

УДК 621.01

О.С. ЛАНЕЦЬ, О.В. ГАВРИЛЬЧЕНКО, Я.В. ШПАК

Національний університет “Львівська політехніка”,

ВИСОКОЕФЕКТИВНИЙ ВІБРАЦІЙНИЙ СЕПАРАТОР З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

Ї Ланець О.С., Гаврильченко О.В., Шпак Я.В., 2008

На основі теорії синфазних коливань викладений якісно новий підхід у створенні тримасового високоефективного сепаратора з електромагнітним приводом та напрямленими коливаннями робочого органа. Особливістю цієї конструкції є можливість реалізації значно вищих коефіцієнтів підсилення коливань мас порівняно з традиційними конструкціями.

In the article on the basis of theory of cofaced oscillating high-quality new approach is laid out in creation of threemass high-efficiency separator with an electromagnetic drive and directed vibrations. The feature of this construction is marketability considerably higher amplification of vibrations of the masses factors in comparing to the traditional constructions.

Стаття є продовженням матеріалів “Деякі аспекти створення синфазних тримасових сепараторів з електромагнітним приводом та напрямленими коливаннями робочого органа” опублікованих в попередньому номері Збірника. Розглянутий у тій статті вібраційний сепаратор, реалізований на ефекті “нульової жорсткості” має традиційні для резонансних МКС коефіцієнти динамічності. Сьогодні виконуються прикладні розробки високоефективного вібраційного сепаратора, зображеного на рис. 1–2. Як і попередній, цей вібраційний сепаратор складається з п’ятьох основних роз’ємних модулів: активної коливальної маси (надалі просто маси) 1, яка виконує функцію робочого органа, та проміжної маси 2, що з’єднані між собою резонансною пружною системою 4; реактивної маси 3 та нерухомої стійки 10. До проміжної маси кріпляться осердя з котушками 7, а до реактивної маси якорі 6 електромагнітних віброзбудників, що під’єднані до мережі живлення за двотактною схемою. Реактивна та проміжна маси з’єднані між собою за допомогою плоских пружних елементів 5. Принцип роботи вібраційного сепаратора відбувається відповідно до попереднього варіанта. Особливістю конструктивного виконання сепаратора є те, що резонансні плоскі пружні елементи 4 мають уже неконсольне кріплення і виконані із склотекстоліту. Аналогічно виконана і друга пружна система 5.

Розрахунок вібросепаратора виконують з використанням частки жорсткості $\eta = 0.7$ пружної системи 5, за рахунок чого планується отримати підвищення амплітуд коливань до трьох разів за тих самих енергозатрат. Підбір параметрів жорсткостей c_1 , c_2 відповідно пружних систем 4 та 5 виконують за такими формулами [1–3]:

$$c_1 = m_a \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta}, \quad (1)$$

$$c_2 = m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \eta. \quad (2)$$

де ω – колова частота вимушених коливань; z – резонансне налагодження. Для системи з прямолінійними коливаннями при уже встановлених значеннях активної m_a та проміжної m_n мас (вони уже відомі, або напередзадані) визначають значення реактивної маси m_p як:

$$m_p = \frac{1}{2 \cdot \eta (1 - z^2)} \left[(1 - z^2) (m_n (1 - 2\eta) - \eta m_a) - z^2 m_a \pm L \rightarrow \right. \\ \left. \rightarrow L \pm \sqrt{z^4 [2m_a m_n (1 - h) + m_a^2 (1 - h)^2 + m_n^2] + \right. \\ \left. + 2z^2 [m_a^2 h (1 - h) - m_n (m_n - m_a)] + (h m_a + m_n)^2} \right]. \quad (3)$$

