

ЗАСТОСУВАННЯ РІЗНОГО ТИПУ МАЯТНИКОВИХ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ

Вікович І.А., доктор технічних наук, Національний університет “Львівська політехніка”
Дивеев Б.М., кандидат технічних наук, Національний університет “Львівська політехніка”
Мартин В.С., Національний університет “Львівська політехніка”

DIFFERENT TYPE PENDULUM TYPE DYNAMIC VIBRATION ABSORBERS APPLICATION

Vikovych I.A., doctor, National University “Lviv Polytechnic”
Diveyev B.M., PhD, National University “Lviv Polytechnic”
Martyin V.Y., National University “Lviv Polytechnic”

ПРИМЕНЕНИЕ РАЗНОГО ТИПА МАЯТНИКОВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Викович И.А., доктор технических наук, Национальный университет “Львовская политехника”
Дивеев Б.М., кандидат технических наук, Национальный университет “Львовская политехника”
Мартын В.Е., Национальный университет “Львовская политехника”

Вступ. Вібрація в машинах і спорудах відіграє негативну роль, за виключенням класу машин, що використовують вібрацію для здійснення технологічних процесів (вібротранспортери, віброущільнювачі, віброоброблювальні машини тощо). Вібрація діє негативно як на споруди та машини, так і на людину. Близько 70% конструкцій руйнуються внаслідок впливу вібрації. Небезпечна вібрація і для організму людини. Вона викликає різноманітні захворювання і значно знижує рівень комфортності навіть при незначних амплітудах коливань. Ефективним способом зменшення рівнів вібрації є динамічний гасник коливань (ДГК).

Аналіз останніх досліджень. ДГК широко застосовуються в техніці [1,2]. ДГК бувають різних типів. Однак основний принцип функціонування ДГК – це поглинання вібраційної енергії за рахунок приєднання до основної конструкції додаткових мас на пружинах. При відповідному налаштуванні ці маси інтенсивно коливаються і поглинають значну частину енергії.

ДГК поділяються на пасивні, активні та напівактивні. Пасивні ДГК можна у першому наближенні вважати еквівалентними масі на пружині. Активні ДГК містять додаткове джерело енергії, яке діє у протифазі зі збуджуючою силою. Напівактивні (адаптивні) ДГК містять ланку керування пружним або демпфуючим елементом. Проте два останні різновиди неодмінно використовують як конструктивний елемент деякий пасивний ДГК. Тобто, в усіх випадках при розв’язанні задачі оптимального проектування ДГК виникає задача оптимізації його конструкції. Проте при широкому частотному спектрі зовнішніх збурень, що викликаються різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань. Пасивні ДГК довгий час широко використовуються у будівництві для захисту висотних споруд від вітрових та сейсмічних навантажень [3]. Широко застосовуються ДГК маятникового типу.

У даній роботі запропоновано алгоритм розрахунку подовгастих елементів машин на основі використання теорії балки Тимошенка змінного перерізу [4]. Застосовуються дискретно-континуальні моделі [5-8], що враховують гнучкість елементів конструкції, а, особливо, гнучкість великогабаритних подовгастих штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж пересувних бурових установок, тощо.

Постановка задачі. Часто конструкцію можна схематизувати при розрахунку вібраційних навантажень як з’єднання одного континуального елемента з декількома дискретними (рис. 1).

Розглянемо випадок, коли до подовгастого континуального елемента A_c приєднані деякі дискретні елементи не лише на краях, але й у точках X_i посередині прольоту. Можна застосувати як координатні функції деяку систему функцій, що задані одним аналітичним виразом на всій довжині A_c . При розгляді конструкційних подовгастих елементів, що мають складний переріз більш адекватною, особливо при динамічному навантаженні, є розрахункова схема (Р.С.), що базується на балці Тимошенка [4]. У цій Р.С. для одновимірного континуального елемента приймається гіпотеза

