

УДК 621.825.7-752

І.І. Сидоренко, д-р техн. наук, проф.,
О.А. Ткачов, магістр,
К.Г. Мосієнко, студент,
Одес. нац. політехн. ун-т

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖИННОГО ПОГАСУВАЧА КОЛИВАНЬ РОЗШИРЕНОЇ СТРУКТУРИ

І.І. Сидоренко, О.А. Ткачов, К.Г. Мосієнко. **Динамічні характеристики пружинного погашувача коливань розширеної структури.** Проведено дослідження принципу дії і конструктивних особливостей принципово нового пружинного динамічного погашувача коливань розширеної механічної структури. Розроблено розрахункову схему погашувача, що враховує голономні зв'язки у його структурі. На основі запропонованої розрахункової схеми погашувача отримано вирази, що обумовлюють його динамічні характеристики. Визначено основні конструктивні параметри погашувача, що впливають на його динамічні характеристики.

Ключові слова: пружний динамічний погашувач, нелінійні динамічні характеристики.

І.І. Сидоренко, А.А. Ткачев, К.Г. Мосієнко. **Динамические характеристики пружинного гасителя колебаний расширенной структуры.** Проведены исследования принципа действия и конструктивных особенностей принципиально нового пружинного динамического гасителя колебаний расширенной механической структуры. Разработана расчетная схема гасителя, учитывающая голономные связи в его структуре. На основе предложенной расчетной схемы гасителя получены выражения, определяющие его динамические характеристики. Определены основные конструктивные параметры гасителя, влияющие на его динамические характеристики.

Ключевые слова: упругий динамический гаситель, нелинейные динамические характеристики.

І.І. Sydorenko, A.A. Tkachev, K.G. Mosyenko. **Dynamic descriptions of a spring vibration damper of the extended structure.** The principle of action and structural features of a fundamentally new spring dynamic vibration damper of the extended mechanical structure are studied. The calculation chart of the damper is developed taking into account holonomic constraints in its structure. On the basis of the offered calculation chart of the damper, the expressions determining its dynamic descriptions are obtained. The basic structural parameters of the damper influencing its dynamic descriptions are determined.

Keywords: elastic dynamic damper, non-linear dynamic descriptions.

Динамічне погашування коливань є одним з провідних напрямків боротьби з їх негативними проявами. Особливу увагу привертає можливість використання пружинного динамічного погашувача коливань (ПДПК) для утворення явища антирезонансу в механічній коливній системі. У цьому випадку ПДПК є тією спеціалізованою коливною ланкою, яка приєднується до пристрою з метою генерування додаткових коливань у протифазі до резонансних коливань механічної системи (МС).

Налаштування ПДПК з лінійними динамічними характеристиками для ефективного динамічного погашення коливань МС полягає у підборі його вагових або пружних характеристик таким чином, що його власна частота коливань $p_{\text{ДПК}}$ повинна збігатися з частотою коливань ω_0 системи, на якій виникає резонанс.

Проводячи аналітичні дослідження легко встановити, що взаємозв'язок між ваговими і пружними характеристиками у цьому випадку має вигляд

$$p_{\text{ДПК}} = \sqrt{\frac{c_{\text{ДПК}}}{m_{\text{ДПК}}}},$$

де $c_{\text{ДПК}}$, $m_{\text{ДПК}}$ — зведена жорсткість ПДПК і його маса, відповідно.

Однак, представлене досить просте рішення при його технічній реалізації призводить до декількох негативних проявів, пов'язаних з наявністю ПДПК у коливній системі. Серед них, якщо не зважати на важливі для деяких механічних систем обмеження габаритів і маси, основним зазвичай вважають те, що ПДПК з лінійною динамічною характеристикою є причиною виникнення двох резонансів зі значними амплітудами на частотах, кратних частоті збудування системи ω (рис. 1).

Цей негативний прояв може призвести до втрати роботоспроможності як ПДПК, так і МС в цілому.

