

О. С. Ланець¹, П. В. Майструк², В. М. Боровець¹, І. А. Деревенько³

¹Національний університет "Львівська політехніка", кафедра механіки та автоматизації машинобудування, Інститут інженерної механіки і транспорту,

²Національний університет "Львівська політехніка", кафедра проектування та експлуатації машин, Інститут інженерної механіки і транспорту

³Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці, факультет механізації сільського господарства, Вінницький національний аграрний університет

АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ІНЕРЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

© Ланець О. С., Майструк П. В., Боровець В. М., Деревенько І. А., 2019

<https://doi.org/>

Мета полягає в аналізі енергетичної ефективності одно-, дво- та тримасових коливальних систем. **Актуальність.** Вібруюче технологічне обладнання широко використовується майже у всіх галузях промисловості. Найчастіше використовуються прості одно- та двомасові коливальні системи, оскільки існують певні труднощі при розробці та виготовленні тримасових віброаппаратів. Серед них складність проходження через резонансні піки коливань при вході та виході з робочих міжрезонансних режимів роботи внаслідок ефекту Зоммерфельда, складність розрахунку і проектування реактивної маси, яка повинна бути доволі легкою. Проте, тримасові віброаппарати при роботі у міжрезонансній зоні володіють значним динамічним потенціалом, що на пряму впливає на енергоефективність. Існує необхідність вкотре продемонструвати переваги тримасових систем, що дасть поштовх до активних досліджень в цьому напрямку. **Методика.** Виходячи з поставленого технічного завдання, проектується одно-, дво- та тримасова механічна коливальна система з інерційним приводом на основі дебалансних віброаппаратів. Проводиться розрахунок необхідної потужності приводу для кожної з них. Отримані результати аналізуються. **Результати.** Визначено, що, внаслідок міжрезонансних режимів роботи із великим динамічним потенціалом, тримасові коливальні системи значно енергоефективніші у порівнянні з одно- та двомасовими. Це підтверджує необхідність подальших досліджень таких коливальних систем з метою їх широкого впровадження у виробництві. **Наукова новизна.** Підтверджено енергетичну ефективність тримасових міжрезонансних коливальних систем з інерційним приводом у порівнянні з одно- та двомасовими. **Практична значущість.** Отримані результати дають поштовх до активних досліджень, розрахунку, проектування та впровадження тримасових віброаппаратів машин як технологічного обладнання на підприємствах різних галузей промисловості.

Ключові слова: тримасова коливальна система, інерційно-жорсткісні параметри, віброаппарат.

Вступ. Вібруюче технологічне обладнання широко використовується майже у всіх галузях промисловості. Одним з найпоширеніших його видів є віброаппарати з інерційним приводом. Завдяки відносній простоті і достатній ефективності вони часто використовуються для транспортування сипких матеріалів, ущільнення бетонних сумішей, в якості альтернативних методів обробки матеріалів, що отребують певних характеристик по міцності. Віброаппарати з інерційним приводом реалізуються на основі одномасових, двомасових та тримасових механічних коливальних систем (МКС). Найчастіше використовуються перші дві [1-3], оскільки існують певні труднощі при розробці та виготовленні тримасових віброаппаратів. Серед них складність проходження через резонансні піки коливань при вході та виході з робочих режимів роботи, складність розрахунку і проектування реактивної маси, яка повинна бути доволі легкою.

Постановка проблеми. Відомо [1], що використання віброаппаратів з інерційним приводом, реалізованих на основі тримасової МКС має і свої переваги. Даний тип обладнання при роботі у міжрезонансній зоні володіє значним динамічним потенціалом, що на пряму впливає на енергоефективність коливальної системи. Існує необхідність вкотре продемонструвати переваги таких систем, що дасть поштовх до активних досліджень в цьому напрямку.

Аналіз літературних джерел за темою статті. На сьогодні промисловість широко використовує великогабаритне віброаппаратне технологічне обладнання. Найбільш поширений тип такого обладнання реалізується на основі інерційного та ексцентрикового приводів. (рис. 1, 2) [2, 3]. Особливістю таких установок є те, що вони працюють у білярезонансних режимах, завдяки чому їх коливальна система розвиває високі динамічні зусилля при відносно невеликих габаритах приводу. Ми можемо помітити, що для транспортування виробів на значні дистанції використовують двомасові резонансні коливальні системи, реалізовані на витих пружних елементах.



