

РОЗРАХУНОК ВЛАСНОЇ ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ КОНТИНУАЛЬНИХ ДІЛЯНОК ПРИ СТВОРЕННІ МІЖРЕЗОНАНСНИХ ВІБРОМАШИН

Майструк П.В.

Науковий консультант: д.т.н., професор Ланець О.С.

Національний університет «Львівська політехніка»

м. Львів, Україна

В умовах швидкого розвитку енергоощадливих технологій існує потреба у створенні високоефективного вібраційного технологічного обладнання, в тому числі вібростолів для ущільнення в'язких сумішей. Для їх створення необхідні нові методи розрахунку та проектування даного типу обладнання.

При аналізі конструкції високоефективного тримасового міжрезонансного вібростола (рис. 1) [1] виявлено, що високоефективні режими роботи досягаються за рахунок встановлення надлегкої реактивної маси, а також відносно низької жорсткості системи пружних вузлів, що з'єднує проміжну та реактивну маси. Запропоновано виконати реактивну масу у вигляді гнучкої пластини, яку в першому наближенні розглядаємо як стержень (рис. 2). Таким чином утворюється дискретно-континуальна система.



Рисунок 1 – Тримасовий міжрезонансний вібростіл з електромагнітним приводом

Для розрахунку першої власної частоти стержня, визначального параметра під час створення вібростола, з використанням функцій Кривої [2] було складено систему рівнянь, що задовольняє необхідні крайові умови. На основі отриманої системи було складено частотну матрицю

$$\Delta(\xi L) = \begin{vmatrix} U(\xi L) & V(\xi L) & T(\xi(L-L_1)) & T(\xi(L-(L_1+L_2))) \\ T(\xi L) & U(\xi L) & S(\xi(L-L_1)) & S(\xi(L-(L_1+L_2))) \\ S(\xi L_1) & T(\xi L_1) & 0 & 0 \\ S(\xi(L_1+L_2)) & T(\xi(L_1+L_2)) & V(\xi L_2) & 0 \end{vmatrix}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{де } U(\xi L) &= \frac{1}{2}(\text{ch}(\xi L) - \cos(\xi L)); \quad V(\xi L) = \frac{1}{2}(\text{sh}(\xi L) - \sin(\xi L)); \\ T(\xi(L-L_1)) &= \frac{1}{2}(\text{sh}(\xi(L-L_1)) + \sin(\xi(L-L_1))); \\ T(\xi(L-(L_1+L_2))) &= \frac{1}{2}(\text{sh}(\xi(L-(L_1+L_2))) + \sin(\xi(L-(L_1+L_2)))); \\ T(\xi L) &= \frac{1}{2}(\text{sh}(\xi L) + \sin(\xi L)); \quad S(\xi(L-L_1)) = \frac{1}{2}(\text{ch}(\xi(L-L_1)) + \cos(\xi(L-L_1))); \\ S(\xi(L-(L_1+L_2))) &= \frac{1}{2}(\text{ch}(\xi(L-(L_1+L_2))) + \cos(\xi(L-(L_1+L_2)))); \\ S(\xi L_1) &= \frac{1}{2}(\text{ch}(\xi L_1) + \cos(\xi L_1)); \quad T(\xi L_1) = \frac{1}{2}(\text{sh}(\xi L_1) + \sin(\xi L_1)); \\ S(\xi(L_1+L_2)) &= \frac{1}{2}(\text{ch}(\xi(L_1+L_2)) + \cos(\xi(L_1+L_2))); \\ T(\xi(L_1+L_2)) &= \frac{1}{2}(\text{sh}(\xi(L_1+L_2)) + \sin(\xi(L_1+L_2))); \quad V(\xi L_2) = \frac{1}{2}(\text{sh}(\xi L_2) - \sin(\xi L_2)); \\ \xi &= \sqrt[4]{m_{rm}\omega^2 / (EJ_z)}, \end{aligned}$$

де $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль пружності I роду для матеріалу стержня;

$J_z = 2,866 \cdot 10^{-10}$ м⁴ – момент інерції прямокутного поперечного перерізу стержня;

$m_{rm} = 2,335$ кг/м – маса погонного метра стержня;

ω – колова частота вимушених коливань.

