

УДК 629.45.027.35

Б.М. Дівесв¹, О.З. Горбай¹, І.С. Керницький², І.В. Коник¹, Я.М. Пелех¹¹Національний університет «Львівська політехніка»²SGGW, Warszawa**ВИБРО- ТА ШУМОЗАХИСНІ ПРИСТРОЇ З ДГК ДЛЯ КОЛІСНИХ МАШИН**

В статті досліджуються вібро- та шумозахисні пристрої для колісних машин із застосуванням динамічних гасників коливань (ДГК). Наведені алгоритми моделювання їх динамічних характеристик на основі адаптивних розрахункових схем. Розглядається підвіска з нелінійними характеристиками з ДГК та шумопоглинаюча перегородка, яка за рахунок введення шаруватої композитної тонкостінної конструкції з проміжним демпфуючим прошарком з підвищеними демпфуючими властивостями та системою ДГК, що забезпечує краще вібро- та шумопоглинання у транспортних засобах.

Ключові слова: підвіска, колісна машина, вібрація, динамічний гасник коливань, шумоізолююча перегородка, оптимізація

Б.М. Дивесв¹, О.З. Горбай¹, І.С. Керницький², І.В. Коник¹, Я.М. Пелех¹¹Національний університет «Львовская политехника»²SGGW, Warszawa**ВИБРО- И ШУМОЗАЩИТНЫЕ УСТРОЙСТВА С ДГК ДЛЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН**

В статье исследуются вибро- и шумозащитные устройства для колесных машин с применением динамических гасников колебаний (ДГК). Приведены алгоритмы моделирования их динамических характеристик на основе адаптивных расчетных схем. Рассматривается подвеска с нелинейными характеристиками из ДГК и шумопоглощающая перегородка, которая за счет введения слоистой композитной тонкостенной конструкции с промежуточной демпфирующей прослойкой с повышенными демпфирующими свойствами и системой ДГК, которая обеспечивает лучшее вибро- и шумопоглощение в транспортных средствах.

Ключевые слова: подвеска, колесная машина, вибрация, динамический гаситель колебаний, шумопоглощающая перегородка, оптимизация

B. Diveev¹, O. Gorbay¹, I. Kernitskiy², I. Konyk¹, Y. Pelekh¹¹National University "Lviv Polytechnic"²SGGW, Warszawa**VIBRO- AND SOUND PROTECTING DEVICES WITH DVA'S FOR WHEELED MACHINES**

In the article vibro- and sound protecting devices are explored for the wheeled machines with application of dynamic vibration absorbers (DVA)). The algorithms of design of their dynamic descriptions are resulted on the basis of adaptive charts of calculations. A suspension with nonlinear descriptions with DVA and sound absorbing partition, which due to introduction of the stratified composite thin-walled construction with an intermediate damping layer with the promoted absorbing properties and system of DVA's which provides better vibro- and sound absorbing in the vehicles of transports, is examined.

Keywords: suspension, wheeled machine, vibration, dynamic vibration absorbers, noise absorbing partition, optimization

Вступ. В транспортній техніці використовуються різноманітні конструкції підвісок з постійними або регульованими механічними властивостями. Застосування підвісок зі змінними механічними властивостями пояснюється такими факторами: зміною вантажу, що припадає на дане колесо, зміною експлуатаційних дорожніх умов. Відомі регулюючі пристрої для врахування зміни ваги в пневмопідвісках автобусів, задньої підвіски сучасних автомобілів (зміна кількості пасажирів на задньому сидінні). Проте вони досить складні за виконанням і передбачають використання електронних та електромеханічних пристроїв (контролерів, регуляторів). Тим часом актуальним є розробка простих і ефективних підвісок для причепів колісних машин, для сільгосптехніки, які б враховували зміну їх ваги. Важливим питанням розробки сучасних машин є зменшення вібрації. Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються для зменшення рівнів вібрації і шуму в кабінах транспортних засобів, для зменшення вібрації обертових машин, у тому числі непередсорєних мас колісних автомобілів.

