

Кузьо І. В.
Ланець О. В.
Гурський В. М.

Національний
університет
“Львівська
політехніка”

УДК 621.01

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З АЕРОІНЕРЦІЙНИМ ЗБУРЕННЯМ

Підтверджено роботоздатність експериментального зразка вібраційної машини з аероінерційним збуренням, побудованої за тримасовою схемою. Зняті часові та спектральні характеристики амплітуд коливань мас практично повністю узгоджуються з теоретичними залежностями. Встановлено, що класичні двомасові системи непридатні до використання в вібраційних машинах з аероінерційним збуренням.

It is confirmed availability of experimental standard vibratory machine with aero inertia disturbance, built after threemasses chart. Timing and spectral data of the amplitudes oscillation masses are taken off practically fully conform to theoretical dependences. It is set that the classic twomasses systems are unapt for the use in vibratory machines with aero inertia disturbance.

1. Постановка експерименту для тримасової вібраційної машини з аероінерційним збуренням. Метою проведення експериментальних досліджень зразка вібромашини з аероінерційним збуренням (рис. 1 та табл. 1) є підтвердження наступних положень: а) достовірність обґрунтованих інерційно-жорсткісних та силових параметрів системи [1, 2]; б) адекватність математичної моделі вібромашини [2, 3]; в) підтвердження правильності вибору структурної схеми та конструктивної побудови вібромашини [1], шляхом доведення можливості її експлуатації при зміні маси завантаження.

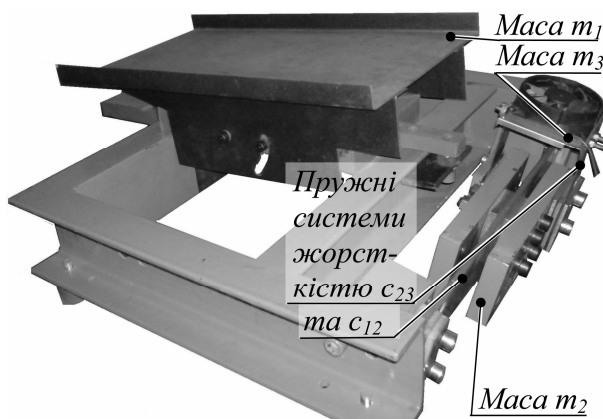


Рис. 1. Експериментальна тримасова віброустановка з аероінерційним збуренням

Таблиця 1
Конструктивні параметри тримасової
коливальної системи вібромашини

Параметр		Значення, наяв- не в системі
Інерцій- ний, кг	маси m_1	29.4
	маси m_2	6.9
	маси m_3	0.2
	дебаланса m_d	0.012
Радіус розташування маси дебаланса, r , м		0.033
Власні частоти системи, рад/с (Гц)	Ω_{e1}	154.57 (24.6)
	Ω_{e2}	185 (29.5)
Жорсткість c_{12} , Н/м		$1.47 \cdot 10^5$
Жорсткість c_{23} , Н/м		$6.19 \cdot 10^3$
Збурюв. момент, М		0.05 Н·м

Постановка експерименту була проведена з використанням лабораторного обладнання наступним чином (рис. 2). Знімання механічних характеристик з експериментального зразка 1 вібромашини відбувалось за допомогою двоканального USB-осцилографа 2 (аналогово-цифрового перетворювача IRIS фірми “Відео Інтернет Технології”), підключеного до комп’ютера 3. Збурення коливань здійснювалось за



допомогою повітряних потоків, що подавались від компресора через шланг 4. Для попереднього встановлення власних частот системи використовувався електромагнітний віброзбуджувач 5, під'єднаний до звукового генератора ГЗ-33 (6). Для візуального спостереження руху незрівноваженої маси на крильчатці було використано стробоскоп 7 з лампою 8.

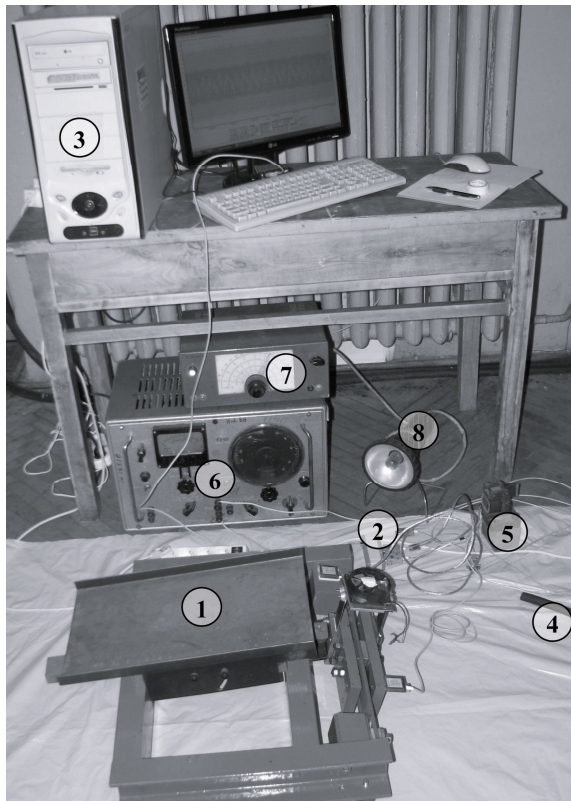


Рис. 2. Тримасова вібраційна машина з аероінерційним збудженням та під'єднанням до неї вимірювальним лабораторним обладнанням

1.1. Перевірка значень власних частот. Вона здійснювалась шляхом знімання часових залежностей коливань активної та проміжної мас, збуджуючи систему через масу m_3 (рис. 1) від електромагнітного віброзбуджувача 5, що живився частотно змінним гармонійним сигналом від звукового генератора 6. Схема збудження відображена на рис. 3. Власна частота коливань систем визначалась не по шкалі звукового генератора, який дає значну похибку, а встановлювалась по періоду коливань мас системи. Для цього було приєднано 2 давачі D_1 та D_2 віброприскорень (оскільки вони різної чутливості) до маси m_2 (рис. 4). Пов'язано це з тим, що вона є легшою в 4.26 рази порівняно з масою m_1 , а тому її

амплітуди коливань є вищими. Це дозволило знімати невисокі за амплітудою коливання, збудрені від малопотужного звукового генератора. Давачі не кріпились до маси m_3 по тій причині, що вона надто легка ($m_3 = 0.2 \text{ кг}$), адже інерційні параметри давачів могли суттєво вплинути на перерозподіл власних частот системи. Вплив інерційних параметрів давачів, приєднаних до маси m_2 , на систему мізерний, оскільки $m_2 = 6.9 \text{ кг}$.

