

Функції залежностей $z^* = f(z, h)$ та $\Delta z = z - z^* = f(z, h)$ наведено на рис. 2.

З графіків видно, що за малих значень величини h резонансне налагодження механічної коливної системи z^* з врахуванням в'язкого опору середовища практично не відрізняється від резонансного налагодження z без врахування в'язкості середовища. Зі зростанням в'язкості в механічній коливній системі різниця між z^* та z значно збільшується. За великих значень h неврахування в'язкості середовища може призвести до того, що механічна коливна система опиниться в зарезонансній зоні, що викличе непрацездатність усієї вібраційної машини.

Тобто, за новою методикою розрахунку пружних систем резонансних вібраційних машин з електромагнітними віброзбудниками, для визначення параметрів пружних елементів пропонується замість величини резонансного налагодження z механічної коливної системи використовувати формулу (8). Це дасть змогу правильно скорегувати резонансне налагодження механічної коливної системи.

Висновок. Отже, запропонована авторами аналітична формула визначення резонансного налагодження механічної коливної системи z^* допоможе точніше розраховувати пружні системи вібраційних машин з електромагнітними віброзбудниками з врахуванням в'язкого опору середовища.

1. Повидайло В.А. *Расчет и конструирование вибрационных питателей*. – М.: Машигиз, 1962.
2. Повидайло В.А. *Принципы создания вибрационных устройств и машин для автоматизированных производств* // *Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вибрації в техніці та технологіях"*. – 1994. – №1. – С. 18–27.
3. Бутенин Н.В., Луцц Я.Л., Меркин Д.Р. *Курс теоретической механики*. – М.: Наука, 1985.

УДК 621.302:621.314.1

Б.М. ДІВЕЄВ

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ВІБРОЗАХИСТУ НА ОСНОВІ НАПІВАВТОМАТИЧНОГО ГАСНИКА КОЛИВАНЬ

© Дівеєв Б.М., 2005

Розглянуто методи розрахунку та оптимізації динамічних процесів у вібронавантажених конструкціях з динамічними гасниками. Наведено покращені конструкції таких гасників.

The article deals with the methods of calculation and optimization of dynamic processes in vibroexcited constructions with the dynamic absorbers. The improved constructions of such absorbers are discussed.

Вступ. Напівавтоматичний (адаптивний) динамічний гасник коливань належить до машинобудування, до класу адаптивно-пасивних динамічних гасників коливань (ДГК) і може бути використаний: в енергетиці, в газокompресорних агрегатах, у потужних насосах для транспортування нафти, в системах охолодження газу в потужних турбогенераторах та збудниках турбогенераторів на електростанціях, на бурильних стаціонарних та мобільних установках; в комунальному господарстві – в котельнях, бройлерних, на транспорті; в дисководах ЕОМ та інших віброактивних механізмах та машинах.

Постановка проблеми. Сьогодні більшість енергетичних машин в Україні (а також у країнах колишнього східного блоку) електричні станції, газо- та нафтогазотранспортувальна техніка, тепло-, водопостачальне устаткування близькі до руйнування. Можливе катастрофічне руйнування газокompресорних станцій, турбогенераторів і насосів внаслідок вібрації, оскільки устаткування експлуатується надто довго і не вистачає грошей на його заміну. Навіть на нових блоках електростанцій, зокрема на нововведеному блоці Хмельницької атомної зустрілися труднощі, пов'язані з перевищенням допустимих рівнів вібрації. Найефективнішим способом вирішення цієї проблеми є застосування оптимально сконструйованого динамічного гасника коливань (ДГК) чи низки таких гасників. Іншим прикладом може бути транспорт. В автомобілях, літаках, кораблях вібрація може викликати хворобливі прояви у пасажирів, а також зношуваність та механічну втому частин автомобілів. Ще одна галузь застосування – це промислове устаткування, де дебаланси обертових машин можуть викликати ексцентричне обертання, що погіршує поверхневу обробку і точність. Коли зростає швидкість таких електронних накопичувачів вібрації, як компакт-диски, DVD та жорсткі диски, вплив дебалансу на диски стає надзвичайно важливим у процесі зчитування інформації. Тут також ефективним є застосування ДГК. Можна згадати ще десятки різних типів машин і споруд, де доцільне застосування ДГК.

