

Ланець О. С.

Національний  
університет  
„Львівська  
політехніка”

УДК 621.01

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ПІДТВЕРДЖЕННЯ НАЯВНОСТІ ДОДАТКОВИХ ПІДСИЛЕНЬ КОЛИВАНЬ У ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ МІЖРЕЗОНАНСНИХ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАЛЬНИХ СИСТЕМАХ, СТВОРЕНИХ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ СИНФАЗНИХ КОЛИВАНЬ

*В статье, базируясь на твердотельном проектировании и пользуясь аналитическими зависимостями теории синфазных колебаний, приводится методика расчета параметров высокоэффективной механической колебательной системы межрезонансной вибрирующей рамки с заранее обусловленной эффективностью. Описывается конструкция установки и методика натурального эксперимента, результаты которого полностью согласовываются с теоретическими положениями.*

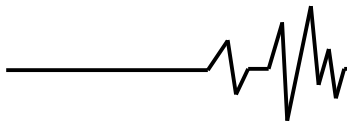
*In the article, being based on the 3D planning and using analytical dependences of theory of co-phased oscillating the method of calculation of parameters of the high-efficiency mechanical oscillating system of inter-resonance vibrating scope is pointed with the beforehand conditioned efficiency. The construction of setting and method of model experiment the results of which fully conform to theoretical positions is described.*

**Вступ та постановка проблеми.** Розвиток вібротехнологій в значній мірі залежить від впровадження вискоефективного та конкурентноздатного обладнання для різноманітних галузей промисловості, котре зможе значно знизити експлуатаційні затрати, а отже і собівартість самої продукції. Під час створення нових вібротехнологій на перший план виходить поняття “енергетичної ефективності”, що уособлює собою мінімальні затрати енергії на виконання певного технологічного процесу з заданою продуктивністю. Отже, є нагальна необхідність в апробації на практиці якісно нового технологічного обладнання, здатного просунути вібротехнології на новий щабель розвитку.

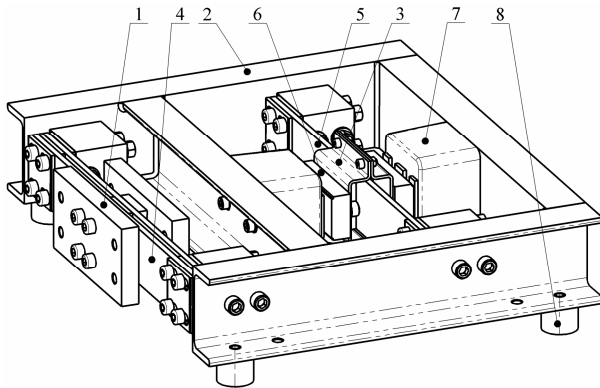
**Огляд літератури та постановка задачі.** Відома теорія синфазних коливань [1], що володіє значним динамічним потенціалом. Її використання порівняно з традиційними

методиками забезпечує теоретично значно вищі коефіцієнти динамічності в механічній коливальній системі (МКС) за рахунок певного підбору параметрів міжрезонансної системи.

**Просторова модель.** На підтвердження наявності додаткових динамічних підсилень коливань  $D$  у вискоефективних МКС, як перший етап, було реалізовано 3D-модель віброуючої рамки з наперед закладеним значенням  $D = 7.5$ . Активна маса 1 (рис. 1) та проміжна маса 2 з'єднані між собою резонансною пружною системою 4; реактивна маса 3 через другу резонансну пружну систему 5 з'єднана з проміжною. До реактивної маси кріпляться якорі 6, а до проміжної маси – осердя з котушками 7 електромагнітних вібророзбудників, які під'єднані до мережі живлення за двотактною схемою. Проміжна маса 2 встановлюється на основу за



допомогою м'яких гумових пружних елементів 8 виготовлених з вакуумного шлангу.