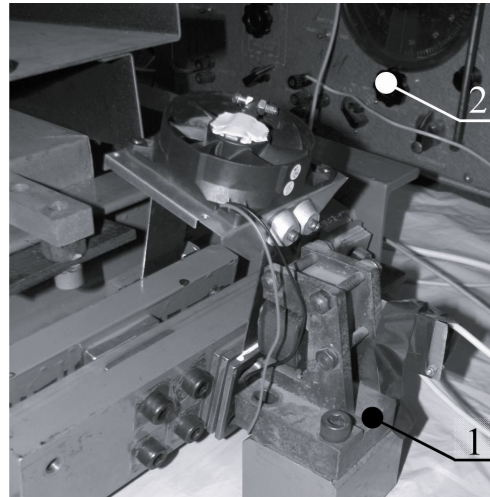


Рис. 3. Визначення власних частот системи, шляхом збудження коливань через електромагнітний віброзбуджувач 1, що живиться від звукового генератора 2

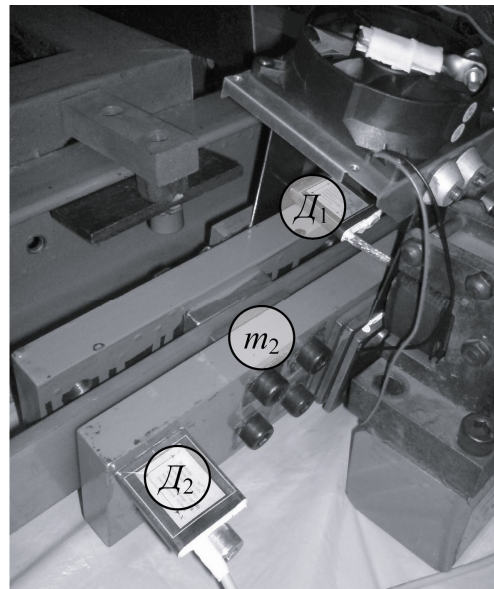


Рис. 4. Під'єднання давачів до маси m_2 та підвід електромагнітного віброзбуджувача до маси m_3 під час знімання власних частот системи

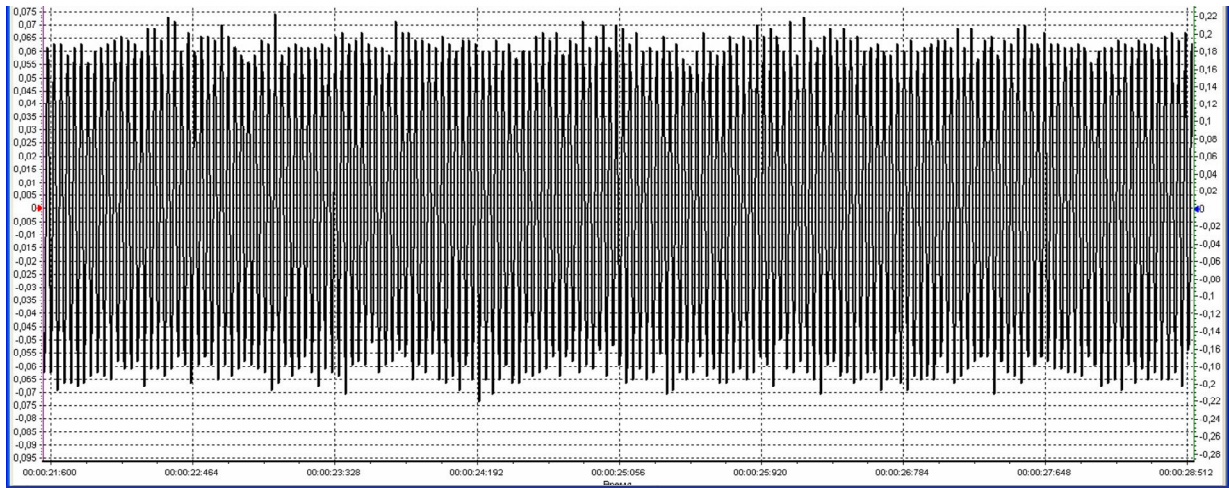


Зняті часові залежності руху маси m_2 на двох власних піках системи наведені на рис. 5. Перша власна циклічна частота коливань системи, користуючись даними із рис. 5, а:

