

УДК 621.01

І.В. Кузьо, д-р техн. наук, проф.,
О.В. Ланець,
В.М. Гурський, канд. техн. наук

Національний університет „Львівська політехніка“,
м. Львів, Україна, e-mail: olena-lanec@mail.ru

СИНТЕЗ НИЗЬКОЧАСТОТНИХ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З АЕРОІНЕРЦІЙНИМ ЗБУРЕННЯМ

I.V. Kuzo, Dr. Sci. (Tech.), Professor,
O.V. Lanets,
V.M. Gurskyi, Cand. Sci. (Tech.)

Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine,
e-mail: olena-lanec@mail.ru

SYNTHESIS OF LOW-FREQUENCY RESONANCE VIBRATORY MACHINES WITH AN AEROINERTIA DRIVE

Мета. Полягає в розробленні методології створення низькочастотного резонансного вібраційного технологічного обладнання на базі інерційного привода, в якому буде усунений взаємовплив руху неврівноваженої маси віброзбуджувача на джерело його живлення.

Методика. Формування аналітичних залежностей для встановлення конструктивно-силових параметрів коливної системи; опис та дослідження динамічної моделі вібраційної машини; аналіз спектральних характеристик та часових діаграм руху мас у перехідних та усталених режимах.

Результати. Обґрунтовано переваги створення резонансного вібраційного технологічного обладнання на базі найбільш поширеного інерційного привода. Віброзбуджувачі, що приводяться в рух потоками стисненого повітря: аероінерційні, до яких віднесено кулькові відцентрові, турбінного типу (ті, в яких усунений взаємовплив механізму приведення системи в рух на джерело його живлення), вибрано базовими при створенні низькочастотних резонансних вібраційних машин. Як найбільш доцільними структурами для їх синтезу взято тримасові. Наведено аналітичні залежності для встановлення їх конструктивно-силових параметрів, що забезпечують чітке „самофіксування“ коливної системою обертів неврівноваженої маси віброзбуджувача в стійкій дорезонансній зоні відносно першого власного резонансного піка. Проаналізовано математичну модель, що відтворює ефект „зависання“ обертів неврівноваженої маси віброзбуджувача на заданій дорезонансній частоті вимушених коливань, що є вимушеною й робочою для всієї системи. Зняті часові та спектральні характеристики амплітуд коливань мас практично повністю узгоджуються з теоретичними залежностями.

Наукова новизна. Полягає в розвитку методології створення вібраційних машин з інерційним приводом, що уможливила ефективний синтез низькочастотних резонансних конструкцій вібраційного технологічного обладнання, а саме, уперше для забезпечення їх робочих резонансних режимів застосовано в корисних цілях явище Зоммерфельда, використання якого стало можливим завдяки збуренню у тримасових конструкціях надлегкої неврівноваженої маси віброзбуджувача повітряними потоками.

Практична значимість. Перевагою запропонованого вібраційного обладнання є: простота його схеми збудження; „самофіксування“ системою частоти вимушених коливань; самоналагодження системи при зміні маси технологічного завантаження; наявність автоматично набутого захисту приводу від перевантаження в умовах використання резонансних режимів роботи.

Ключові слова: *резонансна вібраційна машина, тримасова механічна коливальна система, явище Зоммерфельда, інерційний привід, збурення повітряними потоками*

Вступ. У більшості вібраційного технологічного обладнання використовується інерційний привід, реалізований у вигляді дебалансних віброзбуджувачів, що виділяються компактністю при великій збуджувальній силі, відносно легкістю виготовлення та простотою застосування.

Найбільш поширений технологічний режим роботи вібромашин із дебалансними віброзбуджувачами – це далеко зарезонансний. Хоча він є енергозатратним, збуджуючи вимушені коливання системи в зарезонансному режимі можна досягати високої стабільності коливань робочого органа при значних масах технологічного завантаження (рис. 1).

Аналіз останніх досліджень. Приведення в рух таких систем, переважно одномасових, здійснюється, в основному, від асинхронних двигунів, підбір яких обумовлюється необхідністю забезпечення певної потужності привода для переходу через резонансний пік, викликаний жорсткістю віброізоляційних пружних елементів [1]. Це призводить до суттєвого завищення необхідної потужності двигуна. З метою зниження споживаної потужності приводом розвиваються перспективні підходи в запуску інерційної системи [2], розробляються спеціальні конструкції керованих віброзбуджувачів. Проте ці рішення не дозволяють суттєво знизити енергоспоживання вібраційної машини.

Якісний шлях, що реалізує енергоощадне вібраційне використання технологічного обладнання з інерційним приводом – це використання резонансних

режимів. Так, на сьогодні, у світі стрімко розвиваються двомасові вібраційні машини з дебалансними віброзбуджувачами, режим роботи яких дорезонансний відносно власної частоти коливань системи (рис. 2).