$$U(X,Y,Z) = U_0(X) + \gamma(X)Z, W(X,Y,Z) = W_0(X). \quad (1)$$

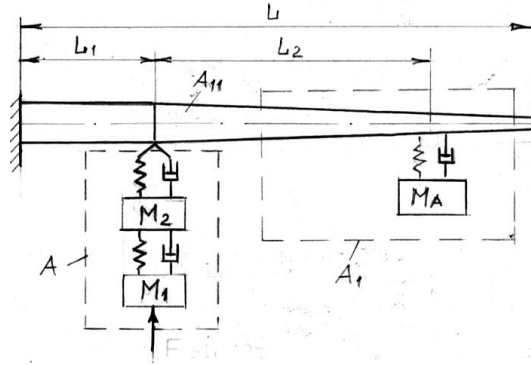


Рисунок 1 – З'єднання одного континуального елемента з декількома дискретними

При підстановці цих співвідношень у варіаційне рівняння принципу Гамільтона-Остроградського отримуємо таке співвідношення:

$$\int_0^L \left(EI \frac{\partial \gamma}{\partial x} \delta \frac{\partial \gamma}{\partial x} + GF \left(\gamma + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \delta \gamma + \rho I \frac{\partial^2 \gamma}{\partial t^2} \delta \gamma + GF \left(\gamma + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \delta \frac{\partial W}{\partial x} + \rho F \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \delta W \right) dx = F \quad (2)$$

F - це зусилля викликані як реакціями в затисненнях, так і активними зовнішніми збуреннями та пасивними інерційними від приєднаних до A_c жорстких масивних тіл A_m^i . Якщо вважати реакції у затисненнях Вінклерівськими (пропорційними стиску-розтягу), а A_m^i жорстко приєднаними до A_c , то отримаємо рівняння для F :

$$F = \int_0^{L_2} E_k(x) \cdot (W - W_0) \delta W \cdot dx + E_\ell (W(x_\ell) - W_0(x_\ell)) \delta W(x_\ell) + \sum_{m=1}^{M_i} \left(I_m \cdot \frac{\partial^2 \gamma(x_m)}{\partial t^2} \right) \delta (\gamma(x_m)) + \sum_{m=1}^{M_i} \left(m_m \cdot \frac{\partial^2 W(x_m)}{\partial t^2} \right) \delta W(x_m). \quad (3)$$

Тут E_k - коефіцієнти "постелі" закріплення A_c , W_0 - задане поперечне збурення, I_m , M_m - відповідно моменти інерції (у площині коливань) та маси приєднаних жорстких тіл.

За координатні функції можна вибрати відрізки степеневих рядів. Візьмемо такі розклади:

$$W = q_i^w(t) \cdot x^i, \quad \gamma = q_i^\gamma \cdot x^{(i-1)}. \quad (4)$$

При підстановці (4) в (2) із врахуванням (1) отримаємо систему звичайних диференціальних рівнянь на невідомі функції q

$$M_\gamma \frac{d^2 \vec{\gamma}}{d \cdot t^2} = K_\gamma^\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^\gamma \cdot \vec{w}; \quad M_w \frac{d^2 \vec{w}}{d \cdot t^2} = K_w^\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^w \cdot \vec{w} + \vec{j}. \quad (5)$$

Тут для скорочення запису введені вектори

$$\vec{\gamma} = (\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n)^T; \quad \vec{w} = (w_1, w_2, \dots, w_n)^T;$$

та відповідні матриці M , K також розмірності n .

Якщо до континуального елемента приєднані деякі маси на пружинах, то визначимо додаткові варіації кінетичної та потенціальної енергії

$$\delta K_d = \sum_{i=1}^N m_i (\dot{x}_i \delta \dot{x}_i + \dot{y}_i \delta \dot{y}_i), \quad \delta U_d = \sum_{i=1}^N k_i(t, X_i, Y_i, x_i, y_i) ((X_i - x_i)(\delta X_i - \delta x_i)) + (Y_i - y_i)(\delta Y_i - \delta y_i) \quad (6)$$

Тут x_i, y_i - переміщення мас, X_i, Y_i - переміщення точок закріплення цих мас, k_i - жорсткості в'язей. З врахуванням (6) отримуємо такі співвідношення

$$M_\gamma \frac{d^2 \vec{\gamma}}{d \cdot t^2} = K_\gamma^\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^\gamma \cdot \vec{w} + K_d^\gamma w_d; \quad M_w \frac{d^2 \vec{w}}{d \cdot t^2} = K_w^\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^w \cdot \vec{w} + K_d^w + \vec{j}, \quad (7)$$

$$M_d \frac{d^2 \bar{w}_d}{d \cdot t^2} = K_w^d \cdot \bar{\gamma} + K_w^d \cdot \bar{w} + K_d w_d + \bar{J}_d.$$

Величини з індексом (d) відповідають дискретним елементам.

