

І.І. СИДОРЕНКО

Одеський національний політехнічний університет

Г.Б. ПАРАСКА

Хмельницький національний університет

О.А. ТКАЧОВ

Одеський національний політехнічний університет

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖИННОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ З СТРУКТУРОЮ РОЗШИРЕНОЮ КУЛАЧКОВИМ МЕХАНІЗМОМ

У роботі проведено дослідження принципу дії, конструктивних особливостей принципово нового динамічного гасителя коливань з розширеною механічною структурою. Розроблено розрахункову схему гасителя, що враховує голономні зв'язки в його структурі. На основі запропонованої розрахункової схеми гасителя отримані вирази, які обумовлюють його динамічні характеристики. Визначені основні конструктивні параметри гасителя, показано їх зв'язок з його динамічними характеристиками.

Ключові слова: динамічний гаситель, розширена механічна структура, динамічні характеристики.

I.I. SYDORENKO

Odessa National Polytechnic University

G.B. PARASKA

Khmelnytsky National University

O.A. TKACHOV

Odessa National Polytechnic University

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF SPRING QUENCHER OSCILLATIONS STRUCTURE ADVANCED CAM MECHANISM

In a study of operation, the design features a fundamentally new dynamic vibration absorber with enhanced mechanical structure. Developed a design scheme absorber holonomic constraints into account in its structure. Based on the proposed design scheme damper the expressions defining its dynamic performance. The main design parameters of the absorber, their connection with its dynamic characteristics.

Keywords: dynamic damper, enhanced mechanical structure, dynamic performance.

Постановка задачі

В сучасному машинобудуванні одним з провідних напрямків боротьби з негативними проявами коливань є їх динамічне гасіння. При цьому особливу увагу дослідників та інженерів привертає можливість використання пружинного динамічного гасителя коливань (ПДПК) для утворення явища антирезонансу в механічній коливній системі завдяки генеруванню цим пристроєм додаткових коливань у протифазі до резонансних. При дослідженнях з використанням математичних моделей встановлено, що найбільш позитивні результати дає застосування ПДПК з нелінійними динамічними характеристиками [1, 2]. Однак, незважаючи на достатню кількість позитивних результатів отриманих на математичних моделях коливних систем з ПДПК, що мають нелінійні динамічні характеристики, широкому використанню таких пристроїв перешкоджає мала кількість їх реальних механічних конструкцій. Саме тому розробка й дослідження нових конструкцій ПДПК, що мають нелінійні динамічні характеристики, уявляють собою актуальну науково-прикладну задачу.

Аналіз досліджень та публікацій

Попередньо проведені дослідження, що мали за мету створення нових пасивних ПДПК з розширеною механічною структурою, базувалися на існуючій методиці синтезу пружних пристроїв за допомогою модифікованих кінематичних графів [3]. Результатом цих досліджень є синтезована графова модель пристрою з розширеними функціональними можливостями. Подальша розробка отриманої моделі дозволила відтворити кінематичну схему, відповідно до якої створено реальну конструкцію ПДПК, структура якої розширена шарнірно-важільним механізмом [4]. Залежності від конструктивного виконання пристроїв дозволяє реалізовувати нелінійні динамічні характеристики Дюффінгівського типу "м'якого" і "жорсткого" видів. Такі види теоретично отриманих динамічних характеристик дозволяють сподіватися на подолання коливною масою гасителя резонансу "стрибком", тобто без розвитку критичних амплітуд коливань. Але це можливо тільки при прямому проході резонансної частоти у випадку системи з характеристикою "м'якого" виду і зворотному напрямку для системи з характеристикою "жорсткого" виду [2].

Виділення невирішених частин

Таким чином, невирішеною залишається проблема подолання коливною масою гасителя резонансу "стрибком" у прямому і зворотному напрямку. Вирішення цієї проблеми можливе лише у випадку, коли динамічна характеристика гасителя буде мати комбінований вигляд, тобто на ній повинні бути ділянки, що відповідають характеристиками як "м'якого", так і "жорсткого" видів. У зв'язку з цим було знайдено нове конструкційне рішення ПДПК, структура якого розширена кулачковим механізмом.

