

ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНОГО ГАСНИКА КОЛИВАНЬ ДЛЯ ПОДОВГАСТИХ ЕЛЕМЕНТІВ

© Кузьо І.В., Дівесв Б.М., Грицай В.Й., Коваль Т.Б., 2008

Розглянуті методи розрахунку і оптимізації конструкцій з динамічними гасниками коливань. Подані дискретно-континуальні моделі динаміки таких колісних машин, як штангові обприскувачі, пожежні машини. Отримані алгоритми зменшення вібрації подовгастих елементів таких машин за допомогою оптимізованих динамічних гасників коливань.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of constructions with the dynamic vibration absorbers. The discrete-continue models of wheeled land-machines dynamics such as boom-sprayer, fire-engine are offered. The algorithms for vibration decreasing of elongated machine elements by means of optimized dynamic vibration absorbers are received.

Вступ. Важливим питанням розробки сучасних колісних машин є зменшення вібрації. Традиційні методи віброізоляції часто стають недостатньо ефективними, особливо для такого класу машин, як обприскувачі з великогабаритною штангою або пожежні машини з великогабаритною стрілою. Ефективним у цьому випадку може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК).

Постановка проблеми. ДГК широко застосовується у машинобудуванні і може бути використаний у пожежних машинах, у великогабаритних автокранах, у вантажопідіймальних механізмах і машинах та транспортних машинах, що мають начіпне обладнання, яке потребує зменшення інтенсивності коливань і вібронавантаження елементів конструкцій і в будівельних спорудах. Проектування ДГК можна розділити на такі етапи (рис. 1):



Рис. 1. Схема проектування системи машина – ДГК

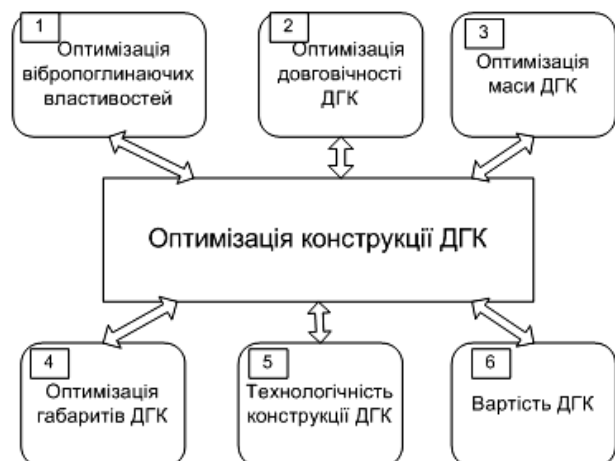


Рис. 2. Схема оптимізації конструкції ДГК

Виділимо основні критерії оптимальності конструкції ДГК (рис. 2). Це далеко не повний перелік критеріїв оптимальності. Він, як і у разі будь-якої конструкції, може бути поповнений ще іншими, наприклад, ремонтоздатністю, естетикою дизайну тощо. На наш погляд, не останнє місце

має і такий критерій як простота конструкції, що, своєю чергою, дозволяє на проектному етапі спрогнозувати значення конструктивних параметрів ДГК.

Найважливіший критерій 1 (рис. 2). Цей критерій дуже об'ємний. Він може складатися з критерію віброзахисту в деякому вузькому робочому діапазоні частот. Але, найчастіше, у зв'язку з умовами експлуатації машин, коли преуваюча частота дрейфує, на перше місце виходить здатність ДГК ефективно працювати в широкому діапазоні частот. Недостатньо уваги дослідники звертають на таке питання, як довговічність конструкції ДГК. Пружні елементи ДГК для досягнення ефективного вібропоглинання повинні працювати при максимальних амплітудах коливань в зоні максимально допустимих напружень.

Огляд останніх публікацій. Відомі різноманітні конструкції динамічних гасників коливань (ДГК). Для обертових машин найбільше застосування знайшли гасники пружного типу. Для зменшення рівнів вібропередачі на раму агрегату та на фундамент більше застосовують ДГК лінійної дії – маса на пружному елементі. Відомі ДГК такого типу [EP0884731, US2002021655, US2001012254, EP1207532] (патенти зі світової бази патентів ESP@CENET), які мають саме таку конструкцію. Для великогабаритних конструкцій, для будівель більше застосування знаходять ДГК маятникового [US5556227, EP0618380A1] та каткового типу [JP59217028, DE4109964A1, US2003/0052247A1], патенти України [№ 41171А; 44065А, 52135А, 52239А, 54033А, 56783А, 58826А, 58981А, 59097А, 59224А]. У патенті WO 2006/029851, пристрій для демпфування вібрацій у спорудах, автор Uwe Starossek від 23.03.2006 запропонований ДГК, що складається зі стрижня на осі обертання, на краях якого зосереджені маси. Стрижень у деякому перерізі підкріплений пружно-демпфуючою в'яззю. Але в цій конструкції поглинача не враховано таке:

