

якості оброблення та запропоновано методику, яка дозволяє розраховувати інтенсивність підведення припуску до різних ділянок робочої поверхні круга при шліфуванні одночасно периферією та торцем інструменту, а також до робочої поверхні круга при поздовжньому глибинному шліфуванні. Ця методика може мати практичне використання під час оцінювання техніко-економічних показників на початковій та завершальній стадії процесу.

Розроблена методика дозволяє також порівнювати теоретично розраховані похибки оброблення з експериментальними даними. Складено алгоритм та програми розрахунку в пакеті програм MathCAD. Отримані експериментальні результати не суперечать теоретичним. Похибка знаходиться в межах 10 %.

#### Список використаних джерел

1. *Маслов Е. Н.* Теория шлифования металлов / Е. Н. Маслов. – М. : Машиностроение, 1974. – 319 с.
2. *Филимонов Л. Н.* Высокоскоростное шлифование / Л. Н. Филимонов. – Л. : Машиностроение, 1979. – 248 с.
3. *Решетов Д. Н.* Точность металлорежущих станков / Д. Н. Решетов, В. Т. Портман. – М. : Машиностроение, 1986. – 336 с.
4. *Кальченко В. В.* Научные основы эффективного шлифования со скрещивающимися осями инструмента и обрабатываемой детали : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. В. Кальченко. – Х., 2006. – 36 с.
5. *Грабченко А. И.* Шлифование со скрещивающимися осями инструмента и детали : монография / А. И. Грабченко, В. И. Кальченко, В. В. Кальченко. – Чернигов : ЧГТУ, 2009. – 356 с.
6. *Повышение* производительности шлифования поверхностей со скрещивающимися осями инструментов и деталей / В. И. Кальченко, В. В. Кальченко, А. В. Рудик, В. И. Венжега // Резание и инструмент в технологических системах : Межд. научн.-техн. сборник. – 2005. – Вып. 67. – С. 241–246.
7. *Венжега В. И.* Підвищення ефективності шліфування торців при схрещених осях деталі та круга з калібрувальною ділянкою : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.03.01 / В. И. Венжега. – Х., 2009. – 214 с.
8. *Рудик А. В.* Формоутворення торців деталей автомобілів при двосторонньому шліфуванні / А. В. Рудик, В. И. Венжега // Вісник Чернігівського державного технологічного університету : збірник. – Чернігів : ЧДТУ, 2008. – Вип. 34. – С. 80–89.

УДК 534.1:539.3

**О.Л. Деркач**, аспірант

Чернігівський національний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

#### РОЗРАХУНОК НЕСТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З П'ЄЗОЕЛЕКТРИЧНИМИ АКТИВНИМИ НАКЛАДКАМИ ПРИ ВИПАДКОВОМУ КІНЕМАТИЧНОМУ ЗБУДЖЕННІ

**О.Л. Деркач**, аспирант

Черниговский национальный технологический университет, г. Чернигов, Украина

#### РАСЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ АКТИВНЫМИ НАКЛАДКАМИ ПРИ СЛУЧАЙНОМ КИНЕМАТИЧЕСКОМ ВОЗБУЖДЕНИИ

**Oleh Derkach**, PhD student

Chernihiv National University of Technology, Chernihiv, Ukraine

#### CALCULATION OF TRANSIENT VIBRATIONS OF A VEHICLE WITH ACTIVE PIEZOELECTRIC PATCHES SUBJECTED TO RANDOM KINEMATIC PERTURBATIONS

*Враховуючи широку сферу застосування в техніці smart-матеріалів, при проектуванні необхідно розраховувати smart-конструкції на дію випадкового навантаження. Досліджено демпфірування нестационарних коливань моделі транспортного засобу з п'єзоелектричними активними накладками, який рухається по поверхні з випадковими нерівностями. Нестационарні коливання досліджуються за допомогою методики скінченно-елементного моделювання у*

частотному просторі інтегральних перетворень Фур'є для випадкового навантаження, що дозволяє врахувати реальні фізичні частотні залежності розсіяння механічної та електричної енергії від частоти коливань конструкції.