Аналіз останніх досліджень. Відомі активні і пасивні ДГК широко використовуються для зменшення коливання і супутньої звукової радіації у віброуючих органах типу оболонки літака чи ракети т.п. У багатьох випадках активні ДГК зменшують коливання і шум, але за рахунок дорогих і складних систем керування. Щоб як належно скористатися перевагою активних систем керування, необхідно вибрати належні давачі чи привід керувальних елементів, адаптованих до функціональних можливостей активних систем керування. Тобто невідповідний датчик чи привод призведуть до того, що активна система керування не інвертуватиме і не підсилуватиме сигнал, тобто не зменшить вібрацію і шум віброуючого органа (тіла). Великі проблеми в такого типу ДГК виникають зі стійкістю. На відміну від активних систем керування, адаптивно-пасивні системи ДГК зазвичай не такі складні і дорогі. Вони не витрачають стільки енергії, скільки активні ДГК і водночас не менш ефективні.

У [1–10] розглянуто питання проектування такого типу ДГК, що мають спільні ознаки: масу на пружному елементі змінної жорсткості (рис. 1).

Постановка задачі. Ці схеми ДГК мають такий недолік ([1]), що поблизу робочої зони ДГК (максимуму вібропоглинання) знаходяться дві зони негативної дії збільшення вібрації. За будь-якого коливання основної частоти можливе потрапляння у ці зони і поява замість явища вібропоглинання явища вібропосилення.

У цій роботі розглядається адаптивний ДГК, сконструйований так, що він має широко-масштабні поглинальні властивості. ДГК такого типу має кращі робочі характеристики у ширшому частотному діапазоні, а головне, не має близьких паразитних резонансних збурень. Цього досягають тим, що ДГК додатково містить допоміжний вібропоглинач з вібропоглинальними шарами та з пазами для пересування та з коригуючим механічним пристроєм, та автоматичний електронно-механічний коригуючий пристрій для основного вібропоглинача, що забезпечує краще вібропоглинання у ширшому частотному діапазоні без паразитних колорезонансних збурень.

ДГК складається з (рис.1.): **1** – вузла приєднання до основної конструкції, **2** – механізму корекції допоміжного вібропоглинача, **3** – маси допоміжного вібропоглинача, **4** – пружного елемента допоміжного вібропоглинача, **5** – пружного елемента основного вібропоглинача; **10** – маси допоміжного вібропоглинача. Кожний з пружних елементів – це профільована пластина з пазом для переміщення та фіксації відповідної маси за допомогою відповідного механізму. Пружна металева пластина **3** допоміжного вібропоглинача затиснена в обоймі **1** за допомогою еластичних прокладок **6** з високими демпфуючими властивостями (рис. 1, б). Електронно-механічну схему керування ДГК зображено на рис. 2. Вона містить: **7** – лінійний електричний двигун, який використовують як привід пересування пластини вібратора; давачі вібрації: **8** – основного і **9** – допоміжного. Також він містить електронну схему корекції, яка використовує дані давачів **8,9**.

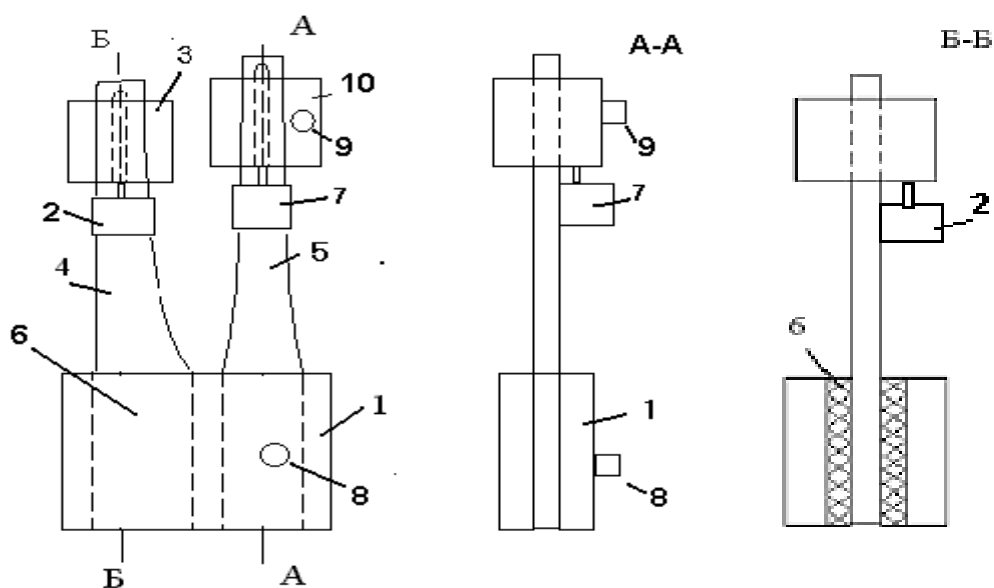


Рис. 1. Конструкція ДГК

На рис. 2, а наведено класичну схему напівактивного ДГК [4–10]. На рис. 2, б – вдосконалена схема ДГК. Рівняння динамічної рівноваги складних конструкцій розв’язують різними методами, найчастіше методами скінченних елементів. Однак вони мають низку недоліків і як альтернативні можуть застосовуватися дискретно-континуальні методи [11–13]. Для схем рис.2а,б рівняння динамічної рівноваги матимуть вигляд:

