

ткості віброізоляторів // *Машинознавство*. – 2005. – №9. – С. 19–26. 8. Ланець О.С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб.* – Львів: Вид-во НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С.76–82.

УДК 621.01:621-868

О.С. ЛАНЕЦЬ, Я.В. ШПАК, Ю.П. ШОЛОВІЙ

Національний університет “Львівська політехніка”

МІЖРЕЗОНАНСНІ ВІБРАЦІЙНІ ПРИТИРАЛЬНІ МАШИНИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ, РОЗРОБЛЕНІ НА ОСНОВІ ЕФЕКТУ “НУЛЬОВОЇ ЖОРСТКОСТІ”

© Ланець О.С., Шпак Я.В., Шоловій Ю.П., 2007

Викладено етапи побудови та методика розрахунку міжрезонансних вібраційних притиральних машин з електромагнітним приводом, що створені з використанням ефекту “нульової жорсткості”. Розкрито переваги таких вібраційних притиральних машин.

In the article the stages of construction and the method of calculation of interresonances vibrations grinded machines with an electromagnetic occasion, which are created with the use of effect “zero inflexibility”, are laid out. Advantages of such vibrations grinded machines open up.

Вступ. З кожним роком у машинобудівній, гірничій, нафтовій, газовій промисловостях та приладобудуванні зростають вимоги до якості та точності виготовлення деталей. Під час оброблення плоских поверхонь деталей з твердих матеріалів (гартованих сталей, твердих сплавів, феритів, кераміки тощо), окрім точності розмірів та необхідної якості поверхневих шарів, потрібно забезпечувати відповідну шорсткість та високу точність їх геометричної форми (площинність). Остаточні значення цих показників досягаються на викінчувальних операціях оброблення, частка технологічного часу для яких серед механічних операцій в машинобудуванні коливається в межах 30–40 %. Показники якості оброблення площинних, циліндричних, фасонних внутрішніх та зовнішніх поверхонь деталей після операцій притирання є вищі, ніж після тонкого шліфування, суперфінішування та хонінгування. Це обумовлює потребу у поглибленому вивченні процесів та розробленні нових ефективних одиниць обладнання, призначеного для операцій притирання.

Серед широкої гами різних способів механічного притирання поверхонь деталей одне з провідних місць за своїми характеристиками та можливостями займає притирання з використанням абразивних порошоків та паст. Встановлено, що додаткові колювання під час робочого руху притирачи деталі збільшують продуктивність процесу абразивного притирання приблизно на 100 %, а шорсткість поверхні зменшується. За допомогою такого методу притирання можна досягати відмінної якості (площинності та шорсткості) плоских поверхонь деталей (неплощинність $\Delta N = 0.3$ мкм на діаметрі 100 мм та шорсткість $R_z = 0.050 - 0.010$ мкм), яку іншими механічними способами, забезпечуючи таку саму продуктивність, досягнути важко.

Постановка проблеми. Найбільш ефективними, як показала практика, серед вібраційних притиральних машин для двостороннього притирання плоских поверхонь деталей є машини з коловими колюваннями притирів. В таких конструкціях притири здійснюють плоскопаралельний рух по колу в площині притирання, а усі точки на їх поверхнях мають однакові відносні швидкості. Зношування притиру за таких умов практично рівномірне за усією його поверхнею.

Використання саме електромагнітів як приводу у вібраційних притиральних машинах з коловими коливаннями притира дає істотні, особливо цінні в сучасному автоматизованому виробництві, переваги:

- легкість регулювання амплітуди коливань притирів під час роботи вібраційних притиральних машин, що уможливує їх використання на автоматичних ділянках виробництва;
- можливість використання резонансних режимів;
- динамічні сили, що виникають під час роботи вібраційних притиральних машин в біларезонансних режимах, перевищують збурювальні сили, які розвивають електромагнітні віброзбудники більш ніж в 10 разів. Тим самим дещо компенсується недолік малого питомого зусилля, що розвивають електромагнітні віброзбудники;
- відсутність рухомих з'єднань в механізмах приводів цих вібромашин забезпечує високу їх надійність та довговічність, більшу безпечність та низькі шумові характеристики під час роботи.

