сторін. Проте, при вищих частотах результати, обчислені за допомогою цих моделей, не збігаються строго з вимірюваннями.

Постановка задачі. Щоб моделювати композитні шаруваті пластини, важливо мати ефективну загальну теорію, щоб точно оцінити ефекти поперечних зсувних напружень на роботу пластини. Давно відомо, що вищого порядку теорії шаруватих пластин можуть забезпечити ефективний інструмент передбачення поведінки деформації композитних тонких пластин, підданих згинним навантаженням. Відомо, що теорії вищого порядку, які враховують поперечні зсуви і поперечні напруження, забезпечують розумний компроміс між точністю і простотою, хоча вони звичайно пов'язані з граничними умовами вищого рангу, які важко інтерпретувати в практичних технічних додатках.

Прості теорії шаруватих структур найчастіше непридатні до визначення тривимірних напружень. Отже, аналіз шаруватої структури може вимагати використання пошарово незалежної теорії або тривимірної теорії пружності. Точні тривимірні рішення [14–23] показали фундаментальне значення, яке мають умовами неперервності для зсувів і поперечних компонентів напружень в з'єднаннях між двома суміжними шарами для точного аналізу багатошарових складних товстих пластин. Далі, ці пружні рішення демонстрували, що поперечні нормальні напруження відіграють значну роль у цих дослідженнях. Проте, точні рішення, засновані на тривимірній теорії пружності часто недостатньо доступні.

Детальніше розглянемо дискретизацію шаруватого тонкостінного елемента Ω. Параметри $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_{N_R}$ являють геометричну форму, число і товщину шарів, механічні властивості матеріалів шарів Ω. Їхня кількість обмежена. Для композитних матеріалів часто необхідно визначити механічні властивості залежно від їх структури. У такому разі деякі з параметрів $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_{N_R}$ будуть одержані з великого числа первинних параметрів $\eta_1, \eta_2, ..., \eta_{N_P}$, які характеризують механічні властивості волокон, структуру матеріалу і деякі особливості процесу полімеризації. Повинно бути відмічено, що D безпосередньо не залежить від всієї сукупності параметрів $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_{N_R}$, але тільки від їх певних комбінацій. Фактично можливо розглянути тільки оптимізацію по залежних параметрах $n_1, n_2, ..., n_{N_C}$. Якщо ми розглядаємо відповідно множини:

$$\eta_i \in I, \quad \lambda_i \in D, \quad \nu_i \in O,$$

тоді існуватиме сур'єктивне відображення

$$I \xrightarrow[\Omega_A]{} D \xrightarrow[\Omega_B]{} O.$$

Фактичне обчислення і, отже, оптимізація виконується в множині O, набагато вужчій, ніж D, і також I. Розрахункові схеми (РС), що використовують гіпотези для всього пакета шаруватих елементів особливо демонструватимуть це звуження. Схема конденсації моделювання елемента сандвіча показана на рис. 1.

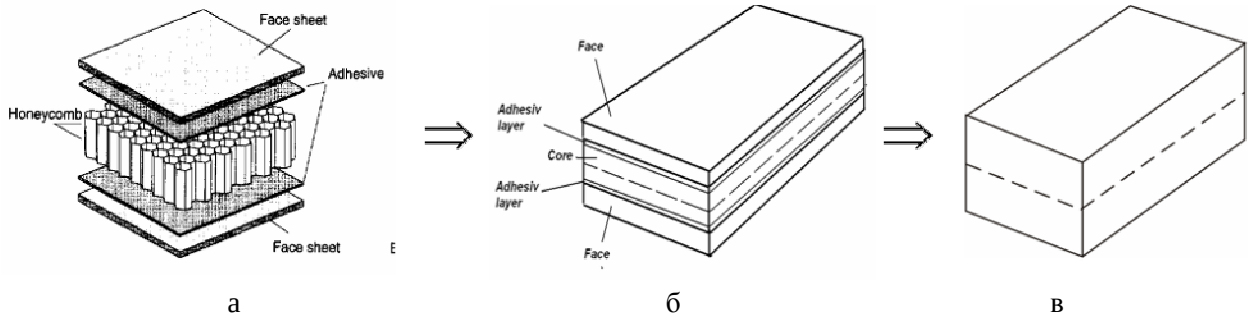


Рис. 1. Гетерогенна 3-D модель (а); гетерогенна 2-D модель (б); гомогенна 2-D модель (в)

Різноманітність РС і їх взаємодія з методами випробування і експериментальними умовами моделювання показана на рис. 2 [27, 28].