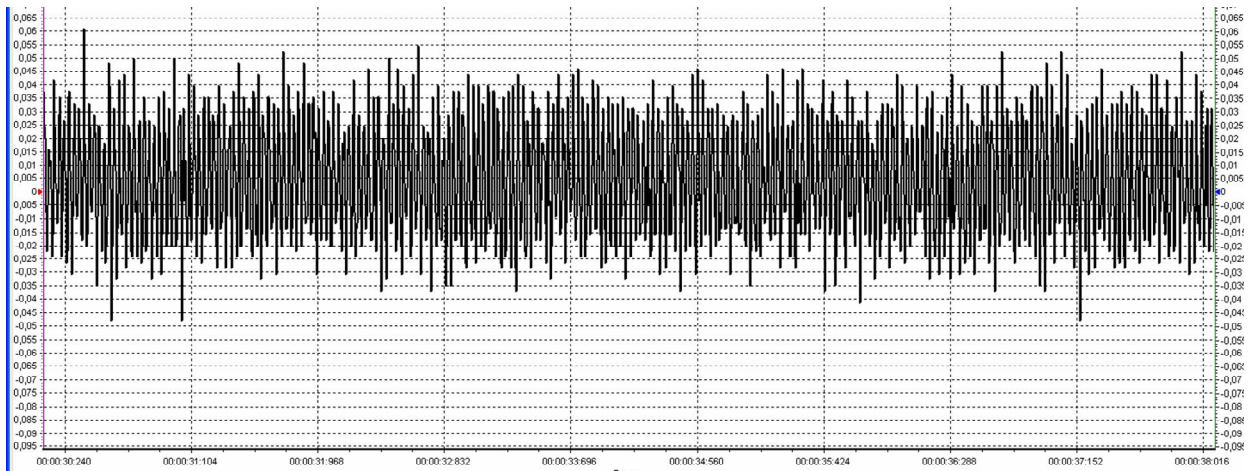
$$\nu_1 = \frac{\text{кількість піків}}{\text{проміжок часу, [с]}} = \frac{170}{28.512 - 21.6} = \frac{170}{6.912} = 24.595 \text{ Гц} \approx 24.6 \text{ Гц}.$$

Друга власна циклічна частота коливань системи, користуючись даними із рис. 5, б, становить:

$$\nu_2 = \frac{\text{кількість піків}}{\text{проміжок часу, [с]}} = \frac{229}{38.016 - 30.240} = \frac{229}{7.776} = 29.449 \text{ Гц} \approx 29.45 \text{ Гц}.$$



а)



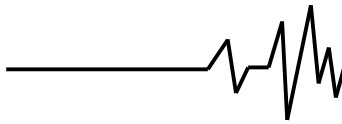
б)

Рис. 5. Вікна програмного продукту для USB-осцилографа, в якому відображено області часових залежностей, згідно яких розраховувались періоди коливань маси m_2 на 1-ій (а) та 2-ій (б) власних частотах коливань системи

1.2. Встановлення частоти вимушених коливань системи. Дослідження руху коливальних мас в перехідних та усталених режимах з використанням двоканального USB-осцилографа. Співставлення результатів експерименту з результатами комп'ютерного моделювання. Було приєднано 2 давачі віброприскорень D_1 та D_2 до

мас відповідно m_1 та m_2 (рис. 6). Для забезпечення необхідного збудувального моменту $M = 0.05 \text{ Н} \cdot \text{м}$ використано пневмомережу, що живиться компресором. Тиск в пневмомережі $\approx 0.2 \text{ МПа}$ ($\approx 2 \text{ атм.}$).

Експериментально встановлено, що зусилля пневмопотуку, що виходить з шланга становить $F = 0.2 \text{ кгС}$ (0.21 Н) (рис. 7).



Зважаючи на те, що потік повітря спрямовувався перпендикулярно на лопать, яка знаходиться під кутом $\zeta = 30^\circ$ до вертикалі (рис. 8), зусилля збурення в площині крильчатки становить:

$$F_2 = F \cos \zeta = 0.21 \cos 30^\circ = 0.18 \text{ Н}.$$

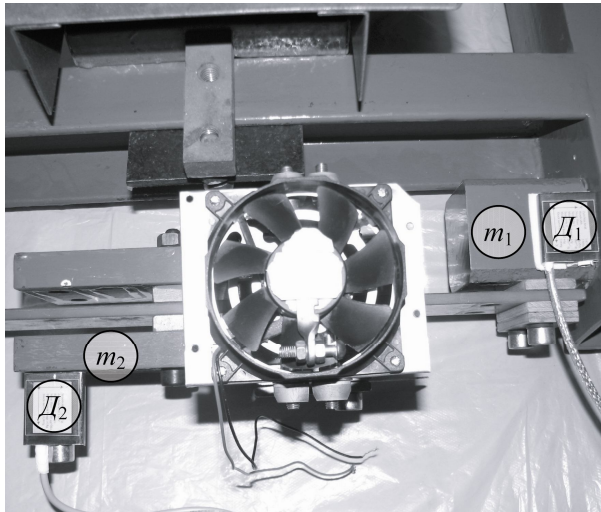


Рис. 6. Під'єднання датчиків до мас m_1 та m_2 під час знімання вимушених коливань системи



Рис. 7. Зусилля [гС], що спричиняють повітряні потоки

Таким чином, на радіусі $\rho = 0.028 \text{ м}$ (відстані від осі симетрії до зведеної точки прикладання потоку повітря), момент збурення становитиме:

$$M = F \cdot \rho = 0.18 \cdot 0.028 = 0.05 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

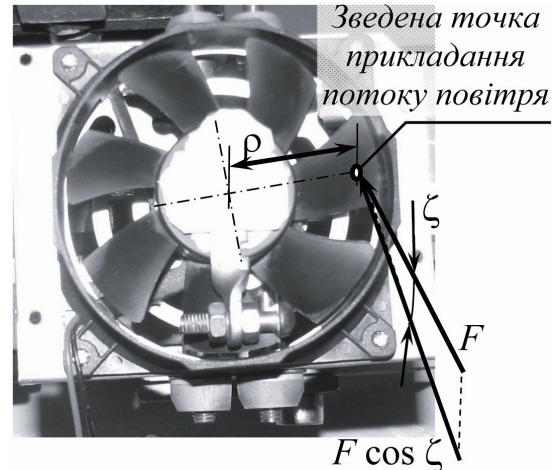


Рис. 8. Розрахункова схема для визначення збурювального моменту M від дії повітряних потоків

Частота вимушених коливань, користуючись даними із рис. 9:

$$\nu = \frac{\text{кількість піків}}{\text{проміжок часу, [с]}} = \frac{93}{30.672 - 26.784} = \frac{93}{3.888} = 23.92 \text{ Гц} \approx 23.9 \text{ Гц}.$$