Такі вібраційні притиральні машини працюють в біларезонансних режимах, тому порівняно з машинами інших типів (дебалансними, ексцентриковими, кривошипними) для вібраційних притиральних машин з електромагнітним приводом необхідно точніше розраховувати пружну систему та віброзбудники. Це породжує чинники, що сповільнюють поширення таких машин:

- недостатність технічної літератури для інженерних розрахунків та виготовлення вібраційних притиральних машин з електромагнітним приводом;
- складність їх розрахунку та виготовлення порівняно з машинами інших типів, що, пов'язано передусім з точністю виготовлення та позиціонування пружних систем;
- відносна складність конструкцій, що пов'язано з високою кількістю пружних елементів.

Огляд літератури. Отже, існуючі вібраційні притиральні машини [1, 2, 6] є порівняно складними. В таких вібраційних притиральних машинах з електромагнітним приводом використовуються дві незалежні, вертикально розташовані пружні системи, що закріплені знизу до кожного притира та в кожній з яких є мінімум по три, вертикально розташовані по колу пружні стрижні для забезпечення плоскопаралельного руху в горизонтальній площині обох притирів. Усе це істотно ускладнює її виготовлення та налагодження. За рахунок того, що вібраційні притиральні машини з електромагнітним приводом є двомасовими механічними коливальними системами, або такими, що належать до них, горизонтальні колові траєкторії мас верхнього та нижнього притирів відбуваються в протифазі одна до одної. Повітряний проміжок між якорем та осердям з котушкою колового електромагнітного віброзбудника залежить від взаємного антифазного руху обох притирів і закладається не меншим від величини суми амплітуд коливань обох притирів. Це непропорційно знижує ККД і тягове зусилля віброзбудників та призводить до значного споживання електроенергії.

Постановка проблеми, яку необхідно вирішити, полягає у розробці такої вібраційної притиральної машини з електромагнітним приводом, у якій нове виконання конструкції дало б змогу значно спростити вертикальну пружну систему та позбавити впливу амплітуд коливань обох притирів на величину повітряного проміжку між якорями та осердями з котушками колового електромагнітного віброзбудника і тим самим підвищити ККД електромагнітного віброзбудника.

Виклад матеріалу. Для розв'язання поставлених задач використаємо так звану теорію синфазних коливань [3], яка передбачає створення енергоощадних вібраційних машин з електромагнітним приводом. Порівняно з конструкціями тримасових механічних коливальних систем, які розраховуються за одномасовою схемою [1–2], де активна 1 та реактивна 3 коливальні маси (рис. 1, а), позначені відповідно як m_a та m_p і які з'єднані з проміжною коливальною масою 2, що позначена як m_n , за допомогою пружних систем 4 та 5 з сумарними жорсткостями пружних елементів відповідно c_1 та c_2 рухаються в протифазі, а проміжна маса 2 залишається умовно нерухомою (рис. 1, б). Результатом розрахунку, згідно з запропонованою теорією, є те, що аналітично встановлюються параметри тримасової механічної коливальної системи, виконання яких забезпечить таку картину руху коливальних мас. Суміжні маси 2 та 3, між якими прикладається

збуджувальне зусилля $p(t) = P \sin(\omega t + \varepsilon)$ (де P – амплітудне значення збуджувального зусилля; ω – колова частота вимушених коливань; t – час; ε – зсув фаз сила–переміщення), рухатимуться синфазно (як одне ціле з однаковими амплітудами коливань), а коливальна маса 1, кінематично збуджуючись від маси 2, рухатиметься в протифазі до двох суміжних мас (рис. 1, в). Уся механічна коливальна система вібраційної машини опирається на віброізолятори 6 з жорсткістю c_{i3} . На коливальну систему діють дисипативні сили, для чого у вигляді демпфера вводяться коефіцієнти в'язкого опору μ_1, μ_2 та μ_3 , які є пропорційні до швидкості і відображають явище гістерезису в пружних елементах відповідно систем 4, 5, 6, та коефіцієнти μ_a, μ_n та μ_p , що описують в'язкий опір руху коливальних мас відповідно 1, 2 та 3, і викликані можливим в'язким тертям деталей між собою та їх тертям об поверхні коливальних мас.