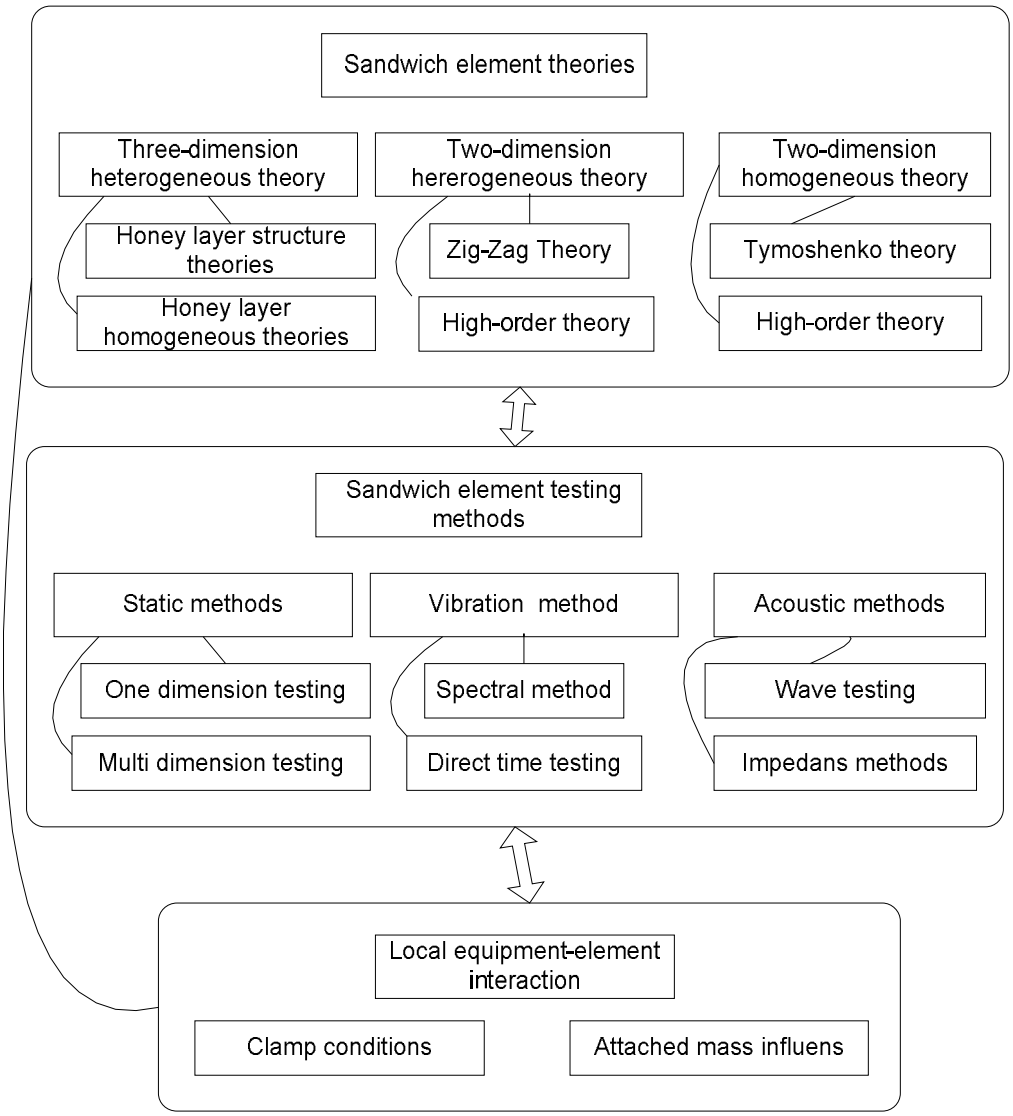


Рис. 2 . Схема взаємодії РС

Деякі аспекти моделювання шаруватих пластин. Тільки в небагатьох випадках деформацій шаруватих пластин точні рішення можуть бути одержані. Ці точні рішення існують у разі циліндрового вигину складних тонких пластинок.

Циліндричний згин шаруватих пластин при моментному навантаженні.

Рівняння для напружень

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z}=0, \qquad \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x}+\frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z}=0. \tag{1}$$

Співвідношення, що виражають закон Гука, щодо компонентів напружень мають вигляд

$$\sigma_{xx}=C_{xx}\varepsilon_{xx}+C_{xz}\varepsilon_{zz}, \quad \sigma_{zz}=C_{zx}\varepsilon_{xx}+C_{zz}\varepsilon_{zz}, \quad \tau_{xz}=G\gamma_{xz}. \tag{2}$$

Для чистого згину напружено-деформований стан однорідний

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z}=-\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x}=0 \quad and \quad \tau_{xz}=0, \tag{3}$$

$$\frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z}=-\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x}=0 \quad and \quad \sigma_{zz}=0. \tag{4}$$

Якщо напруження не дорівнюють нулю, таке припущення повинно бути зроблено

$$\sigma_{xx}=S(z). \tag{5}$$

З рівнянь (1)–(5) одержані вирази для переміщень

$$u=xz, \; w=-0.5(\alpha z^2+x^2), \qquad \sigma_{xx}=z(C_{xx}-\alpha C_{xz}), \tag{6}$$

де $\alpha=C_{xz}/C_{zz}$.