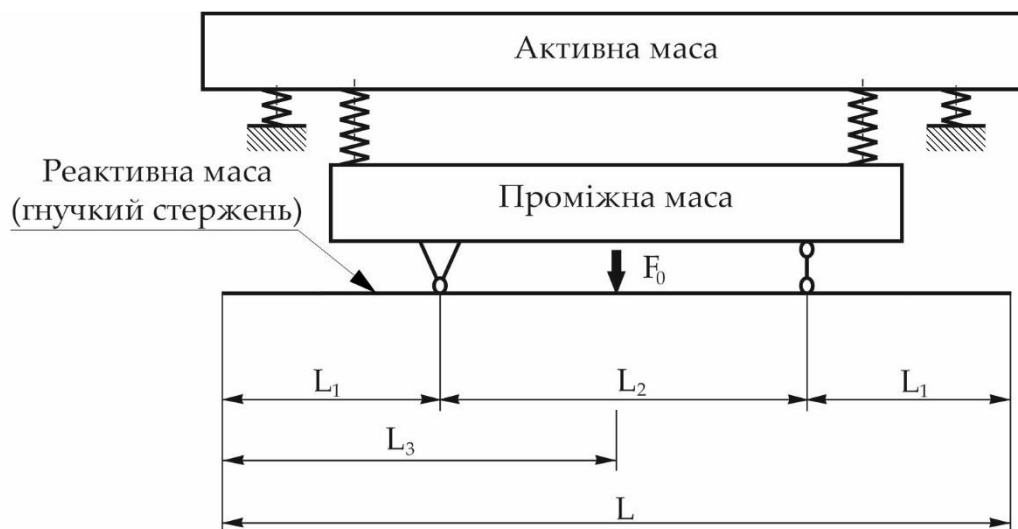


Рисунок 2 – Розрахункова схема тримасової міжрезонансної вібротехніки, де $L_1 = 0,182$ м – відстані від початку відріку лівого та правого кінців відповідно до лівої та правої опор; $L_2 = 0,176$ м – відстань між опорами; $L_3 = 0,27$ м – відстань від лівого краю до точки прикладання сили збурення; $L = 0,54$ м – довжина стержня; F_0 – амплітуда сили збурення електромагніту

Використовуючи визначник частотної матриці (1) було знайдено, що параметр $\xi L = 4,212$, тож перша власна частота коливань стержня становить

$$v = \frac{(\xi L)^2 \sqrt{\frac{EJ_z}{m_{rm} L^4}}}{2\pi} = \frac{4,212^2 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,866 \cdot 10^{-10}}{2,335 \cdot 0,54^4}}}{2\pi} = 49,16 \text{ Гц.} \quad (2)$$

Отримане із виразу (2) значення було перевірено за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) у програмному продукті SolidWorks (рис. 3). МСЕ дозволяє моделювати виріб та розраховувати його параметри, не витрачаючи час та матеріальні ресурси для проведення фізичних експериментів.

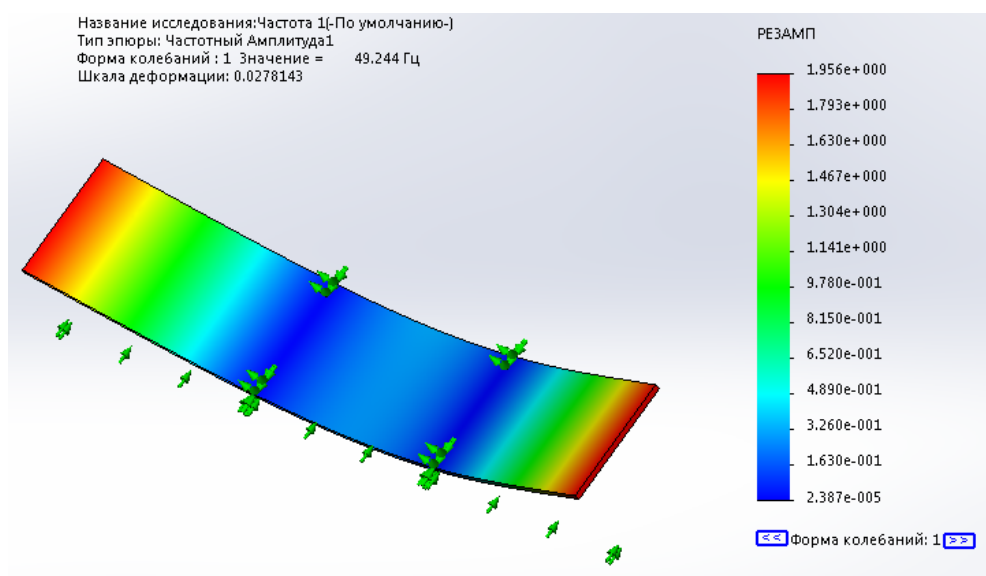


Рисунок 3 – Графічне відображення результату розрахунку першої власної частоти коливань стержня із використанням методу скінченних елементів у програмному продукті SolidWorks.

Як видно із рис. 3, отримане комп'ютерним моделюванням значення першої власної частоти стержня ($v_m = 49,244$ Гц) є близьким до отриманого аналітичним методом із виразу (2), що підтверджує правильність наведеної методики розрахунку.

Отже, дана методика дозволяє аналітичним способом розраховувати власні частоти коливань континуальних ділянок вискоефективних дискретно-континуальних систем для створення тримасового міжрезонансного вібраційного технологічного обладнання.

Список літератури

1. Олексій Ланець, Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа: навч. посібник / О. Ланець. – Львів: Видавництво Львівської політехніки 2018.
2. И. М. Бабаков, Теория колебаний / И. М. Бабаков. – Л.: Наука 1968.