

О. С. Ланець, О. Ю. Качур

Національний університет "Львівська політехніка",  
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

## ВИЯВЛЕННЯ ШЛЯХІВ ПОДАЛЬШОГО ВДОСКОНАЛЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ МІЖРЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАЛЬНИХ СИСТЕМ

© Ланець О. С., Качур О. Ю., 2017

*Обґрунтовується можливість подальшого вдосконалення високоефективних міжрезонансних коливальних систем. Для цього пропонується застосувати дискретно-континуальну коливальну систему, у якій третя надлегка маса використовується як тіло з розподіленими параметрами (надлегка гнучка маса).*

**Ключові слова:** коливання, резонанс, коливальна система, власна частота

*The article substantiates the possibility of further improvement of highly effective interresonance oscillatory systems. To do this, it is proposed to apply a discrete-continuum oscillation system in which a third ultra-light mass is used as a body with distributed parameters (ultra-light weight)*

**Key words:** oscillations, resonance, oscillation system, natural frequency.

**Вступ.** Постійний технічний розвиток вимагає невпинної роботи у створенні нового високоефективного обладнання. Спираючись на вже існуючі розробки, покращуючи їх,

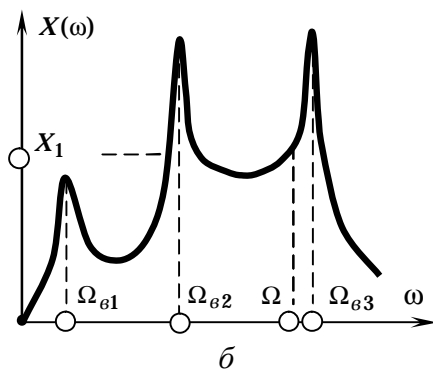
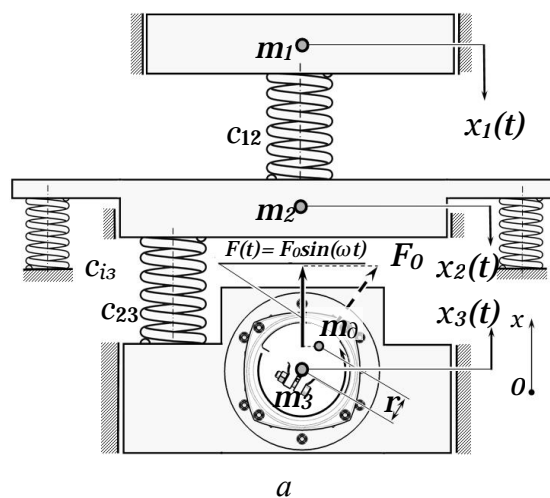


Рис. 1. Структурна схема тримасової коливальної системи з інерційним приводом (а) та її амплітудно-частотна характеристика (б)

конструктор намагається забезпечити кращі технічні чи експлуатаційні характеристики технологічного обладнання. Усе це стосується вібраційних машин, що безперервно вдосконалюються. Вони, як технологічне обладнання, широко використовуються в усіх галузях промисловості країни. Завдяки своїм унікальним режимам роботи, що ґрунтується на коливальних процесах та явищах, їм властива своєрідна неповторність, конструктивна простота та в багатьох випадках технологічна неперевершеність порівняно з традиційним обладнанням. Забезпечуючи високу виробничу ефективність, вібротехнології мають низьку собівартість, а тому економічно обґрунтовано замінили традиційні технології.

Саме економічні чинники, надійність, висока виробнича доцільність, відносна простота виготовлення вібраційного обладнання та легкість його застосування на автоматичних ділянках зумовлює поширення вібраційної техніки.

Сьогодні існують перспективні конструкції тримасових міжрезонансних коливальних систем, що мають підвищений коефіцієнт динамічності мас [1, 2]. Їх можна реалізувати на основі електромагнітного та інерційного приводів. Розглянемо інерційний привід, де збурення коливальної системи відбувається тільки від однієї маси (рис. 1, а).