Рис. 1. Ексцентриковий вібраційний живильник фірми Eriez

Рис. 1. Ексцентриковий вібраційний живильник фірми Eriez



а



б



в

Рис. 2. Зразки обладнання фірми Vibra Maschinenfabrik Schultheis GmbH & Co (Німеччина) з дебалансним (а, б) та ексцентриковими приводами (в)

Рис. 2. Зразки обладнання фірми Vibra Maschinenfabrik Schultheis GmbH & Co (Німеччина) з дебалансним (а, б) та ексцентриковими приводами (в)

Тож, дійсно, на практиці не зустрічається промислових варіантів реалізації вібраційних машин з інерційним приводом, реалізованих на основі тримасової МКС, що володіють значним динамічним потенціалом.

Мета і задачі досліджень. В даній статті відбудеться спроба наочно продемонструвати переваги вібраційних машин з інерційним приводом, реалізованих на основі тримасової МКС з перспективою їх реалізації.

Технічне завдання. Необхідно реалізувати вібраційний транспортер з інерційним приводом. Робочий орган (лоток) транспортуватиме сипкі матеріали з амплітудою коливань $X = 0.00085\text{ м} = 0.85\text{ мм}$. Колова частота коливань дебаланса при цьому повинна становити $\omega = 24\text{ Гц} = 150.8\text{ рад/с}$. Маса робочого органу із приведеною часткою середовища завантаження $m_{po} + k_{np} m_{зав} = 29.4\text{ кг}$, де m_{po} – маса робочого органу, $m_{зав}$ – маса середовища завантаження, $k_{np} m_{зав}$ – приведена частка середовища завантаження.

Одномасова вібраційна машина. Найпростіша конструкція коливальних систем на основі дебалансних віброзбуджувачів. Як зрозуміло із назви, такі МКС мають лише одну коливальну масу, на якій і закріплений привод. Даний тип обладнання має лише одну систему пружних вузлів, за допомогою якої кріпиться до фундаменту або підвісу. Представлена одномасова вібраційна машина складається з робочого органу (лотка) 1, двох мотор-вібраторів 2 та віброізоляторів 3, що зменшують навантаження на фундамент. Два мотор-вібратори 2, що розташовані по обидва боки робочого органу і обертаються один назустріч іншому, створюють сумарну збурювальну силу строго в одному напрямку. Вона передається на робочий орган 1 і спричиняє переміщення

середовища завантаження. Робочий орган із мотор-вібраторами та частиною завантаження утворюють єдину масу. Така вібраційна машина працює у зарезонансних режимах, отже під час запуску та зупинки вона проходить через резонанс, спричинений обертанням дебалансів із частотою, що є близька до власної частоти системи.

Інерційно-жорсткісні характеристики коливальної системи визначаються із залежностей

$$m = m_{po} + k_{np} m_{зав} + 2m_{віб}, \quad (1)$$

$$c \equiv c_{із} = m (\omega / z)^2, \quad (2)$$

де z – резонансне налагодження. У нашому випадку, коли вібраційна машина працює у далекозарезонансній зоні, $z = 5$.

Відомо [1], що потужність, необхідну для забезпечення робочих режимів одномасової МКС, встановлюють із залежності

$$N = \frac{\sqrt{6} m \omega^3 X^2}{4 \lambda \eta} \quad (3)$$

де $\lambda = |m \omega^2 / (c - m \omega^2)| = |z^2 / (1 - z^2)|$ – коефіцієнт динамічного підсилення без урахування коефіцієнта в'язкого опору μ .