Рівняння (7) записані для ДГК пружного типу з масою M_a та жорсткістю пружного елемента k_a (рис. 2а).

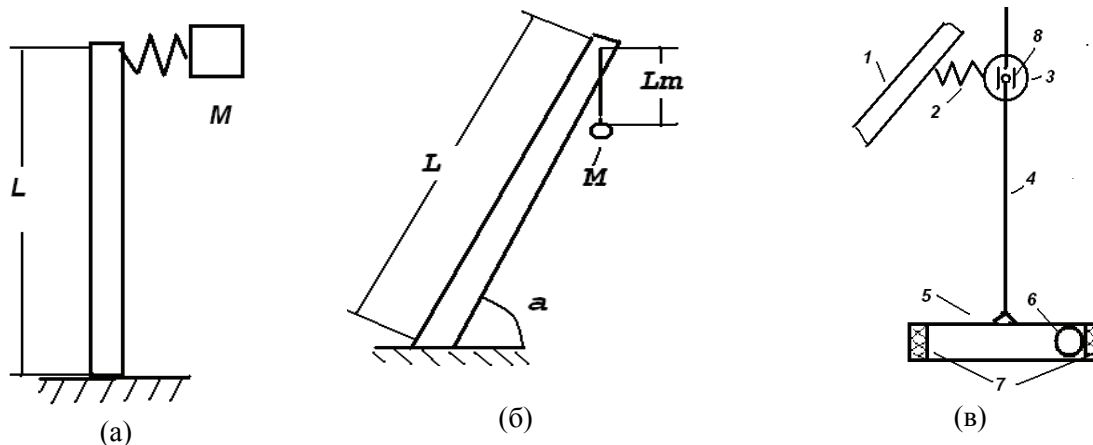


Рисунок 2 – Різні типи ДГК: (а) – одномасовий: маса на пружині; (б) – простий маятниковий; (в) – маятниковий з додатковими елементами

У випадку маяткового ДГК (рис. 2б) варіації додаткових кінетичної K_m та потенціальної енергій U_m будуть:

$$\delta K_m = M \left(\frac{\partial X_m}{\partial x} \delta \left(\frac{\partial X_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial Y_m}{\partial x} \delta \left(\frac{\partial Y_m}{\partial x} \right) \right), \quad \delta U_m = -MgL_M \sin(\varphi_M), \quad (8)$$

де

$$X_m = w_1 \varphi_1(x_a) \cos(\alpha) + L_M \cos(\varphi_M), \quad Y_m = w_1 \varphi_1(x_a) \sin(\alpha) - L_M \sin(\varphi_M).$$

Тут L_M – довжина маятника, M – його маса, φ_M – кут повороту.

На рис.3. Показані АЧХ для балки з маятниковим ДГК при різних параметрах. Розглядався стержень постійного сичення з власною частотою коливаний 0.5Гц.