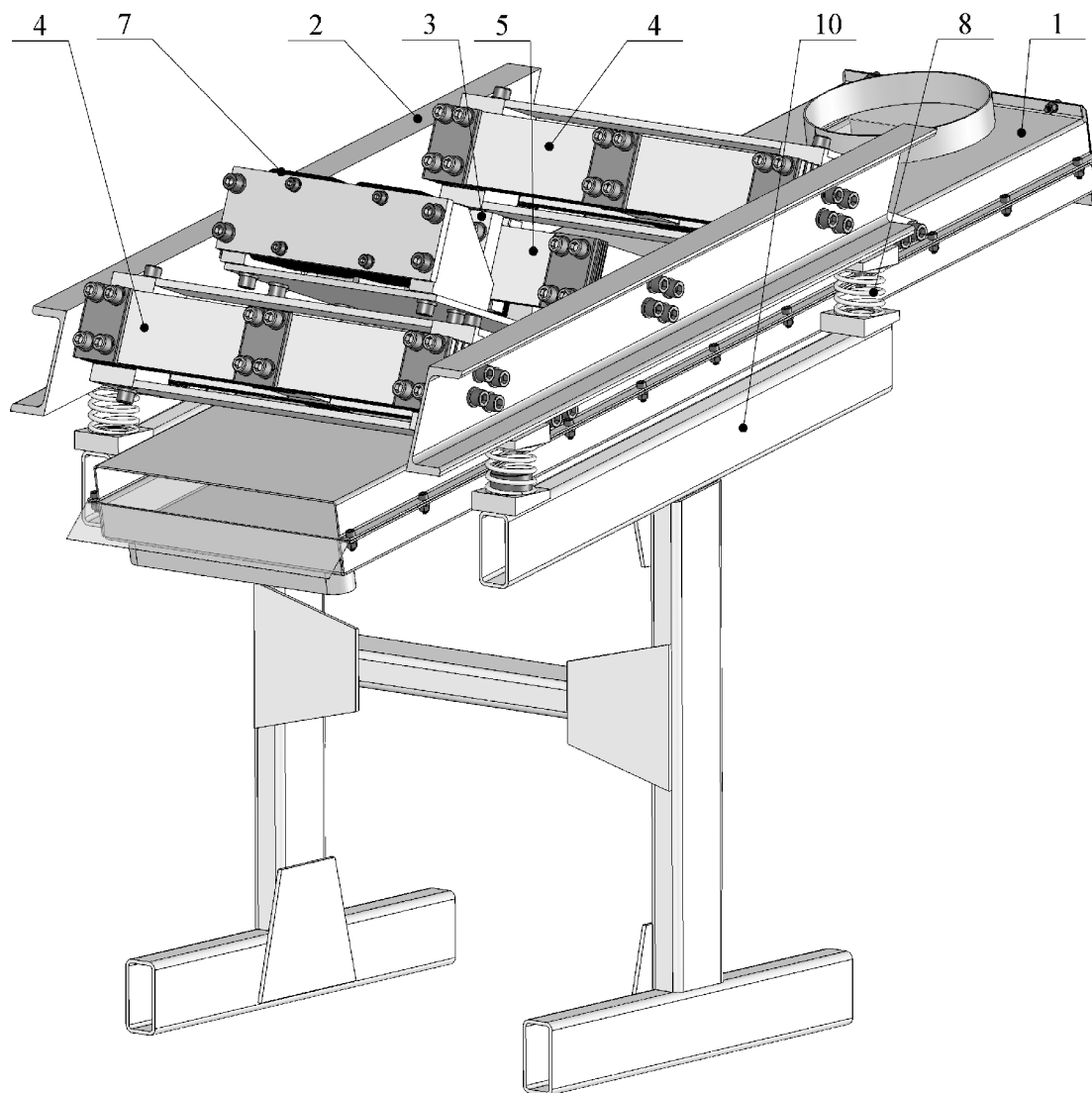


Рис. 1. Просторова модель високоефективного тримасового сепаратора з електромагнітним приводом та синфазним рухом мас

Інерційні параметри мас згідно з рис. 3, а-б становлять: активна маса (робочий орган) $m_a = 43.9$ кг, проміжна – $m_n = 79.6$ кг. Враховуючи частку жорсткості $\eta = 0.7$ пружної системи 5 та резонансне налагодження механічної коливальної системи $z = 0.96$, інерційне значення реактивної маси згідно з (3) становить $m_p = 5.25$ кг, що і конструктивно було досягнуто (рис. 3, в). Значення жорсткості пружної системи 4 визначаємо згідно з (1) і становить $c_1 = 2.857 \cdot 10^6$ Н · м для частоти вимушених коливань $\omega = 314$ рад/с. Жорсткість c_2 визначається згідно з (2) і становить $c_2 = 3.79 \cdot 10^5$ Н · м.