Для згинного моменту отримуємо

$$M=\int_{-H_p}^{H_p} z^2(C_{xx}-\alpha C_{xz})dz. \tag{7}$$

де H_p – половина товщини тонкої пластинки.

Для неоднорідного матеріалу $C_{xx}(z), \alpha(z), C_{xz}(z)$ всі можуть бути функціями z. Порівняно з однорідною балкою Тимошенка тієї самої товщини, з умовою $\frac{d\gamma}{dx}=1$, рівняння для згинної жорсткості однорідної еквівалентної балки має вигляд

$$E_T I=M\left(\frac{d\gamma}{dx}\right)^{-1}=\int_{-H_p}^{H_p} z^2(C_{xx}-\alpha C_{xz})dz. \tag{8}$$

Циліндричний згин шаруватих пластин, навантажених силою. У цьому випадку первинні припущення

$$\sigma_{xx}=xS(z), \qquad \tau_{xz}=T(z). \tag{9}$$

Із закону Гука одержані такі вирази:

$$\varepsilon_{xx}=\frac{\partial u}{\partial x}=xS^*, \; \varepsilon_{zz}=\frac{\partial w}{\partial z}=-\alpha_1 xS^*, \qquad S^*=\frac{S(z)}{1-\alpha_1\alpha_2}, \quad \alpha_1=\frac{C_{xz}(z)}{C_{xx}(z)}, \quad \alpha_2=\frac{C_{xz}(z)}{C_{zz}(z)}. \tag{10}$$

Потім, інтегруючи в (10) для зсувів, одержуємо

$$u = \frac{x^2}{2} S^* + j(z), \quad w = -x\int_0^z a_1 S^* dz + y(x). \tag{11}$$

Підставляючи (11) в (1) одержуємо (для симетричної шаруватої пластини, але те саме може бути зроблено для довільної шаруватої пластини)

$$u = \frac{c_1 x^2 z}{2C_{xx}} + c_1\int_0^z\left(\int_0^z \frac{\alpha_2 z}{C_{xx}} dz + \frac{\tau_{xz}}{G}\right)dz - c_2 z, \quad w = -\frac{c_1 x^3}{6C_{xx}} - c_1 x\int_0^z \frac{\alpha_2 z}{C_{xx}} dz + c_2 x, \tag{12}$$

де для тангенціального напруження t_{xz} і константи c_2 маємо

$$\tau_{xz} = -c_1\int_z^H (1-\alpha_1\alpha_2) z dz, \quad c_2 = \frac{c_1}{H_p}\int_0^{H_p} dz\left(\int_0^z \frac{\alpha_2 z}{C_{xx}} dz + \frac{\tau_{xz}}{G}\right)dz. \tag{13}$$

У вищезазначених рівняннях c_1 – довільне постійне число. Якщо ми прирівнюємо тангенціальну силу до одиниці, то з (12) і (13) можна одержати

$$Q = \int_{-H_p}^{H_p} \tau_{xz} dz = 1 \Rightarrow c_1 = \left(\int_{-H_p}^{H_p}\left(\int_z^{H_p} (1-\alpha_1\alpha_2) z dz\right)dz\right)^{-1}. \tag{14}$$

Отже, порівняно з однорідною балкою Тимошенка того самого поперечного перетину, можемо написати рівняння для поперечної жорсткості однорідної еквівалентної балки

$$\frac{1}{2H_p G_T} = -c_1\int_0^z \frac{\alpha_2 z}{C_{xx}} dz + c_2 = -c_1\int_0^z \frac{\alpha_2 z}{C_{xx}} dz + \frac{c_1}{H_p}\int_0^{H_p} dz\left(\int_0^z \frac{\alpha_2 z}{C_{xx}} dz + \frac{\tau_{xz}}{G}\right)dz. \tag{15}$$

Тут величину τ_{xz} дано (13); G_T і E_T – позначають модулі балки Тимошенка. Може бути помічено, що за (12) одержуємо ту саму жорсткість вигину як і в (8).