1) не використовується гравітаційна складова мас, що може значно покращити енергетичні властивості ДГК;

2) ДГК має лише одну резонансну частоту, тобто він здатний гасити вібрацію лише на одній частоті. А типові конструкції стріл пожежних машин, веж мобільних бурових установок, кранів, начіпних великогабаритних елементів сільгоспмашин (наприклад, штанг обприскувачів) мають дві площини коливань: площину з вищою власною частотою коливань у напрямку максимальної жорсткості і ортогональну до неї площину мінімальної жорсткості з нижчою резонансною частотою.

У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр [1–7]. При широкому частотному спектрі зовнішніх збурень, що зумовлені різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань. Тому актуальними стають дискретно-континуальні моделі [6–16], що враховують гнучкість елементів конструкції, а, особливо, гнучкість великогабаритних подовгастих штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж пересувних бурових установок тощо.

У [4, 5] для отримання конденсованих моделей подовгастого елемента застосовували технічну теорію стрижнів і враховували міжсекційну податливість. У [9] застосовували теорію балки Тимошенко змінного перерізу.

Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовують у техніці [8, 9]. Джерелами збурень в колісних агрегатах можуть бути як процес взаємодії коліс з дорогою, так і внутрішні джерела: двигуни, трансмісії і вібробудники (наприклад, вібраційний дорожній каток). ДГК поділяються на пасивні, активні та напівактивні [8]. Пасивні ДГК можна в першому наближенні вважати еквівалентними масі на пружині. Активні ДГК містять додаткове джерело енергії, яке діє у протифазі зі збурюючою силою. Напівактивні (адаптивні) ДГК містять ланку керування пружним або демпфуючим елементом. Проте два останні різновиди неодмінно використовують як конструктивний елемент деякий пасивний ДГК. Тобто, у всіх випадках під час розв'язання задачі оптимального проектування ДГК виникає задача оптимізації його конструкції.

Постановка задачі. Розглянемо, коливання стріли пожежної машини підвищеної висоти. Стріла пожежної машини складається з п'яти секцій коробчастого вигляду. Кожна секція має прямокутний переріз. На рис. 3 показано вигляд цієї конструкції та власні частоти. У роботі запропоновано комбінований алгоритм конденсації на основі використання пакета АРМ

WinMachin. Перші дві частоти відповідають першій формі коливань стріли у напрямку, ортогональному до ширшої сторони – частота 0.292 c^{-1} , та частота 0.355 c^{-1} у перпендикулярному напрямку (у напрямку найбільшої жорсткості перерізу стріли).



Рис. 3. Стріла пожежної машини:
а – загальний вигляд; б – розрахункова схема в АРМ

Оскільки власні частоти коливань стріли достатньо малі, поставлено завдання розробити динамічний гасник коливань, який містить вібропоглинаючий інерційний елемент у вигляді стрижня з закріпленими на краях масами, вузла приєднання до основної конструкції. Цей ДГК відрізняється від запропонованого у патенті WO 2006/029851 тим, що вузол кріплення стрижня має дві осі обертання, маси розташовані асиметрично відносно вузла закріплення, а стрижень підкріплений у площині коливань пружно-демпфуючою в'яззю, розташованою під певним кутом (рис. 4).