Встановимо амплітуду коливань першої маси, що виконує функцію робочого органа. Враховуючи, що датчик, який жорстко закріплений до цієї маси тарований ${}^1U_{\text{на } 1\text{г}} = 200 [\text{мВ}/\text{г}]$ (рис. 10), а амплітудне значення на датчі $U_1 = 0.38 [\text{В}]$, перевідний коефіцієнт ξ , він же показник перевантаження, розраховуємо з наступних умов:

$$\begin{cases} 0.2 [\text{В}] \equiv \text{г}; \\ 0.38 [\text{В}] \equiv \xi \text{ г}, \end{cases} \quad (1)$$

Отже, користуючись (1), перевантаження на першій масі:

$$\xi_1 = \frac{U_1}{{}^1U_{\text{на } 1\text{г}}} = \frac{0.38}{0.2} = 1.9.$$

Відомо, що якщо коливання гармонійні, перевантаження ξ визначається з наступної залежності:

$$\xi = \frac{X \omega^2}{g}, \quad (2)$$

де X – амплітуда коливань маси, $\omega = 2\pi\nu$ – кутова частота вимушених коливань. Враховуючи вираз (2), амплітуда коливань першої маси буде становити (рис. 11):

$$X_1 = \frac{\xi_1 \cdot g}{\omega^2} = \frac{1.9 \cdot 9.81}{(2 \cdot \pi \cdot 23.92)^2} = 8.25 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

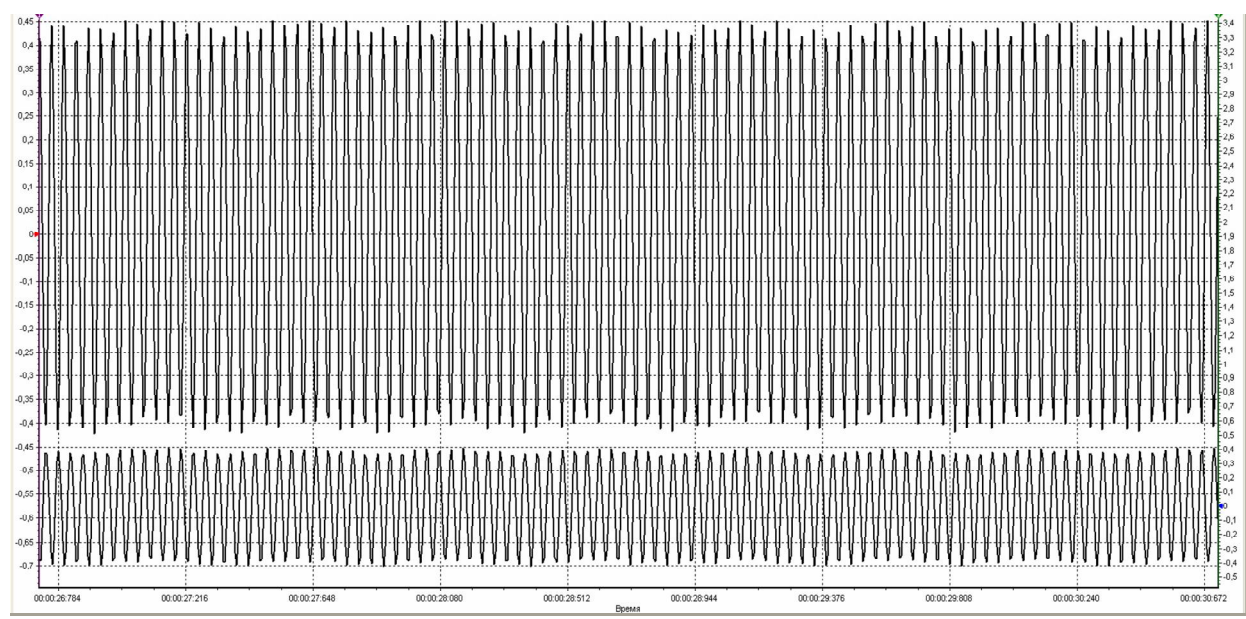


Рис. 9. Вікно програмного продукту для USB-осцилографа, в якому відображено область часової залежності по якій розраховувався період коливань маси m_1 та m_2 на частоті вимушених коливань

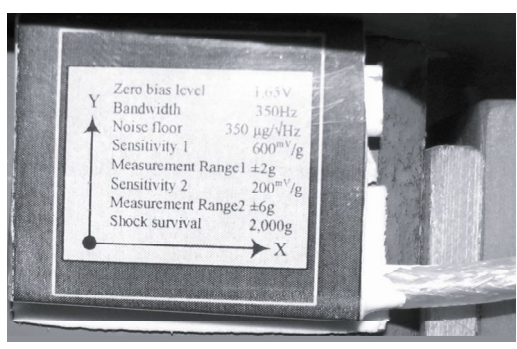


Рис. 10. Давач, що приєднаний до маси m_1

$$\begin{cases} 0.066 [B] \equiv g \\ 0.42 [B] \equiv \xi g \end{cases}$$
 перевантаження на другій масі

$$\xi_2 = \frac{U_2}{2U_{на\ 1g}} = \frac{0.42}{0.066} = 6.36.$$
 Тоді амплітуда коливань другої маси, враховуючи (2), буде становити (рис. 13):

$$X_2 = \frac{\xi_2 \cdot g}{\omega^2} = \frac{6.36 \cdot 9.81}{(2 \cdot \pi \cdot 23.92)^2} = 2.762 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