Управління діючими на масу ПДПК силами опору з метою зменшення резонансних амплітуд також не забезпечує позитивний ефект. Як свідчать проведені дослідження, наявність значних сил опору зводиться до того, що в дійсності очікувана компенсація ПДПК певної гармоніки моменту збудження виявляється неповною [1, 2].

Отже, вірогідною гіпотезою усунення негативних резонансних проявів, притаманних лінійним ПДПК, є розробка і застосування ДПК з цільовими (наперед визначеними) нелінійними пружними характеристиками. Відомі дослідження на математичних моделях коливних систем з ПДПК, який має нелінійну “жорстку” або “м’яку” динамічну характеристику Дюффінгівського типу, виявили можливість часткового вирішення існуючої проблеми двох резонансних проявів [2].

Застосування ПДПК з нелінійною “жорсткою” пружною характеристикою Дюффінгівського типу дозволяє отримати деякий зсув частотної ділянки першого резонансу в бік збільшення частот і зменшення його амплітуди при реалізації режиму нестійкого руху. Поблизу другого резонансу реалізується стійкий режим погашення коливань за умов, коли амплітуда коливань пружної системи мала, а амплітуда коливань ПДПК велика. Одна з таких конструкцій, що реалізує цільову динамічну характеристику, складається з рухомої і нерухомої платформи, пружний зв'язок між якими утворено за допомогою циліндричних пружин стискання, розташованих під деяким кутом до головної осі пристрою (рис. 2, а). Результати математичного дослідження на основі відповідної розрахункової схеми пристрою (рис. 2, б) показують, що, наприклад, при визначених параметрах $c=1$ Н/мм, $l_x=42$ мм, $l_y=20$ мм пристрій реалізує “жорстку” динамічну характеристику Дюффінгівського типу (рис. 2, в). Конструктивним параметром для зміни налаштувань динамічних характеристик пристрою запропоновано використовувати проекцію довжини пружини на вісь x — l_y . Розрахунки при зміні його, наприклад, у діапазоні $l_y=28\dots36$ мм при інших незмінних параметрах пристрою, також обумовлює наявність “жорсткої” характеристики, кут нахилу і кривизна якої зменшується при збільшенні цього параметра (рис. 2, г).

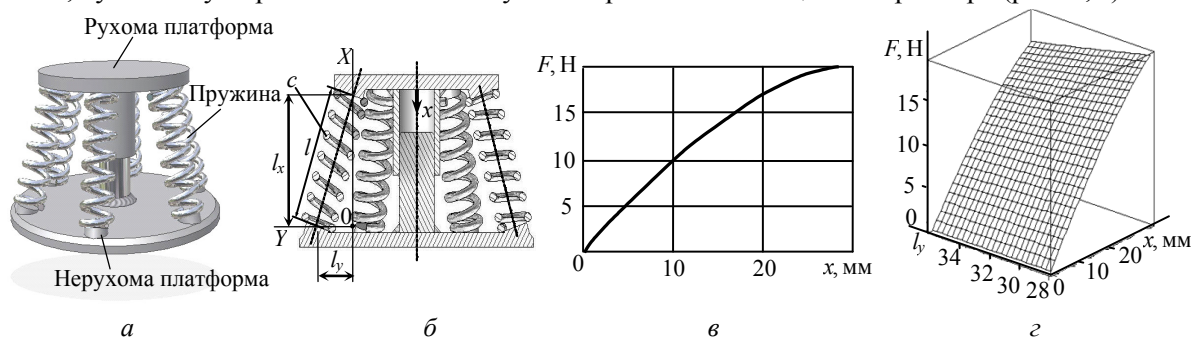


Рис. 2. ПДПК з “жорсткою” динамічною характеристикою Дюффінгівського типу: пристрій (а); розрахункова схема (б); одинарний розрахунок (в); множина рішень при зміні параметра l_y (г)