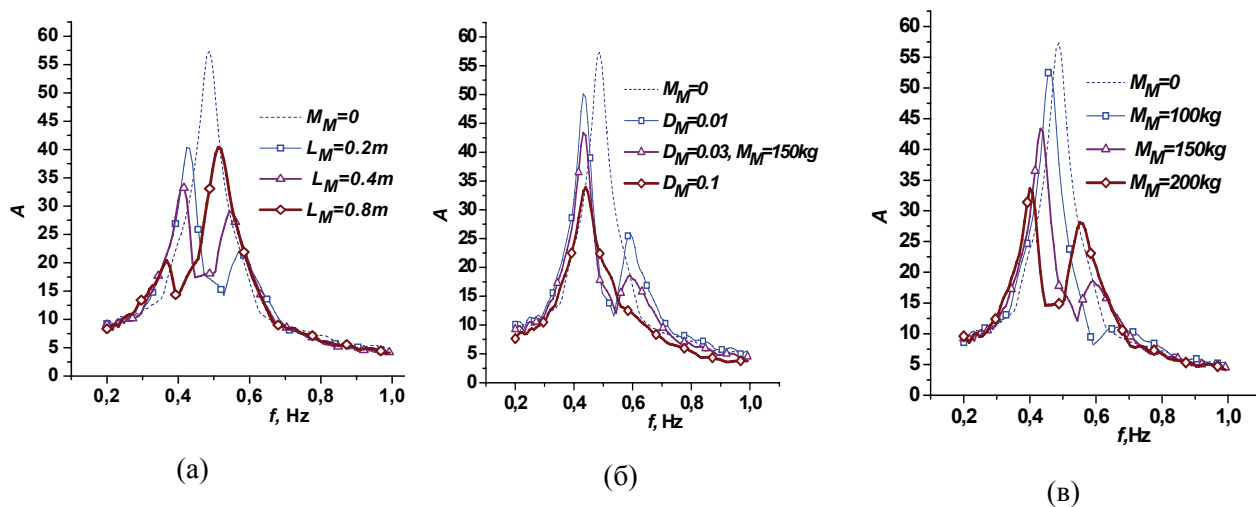


Рисунок 3 – АЧХ для балки з маятниковим ДГК при різних параметрах: (а) – різна довжина L_M маятника; (б) – різне демпфування D_M ; (в) – різна маса M_M

На рис. 4 показаний характер коливань при різних частотах збурення.

Як показують і АЧХ(рис.3), амплітуда коливань значно зменшується при застосуванні ДГК на частоті 0.8 Гц.

ДГК маятничого типу з додатковою ударною масою. Для маятника з ударною масою (рис. 2в) додаткові величини кінетичної та потенціальної енергії ударної маси будуть

$$K_{amx} = M_x \left(\frac{dx_x^2}{dt} + 2 \frac{dx_a}{dt} \left(-x_x \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} + \cos \varphi \frac{dx_x}{dt} \right) + 2L \frac{dx_x}{dt} \frac{d\varphi}{dt} \right), \quad (9)$$

$$\delta U_x = -M_x g \sin \varphi \delta x_x - M_x (L \sin \varphi + x_x \cos \varphi) \delta \varphi.$$

Врахуємо варіацію енергії змінання пружних вставок при ударі маси

$$\delta U_v = -MmK_v(x_x - A)|x_x| > A; \quad \delta U_v = 0 \quad |x_x| < A \quad . \quad (10)$$

При врахуванні рівнянь (7-10) отримуємо систему нелінійних рівнянь

$$[M_R] \frac{d^2 \vec{R}}{dt^2} + F(\vec{R}) = \vec{f}. \quad (11)$$

Тут $[M_R]$ – повна матриця інерції, F – нелінійна векторна функція від аргументів $\vec{R} = (\vec{q}, \vec{p}, X_m, Y_m)$.

Розглянемо докладніше ДГК з ударною масою. На рис. 5 показано вплив його параметрів на рівень віброзахисту у частотному діапазоні.

Оптимальне проектування ДГК. Розглянемо оптимізацію ДГК з ударною масою (рис. 5). Вар'ювалися такі параметри ДГК: M_x – додаткова ударна маса; A – кліренс ударної маси; D_x – демпфування ударної маси; DG_x – демпфування в пружних вставках; L – довжина маятника; DM – демпфування у шарнірному вузлі закріплення маятника; Da – демпфування у додатковій пружині; Ka – жорсткість додаткової пружини; CiL – цільова функція. Загальна маса ДГК – 8кг. Вага вузла закріплення ДГК – 1кг. Також, при фіксації деяких параметрів, ми отримуємо ДГК типу (а) і (б) з рис. 2.