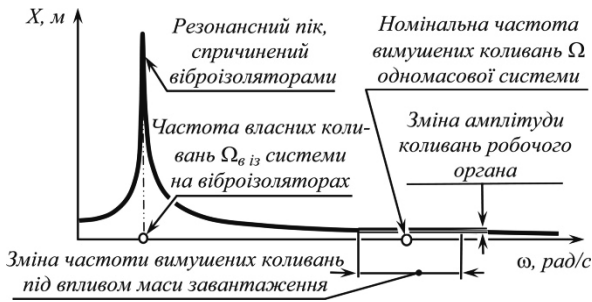


Рис. 1. Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) одномасової коливальної системи вібраційної машини

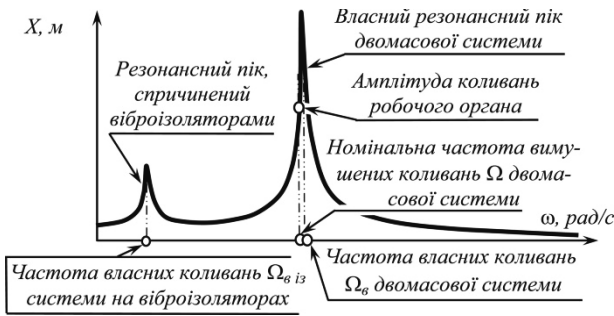


Рис. 2. АЧХ двомасової коливальної системи вібраційної машини, що візуалізує зростання амплітуди коливань робочої маси при використанні близького дорезонансного режиму роботи

Даний підхід дозволяє суттєво знизити споживану потужність приводу, що, у першу чергу, викликано наявністю в білярезонансних режимах роботи високих коефіцієнтів динамічності системи. Так, за тих самих значень збудовальних інерційних сил, амплітуди коливань мас можуть динамічно підсилюватись і зростати до 5...8 разів залежно від резонансного налагодження z механічної коливальної системи.

Проте, недоліком резонансних систем є значно нижча стабільність коливань робочого органа при значних масах технологічного завантаження та не до кінця усунена проблема роботи у близьких дорезонансних режимах. Так наявність взаємовпливу руху неврівноваженої маси (дебаланса) на електромеханічну характеристику електродвигуна може викликати його вихід з ладу під час „зависання“ обертів дебалансного віброзбуджувача в білярезонансних режимах роботи. Крім того, для „фіксування“ частоти обертання дебалансного віброзбуджувача в околі власного піка системи необхідно використовувати дорогі системи керування.

Постановка проблеми. Тому актуальна науково-прикладна задача, яка потребує вирішення, полягає у

проблемності синтезу енергоощадного вібраційного технологічного обладнання, створюваного на базі найбільш поширених інерційних віброзбуджувачів, що пов'язано з відсутністю ефективних концепцій побудови та методів розрахунку низькочастотних резонансних конструкцій вібраційних машин, в яких усунений взаємовплив руху неврівноваженої маси віброзбуджувача на джерело його живлення.

Формування ідеї та гіпотези. Для синтезу резонансного вібраційного технологічного обладнання з інерційним приводом закладена наступна ідея: для усунення взаємовпливу руху інерційного віброзбуджувача на джерело його збудження пропонується використати надлегку незбалансовану крильчатку (турбінку) [3, 4], що приводитиметься в рух повітряними потоками. Такий принцип збудження отримав назву аероінерційного та цілком поширюється на кулькові відцентрові пневматичні віброзбуджувачі, принцип дії яких ідентичний віброзбуджувачам турбінного типу. Маючи механічну розв'язку на ділянці віброзбуджувач – джерело збудження та забезпечивши виникнення в механічній коливальній системі ефектів, пов'язаних з явищем Зоммерфельда, – реалізувати „зависання“ обертів крильчатки в околі резонансного піка. Це дозволить „зафіксувати“ частоту вимушених коливань із близьким дорезонансним налагодженням, реалізуючи в коливальній системі вібраційної машини енергоощадні резонансні режими роботи.

Підстави щодо реальності застосування закладеної ідеї розкриває висунута гіпотеза: малопотужний інерційний віброзбуджувач, у вигляді незбалансованої крильчатки із жорстко приєднаною надлегкою неврівноваженою масою, можна без труднощів привести в обертальний рух за допомогою повітряних потоків, що спрямовуються на лопаті крильчатки. Приріст обертів незбалансованої крильчатки, коли їх частота обертання наближається до резонансного піка системи, починає сповільнюватись. Оберти крильчатки „зависають“ у близькому дорезонансному режимі в околі резонансного піка однієї з власних частот n -масової механічної коливальної системи. Для цього необхідно виконати умову, щоб вібраційний момент на валу дебалансного віброзбуджувача був вищим за збудовальний, який генеруватиметься крильчаткою [1, 2]. У такому випадку незбалансована крильчатка, не маючи необхідного моменту збудження для переходу через резонансний пік, „зависне“ на певній частоті обертання в близькому дорезонансному режимі. Частота „зависання“ обертів крильчатки й буде для вібраційної машини вимушеною.

Залишається встановити найбільш придатну структуру коливальної системи для синтезу резонансного вібраційного технологічного обладнання з аероінерційним збудженням. Хоча розповсюдженими схемами резонансних вібраційних машин з інерційним збудженням є двомасові, на сьогодні відома перспективна методологія створення тримасових міжрезонансних структур [5]. Збудження коливань у таких системах здійснюється від надлегкої маси, що може бути на 2 порядки легшою за робочий орган, і, як наслідок, –

необхідно прикласти мінімальні збудувальні зусилля для приведення в рух коливальної системи. Зважаючи на вказані переваги тримасових структур, саме їх обрано базовими з дорезонансним режимом роботи відносно 1-го власного піка системи [6].

Виклад основного матеріалу. Принципова схема тримасової вібраційної машини з аероінерційним збудженням, в якій реалізовані прямолінійні коливання, наведена на рис. 3. Механічну систему розглядаємо як таку, що складається з абсолютно твердих тіл, з'єднаних пружними системами, зміна жорсткості в яких відбувається за лінійним законом. Покладаємо, що опір руху робочого органа вібраційної машини, спричинений дією середовища завантаження, відображається коефіцієнтом в'язкого тертя, а інертність самого середовища – у вигляді частки приєднаної маси середовища завантаження, що умовно приєднано до робочого органа m_{po} .