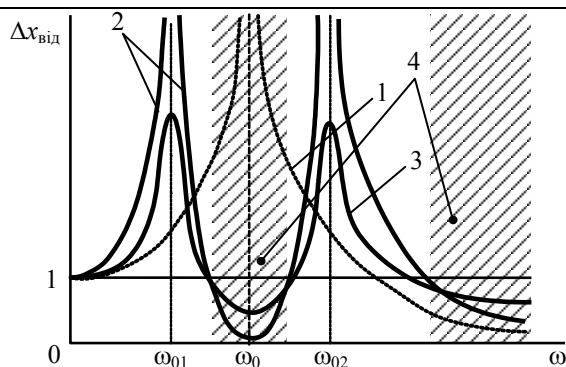


Рис. 1. Резонанси на частотах, кратних частоті збудування системи ω : без динамічного погашувача коливань (1), (2); при наявності динамічного погашувача (3); області ефективного динамічного погашення (4)

За результатами математичного дослідження найбільш привабливим визначено застосування ПДПК з нелінійною “м’якою” динамічною характеристикою Дюффінгівського типу, оскільки це дозволяє реалізувати поблизу першого резонансу стійкий режим погашення коливань за умов, коли амплітуди коливань пружної системи малі, а амплітуди коливань ПДПК великі. Ділянка другого резонансу у цьому випадку хоча і буде мати деякий зсув частотної ділянки в бік зменшення частот і зменшення його амплітуди при реалізації режиму нестійкого руху, але може виявитися недосяжною. Однак практична реалізація цих результатів стримується відсутністю реальних конструкцій, що відповідають запропонованим математичним моделям.

Проведені теоретичні дослідження і конструктивні розробки з метою створення ПДПК, який відтворює нелінійну “м’яку” динамічну характеристику, дозволили запропонувати принципово новий пристрій [3, 4]. Його відмінність від існуючих полягає у наявності в структурі пристрою зворотного зв’язку у вигляді додаткового механічного контура (рис. 3). Контур являє собою шарнірно-важільний механізм, що складається з основних 1, 2 і додаткових 5, 6 ланок пристрою.

Для визначення можливостей наведеного пристрою щодо реалізації динамічних характеристик різного виду нелінійності в залежності від його конструктивних параметрів запропоновано таку розрахункову схему (рис. 4, а). При обраній системі координат XOY основні геометричні розміри пристрою у початковий момент часу, а саме висота H та радіус нерухомої платформи R , можуть бути визначені на основі геометричних розмірів його основних складових ланок

$$H = l_x + k_1; \quad R = k_2 + l_y + k_3,$$

де l_x, l_y — проекції довжини пружини на відповідні осі визначеної системи координат при відсутності навантаження;

k_1, k_2, k_3 — розміри, обумовлені конструктивними і технологічними міркуваннями.