Формулювання цілей

Ціллю проведених досліджень є: розробка розрахункової схеми запропонованого пристрою, що враховує голономні зв'язки між його елементами; визначення динамічної характеристики пристрою та її зв'язку з його головними конструктивними параметрами для подальшого створення відповідної математичної моделі.

Теоретичні дослідження

Для досягнення поставленої цілі досліджень розглянемо загальний вид запропонованого ПДПК та проаналізуємо функціональну взаємодію між його елементами (рис. 1). Генерування закріпленою на рухомій платформі 1 коливною масою (на рисунку не показана) додаткових коливань обумовлює їх переміщення деякої величини відносно нерухомої платформи 2 (яка кріпиться до об'єкту, що підлягає захисту) вздовж напрямних 3. Це переміщення є наслідком деформації на ту ж саму величину пружного зв'язку, що складається з циліндричних витих пружин 4, вісі яких складають з головною віссю опори у початковий момент часу деякий кут α_0 . Так як напрямний криволінійний паз пластины 5, жорстко закріпленої на рухомій платформі 1, контактує з одним кінцем штовхача 6, то пластина і штовхач утворюють кулачковий механізм з кінематичним замиканням. Закріплення іншого кінця штовхача 6 на повзуні 7 обумовлює переміщення повзуна і закріпленого на ньому одного кінця пружини стиснення 4 на величину $y(x)$, вздовж власної напрямної 8, закріпленої на нерухомій платформі 2. Враховуючі, що інший кінець циліндричної пружини стиснення 4 закріплений на рухомій платформі очевидно, що кут між вісями пружин стиснення і головною віссю опори буде змінюватися. Причому зміна кута нахилу певним чином залежить від форми напрямного пазу, яка у цьому випадку обумовлює алгоритм управління.

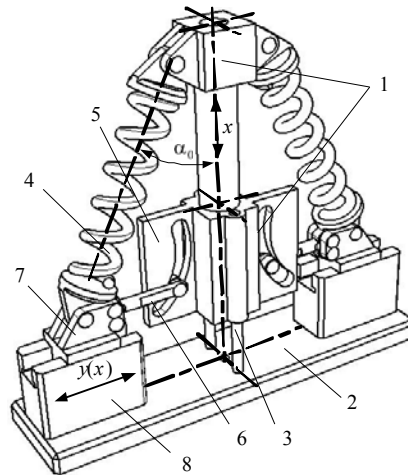


Рис. 1. ПДПК з додатковим механічним контуром: 1 – рухома опора; 2 – нерухома опора; 3 – напрямні; 4 – циліндрична пружина; 5 – пластина з направляючим пазом (кулачок); 6 – штовхач; 7 – повзун; 8 – напрямна повзуна

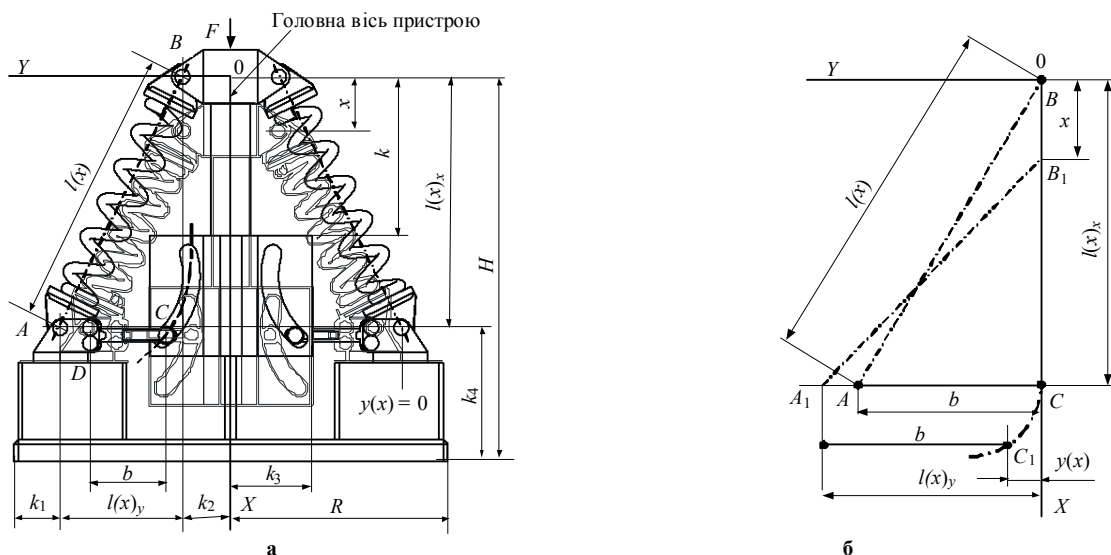


Рис. 2 Розрахункова схема ПДПК з додатковим механічним контуром: загальна (а); спрощена (б)