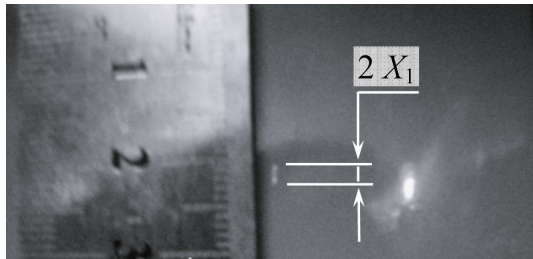


Рис. 11. Відблеск розмаху коливань маси m_1

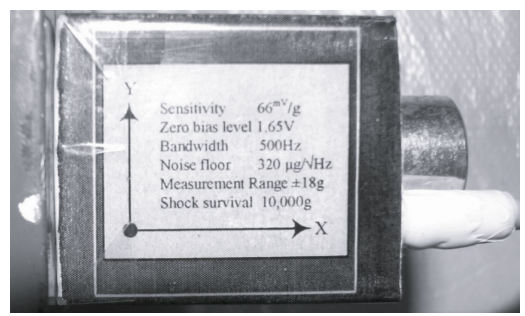


Рис. 12. Давач, що приєднаний до маси m_2

Встановимо амплітуду коливань маси m_2 . Враховуючи, що давач, який жорстко закріплений до цієї маси тарований $2U_{на\ 1g} = 66 [mB/g]$ (рис. 12), а амплітудне значення на давачі $U_2 = 0.42 [B]$, із пропорції:

Миттєве значення переміщення в метрах для маси m_1 визначатиметься як:

$$x_1 = \frac{u_1}{\omega^2} \cdot g = \frac{g}{U_{на\ 1g}^1 \omega^2} u_1 = k_{n1} u_1, \quad (3)$$

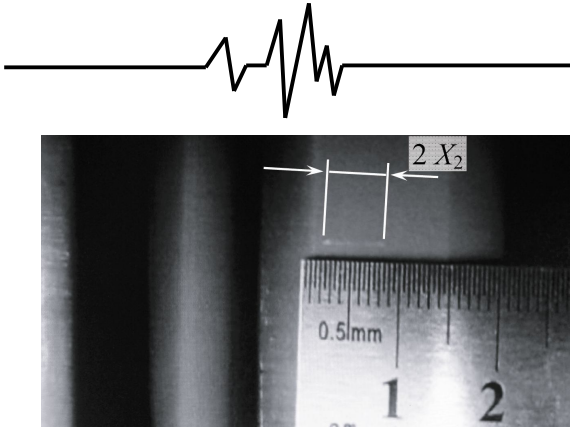


Рис. 13. Відблеск розмаху коливань маси m_2

де
$$k_{n1} = \frac{g}{1U_{на 1g} \omega^2} = 2.17 \cdot 10^{-3} \left[\frac{M}{B} \right] -$$

перевідний коефіцієнт між миттєвим значенням напруги u_1 на давачі та переміщенням в метрах для маси m_1 .

Миттєве значення переміщення в метрах для маси m_2 , аналогічно (3):

$$x_2 = \frac{\frac{u_2}{2U_{на 1g}} \cdot g}{\omega^2} = \frac{g}{U_{на 1g}^2 \omega^2} u_2 = k_{n2} u_2, \quad (4)$$

де
$$k_{n2} = \frac{g}{2U_{на 1g} \omega^2} = 6.58 \cdot 10^{-3} \left[\frac{M}{B} \right] -$$

перевідний коефіцієнт між миттєвим значенням напруги u_2 на давачі та переміщенням в метрах для маси m_2 .

Зчитавши дані з програмного продукту для USB-осцилографа (графіки на рис. 9), та перевіривши електричні сигнали через коефіцієнти k_{n1} та k_{n2} , експериментально зняті часові залежності коливань мас в метрах відображені на рис. 14. Спостерігає практично повну збіжність знятих характеристик з отриманими шляхом чисельного моделювання системи в програмному продукті MathCAD 12 (рис. 15) [2, 3].

1.3. Спектральний аналіз.

Спектральний аналіз залежностей (рис.14) вказує, що система дійсно працює на частоті вимушених коливань $\nu \approx 24$ Гц (рис. 16). Для такого аналізу було взято $2^{11} = 2048$ точок часових залежностей руху мас на проміжку часу 12.282 с (від 20.256 с до 32.538 с). Аналіз проводився з використанням функції FFT (Швидке Перетворення Фур'є) програмного продукту MathCAD 12. На отриманих спектральних характеристиках

спостерігаємо в околі частоти 50 Гц гармоніку, кратну частоті вимушених коливань.

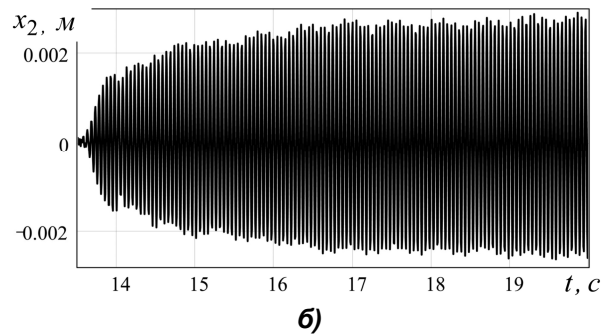
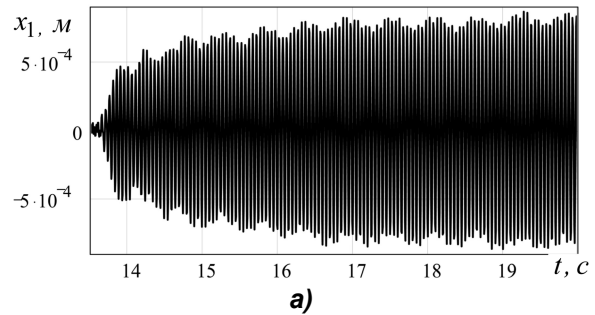


Рис. 14. Експериментально зняті часові залежності в перші 6.4 с руху коливальних мас m_1 (а) та m_2 (б) при прикладанні до крильчатки моменту $M = 0.05$ Н · м