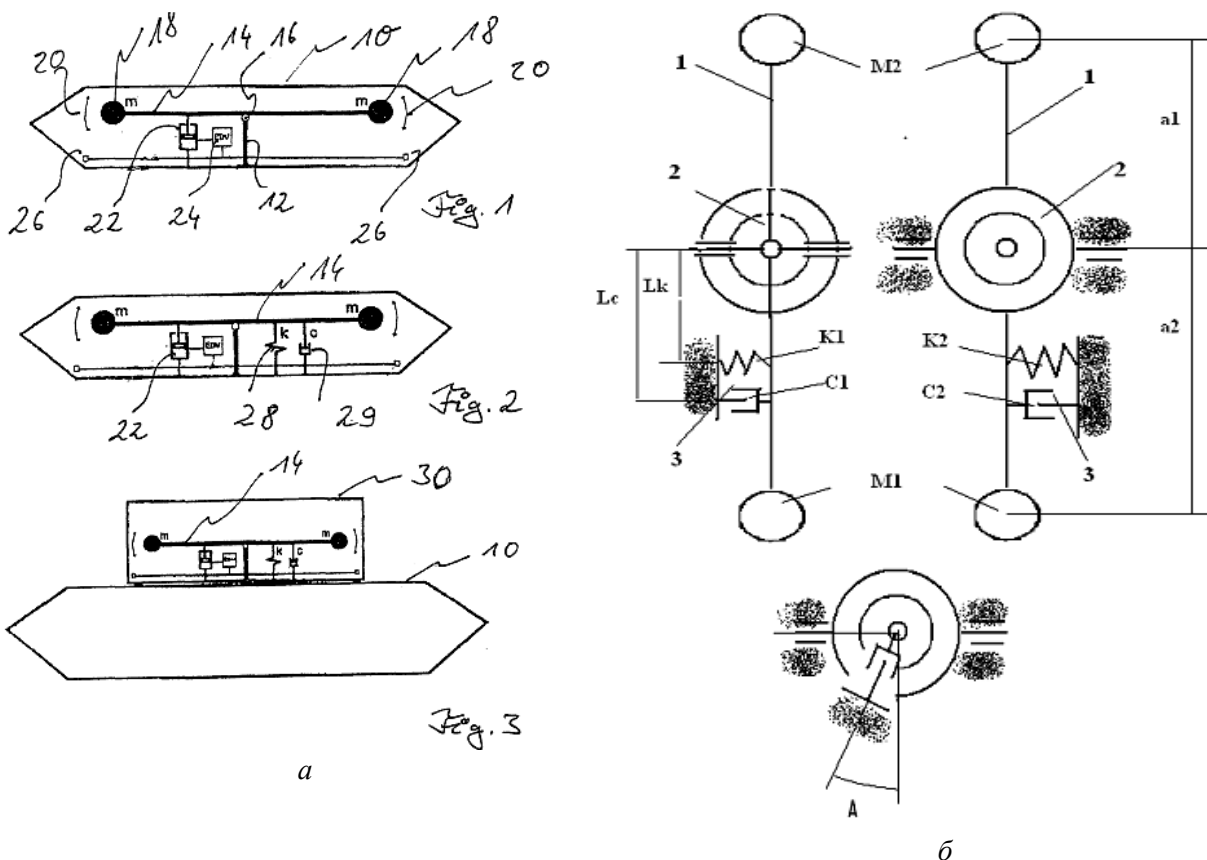


Рис. 4. Варіанти конструкції ДГК з патента WO 2006/029851 (а); запропонована конструкція ДГК (вигляд спереду, збоку і знизу) (б)

Запропонований ДГК складається зі стрижня **1** з приєднаними по краях на відстанях **a1**, **a2** від осі обертання масами **M1**, **M2**, вузла кріплення **2** типу вузлів кріплення гіроскопів, пружно-демпфуючого елемента **3**, розташованого на відстанях **Lk**, **Lc** від осі обертання та під кутом **A** в площині коливань. Це дозволяє, за рахунок можливості вибору геометричних розмірів, мас, значень та розташування пружних та демпфуючих елементів досягти оптимального поглинання коливань у двох частотних діапазонах, що відповідають двом резонансним частотам стріли (пожежної машини, мобільної бурової установки, крана тощо).

Знайдемо резонансні частоти ДГК. Рівняння вільних коливань в площинах коливань будуть

$$\begin{aligned} (M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2) \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_1 L_k) \varphi_1 &= 0, \\ (M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2) \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_2 L_k) \varphi_2 &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Власні частоти будуть

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_1 L_k)}{(M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2)}}, \quad f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_2 L_k)}{(M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2)}} \quad (2)$$

Для більшої точності тут треба було би врахувати інерційні властивості стрижнів та вузла закріплення. Якщо, відсутня верхня маса, то можна отримати таке співвідношення для ефективної

довжини фізичного маятника:
$$L_e = \frac{\left(\frac{2}{3} m_c + 2M\right)}{m_c + 2M}$$