Для визначення можливостей наведеного пристрою що до реалізації динамічних характеристик різного виду нелінійності залежно від його конструктивних параметрів запропонована загальна розрахункова схема (рис. 2, а). Зважаючи на наявність голономних зв'язків між елементами пристрою доцільно ввести у розрахункову схему систему координат XOY розмістивши її так, що точка 0 лежить на середині відрізка, який з'єднує центри закріплення пружин на рухомій опорі 1. При обраній системі

координат основні геометричні розміри пристрою у початковий момент часу, а саме висота H та ширина рухомої платформи R , можуть бути визначені на основі геометричних розмірів його основних складових ланок

$$H = l_{x0} + k_4; \quad R = k_1 + l_{y0} + k_2, \quad (1)$$

де l_{x0}, l_{y0} – проекції довжини пружини на відповідні вісі визначеної системи координат XOY при відсутності навантаження;

k, k_1, k_2, k_3 – розміри, обумовлені конструктивними і технологічними міркуваннями.

Для визначення динамічних характеристик пристрою наведена розрахункова схема може бути дещо спрощена (рис. 2, б). Спрощення стосується розташування шарніра D кріплення важеля 5 до повзуна 6, який у реальній конструкції може бути виконаний на місці шарніра A , тобто у початковий момент часу $b = l(x)_{y0}$. Це ніяк не змінить кінематику застосованого у пристрої кулачкового механізму, але значно спростить математичні перетворення при визначенні його динамічних характеристик.

Динамічну характеристику отримаємо у вигляді:

$$F(x) = c \cdot \Delta l(x), \quad (2)$$

де c – коефіцієнт жорсткості пружини;

$\Delta l(x)$ – деформація пружини.

Довжина пружини $l(x)$ при переміщенні рухомої платформи 1 на величину x , виходячи з трикутника ABC , визначена як

$$l(x) = \sqrt{l(x)_x^2 + l(x)_y^2}, \quad (3)$$

де $l(x)_x$ і $l(x)_y$ – проекції довжини пружини на відповідні осі прийнятої системи координат XOY .

Зміна проекції $l(x)_x$ довжини пружини на вісь OX визначена як

$$l(x)_x = l_{x0} - x. \quad (4)$$

Зміна проекції $l(x)_y$ довжини пружини на вісь OY , виходячи з трикутника ABC , визначена як

$$l(x)_y = b + y(x), \quad (5)$$

де b – довжина штовхача 6;

$y(x)$ – функція переміщення, яка обумовлена формою криволінійного направляючого пазу пластини 5.

З урахуванням виразів (4) і (5) вираз (3), що обумовлює зміну довжини пружини, прийме вигляд

$$l(x) = \sqrt{(l_{x0} - x)^2 + (b + y(x))^2}. \quad (6)$$

Деформація пружини визначається як різниця між початковою довжиною пружини і зміною її довжини при переміщенні рухомої платформи на величину x , згідно з виразом (6)

$$\Delta l(x) = l_0 - l(x) = \sqrt{l(x)_{x0}^2 + l(x)_{y0}^2} - \sqrt{(l(x)_{x0} - x)^2 + (b + y(x))^2}, \quad (7)$$

де l_0 – довжини пружини при відсутності навантаження.