Асимптотичний підхід високого порядку. Різні кінематичні моделі були розвинені в [7–23], що розглядають комбінації переміщень в плані і поперечні зсуви в математичному підшарі для дослідження явища розповсюдження хвиль так само як для коливань в шаруватих складних пластинах. Числові оцінки, одержані для розповсюдження хвилі і коливань в ізотропних, ортотропних і композитних шаруватих пластин використовувалися, щоб визначити поле переміщень для стислого аналізу розповсюдження коливань в шаруватій складній пластині. У цій роботі ми прагнемо розвинути просту числову техніку, яка може давати дуже точні результати в порівнянно з доступним аналітичним рішенням і також підказувати про рівень теорії вищого порядку, що необхідно для точного і ефективного аналізу.

Запропонований в цій роботі чисельний метод є напіваналітичним підходом з аналітичним, застосованим в подовжньому напрямі і пошаровими апроксимаціями переміщень у поперечному напрямку.

Розглянемо тепер такі кінематичні передумови для симетричних тришарових пластин (див. рис. 3):

$$U_e - \begin{cases} u = \sum_{i,k} u_{ik}{}^e z^i \sin k\pi x / L, & 0 < z < H, \\ w = \sum_{i,k} w_{ik}{}^e z^i \cos k\pi x / L, & 0 < x < L, \end{cases} \tag{16}$$

$$U_d - \begin{cases} u = \sum_{i,k} u_{ik}{}^d z^i \sin k\pi x / L, & \\ w = \sum_{i,k} w_{ik}{}^d z^i \cos k\pi x / L & \end{cases} \begin{matrix} H < z < H_p, \\ 0 < x < L. \end{matrix} \quad (17)$$

Підставляючи (2), (5), (6) або (9)–(11) в варіаційне рівняння

$$\int_{t_1}^{t_2}\int_V (\sigma_{xx}\delta\varepsilon_{xx} + \sigma_{zz}\delta\varepsilon_{zz} + \tau_{xz}\delta\varepsilon_{xz} - \rho\frac{\partial u}{\partial t}\delta\frac{\partial u}{\partial t} - \rho\frac{\partial w}{\partial t}\delta\frac{\partial w}{\partial t})dVdt = 0, \quad (18)$$

і також постулювавши одночастотну вібрацію, одержуємо набір лінійних алгебраїчних рівнянь

$$[A]U = \begin{bmatrix} A_1 & A_d \\ A_d^T & A_2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} U_e \\ U_d \end{bmatrix} = 0. \quad (19)$$

Для більшого числа шарів це можна написати у формі

$$U_d^n - \begin{cases} u = \sum_{i,k} u_{ik}{}^n z_n{}^i x^{(2k-1)}, & \\ w = \sum_{i,k} w_{ik}{}^n z_n{}^i x^{(2k-2)}, & \end{cases} \begin{matrix} H_p^{(n)} < z < H_p^{(n+1)}, \\ 0 < x < L, \\ n = 1, ..., N. \end{matrix} \quad (20a)$$

Або для поздовжніх гармонійних апроксимацій у формі

$$U_d^n - \begin{cases} u = \sum_{i,k} u_{ik}{}^n z_n{}^i \sin\left(\pi jx \big/ 2L\right) & \\ w = \sum_{i,k} w_{ik}{}^n z_n{}^i \cos\left(\pi(j-1)x \big/ 2L\right), & \end{cases} \begin{matrix} H_p^{(n)} < z < H_p^{(n+1)}, \\ 0 < x < L, \\ n = 1, ..., N. \end{matrix} \quad (20b)$$

Коефіцієнти матриці можна знайти подвійною інтеграцією по товщині і по довжині балки. Наприклад, коефіцієнти діагональної матриці для апроксимацій (20a) матимуть вигляд

$$a_{ijkl}^d = \int_0^L \int_{H_1}^{H_2} \Gamma_{ij}(u_{ij})\Gamma_{kl}(u_{kl})dzdx,$$

де величини $\Gamma_{ij}(u_{ij}) = \sum_{i=0,N}\sum_{j=0,M}\gamma_{ij}z^i x^j$ – степеневі функції. Ці функції можуть бути знайдені з (18)–(20) аналітично і тут не наведені. $H_p^{(n+1)} - H_p^{(n)} = H_n$, $H_p^{(1)} = H$; H; и H_n – половина товщини ядра і зовнішнього n-го шару, відповідно. Відмітимо, що для $N = 1$ і $N = 2$ маємо симетричні три- і п'ятишарову пластину, відповідно. Матрицю $[A]$ можна подати так:

$$[A] = \begin{bmatrix} A_1 & A_{1d}^1 & A_{2d}^1 & \mathbf{K} & A_{N-1,d}^1 & A_{Nd}^1 \\ A_{1d}^{1,T} & A_2 & A_{1d}^2 & \mathbf{K} & A_{N-2,d}^2 & A_{N-1,d}^2 \\ A_{2d}^{1,T} & A_{1d}^{2,T} & A_3 & \mathbf{K} & & \\ & & & \mathbf{L} & & \\ & \mathbf{K} & & & A_{N-1} & A_{1d}^{N-1} \\ & \mathbf{K} & & & A_{1d}^{N-1,T} & A_n \end{bmatrix}. \quad (21)$$

У (21) індекс визначає трансляцію. Відповідне частотне рівняння повинно бути записано, як в [26].