А)

$$m_1 \ddot{x}_1 + (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)b_2 + (\dot{x}_1 - \dot{x}_0)b_1 + (x_1 - x_0)k_1 + (x_1 - x_2)k_2 + B1 \cdot \dot{x}_1 = 0 \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)b_2 + (x_2 - x_1)k_2 - B1 \cdot \dot{x}_1 = 0;$$

Б)

$$m_1 \ddot{x}_1 + (\dot{x}_1 - \dot{x}_0)c_0 + (x_1 - x_0)k_0 + (x_1 - x_2)k_1 + (\dot{x}_1)c_1 + (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)c_2 + (x_1 - x_2)k_2 + (\dot{x}_1 - \dot{x}_3)c_3 + (x_1 - x_3)k_3 = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)c_2 - (x_1 - x_2)k_2 = 0 \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{x}_3 - (\dot{x}_1 - \dot{x}_3)c_3 - (x_1 - x_3)k_3 = 0$$

Вдосконалена конструкція дає змогу вирішити два основні завдання:

1. Поглинути енергію коливань.

2. Не допустити виникнення інтенсивних коливань в зоні частот f_1, f_2, f_3 , які вибираються в околі частоти найінтенсивніших коливань цього пристрою.

Для оптимального проектування після отримання параметричної моделі застосовувався метод генетичної (еволюційної) оптимізації [14]. На рис. 3 наведено результати застосування цього методу (пунктирні лінії – неоптимізований ДГК), покращеного типу (суцільна лінія) та параметрично та конструкційно оптимізований (товста суцільна лінія).

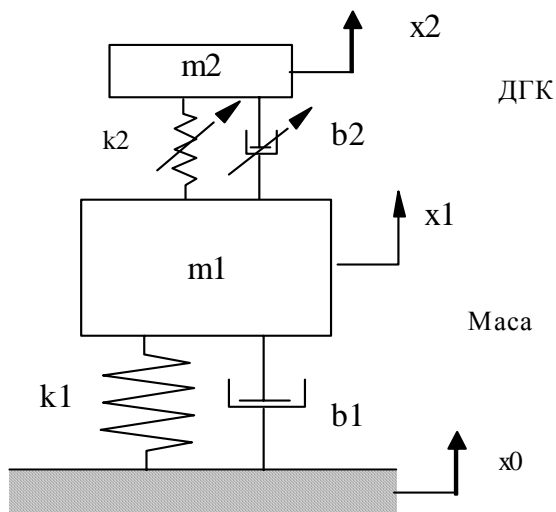


Рис. 2, а. Класична конструкція ДГК

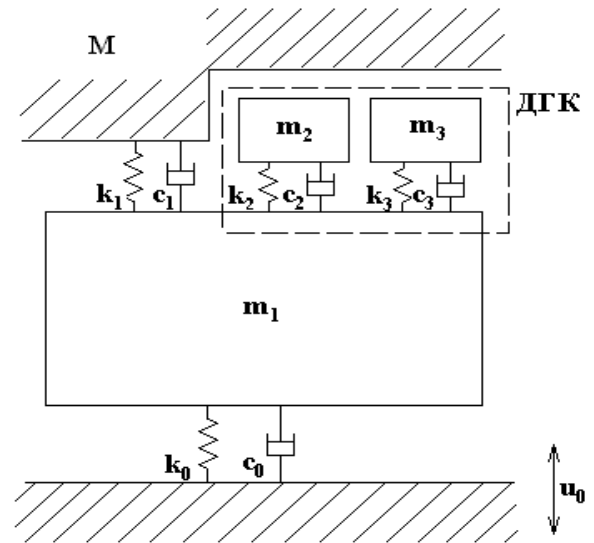


Рис. 2, б. Вдосконалена конструкція ДГК

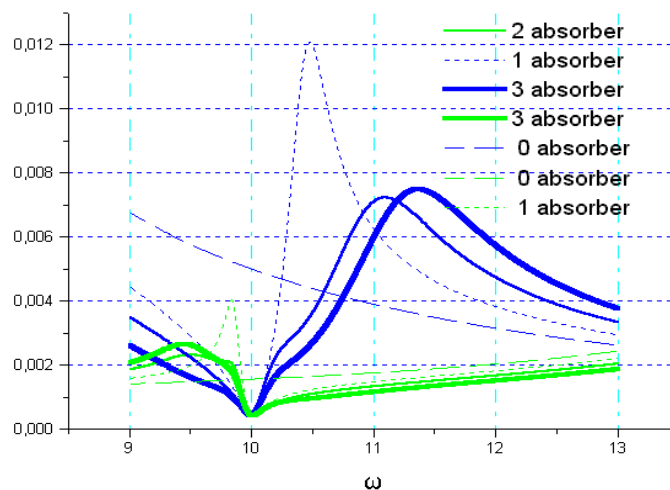


Рис.3. Результати застосування одномасового ДГК (пунктирні лінії, **1absorber**), покращеного типу з одним додатковим елементом (тонка суцільна лінія, **2absorber**) та оптимізованого, з двома додатковими елементами (товста суцільна лінія, **3absorber**)

