

## НАЛАШТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ ПІД ЧАС ВУЗЬКОЧАСТОТНОГО ЗБУРЕННЯ

© Дівесєв Б.М., Паращук Д.Л., 2013

**Розглянуто застосування нових методів точного визначення частотних характеристик динамічних гасників коливань (ДГК) під час вузькочастотного збурення, а також малопараметричні схеми аналізу вібрації, вплив еластичних та демпфуючих властивостей як основної конструкції, так і ДГК.**

**The article deals with the new methods for the explicit determination of the frequency characteristics of dynamic vibration absorbers (DVA) by narrow frequency excitation. Few-parameter numerical schemes of vibration analysis are under discussion. The influence of elastic and damping properties of the basic construction and DVA is considered.**

**Вступ.** Важливим питанням розробки сучасних машин є зменшення вібрації. Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються для зменшення рівнів вібрації і шуму у кабінах транспортних засобів, для зменшення вібрації обертових машин, зменшення амплітуд коливань різноманітних веж і споруд тощо. Джерелами цих збурень, наприклад, у колісних машинах можуть бути як процес взаємодії коліс з дорогою, так і внутрішні джерела: двигуни, трансмісії тощо. Поряд з ДГК, налаштованими на резонансну частоту основної конструкції, застосовуються ДГК для зменшення вібрації у заданому вузькому частотному діапазоні. Це, наприклад, турбогенератори, газокompresорні установки, насоси та інші обертові машини з нормативною кількістю обертів за проміжок часу. Вібрація у таких машинах вузькочастотна, викликана дисбалансами обертових елементів.

**Аналіз останніх досліджень.** Оптимізація ДГК для недемпфованої одномасової основної системи за дії гармонійного збудження в околі резонансу базисної конструкції належить до стандартних задач. Детальний розгляд методів оптимізації наведені в [1–3]. Коли немає демпфування в головній системі, процес оптимізації спрощений існуванням фіксованих точок перетину на відповідних кривих амплітудно-частотних характеристик (АЧХ). Ці пункти мають таку властивість: усі АЧХ, незважаючи на демпфування ДГК, проходять через них. Більшість ДГК, однак, мають певну кількість власного демпфування, яке може вважатися в'язкопружним для випадку маленьких переміщень. Коли таку систему з ДГК піддано гармонійному збудженню, результуючі АЧХ для головної системи не експонують жодного фіксованого пункту перетину.

Важливим також є дослідження ефективності ДГК поза власними резонансами головної системи. Адже реально часто потрібна конструкція ДГК, ефективна для деякої основної частоти зовнішнього збурення, наприклад, у насосах, турбінах, електродвигунах тощо. Більшість практичних застосувань ДГК ґрунтуються на недостатньо повних математичних моделях складних конструкцій і неефективному проектуванні ДГК. Не враховуються пружні властивості самої конструкції, пружні властивості вузла приєднання ДГК до основної конструкції, характеристики приєднаних елементів.

**Постановка задачі.** У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр. У цій роботі запропоновано алгоритм конденсації для основного жорсткого масивного базисного елемента з двома ДГК на пружному фундаменті (рис. 1). Пружні та демпфуючі властивості ДГК вважаються різними і регулюються габаритами пластинчастих пружин та приєднаними до них контейнерами, наповненими свинцевими кульками.

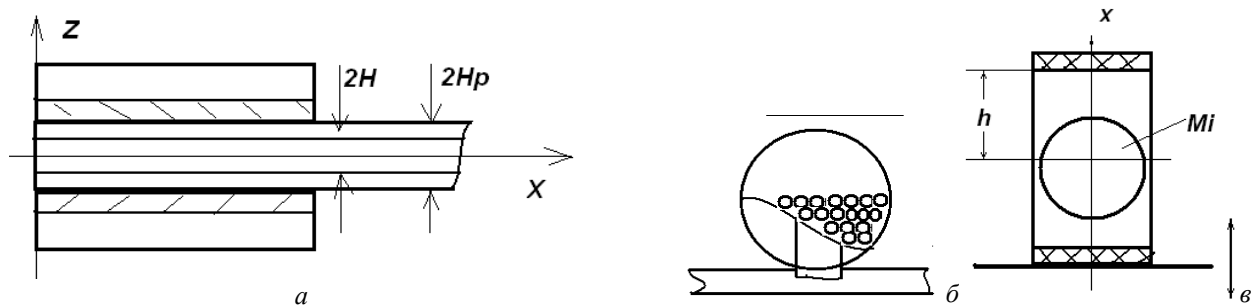


Рис. 1. Загальний вигляд затиснення пластини ДГК (пластина сандвіч) (а); контейнер ДГК із свинцевими кульками (б); модель контейнера (в)

**Дискретно-континуальна модель базисної конструкції з ДГК.** Під час застосування ДГК для зменшення коливань конструкцій у середньому частотному діапазоні необхідно враховувати деформативність цієї конструкції. Адже робоча частота ДГК може наблизитися до власних частот конструкції. У такому випадку необхідно розглянути узагальнену дискретно-континуальну розрахункову схему [4–10]. Еластичні властивості такого роду пружного елемента ДГК визначалися на основі теоретико-аналітичного аналізу у [11–14]. Для дослідження впливу затиснення на частотні характеристики також розроблено уточнені розрахункові схеми [15–18].