Тришарова симетрична балка (сандвіч) Розглянемо тришарову симетричну балку (рис. 3). Її механічні властивості: серцевина матеріалу (стільниковий полімер заповненої структури): модуль стиснення – 1.076 GPa; й модуль розтягування 3.96 GPa; трансверсальний модуль – 1.020 GPa; модуль зсуву – 0.638 GPa. Лицьовий матеріал (волокнистий композит): модуль розтягування-26 GPa; трансверсальний модуль – 6 GPa; модуль зсуву – E 0.6 GPa

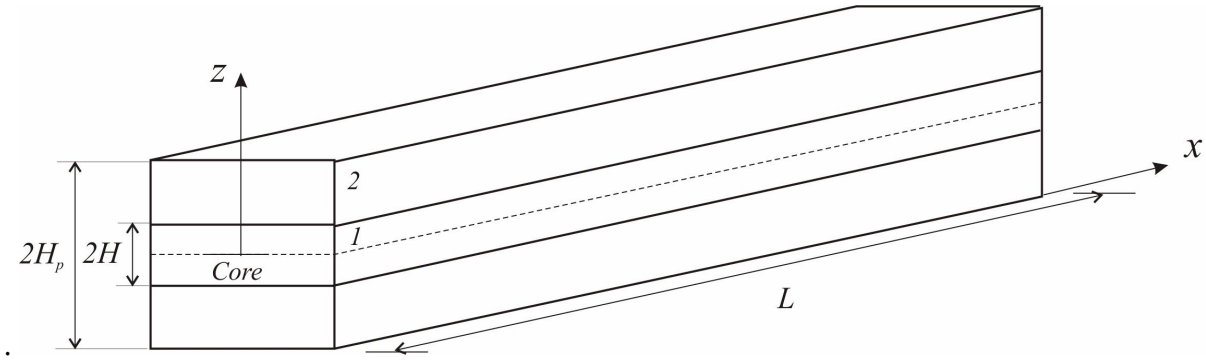
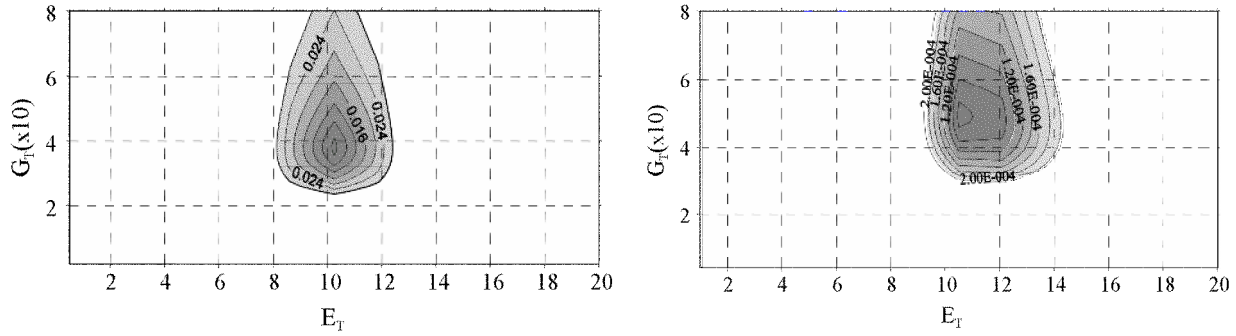


Рис. 3. Балка-сандвіч з в'язкопружним внутрішнім шаром (ядром)

На рис. 4 зображені величини пружних констант еквівалентної балки Тімошенка.