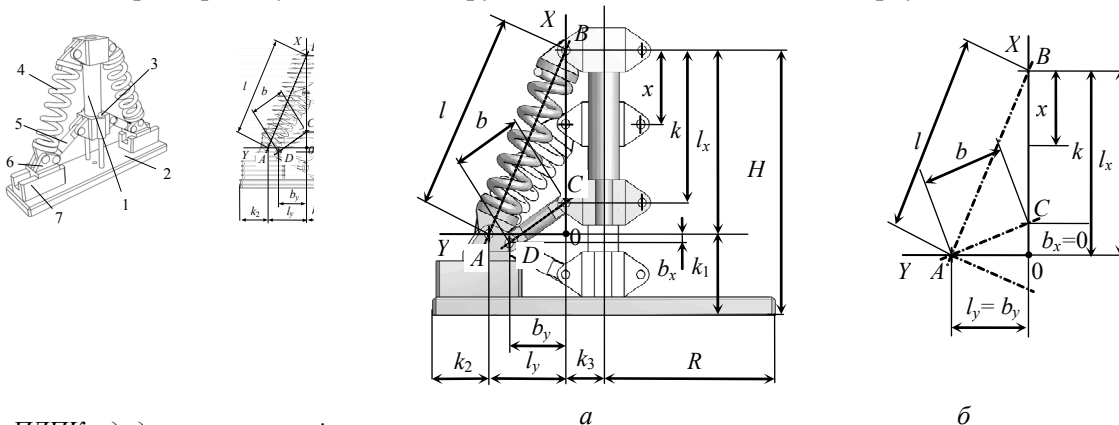


Рис. 3. ПДПК з додатковим механічним контуром: 1 — рухома опора, 2 — нерухома опора, 3 — напрямні, 4 — циліндрична пружина, 5 — важіль, 6 — повзун, 7 — напрямні повзуна

Рис. 4. Загальна (а) та спрощена (б) розрахункова схема ПДПК з додатковим механічним контуром

Для визначення динамічних характеристик пристрою наведена розрахункова схема може бути дещо спрощена (рис. 4, б). Спрощення стосується розташування шарніра D кріплення важеля 5 до повзуна 6, який у реальній конструкції може бути виконаний на місці шарніра A ($l_y = b_y, b_x = 0$). Це ніяк не змінить кінематику застосованого у пристрої шарнірно-важільного механізму, але значно спростить математичні перетворення при визначенні його динамічних характеристик.

Динамічну характеристику отримаємо у вигляді

$$F(x) = c \cdot \Delta l(x), \quad (1)$$

де c — коефіцієнт жорсткості пружини,
 Δl — деформація пружини.

Довжина пружини $l(x)$ при переміщенні рухомої платформи на величину x , виходячи з трикутника OAB , має вид

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

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

$$l(x)_x = l(x)|_{x=0} - x, \quad (3)$$

де $l(x)|_{x=0}$ — проекція початкової довжини пружини при відсутності навантаження,
 x — переміщення рухомої платформи.

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

$$l_y(x) = \sqrt{b^2 - (l(x)_x|_{x=0} - k - x)^2}, \quad (4)$$

де b — довжина важеля 5;

k — відстань між закріпленням кінця пружини 4 і важеля 5 на рухомій платформі 1.

З урахуванням виразів (3) і (4) вираз (2), що обумовлює зміну довжини пружини, прийме вигляд

$$l(x) = \sqrt{(l_x|_{x=0} - x)^2 + b^2 - (l(x)_x|_{x=0} - k - x)^2}. \quad (5)$$

Деформація пружини визначається як різниця між початковою довжиною пружини і зміною її довжини при переміщенні рухомої платформи на величину x , згідно з виразом (5),

$$\Delta l(x) = l(x)|_{x=0} - l(x) = \sqrt{l_x^2|_{x=0} + b^2 - (l_x|_{x=0} - k)^2} - \sqrt{(l_x|_{x=0} - x)^2 + b^2 - (l(x)_x|_{x=0} - k - x)^2}. \quad (6)$$

Розрахунок динамічної характеристики за виразом (1) з урахуванням (6) при визначених параметрах, наприклад, $c=1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, $l_x=42$ мм, $k=27$ мм, $b=20$ мм, свідчить про те, що пристрій реалізує “м’яку” динамічну характеристику Дюфінгівського типу (рис. 5).