Для дослідження динаміки системи: базисна конструкція – система двох ДГК використовуємо таке рівняння:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{w}_0 + (k_1 D_K + k_A D_A + k_{A2} D_{A2}) \dot{w}_0 + (k_1 + k_A + k_{A2}) w_0 - k_A D_A \dot{w}_A \\
 - k_A D_A \dot{w}_A - k_A w_A - k_{A2} w_{A2} = F, \\
 m_A \ddot{w}_A + k_A D_A \dot{w}_A + k_A w_A - k_A D_A \dot{w}_0 - k_A w_0 = 0, \\
 m_{A2} \ddot{w}_{A2} + k_{A2} D_{A2} \dot{w}_{A2} + k_{A2} w_{A2} - k_{A2} D_{A2} \dot{w}_0 - k_{A2} w_0 = 0,
 \end{aligned} \tag{1}$$

де:  $m$ ,  $m_A$ ,  $m_{A2}$  – маси відповідно базисної конструкції першого та другого ДГК;  $k_1$ ,  $k_{A1}$ ,  $k_{A2}$  – відповідні жорсткості; та  $D_K$ ,  $D_A$ ,  $D_{A2}$  – коефіцієнти в'язкого демпфування;  $w_0$ ,  $w_A$ ,  $w_{A2}$  – переміщення,  $F$  – гармонійне збурення.

Модель ударної маси (рис. 1, в) застосовувалася для коригування як мас ДГК, так і демпфування у їх з'єднаннях. Жорсткість пружних пластинчастих елементів коригувалася на основі як уточненого визначення пружних та демпфуючих властивостей пластини [11–14], так і уточненого розрахунку затиснення пластини [15–18].

**Оптимізація ДГК.** Для отримання оптимальних властивостей ДГК потрібно провести параметричну оптимізацію його властивостей. Параметрами оптимізації необхідно вибрати: масу першого ДГК –  $M_{A1}$ ; масу другого ДГК –  $M_{A2}$ ; жорсткість пружини першого ДГК –  $k_{A1}$ ; жорсткість пружини другого ДГК –  $k_{A2}$ ; демпфування у першому ДГК –  $D_{A1}$ ; демпфування у другому ДГК –  $D_{A2}$ . Загалом – це шість параметрів.

Обмежимо загальну масу ДГК таким співвідношенням:

$$M_{A1} + M_{A2} = M_S, \tag{2}$$

тобто вважаємо сумарну масу двох частин ДГК фіксованою. На основі (1) отримуємо у частотній області систему алгебраїчних рівнянь [1, 2]. Для оптимізації застосовувалися генетичні методи [5–10]

з цільовою функцією типу  $C_{MAX} = \text{Max}(w_0(f)) f_1 < f < f_2$ . Тут  $f_1, f_2$  – ліва та права границі частотного діапазону;  $\text{Max}(w_0(f))$  – максимальна амплітуда вібрації базисної конструкції у цьому діапазоні.

Розглянемо оптимізацію по двох параметрах системи жорсткостями  $k_A, k_{A2}$  двох ДГК: перший наповнений кульками (0,8 кг) з великим демпфуванням, а другий порожній (рис. 1). Вага контейнерів ДГК – 1,5 кг. Коефіцієнти демпфування на основі експериментальних результатів задавалися такими:  $D_{A2} = 0.0001, D_A = 0.00033$ . На рис. 2 показано результат оптимізації системи ДГК (АЧХ базисної конструкції) за різних власних частот платформи насоса  $f_{Km}$  у діапазоні частот 49–50 Гц. Пунктирними лініями позначено АЧХ базисної конструкції без ДГК.