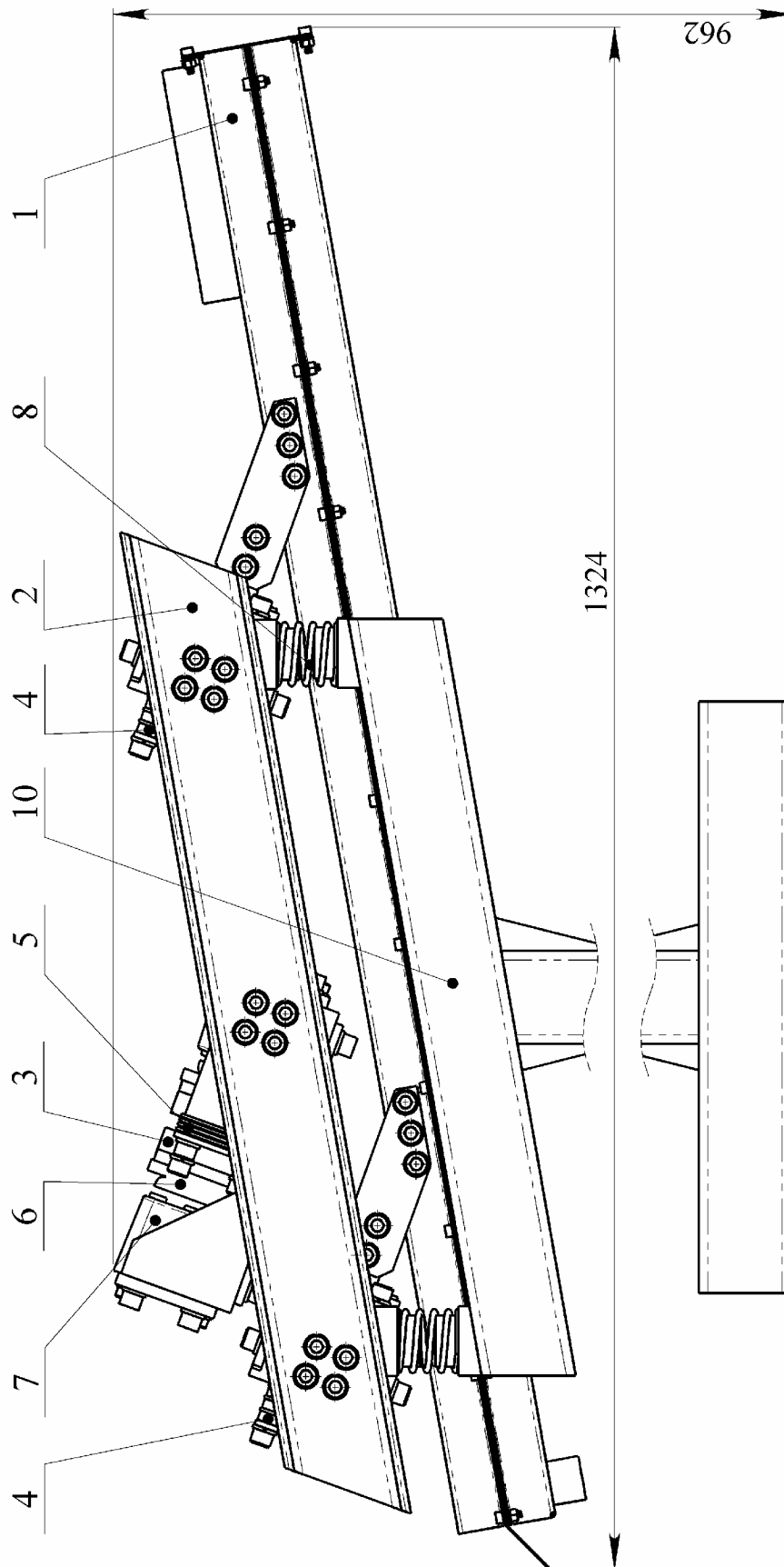


Рис. 2. Проекційні вигляди високоефективного тримасового сепаратора