Основні аналітичні залежності, що встановлюють інерційно-жорсткісні параметри такої системи, зводяться до такого. За відомих двох

значень коливальних мас  $m_1$  та  $m_2$  (якими конструктивно задаються), знаючи частоту вимушених коливань  $\omega = \Omega$  та резонансне налагодження коливальної системи  $z$  щодо третього резонансного піка (рис. 1, б), встановлюють значення третьої коливальної маси  $m_3$  та жорсткості пружних вузлів  $c_{12}$  та  $c_{23}$ , що відповідно з'єднують першу та другу, другу та третю коливальні маси. Так, знаючи інерційні параметри першої та другої коливальних мас, встановлюють інерційний параметр третьої маси за таким виразом:

$$m_3 = \frac{m_2(1-V)(m_1+m_2)(1-z^2)}{V[m_2(1-z^2)+m_1]}, \quad (1)$$

а коефіцієнти жорсткостей пружних вузлів встановлюють так:

$$c_{12} = m_1 \left( \frac{\Omega}{z} \right)^2 \left( \frac{m_3 V + m_2(V-1)}{(V-1)(m_1+m_2) + m_3 V} \right); \quad (2)$$

$$c_{23} = m_3 \left( \frac{\Omega}{z} \right)^2 V, \quad (3)$$

де  $V$  – частка жорсткості, що лежить у межах  $V \in [0...1]$ .

Виявлено, що коли частка жорсткості  $V \rightarrow 1$ , міжрезонансна коливальна система набуває властивостей високоефективної (енергоощадної), тобто технологічно необхідні амплітуди коливань мас забезпечуються за значно нижчих сил збурення.

Так, наприклад, розглянемо коливальну систему, у якій  $m_1 = 10 \text{ кг}$ ;  $m_2 = 3 \text{ кг}$ ;  $m_3 = 0.02 \text{ кг}$ ;  $z = 0.97$ ;  $\Omega = 314 \text{ 1/с}$ ;  $V = 0.9$  (рис. 2, а). Згідно з виразами (1)–(3), отримаємо такі значення: жорсткість, що з'єднує першу та другу коливальні маси:  $c_{12} = 2.278 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ ; жорсткість, що з'єднує другу та третю коливальні маси:  $c_{23} = 2.194 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ ; третя маса:  $m_3 = 0.02 \text{ кг}$ .

Для забезпечення амплітуди коливань робочого органа, функції якого виконує маса  $m_1$ , необхідне амплітудне значення сили збурення:

$$F_0 = \frac{-X_1 \left( \Omega^4 m_1 m_2 m_3 - \Omega^2 (m_2 (m_1 c_{23} + m_3 c_{12}) + m_1 m_3 (c_{12} + c_{23})) + c_{12} c_{23} (m_1 + m_2 + m_3) \right)}{c_{12} m_3} = 3.657 \text{ Н}. \quad (4)$$

Для порівняння з нею візьмемо класичну тримасову систему, реалізовану на основі динамічного гасника (рис. 2, б). Її адекватна система матиме такі значення інерційних параметрів мас:  $m_1 = 10 \text{ кг}$ ;  $m_2 = 0.02 \text{ кг}$ ;  $m_3 = 3 \text{ кг}$ . Згідно з аналітичними виразами, значення жорсткостей будуть такими:

$$c_{12} = m_1 \left( \frac{\Omega}{z} \right)^2 = 1.049 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \quad (5)$$