Співвідношення маси мотора-вібратора до його потужності становить

$$k = m_{віб} / N \approx 0.07 \text{ кг} / \text{Вт}. \quad (4)$$

Використовуючи залежності (1), (3) та (4), складаємо систему

$$\begin{cases} N = \frac{\sqrt{6} (m_{po} + 2m_{віб} + k_{np} \cdot m_{зав}) \omega^3 X^2}{4 \eta}, \\ N = 2m_{віб} / k, \end{cases} \quad (5)$$

з якої аналітичним методом визначаємо масу одного мотора-вібратора

$$m_{віб} = \frac{\sqrt{6} \omega^3 X^2 k (m_{po} + k_{np} \cdot m_{зав})}{8 \eta - 2 \sqrt{6} \omega^3 X^2 \cdot k} \quad (6)$$

та його потужність

$$N_1 = \frac{N}{2} = \frac{\sqrt{6} \omega^3 X^2 (m_{po} + k_{np} \cdot m_{зав})}{8 \eta - 2 \sqrt{6} \omega^3 X^2 k}. \quad (7)$$

Відповідно, необхідна сумарна потужність приводу становитиме

$$N = 2N_1. \quad (8)$$

Використовуючи наведені вище параметри, із залежності (6) знаходимо масу одного мотора-вібратора

$$m_{віб} = \frac{\sqrt{6} 150.8^3 0.00085^2 0.07 \cdot 29.4}{8 \cdot 0.8 - 2 \sqrt{6} 150.8^3 0.00085^2 \cdot 0.07} = 2.25 \text{ кг}$$

та його потужність, використовуючи залежності (4) та (8)

$$N_1 = m_{віб} / k = 2.25 / 0.07 = 32.15 \text{ Вт}.$$

Сумарна потужність $N = 2 \cdot 32.15 = 64.3 \text{ Вт}$. Сумарна маса установки становить $m = 29.4 + 2 \cdot 2.25 = 33.9 \text{ кг}$. Для забезпечення власної частоти коливань системи 150.8 рад/с , необхідно спроектувати пружний вузол із жорсткістю

$$c \equiv c_{із} = 33.9 (150.8/5)^2 = 3.08 \cdot 10^4 \text{ Н/м}.$$

Коефіцієнт динамічного підсилення

$$\lambda = |33.9 \cdot 150.8^2 / (3.08 \cdot 10^4 - 33.9 \cdot 150.8^2)| = 1.04$$

показує, що одномасові МКС не володіють високим динамічним потенціалом.

Двомасова вібраційна машина. Основою такої вібраційної машини є двомасова МКС, що складається з активної та реактивної мас. Привод закріплюється, в основному, до реактивної маси. Двомасова вібраційна машина, що аналізується, складається з активної маси 1 та реактивної маси 2, що з'єднані між собою системою пружних вузлів 3 із сумарною жорсткістю c_{12} . Вібраційна машина

кріпиться до фундаменту за допомогою віброізоляторів 4 жорсткістю $c_{із}$. Привод представлений двома моторами-вібраторами 5, що жорстко закріплені на реактивній масі 2.

Активна маса складається з маси робочого органу та приведеної частки маси завантаження

$$m_1 = m_{po} + k_{np} m_{зав} \quad (9)$$

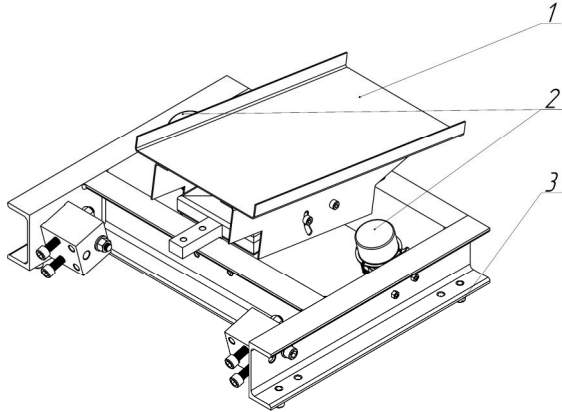


Рис. 2. Одномасова вібраційна машина

Рис. 2. Одномасова вібраційна машина

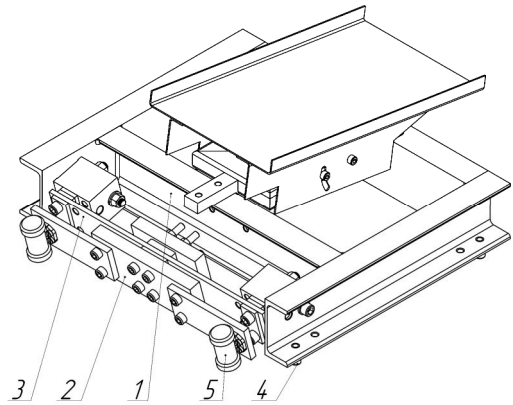


Рис. 3. Двомасова вібраційна машина

Рис. 3. Двомасова вібраційна машина

Маса m_2 складається з реактивної маси та маси двох моторів-вібраторів

$$m_2 = m_p + 2 m_{віб} \quad (10)$$

Зведена маса такої коливальної системи [6, 7]