Завдяки наявності синфазного руху повітряний проміжок в електромагнітному вібробуднику можна робити мінімальним, оскільки в такому випадку відсутні відносні амплітуди коливань між двома суміжними масами. Це дає змогу значно знизити величину струму, що протікає в обмотці вібробудника, а отже, і споживану потужність.

Згідно зі схемою на рис. 1 розроблено вібраційну притиральну машину з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас (рис. 2), що містить круглі верхній 1 та нижній 2 притири, встановлені концентрично один до одного, кільцеподібну реактивну масу 3, яка через пружну систему у вигляді гумових пружних кілець 7 концентрично підвішена до нижнього притира 2. Коловий електромагнітний вібробудник, концентрично розташований відносно притирів, якорі 4 якого симетрично по колу закріплені до кільцеподібної реактивної маси 3, а осердя з котушками 5 також симетрично по колу закріплено під нижнім притиром 2. Вертикальна пружна система у вигляді одного вертикально розташованого пружного стрижня 6 жорстко защемлена по центру в нижньому притирі 2 по середині пружного стрижня 6. На двох кінцях стрижня закріплені фланці 9 та 10, що з'єднані між собою нерухомо порожнім циліндром 8, на який насаджено верхній притир 1. Уся конструкція через віброізолятори 11, що закріплені знизу до нижнього притира 2, опирається на основу. В конструкції для розділення деталей є сепаратор 12.

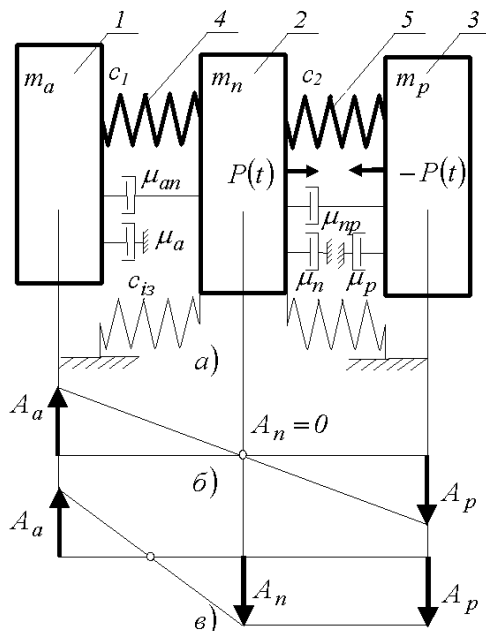


Рис. 1. Структурна схема (а) та розподіл амплітуд коливань мас (б) для тримасової механічної коливальної системи, що порахована згідно з традиційною [1–2] та запропонованою теорією [3–5]

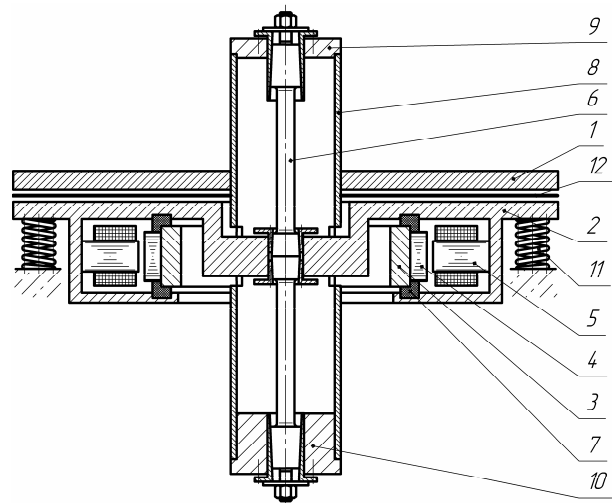


Рис. 2. Тримасова міжрезонансна вібраційна притиральна машина

Вібраційна притиральна машина з електромагнітним приводом утворює резонансну тримасову механічну коливальну систему, що складається з коливальних мас верхнього 1 і нижнього 2 притирів, якірної маси 3 та двох пружних систем: вертикальної резонансної пружної системи 6, що з'єднує коливальні маси верхнього 1 і нижнього 2 притирів, та віброізоляційної пружної системи у вигляді гумових пружних кілець 7, через які реактивна маса 3 підвішується до нижнього притира. До коливальної маси верхнього притира 1 належать: сам верхній притир 1, порожній циліндр 8, фланці 9 та 10, якорі 4 колового електромагнітного віброзбудника. До коливальної маси нижнього 2 притира належать: сам нижній притир 2 та осердя з котушками 5 колового електромагнітного віброзбудника. До якірної маси належать: кільцеподібна реактивна коливальна маса 3 та якорі 4, що симетрично по колу до неї кріпляться. Жорсткість на згин резонансної пружної системи 6 розрахована так, щоб власна частота коливань механічної коливальної системи вібраційної притиральної машини була дещо більшою за вимушену.