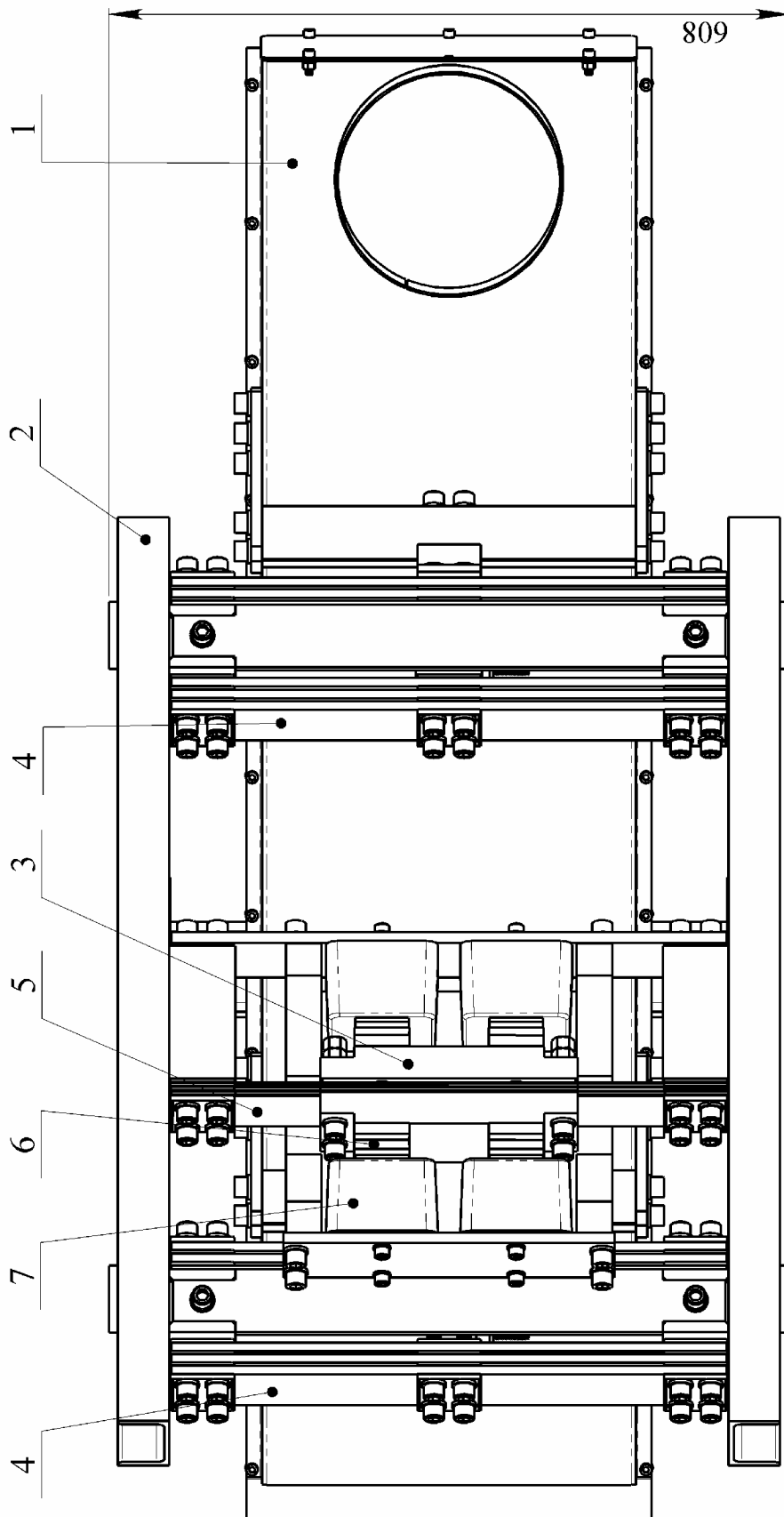


Рис. 2. (Продовження). Проекційні вигляди високоєфективного тримасового сепаратора