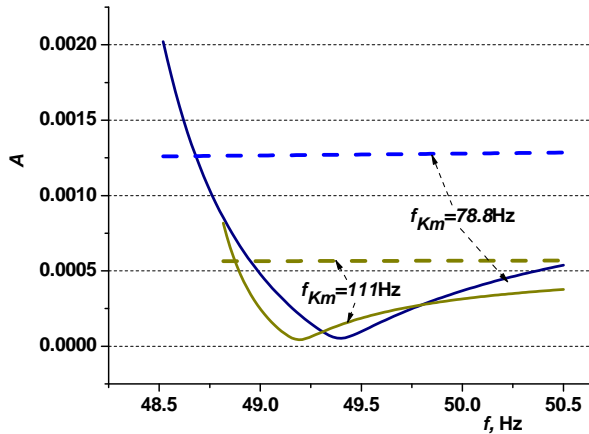


Рис. 2. Оптимізація по двох параметрах системи двох ДГК

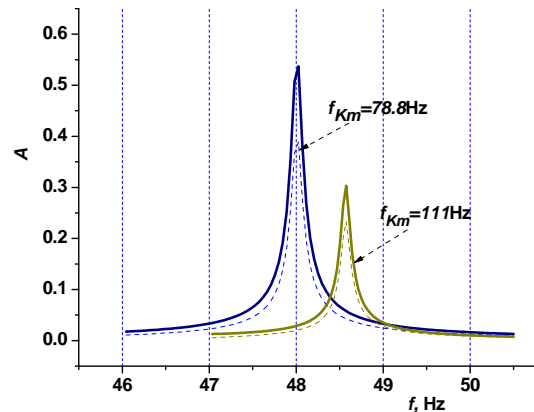


Рис. 3. АЧХ ДГК за різних параметрів насоса (власної частоти  $f_{Km}$ )

На рис. 3 показані реальні значення частот ДГК з врахуванням взаємодії з платформою. Тут пунктирними лініями позначені АЧХ важчих ДГК. Можна зауважити, що реальні частоти оптимальних ДГК нижчі від частот діапазону вібропоглинання.

Розглянемо тепер процес багатопараметричної оптимізації ДГК. У таблиці наведено початкові значення параметрів, деякі проміжні зі значним покращенням цільової функції та кінцеві значення параметрів, для яких, як і вище на рис. 2, показано АЧХ базисної конструкції за оптимальних ДГК (рис. 4.)

### Процес багатопараметричної оптимізації ДГК

N = 1	
fKm	.994E+02 DempK .101E-04
Ma	.165E+01 Ma2 .215E+01 KA .708E+02 ka2 .553E+02 CiL .139E-01
Da	.383E-05 Da2 .153E-04 fk .326E+02 fk2 .253E+02
N = 9050	
fKm	.994E+02 DempK .992E-05
Ma	.901E+00 Ma2 .290E+01 KA .882E+02 ka2 .283E+03 CiL .136E-02
Da	.132E-05 Da2 .130E-05 fk .493E+02 fk2 .493E+02
N = 11887	
fKm	.994E+02 DempK .100E-04
Ma	.901E+00 Ma2 .290E+01 KA .882E+02 ka2 .283E+03 CiL .129E-02
Da	.307E-06 Da2 .129E-05 fk .493E+02 fk2 .492E+02

На рис. 5 показані АЧХ та фазова характеристика ДГК за різних параметрів оптимізації. Як бачимо з таблиці, ці характеристики отримані за резонансної частоти базисної конструкції  $f_{km} = 99.4 \text{ Гц}$  та демпфування  $D_{km} \approx 0.0001$ . З рис. 4 можна зрозуміти, що одиничний оптимальний ДГК мало поступається системі ДГК. Однак це відбуватиметься лише для вузькочастотних коливань

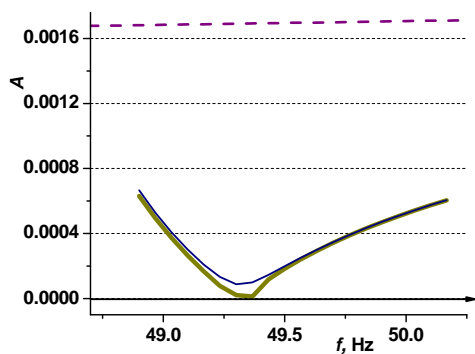


Рис. 4. Оптимізація по усіх параметрах системи двох ДГК (товста лінія); оптимізація рівного за масою двох ДГК одинарного ДГК (тонка лінія)

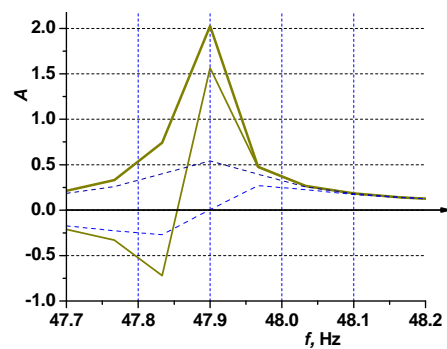


Рис. 5. АЧХ та фазова характеристика ДГК за різних параметрів оптимізації (товсті лінії – багатопараметрична оптимізація)

**Висновки.** Розроблені теоретичні моделі для дослідження динаміки і демпфування дискретно-континуальної структури: базисна конструкція – ДГК. Динамічна поведінка системи визначається з урахуванням обмеженої кількості параметрів. Отримані алгоритми аналізу такого типу конструкцій під час гармонійного навантаження, за оптимальні проекти ДГК за різних частотних властивостей платформи насоса. На відміну від ДГК, налаштованих на резонанс базисної конструкції, виявлено значні відхилення резонансних частот ДГК від зони вібропоглинання. Ці результати можуть бути використані для оптимального проектування ДГК з пластинчастим елементом як пружини для вузькочастотного діапазону вібропоглинання.