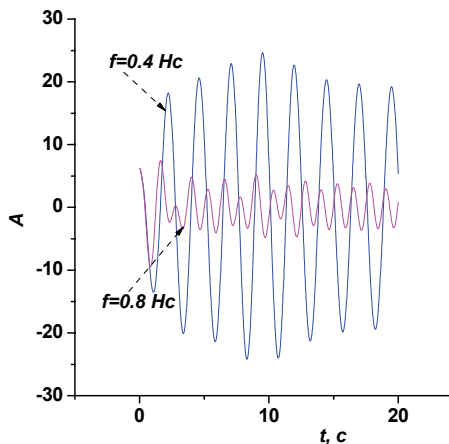


Рисунок 4 – Характер коливань при різних частотах збурення

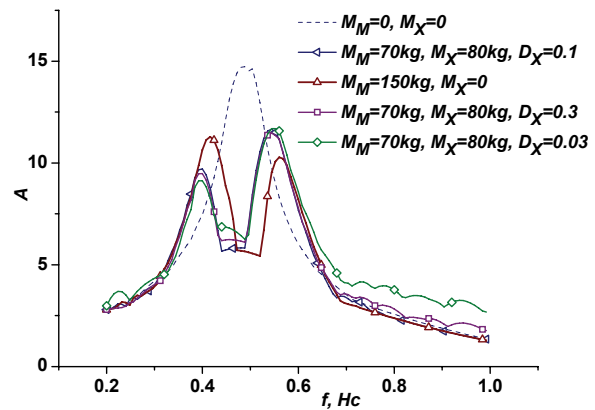


Рисунок 5 – Вплив параметрів ДГК на рівень віброзахисту у частотному діапазоні

На рис. 6 показано результати оптимізації різних ДГК.

Тут за цільову функцію вибиралося максимальне відхилення кінця балки при ударному збуренні після деякого проміжку часу:

$$CiL = MAX(|W(t)|)_{t>T_0}. \quad (12)$$

Тут T_0 – деяке значення часу, коли закінчуються перехідні процеси і встановлюються усталені коливання (звичайно, при достатньому демпфуванні це 5, 6 циклів коливань). У даному випадку $T_0 = 1.5c$.

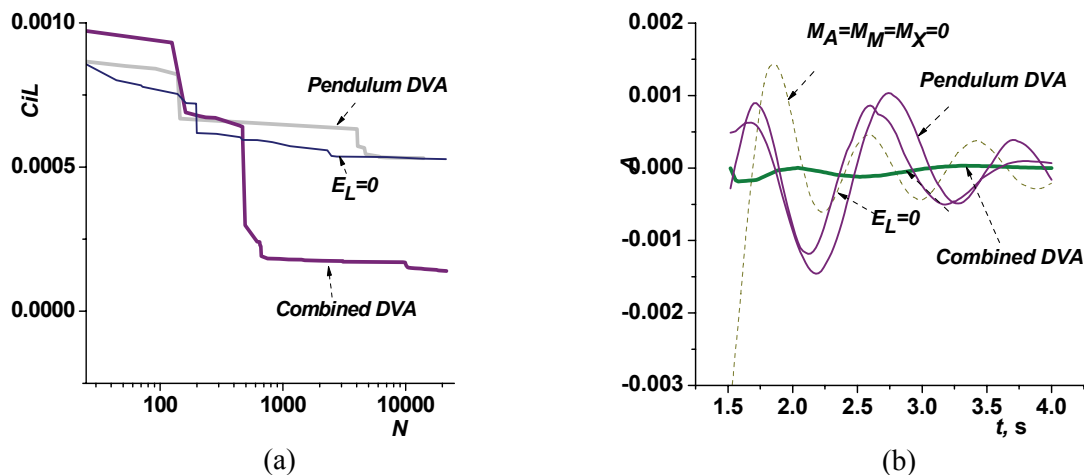


Рисунок 6 – результати оптимізації різних ДГК: пружного типу ($E_L=0$), маятникового (Pendulum DVA) і комбінованого (Combined DVA): (а) – цільові функції; (б) – характер коливань при початковому ударному збуренні через 1.5 с.

