

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗМЕНШЕННЯ АМПЛІТУДВИПАДКОВИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

О.Л. Деркач

Чернігівський національний технологічний університет, Україна

Нестационарні випадкові кінематичні збудження є характерними для транспортних конструкцій, які рухаються по поверхні з нерівностями, для споруд при землетрусах, конструкцій, що знаходяться у полі інтенсивних звукових навантажень, тощо [1]. Основними проблемами при проектуванні і експлуатації таких конструкцій є зменшення максимальних динамічних напружень і рівня вібрації, підвищення надійності, комфортності і безпеки. Одним з найбільш ефективних способів забезпечення цих вимог є використання сучасних матеріалів зі спеціальними властивостями, так званих smart-матеріалів, зокрема п'єзоелектриків, які за останні десятиліття інтенсивно вивчаються і застосовуються як у найбільших за масштабами конструкціях авіаційної промисловості, так і у одних із найменших – біонічних пристроях. З огляду на зростаючий інтерес до п'єзоелектричних матеріалів і їх застосування для активних методів гасіння коливань різноманітних типів конструкцій, актуальною стає тема розробки ефективних методів розрахунку дисипативних електров'язкопружних елементів конструкцій, на які діють випадкові нестационарні навантаження.

Транспортний засіб, який рухається з певною швидкістю по поверхні з нерівностями, піддається дії випадкових кінематичних навантажень. Нерівності поверхні будемо імітувати за допомогою дискретного білого шуму з нормальним розподіленням. Для розрахунків достатньо однієї реалізації випадкового процесу.

Випадкові сигнали, що розглядаються, можна проаналізувати використовуючи спектральні методи теорії випадкових процесів [2]. Для цього знайдемо кореляційні матриці дискретного білого шуму [2, с. 150] на першій і другій опорі. Односторонню спектральну щільність потужності випадкового дискретного сигналу $S_f(\omega)$ знаходимо за допомогою алгоритму швидкого перетворення Фур'є (FFT) [3]:

$$S_{f_{1,2}}(j) = \frac{1}{2 \cdot T} \sum_{j=1}^N |FFT[\mathbf{R}_{1,2}(j)]/N|^2, \quad j = 1, 2, \dots, N, \quad (1)$$

де T – інтервал часу на якому розглядається процес, N – кількість точок дискретизації; $\mathbf{R}(j)$ – кореляційна матриця випадкового дис-

кретного сигналу. Для дискретного білого шуму кореляційна матриця знаходиться наступним чином [2, с. 150]:

$$\mathbf{R}_{1,2}(j) = \{\mathbf{x}_{1,2}(j)\} \cdot \mathbf{I}$$

де \mathbf{I} – одинична матриця, $\{\mathbf{x}_{1,2}(j)\}$ – реалізації випадкового процесу на опорах конструкції транспортного засобу.

У відповідності з методикою розрахунку в'язкопружних систем, запропонованою у [4; 5] рівняння динаміки, одержані за допомогою принципу Гамільтона-Остроградського, запишемо у просторі перетворень Фур'є. Ця методика дозволяє коректно ввести комплексні пружні п'єзо- та діелектричні сталі без додаткових перетворень експериментальних даних при коливаннях, відмінних від гармонічних.

Рівняння відносно зображень переміщень u_ω і потенціалу φ_ω в частотному просторі мають вигляд [6]:

$$(i\omega)^2 \mathbf{M} \mathbf{u}_\omega + \tilde{\mathbf{K}}_{uu} \mathbf{u}_\omega + \tilde{\mathbf{K}}_{u\varphi}^{\text{sen}} \varphi_\omega^{\text{sen}} + \tilde{\mathbf{K}}_{u\varphi}^{\text{act}} \varphi_\omega^{\text{act}} = -\mathbf{Z}_1 \cdot \mathbf{S}_{f_1}(\omega) - \mathbf{Z}_2 \cdot \mathbf{S}_{f_2}(\omega) + \mathbf{f}$$

$$\tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{sen}} \mathbf{u}_\omega + \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{sen}} \varphi_\omega^{\text{sen}} = 0, \quad \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{act}} \mathbf{u}_\omega + \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{act}} \varphi_\omega^{\text{act}} = \mathbf{Q}(i\omega), \quad (2)$$

де $\tilde{\mathbf{K}}_{uu}$ – матриця жорсткості, $\tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{s(a)}}$ – матриця електричної «жорсткості»; $\tilde{\mathbf{K}}_{u\varphi}^{\text{s(a)}}$, $\tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{s(a)}}$ – матриці, які відповідають прямому та зворотному п'єзоелектричному ефекту відповідно; \mathbf{M} – матриця мас; $\mathbf{Q}(i\omega)$ – вектор електричного навантаження (шунти); $\mathbf{f} = i\omega \mathbf{M} \dot{\mathbf{u}}_t(0) + \mathbf{M} \mathbf{u}_t(0)$, $\dot{\mathbf{u}}_t(0)$, $\mathbf{u}_t(0)$ – початкові швидкості і переміщення вузлових точок відповідно; \mathbf{Z}_1 , \mathbf{Z}_2 – компоненти матриці жорсткості системи, що відповідають граничним кінематичним умовам конструкції; $\mathbf{S}_{f_1}(\omega)$, $\mathbf{S}_{f_2}(\omega)$ – спектр щільності потужності (1) реалізацій випадкового сигналу, що імітує нерівності поверхні на першій і другій опорі відповідно.