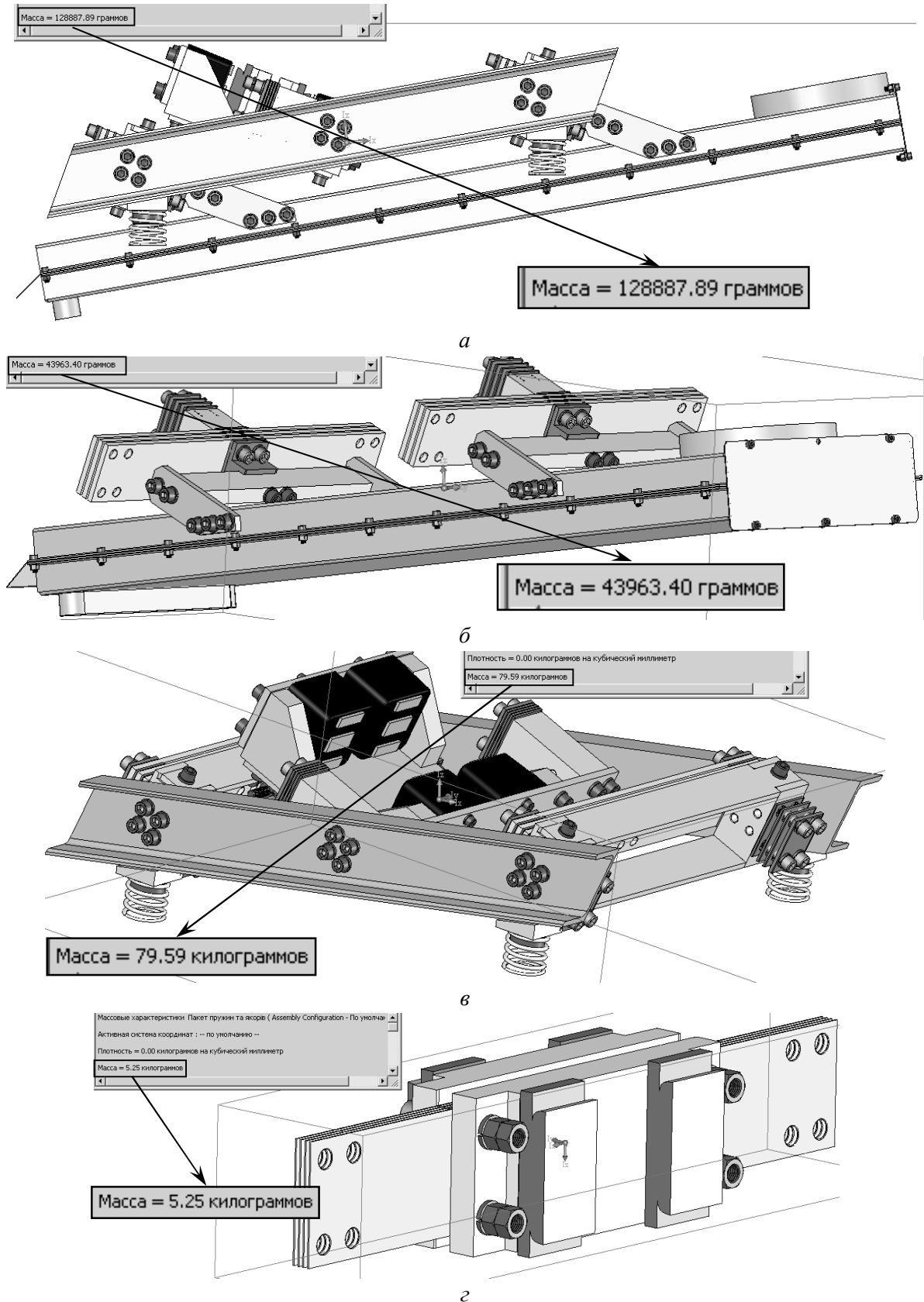


Рис. 3. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, де виконано розрахунок інерційних параметрів тримасового сепаратора загалом (а), активної (б), проміжної (в) та реактивної (г) мас

Враховуючи, що матеріал для пружних елементів склотекстоліт, коефіцієнт защемлення $k = 0.8$, конструктивно прийнята робоча їх довжина $l_c = 164$ мм, ширина $h = 80$ мм, кількість робочих ділянок $i = 20$, товщина робочої ділянки одного пружного елемента системи 4 (див. рис. 2), користуючись виразом

$$b = \sqrt[3]{\frac{c_1 l_c^3}{E h i k}}, \quad (4)$$

становитиме $b = 8$ мм. Для пружної системи жорсткістю 5, при $i = 8$ та $l_c = 78$ мм – $b = 2.5$ мм.

Аналітичний вираз для знаходження амплітудного значення збудувального зусилля P електромагнітних вібробудників, вираженого через амплітуду X_i вимушених коливань

а) X_1 активної маси:

$$\begin{aligned} P &= \frac{X_1 w^2}{z^2 [m_n(1-h) - h m_p]} \left[z^4 [h m_n m_p - (1-h)(m_n^2 + m_a m_n)] + \mathbf{L} \rightarrow \right. \\ &\rightarrow \mathbf{L} + z^2 [-\eta^2 m_p (m_a + 2m_n + m_p) + (1-\eta^2)(m_n^2 + m_a m_n)] + \mathbf{L} \rightarrow \\ &\left. \rightarrow \mathbf{L} + \eta^2 m_p (m_a + m_p) - m_n m_p \eta (1-2\eta) - m_a m_n \eta (1-\eta) - m_n^2 \eta (1-\eta) \right]. \quad (5) \end{aligned}$$