**Ключові слова:** нестационарні коливання, випадкове кінематичне навантаження, активне демпфірування, smart-конструкція, перетворення Фур'є, спектральна щільність потужності.

Учитывая широкую область применения в технике smart-материалов, при проектировании нужно проводить расчеты smart-конструкций на действие случайных нагрузок. Исследовано демпфирование нестационарных колебаний модели транспортного средства движущейся поверхностью со случайными неровностями. Нестационарные колебания исследованы с помощью методики конечно-элементного моделирования smart-конструкций в частотном пространстве интегральных преобразований Фурье для случайного возбуждения, что позволяет учесть реальные зависимости рассеяния механической и электрической энергии от частоты колебаний конструкции.

**Ключевые слова:** нестационарные колебания, случайное кинематическое воздействие, активное демпфирование, smart-конструкция, преобразование Фурье, спектральная плотность мощности.

Given the wide range of applications in the smart-technology materials, the design should be carried out calculations smart-action designs on random perturbations. In the article the damping of non-stationary mechanical oscillations of vehicle model with random moving surface was investigated. The technique of frequency finite element method in Fourier transform frequency in space for the case of random perturbations was used. This method allows to take into account the real physical dependence of the dissipation of mechanical and electrical energy from the oscillation frequency of the structure.

**Key words:** non-stationary vibrations, random kinematic perturbations, active damping, smart constructions, Fourier transformation, power spectral density.

**Вступ.** 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 й 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 в одних із найменших – біонічних пристроях [2]. З огляду на зростаючий інтерес до п'єзоелектричних матеріалів і їх застосування для активних методів гасіння коливань різноманітних типів конструкцій, актуальною стає тема розроблення ефективних методів розрахунку дисипативних електров'язкопружних елементів конструкцій, на які діють випадкові нестационарні навантаження.

Розглянемо задачу активного і пасивного демпфірування коливань конструкції транспортного засобу при випадковому кінематичному збудженні. На рис. 1 показано принципову схему підключення у ланцюг зі зворотним зв'язком сенсора і п'єзоелектричного актуатора в елементі конструкції транспортного засобу.

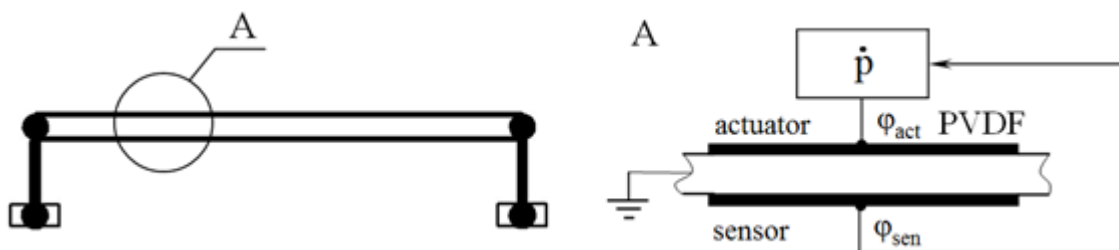


Рис. 1. Принципова схема активного демпфірування фрагмента конструкції транспортного засобу:  $\dot{p}$  – параметр керування, який диференціює за часом сигнал сенсора  $\varphi^{\text{sen}}$ ;  $\varphi^{\text{act}}$  – різниця потенціалів на електродах актуатора

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 (рис. 2). Для розрахунків достатньо однієї реалізації випадкового процесу. Нерівності, по яким проходять дві опори конструкції, відповідають різним реалізаціям випадкового процесу.