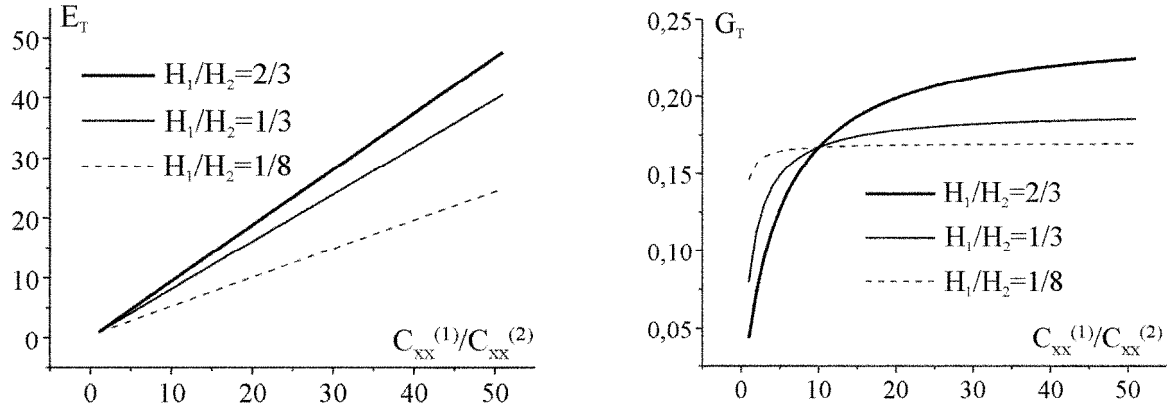


а б

Рис. 4. Аналітичний підхід (а); асимптотична апроксимація (б)

Для пружної ідентифікації модулів була застосована процедура порівняння пружної енергії двох балок: однієї з них – неоднорідної, і другої – однорідної. Два методи були застосовані: аналітичний (1)–(15) і апроксимаційний (16)–(21). Рис. 4 демонструє теоретично знайдені модулі пружності для аналога балки Тимошенка вищезазначеного зразка балки (відповідність мінімальній відмінності енергій). Маленька різниця у величинах зумовлена різними пружними компонентами енергії, взятими до уваги в обох випадках. У апроксимаційному методі взятий до уваги поперечний компонент енергії (див. [12–14]). Для симетричної структури з ідентичними лицьовими шарами за допомогою (8), (15), може бути знайдена еквівалентна жорсткість балки Тимошенка.

На рис. 5 зображені коефіцієнти E_T и G_T для різного відношення пружних модулів $C_{xx}^{(1)}/C_{xx}^{(2)}$ ($C_{xx}^{(1)}$ и $C_{xx}^{(2)}$ – модулі Юнга для внутрішнього и для зовнішнього шару, віповідно). На рис. 5 можна зауважити, що жорсткість на зсув під час збільшення жорсткості лицьових шарів збільшується дуже мало.



а б

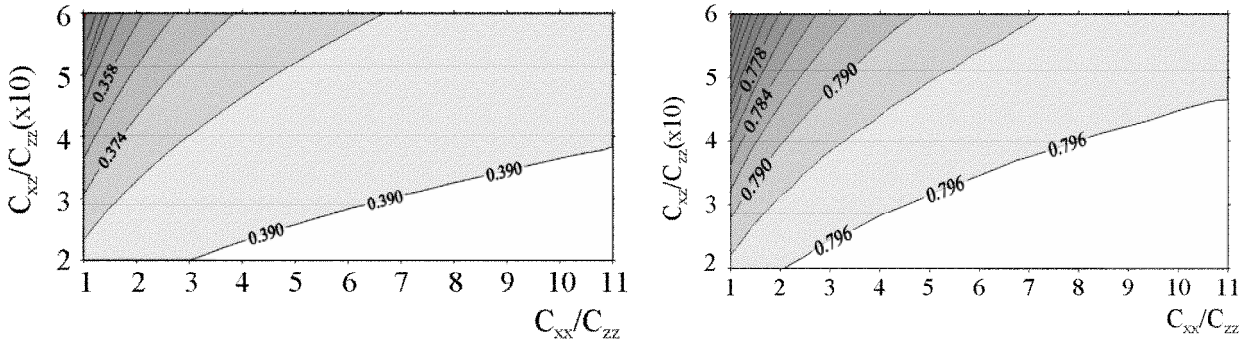
Рис. 5. *Еквівалентна згинна (a) і зсувна (b) жорсткості сандвіча при* $G_1 / C_{xx}^{(1)} = G_2 / C_{xx}^{(2)} = 0.2$

Демпфування. Чинники втрат у шаруватих балках (пластини в циліндровому вигині) знайдені відповідно до аналітичних рішень (1)–(15) і порівнянням енергії деформацій

$$: \eta_\Sigma = \frac{1}{\eta_1} \frac{\frac{L^3}{3} \sum_{i=1}^{N} \int_{H_p^{(i)}}^{H_p^{(i+1)}} \eta_i \sigma_{xx}^{(i)} \varepsilon_{xx}^{(i)} dz + L \sum_{i=1}^{N} \int_{H_p^{(i)}}^{H_p^{(i+1)}} \eta_i \frac{\tau_{xz}^{(i)2}}{G_i} dz}{\frac{L^3}{3} \sum_{i=1}^{N} \int_{H_p^{(i)}}^{H_p^{(i+1)}} \sigma_{xx}^{(i)} \varepsilon_{xx}^{(i)} dz + L \sum_{i=1}^{N} \int_{H_p^{(i)}}^{H_p^{(i+1)}} \frac{\tau_{xz}^{(i)2}}{G_i} dz}, \tag{22}$$

де – фактор втрат і-*го* шару.