Далі ми маємо намір досліджувати різні схеми ідентифікації повного набору пружних констант та демпфування шаруватого пластинчастого композитного елемента, застосовуючи адаптивні розрахункові схеми і комбінацію різних експериментальних програм: статичних, динамічних. Метою подальших досліджень є оптимальне налаштування пружного пластинчастого елемента динамічного гасника коливань.

1. *Вибрації в техніці: в 6-ти т. – Т.6.: Защита от вибрации и ударов.* – М.: Машиностроение. 1981. – 456 с.
2. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле.* – М.: Наука, 1967. – 444 с.
3. Den Hartog, J. P. (1956), *Mechanical Vibrations (4th edition)* Mc Graw-Hill, New York.
4. Diveiev Bogdan. *Rotating Machine Dynamics With Application Of Variation-Analytical Methods For Rotors Calculation. Proceedings of the XI Polish. – Ukrainian Conference on “CAD in Machinery Design – Implementation and Education Problems”.* – Warsaw, June 2003. – P. 7–17.
5. Дівеєв Б.М., Дубневич О.М., Олексюк Я.М. *Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”.* – 2007 – № 41. – С. 109–116.
6. Stocko Z., Diveyev B., Topilnyskyj V. *Diskrete-cotinum methods application for rotating machine-absorber interaction analysis // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. VOL. 20, ISS. 1-2, January-February 2007.* – P. 387–390.
7. Дівеєв Б.М., Костюк В.В., Смольський А.Г. *Застосування уточнених теорій для оптимізації динамічних властивостей віброзахисних платформ // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”.* – 2008. – № 614. – С. 76–81.
8. Дівеєв Б.М., Глобчак М.В., Козут І.С., Максимович Б.Ю. *Налаштування динамічних характеристик пружних пластинчастих елементів динамічних гасників коливань. // Вісник Нац. ун-ту*

“Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2010. – № 679. – С. 49–55. 9. Diveyev B., Kernytskyu I., Sava R., Cherchuk H., Kogut V., Didak V. *Dynamic vibration absorbers optimization*. // Щорічний науково-виробничий журнал “Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і систем”. – Львів 2011 – № 19. – С. 127–133. 10. Дівеев Б.М., Коник І.В., Григоришин О.М., Паращук Д.Л. Амортизація чутливого елемента в колісній машині // Наукові нотатки: Міжвуз. зб. (за галузями знань “Машинобудування та металообробка”, “Інженерна механіка”, “Металургія та матеріалознавство”. – Вип. 36 (05.2012 р.). – Луцьк, 2012. – С. 98–104. 11. Diveyev B., Stocko Z., Topilnyskyj V. *Dynamic properties identification for laminated plates. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. VOL. 20, ISS. 1-2, January-February 2007. – P. 227–230.* 12. 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.* 13. 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. – 2008. – Vol.44, No.2. – P. 139–144.* 14. Дівеев Б., Смольський А. Динамічні властивості шаруватих структур // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні” 2009. – № 42. – С. 70–79. 15. Bohdan Diveyev, Ivan Kernytskyu, Ihor Butyter, Jurij Wybranec, Nazar ta Kernytskyu. *High order theories for laminated structures clamp condition investigation. VII Konferencja naukowo – praktyczna “Energia w nauce I technice.–Poland, 2008. – Streszczenia referatof. str. 138–147.* 16. Diveyev B. M., Nykolyshyn M. M. *Refined Numerical Schemes for a Stressed-Strained State of Structural Joints of Layered Elements // Journal of Mathematical Sciences. – 2001. – Vol. 107, No.1. – P. 130.* 17. Дівеев Б.М., Вільчинська О.В., Остащук М.М., Сава Р.В. Розрахунок з’єднань пластинчастих динамічних гасників коливань // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2010. – № 679. – С.55–61. 18. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. *Influence of clamp conditions on frequency spectra of laminated beams // XVI International Conference on Mechanics of Composite Materials (May 24–28, 2010, Riga, Latvia): Proceeding. – Riga, 2010. – P. 312–317.*