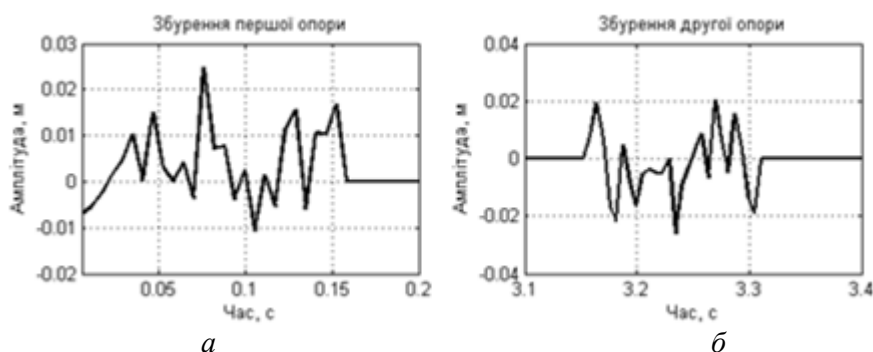


Рис. 2. Нерівності поверхні на першій (а) і другій (б) опорах при проходженні конструкції з певною швидкістю

Випадкові сигнали, що розглядаються (рис. 2), можна проаналізувати, використовуючи спектральні методи теорії випадкових процесів [3; 4]. Для цього знайдемо кореляційні матриці дискретного білого шуму [4, с. 150] на першій і другій опорах. Односторонню спектральну щільність потужності випадкового дискретного сигналу  $S_f(\omega)$  знаходимо за допомогою алгоритму швидкого перетворення Фур'є (FFT) [5; 6]:

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

де  $T$  – інтервал часу, на якому розглядається процес;  $N$  – кількість точок дискретизації;  $\mathbf{R}(j)$  – кореляційна матриця випадкового дискретного сигналу. Для дискретного білого шуму кореляційна матриця знаходиться таким чином [4, 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 (рис. 2) на опорах конструкції транспортного засобу (рис. 1).

Таким чином за допомогою спектральних методів можемо аналізувати випадкові сигнали, знаходячи їх спектральну щільність потужності (1). Вплив цих випадкових збуджень на конструкцію оцінимо, знайшовши динамічний відгук конструкції в частотному просторі. Для цього необхідно мати математичні моделі конструкції в частотному просторі. При цьому важливим фактором для розрахунків конструкцій з активними елементами є врахування розсіяння енергії в електров'язкопружному матеріалі і пасивних елементах несучої конструкції.

**Скінченно-елементна модель конструкції.** Складність задач механіки взаємодії полів різного походження в матеріалах і елементах конструкцій обумовлює використання наближених методів. Фізичні залежності для п'єзоелектричних матеріалів можна записати за допомогою інтегральних операторів лінійної теорії спадкового середовища – як для лінійного в'язкопружного тіла [7]. Однак безпосереднє використання інтегральних залежностей у задачах динаміки викликає значні труднощі, пов'язані з експериментальним визначенням фізичних параметрів [8] і розв'язком систем інтегродиференціальних рівнянь. Задача визначення фізичних параметрів для п'єзоелектричних матеріалів ускладнюється через зв'язаність полів [7].

Відповідно до методики розрахунку в'язкопружних систем, запропонованою у [9; 10], 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  $\mathbf{u}_\omega$  і потенціалу  $\phi_\omega$  у частотному просторі мають вигляд:

$$\begin{aligned} (i\omega)^2 \mathbf{M} \mathbf{u}_\omega + \tilde{\mathbf{K}}_{uu} \mathbf{u}_\omega + \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{sen}} \boldsymbol{\varphi}_\omega^{\text{sen}} + \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{act}} \boldsymbol{\varphi}_\omega^{\text{act}} &= -\mathbf{Z}_1 \cdot \mathbf{S}_{f_1}(\omega) - \mathbf{Z}_2 \cdot \mathbf{S}_{f_2}(\omega) + \mathbf{f}, \\ \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{sen}} \mathbf{u}_\omega + \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{sen}} \boldsymbol{\varphi}_\omega^{\text{sen}} &= 0, \quad \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{act}} \mathbf{u}_\omega + \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{act}} \boldsymbol{\varphi}_\omega^{\text{act}} = \mathbf{Q}(i\omega), \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\tilde{\mathbf{K}}_{uu}$  – матриця жорсткості,  $\tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{s(a)}}$  – матриця електричної «жорсткості»;  $\tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{s(a)}}$ ,  $\tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{act}}$  – 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 (рис. 1);  $\mathbf{S}_{f_1}(\omega)$ ,  $\mathbf{S}_{f_2}(\omega)$  – спектр щільності потужності (1) реалізацій випадкового сигналу, що імітує нерівності поверхні на першій і другій опори відповідно.