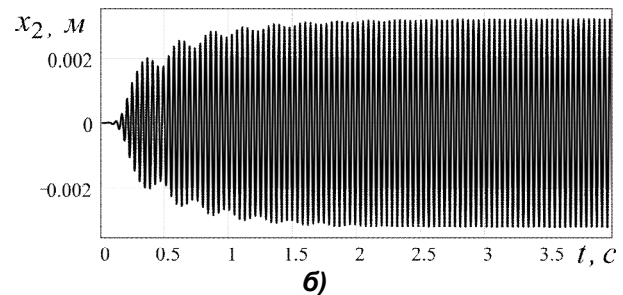
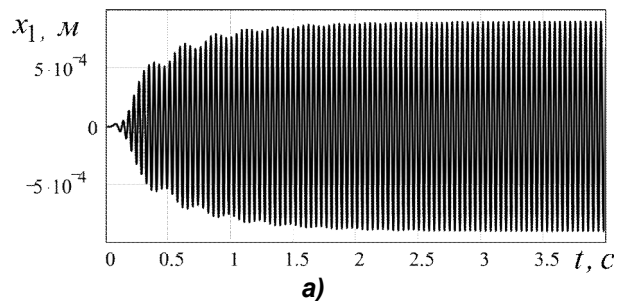


Рис. 15. Теоретичні часові залежності в перші 4 с руху мас m_1 та m_2 (відповідно а та б) в дорезонансному режимі відносно 1-го піка системи при моменті збурення крильчатки $M = 0.05$ Н · м

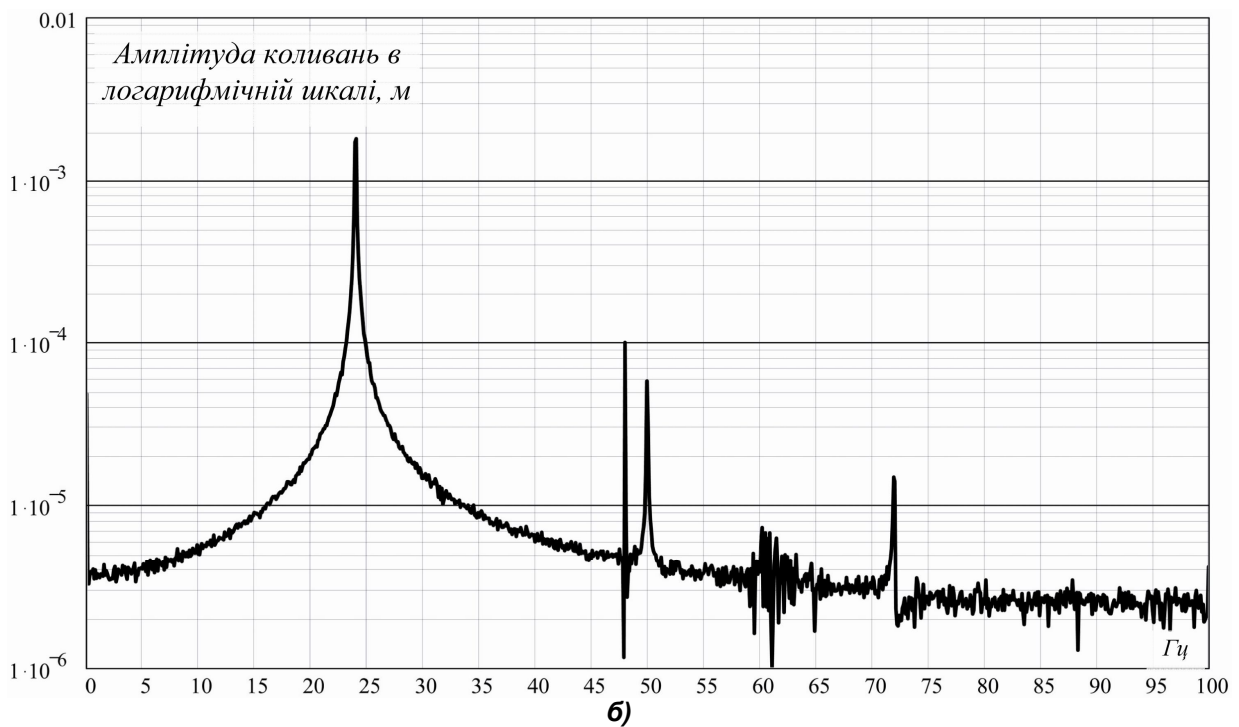
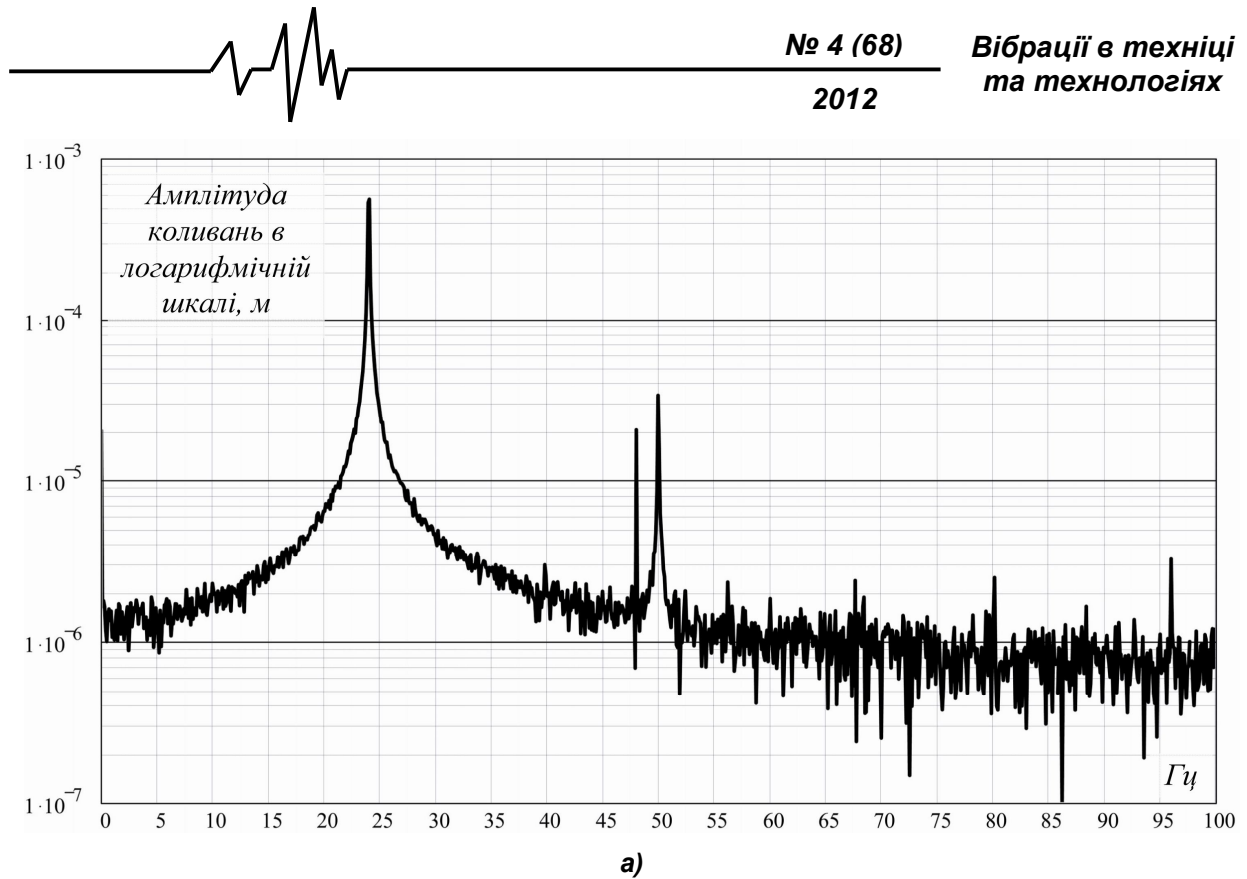
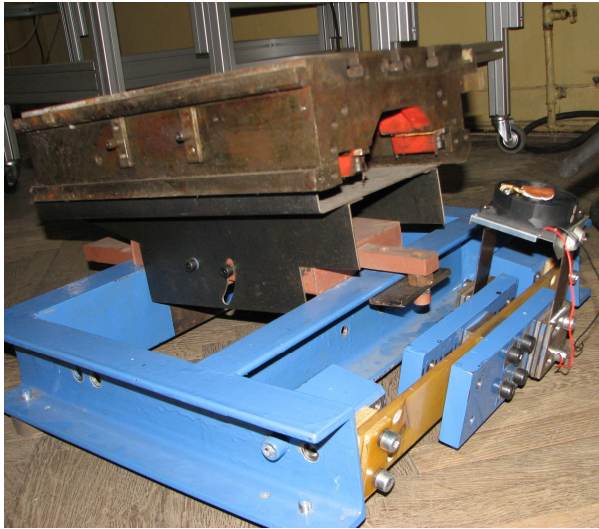
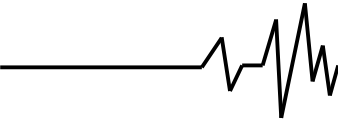