За такої конструкції використано лише один пружний стрижень як одна резонансна пружна система. Друга резонансна пружна система відсутня, замість неї використано м'які гумові прокладки. Це істотно спрощує конструкцію тримасової механічної коливальної системи. Реактивна маса за певного підбору її інерційних параметрів рухатиметься синфазно щодо нижнього притира, а тому величина повітряного проміжку в коловому електромагнітному віброзбуднику не залежатиме від руху обох притирів, і може бути мінімально можливою. Це значно підвищує корисне тягове зусилля електромагнітів, робить їх роботу значно ефективнішою, тим самим підвищуючи ККД віброзбудника.

Робота вібраційної притиральної машини з електромагнітним приводом відбувається в такий спосіб. Коловий електромагнітний віброзбудник, який утворюють шість якорів 4 та осердь з котушками 5, встановленим колом, де кожна пара протилежно встановлених обмоток увімкнена у фазу трифазового джерела живлення за двотактною схемою, створює змушувальну силу типу вектора, що обертається з коловою частотою, дорівнює коловій частоті мережі живлення і збудує горизонтальні коливання мас нижнього 2 притира та якірної маси за коловими траєкторіями. Рух цих коливальних мас відбувається синфазно одної щодо іншої, де повітряний проміжок між якорями 4 та осердями з котушками 5 електромагнітних віброзбудників може бути мінімально можливим. Коливання маси верхнього притира 1 відбувається за рахунок його кінематичного збурення від коливальної маси нижнього притира 2 через вертикальну пружну систему 6.

Конструкція проектується так, щоб центри коливальних мас верхнього 1 і нижнього 2 притирів та якірної маси збігались з центром пружного стрижня 6, а вектор збурювального зусилля проходив через центр мас. В такому випадку отримуємо плоскопаралельний рух притирів 1 та 2 в горизонтальній площині, а паразитні рухи будуть відсутні. Для цього, наприклад, можна передбачити більший за масою фланець 10 порівняно з фланцем 9, який зрівноважуватиме верхній притир 1. Крім того, необхідно дотримуватися рівності величин інерційних значень коливальних мас верхнього 1 та нижнього 2 притирів. За їх рівності амплітуди коливань притирів 1 та 2 будуть однакові. Це дасть змогу зрівноважувати зусилля різання на обох боках оброблюваних заготовок і вільно переміщувати їх за допомогою сепаратора 12 між робочими поверхнями верхнього 1 та нижнього 2 притирів.

Віброізоляційну пружну систему 7 у вигляді пружних кілець необхідно підбирати за цією конструкції якомога м'якшою. В такому випадку динамічний вплив якірної маси на механічну коливальну масу загалом буде незначний, а тому розрахунок пружної системи 6 можна буде здійснювати за двомасовою схемою, яку утворюють коливальні маси верхнього 1 та нижнього 2 притирів, з'єднані між собою пружною системою 6. В конструкції є можливість здійснення вертикального ходу верхнім притиром 1.

Математична модель. Як досліджувана механічна коливальна система взята тримасова конструкція вібраційної машини (рис. 1), у якій реалізовані прямолінійні коливання і динаміка якої відбувається за тримасовою схемою. Робоча (активна) 1, проміжна 2 та реактивна 3 коливальні маси здійснюють прямолінійні коливання вздовж горизонтальної осі x за узагальненими координатами відповідно x_1 , x_2 та x_3 , тут x_1, x_2, x_3 – прямолінійні коливання відповідно активної, проміжної та реактивної мас, що приводяться в рух під дією збуджувального зусилля $p(t)$. Диференціальні рівняння тримасової динамічної моделі матимуть такий вигляд:

$$\begin{cases} m_a \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + \mu_a \dot{x}_1 + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_n \ddot{x}_2 + c_1(x_2 - x_1) + c_2(x_2 - x_3) + c_{i3}x_2 + \mu_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + (\mu_3 + \mu_n)\dot{x}_2 = P \cdot \sin(\omega t + \varepsilon); \\ m_p \ddot{x}_3 + c_2(x_3 - x_2) + \mu_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + \mu_p \dot{x}_3 = -P \cdot \sin(\omega t + \varepsilon). \end{cases} \quad (1)$$