б) X_2 проміжної маси:

$$\begin{aligned} P &= \frac{X_2 w^2}{z^2 [z^2 [-(1-h)(m_a + m_n) + h m_p] + m_n(1-h) - h m_p]} \times \mathbf{L} \rightarrow \\ &\rightarrow \mathbf{L} \times \left[z^4 [h m_n m_p - (1-h)(m_n^2 + m_a m_n)] + \right. \\ &+ z^2 [-h^2 m_p (m_a + 2m_n + m_p) + (1-h^2)(m_n^2 + m_a m_n)] + \mathbf{L} \rightarrow \\ &\left. \rightarrow \mathbf{L} + h^2 m_p (m_a + m_p) - m_n m_p h (1-2h) - m_a m_n h (1-h) - m_n^2 h (1-h) \right]. \quad (6) \end{aligned}$$

в) X_3 реактивної маси аналогічний:

$$\begin{aligned} P &= \frac{X_3 w^2}{z^2 [z^2 [m_n m_p h - (1-h)(m_a m_n + m_n^2)] + (1-h)(m_a m_n + m_n^2) - m_p h (m_a + m_n)]} \times \mathbf{L} \rightarrow \\ &\rightarrow \mathbf{L} \times \left[z^4 [h m_n m_p - (1-h)(m_n^2 + m_a m_n)] + \right. \\ &+ z^2 [-h^2 m_p (m_a + 2m_n + m_p) + (1-h^2)(m_n^2 + m_a m_n)] + \mathbf{L} \rightarrow \\ &\left. \rightarrow \mathbf{L} + h^2 m_p (m_a + m_p) - m_n m_p h (1-2h) - m_a m_n h (1-h) - m_n^2 h (1-h) \right]. \quad (7) \end{aligned}$$

Підставляючи дані в один з виразів (5)–(7), необхідне амплітудне значення збудувального зусилля становить $P = 519$ Н. У нашому випадку, конструктивно прийнявши чотири електромагнітних вібробудники, включених за двотактною схемою, з номінальним амплітудним тяговим зусиллям 600 Н в одну сторону, отримаємо для запропонованої МКС сепаратора розподіл амплітуд на рис. 4, а. Така сама МКС, тільки з використанням ефекту “нульової жорсткості”, коли $\eta = 0$, матиме приблизно в *три рази* нижчі амплітудні характеристики. Щоб забезпечити такий самий рівень амплітуд коливань, як $\eta = 0.7$, в системі з “нульовою жорсткістю” згідно з

$$P = X_1 \omega^2 (1 - z^2) (m_a + m_n),$$

або за

$$P = X_2 \omega^2 m_n \frac{(1 - z^2)(m_a + m_n)}{m_n - z^2(m_a + m_n)},$$

або ж за

$$P = X_3 \omega^2 m_p \quad (8)$$

тягове амплітудне значення тягового зусилля електромагнітів повинно становити 1900 Н (рис. 4, б).