Рис. 16. Спектральна характеристика руху мас m_1 та m_2 (відповідно а та б) на частоті вимушених коливань системи

1.4. Робота вібраційної машини під час завантаження. Виявлення додаткових переваг систем з аероінерційним збуренням. Проведено дослідження, що вказують на здатність системи до

самоналагодження під час технологічного завантаження. Так, вібраційна машина з аероінерційним віброзбуджувачем, сумарна маса якої 36.5 кг транспортує вантаж вагою 50 кг (рис. 17).



**Рис. 17. Вібраційна машина з вантажем
50 кг на масі m_1**

Пояснення цьому наступне. Вантаж 50 кг, що встановлений на робочий орган масою $m_1 = 29.4$ кг, частково зміщує власні частоти системи і, якби оберти крильчатки виходили завжди на фіксоване значення, — механічна коливальна система не дала б необхідної амплітуди коливань. Проте в нашому випадку, запустивши вібраційну машину, шляхом спрямування повітряних потоків на незбалансовану крильчатку, її оберти “зависають” на першому резонансному піці, який уже зміщений по частотній області. Частота вимушених коливань встановлюється дещо нижчою, проте технологічний процес транспортування здійснюється успішно. Безумовно, параметр перевантаження на масі m_1 знизився у зв’язку з тим, що до робочого органа приєдналась певна частка $k_{пр} \approx 0.15 \dots 0.3$ середовища завантаження масою 50 кг. У такому випадку маса робочого органа знаходилась в межах $m_1 = 37 \dots 45$ кг.

Тим самим підтверджено здатність вібраційної машини з аероінерційним віброзбудувачем до самоналагодження під час зміни технологічного завантаження, яке може бути, як експериментально доведено, в 1.7 рази більшим за масу робочого органу або ж в 1.4 рази більшим за масу самої вібраційної машини.

2. Постановка експерименту для двомасової вібраційної машини з аероінерційним збуренням.

Експериментально підтверджено, що двомасові системи, в яких рознесені центри мас, не в стані перейти резонансний пік зумовлений

жорсткістю віброізоляційних пружних елементів (рис. 18). В таких системах згідно розрахунків інерційне значення незрівноваженої маси, жорстко прикріпленої до крильчатки, повинно бути на порядок вищим порівняно з тримасовими системами. А це робить такі системи менш придатними до використання, адже інерційні сили від обертання крильчатки з незрівноваженою масою m_d в околі резонансного піка, зумовленого віброізоляторами, будуть на порядок вищими, що призводить до “зависання” системи на цьому резонансі. Хоча, якби крильчатка в двомасовій системі пройшла цей низькочастотний пік, для виведення її на робочі режими коливань необхідно прикласти практично таке ж значення моменту збурення, що і в тримасових системах.