$$\begin{aligned} \mathbf{M} &= \int_V \mathbf{N}_u^T \rho \mathbf{N}_u dV, \quad \tilde{\mathbf{K}}_{uu} = \int_V (\mathbf{A} \mathbf{N}_u)^T \tilde{\mathbf{C}}(i\omega) \mathbf{A} \mathbf{N}_u dV, \quad \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{s(a)}} = \int_V (\mathbf{A} \mathbf{N}_\varphi)^T \tilde{\mathbf{e}}(i\omega)^T \nabla \mathbf{N}_\varphi dV, \\ \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{s(a)}} &= \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{act}}, \quad \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{s(a)}} = \int_V (\nabla \mathbf{N}_\varphi)^T \tilde{\mathbf{k}}(i\omega) \nabla \mathbf{N}_\varphi dV, \quad \mathbf{Q}^{\text{s(a)}}(i\omega) = FFT \left[ \int_S \mathbf{N}_\varphi^T \mathbf{q}(S, t) dS \right], \end{aligned}$$

де  $\tilde{\mathbf{C}}(i\omega) = \mathbf{C}'(\omega) + i\mathbf{C}''(\omega)$  – матриця частотно-залежних комплексних пружних сталей;  $\tilde{\mathbf{e}}(i\omega) = \mathbf{e}'(\omega) + i\mathbf{e}''(\omega)$ ,  $\tilde{\mathbf{k}}(i\omega) = \mathbf{k}'(\omega) + i\mathbf{k}''(\omega)$  – відповідно матриці комплексних п'єзоелектричних та діелектричних сталей;  $\rho$  – густина матеріалу;  $i = \sqrt{-1}$ .

Активне гасіння коливань здійснюється за допомогою зміни різниці потенціалів на електродах актуатора  $\boldsymbol{\varphi}^{\text{act}}$  з врахуванням показників сенсора  $\boldsymbol{\varphi}^{\text{sen}}$  (рис. 1). Налаштування на певну величину потенціалу актуатора будемо здійснювати відповідно до сигналу сенсора за таким законом:

$$\boldsymbol{\varphi}^{\text{act}} = -\tilde{p} \boldsymbol{\varphi}^{\text{sen}}, \quad \boldsymbol{\varphi}_\omega^{\text{act}} = -\tilde{p} \left( \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi\varphi}^{\text{sen}} \right)^{-1} \tilde{\mathbf{K}}_{\varphi u}^{\text{sen}} \mathbf{u}_\omega, \quad (3)$$

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  $p_r$ ;  $\boldsymbol{\varphi}_\omega^{\text{act}}$  – 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 (рис. 1), на опори якої послідовно діють некорельовані один з одним випадкові кінематичні навантаження, одержимо спектральну щільність потужності відгуку конструкції:

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

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

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

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 таким чином:

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

Як правило, при розрахунках конструкцій транспортних засобів цікавить динаміка під час прискорень. Відгук системи під час прискорення знаходимо за відомою спектральною щільністю потужності (4) [11]:

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

**Результати моделювання.** Спектральна щільність потужності  $\mathbf{S}_u(\omega)$ ,  $\mathbf{S}_i(\omega)$  транспортного засобу (рис. 1) розрахована для швидкостей руху  $v=90,120,160,200$  км/год.