$$m_{зв} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2) \quad (11)$$

Амплітуда коливань реактивної маси знаходиться із залежності [1]

$$X_2 = X_1 (m_2 - z^2 (m_1 + m_2)) / m_2 \quad (12)$$

Сумарна жорсткість системи пружних вузлів 3 визначається із рівняння [4, 5]

$$c_{12} = m_{зв} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 = \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right) \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \quad (13)$$

Сумарна потужність приводу, що приводитиме в рух двомасову коливальну систему, повинна становити [1]

$$N = \frac{\omega^3 \sqrt{6}}{4\eta} \left(\frac{m_1 X_1^2}{\lambda_1} + \frac{m_2 X_2^2}{\lambda_2} \right), \quad (14)$$

де $\lambda_1 = \left| \frac{m_1 c_{12}}{(m_1 + m_2)(c_{12} - m_{зв} \omega^2)} \right|$ та $\lambda_2 = \left| \frac{m_2 (c_{12} - m_1 \omega^2)}{(m_1 + m_2)(c_{12} - m_{зв} \omega^2)} \right|$ – коефіцієнти динамічних підсилень відповідно активної та реактивної мас.

Оскільки в даній двомасовій вібраційній машині, так, як і в одномасовій, в якості привода використовуються два мотори-вібратори, використовуючи залежності (4) та (14), можна скласти наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} N = \frac{\omega^3 \sqrt{6}}{4\eta} \left(\frac{m_1 X_1^2}{\lambda_1} + \frac{(m_p + 2 m_{віб}) X_2^2}{\lambda_2} \right), \\ N = 2 m_{віб} / k. \end{cases} \quad (15)$$

з якої знаходимо масу одного мотора-вібратора, що кріпиться до реактивної маси двомасової вібраційної машини

$$m_{віб} = \frac{k \left(\sqrt{6} \omega^3 X_1^2 k z^2 (m_1 + m_p) (1 - z^2) - 2\eta m_p + \right.}{2\sqrt{6} \omega^3 X_1^2 k^2 z^2 (z^2 - 1) + 8\eta k} \left. + 2\sqrt{\sqrt{6} \omega^3 X_1^2 k z^2 \eta (m_1^2 + m_1 m_p) (1 - z^2) + \eta^2 m_p^2} \right) \quad (16)$$

Припускаючи, що резонансне налагодження системи у цьому випадку становитиме $z = 0.95$, із залежності (16) визначаємо масу мотора-вібратора

$$m_{\text{віб}} = \frac{0.07 \left(\sqrt{6 \cdot 150.8^3 \cdot 0.00085^2 \cdot 0.07 \cdot 0.95^2 (29.4 + 6.9)(1 - 0.95^2) - 2 \cdot 0.8 \cdot 6.9} + 2 \sqrt{6 \cdot 150.8^3 \cdot 0.00085^2 \cdot 0.07 \cdot 0.95^2 \times 0.8(29.4^2 + 29.4 \cdot 6.9)(1 - 0.95^2) + 0.8^2 \cdot 6.9^2} \right)}{2 \sqrt{6 \cdot 150.8^3 \cdot 0.00085^2 \cdot 0.07^2 \cdot 0.95^2 (0.95^2 - 1) + 8 \cdot 0.8 \cdot 0.07}} = 0.97 \text{ кг}.$$

Необхідна потужність привода становить $N = 2 \cdot 0.97 / 0.07 = 27.6 \text{ Вт}$, що приблизно в 2.3 рази менше, ніж у випадку одномасової МКС.