У матричному записі це рівняння матиме вигляд

$$\mathbf{X} = \mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{P}, \quad (2)$$

де \mathbf{X} – матриця стовпець невідомих; \mathbf{C}^{-1} – матриця коефіцієнтів за невідомих; \mathbf{P} – матриця-стовпець збуджувальних зусиль. Розписуючи рівняння (2) для нашого випадку, матимемо

$$\begin{bmatrix} \begin{pmatrix} c_1 - m_a \omega^2 + \\ + i(\mu_a + \mu_1)\omega \end{pmatrix} & -c_1 - i\mu_1\omega & 0 \\ -c_1 - i\mu_1\omega & \begin{pmatrix} c_1 + c_2 + c_{i3} - m_n \omega^2 + \\ + i(\mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \mu_n)\omega \end{pmatrix} & -c_2 - i\mu_2\omega \\ 0 & -c_2 - i\mu_2\omega & \begin{pmatrix} c_2 - m_p \omega^2 + \\ + i(\mu_2 + \mu_p)\omega \end{pmatrix} \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} 0 \\ P \\ -P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Позначивши $k_{11} = c_1 - m_a \omega^2 + i(\mu_a + \mu_1)\omega$; $k_{12} = k_{21} = -c_1 - i\mu_1\omega$; $k_{13} = 0$;

$k_{22} = c_1 + c_2 + c_{i3} - m_n \omega^2 + i(\mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \mu_n)\omega$; $k_{23} = k_{32} = -c_2 - i\mu_2\omega$; $k_{31} = 0$;

$k_{33} = c_2 - m_p \omega^2 + i(\mu_2 + \mu_p)\omega$, розв'язок системи (3) запишемо у такому вигляді:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{P \cdot k_{12}(k_{23} + k_{33})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}; & X_2 &= \frac{-P \cdot k_{11}(k_{23} + k_{33})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}; \\ X_3 &= \frac{P \cdot (k_{11}k_{32} - k_{12}k_{21} + k_{22}k_{11})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Знехтувавши коефіцієнтами дисипації з використанням ефекту “нульової жорсткості”, коли $c_2 = 0$, параметри механічної коливальної системи визначаються за такими основними залежностями:

$$c_1 = \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 M; \quad c_2 = 0; \quad m_p = \frac{m_n(1 - z^2)(m_a + m_n)}{z^2(m_a + m_n) - m_n}, \quad (5)$$

де $M = \frac{m_a m_n}{(m_a + m_n)}$ – приведена маса; $z = 0,96 \dots 0,98$ – резонансне налагодження; $\omega = 2\pi\nu$ – колова частота вимушених коливань; ν – частота вимушених коливань.

За такого методу підбору параметрів інерційними значеннями проміжної та активної коливальних мас необхідно задатись, або ж виміряти уже в готових модулях. Значення реактивної коливальної маси, визначене за формулою (5), забезпечує синфазний її рух стосовно проміжної коливальної маси. Геометричним параметром конструкції, який потрібно визначити, щоб забезпечити роботоздатність притиральної вібраційної машини, залишається діаметр пружного стрижня за його довжини.