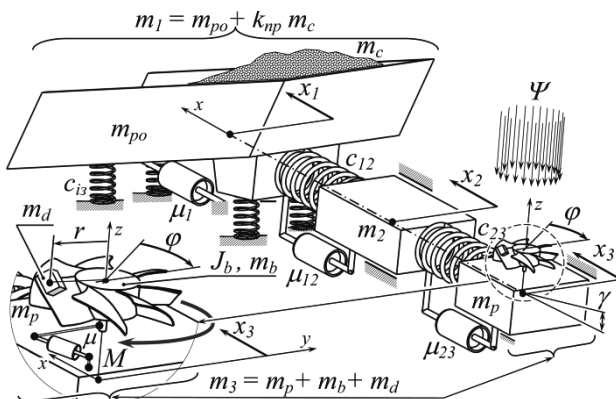


Рис. 3. Принципова схема тримасової вібраційної машини на базі інерційного віброзбудника, що приводиться в рух від повітряних потоків

Робочий орган масою m_{po} , проміжна маса m_2 та реактивна m_p здійснюють прямолінійні коливання вздовж осі x за координатами, відповідно, x_1 , x_2 та x_3 . Робочий орган m_{po} та умовно приєднана частина $k_{np} m_c$ маси середовища завантаження утворюють масу m_1 . Реактивна маса m_p , маса крильчатки m_b , з моментом інерції J_b відносно власної осі симетрії, та маса дебаланса m_d утворюють масу m_3 . Маси m_1 , m_2 та m_3 попарно з'єднані між собою пружними системами із жорсткостями, відповідно, c_{12} та c_{23} у напрямку коливань уздовж осі x . Вібраційна машина встановлена на нерухому основу через віброізолятори, жорсткістю c_{i3} , що кріпляться до маси m_1 .

Проміжна маса m_2 приводиться в рух завдяки кінематичному збудженню від маси m_3 . У свою чергу маса m_1 кінематично збуджується від маси m_2 . Силове збудження вимушених коливань у системі відбувається за рахунок дії потоків повітря Ψ на крильчатку, до однієї з лопатей якої жорстко прикріплена неврівноважена маса m_d (маса дебаланса). Крутний момент M , що виникає на крильчатці, приводить в обертальний рух за координатою φ масу m_d на ра-

діусі r , відцентрові сили від якої і є причиною виникнення знакозмінного силового збудження маси m_3 , а як наслідок – її коливальних рухів уздовж осі x .

Система чотирьох диференціальних рівнянь руху, що описує модель інерційної вібромашини зі збудженням від повітряних потоків, має вигляд [6]

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_{12}(x_1 - x_2) + c_{i3}x_1 + \mu_1 \dot{x}_1 + \mu_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= 0; \\
 m_2 \ddot{x}_2 + c_{12}(x_2 - x_1) + c_{23}(x_2 - x_3) + \mu_{12}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) &= 0; \\
 m_3 \ddot{x}_3 - m_d r (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi) + c_{23}(x_3 - x_2) + \mu_{23}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) &= 0; \\
 J \ddot{\varphi} - m_d r \sin \varphi (\ddot{x}_3 - g \sin \gamma) &= M - \mu \dot{\varphi},
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

де μ_{12} та μ_{23} – коефіцієнти в'язкого тертя, що відображають розсіювання енергії у двох резонансних пружних системах; μ – коефіцієнт, що відображає в'язке тертя під час обертання крильчатки за координатою φ ; J – момент інерції крильчатки J_b із жорстко закріпленою неврівноваженою масою m_d на радіусі розташування r ; $g=9,8 \text{ м/с}^2$.

Як бачимо, у нелінійні диференціальні рівняння системи (1) час t не входить у явному вигляді. Ці рівняння описують рух автономної системи. Попередньо не розв'язавши їх, закон зміни в часі кута повороту φ крильчатки встановити неможливо. Наближений аналітичний розв'язок системи (1) є надто складним [7]. Тому у статті автори обмежились чисельним розрахунком з використанням методу Рунге-Кутта. Для цього систему (1) подано в нормальному вигляді відносно старших похідних

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_1 &= \frac{c_{12}(x_1 - x_2) + c_{i3}x_1 + \mu_1 \dot{x}_1 + \mu_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)}{-m_1}; \\
 \ddot{x}_2 &= \frac{c_{12}(x_2 - x_1) + c_{23}(x_2 - x_3) + \mu_{12}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)}{-m_2}; \\
 \ddot{x}_3 &= \frac{m_d^2 r^2 g \sin^2 \varphi \sin \gamma - m_d r J \dot{\varphi}^2 \cos \varphi - m_d r \sin \varphi [M - \mu \dot{\varphi}] + J [c_{23}(x_3 - x_2) + \mu_{23}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2)]}{m_d^2 r^2 \sin^2 \varphi - J m_3}; \\
 \ddot{\varphi} &= \frac{-m_3 (M - \mu \dot{\varphi}) + m_d r \sin \varphi \times [c_{23}(x_3 - x_2) + \mu_{23}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - m_d r \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + m_3 g \sin \gamma]}{m_d^2 r^2 \sin^2 \varphi - J m_3}.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Використовуючи результати, отримані в [6], аналітичні залежності для встановлення конструктивно-