Висновки. Для зменшення рівнів вібрації машин з подовгастими елементами доцільно застосовувати ДГК. Для вирішення інженерної задачі оптимального проектування конструкції ДГК треба вирішити ряд інженерних задач: оптимізація вібропоглинаючих властивостей ДГК в достатньо широкому частотному діапазоні, довговічність конструкції, габарити, вартість. Для подовгастого елемента наведено приклад конструкції малогабаритного простого ДГК, що має перевагу над рядом широкоживаних при ударному збуренні. Ця конструкція ДГК може бути застосована і як основа конструкції адаптивних ДГК.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Вибрации в технике. Т.6. Защита от вибрации и ударов. –М.: Машиностроение. 1981. – 456с.
2. Den Hartog, J. P. (1956), Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.
3. H.W. Klein, W. Kaldenbach, A new vibration damping facility for steel chimneys, in: Proc. Conf. Mechanics in Design, Trent University of Nottingham, UK, 1998, pp. 265–273.
4. Timoshenko S.P. (1922) On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section. Philosophical Magazine 43: 125–131
5. Дівеєв 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” Сер. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. – № 40, 2006. – С.99–105.
6. 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. – Вип. № 9. – С. 47–52.
7. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами// Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008.–496 с.
8. Diveyev Bohdan, Vikovych Igor, Dorosh Ihor, Kernytskyu Ivan. Different type vibration absorbers design for beam-like structures. Proceeding of ICSV19, Vilnius, Lithuania, July 08-12, 2012.

REFERENCES

1. Vibration in technique. V.6. Vibration and shock protection. –M.: Machine design. 1981. – 456p. (Rus).
2. Den Hartog, J. P. (1956), Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.
3. H.W. Klein, W. Kaldenbach, A new vibration damping facility for steel chimneys, in: Proc. Conf. Mechanics in Design, Trent University of Nottingham, UK, 1998, pp. 265–273.
4. Timoshenko S.P. (1922) On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section. Philosophical Magazine 43: 125–131

5. Diveyev B.M., Vikovych I.A., Butyter I.B., Rojko J.Ja, Vibration processes management by dynamic vibration absorbers in agricultural machines with the rotating elements.– *Production processes automatization in machin- and device design*. – “Lvivska Politechnika”. – № 40, 2006. – P.99–105 (Ukr).

6. Dmytrychenko M.F., Vikovych I.A., Diveyev B.M. Boom sprayer vibratio decreasing by dynamic vibration absorbers // Coll. of sci. lab., “Bus” association. Design, production and exploitation of cars and trains. – Lviv, 2006. –№ 9. – P. 47–52. (Ukr).

7. Dmytrychenko M.F., Vikovych I.A. Dynamic of mobile machines with hanging functional elements. Publ. Lviv Polytechnic National University, 2008, – 496pp, (Ukr).

8. Diveyev Bohdan, Vikovych Igor, Dorosh Ihor, Kernytsky Ivan. Different type vibration absorbers design for beam-like structures. Proceeding of ICSV19, Vilnius, Lithuania, July 08-12, 2012.

РЕФЕРАТ

Вікович І.А. Застосування різного типу маятникових динамічних гасників коливань / І.А. Вікович, Б.М. Дівеєв, В.С. Мартин // Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник: в 2 ч. Ч. 1: Серія «Технічні науки». – К. : НТУ, 2014. – Вип. 29.

В статті розглядаються методи розрахунку та оптимізації різного типу динамічних гасників коливань маятникового типу для зменшення вібрації подовгастих елементів. Представлені дискретно-континуальні моделі динаміки великогабаритних подовгастих елементів на базі теорії балки Тимошенка з приєднаними дискретними елементами. Отримані алгоритми зменшення вібрації подовгастих елементів машин.

Шум та вібрація пов'язані з багатьма механічними системами включаючи промислову, побутову техніку, транспортні машини та будівлі. Багато таких структур складаються з елементів балочного типу. Коли визначені параметри системи, вібрація системи балок може бути зменшена при застосуванні пасивного демпфування.