На рис. 6 фактори втрат (див. (22)), подано для балок з різними механічними властивостями анізотропії і різної половини згинної довжини хвилі l_w [26]. Для прикладу, на рис. 6 показано фактор втрат для балки (сандвіча) с такими геометричними і механічними параметрами: $H_2 = 0.05 H_1$, $C_{xx}^{(1)} / C_{xx}^{(2)} = G_1 / G_2 = C_{xz}^{(1)} / C_{xz}^{(2)} = C_{zz}^{(1)} / C_{zz}^{(2)} = 0.1$. Параметри модулів анізотропії C_{xx}, C_{xz}, C_{zz} – змінні.



а б

Рис. 6. *Втрати в симетричній тришаровій балці зі змінними анізотропними властивостями для всіх шарів: (a)* $l_w / H_p = 1/30$ *and (b)* $l_w / H_p = 1/3$

Висновки. Розроблені теоретичні моделі для динаміки і демпфування шаруватої структури. Динамічна поведінка балки визначається у разі врахування невеликої кількості параметрів. Потім, використовуючи цю модель для шаруватої балки, розглянуто не тільки демпфування пов'язане зі зсувними напруженнями у в'язкопружному, але також і демпфування зумовлене нормальною і згинною деформацією шарів. Це важливо для визначення середньо- і високочастотного аналізу демпфуючих властивостей шаруватої структури. Головна перевага цього методу полягає в тому, що він не покладається на фіксовані припущення про модель пластини. Ключова особливість – те, що деякі моделі можна застосовувати в різних умовах вібрації пластини відповідним аналітичним або апроксимаційним методом.

1.Mota Soares C.M., Moreira de Freitas M., Arauajo A.L. Identification of material properties of composite plate specimens // Composite Structures. – 1993. – Vol. 25. – P. 277–285. 2. Araujo A. L., Mota Soares C.M., Moreira de Freitas M. J., Pedersen P., Herskovits J. Combined numerical-experimental model for the identification of mechanical properties of laminated structures // Composite Structures. – 2000. – Vol. 50. – P. 363–372 3. Rikards R., Chate A. Optimal design of sandwich and laminated composite plates based on planning of experiments // International Journal of Solids and Structure. – 1995. – Vol. 10, No. 1. – P. 46–53. 4. Rikards R., Chate A., Gailis A. Identification of elastic properties of laminates based on experimental design // Structural Optimization. – 2001. – Vol. 38. – P. 5097–5115. 5. Matter Marco, Gmur Thomas, Gugnoni Joel, Schorderet Alain. Improved modal characterization of the constitutive parameters in multilayered plates // Composites Science and Technology. – 2006. 6. Chen M. Kam T.Y. Elastic constants identification of symmetric angle-ply laminates via a two-level optimization approach // Composites Science and Technology. – 2006. 7. Ross D., Ungar E.E., Kerwin E.M. Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminate // ASME, Structural Damping. – 1959. – P. 49–88. 8. Di Taranto R.A. Theory of vibratory bending for elastic and viscoelastic layered finite length beams // Transactions of the ASME: Journal of Applied Mechanics. – 1965. – Vol. 32. –P. 881–886. 9. Di Taranto R.A., Blasingame W. Composite Damping of Vibrating Sandwich Beams // Journal of Engineering for Industry. – 1967. – Vol. 89. – P. 633–638. 10. Mead D. J., Markus S. The forced vibration of a three-layer, damped sandwich beam with arbitrary boundary conditions // Journal of Sound and Vibration. – 1969. – Vol. 10, No. 2. – P. 163–175.11. Mead D. J., Markus S. Loss Factors and Resonant Frequencies of Encastre Damped Sandwich Beams // Journal of Sound and Vibration. – 1970. – Vol. 12, No. 1. – P. 99–112. 12. Pagano N. J. Exact solutions for composite laminates in cylindrical bending // Journal of Composite Materials. – 1969. – Vol. 3. – P. 398–411. 13. Srinivas S, Joga Rao C. V, Rao A. K. Flexural vibration of rectangular plates // Journal of Applied Mechanics. – 1970. – Vol. 23. – P. 430–436. 14. Шереметьев М.П., Пелех Б.Л. К построению уточненной теории пластин. // Инж. журн. 1964. – Т. 4, вып. 3. – С. 504–510. 15. Пелех Б.Л., Дивеев Б.М. Некоторые динамические задачи для вязкоупругих анизотропных оболочек и пластин. 1. Обобщенные динамические уравнения теории слоистых оболочек с учетом граничных условий на поверхностях // Механика композитных материалов. – 1980. – № 2. – С. 277–280. 16. Пелех Б.Л., Дивеев Б.М. Некоторые динамические задачи для вязкоупругих анизотропных оболочек и пластин. 2. Импеданс вязкоупругих анизотропных оболочек и пластин // Механика композитных материалов. – 1980. – № 3. – С. 546–548. 17. Дівеєв Б.М. Один спосіб розрахунку шаруватих структур. – Львів, 1991. – 53 с. (Препр. АН УРСР. н-т прикл. проблем мех. і матем., N 16-90). 18. Дівеєв Б.М., Николишин М.М. Уточнені розрахункові схеми для напружено-деформованого стану конструктивних з'єднань шаруватих елементів // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 1998. – 41, № 4. – С. 130–134. 19. Lo K.H., Christensen R.M., Wu E. M. A High-Order Theory of Plate Deformation. Part 2: Laminated Plates // Journal of Applied Mechanics. – Vol. 44, Trans. ASME, Series E. – P. 669–676. 20. Karczmaryk S. An Analytical model of flexural vibration and the bending of plane viscoelastic composite structures. – Politechnica Warszawska, Prace Naukowe, Mechanika, z. 172, Warshava, 1999. – 159 p. 21. Springolo Mario, Gerard Van Erp, Khennane Amar. Design and analysis of a composite beam for infrastructure applications – Part I: Preliminary investigation in