**Рис. 1. Просторова модель експериментальної високоефективної віброуючої рамки**

Враховуючи те, що активна маса (рис. 2, а) без врахування інерційного значення частки пружин, що відноситься до проміжної маси, та з урахуванням підналагоджувальних пластин становить  $m_a = 6.7 \text{ кг}$ , а проміжна (рис. 2, б) з аналогічних міркувань –  $m_n = 32 \text{ кг}$ , приймаючи резонансне налагодження  $z = 0.94$ , згідно виразу для частки жорсткості  $\eta$  [1]:

$$\eta = \frac{(D-1)(z^2 m_a + z^2 m_n - m_n) + m_a(1 - 2D + D^2)}{m_a D (z^2 + D - 1)} = 0.8.$$

Значення реактивної маси  $m_p$  визначаємо як [1]:

$$m_p = \frac{1}{2 \cdot \eta(1 - z^2)} \left[ (1 - z^2)(m_n - 2\eta m_n - \eta m_a) - z^2 m_a + \sqrt{z^4 [2m_a m_n (1 - \eta) + m_a^2 (1 - \eta)^2 + m_n^2] + 2z^2 [m_a^2 (\eta - \eta^2) - m_n^2 - m_a m_n] + (\eta m_a + m_n)^2} \right] = 3.15 \text{ кг}.$$

Без врахування інерційного значення частки пружин, що відноситься до проміжної маси ця вимога дотримується (рис. 3).

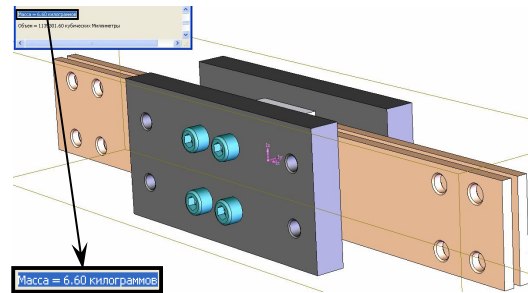
Необхідна жорсткість  $c_1$  на коловій частоті  $\omega = 314 \text{ рад/с}$  становить [1]:

$$c_1 = m_a \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 \left( \frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta} \right) = 5.554 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

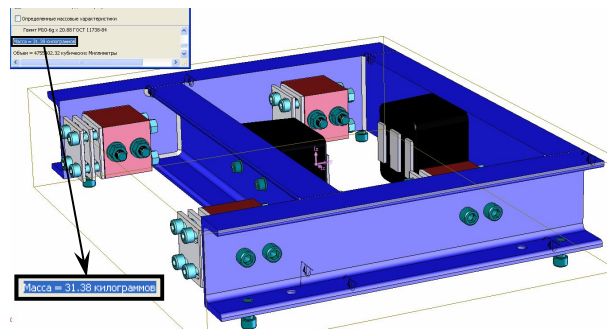
Приймаючи склотекстолітовий пружний елемент з такими параметрами: робоча довжина пружного елемента  $l_c = 0.135 \text{ м}$ ; ширина пружного елемента  $h = 0.064 \text{ м}$ , та

враховуючи, що коефіцієнт защемлення  $k = 0.82$ , кількість робочих ділянок пружного елемента  $i = 4$ , а значення модуля пружності І-го роду вздовж основи  $E = 1.9 \cdot 10^{10} \text{ Па}$ , товщина пружного елемента  $b$  рівна [1]:

$$b = \sqrt[3]{\frac{c_1 l_c^3}{E h i k}} = 0.00699 \text{ м}.$$

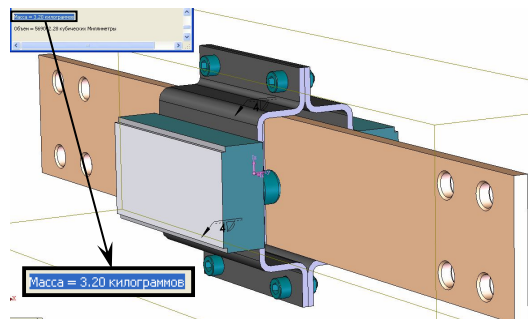


а)

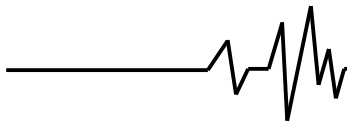


б)

**Рис. 2. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, в якому розраховано інерційні параметри активної (а) та проміжної (б) мас**



**Рис. 3. Фрагмент вікна програмного продукту SolidWorks 2006, в якому розраховано інерційний параметр реактивної маси**



Для жорсткості  $c_2$  з тими ж вихідними даними та з врахуванням того, що значення  $i=2$ ,  $l_c=0.14$  м, а коефіцієнт защемлення вищий і рівний  $k=0.92$ , оскільки стягується один пружний елемент, значення становить:

$$c_2 = m_p \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 \eta = 2.821 \cdot 10^5 \text{ Н/м},$$

а товщина пружного елемента:

$$b = 3 \sqrt{\frac{c_2 l_c^3}{E h i k}} = 0.00702 \text{ м}.$$

Отже, для реалізації двох пружних систем використовуватимуться три пружні елементи зі склотекстоліту однакової товщини  $b=0.007$  м.