Шумоізолюючі перегородки широко застосовуються в конструкціях транспортних засобів. Вони можуть застосовуватися для зменшення рівнів вібрації і шуму в салонах транспортних засобів. Джерелами цих збурень можуть бути як процес взаємодії коліс з дорогою, так і внутрішні джерела: двигун, трансмісія, коробка передач, гальма, глушники, насоси, тощо. Особливо великий внесок у акустичне навантаження салону автобуса відіграє моторний відсік. Динамічні гасники

коливань (ДГК), приєднані до тонкостінного шаруватого елемента сприяють зменшенню рівня шуму в області низьких частот, де шумоізолюючі перегородки малоефективні.

Огляд джерел. Ефективним у даних випадках може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК) [1-2]. На даний час розроблено багато конструкцій ДГК [2]. Вони застосовуються в різних машинах і спорудах, відрізняються вагою і габаритами, конструктивними особливостями, діапазонами застосування. Приклад різного розташування ДГК проаналізовано в [3-8]. В працях [9-14] розглянуто демпфуючі та звукозахисні властивостей шаруватих пластин з додатковими елементами.

Віброзахисні пристрої. Розглядаються алгоритми розрахунку та оптимізації колісної машини з нелінійною підвіскою та ДГК. Робота містить три етапи: перший – це отримання загальної розрахункової схеми, другий – визначення механічних характеристик підвіски з врахуванням зміни статичного навантаження на неї та її нелінійних пружно-демпфуючих властивостей, отримання простих аналітичних апроксимаційних виразів для динамічної жорсткості підвіски і, третій етап – оптимізація конструктивних параметрів рами причепа та підвіски на основі отриманих у перших двох пунктах моделей. На рис.1 показаний конструктивний варіант підвіски з нелінійними властивостями та з ДГК.

На рис.1. позначено: 1 – рама, 2 – пружна обойма з гумовим елементом-пластиною, 3 – вузол приєднання ресори до рами, 4 – профільована ресора, 5 – ресора зі змінною вільною частиною, 6 – вузол сухого тертя з проміжним шаром з високим коефіцієнтом тертя і відносно малим коефіцієнтом тертя спокою. Тут для збільшення демпфування додатково введений елемент сухого тертя 6.

Розрахункова схема. Розглянемо трьохмасову розрахункову схему підвіски з ДГК (рис. 2). Тут m – маси частини машини, що припадає на цю частину підвіски, M_2 – відповідна маса невіднесених частин та M_A – маса ДГК. k , s – відповідні пружні та демпфуючі елементи. Рівняння динамічної рівноваги будуть

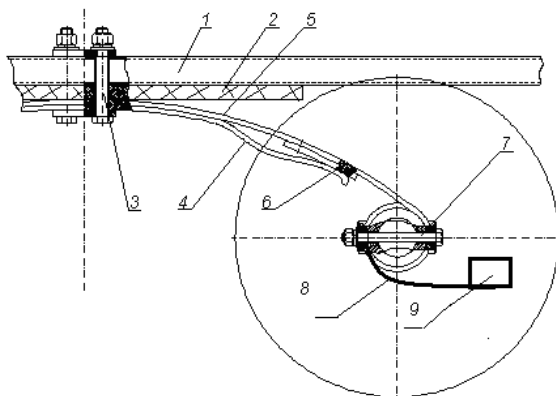


Рис. 1. Конструктивний варіант нелінійної підвіски з ДГК

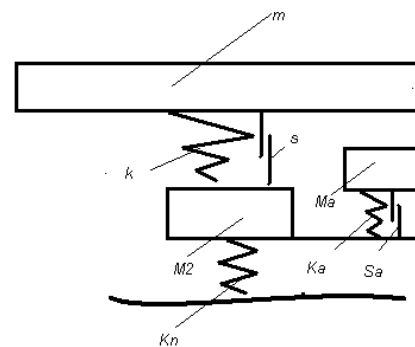


Рис. 2. Розрахункова схема підвіски

$$m\ddot{w}_0 + S\left(\dot{w}_0 - \dot{w}_1\right) + K(w_0 - w_1) = 0, \quad m_A\ddot{w}_A + s_A\left(\dot{w}_A - \dot{w}_1\right) + k_A(w_A - w_1) = 0, \quad (1)$$

$$M_2\ddot{w}_1 - S\left(\dot{w}_0 - \dot{w}_1\right) - K(w_0 - w_1) - S_A\dot{w}_A - K_A w_A = K_n(w_n(t) - w_1).$$

Тут S , K – деякі нелінійні функції від відносних швидкостей та переміщень, K_n – жорсткість коліс, $w_n(t)$ – кінематичне збурення (у загальному випадку деяка випадкова функція, залежна як від рельєфу так і від швидкості).