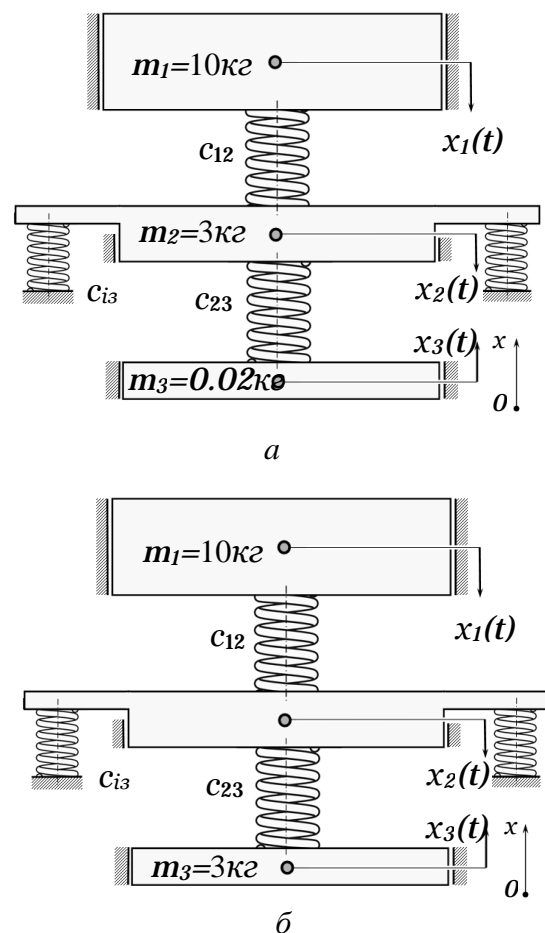


Рис. 2. Структурна схема тримасової міжрезонансної коливальної системи (а) з масами  $m_1 = 10 \text{ кг}$ ;  $m_2 = 3 \text{ кг}$ ;  $m_3 = 0.02 \text{ кг}$  та структурна схема з динамічним гасником, маси якої  $m_1 = 10 \text{ кг}$ ;  $m_2 = 0.02 \text{ кг}$ ;  $m_3 = 3 \text{ кг}$  (б)

$$c_{23} = m_3 \left( \frac{\Omega}{z} \right)^2 = 3.147 \cdot 10^5 \text{ Н / м}, \quad (6)$$

а необхідне амплітудне значення сили збурення становитиме

$$F_0 = \frac{-X_1 \Omega^2 \left( \Omega^4 m_1 m_2 m_3 - \Omega^2 (m_2 (m_1 c_{23} + m_3 c_{12}) + m_1 m_3 (c_{12} + c_{23})) + c_{12} c_{23} (m_1 + m_2 + m_3) \right)}{c_{12} c_{23}} = 37.918 \text{ Н}. \quad (7)$$

Як бачимо, сила збурення у міжрезонансній коливальній системі у 10.368 раза є меншою порівняно з системою, яка використовує динамічний гасник для того, щоб забезпечити амплітуду коливань робочого органа масою 10 кг зі значенням  $X_1 = 0.5 \text{ мм}$ .

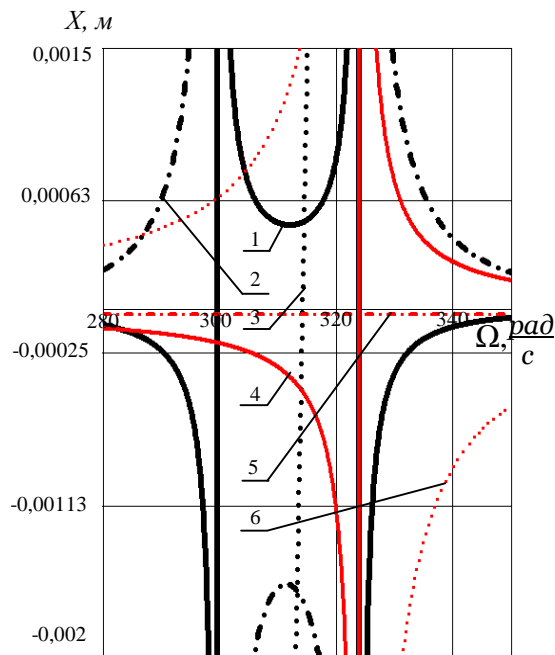


Рис. 3. АЧХ систем, розрахунки за  $F_0=3.657 \text{ Н}$  (1, 2, 3), та за  $F_0=37.918 \text{ Н}$  (4, 5, 6), де 1, 4, – маса  $m_1$ , 2, 5 – маса  $m_2$  та 3, 6 – маса  $m_3$

Але ми зауважуємо, що третя маса у міжрезонансній коливальній системі є надлегкою ( $m_3 = 0.02 \text{ кг}$ ) і має набагато менші інерційні значення, ніж робочий орган. Оскільки маса виходить надлегкою, її частотна характеристика є стрімкою, що спричиняє порівняно нестійкий рух маси  $m_3$  в міжрезонансній зоні (рис. 3). Порушення синфазного руху маси може викликати істотне зростання споживаної потужності приводом. Крім того, під час створення надлегкої маси спостерігаються труднощі у технічному виконанні.