Для оцінювання можливостей розглянутого пристрою стосовно відтворення динамічних характеристик проведемо декілька розрахунків використовуючи вираз (1) з урахуванням виразу (7). Для спрощення будемо вважати що: пристрій має одну пружину, коефіцієнт жорсткості якої $c = 1$ Н/мм; початкова довжина пружини $l(x)|_{x=0} = 100$ мм; пружина встановлена під початковим кутом до головної вісі пристрою $\alpha_0 = 36,86^\circ$, який обумовлює початкові проекції довжини пружини на відповідні осі прийнятої системи координат $l(x)_x = 80$ мм, $l(x)_y = 60$ мм; робочий хід рухомої платформи пристрою $x_{\max} = 60$ мм; профіль напрямного криволінійного пазу у діапазоні робочого ходу описується виразом $y(x) = -0,0369 \cdot x^2 + 1,8455 \cdot x + 0,2049$ (рис. 3, а). При розрахунках будемо використовувати два виконання напрямного криволінійного пазу на пластині 5: $y(x)^{“+”}$ – випуклість кривої спрямована від головної вісі пристрою і $y(x)^{“-”}$ – випуклість кривої спрямована до головної вісі пристрою.

Розрахунок при визначених параметрах і застосуванні форми профілю, який відповідає функції $y(x)^{“+”}$ показує, що у цьому випадку ПДПК дозволяє реалізувати динамічну характеристику, яка відповідає характеристиці Дюффінгівського типу “м’якого” виду. Якщо визначити змінним конструктивним параметром довжину пружини l_0 , що застосовується у пристрої, то це призводить до зміни початкового кута нахилу її вісі відносно головної вісі пристрою α_0 і відповідно проекцій довжини пружини на вісі застосованої системи координат. Отримана при відповідних розрахунках множина рішень свідчить про те, що при варіації параметром l_0 ПДПК дозволяє реалізувати множину динамічних характеристик Дюффінгівського типу “м’якого” виду (рис. 3, в). Збільшення параметру l_0 обумовлює збільшення кута нахилу характеристики і зменшення її кривизни на тлі збільшення навантажувальної здатності пристрою.

Розрахунок при визначених параметрах і застосуванні форми профілю, який відповідає функції $y(x)^{“-”}$ показує, що у цьому випадку ПДПК дозволяє реалізувати динамічну характеристику, яка відповідає характеристиці Дюффінгівського типу “жорсткого” виду (рис. 3, г). Варіація параметром l_0 , дозволила встановити, що за умови $l_0 = 85 \dots 125,6$ мм множина динамічних характеристик пристрою має точки перегину A_i , які обумовлюють втрату пристроєм навантажувальної здатності (лінія перегину, див. рис. 3, д). Ефект втрати навантажувальної здатності, при якому спостерігається значне збільшення деформації пружного зв’язку при незначному збільшенні навантаження, відтворюється за допомогою деяких спеціально створених пристроїв – систем з квазінульовою жорсткістю, які використовуються для захисту технічних

об'єктів від негативного прояву коливань [5]. Подальше збільшення параметру l_0 починаючи з 125,6 мм не змінює її вид, а призводить до збільшення кута нахилу характеристики і зменшення її кривизни на тлі загального збільшення навантажувальної здатності пристрою.