Параметри елементів несучої конструкції:

- довжина 1,4 м; ширина 0,75 м; товщина  $6 \cdot 10^{-3}$  м;
- густина матеріалу  $2,7 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;
- модуль пружності матеріалу несучого шару  $6,71 \cdot 10^{10} \cdot (1+i \cdot 0,025)$  Па.

Параметри накладок з в'язкопружного п'єзокомпозиційного матеріалу на основі PVDF і ЦТСТБС-2:

- довжина накладки 0,2 м; ширина  $20 \cdot 10^{-3}$  м; товщина  $0,25 \cdot 10^{-3}$  м;
- густина матеріалу  $1,75 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;
- дійсні й уявні компоненти матриці пружних сталей п'єзоелектричного матеріалу:

$$C_{11} = 15,7 \cdot 10^9 \cdot (1+i \cdot 0,064) \text{ Па}, \quad C_{31} = 9,30 \cdot 10^9 \cdot (1+i \cdot 0,098) \text{ Па},$$

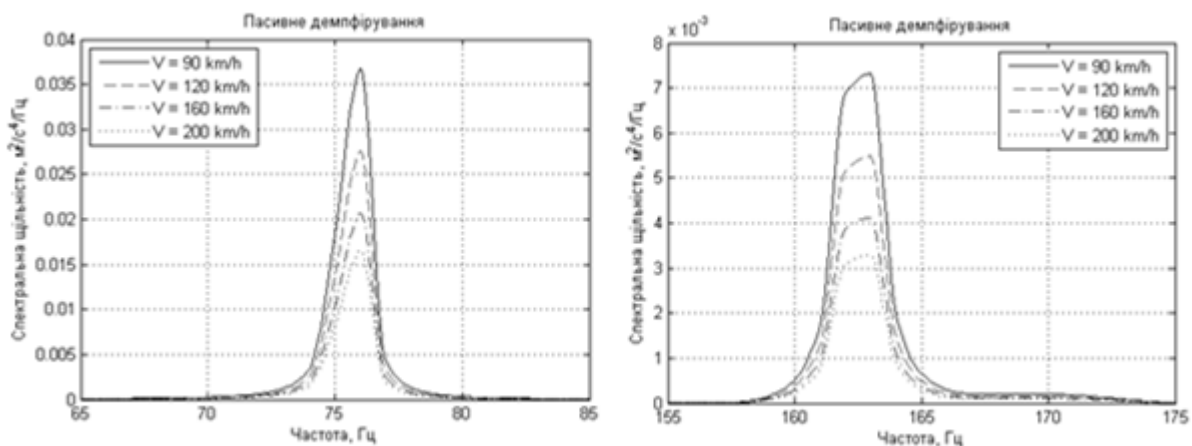
$$C_{33} = 13,6 \cdot 10^9 \cdot (1+i \cdot 0,069) \text{ Па}, \quad C_{55} = 2,52 \cdot 10^9 \cdot (1+i \cdot 0,014) \text{ Па};$$

$$\text{– п'єзоелектричні сталі: } e_{31} = -1,0 \cdot (1-i \cdot 8,3 \cdot 10^{-3}) \text{ Кл/м}^2, \quad e_{33} = 1,5 \text{ Кл/м}^2, \\ e_{15} = 1,13 \cdot (1-i \cdot 2,1 \cdot 10^{-3}) \text{ Кл/м}^2;$$

$$\text{– компоненти матриці діелектричних сталей: } k_{11}/k_0 = 12,7 \cdot (1-i \cdot 4,7 \cdot 10^{-3}), \\ k_{11}/k_0 = 11,8 \cdot (1-i \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}), \quad k_0 = 8,85 \cdot 10^{-12} \text{ Ф/м}.$$