bending // Int. J. of Materials and Product Technology. – 2006. – Vol. 25, No. 4. – P. 297–312. 22.Shao Hui Zhang, Hua Ling Chen, Xiao Peng Wang Numerical parametric investigation of loss factor of laminated composites with interleaved viscoelastic layers // Int. J. of Vehicle Noise and Vibration. – 2006. – Vol. 2, No. 1. – P. 62–74. 23. Kyriazoglou C., Guild F. J. Finite element prediction of damping of composite GFRP and CFRP laminates – a hybrid formulation – vibration damping experiments and Raleigh damping // Composites Science and Technology. – 2006. –Vol. 66. – P. 487–498. 24. Rao M. K., Desai Y. M. Analytical solutions for vibrations of laminated and sandwich plates using mixed theory // Composite Structures. – 2004. – Vol. 63. – P. 361–373 25. Oden I. T., Reddy I. N. Variational Methods in Theoretical Mechanics. – Springer Verlag. 1976. – 302 p. 26. Crocker M. J. Encyclopedia of Acoustics. – Vol. II, John Wiley & Sons, Inc., 1997. 27. Diveyev B., Stotsko Z., V. Topilnyckyj V. Dynamic properties identification for laminated plates // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – 2007. – Vol. 20, ISSUES 1-2. – P. 237–230. 28. Diveyev B., Crocker M. J. Dynamic Properties and Damping Prediction for Laminated Plates // Proceeding of International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA-2006), September 18–20, 2006 Katholieke Universiteit Leuven, Belgium. – 2006. – P. 1021–1028.

УДК 621.3.08

В.С. ЛОВЕЙКІН, Ю.В. ЧОВНЮК, М.Г. ДІКТЕРУК

Київський національний університет будівництва і архітектури

ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА ЗАСОБІВ МІКРОРОБОТОТЕХНІКИ ТА НАНОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ ВИРОБНИЦТВА: АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ КРОКОВИХ ДВИГУНІВ

© Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., 2008

Розглянуто можливі способи вдосконалення та уточнення інженерних методів розрахунку автоматизованих електроприводів засобів мікроробототехніки та нанотехнологічних ліній виробництва, а саме – крокових двигунів.

The possible ways of improvement and refinement of the engineering methods of calculation of the automatic electric motor drive of the microrobotic technique hardware and of the nanotechnology lines of manufacture are discussed. One may research the stepping motor drives as well.

Постановка проблеми. Аналіз останніх досліджень. Відомо [1], що кроковий двигун (КД) – електричний двигун, який перетворює цифровий електричний вхідний сигнал у механічний рух. Порівнянно з іншими приладами, які можуть виконувати ті самі чи подібні функції , система управління, яка використовується у КД, має такі істотні переваги: 1) у неї немає зворотного зв'язку, який зазвичай необхідний для управління положенням або частотою обертання; 2) не нагромаджується помилка положення; 3) КД сумісний з цифровими пристроями.

Нині для управління КД як електронні перемикачі застосовують транзистори, а сигнали на перемикання генеруються цифровими інтегральними схемами або мікропроцесором.

Різні типи і класи КД широко використовуються у периферійних пристроях ПЕОМ та подібних системах, й, на думку авторів цієї роботи, мають перспективу широкого застосування у засобах мікроробототехніки та нанотехнологічних лініях сучасного виробництва (високих технологіях).