Динамічний гасник коливань є ефективним, надійним та недорогим пристрієм для зменшення вібрації, викликаною гармонійним або вузькочастотним збуренням. У класичній теорії динамічного гасника коливань первинна структура моделюється системою мас і пружин, однак інші моделі також знаходять цікаві теоретичні та інженерні застосування. Зокрема, системи маятникового типу з твердим тілом на фіксованій точці обертання, відіграють важливу роль як моделі у багатьох галузях машинобудування, транспорту та будівництва. Ефект застосування динамічного гасника коливань маятникового типу з ударними масами може значно відрізняється від застосування системи маса на пружині.

Основна мета даної роботи є дослідження і оптимізація динамічних гасників коливань різного типу. Як модель для багатьох реальних системах, описаних в літературі, використовуються балка Тимошенка з різними умовами затиснення та динамічні гасники коливань різного типу. Методи декомпозиції і чисельного синтезу розглядаються на основі адаптивних схем. Досліджуються конструкції подовгастих елементів машин і будівель з урахуванням їх взаємодії з системою динамічних поглиначів коливань. Розроблено методику оптимізації динамічних гасників коливань для зменшення надмірної вібрації системи балок Тимошенка при гармонійному та ударному змушенні.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДИНАМІЧНИЙ ГАСНИК КОЛИВАНЬ, МАЯТНИКОВОГО ТИПА, ПОДОВГАСТИЙ ЕЛЕМЕНТ, СИСТЕМА МАСС И ПРУЖИН, АДАПТИВНІ СХЕМИ, ОПТИМІЗАЦІЯ.

ABSTRACT

Vikovych I.A., Diveyev B.M., Martyn V.Y. Different type pendulum type dynamic vibration absorbers application. Visnyk National Transport University. Scientific and Technical Collection: In Part 2. Part 1: Series «Technical sciences». – Kyiv: National Transport University, 2014. – Issue 29.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of pendulum type dynamic vibration absorbers for elongated elements vibration decreasing. The discrete-continue models of elongated overall elements based on Timoshenko beam theory with the attached discrete elements are offered. The algorithms for vibration decreasing of elongated machine elements are received.

Noise and vibration are of concern with many mechanical systems including industrial machines, home appliances, transportation vehicles, and building structures. Many such structures are comprised of beam like elements. The vibration of beam systems can be reduced by the use of passive damping, once the system parameters have been identified.

Dynamic vibration absorber is found to be an efficient, reliable and low-cost suppression device for vibrations caused by harmonic or narrow-band excitations. In the classical theory of dynamic vibration absorber, the primary structure is modeled as a spring-mass system; however, other models also have high interesting research and engineering application. In particular, the pendulum type system occurring as a model of a solid body with a fixed fulcrum point can play an important role in many fields such as machinery, transportation and civil engineering. The effect of a dynamic vibration absorber on a pendulum structure with the impact masses can be very different from that on a spring-mass system.

The main aim of this paper is different type dynamic vibration absorbers investigation and optimization. As the model of many actual systems in the literature, Timoshenko beams with various supporting conditions and dynamic vibration absorbers of various type are used. Methods of decomposition and numerical synthesis are considered on the basis of the adaptive schemes. Design of elongated elements of machines and buildings in view of their interaction with system of dynamic vibration absorbers is under discussion. A technique is developed to give the optimal dynamic vibration absorbers for the elimination of excessive vibration in harmonic and impact forced Timoshenko beams system.

KEY WORDS: DYNAMIC VIBRATION ABSORBER, PENDULUM TYPE, ELONGATED ELEMENTS, SPRING-MASS SYSTEM, TIMOSHENKO BEAM, ADAPTIVE SCHEMES, OPTIMIZATION

РЕФЕРАТ

Викович И.А. Применение разного типа маятниковых динамических гасителей колебаний / И.А. Викович, Б.М. Дивеев, В.С. Мартын // Вестник Национального транспортного университета. Научно-технический сборник: в 2 ч. Ч. 1: Серия «Технические науки». – К. : НТУ, 2014. – Вып. 29.

В статье рассматриваются методы расчета и оптимизации различного типа динамических гасителей колебаний маятникового типа для уменьшения вибрации продолговатых элементов. Представлены дискретно-континуальные модели динамики крупногабаритных продолговатых элементов на базе теории балки Тимошенко с присоединенными дискретными элементами. Полученные алгоритмы уменьшения вибрации продолговатых элементов машин.