силових параметрів, що забезпечують чітке „самофіксування“ коливальною системою обертів неврівноваженої маси віброзбудувача у стійкій дорезонансній зоні відносно першого власного резонансного піка мають вигляд

$$c_{12} = \frac{(m_2 + m_3) m_1 \Omega_{\theta 2}^2 \times \times [(m_1 + m_2 + m_3) m_2 \Omega_{\theta 2}^2 (\Lambda^2 - 1) + C]}{(m_1 + m_2 + m_3) \times \left[\begin{array}{l} (m_1 + m_2 + m_3) \times \\ \times m_2 \Omega_{\theta 2}^2 (\Lambda^2 - 1) + \\ + (C - 2 m_1 m_3 \Omega_{\theta 2}^2) \end{array} \right]}; \quad (3)$$

$$c_{23} = \frac{(m_1 + m_2 + m_3) m_2 \Omega_{\theta 2}^2 (\Lambda^2 - 1) + C}{2 (m_2 + m_3) (m_1 + m_2 + m_3)}, \quad (4)$$

де $\Lambda = \Omega_{\theta 1} / \Omega_{\theta 2} = (0,8 \dots 0,9)$ – співвідношення двох власних частот $\Omega_{\theta 1}$ та $\Omega_{\theta 2}$ тримасової системи.

$$C = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2 + m_3) m_2 \Omega_{\theta 2}^4 \times \times [(m_1 + m_2 + m_3) m_2 (\Lambda^2 - 1)^2 - 4 m_1 m_3 \Lambda^2]}{}}.$$

$$0 < m_3 < \frac{-m_2 (m_1 + m_2) (1 - \Lambda^2)^2}{m_2 (1 - \Lambda^2)^2 - 4 m_1 \Lambda^2}. \quad (5)$$

Вираз для встановлення інерційного значення неврівноваженої маси дебаланса m_d має вигляд

$$m_d = \frac{X_1}{r} \left| \frac{\left[\begin{array}{l} -\Omega^4 m_1 m_2 m_3 + \\ + \Omega^2 \left(\begin{array}{l} c_{12} m_3 (m_1 + m_2) + \\ + c_{23} m_1 (m_2 + m_3) + \\ + c_{i3} m_2 m_3 \end{array} \right) - \\ - c_{12} (c_{23} (m_1 + m_2 + m_3) + \\ + c_{i3} m_3) - c_{23} c_{i3} (m_2 + m_3) \end{array} \right]}{c_{12} c_{23}} + \frac{c_{i3}}{\Omega^2} \right|. \quad (6)$$

Вираз, за яким визначається необхідний момент збурення M крильчатки на частоті вимушених коливань Ω

$$M = \frac{1}{2} \frac{m_d^2 r^2 \Omega^2 \lambda_3}{m_3} \left[\sin \frac{\mu_{23} \lambda_3}{m_3 \Omega} + \frac{1}{\sqrt{2}} \right] + \mu \Omega, \quad (7)$$

де λ_3 – коефіцієнт динамічності маси m_3

$$\lambda_3 = \left| \frac{(k_{12} k_{21} - k_{11} k_{22}) m_3 \Omega^2}{[k_{12} k_{21} k_{33} - k_{11} k_{22} k_{33} + k_{11} k_{23} k_{32}]} \right|;$$

$$k_{11} = c_{12} + c_{i3} - m_1 \Omega^2 + i (\mu_1 + \mu_{12}) \Omega;$$

$$k_{12} = k_{21} = -c_{12} - i \mu_{12} \Omega; \quad k_{13} = k_{31} = 0;$$

$$k_{22} = c_{12} + c_{23} - m_2 \Omega^2 + i (\mu_{12} + \mu_{23}) \Omega;$$

$$k_{23} = k_{32} = -c_{23} - i \mu_{23} \Omega;$$

$$k_{33} = c_{23} - m_3 \omega^2 + i \mu_{23} \Omega.$$

Формуючи коливальну систему вібраційної машини з аероінерційним збуренням, підбираємо її параметри з наступних міркувань. Власні частоти технологічно задані. Так перша власна частота коливальної системи становить $\Omega_{\theta 1} = 2\pi \cdot 25 \text{ Гц} = 157 \text{ рад/с}$, а другу власну частоту визначаємо з умови, рад/с.

$$\Omega_{\theta 2} = \Omega_{\theta 1} / \Lambda = 157 / 0,83 = 2\pi \cdot 30 \text{ Гц} = 189$$

Значення першої та другої коливальних мас, що конструктивно задаються, формуємо з умови $m_1 = (3 \dots 5) m_2$ і приймаємо наступними: $m_1 = 30 \text{ кг}$; $m_2 = 7 \text{ кг}$.

У такому випадку співвідношення мас $m_1 / m_2 = 4,3$.

Інерційне значення третьої маси вибираємо з умови (5), згідно з якою $0 < m_3 < 0,29 \text{ кг}$, і приймаємо $m_3 = 0,2 \text{ кг}$.