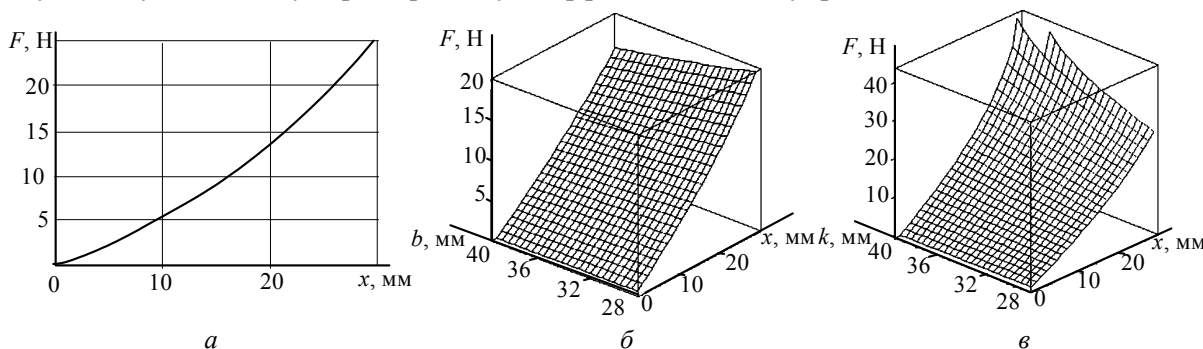


Рис. 5. Динамічні характеристики пристрою: одинарний розрахунок (а); множина розв’язків при зміні параметра b (б); множина розв’язків при зміні параметра k (в)

Для зміни динамічних характеристик пристрою запропоновано використовувати два параметри k і b . Розрахунки при зміні параметра b , наприклад у діапазоні $b=28 \dots 40$ мм, при інших незмінних параметрах пристрою обумовлює наявність “м’якої” характеристики, кут нахилу і кривизна якої зменшується при збільшенні цього параметра (рис. 5, б). Розрахунки при зміні параметру k , наприклад у діапазоні $b=28 \dots 40$ мм, при інших незмінних параметрах пристрою обумовлює наявність “м’якої” характеристики, кут нахилу і кривизна якої збільшується при збільшенні цього параметра (рис. 5, в).

На основі проведених досліджень встановлено, що наявність додаткового механічного контура у структурі пристрою дозволяє кардинальним чином змінити вигляд нелінійності його динамічної характеристики, про що свідчить порівняльний аналіз схожих конструкцій; завдяки

наявності додаткового механічного контура збільшена кількість конструктивних параметрів, яка обумовлює можливість значно точнішого налаштування динамічної характеристики пристрою, що дозволяє збільшити ефективність погашення коливань.

Література

1. Ильинский, В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий / В.С. Ильинский. — М.: Энергия, 1970. — 320 с.
2. Корнев, Б.Г. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения / Б.Г. Корнев, Л.М. Резников. — М.: Наука; Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 302 с.
3. Сидоренко, И. Пассивные виброизолирующие устройства с элементами активных систем: моногр. / 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 // Пр. Одес. політехн. ун-ту. — Одеса, 2012. — Вип. 1(36). — С. 30 — 35.

References

1. P'yinskiy V.S. Zashchita apparatov ot dinamicheskikh vozdeystviy. [Protection of devices from dynamic impacts] / V.S. P'yinskiy. — Moscow, 1970. — 320 p.
2. Korenev B.G. Dinamicheskie gasiteli kolebaniy: Teoriya i tekhnicheskie prilozheniya [Dynamic dampers: Theory and Technical Applications] / B.G. Korenev, L.M. Reznikov. — Moscow, 1988. — 302 p.
3. Sidorenko I.I. Passivnye vibroizoliruyushchie ustroystva s elementami aktivnykh sistem: Monografiya [Passive vibration isolation devices with elements of active systems: Monogr.] / I.I. Sidorenko. — Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., 2011. — 296 p.
4. Sydorenko, I.I. Vykorystannia pasyvnoho pruzhnoho prystroiu z mekhanichnym zvorotnym zviazkom yak pruzhynnoho dynamichnoho pohashuvacha kolyvan [Using of the passive elastic device with mechanical feedback as a dynamic vibration spring absorber] / I.I. Sydorenko, A.V. Tkachov, O.A. Tkachov // Pr. Odes. politekhn. un-tu. [Proc. of the Odessa Polytech. Univ]. — Odessa, 2012. — Issue 2(39). 2012. — pp. 21 — 27.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. політехн. ун-ту Дашенко О.Ф.

Надійшла до редакції 11 березня 2013 р.