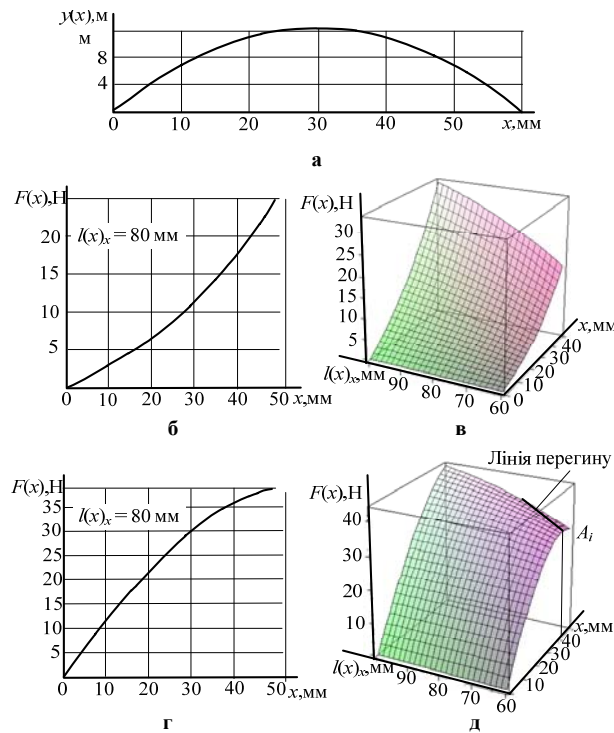


Рис. 3 Динамічні характеристики ПДПК: профіль напрямного пазу (а); одинарний розрахунок при $y(x) = 80 \text{ mm}$ (б); множина рішень при $y(x) = 80 \text{ mm}$ і зміні $l(x)_x$ (в); одинарний розрахунок при $y(x) = 80 \text{ mm}$ (г); множина рішень при $y(x) = 80 \text{ mm}$ і зміні $l(x)_x$ (д)

Слід зазначити, що аналогічні результати були отримані і при розрахунках попередньої конструкції ПДПК, структура якої розширена шарнірно – важільним механізмом. Однак, на відміну від неї запропонована конструкція дозволяє реалізувати знакозмінне переміщення рухомого кінця пружини. Це досягається завдяки напрямним пазам, форма яких може відображати випуклість кривої спрямованої як до головної вісі пристрою, так і від головної вісі протягом робочого ходу рухомої платформи. Розглянемо випадок, коли форма криволінійного напрямного пазу описується виразом $y(x) = -0,003 \cdot x^3 + 0,2667 \cdot x^2 - 5,3333 \cdot x$ (рис.4, а). Наперед зауважимо, що ця функція не оптимізована за кутами тиску, що є невід'ємною частиною розрахунку кулачкового механізму, а наводиться у якості прикладу.

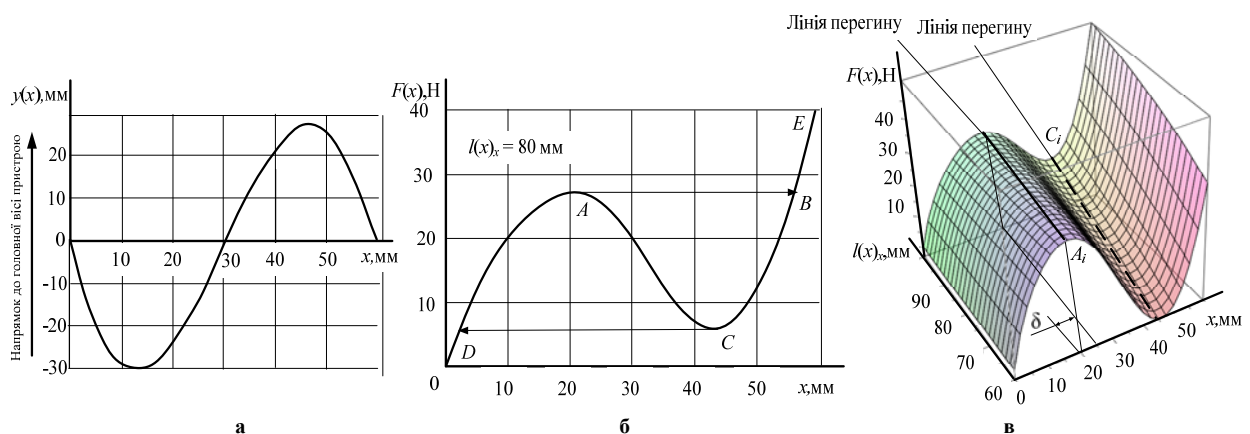


Рис. 4. Динамічні характери ПДПК: профіль напрямного пазу (а); одинарний розрахунок (б); множина рішень при зміні $l(x)_x$ (в)

Розрахунок при визначених для попереднього аналізу геометричних параметрах і застосуванні даної форми напрямного пазу показує, що пристроєм реалізується комбінована динамічна характеристика (рис. 4, б). На ній присутні ділянки як "м'якого", так і "жорсткого" видів, відповідно ділянки кривої $0DA$ і CB . Але найбільш цікавим є те, що отримана динамічна характеристика визначає тимчасову втрату ПДПК навантажувальної здатності, тобто характеристика має ділянку, яка за ознаками еквівалентна ділянці квазінульової жорсткості. Початок цього ефекту обумовлений точкою перегину динамічної характеристики A , а кінець, що відповідає відновленню навантажувальної здатності, точкою B . При знятті навантаження, величина якого обмежена ділянкою BE динамічної характеристики, рухома платформа самостійно