Тримасова вібраційна машина. Така вібраційна машина складається з трьох незалежних коливальних мас: активної, проміжної та реактивної. Коливальні маси попарно з'єднані між собою пружними вузлами. Попри відносну складність, тримасові МКС можуть володіти значним динамічним потенціалом у порівнянні з одно- та двомасовими системами. Наявність динамічного потенціалу, в основному, пов'язана з роботою таких систем у міжрезонансній зоні коливань. Вхід у міжрезонансну зону ускладнений наявністю другого резонансного піка системи. При його проходженні виникають складності, внаслідок ефекту Зоммерфельда, який проявляється у "зависанні" обертів дебаланса в околі резонансного піка.

Задавшись параметром додаткового динамічного підсилення коливань \tilde{k}_λ , що є співвідношенням коефіцієнтів динамічності тримасових міжрезонансних систем відносно двомасових, можна знайти параметри такої тримасової системи, яка була б у \tilde{k}_λ разів ефективніша. Теоретично дана величина може приймати доволі великі значення (наприклад $\tilde{k}_\lambda = 1000$), використовуючи які ми зможемо визначити інші параметри системи. Проте, внаслідок дисипації енергії, похибок у розмірах та масах вузлів, точності їх взаємного розміщення, довольні значення додаткового динамічного підсилення коливань \tilde{k}_λ неможливо реалізувати на практиці. Існує певна межа максимально допустимого значення додаткового динамічного підсилення коливань \tilde{k}_λ . У випадку, коли частота вимушених коливань системи співпадає із другим резонансним піком, максимально допустиме значення \tilde{k}_λ становить [1]

$$[\tilde{k}_\lambda] \leq \frac{m_1(1 - z^2(1 - z^2))}{z^2(m_1 + m_2)(1 - z^2)}. \quad (17)$$

Знаючи цей параметр, можемо встановити частку жорсткості, що дорівнюватиме

$$\zeta = \frac{m_1 \tilde{k}_\lambda}{m_2(1 - z^2) + m_1(1 + \tilde{k}_\lambda)}. \quad (18)$$

Реактивна маса, виходячи з умови синфазності руху, визначається із залежності

$$m_3 = \frac{m_2(1 - \zeta)(m_1 + m_2)(1 - z^2)}{\zeta [m_2(1 - z^2) + m_1]}. \quad (19)$$

Чим більше додаткове динамічне підсилення \tilde{k}_λ ми закладаємо в системі, тим менше значення реактивної маси.

Маючи значення інерційних параметрів всіх трьох мас системи, можемо встановити відношення амплітуд коливань мас. Оскільки значення амплітуди коливань активної маси із робочим органом та середовищем завантаження задається при проектуванні, виходячи з технічного завдання, амплітуди коливань проміжної та реактивної мас можна визначити із відношень [1]

$$X_2 = X_1 \zeta \frac{\{z^2(m_1 + m_2 + m_3) - (m_2 + m_3)\} + m_2 - z^2(m_1 + m_2)}{m_2 - \zeta(m_2 + m_3)}, \quad (20)$$

$$X_3 = X_1 \frac{\left(\begin{array}{l} m_3 \zeta^2 [z^2(m_1 + m_2 + m_3) - m_2 - m_3] + \\ + \zeta m_2 [z^2(m_1 + m_2) + m_3] - z^2 m_2 (m_1 + m_2) - \\ - \zeta m_2 z^4 (m_1 + m_2 + m_3) + m_2 z^4 (m_1 + m_2) \end{array} \right)}{\zeta m_3 [m_2 - \zeta(m_2 + m_3)]}. \quad (21)$$

Жорсткість пружного вузла, що з'єднує активну та проміжну маси, враховуючи частку жорсткості, становитиме [1]

$$c_{12} = m_1 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \left(\frac{m_3 \zeta + m_2 (\zeta - 1)}{(\zeta - 1)(m_1 + m_2) + m_3 \zeta} \right). \quad (22)$$

Жорсткість пружного вузла, що з'єднує проміжну та реактивну маси, можна встановити із залежності [1]

$$c_{23} = m_3 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \zeta. \quad (23)$$

Коефіцієнти динамічності мас визначаються за виразами

$$\lambda_1 = \left| \frac{c_{12} c_{23} m_1}{D_5} \right|, \quad (24)$$

$$\lambda_2 = \left| \frac{c_{23} (c_{12} - m_1 \omega^2) m_2}{D_5} \right|, \quad (25)$$

$$\lambda_3 = \left(m_3 (c_{12} \omega^2 (m_1 + m_2) - c_{23} (c_{12} - m_1 \omega^2) - \omega^2 m_1 m_2) \right) / D_5, \quad (26)$$

де $D_5 = \omega^4 m_1 m_2 m_3 - \omega^2 [m_2 (m_1 c_{23} + m_3 c_{12}) + m_1 m_3 (c_{12} + c_{23})] + c_{12} c_{23} (m_1 + m_2 + m_3)$.