Результатом розрахунку згідно із запропованою теорією є те, що аналітично встановлюють співвідношення інерційних  $m_a$ ,  $m_n$ ,  $m_p$  і жорсткісних  $c_1$  та  $c_2$  параметрів тримасової МКС, дотримання яких забезпечить таку картину руху мас: дві суміжні маси, а саме проміжна  $m_n$  та реактивна  $m_p$ , які з'єднані між собою за допомогою пружної системи з сумарною жорсткістю  $c_2$ , рухатимуться синфазно завдяки прикладеному між ними періодично змінному синусоїдальному збурювальному зусиллю  $p(t)$ . Активна маса 1, кінематично збурюючись від проміжної маси 2 через пружну систему 4 з сумарною жорсткістю  $c_1$ , рухатиметься з амплітудою  $X_1$  у протифазі до двох суміжних мас 2 та 3, амплітуди яких відповідно  $X_2$  та  $X_3$  рівні (рис. 4).

Забезпечивши вище розраховані жорсткісні та інерційні параметри МКС, згідно АЧХ очікується, що запропонована МКС матиме в 7.5 рази вищі амплітудні характеристики порівняно з традиційною МКС з динамічним гасником. Амплітудне значення тягового зусилля електромагнітних віброзбудників, що використовувалось для побудови АЧХ, становило  $P=180$  Н.

З запропованою МКС порівнювалась традиційна тримасова система з динамічним гасником, інерційні значення коливальних мас якої вибрано так:  $m_a=6.7$  кг,  $m_n=3$  кг,  $m_p=32$  кг. Того ж значення, що у запропонованій МКС, амплітуда коливальних активної маси традиційної системи може досягнути у двох випадках: а) коли збурювальне зусилля підвищити у 7.5 разів; б) коли резонансне налагодження наблизити до межі  $z=0.993$ .

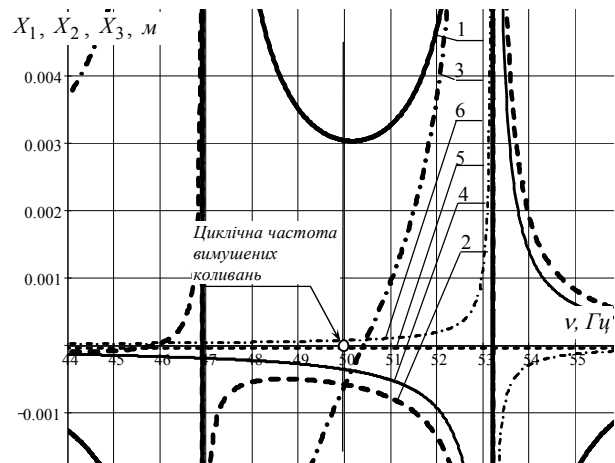


Рис. 4. АЧХ тримасових МКС, розрахованих за запропованою методикою (1, 2, 3) та за традиційною (4, 5, 6), де: 1, 4 – активні, 2, 5 – проміжні та 3, 6 – реактивні маси

Варто зауважити, що для традиційної МКС з динамічним гасником необхідна жорсткість  $c_1 = m_a(\omega/z)^2 = 7.484 \cdot 10^5$  Н/м, а  $c_2 = m_p(\omega/z)^2 = 3.574 \cdot 10^6$  Н/м. Тоді сумарна жорсткість пружних систем  $c_\Sigma = 4.322 \cdot 10^6$  Н/м, а для запропованої МКС  $c_\Sigma = 8.375 \cdot 10^5$  Н/м, яка в 5.16 рази нижча у порівнянні з традиційними системами, що є ще однією вагомою перевагою запропонованих МКС.

**Експериментальне дослідження.** На основі просторової моделі віброуючої рамки (рис. 1) виготовлено її експериментальний макет (рис. 5).