Визначення жорсткості підвіски. З'єднання конструкцій визначають їх функціональні та міцнісні властивості і потребують уточненого розрахунку. Для таких вузлів як гумово-металічні амортизатори, пластинчаті вібропоглинаючі пристрої важливим є не лише визначення їх динамічної жорсткості, але й полів напружень, що визначають їх довговічність. Для адекватного

визначення цих величин необхідно застосовувати уточнені розрахункові схеми, що дозволяють дослідити фізико-механічні поля в неоднорідних структурах з апіорі невідомими контактними поверхнями та нелінійними властивостями матеріалів. Ці задачі розглядалися як в спрощеній, так і в уточненій [1] постановці.

На рис. 3. наведені величини жорсткості балки для різного відношення коефіцієнта постелі гумового прошарку та згинальної жорсткості балки k/EI (форма штампу вибиралася у вигляді параболи $f = x^2/2R$).

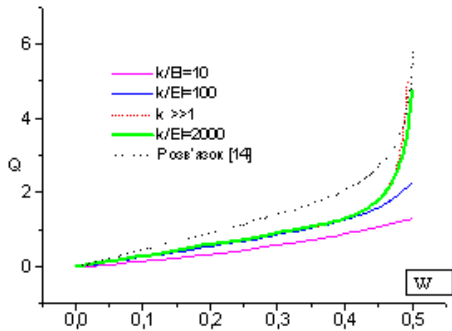


Рис. 3. Жорсткісні властивості балки з обмеженнями на згин

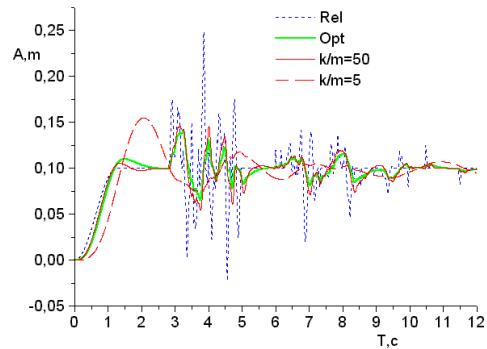


Рис. 4. Приклади реалізації віброзахисту (Rel–рельєф, Opt–оптимальний)

Розрахунок та оптимізація. На відміну від традиційного розгляду підвіски у частотній області, тут розглядається реальний динамічний процес з врахуванням всіх нелінійностей, що безперечно мають місце в реальних конструкціях. Для аналізу таких процесів використано удосконалені числові методи – метод Гіра розв'язку задачі Коші, та малопараметричні розрахункові схеми, отримані на основі методів фізичної конденсації [5-8]. Для оптимізації застосовувалися генетичні методи. На рис. 4 наведені приклади реалізації динамічного нестационарного випадкового процесу для кінематичного збурення з початковим гладким монотонним перехідним процесом (що характеризує керованість).

Шумозахисна перегородка з ДГК. Розглядається зменшення вібрації та внутрішнього шуму транспортних засобів, зокрема застосування шумоізоляційних перегородок, які відділяють моторний відсік від пасажирського приміщення (рис.5). Розрахункова схема перегородки наведена на рис. 6.