Як бачимо, на робочій частоті ($f=10$) існує значний максимум, який набагато перевищує початковий рівень (**0absorber**). Тобто, за деякого незначного відхилення параметрів ДГК від робочих чи за малої зміни робочої частоти (що зазвичай існує в обертових машинах, навіть таких стабільних, як потужні турбогенератори на електростанціях) можливе замість вібропоглинання вібропосилення. Тут наведено як лінії АЧХ, коли найближча резонансна частота конструкції справа (верхні лінії) та зліва (нижні лінії).

Висновки. Цю конструкцію ДГК можна використати в енергетиці, в газокompresорних агрегатах, потужних насосах для транспортування нафти, в системах охолодження газу в потужних турбогенераторах та збудниках турбогенераторів на електростанціях, на бурильних стаціонарних та мобільних установках, в комунальному господарстві – в котельнях, бройлерних, на транспорті; у дисководах ЕОМ та інших віброактивних механізмах та машинах. На відміну від класичної схеми ДГК цей ДГК складається з вузла приєднання до основної конструкції, маси центрального

вібропоглинач, маси допоміжного вібропоглинач, основного пружного елемента, пружного елемента допоміжного вібропоглинач, який відрізняється тим, що введено додаткові маси з відповідними пружними елементами та механічні і електронно-механічні коригувальні елементи. ДГК сконструйований так, що має широкомасштабні поглинальні властивості. Цей ДГК має кращі робочі характеристики у ширшому частотному діапазоні, а, головне, не має близьких паразитних резонансних збурень. Його можна використовувати як в автоматичному режимі з під'єднанням коригуючих елементів, так і як пасивний гасник коливань. Адже у цій конструкції немає такої небезпеки підсилення вібрації, як у класичній схемі.

Для точнішого дослідження динаміки конструкцій з ДГК необхідно розглянути уточнені схеми (наприклад, такого типу, як у [13]).

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444с. 2. Вибрації в техніці. Т.6. Захита от вибрації и ударов. – М.: Машиностроение. 1981. – 456с. 3. Den Hartog, J. P. (1956), *Mechanical Vibrations (4th edition)* Mc Graw-Hill, New York. 4. Von Flotow, A., Beard, A., Bailey, D. (1994), “Adaptive Tuned Vibration Absorbers: Tuning Laws, Tracking Agility, Sizing, and Physical Implementations”, *Noise-Con 94*, 437-454. 5. Ting-Kong, C. (1999) *Design of an Adaptive Dynamic Vibration Absorber. The University of Adelaide, South Australia 5005*. 6. Nishimura, H., Yoshida, K., Shimogo, T. (1990), “Optimal Active Dynamic Vibration Absorber for Multi-Degree-of-Freedom Systems”, *JSME International Journal, Vol. 33, No. 4, Ser. III, 513*. 7. Lee-Glauser, G., Juang, J.-N., Sulla, J. L. (1995), “Optimal Active Vibration Absorber: Design and Experimental Results”, *Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 117*. 8. Waterman, E. H. (1986), “Vibration absorber with controllable resonance frequency,” *US Patent 4724923*. 9. Bailey, D. C., Park, C., von Flotow, A. H., Jensen, W. (1999), “Adaptively tuned elastomeric vibration absorber,” *US Patent 5924670*. 10. Ryan, M.W., Franchek, M. A., Bernhard, R. (1994), “Adaptive-Passive Vibration Control of Single Frequency Excitations Applied to Noise Control”, *Noise-Con 94*, 461-466. 11. Дівеєв Б. Алгоритми розрахунку вібронапружених конструкцій у САПР та діагностичних системах на мікрокомп'ютерах. //Матеріали 4-ї та 5-ї Міжнародних науково-практичних конференцій „УКРСОФТ”. – Львів, 1995. – С.191–194. 12. Дівеєв Б.М., Вікович .Б. Узагальнення методу механічних чотирьохполюсників для побудови розрахункових схем складних вібронавантажених конструкцій //Машинознавство, 2001, №11. – С.22–26. 13. 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, pp.7-17*. 14. Goldberg, D. E., “Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning,” Addison-Wesley, 1989.