Споживана потужність такої тримасової вібраційної машини встановлюється за виразом

$$N = \left(\frac{\omega^3 \sqrt{6}}{4\eta} \right) \left(\frac{m_1 X_1^2}{\lambda_1} + \frac{m_2 X_2^2}{\lambda_2} + \frac{m_3 X_3^2}{\lambda_3} \right). \quad (27)$$

Представлена тримасова вібраційна машина складається з активної 1, проміжної 2 та реактивної 3 мас, попарно з'єднаних між собою системами пружних вузлів 4 та 5 (рис. 4). Вібраційна машина з'єднана з фундаментом через віброізолятори 6. Силове збурення внаслідок сил інерції двох дебалансів 7 здійснюється на реактивну масу 3. Крутний момент на вали дебалансів передається від крокових двигунів 8 за допомогою пасової передачі 9. Завдяки синхронізації крокових двигунів, дебаланси можна розводити та зводити, без перешкод проходячи другий резонансний пік тримасової МКС. Крокові двигуни 8 розміщені окремо від вібраційної машини. Застосування такої конструкції дозволяє отримати легку реактивну масу, а отже, і значні динамічні підсилення коливань.

Отже, для даної тримасової вібраційної машини, в якій згідно умови, $m_1 = 29.4 \text{ кг}$, $m_2 = 6.9 \text{ кг}$, допустиме додаткове динамічне підсилення коливань, із залежності (17), становитиме

$$\left[\tilde{k}_\lambda \right] \leq \frac{29.4(1 - 0.95^2(1 - 0.95^2))}{0.95^2(29.4 + 6.9)(1 - 0.95^2)} = 9.2.$$

Приймаємо $\tilde{k}_\lambda = 6$.

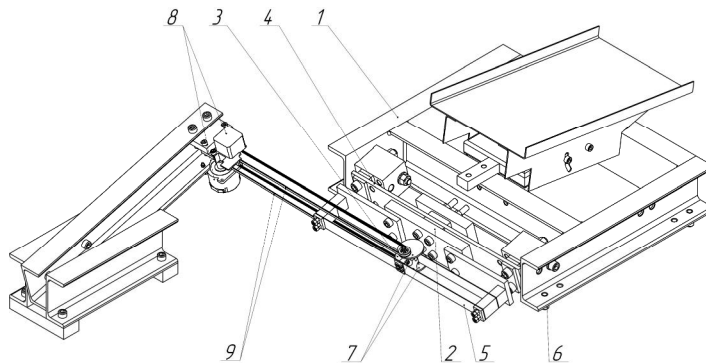


Рис. 4. Тримасова вібраційна машина

Рис. 4. Тримасова вібраційна машина

Відповідно, частка жорсткості, використовуючи вираз (18), становитиме

$$\zeta = \frac{29.4 \cdot 6}{6.9(1 - 0.95^2) + 29.4(1 + 6)} = 0.854.$$

Значення третьої (реактивної) маси, згідно виразу (19), дорівнюватиме

$$m_3 = \frac{6.9(1 - 0.854)(29.4 + 6.9)(1 - 0.95^2)}{0.854[6.9(1 - 0.95^2) + 29.4]} = 0.138 \text{ кг}.$$

Реактивна маса у тримасовій міжрезонансній МКС дуже легка. Встановити привод у вигляді двох мотор-вібраторів на ній практично неможливо.