Тепер, порівнюючи значення першої (2) і другої (3) частот коливань ДГК до перших двох резонансних частот конструкції, знаходимо необхідні значення параметрів ДГК. У разі розташування пружного елемента під кутом *A* значення для жорсткостей будуть

$$K_1 = K \sin(A), \quad K_2 = K \cos(A) \quad (3)$$

Тут *K* – жорсткість пружного елемента. Оптимальне демпфування можна задати таким [1]:

$$\delta = \frac{1}{1 + \frac{m_a}{m_k}} \quad (4)$$

На рис. 5 показані динамічні характеристики стріли у разі імпульсного навантаження та вплив ДГК. Приймали такі параметри (рис. 3, а) *L* = 30 м, *Lm* = 3 м, кут нахилу *a* = 60°.

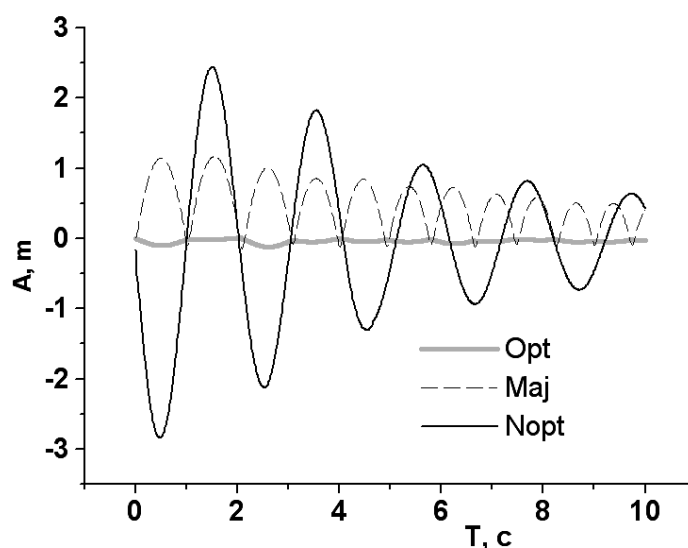


Рис. 5. Вплив ДГК на динаміку стріли за імпульсного навантаження:
Opt – стріла з маятником, *Maj* – коливання маятника, *Nopt* – стріла без маятника

Дискретно-континуальна модель подовгастого елемента. Під час застосування ДГК для зменшення коливань конструкцій у середньому частотному діапазоні необхідно враховувати деформативність цієї конструкції. Адже робоча частота ДГК може наближатися до власних частот конструкції. У такому разі треба розглянути загальну дискретно-континуальну розрахункову схему [10–16]. Розглянемо подовгастий елемент як гнучку конструкцію з приєднаними ДГК. Прогин застосуємо в такому вигляді:

$$w = w_0 + w_1\varphi_1 + w_2\varphi_2 + \dots \quad (5)$$

Тут $\varphi_i(x)$ – одновимірні координатні функції, де x – координата подовгастого елемента. У загальному випадку ці функції тривимірні. З варіаційного принципу Гамільтона-Остроградського отримаємо, як і у випадку дискретної системи, рівняння рівноваги [10–16].

Числовий приклад. Горизонтальні коливання штанги з ДГК на краї. Форми коливань фермової конструкції штанги подібні до коливань стріли. На рис. 6. показана схема штанги обприскувача з ДГК.

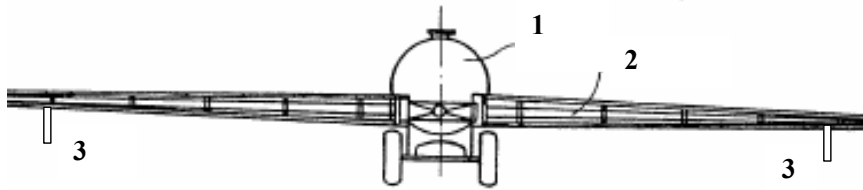


Рис. 6. Причіп обприскувача (1) зі штангою (2), до якої приєднані ДГК (3)

Ця машина проаналізована для вібраційного випадкового збурення, з параметрами (спектральними щільностями, амплітудами), що моделюють реальну взаємодію агрегату з рельєфом [10–12].