Значення жорсткостей двох резонансних пружних систем розраховуються згідно з аналітичними виразами (3) та (4) і становлять $c_{12} = 1,5357 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, $c_{23} = 6,45 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

Приймаючи коефіцієнти внутрішнього частотно-незалежного тертя $\chi_{12} = 0,03 \text{ м}^3\text{с}$ та $\chi_{23} = 0,003 \text{ м}^3\text{с}$.

$$\mu_{12} = \frac{\chi_{12} c_{12}}{\Omega} = 30 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \quad \mu_{23} = \frac{\chi_{23} c_{23}}{\Omega} = 0,13 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Жорсткість віброізоляторів, виконаних із гумового шланга, дорівнює $c_{i3} = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$. Покладаємо, що коефіцієнт μ_1 додатково враховує в'язке тертя у віброізоляційних пружних елементах жорсткістю c_{i3} і становить $\mu_1 = 100 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$, а $\mu = 3 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$. Радіус розташування дебаланса відносно осі симетрії крильчатки $r = 0,033 \text{ м}$. Кут кидання $\gamma = 0,3 \text{ рад}$. Момент інерції крильчатки – $J_b = 5 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а з урахуванням жорстко закріпленої неврівноваженої маси m_d на радіусі розташування r ,

$$J = J_b + m_d r^2 = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Покладаємо, що технологічно необхідна амплітуда коливань активної маси $X_1 = 0,00085 \text{ м}$ – еквівалент $2g$ (адже, у такому випадку, переваження $\xi = X_1 \Omega^2 / g = 2$). Маса дебаланса, згідно з (6), дорівнює $m_d = 12 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$, а необхідний збурювальний момент знаходимо із (7), він становить $M = 0,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Розв'язуючи систему диференціальних рівнянь (2), використовуючи параметри системи, прийняті вище, часові залежності руху коливальних мас та маси дебаланса в перші 4 с після запуску вібраційної машини (рис. 4) свідчать про те, що перехідні процеси тривали до 4 с. Встановлені значення амплітуд коливань трьох мас мають вигляд, м

$$X_1 = 0,00085; X_2 = 0,0028; X_3 = 0,018.$$

Зупинимось на аналізі АЧХ системи (рис. 5). При спрямуванні повітряного потоку Ψ на крильчатку виникає збурювальний момент M , що починає її розкручувати. Оберти крильчатки „зависають“ на лівій гілці першого власного піка системи, який пройти вона не в змозі (момент M є замалим для подолання вібраційного моменту на валу крильчатки). Вібраційна машина починає працювати в усталеному стійкому дорезонансному режимі відносного першого піка системи на частоті вимушених коливань 24,3 Гц (рис. 6).

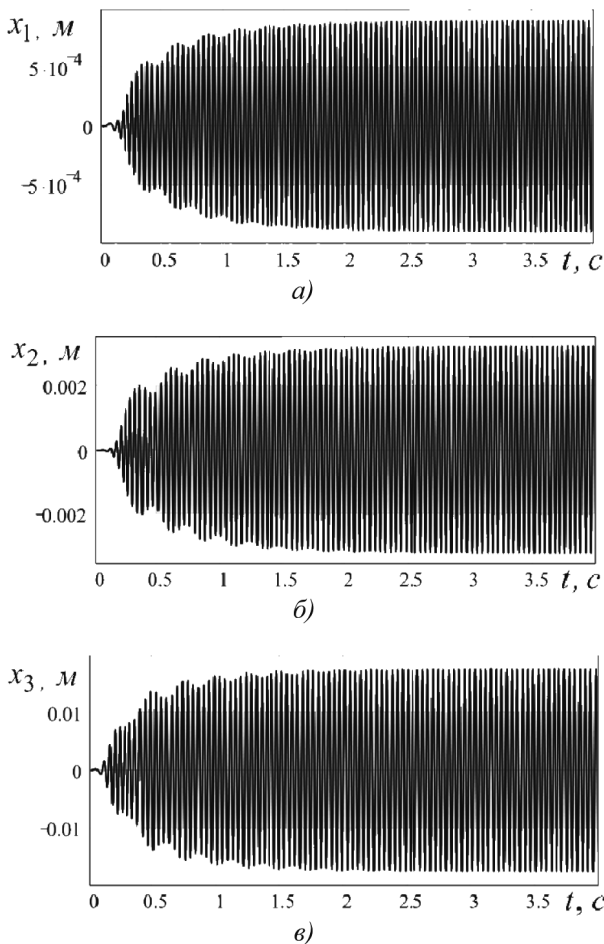


Рис. 4. Теоретичні часові залежності руху мас m_1 , m_2 та m_3 (відповідно, а, б та в) у дорезонансному режимі відносно 1-го піка системи при моменті збурення крильчатки $M = 0,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$

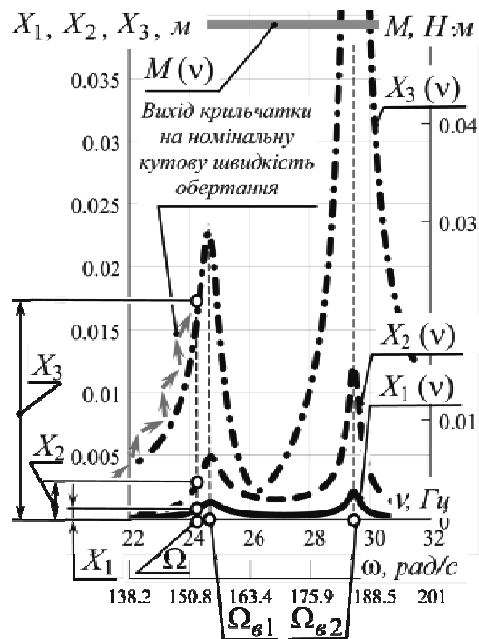


Рис. 5. АЧХ системи, де відображено усталені амплітудні значення коливань мас m_1 , m_2 і m_3 у дорезонансному режимі відносно першого піка системи на частоті вимушених коливань $\Omega \approx 150 \text{ рад/с}$