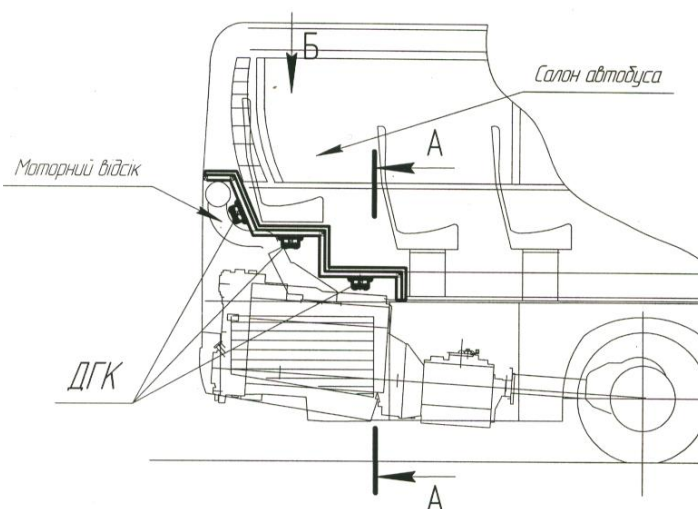


Рис.5. Звукоізолююча перегородка з ДГК для моторного відсіку автобуса

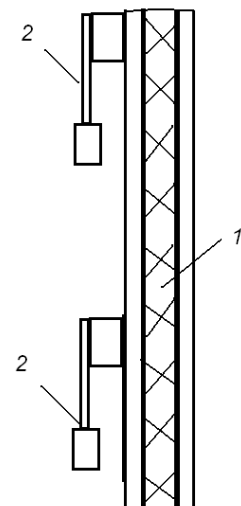


Рис. 6. Розрахункова схема шаруватого тонкостінного елемента з ДГК

Відомі конструктивні рішення, які забезпечують зниження рівня шуму в пасажирському салоні до рівня, регламентованого нормативним документам. Недоліками шумоізолюючих

перегородок є малий коефіцієнт звукопоглинання на низьких частотах, що приводить до збільшення акустичного навантаження в салоні транспортного засобу.

Розглядаються такі завдання:

- 1) Отримання конденсованої розрахункової схеми шаруватої пластини шляхом приведення її до одношарової пластини Тимошенка з відповідними динамічними властивостями.
- 2) Знаходження основних динамічних характеристик (власних частот, власних форм коливань) перегородки разом з приєднаними до неї елементами.
- 3) Одержання та аналіз дискретно-континуальних моделей з врахуванням ДГК.

Основні співвідношення. В [9-14] наведені способи розрахунку тришарових композитних пластин з наповнювачем, та зведення шаруватих тонкостінних пластин до еквівалентної їм балки Тимошенка. Для перегородки як пластини Тимошенка отримуємо систему алгебраїчних рівнянь в залежності від частоти ω [11-14] (з врахуванням ДГК)

$$\begin{aligned} (-EIk^2 - SG - \rho I \omega^2) \gamma_0 - SGik w_0 = 0, SGiky_0 + (-SGk^2 + \rho S \omega^2) w_0 - (K_A + i\omega C_A)(w_A - w_0) = q_0 \\ -M_A \omega^2 w_A + (K_A + i\omega C_A)(w_A - w_0) = 0, \quad q_0 = 2(A_i - A_t), \quad -A_t ik \cos \phi = \rho_a \omega^2 w_0 \end{aligned} \quad (2)$$

Тут E, G – модулі пружності пластини (при циліндричному згині), S, I – площа січення та його момент інерції, γ_0, w_0 – кутове та нормальне переміщення, ρ – погонна густина, A_i, A_t – амплітуди падаючої та пропущеної хвилі, $k = \omega / C_v$, C_v – швидкість звуку, ρ_a – густина повітря, ϕ – кут падіння звукової хвилі. де w_A – переміщення ДГК, M_A – його маса, K_A, C_A – його жорсткісні та демпфуючі властивості. Розв'язуючи систему рівнянь (2), отримуємо

$$A_t = F(\omega) A_i \quad (3)$$

Коефіцієнт передачі потужності через перешкоду задається так $\tau = \frac{|A_t|}{|A_i|}$ а коефіцієнт,

поглинання в децибелах $T_L = 10 \log |\tau^{-1}|$. Звідки $T_L = 10 \log \left| \frac{1}{F(\omega)^2} \right|$.

На рис. 7 показана ця величина при наявності та відсутності ДГК зі спеціально підібраними параметрами.