Оптимізація системи машина – ДГК. На рис. 7 зображений рівень вібрації краю штанги залежно від параметрів ДГК: приведеною жорсткістю $P_r = k/m$ та демпфуванням $D_{emp} = c/km$

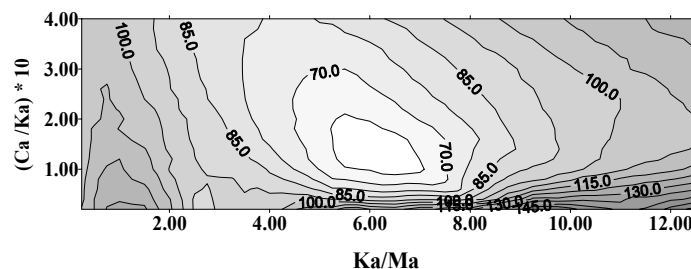


Рис. 7. Карта рівнів вібрації краю штанги (в см.) залежно від параметрів ДГК

Висновки. Для розв’язання інженерної задачі оптимального проектування агрегатів з великогабаритними подовгастими функціональними елементами, зрештою, як і для будь-якої вібронавантаженої техніки, не існує стандартних програмних засобів. Універсальні, переважно імпорتنі програми, мало пристосовані до специфіки проектування цих конструкцій та описання умов експлуатації машин, вже не кажучи про їх вартість та важкість освоєння. Проте сьогодні розроблено низку ефективних алгоритмів та програмних засобів моделювання динамічних процесів, що визначають ресурсні та функціональні властивості таких машин. За допомогою таких програм можна успішно аналізувати міцність і функціональність штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж мобільних бурових установок. Малопараметричні математичні моделі дозволяють інженеру в інтерактивному режимі оптимізувати ці конструкції ще на стадії проектування, а не після виготовлення, що потребує більше затрат. Додатково

введені ДГК забезпечують зменшення інтенсивності коливань і тим самим підвищують функціональні та ресурсні властивості.

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
2. Hurty W.C. Dynamic Analysis of Structural System Using Component Modes. // *AIAA Journal*. – 1965. – Vol. 3, No. 4. – P. 678–685.
3. Богомолов С.И., Журавлева А.М. Колебания сложных механических систем. – Харьков, 1979. – 136 с.
4. Гацук П., Вікович І., Дівеєв Б. Застосування дискретно-континуальних дискретних схем для визначення вібронапружень в механічних конструкціях // *Тр. Одес. політехн. ун-та*. – 1999. – Вып. 2(8). – С. 34–41.
5. Вікович І., Дівеєв Б. Дискретно-континуальний метод розрахунку динаміки тракторного агрегату обприскувача з рідиною в ємкості // *Автоматизація виробничих процесів у машино-будуванні та приладобудуванні*. – 2001. – Вып. 36.
6. Дівеєв Б.М., Дорош І.Р. Проблеми оптимального проектування штанг штангових обприскувачів // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. – Львів, 2006. – Вып. 40. – С. 105–111.
7. Вибрації в техніці. Т.6. Защита от вибрации и ударов. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
8. Den Hartog, J.P. *Mechanical Vibrations (4th edition)* Mc Graw-Hill. – New York, 1956.
9. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я., Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливань в сільгосп агрегатах з обертовими елементами // *Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2006. – Вып. 40. – С. 99–105.
10. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівеєв Б.М. Зменшення коливань штанги обприскувача за допомогою динамічних гасників коливань // *Зб. наук. пр. Асоціації “Автобус” Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів*. – Львів, 2006. – № 9. – С. 47–52.
11. Igor Vikozych, Bohdan Diveyev, Igor Butyter. Prospects of Modern Methods for Optimum Designing Mobile Vehicles // *Матеріали XIV Українсько-польської конф. “САПР у проектуванні машин. Питання впровадження та навчання” CADM’2006*. – С. 130–132.
12. Дівеєв Б.М., Дорош І.А. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах // *Вибрації в техніці та технологіях*. – Вінниця: ВДАУ, 2006. – № 1 (43). – С. 27–29.
13. Stotsko Z.A., Diveyev B.M., Sokil B.I., Topilnytskyu V.G. Устройства устранения вибраций технологических машин. *Часопис Кошицького технічного університету “Manufacturing engineering”*. – 2006. – Cislo 2, ročník V. – S. 52–53.
14. Стоцько З.А. Дівеєв Б.М. Сокіл Б.І. Топільницький В.Г. Моделирование динамики вибронанвантажених машин // *Вісн. Хмельницьк. нац. ун-ту; Вісн. Технолог. ун-ту Поділля. Технічні науки*. – С. 43–46.
15. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань *Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2005. – Вып. 39. – С. 71–76.