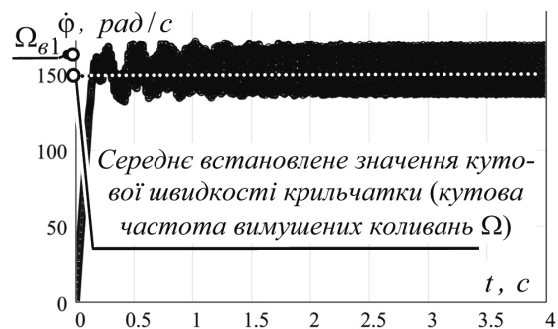


Рис. 6. Вихід кутової швидкості на дорезонансний режим відносно 1-го власного піка системи

Проаналізуємо, як впливає момент збурення на встановлення власної частоти системи (рис. 7). У межах моменту збурення $M = 0,004 \dots 0,06 \text{ Н} \cdot \text{м}$, прикладеного до незбалансованої крильчатки, частота її обертання залишається практично постійною зі середнім встановленим значенням кутової швидкості $\phi \approx \Omega = 150 \text{ рад/с}$. По суті, оберти крильчатки „зависають“ на 1-му резонансному піці.

Зі зростанням моменту збурення, коли $M > 0,06 \text{ Н} \cdot \text{м}$, відбувається „зривання“ обертів крильчатки з 1-го резонансного піка. Крильчатка різко набирає оберти, фіксуючись зі значенням $\phi \approx \Omega = 180 \text{ рад/с}$, і практично не змінюється в межах моменту збурення $M = 0,06 \dots 0,12 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Оберти крильчатки „зависли“ на 2-му резонансі.

Із подальшим зростанням моменту збурення, відбувається „зривання“ обертів крильчатки з 2-го резонансного піка і крильчатка різко набирає оберти.

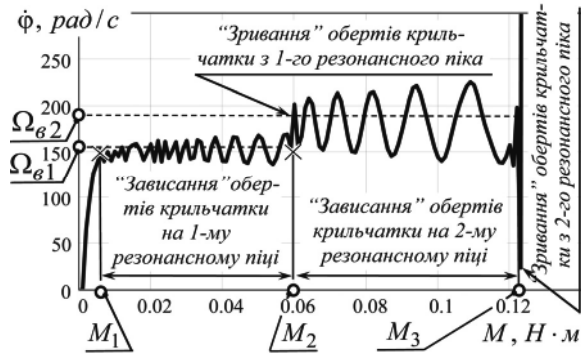


Рис. 7. Залежності швидкості обертання крильчатки від прикладеного до неї збурювального моменту M (значення кутової швидкості ϕ фіксувались на 4-ій секунді після запуску системи)

Згідно з вищенаведеними параметрами, розроблено експериментальний зразок вібростани з аероінерційним збуренням (рис. 8).

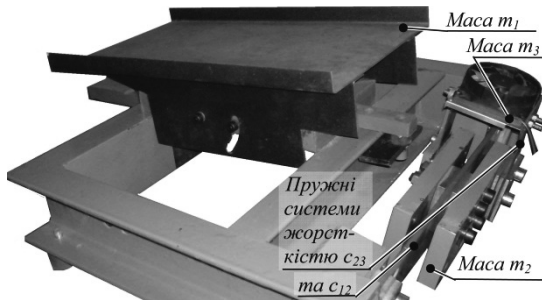


Рис. 8. Експериментальна тримасова віброустановка з аероінерційним збуренням

Постановка експерименту була проведена з використанням лабораторного обладнання наступним чином (рис. 9). Знімання механічних характеристик з експериментального зразка 1 вібростани 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 вібробуджувач 5, під’єднаний до звукового генератора ГЗ-33 – 6. Для візуального спостереження руху неврівноваженої маси на крильчатці було використано стробоскоп 7 з лампою 8. Приєднавши 2 давачі віброприскорень D_1 та D_2 до мас, відповідно, m_1 та m_2 (рис. 10), зчитано дані з використанням програмного продукту для USB-осцилографа.



Рис. 9. Вібраційна машина з під’єднаним до неї вимірювальним лабораторним обладнанням

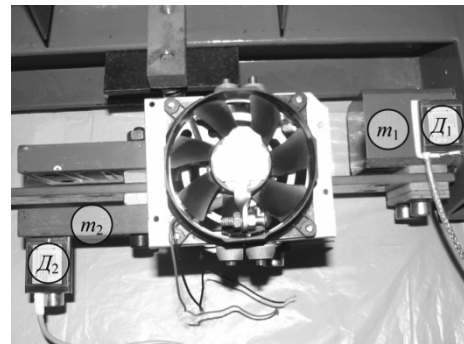


Рис. 10. Під’єднання давачів до мас m_1 та m_2 під час знімання вимушених коливань системи

Перевішивши електричні сигнали в механічні величини, експериментально зняті часові залежності коливань мас, що відображені на рис. 11. Спостерігаємо практично повну збіжність знятих характеристик з характеристиками, отриманими шляхом чисельного моделювання системи в програмному продукті MathCAD 12 (рис. 4).

Експериментальна часова залежність руху коливної маси m_3 не знімалась, оскільки її інерційне значення всього 0,2 кг. Приєднання давача суттєво би спотворило результат. Спектральний аналіз залежностей (рис. 11) вказує, що система дійсно працює на частоті вимушених коливань $\nu \approx 24$ Гц (рис. 12).