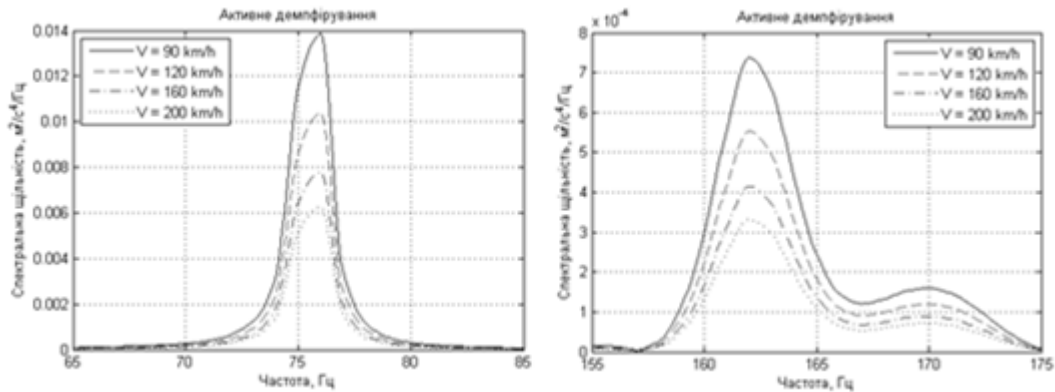
Параметри швидкого перетворення Фур'є: кількість точок  $N=2^{12}$  на інтервалі часу  $T=10$  с.

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. 3.



а

Рис. 3. Спектральна щільність потужності коливань конструкції без (а) та з (б) активним демпфуванням для різних швидкостей руху транспортного засобу



б

Рис. 3. Закінчення (див. також с. 68)

Результати визначення числових характеристик відгуку конструкції (4) для певних моментів часу показано в табл.

Таблиця

Числові характеристики реалізації випадкового процесу в певні моменти часу

Числові характеристики випадкового процесу	Режим роботи п'єзоелектричних елементів в елементах конструкції			Момент часу, с
	Пасивний	Активний	Елементи не підключені	
Математичне очікування переміщень $m_u \langle S_u(\omega) \rangle$	7,4270e-08	7,4282e-08	1,7589e-06	0,049
	9,3763e-04	7,5713e-04	3,9741e-05	1,23
	9,3095e-05	7,2904e-05	0,0012	4,98
	7,5743e-07	7,4220e-07	7,2273e-07	10
Середнє квадратичне відхилення переміщень $\sigma_u = \sqrt{S_u(\omega)}$	2,7253e-04	2,7255e-04	0,0013	0,049
	0,0306	0,0275	0,0063	1,23
	0,0096	0,0085	0,0353	4,98
	8,7030e-04	8,6151e-04	8,5014e-04	10

Для випадку активного демпфірування ефективність гасіння коливань залежить від вибору оптимального значення параметра керування  $p$  (рис. 4). Додаткове введення в конструкцію електричних контурів (шунтів) може змінити дисипативні властивості конструкції [12].

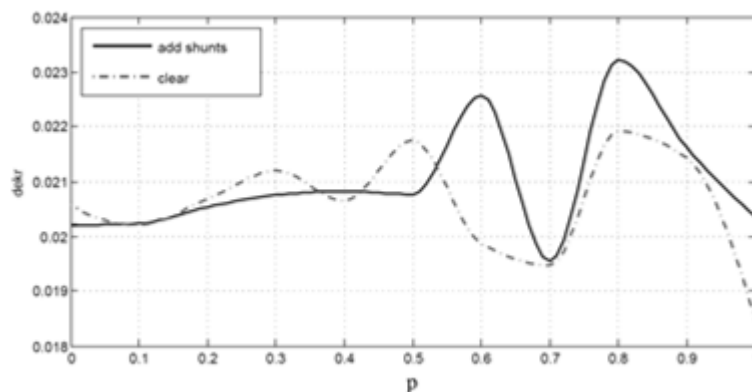


Рис. 4. Вплив величини параметра керування  $p$  на декремент ( $dekr$ ) коливань конструкції з активним керуванням (*clear*) і конструкції з додатковим розсіянням енергії у шунтах (*add shunts*)

Аналіз частотно-залежного розсіяння енергії проведено за допомогою варіанта методу простої ітерації, запропонованого в роботі [10]:

$$dekr = 2\pi \frac{\text{Im}(\omega)}{\text{Re}(\omega)}, \quad \omega = \text{eigenvals}(\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{KE}),$$