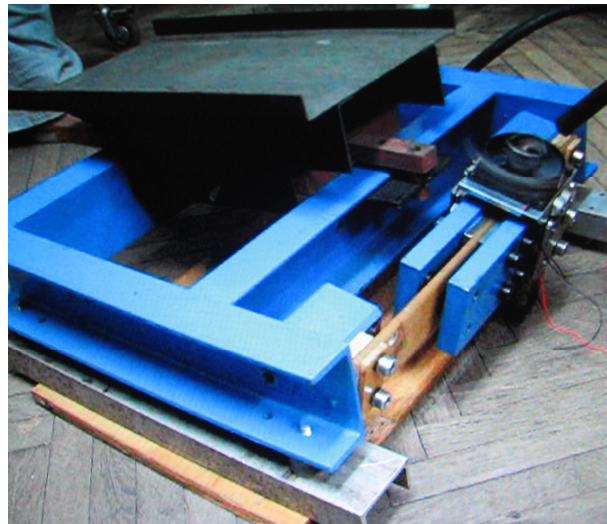
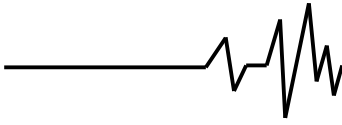


Рис. 18. Кадр із відеофайлу, в якому зафіксоване низькочастотне (спричинене дією віброізоляторів) зависання дебаланса в двомасовій вібраційній машині під час її запуску

Необхідно відзначити, що отримані результати однозначно не відкидають можливість використання двомасових структур при створенні вібраційного технологічного обладнання з аероінерційним збуренням. Для цього необхідно, якщо є можливість конструктивної реалізації, звести центри коливальних мас і збурення прикладати в спільному центрі мас системи. У такому випадку, будуть усунені причини утворення паразитних кутових коливань системи в горизонтальній площині, адже відстань між центром мас системи та точкою прикладання інерційного збурювального зусилля ліквідована. Проте реалізація таких систем може бути ускладненою залежно від типу технологічного



обладнання, що реалізується.

3. Висновки. Загальним результатом експериментальних досліджень є успішно апробована на практиці методологія створення резонансного вібраційного технологічного обладнання з аероінерційним збуренням, що базується на використанні ефекту “зависання” в околі резонансного піка обертів крильчатки з жорстко закріпленою до неї незрівноваженою масою. Цей ефект пов’язують з явищем Зоммерфельда, використання якого в конструкціях віброобладнання даного типу стало можливим лише завдяки приведенню незрівноваженої маси в обертальний рух повітряними потоками, які власне і заклали механічну розв’язку на ділянці віброзбуджувача-джерела його живлення.

Якщо для усіх типів вібраційних машин ефект “зависання” в привідних механізмах є недопустимим, розроблене обладнання якраз в повній мірі його використовує. Уся розроблена методологія створення віброобладнання з аероінерційним збуренням і побудована на тому, щоб максимально можливо використати явище Зоммерфельда в корисних цілях. Саме процеси пов’язані з ефектом “зависання” і “фіксують” оберти крильчатки, розбалансованої надлегкою масою, в необхідній близькій дорезонансній зоні.

Підтверджена висунута гіпотеза [1-3] про можливість використання аероінерційних віброзбуджувачів для збурення та стабільної роботи вібраційного технологічного обладнання у білярезонансному режимі роботи. Так, зняті часові та спектральні характеристики амплітуд коливань мас експериментального зразка тримасової вібраційної машини з аероінерційним збуренням практично повністю узгоджуються з теоретичними залежностями коливань [2, 3], побудованими з використанням математичної моделі у вигляді автономної системи чотирьох диференціальних рівнянь руху. Розбіжність результатів за амплітудними значеннями становить 3 %, за частотами – 1 %.

Виявилось достатнім для збурення досліджуваної тримасової системи забезпечити розрахунковий збурювальний момент $M = 0.05 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та використати дебаланс масою $m_d = 0.012 \text{ кг}$, інерційне збурювальне зусилля від якого на робочій частоті вимушених коливань складає лише $F_{iH} = 9 \text{ Н}$ ($\approx 0.9 \text{ кгС}$), щоб розвинути на робочому органі масою $m_1 = 29.4 \text{ кг}$ перевантаження $2g$ (амплітуда

коливань $X_1 = 8.25 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, кутова частота вимушених коливань $\Omega = 150 \text{ рад/с}$). Це підтверджує правильність виведених аналітичних залежностей для встановлення інерційно-жорсткісних та силових параметрів системи.

Експериментально доведено, що тримасова коливальна система практично не відчуває переходу через резонанс, зумовлений віброізоляторами. Пов’язано це з тим, що відцентрові інерційні сили при обертанні розбалансованої крильчатки в околі цього резонансного піка є мізерними: $F_{iH} = 0.25 \text{ Н}$ ($\approx 0.025 \text{ кгС}$). Власне ця конструктивна перевага і уможливила створення тримасового вібраційного технологічного обладнання з аероінерційним збуренням.

Під час експериментальних досліджень виявлено, що тримасова вібраційна машина з аероінерційним віброзбуджувачем має здатність самоналагоджуватись при зміні маси технологічного завантаження, адже експериментальна установка, сумарна маса якої 36.5 кг транспортує вантаж масою 50 кг , хоча розрахунок параметрів її механічної коливальної системи проводився за умови, що маса завантаження відсутня.

Література

1. Кузьо І. В. Вибір структури та обґрунтування силових і жорсткісних параметрів вібраційної машини з аероінерційним збуренням / І. В. Кузьо, О. В. Ланець, Я. В. Шпак // Серія: Галузеве машинобудування, будівництво: Збірн. наук. праць Полтавського нац. техн. ун-ту ім. Ю. Кондратюка. – 2012. – Вип. 2 (32). Том 1. – С. 120–131.
2. Кузьо І. В. Встановлення конструктивно-силових параметрів та дослідження руху коливальних мас у вібраційній машині з аероінерційним збуренням/ І. В. Кузьо, О. В. Ланець, Я. В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2012. – Вип. 46. – С. 27–44.
3. Кузьо І. В. Формування та аналіз математичної моделі вібраційної машини з аероінерційним збуренням/ І. В. Кузьо, О. В. Ланець, В. М. Гурський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2012. – № 2 (66) – С. 50–58.