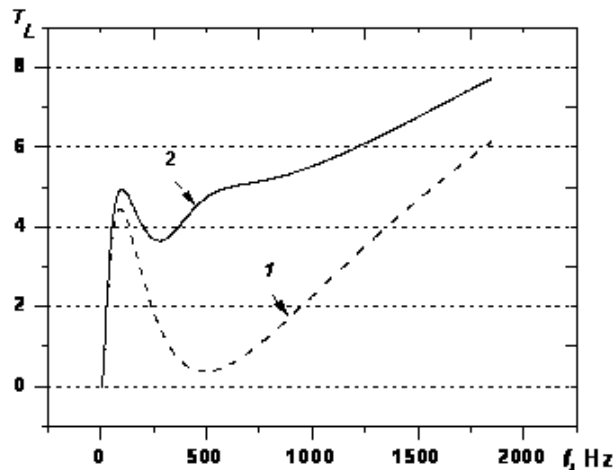


Рис. 7. Коефіцієнт звукових втрат для пластини без ДГК– (1) та з ДГК налаштованим на провал звукоізоляції –(2)

Можна помітити значно покращені шумопоглинаючі властивості у околі провалу цієї характеристики для перегородки без ДГК.

Висновки. Розглянута нелінійна підвіска колісної машини з ДГК. На основі дискретно-континуального підходу отримано трьохмасову розрахункову схему з врахуванням невіднесених мас та приєднаних до них ДГК. Проведена оптимізація параметрів підвіски для реалізації кінематичного збурення як випадкового нестационарного процесу. Розроблена адаптивна розрахункова схема для шумозахисної перегородки з ДГК. Шарувата пластина

перегородки моделюється балкою Тимошенка Продемонстровано значне покращення звукоізолюючих властивостей в області низьких частот за рахунок приєднання системи ДГК.

Література

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М., Наука, 1967 -444с.
2. Вибрации в технике. Т.6. Защита от вибрации и ударов. –М.: Машиностроение. 1981. – 456с.
3. Burdisso, J.D. Heilmann, A new dual-reaction mass dynamic vibration absorber actuator for active vibration control, *Journal of Sound and Vibration* 214 (5) (1998) 817–831.
4. Стоцько З. А., Дівеев Б.М., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Математичні моделі керування віброактивністю технологічних машин. *Машинознавство*. №2, 2005.–с.37-42.
5. Дівеев Б.М. , Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я., Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливань в сільгоспагрегатах з обертовими елементами. *Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. – Львів. № 40. 2006. – С.99-105.
6. Kernytskyu I., Diveyev B., Pankevych B., Kernytskyu N. 2006. Application of variation-analytical methods for rotating machine dynamics with absorber *Electronic Journal of Polish Agricultural Universities, Civil Engineering, Volume 9, Issue 4*. Available Online <http://www.ejpau.media.pl/>
7. Дівеев Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. „Львівська політехніка”, 2005.–№39.–С.71-76.
8. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівеев Б.М., Бутитер І.Б., Дівеев І.Б. Генетична оптимізація конструкцій підвісок колісних машин // *Зб. наук. пр. Асоціації “Автобус” “Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів”*. – Львів, 2004. Вип. 8. – С. 31 -35.
9. P. Thamburaj and j. Q. Sun. Optimization of anisotropic sandwich beams for higher sound transmission loss. *Journal of Sound and Vibration*, (2002) 254(1), 23-36
10. K. Renji. Sound transmission loss of unbounded panels in bending vibration considering transverse shear deformation , *Journal of Sound and Vibration*. 283 (2005) 478–486
11. Дівеев Б.М., Горбай О.З., Когут І.С. Розсіяння енергії у тришарових композитних балках при згині. *Збірник наукових праць. Серія машинобудування, будівництво, Полтава*, вип. 2(32), Т.2, 2012, С.17-24.
12. Bohdan Diveyev, Orest Horbay, Roman Pelekh, Andrij Smolskyu. Acoustical and vibration performance of layered beams. 19th International Congress on Sound and Vibration 2012 Vilnius, Lithuania, Vol. 2, p. 1491-1498 (Electronic edition)
13. Б.М. Дівеев, І.В. Коник, Р.Я. Пелех, Я.М. Пелех. Розрахунок та оптимізація шумопоглинаючих шаруватих пластин з додатковими масами. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство», вип. 41, част. 3, (04-06.2013 р.). Луцьк, С. 81-88.*
14. Дивеев Б. М., Пелех Я. М., Тарасюк У. И., Николишин М. М. Демпфирующие и звукоизоляционные свойства слоистых панелей // *Вібрації в техніці і технологіях*, 2014, №3(75), - С.71 - 76.

Стаття надійшла до редакції 08.05.2016