де  $\omega$  – власні частоти коливань конструкції;  $\mathbf{KE}$  – глобальна матриця електро-механічної «жорсткості»:

$$KE = \tilde{K}_{uu} + (\tilde{K}_{up}^{sen} - \tilde{p}\tilde{K}_{up}^{act})(Q(i\omega) + \tilde{K}_{pp}^{sen})^{-1} \tilde{K}_{pu}^{sen}.$$

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 (рис. 4), що при невідомих збуреннях конструкцій видається неможливим. У таких умовах невизначеності зміна різниці потенціалів може проводитись за допомогою застосування адаптивних систем штучного інтелекту.

**Висновки і пропозиції.** Нестационарні коливання електров'язкопружних конструкцій із частотно-залежним розсіянням енергії при дії випадкового кінематичного збудження можуть бути проаналізовані за допомогою методики скінченно-елементного моделювання в частотному просторі інтегральних перетворень Фур'є.

У разі використання сенсорів і актуаторів, які працюють у протифазі, можна досягти зменшення амплітуди коливань цього типу конструкції. Застосування методики активного демпфірування дозволяє змінювати декремент коливань конструкції при випадкових кінематичних навантаженнях за допомогою актуаторів, регулюючи коефіцієнт підсилення потенціалів сенсора.

Значення імовірних переміщень і прискорень конструкції зменшуються при сумісному використанні сенсорів і актуаторів. Проте в умовах нестачі інформації про зовнішні впливи, ефективним інструментом для зменшення амплітуди коливань може стати застосування адаптивних методів керування конструкцією.

#### Список використаних джерел

1. *Bolotin V. V.* Random Vibrations of Elastic Systems / V. V. Bolotin. – Springer-science+Busines Media, B.V., 1984. – 468 p.
2. *Thanhtam H.* Development of a Biomimetic Quadruped Robot / Ho Thanhtam, Choi Sunghac, Lee Sangyoon // Journal of Bionic Engineering 4. – 2007. – P. 193–199.
3. *Papoulis A.* Probability, Random Variables, and Stochastic Processes / A. Papoulis. – McGraw-Hill, 1991. – 665 p.
4. *Сергиенко А. Б.* Цифровая обработка сигналов: учеб. пособие / А. Б. Сергиенко. – СПб. : Питер, 2011. – 604 с.
5. *Documentation MatLAB.* Fourier Analysis and Filtering [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html>.
6. *Halfpenny A.* Dynamic Analysis of Both On and Offshore Wind Turbines in the Frequency Domain: A Dissertation submitted for the degree of PhD in Engineering / Andrew Halfpenny; University of London. – London, 1998. – 288 p.
7. *Шульга Н. А.* Колебания пьезоэлектрических тел / Н. А. Шульга, А. М. Болкисев ; отв. ред. Б. П. Маслов ; АН УССР. Ин-т механики. – К. : Наукова думка, 1990. – 228 с.
8. *Кристенсен Р.* Введение в теорию вязкоупругости / Р. Кристенсен ; пер. с англ. М. И. Рейтмана. – М. : Мир, 1974. – 338 с.
9. *Дубенец В. Г.* Колебания демпфированных композитных конструкций / В. Г. Дубенец, В. В. Хильчевский. – К. : Вища школа, 1995. – Т. 1. – 226 с.
10. *Савченко Е. В.* Пассивное демпфирование колебаний композитных конструкций : монография / Е. В. Савченко. – Нежин : Аспект-Полиграф, 2006. – 232 с.
11. *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.
12. *Dubenets V. H.* Optimization of Multilayered Electro-Viscoelastic Plates / V. H. Dubenets, O. V. Savchenko // Visnyk of Chernihiv State Technological University. Series "Engineering science". – Chernihiv : Chernihiv State Technological University, 2013. – № 2 (65). – P. 59–68.