Жорсткість пружного вузла 4, використовуючи (22), становить

$$c_{12} = 29.4 \left(\frac{150.8}{0.95} \right)^2 \left(\frac{0.138 \cdot 0.854 + 6.9(0.854 - 1)}{(0.854 - 1)(29.4 + 6.9) + 0.138 \cdot 0.854} \right) = 1.271 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

Жорсткість пружного вузла 5, використовуючи (23), дорівнює

$$c_{23} = 0.138 \left(\frac{150.8}{0.95} \right)^2 0.854 = 2.98 \cdot 10^3 \text{ Н/м}.$$

Коефіцієнти динамічності мас згідно (24) – (26) становлять

$$\lambda_1 = \left| \frac{1.271 \cdot 10^5 \times 2.98 \cdot 10^3 \times 29.4}{-2.234 \cdot 10^8} \right| = 49.841;$$

$$\lambda_2 = \left| \frac{2.98 \cdot 10^3 (1.271 \cdot 10^5 - 29.4 \cdot 150.8^2) \cdot 6.9}{-2.234 \cdot 10^8} \right| = 49.841;$$

$$\lambda_3 = \left| \frac{0.138(1.271 \cdot 10^5 \times 150.8^2 (29.4 + 6.9) - 2.98 \cdot 10^3 \times (1.271 \cdot 10^5 - 29.4 \cdot 150.8^2) - 150.8^4 \cdot 29.4 \cdot 6.9)}{-2.234 \cdot 10^8} \right| = 1.$$

Можна помітити що приріст активної і проміжної мас однаковий. Підсилення ж коливань у реактивній масі відсутнє.

Споживана потужність такої вібромашини, використовуючи (27) дорівнює

$$N = \frac{150.8^3 \sqrt{6}}{4 \cdot 0.8} \left(\frac{29.4 \cdot 0.00085^2}{49.841} + \frac{6.9 \cdot (-3.62 \cdot 10^{-3})^2}{49.841} + \frac{0.138 \cdot (-3.62 \cdot 10^{-3})^2}{1} \right) = 10.7 \text{ Вт},$$

що приблизно в 2.5 рази менше, ніж в двомасовій машині. Проте, якщо виокремити в тримасовій коливальній системі (для чистоти порівняння) умовну двомасову (без реактивної маси), то споживана потужність становитиме

$$N = \frac{150.8^3 \sqrt{6}}{4 \cdot 0.8} \left(\frac{29.4 \cdot 0.00085^2}{49.841} + \frac{6.9 \cdot (-3.62 \cdot 10^{-3})^2}{49.841} \right) = 5.9 \text{ Вт},$$

що уже в 4.7 рази менше, ніж в двомасовій машині.

Висновки. Розраховано одно-, дво- та тримасову вібраційні машини з інерційним приводом на основі дебалансних віброзбудників. Встановлено, що тримасові вібраційні машини є значно енергоефективніші за одно- та двомасові, а тому дослідження, розрахунок, проектування та впровадження таких вібраційних машин як технологічного обладнання на підприємствах різних галузей промисловості є надзвичайно перспективною задачею. Проте необхідно враховувати, що для отримання додаткового динамічного потенціалу необхідно, по-перше, ввійти у міжрезонансну зону коливань, а по-друге, виконати реактивну масу якомога легшою.

1. Ланець Олексій. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа: навч. Посібник / О. Ланець. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 612 с.

2. <https://www.vibra-schultheis.de/en/products/screening/sr-horizontal-screening-machines.html>

3. <https://www.eriez.com/NA/EN/Products/Vibratory-Feeders-and-Conveyors.html>

4. Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навч. посібн. / І. І. Назаренко. – К.: КУНБА, 2007 р. – 230 с.

5. Автоматические загрузочные устройства вибрационного типа / А.Н. Рабинович, В.А. Яхимович, Б.Ю. Боечко. – К.: Техника, 1965. – 380 с.

6. Substantiation of consolidated inertial parameters of vibrating bunker feeder / Oleksiy S. Lanets, Irina A. Derevenko, Volodymyr M. Borovets, Mariana M. Kovtonyuk, Paweł Komada, Kanat Mussabekov, Bakhyt Yerallyeva // Przegląd Elektrotechniczny, ISSN 0033-2097, R. 95 NR 4/2019. – 47–52 p.

