УДК 621.01

В.М. Гурський, О.С. Ланець, О.В. Гаврильченко, Я.В. Шпак
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості

ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРЕВАГ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ СИНФАЗНОЇ МАШИНИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

© Гурський В.М., Ланець О.С., Гаврильченко О.В., Шпак Я.В., 2008

Наведено моделювання динаміки електромеханічної системи вібраційних синфазних машин з електромагнітним приводом. Виконано аналіз амплітудно-частотних характеристик електромеханічної коливальної системи за різних повітряних проміжків між якорем та осердям двотактного електромагнітного приводу.

This article describes the design of dynamics of the electromechanical system the vibratory co-phased machines with an electromagnetic drive. The analysis of amplitude-frequency characteristics of electromechanical oscillating system at different air intervals between an anchor and armature core of electromagnetic drive is conducted.

Вступ. Енергозберігаючі технології вважаються пріоритетними у розвитку промисловості України. До них належать технологічні процеси на основі вібраційного обладнання, яке широко використовується у машинобудівній, будівельній, гірничій, переробній галузях. Використання власне енергозберігаючих принципів під час проектування, виготовлення та експлуатації вібраційного обладнання сприятиме підвищенню його технічного рівня. Значним енергозберігаючим потенціалом характеризуються вібраційні машини з електромагнітним приводом завдяки реалізації резонансних режимів роботи їхніми механічними коливальними системами (МКС).

Постановка проблеми. У загальному випадку проектування вібраційних машин здійснюється на основі методики, наведеної в [1] у вигляді блок-схеми. МКС вібраційної машини розглядається у сукупності з її нелінійною електричною частиною [1–4], що в результаті зводиться до розрахунку електромеханічної системи. Однак, незважаючи на загальну, для усіх вібромашин з електромагнітним приводом, методику розрахунку, динамічні характеристики визначаються, в основному, співвідношенням параметрів МКС (незалежно від електричної частини) та характером руху коливальних мас. Це, значною мірою, вимагає обґрунтованих підходів у синтезі параметрів таких МКС.

Аналіз останніх досліджень. Основні принципи створення вібраційних машин з електромагнітним приводом (резонансного типу) розглянуті у роботах Б.І. Крюкова [2], М.В. Хвінгії [1], І.Х. Гончаревича, А.Е. Божко, І.І. Назаренка, В.О. Повідайла та ін. У їхніх наукових працях досліджуються найпоширеніші та простіші за конструкцією і налагодженням двомасові МКС. Проте такі електромеханічні системи не повною мірою використовують високоефективні та енергозберігаючі режими роботи. Це пов’язано, в основному, з обмеженим динамічним потенціалом власне механічної складової системи. Перспективнішими за віброізоляцією виявились динамічно зрівноважені тримасові МКС [5] (рис. 1, *а*). Але їхня динамічна характеристика визначається низькою стабільністю в резонансних режимах роботи [6]. Висока ефективність роботи та понижене енергоспоживання притаманне вібраційним синфазним машинам [7], які також виконуються за тримасовою МКС (рис. 1, *б*). Підбір параметрів механічної частини, для забезпечення синфазного руху коливальних мас у їх силовому збуренні електромагнітним приводом, найдоцільніше виконувати за методом, наведеним в [8]. Використання передових методів розрахун-

ку параметрів електромеханічних коливальних систем [3, 4, 6, 8] сприятиме появі нових конструкцій вібраційних машин з електромагнітним приводом.

Постановка задачі. Завданням, поставленим у цій статті, є порівняльний аналіз та обґрунтування переваг вібраційних синфазних машин над вібромашинами із динамічними гасниками, на основі аналізу амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) їх електромеханічних коливальних систем за різних повітряних проміжків між осердям та якорем двотактного електромагнітного віброзбуджувача (ЕМВ).

Динаміка електромеханічної системи вібраційних машин з двотактним ЕМВ. Розглянемо структурні схеми вібраційних машин з електромагнітним приводом, що показані на рис. 1, із відповідними коливальними масами – активною 1 (m_1), проміжною 2 (m_2) та реактивною 3 (m_3). Активна коливальна маса 1 з'єднана із проміжною 2 пружною ланкою 4 із жорсткістю c_1, а силове збурення ЕМВ здійснюється між проміжною 2 та реактивною 3 масами, які з'єднані пружною системою 5 із жорсткістю c_2. Використання двотактної схеми живлення ЕМВ вимагає наявності двох осердь 6 та якорів 7 і двох повітряних проміжків δ між ними, що дає змогу отримати закон зміни змушувальної сили, близький до синусоїдального [1], і отже, уникнути постійної складової змушувальної сили в приводі. Уся МКС віброізолюється на основі через пружну систему 8 із жорсткістю $c_{із}$. Конструкції вібромашин за відповідною структурною схемою (рис. 1, *а*) та методом розрахунку [5, 8] називаються динамічно зрівноваженими, оскільки під час роботи мають практично нерухому проміжну масу 2. Для цього, жорсткості пружних ланок 4 та 5 розраховуються за парціальними частотами відповідних одномасових коливальних систем – динамічних гасників 1 та 3, тобто, $c_1 = m_1 \cdot (\omega / z)^2$ та $c_2 = m_3 \cdot (\omega / z)^2$, де ω – колова частота вимушених коливань МКС, z – її резонансне налагодження.