повернуться у початкове положення ($x = 0$). Динамічна характеристика при цьому буде відповідати кривій BCD_0 . Це є суттєвою відміною від існуючих пристроїв квазінульової жорсткості, про які згадувалося вище, оскільки у останніх ефект втрати навантажувальної здатності носить не тимчасовий, а постійний характер. Це означає, що після втрати пристроєм навантажувальної здатності її відновлення може бути досягнуте шляхом примусового переміщення його складових елементів у початкове положення за рахунок прикладання додаткової зовнішньої сили. Таким чином, якщо розглядати пружну частину запропонованого ПДПК як пружну опору, то вона може скласти серйозну конкуренцію відомим системам з квазінульовою жорсткістю, які уявляють собою системи одиничного захисного спрацювання.

Варіація змінним конструктивним параметром l_0 показує, що, окрім зміни кутів нахилу відповідних ділянок і зростання навантажувальної здатності, змінюється і положення точок перегину характеристики (ділянка δ , див. рис. 4, в). Це обумовлює очікувану за розрахунком втрату і відновлення навантажувальної здатності пристрою. Але головним є тісний взаємозв'язок між формою напрямного пазу і формою динамічної характеристики, про що свідчить порівняльний аналіз відповідних графіків. Це дає право висунути припущення щодо спроможності пристрою відтворювати потрібну (цільову, за деякими міркуваннями) динамічну характеристику з мінімальним відхиленням.

Висновки

У результаті проведених досліджень встановлено, що розширення структури ПДПК додатковими механічним контуром є доцільним, оскільки дозволяє значно розширити функціональні можливості пасивної системи, зрівнявши її за можливостям з активною; відтворення пристроєм комбінованої динамічної характеристики дозволяє висунути припущення про подолання коливною масою ПДПК резонансу "стрибком", без досягнення критичних амплітуд; пружна частина запропонованого ПДПК уявляє собою самостійний ефективний пристрій захисту технічних об'єктів від негативного прояву коливань.

Література

1. Ильинский В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий / В.С. Ильинский. — М. : Энергия, 1970. — 320 с.
2. Коренев, Б.Г. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения / Б.Г. Коренев, Л.М. Резников — М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 302 с.
3. Сидоренко, И. Пассивные виброизолирующие устройства с элементами активных систем : [монография] / И. Сидоренко – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., 2011. – 296 с.
4. Сидоренко І.І. Використання пасивного пружного пристрою з механічним зворотним зв'язком як пружинного динамічного погашувача коливань / І.І. Сидоренко, А.В. Ткачов, О.А. Ткачов // Тр. Одес. политехн. ун-та. – Одеса, 2012 – Вып. 1(36). – С. 30—35.
5. Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазиулево́й жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, И.И. Ким. – Л. : Машиностроение, 1986. – 96 с.

References

1. Ilyinsky V.S. Zashchita apparatov ot dinamicheskikh vozdeystviy. Moscow, 1970. — 320 pp.
2. Korenev B.G., L.M. Reznikov Dinamicheskie gasiteli kolebaniy: Teoriya i tehicheskie prilogeniya. Moscow, —1988. — 302 pp.
3. Sidorenko I.I. Passivnye vibroizoliruyushchie ustroystva s elemetami aktivnyh sistem: Monografiya. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., — 2011. — 296 s.
4. Sidorenko I.I., Tkachov A.V., Tkachov O.A. Vikoristannya pasivnogo prugnogo pristroyu z mehanichnim zvyazkom yak pruginnogo dinamichnogo pogachuvacha kolivan .Tr. Odess. Politeh. Univ. Odesa, 2012 — Issue 2(39). —2012. — pp. 21 — 27.
5. Alabuzev P.V., Gritchin A.A., Kim I.I. Vibrozachitnie sistemi kvazinulevoy gestkosti. Leningrad, —1986. – 96 c.

Рецензія/Peer review : 13.1.2014 р.

Надрукована/Printed :7.2.2014 р.

Статтю представляє: д.т.н. Параска Г.Б.