Для такого аналізу було взято $2^{11} = 2048$ точок часових залежностей руху мас на проміжку часу 2,282 с (від 20,256 с до 32,538 с (після проходження перехідних процесів)). Аналіз проводився з використанням функції FFT (Швидке Перетворення Фур’є) програмного продукту MathCAD 12.

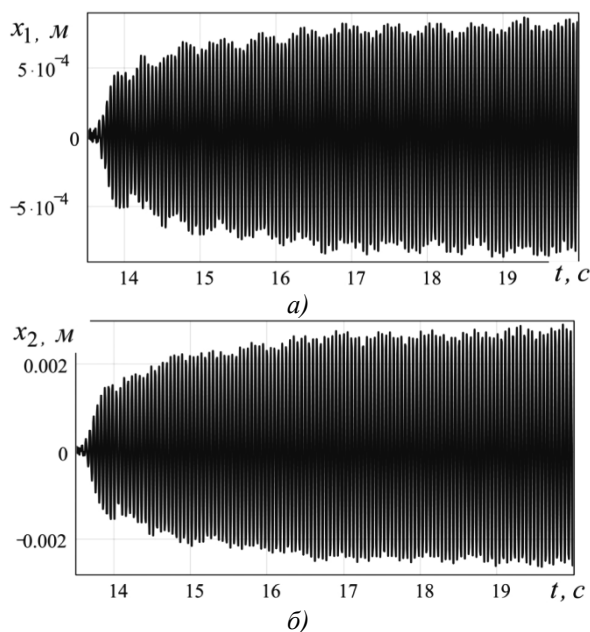


Рис. 11. Експериментально зняті часові залежності в перші 6,4 с руху коливальних мас m_1 (а) та m_2 (б)

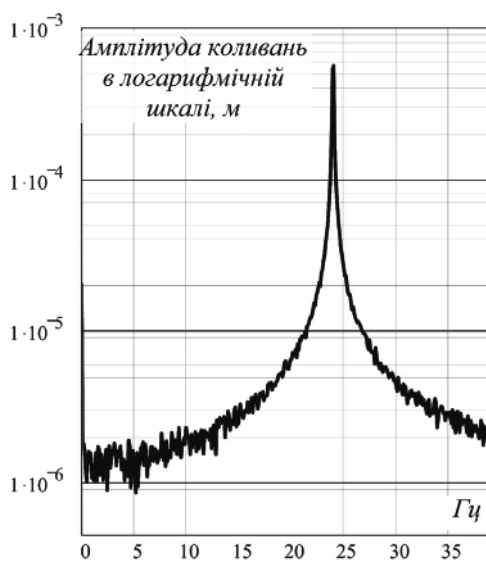


Рис. 12. Спектральна характеристика руху маси m_1 на частоті вимушених коливань системи

Висновки.

1. Підтверджена висунута гіпотеза щодо можливості використання аероінерційних віброзбудувачів для збудження та стабільної роботи вібраційного технологічного обладнання в білярезонансному режимі роботи.

2. Підтверджено правильність виведених аналітичних залежностей для встановлення інерційно-жорсткісних та силових параметрів системи. Так, виявилось достатнім для збудження досліджуваної тримасової системи забезпечити розрахунковий збудювальний момент $M = 0,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та використати дебаланс масою $m_d = 0,012 \text{ кг}$, інерційне збудювальне зусилля від якого на робочій частоті вимушених

коливань складає лише $F_{in} = 9 \text{ Н}$ ($\approx 0,9 \text{ кгс}$), щоб розвинути на робочому органі масою $m_1 = 29,4 \text{ кг}$ перевантаження $2g$ (кутова частота вимушених коливань $\Omega = 150 \text{ рад/с}$, амплітуда коливань робочого органа $X_1 = 8,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}$).

3. Зняті часові та спектральні характеристики амплітуд коливань мас експериментального зразка тримасової вібраційної машини з аероінерційним збудженням практично повністю узгоджуються з теоретичними залежностями коливань, побудованими з використанням математичної моделі у вигляді автономної системи чотирьох диференціальних рівнянь руху.

Список літератури / References

1. Blechman, Пуа І. (2003), *Vibrational mechanics: nonlinear dynamic effects, general approach, applications*, Allied Publishers.
2. Ярошевич М.П. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом / М.П. Ярошевич, Т.С. Ярошевич. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.
Yaroshevych, M.P. and Yaroshevych, T.S. (2010), *Dynamika rozbihu vibratsiinykh mashyn z debalansnym pryvodom* [Dynamics of Vibratory Machines with an Unbalanced Drive], LNTU, Lutsk, Ukraine.
3. Rodney D. Treat, (2001), Patent US 6,244,815 B1. High efficiency terry turbine motor and vibrator.
4. Willi Fink (1994), Patent US 5,314,305. Compressed-air vibrator with turbine drive.
5. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія / Ланець О.С. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту „Львівська політехніка“, 2008. – 324 с.
Lanets, O.S. (2008), *Vysokoeffektyvni mizhrezonansni vibratsiini mashyny z elektromagnitnym pryvodom (teoretychni osnovy ta praktyka stvorennia)* [High-Efficiency Inter-Resonances Vibratory Machines with an Electromagnetic Vibration Exciter (Theoretical Bases and Practice of Creation)], Monograph, Publishing house of Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine.
6. Кузьо І.В. Встановлення конструктивно-силових параметрів та дослідження руху коливальних мас у вібраційній машині з аероінерційним збудженням / І.В. Кузьо, О.В. Ланець, Я.В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту „Львівська політехніка“, 2012. – Вип. 46. – С. 27–44.
Kuzo, I.V., Lanets, O.V. and Shpak, J.V. (2012), “Determination of design-force parameters and study of the motion of the vibration masses in the vibrating machine with aero-inertia drive”, *Avtomatyzatsia vyrobnychych protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni*, Publishing house of Lviv Polytechnic National University, Issue 46, pp. 27–44.
7. Kononenko, V.O. (1969), *Vibrating systems with a limited power supply*, Iliffe Books Ltd, London, GB.