7. Implementation of dual-frequency resonant vibratory machines with pulsed electromagnetic drive / Volodymyr M. Gursky, Igor V. Kuzio, Oleksiy S. Lanets, Piotr Kisała, Akmaral Tolegenova, Aigul Syzdykpayeva // Przegląd Elektrotechniczny, ISSN 0033-2097, R. 95 NR 4/2019. – 41–46 p.

O. S. Lanets¹, P. V. Maistruk², V. M., Borovets¹, I. A. Derevenko³

¹Department of Mechanical Engineering and Automation, Institute of Engineering Mechanics and Transport, Lviv Polytechnic National University.

²Department of Designing and Operation of Machines, Institute of Engineering Mechanics and Transport, Lviv Polytechnic National University.

³Department of General Technical Disciplines and Occupational Safety, Faculty of Mechanization of Agriculture, Vinnytsia National Agrarian University

ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY OF VIRTUAL VIBRATING MACHINES

© Lanets O. S., Maistruk P. V., Borovets V. M., Derevenko I. A., 2019

Goal. It lies in the analysis of energy efficiency of one-, two- and three-mass oscillating systems. **Significance.** Vibration processing equipment is widely used in almost all industries. Simple single- and dual-mass oscillation systems are most commonly used, as there are some difficulties in the design and manufacture of three-mass vibrating machines. These include the difficulty of passing through resonant oscillation peaks at the input and output of working inter-resonance modes due to the Sommerfeld effect, the complexity of calculating and designing a jet mass, which should be fairly light. However, three-mass vibration machines have a considerable dynamic potential when operating in the inter-resonance zone, which directly affects energy efficiency. There is a need again to demonstrate the benefits of three-mass systems, which will give impetus to active research in this area. **Method.** Based on the technical specification, one-, two- and three-mass inertial mechanical oscillation systems based on unbalance vibration exciter are designed. The required drive power for each of them is calculated. The obtained results are analyzed. **Results.** It is determined that, due to the inter-resonance modes of operation with high dynamic potential, three-mass oscillating systems are much more energy efficient than one- and two-mass ones. This confirms the need for further studies of such oscillatory systems with a view to their widespread introduction into production. **Scientific novelty.** The energy efficiency of three-mass inter-resonance oscillation systems with inertial drive compared to one- and two-mass ones has been confirmed. **Practical importance.** The results give impetus to the active research, calculation, design and implementation of three-mass vibration machines as technological equipment at the enterprises of different industries.

Key words: three-mass vibrational system, inertia-rigid parameters, vibration machine.

1. Lanets' Oleksii. Osnovy rozrakhunku ta konstruyuvannya vibratsiynykh mashyn. Knyha 1. Teoriya ta praktyka stvorennya vibratsiynykh mashyn z harmoniynym rukhom robochoho orhana: navch. Posibnyk / O. Lanets'. – L'viv: Vydavnytstvo L'vivs'koyi politekhniki, 2018. – 612 s.

2. <https://www.vibra-schultheis.de/en/products/screening/sr-horizontal-screening-machines.html>

3. <https://www.eriez.com/NA/EN/Products/Vibratory-Feeders-and-Conveyors.html>

4. Nazarenko I. I. Vibratsiyni mashyny ta promyslovi industriyi: navch. instrument. / I. I. Nazarenko. - K.: KUNBA, 2007 r. - 230 s.

5. Avtomatychni zavantazhuval'ni prystroyi vibratsiynoho typu / A.N. Rabinovych, V.A. Yakhymovych, B.YU. Boechko. - K.: Tekhnika, 1965. - 380 s.

6. Substantiation of consolidated inertial parameters of vibrating bunker feeder / Oleksiy S. Lanets, Irina A. Derevenko, Volodymyr M. Borovets, Mariana M. Kovtonyuk, Paweł Komada, Kanat Mussabekov, Bakhyt Yerallyeva // Przegląd Elektrotechniczny, ISSN 0033-2097, R. 95 NR 4/2019. – 47–52 p.

7. Implementation of dual-frequency resonant vibratory machines with pulsed electromagnetic drive / Volodymyr M. Gursky, Igor V. Kuzio, Oleksiy S. Lanets, Piotr Kisała, Akmaral Tolegenova, Aigul Syzdykpayeva // Przegląd Elektrotechniczny, ISSN 0033-2097, R. 95 NR 4/2019. – 41–46 p.