Розрахунок геометричних параметрів пружного стрижня на необхідне резонансне налагодження тримасової механічної коливальної системи. Відомо, що жорсткість пружного стрижня при цьому способі кріплення (рис. 2), коли його кінці зміщуються без повертання відносно центральної частини, становить

$$c_1 = 24EJ/l^3, \quad (6)$$

де E – модуль пружності першого роду; J – моменти інерції поперечного перерізу робочої ділянки пружного стрижня (рис. 2, а); l – робоча довжина кожної з половин пружного стрижня (між башмаками кріплення). Прирівнявши вирази (5) та (6), отримаємо необхідну величину J для пружного стрижня:

$$J = \frac{\omega^2 \cdot l^3 \cdot M}{24E \cdot z^2}. \quad (7)$$

Враховуючи, що момент інерції круглого перерізу стрижня діаметром d становить $J = \pi d^4/64$, це значення підставляємо у формулу (5) і визначаємо діаметр:

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot \omega^2 \cdot l^3 \cdot M}{3 \cdot \pi \cdot E \cdot z^2}}. \quad (8)$$

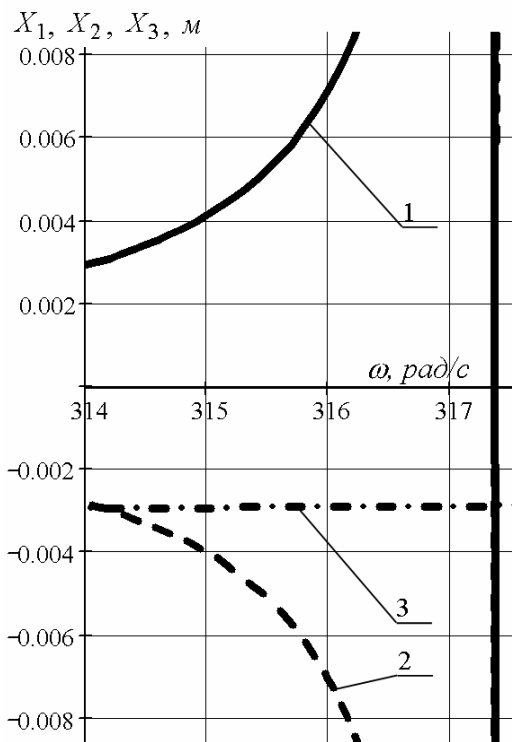


Рис. 3. Амплітудно-частотні характеристики тримасової механічної коливальної системи вібраційної притиральної машини:
1 – активна, 2 – проміжна; 3 – реактивна маси

Виконаємо розрахунок на міцність. Мінімальна довжина пружного елемента визначається з умови, що максимальні напруження, що виникають у ньому, не перевищують допустимих напружень на витривалість σ_{-1} . Умова міцності $\sigma_{\max} \leq [\sigma_{-1}]$. Враховуючи, що максимальний згинальний момент за жорсткого кріплення пружного елемента становить $M_{32} = 6EJA_{\text{від}}/l^2$, максимальне напруження в пружному елементі визначається як $\sigma_{\max} = M_{32}/W$, де $W = \pi d^3/32$ – момент опору перерізу пружного елемента (для круглого перерізу), отримаємо

$$\sigma_{\max} = 3EA_{\text{від}}d/l^2. \tag{9}$$

Використовуючи вирази (9) та (10), отримаємо формулу для визначення мінімальної довжини l_{\min} пружного елемента, що задовольняє умові міцності на витривалість, набуде такого вигляду:

$$l_{\min} = \sqrt[5]{\frac{216 \cdot A_{\text{від}}^4 M \cdot E^3 \cdot \omega^2}{[\sigma_{-1}]^4 z^2}}. \tag{10}$$

Побудова графічних залежностей. Задавшись величинами $m_a = 50 \text{ кг}$, $m_n = 50 \text{ кг}$, $z = 0.98$, значення m_p , визначене з (5), за якого виконуватиметься умова $c_2 = 0$, становитиме 2.07 кг , а жорсткість c_1 , згідно з (5), дорівнює $c_1 = 2.517 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Аналізуючи графіки (рис. 3 та 4), що побудовані за допомогою формул (4), спостерігаємо рівність амплітуд коливань проміжної та реактивної мас на частоті збурення коливань $\omega = 314 \text{ рад/с}$, а також стабільний синфазний рух проміжної та реактивної коливальних мас.