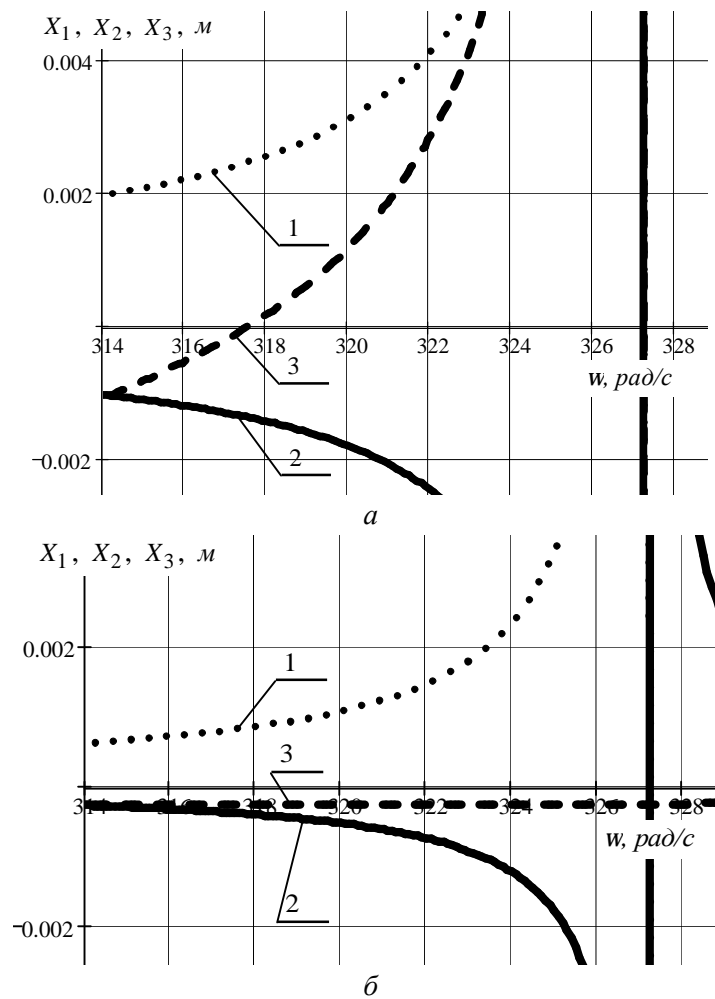


Рис. 4. АЧХ механічної коливальної системи з часткою жорсткості $\eta = 0.7$ (а) та з використанням ефекту “нульової жорсткості”, коли $\eta = 0$ (б), де 1, 2, 3 – амплітудні значення коливань відповідно активної, проміжної та реактивної мас

Висновки. Наведений підхід у проектуванні надає значні переваги у створенні саме великогабаритного технологічного обладнання на основі електромагнітного приводу. Оскільки основною причиною, яка обмежувала його поширення, було велике споживання електроенергії, що обумовлювало значні, а деколи й недопустимі значення струмів у котушках віброзбудників, то на цьому етапі, з впровадженням нових методів розрахунку, цю проблему усунуто. Великогабаритне обладнання стає енергоощадним, а отже, привабливим для виробників. Так, реалізована модель високоефективного сепаратора, де планується досягати додаткове (> 3 разів) підсилення амплітуди

коливань в МКС порівняно з традиційними конструкціями. Це дозволяє створювати цілу низку високоефективних вібраційних машин з електромагнітним приводом.

1. Ланець О.С. Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Вібрації в техніці та технологіях. – 2005. – № 2(40). – С. 46–59. 2. Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Шпак Я.В. Теорія вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас з врахуванням жорсткості віброізоляторів // Машинознавство. – 2005. – № 9. – С. 19–26. 3. 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. – 2005. – Вип. 39. – С. 76–82.

УДК 534.1:62.83

Т.С. ЯРОШЕВИЧ

Луцький державний технічний університет

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ КОЛИВАНЬ ЗА РІЗНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНА

© Ярошевич Т.С., 2008

Наведено результати моделювання розбігу та усталеного режиму руху вібраційної машини з дебалансним збудником, що приводиться в обертання від трифазного асинхронного двигуна, з використанням статичної та динамічної механічних характеристик

Quoted the results of modeling of the process of acceleration and stationary regime of motion of vibrating machine with unbalanced vibroexciter which put in rotation from asynchronous motor in the case of using static and dynamic mechanical characteristics.

Вібраційні машини від початку минулого століття все ширше використовуються в різних галузях промисловості. Натепер вібраційна техніка продовжує інтенсивно розвиватися, виникають усе нові галузі її ефективного використання. Створення нових і вдосконалення існуючих вібромашин, в яких робочий орган здійснює коливальний рух, є неможливим без детального дослідження їхньої динаміки.

Постановка проблеми. У багатьох вібраційних машинах та пристроях коливання збуджуються механічними дебалансними віброзбудниками, що приводяться в обертання трифазними електродвигунами асинхронного типу. Частоти власних коливань пружно підвішеного робочого органа, зазвичай, є в кілька разів нижчими за частоту вимушених коливань. Тому у вібромашинах з дебалансними збудниками під час розбігу та вибігу за збігу власних частот із вимушеною виникають інтенсивні резонансні коливання. Амплітуди цих коливань залежать від швидкості проходження резонансної області. До того ж вони у багато разів перевищують амплітуди усталеного режиму руху. Відповідно, зростають динамічні навантаження на елементи конструкції вібраційних машин. Крім того, для проходження ротором електродвигуна резонансної зони необхідно істотно завищувати його потужність.