Розглянемо активне гасіння коливань несучої конструкції транспортного засобу за допомогою п'єзоелектричних актуаторів [6]. Активне гасіння коливань здійснюється за допомогою зміни різниці потенціалів на електродах актуатора φ^{act} з врахуванням показників сенсора φ^{sen} . Налаштування на певну величину потенціалу актуатора будемо здійснювати у відповідності з сигналом сенсора за наступним законом:

$$\Phi^{\text{act}} = -\dot{p}\Phi^{\text{sen}}, \quad \Phi_{\omega}^{\text{act}} = -\tilde{p}\left(\tilde{\mathbf{K}}_{\text{фф}}^{\text{sen}}\right)^{-1} \tilde{\mathbf{K}}_{\text{фu}}^{\text{sen}} \mathbf{u}_{\omega}, \quad (3)$$

де $\tilde{p} = i\omega p$, $p = p_0 \pm p_r$ – стаціонарний параметр керування сигналу сенсора, із номінальним значенням p_0 і певним допуском точності обладнання p_r ; $\Phi_{\omega}^{\text{act}}$ – зображення Фур'є потенціалу актуатора.

Щоб отримати рівняння відносно зображень переміщень, виключимо електричні потенціали із першого рівняння системи (2) з врахуванням залежностей між сенсором і актуатором (3) при нульових початкових умовах. Для аналізу імовірнісних характеристик коливань конструкції, на опори якої послідовно діють некорельовані один з одним випадкові кінематичні навантаження, одержимо спектральну щільність потужності відгуку конструкції:

$$\mathbf{S}_u(\omega) = |H(i\omega)|^2 \left(-\mathbf{Z}_1 \cdot \mathbf{S}_{f_1}(\omega) - \mathbf{Z}_2 \cdot \mathbf{S}_{f_2}(\omega) \right), \quad (4)$$

де $H(i\omega)$ – частотна передаточна функція системи (2). Ця функція у випадку активного гасіння коливань матиме вигляд:

$$H_{\text{act}}(i\omega) = \left[\tilde{\mathbf{K}}_{\text{uu}} + \tilde{\mathbf{K}}_{\text{уф}}^{\text{sen}} \left(\tilde{\mathbf{K}}_{\text{фф}}^{\text{sen}} \right)^{-1} \tilde{\mathbf{K}}_{\text{фu}}^{\text{sen}} - \tilde{p} \tilde{\mathbf{K}}_{\text{уф}}^{\text{act}} \left(\tilde{\mathbf{K}}_{\text{фф}}^{\text{sen}} \right)^{-1} \tilde{\mathbf{K}}_{\text{фu}}^{\text{sen}} - \omega^2 \mathbf{M} \right]^{-1}. \quad (5)$$

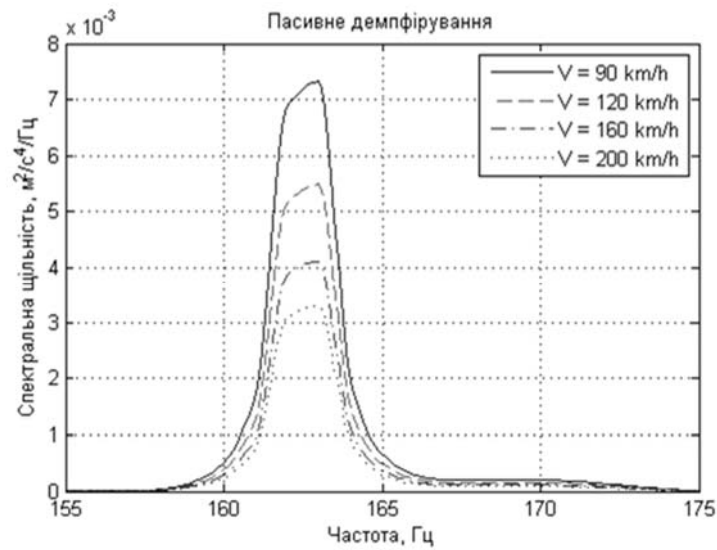
За відсутності активного демпфірування ($p = 0$) розсіяння енергії відбувається тільки за рахунок пасивного. Під пасивним демпфіруванням у такому випадку розуміємо розсіяння механічної й електричної енергії в матеріалі на нагрівання. Залежність (5) у цьому випадку запишемо наступним чином:

$$H_{\text{pas}}(i\omega) = \left[\tilde{\mathbf{K}}_{\text{uu}} + \tilde{\mathbf{K}}_{\text{уф}}^{\text{sen}} \left(\tilde{\mathbf{K}}_{\text{фф}}^{\text{sen}} \right)^{-1} \tilde{\mathbf{K}}_{\text{фu}}^{\text{sen}} - \omega^2 \mathbf{M} \right]^{-1}.$$