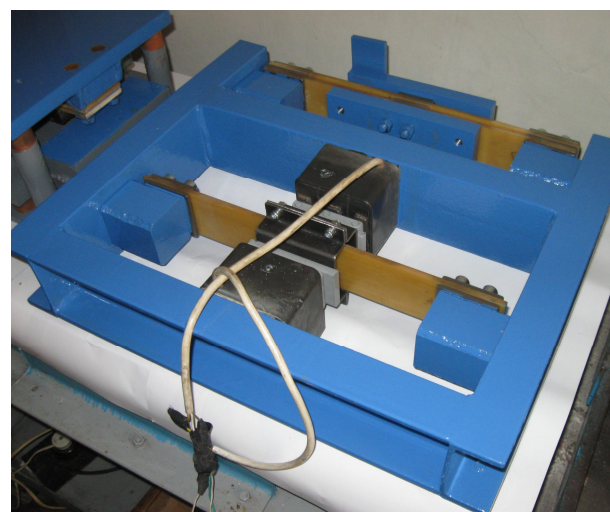
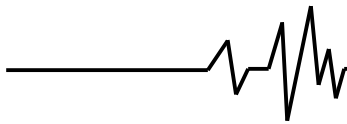
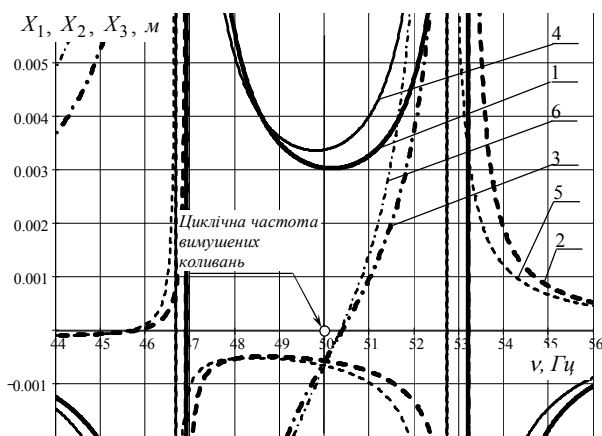


Рис. 5. Експериментальна модель віброуючої рамки



Реальні інерційні значення мас експериментальної установки після зважування і корекції на вплив інерційних значень пружних елементів становлять:  $m_a = 6.76 \text{ кг}$ ,  $m_n = 31.34 \text{ кг}$ ,  $m_p = 2.72 \text{ кг}$ .

Спочатку оцінимо похибку виготовлення самої експериментальної установки, тобто, порівняємо характеристики МКС твердотільної моделі (які очікувались) (рис. 1) та отриманої експериментальної (реальні) (рис. 5). Так, аналізуючи залежності на рис. 6, видно, що внаслідок неточностей дотримання параметрів МКС під час виготовлення відносна похибка на першій власній частоті рівна  $\delta_{\omega 1} \approx 1\%$ , на другій –  $\delta_{\omega 2} \approx 2\%$ .



**Рис. 6. АЧХ експериментальної установки вібруючої рамки, де: 1, 2, 3 – очікувані криві; 3, 4, 5 – отримані криві (позначення ті ж, що і на рис. 5.63)**

Проведено заміри експериментальної АЧХ з використанням віброметра *Agam-M* фірми *Диамех-2000* (Російська Федерація) (рис. 7 а). Прилад виробником укомплектований п'єзоелектричним акселерометром типу 1-800-999-5290/1-585-924-5900 (США) (рис. 7, б). Заміри АЧХ проводились через активну (рис. 8, а) та проміжну (рис. 8, б) маси. Встановлено високу збіжність результатів експерименту з теоретичною моделлю (рис. 9). Так відносна похибка на першій власній частоті рівна  $\delta_{\omega 1} \approx 2\%$ , на другій –  $\delta_{\omega 2} \approx 1.5\%$ . Наведена експериментальна АЧХ дозволила якісно оцінити збіжність саме характеру руху мас та точність власних частот МКС. Таким чином сумарна похибка на першій власній частоті  $\delta_{\omega 1 \Sigma} \approx 3\%$ , на другій  $\delta_{\omega 2 \Sigma} \approx 3.5\%$  відносно теоретичної характеристики твердотільної моделі. АЧХ для реактивної маси не знімалось, оскільки її маса відносно мала

( $m_p = 2.72 \text{ кг}$ ), а маса акселерометра  $m_d = 0.25 \text{ кг}$ . Приєднання датчика до реактивної маси суттєво змінює характер руху мас, що значно спотворює експеримент. Так, для прикладу перший резонансний пік в МКС спостерігається на частоті  $\nu = 43.75 \text{ Гц}$ .