Цель. Заключается в разработке методологии создания низкочастотного резонансного вибрационного технологического оборудования на базе инерционного привода, в котором будет устранено взаимовлияние движения неуравновешенной массы вибровозбудителя на источник его питания.

Методика. Формирование аналитических зависимостей для установления конструктивно-силовых параметров колебательной системы; описание и исследование динамических моделей вибрационных машин; анализ спектральных характеристик и часовых диаграмм движения масс в переходных и установившихся режимах.

Результаты. Обоснованы преимущества создания резонансного вибрационного технологического оборудования на базе наиболее распространенного инерционного привода. Вибровозбудители, которые приводятся в движение потоками сжатого воздуха: аэроинерционные, к которым отнесены шариковые центробежные, турбинного типа (те, в которых устранено взаимовлияние механизма приведения системы в движение на источник его питания), выбраны базовыми при создании низкочастотных резонансных вибрационных машин. Как наиболее целесообразные структуры для их синтеза взяты трехмассовые. Приведены аналитические зависимости для установления конструктивно-силовых параметров, которые обеспечивают четкое „самофиксирование“ колебательной системой оборотов неуравновешенной массы вибровозбудителя в стойкой дорезонансной зоне относительно первого собственного резонансного пика. Проанализированы их математические модели, которые воспроизводят эффект „зависания“ оборотов неуравновешенной массы вибровозбудителя на заданной дорезонансной частоте вынужденных колебаний, которая является вынужденной и рабочей для всей системы. Снятые часовые и спектральные характеристики амплитуд колебаний масс практически полностью согласовываются с теоретическими зависимостями.

Научная новизна. Заключается в развитии методологии создания вибрационных машин с инерционным приводом, что разрешило эффективный синтез низкочастотных резонансных конструкций вибрационного технологического оборудования, а именно, впервые для обеспечения их рабочих резонансных режимов применен в полезных целях эффект Зоммерфельда, использование которого стало возможным благодаря возбуждению в трехмассовых конструкциях сверхлегкой неуравновешенной массы вибровозбудителя воздушными потоками.

Практическая значимость. Преимуществом предложенного вибрационного оборудования является: простота его схемы возбуждения; „самофиксирование“ колебательной системой частоты вынужденных колебаний; самоналаживание системы при изменении массы технологической загрузки; наличие автоматически приобретенной защиты привода от перегрузки в условиях использования резонансных режимов работы.

Ключевые слова: *резонансная вибрационная машина, трехмассовая механическая колебательная система, эффект Зоммерфельда, инерционный привод, возбуждение воздушными потоками*

Purpose. To develop the methodology of low-frequency resonance vibratory technological equipment creation on the base of the inertia drive, in which interplay of vibroexciter's unstable mass motion on the source of its feed will be removed.

Methodology. Forming of analytical dependences for establishment of structural and power parameters of the oscillating system; description and research of dynamic models of vibratory machines; analysis of spectral descriptions and time diagrams of motion of the masses in transient and stabilized states.

Findings. The advantages of resonance vibratory technological equipment creation on the base of the most widespread inertia drive are substantiated. Vibroexciters which are brought in motion by the streams of compressed air: aero-inertia which the ball-shaped centrifugal are attributed to, turbine type (those in which interplay of bringing the system in motion mechanism on the source of its feed is removed), are chosen as the basic at creation of low-frequency resonance vibratory machines. As the most expedient structures for their synthesis three-mass structures are taken. The analytical dependences for establishment of structural and power parameters which provide the clear 'self-jigging' of vibroexciter unstable mass turns by the oscillating system in a stable near resonance area in relation to the first own resonance peak are produced. Its mathematical models, which reproduce the effect of 'hanging up' of vibroexciter unstable mass turns on the set near resonance frequency of the forced vibrations which are forced and workings for all of the system, are analysed. Time and spectral descriptions of amplitudes of vibrations of the masses are taken off practically fully accord with theoretical dependences.

Originality. The methodology of creation of vibratory machines with an inertia drive was developed. This made possible the effective synthesis of low-frequency resonance constructions of vibratory technological equipment, namely at first for providing of their working resonance modes the phenomenon of Sommerfeld was used, which became possible due to indignation of ultralight unstable mass of vibroexciter in the three-mass constructions by the currents of air.

Practical value. The advantage of the offered vibratory equipment consists in: simplicity of its mode of indignation; 'self-jigging' of the forced vibrations frequency of the oscillating system; self adjusting of the system depending on the change of technological load mass, presence of the automatically acquired defence of drive from an overload in the conditions of resonance working mode.

Keywords: *resonance vibratory machine, three-mass mechanical oscillating system, phenomenon of Sommerfeld, inertia drive, indignation by air currents*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук І.В. Гурєєм. Дата надходження рукопис 05.12.12.