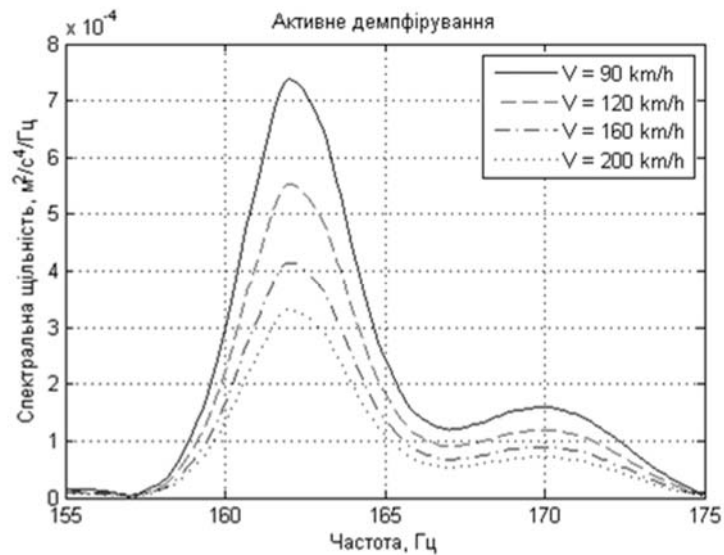
Як правило, при розрахунках транспортних засобів цікавить динаміка під час прискорень. Відгук системи під час прискорення знаходимо за відомою спектральною щільністю потужності (4) [7]:

$$\mathbf{S}_i(\omega) = \omega^2 \mathbf{S}_u(\omega). \quad (6)$$

Результати визначення спектральної щільності потужності реакції транспортного засобу з активними та пасивними накладками, на який послідовно діють випадкові навантаження для певних швидкостей руху, зображені на рис. 1.



а)



б)

Рис. 1. Спектральна щільність потужності (б) коливань конструкції без (а) та з (б) активним демпфіруванням для різних швидкостях руху транспортного засобу

Як бачимо з вищенаведених результатів моделювання, забезпечення певного рівня розсіяння енергії в матеріалі на етапі проектування дозволяє зменшити імовірність виникнення максимальних амплітуд коливань при випадковому навантаженні у вигляді дискретного білого шуму. В розглянутому прикладі активне гасіння коливань дозволяє зменшити пікові значення спектральної щільності потужності системи. Для більш ефективного використання активних методів гасіння коливань потрібно, аналізуючи можливе навантаження, підлаштовувати

необхідну для компенсації переміщень конструкції різницю потенціалів на електродах актуаторів, що при невідомих збуреннях конструкцій видається неможливим. У таких умовах невизначеності зміна різниці потенціалів може проводитись за допомогою застосування адаптивних систем штучного інтелекту.

Література

1. Bolotin V. V. Random Vibrations of Elastic Systems / V. V. Bolotin. – Springer-science+Busines Media, B.V., 1984. – 468 p.
2. Сергиенко А. Б. Цифровая обработка сигналов / А. Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2011. – 604 с.
3. Documentation MatLAB. Fourier Analysis and Filtering [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html>.
4. Дубенец В. Г. Колебания демпфированных композитных конструкций / В. Г. Дубенец, В. В. Хильчевский. – К.: Вища школа, 1995. – Т. 1. – 226 с.
5. Савченко Е. В. Пассивное демпфирование колебаний композитных конструкций: моно-графія / Е. В. Савченко. – Нежин: ООО “Видавництво “Аспект-Поліграф”, 2006. – 232 с.
6. Dubenets V. H. Active damping of nonstationary vibrations in a beam with electro-viscoelastic patches / V. H. Dubenets, O. V. Savchenko, O. L. Derkach // Вісник ЧДТУ. Серія «Технічні науки»: наук. зб. – Чернігів: Черніг. нац. технол. ун-т, 2014. – № 1 (71). – С. 43-49.
7. Lu F. Symplitic Analysis of Vertical Random Vibration for Coupled Vehicle-Track Systems / F. Lu, D. Kennedy, F. W. Williams, J. H. Lin // Journal of Sound and Vibration, 2008 – P. 236-249.

УДК 004

МУЛЬТИАГЕНТНИЙ ПІДХІД ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ В УПРАВЛІННІ ФІНАНСОВИМИ РЕСУРСАМИ БАНКУ

В.В. Храпов, Н.О. Рудь

Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», Україна

Імітаційне моделювання є відомим, широко поширеним, а іноді і єдиним методом дослідження явищ, процесів, ситуацій або складних динамічних систем. Протягом приблизно вже двох десятиліть розробники систем імітаційного моделювання (СІМ) поряд з класичними методами імітаційного моделювання широко використовують методи штучного інтелекту (експертні системи, нейронні мережі, генетичні алгоритми, мультиагентний підхід, онтології).

На відміну від системної динаміки і дискретно-подієвих моделей, агентні моделі децентралізовані. Тут не визначається поведінка систе-