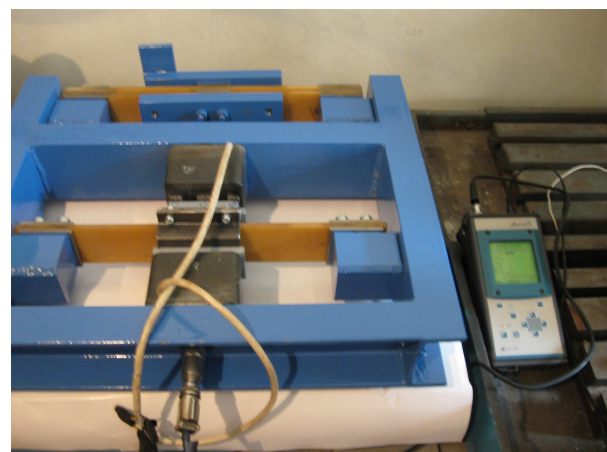


а) б)

**Рис. 7. Вимірювальна апаратура: а – віброметр; б – акселерометр**

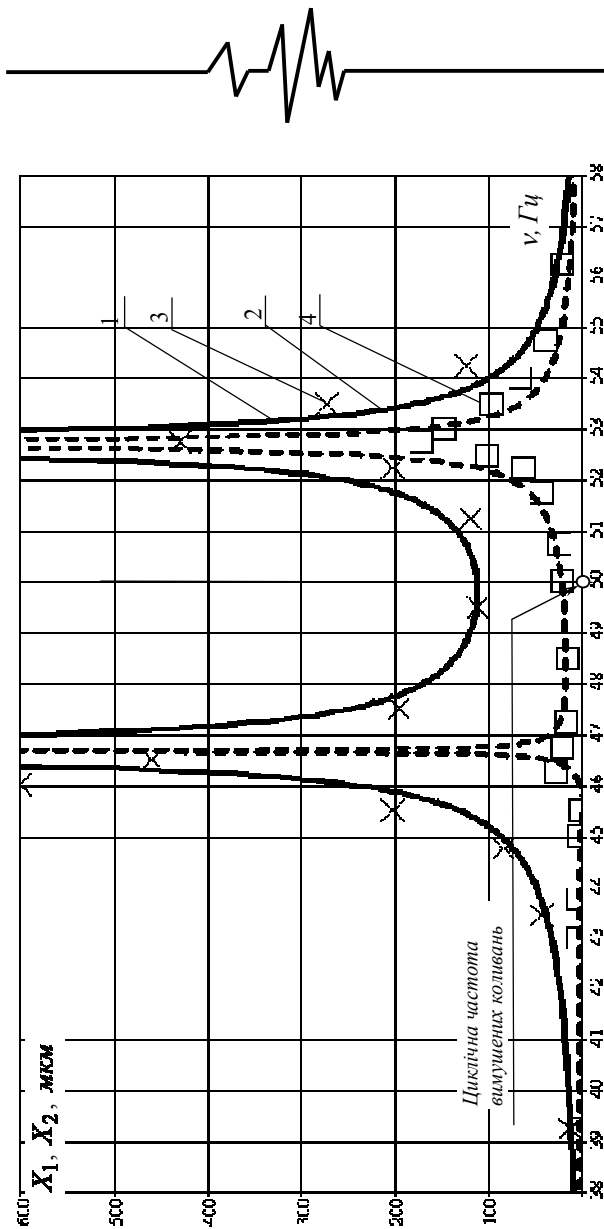


а)



б)

**Рис. 8. Компонівка експерименту під час замірів АЧХ вібруючої рамки через активну (а) та проміжну (б) маси МКС**



**Рис. 9.** АЧХ експериментальної установки віброуючої рамки, де: 1, 2 – теоретичні криві відповідно активної та проміжної мас; 3, 4 – експериментальні точки «амплітуда-частота» відповідно активної та проміжної мас

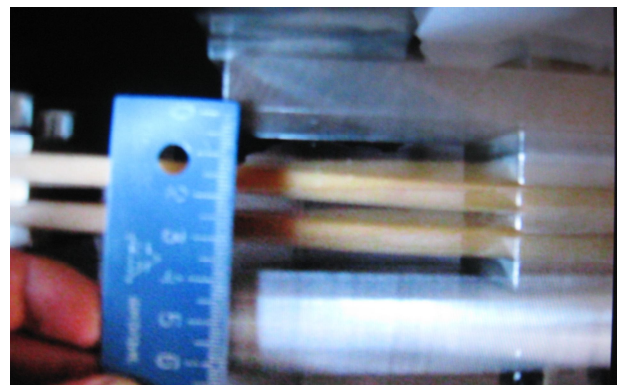
Щодо збіжності основного кількісного показника МКС (амплітуди коливань), його також оцінюватимемо в два етапи: похибка виготовлення, похибка експерименту. Так, очікувана амплітуда коливань твердотільної моделі (рис. 1) на активній масі  $X_1 = 3 \text{ мм}$  (рис. 6). У результаті похибки виготовлення експериментальної установи амплітуда повинна була б вирости до значення  $X_1 = 3.4 \text{ мм}$  (рис. 6).