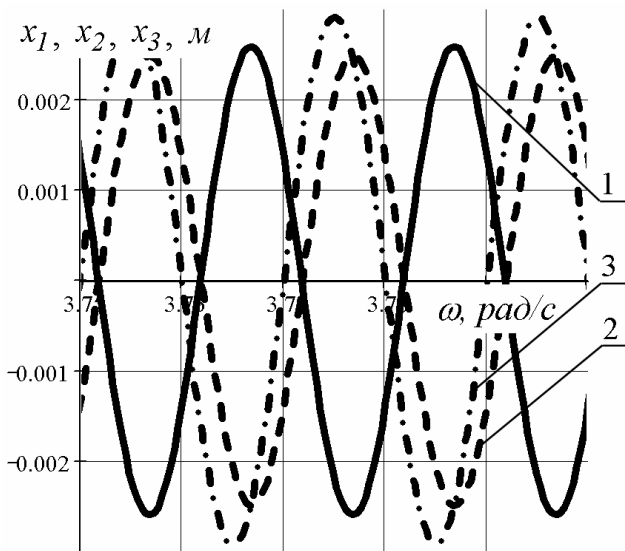


Рис. 4. Рухи коливальних мас для тримасової вібраційної притиральної машини в часовій області: 1 – активна; 2 – проміжна; 3 – реактивна маси

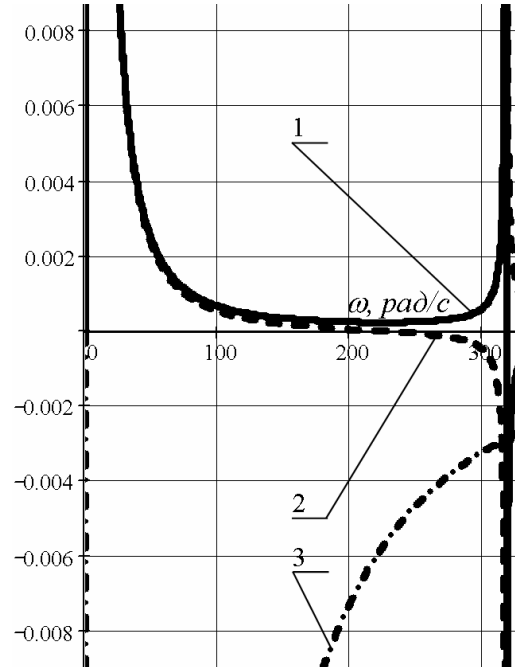


Рис. 5. Амплітудно-частотна характеристика тримасової механічної коливальної системи вібраційної притиральної машини на діапазоні частот $\omega = 0 \dots 330 \text{ рад/с}$: 1 – активна; 2 – проміжна; 3 – реактивна маси

На практиці “нульову жорсткість” отримати практично не реально та немає потреби. На багато раціональніше, на погляд авторів, використати жорсткість c_2 , коли $c_2 \ll c_1$. В такому випадку як пружну систему можна застосовувати м’які пружні елементи. За більших значень c_2 , коли $c_2 \rightarrow m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2$, система веде себе менш стабільно та потребує ретельніших розрахунків та налагоджень. Однак саме на тих значеннях проявляється найбільша ефективність тримасових вібраційних машин. Пояснюється це наявністю додаткового резонансного піка, притаманного тримасовим механічним коливальним системам. Для нашого випадку, коли $c_2 = 0$, цей другий резонансний пік збігається з нульовою частотою вимушених коливань (рис. 5).

Висновок. Запропонована конструкція міжрезонансної вібраційної притиральної машини з електромагнітним приводом, що створена з використанням ефекту “нульової жорсткості”, конструктивно проста та роботоспроможна, що підтверджує проведене математичне моделювання. Викладені у роботі етапи побудови та методики розрахунку можливих таких машин можуть бути використані інженерами в проєтуванні вібраційного технологічного обладнання.

1. Повідайло В.О. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Вид-во НУ “Львівська політехніка”, 2004. 2. Рабинович А.Н., Яхимович В.А., Боечко Б.Ю. *Автоматические грузочные устройства вибрационного типа.* – К.: Техніка, 1965. 3. Ланець О.С. *Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Вібрації в техніці та технологіях.* – 2005. – № 2(40). – С. 46–59. 4. Ланець О.С. *Теорія вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас з врахуванням жорсткості віброізоляторів // Машинознавство.* – 2005. – №9. – С. 19–26. 5. Ланець О.С. *Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб.* – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С.76–82.