**Постановка проблеми.** Отже, існуючі високо-ефективні міжрезонансні коливальні системи (рис. 1, а), що реалізуються з близькими міжрезонансними режимами роботи, мають істотний недолік. Під час забезпечення вузької міжрезонансної зони (рис. 1, б) третя коливальна маса повинна виконуватись надлегкою, що може негативно вплинути на споживану потужність приводом за умови порушення синфазного руху мас.

Тому необхідно виявити шляхи, що уможливають усунути цю проблему. Тільки забезпечення якісно нового підходу до проектування тримасових міжрезонансних коливних систем

надасть можливість отримати конструкції вібраційних машин без наявних недоліків.

Тому предметом наших подальших досліджень є розроблення конструкції третьої коливальної маси, що матиме порівняно полого частотну характеристику у міжрезонансній зоні, унеможливаючи стрімке зростання її амплітуди коливань.

**Гіпотеза.** Припускаємо, що застосувавши дискретно-континуальну коливну систему (рис. 4), у якій третя надлегка маса використовується як тіло з розподіленими параметрами (надлегка гнучка маса), нам вдасться усунути стрімке зростання амплітуди коливань надлегкої маси за порушення синфазного руху.

**Перевага.** Перевагою такого рішення є те, що реалізувавши надлегку гнучку коливальну масу у вигляді пластини, ми усунемо пружний вузол, що з'єднував другу та третю маси (рис. 1, а), адже гнучка пластина наділена як інерційними, так і жорсткісними параметрами.

**Завдання.** У подальшому необхідно обґрунтувати:

1. Спосіб збурення. Для цього можна розглянути найперспективніші, на наш погляд, схеми збурення, що показані на рис. 5.

2. Рациональні власні частоти та форми коливань гнучкої маси (пластини). Основним питанням є: на якій власній частоті (гармоніці) повинна працювати пластина?

3. Параметри самої пластини (її геометричні параметри, з яких впливають інерційні та жорсткісні. По суті потрібно буде розв'язати оптимізаційну задачу).

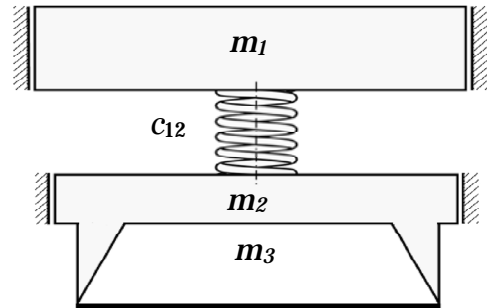


Рис. 4. Пропонована структура дискретно-континуальної тримасової коливальної системи

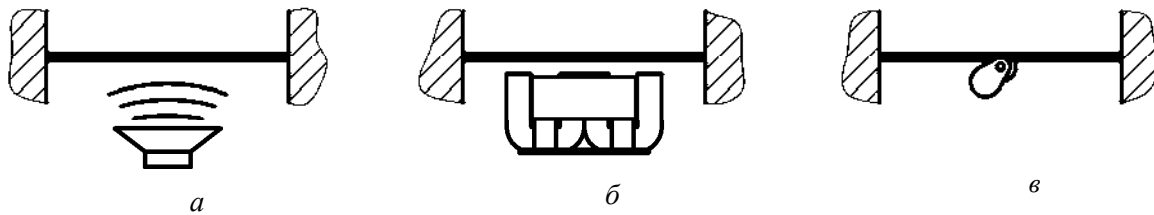


Рис. 5. Схеми збурення третьої маси дискретно-континуальної тримасової коливальної системи звуковою хвилею (а), електромагнітом (б), дебалансом (в)

**Висновок.** Враховуючи вищесказане, можна стверджувати, що застосувавши дискретно-континуальну коливальну систему, у якій третя надлегка маса використовується як тіло з розподіленими параметрами, є перспективним шляхом для подальшого вдосконалення високоефективних тримасових міжрезонансних коливальних систем.

1. Ланець О. С. Високоефективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): моногр. / О. С. Ланець. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с. 2. Ланець О. С. Наукові основи створення енергоощадних міжрезонансних вібраційних машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / О. С. Ланець. – Львів: Нац. ун-т “Львівська політехніка”, 2011. – 977 с.