Повітряні проміжки були виставлені на номінальний розмір  $\delta = 3 \text{ мм}$ . На цьому повітряному проміжку згідно з заводськими технічними показниками СКТБЕ НВО

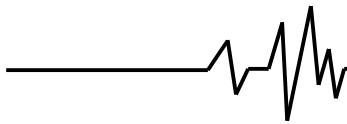
“Електроапарат” для моделі електромагнітного віброзбудника ЕМ 68-08-231-00УХЛ4 номінальне тягове зусилля  $P = 300 \text{ Н}$  при подаванні дійсної напруги живлення на віброзбудник  $U = 220 \text{ В}$ . Дійсна напруга, що подавалась на клеми електромагнітних віброзбудників була рівна  $U = 150 \text{ В}$ . Якщо розрахувати тягове зусилля для цього значення напруги живлення, виявиться, що воно буде близько в 1.7 рази меншим за номінальне і рівним  $P = 180 \text{ Н}$ . Розмах коливань (дві амплітуди) активної маси при збуренні системи під дією цього значення зусилля знаходиться в околі  $6 \text{ мм}$  (рис. 10). Таким чином, похибка за амплітудою коливань відносно твердотільної моделі практично відсутня, однак якщо розглядати похибку відносно реальної МКС, вона становить до 12 %, що обумовлено неврахуванням дисипації в системі, похибкою у визначенні збурювального зусилля.

Зйомка руху на цифрову відеокамеру активної маси на частоті  $\nu = 50 \text{ Гц}$  відбувалась завдяки освітлюванню з тахометра стробоскопічного  $2ТС_T 32-456$  із частотою синхронізації близько частоти збурення  $\nu = 50 \text{ Гц}$ .

Занижена відносно номінального значення діюча напруга  $U = 150 \text{ В}$  на клеми електромагнітних віброзбудників подавалась з метою запобігання руйнуванню пружних елементів. Так, у випадку живлення віброзбудників номінальною напругою  $U = 220 \text{ В}$  амплітуда на активній масі була дещо більша  $5.5 \text{ мм}$ , що негативно б вплинуло на міцність пружних елементів активної маси.



**Рис. 10.** Фрагмент відеокадру, на якому зафіксовано розмах коливань активної маси за дійсної напруги живлення віброзбудників  $U = 150 \text{ В}$



Рух проміжної та реактивної мас дещо зсунутий один відносно одного. Чіткого синфазного руху цих двох мас не прослідковувалось. Тому енергетичний вигравш від суттєвого зменшення повітряних проміжків в даній установці практично відсутній.

**Висновок.** Серйозним позитивом експерименту, на погляд автора, є те, що:

- вдалося чітко отримати два резонансних піки в очікуваних границях – по резонансному піку зліва та справа відносно частоти вимушених коливань. Це однозначно формує створену МКС як міжрезонансну;
- вдалось отримати рух реактивної маси інертністю  $2.72 \text{ кг}$  співмірним руху проміжної маси інертністю  $31.34 \text{ кг}$ . По суті, реактивна маса збуджує проміжну масу і незначна похибка параметрів створеної МКС могла б привести до того, що реактивна маса мала б неспівмірно високі амплітуди коливань у порівнянні з проміжною. Так, незначне зсування по частотній кривій вліво чи вправо призвело б до

того, що реактивна маса опинилась в околі першого чи другого резонансних піків, що різко підвищило б її амплітуди вимушених коливань;

- досягнута амплітуда коливань активної маси в околі  $3 \text{ мм}$  за фіксованої напруги живлення  $U = 150 \text{ В}$  практично повністю узгоджується з математичною моделлю МКС (рис. 6). Це дозволяє стверджувати про позитивний результат експерименту, а саме основне про можливість створення на практиці високоефективних МКС – порядку  $10 \text{ разів}$  ефективніших порівняно з традиційними.

#### Література

1. Ланець О. С. Високоефективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): Монографія. – Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2008. – 324 с.