Шум и вибрация связаны со многими механическими системами включая промышленную, бытовую технику, транспортные машины и здания. Много таких структур состоит из элементов балочного типа. Когда определены параметры системы, вибрация системы балок может быть уменьшена при применении пассивного демпфирования.

Динамический гасителей колебаний является эффективным, надежным и недорогим устройством для уменьшения вибрации, вызванной гармоничным или узкочастотным возмущением. В классической теории динамического гасителя колебаний первичная структура моделируется системой масс и пружин, однако другие модели также находят интересные теоретические и инженерные применения. В частности, системы маятникового типа с твердым телом на фиксированной точке вращения, играют важную роль как модели во многих отраслях машиностроения, транспорта и строительства. Эффект применения динамического гасителя колебаний маятникового типа с ударными массами может значительно отличаться от применения системы масса на пружине.

Основная цель данной работы является исследование и оптимизация динамических гасителей колебаний различного типа. Как модель многих реальных системах, описанных в литературе, используются балка Тимошенко с различными условиями зажатия и динамические гасители колебаний различного типа. Методы декомпозиции и численного синтеза рассматриваются на основе адаптивных схем. Исследуются конструкции продолговатые элементов машин и зданий с учетом их взаимодействия с системой динамических поглотителей колебаний. Разработана методика оптимизации динамических гасителей колебаний для уменьшения чрезмерной вибрации системы балок Тимошенко при гармоническом и ударном возбуждении.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ, МАЯТНИКОВОГО ТИПА, ПРОДОЛГОВАТЫЙ ЭЛЕМЕНТ, СИСТЕМА МАСС И ПРУЖИН, АДАПТИВНЫЕ СХЕМЫ, ОПТИМИЗАЦИЯ

АВТОРИ:

Вікович І.А., доктор технічних наук, НУ “Львівська політехніка”, професор кафедри «Транспортні технології», тел. 0974428686, e-mail: wikovigor@gmail.com Україна, Львів, вул. ст. Бандери 12.

Дивеев Б.М., кандидат технічних наук, НУ “Львівська політехніка”, доцент кафедри «Транспортні технології», e-mail: divboglviv@yahoo.com, тел. 380956016012, Україна, 29014, м.Львів, вул. Копальна 6, к.13.

Мартин В.С., здобувач, НУ “Львівська політехніка”, викладач

AUTHORS:

Vikovych I.A., doctor, Lviv Polytechnic National University, professor, Ukraine, Transportation department, tel. 0974428686, e-mail: wikovigor@gmail.com Ukraine, 29013, Lviv, St. Bandery str. 12.

Diveyev B.M., PhD, Lviv Polytechnic National University, assistant professor, Transportation department, e-mail: divboglviv@yahoo.com, tel. 380956016012, Ukraine, 29014, Lviv, Kopalna str. 6/13.

Martyn V.Y., PhD student, “ Lviv Polytechnic National University, teacher

АВТОРЫ:

Викович И.А., доктор технических наук, НУ “Львовская политехника”, профессор, Украина, профессор кафедры «Транспортные технологии», e-mail: wikovigor@gmail.com, Украина, Львов, ул. ст. Бандери 12.

Дивеев Б.М., кандидат технических наук, НУ “Львовская политехника” доцент кафедры «Транспортные технологии», e-mail: divboglviv@yahoo.com}, тел. 380956016012, Украина, 29014, г. Львів, ул. Копальная 6, к.13.

Мартын В.Е., соискатель, НУ “Львовская политехника” преподаватель

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Николишин М.М., докт. фіз.-мат. наук., професор, зав. відділу Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Львів.

Гудз Г.С., доктор технічних наук, НУ “Львівська політехніка”, професор кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки»

REVIEWER:

Nykolyshyn M.M., doctor, Pidstryhach Institute for Applied Problem of Mechanics and Mathematics, NASU, head of department, Lviv, Ukraine.

Hudz H.S., doctor, Lviv Polytechnic National University, professor of department “Exploation and Repair of Automotive Technic”