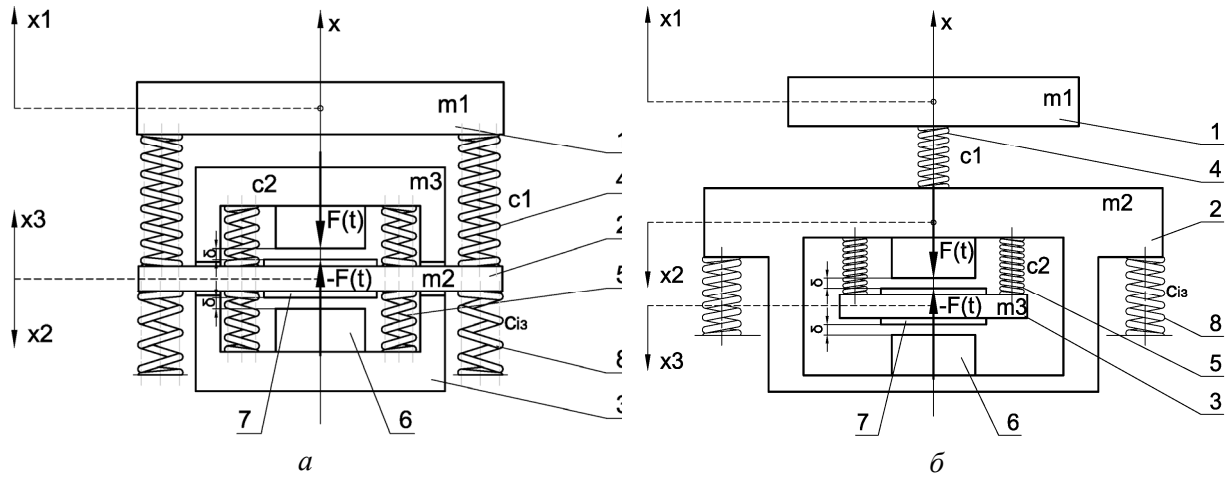

Рис. 1. Структурні схеми вібраційних машин із двотактним ЕМВ та динамічними гасниками (а) і синфазним рухом коливальних мас у їх силовому збуренні (б):
1, 2, 3 – відповідно активна, проміжна, реактивна коливальні маси;
4, 5 – резонансні пружні системи; 6, 7 – осердя та якорі ЕМВ; 8 – віброізолятори

За схемою на рис. 1, *б* можна виконувати конструкції вібраційних синфазних машин із пониженою жорсткістю пружної ланки 5 у силовому збуренні мас $c_2 << c_1$ (з ефектом "нульова жорсткість"). За такої умови вібраційна синфазна машина визначає свої динамічні характеристики за двомасовою МКС із основною (резонансною) пружною системою 4 із жорсткістю c_1 та пружною системою закріплення жорсткості $c_\Sigma = c_{із} + c_2$. Причому, $c_\Sigma << c_1$, а $c_1 = (m_1 \cdot m_2 / (m_1 + m_2)) \cdot (\omega / z)^2$. Тоді, умова синфазного руху має вигляд [8] $m_3 = (1 - z^2) \cdot (m_2 + m_1) \cdot m_2 / (z^2 \cdot (m_2 + m_1) - m_2)$.

Для моделювання динаміки електромеханічних систем вібраційних машин потрібно до основного рівнянням руху МКС [8] включити рівняння балансу напруг в магнітопроводі ЕМВ [1–3]. Тягове зусилля $F(t)$ однотактного ЕМВ буде залежати від значення магнітного потоку $\Phi(t)$, сили струму живлення $I(t)$ та характеру руху МКС [3], тобто:

$$F(t)=\Phi(t)^2/(2\cdot\mu_0\cdot S),\quad \Phi(t)=\mu_0\cdot S\cdot w\cdot I(t)/(\delta-(x_2(t)-x_3(t))),\tag{1}$$

де $\mu_0=4\pi\cdot10^{-7}\ H/A^2$ – магнітна проникливість повітря; S – площа поверхні полюса магніту; w – кількість витків котушки ЕМВ; $I(t)$ – закон зміни сили струму.

Закон зміни магнітного потоку $\Phi(t)$, а відповідно і номінальне тягове зусилля ЕМВ F_m залежатимуть від відносного переміщення проміжної 2 і реактивної 3 коливальних мас, зокрема, від закону зміни повітряного проміжку в ЕМВ $\delta(t)=\delta-(x_2(t)-x_3(t))$.

Система диференціальних рівнянь руху електромеханічної системи тримасової вібраційної машини з електромагнітним приводом, для схем на рис. 1, запишеться у вигляді:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1(t)+c_1\cdot(x_1(t)-x_2(t))+b_1\cdot(\dot{x}_1(t)-\dot{x}_2(t))=0;\\ m_2\ddot{x}_2(t)-c_1\cdot(x_1(t)-x_2(t))+c_2\cdot(x_2(t)-x_3(t))+c_{i3}\cdot x_2(t)-b_1\cdot(\dot{x}_1(t)-\dot{x}_2(t))+\\ +b_2\cdot(\dot{x}_2(t)-\dot{x}_3(t))+b_{i3}\cdot\dot{x}_2(t)=F(t);\\ m_3\ddot{x}_3(t)-c_2\cdot(x_2(t)-x_3(t))-b_2\cdot(\dot{x}_2(t)-\dot{x}_3(t))=-F(t);\\ w\cdot\dot{\Phi}(t)+I(t)\cdot r=U(t). \end{cases}\tag{2}$$

У загальному випадку, закон зміни напруги живлення ЕМВ приймають $U(t)=U_0\cdot\sin(\omega\cdot t)$.

Запишемо систему диференціальних рівнянь (2) у комплексній формі та розв'яжемо її числовим способом (рис. 2) з використанням програми MathCAD 13. Змушувальна сила $F(t)$ є нелінійною функцією, тому для її розв'язання числовим способом використано метод "Levenberg-Marquardt". Система рівнянь (2) дає можливість всебічно дослідити електромеханічні коливальні системи вібраційних машин з ЕМВ, здійснювати синтез параметрів та їх оптимізацію.

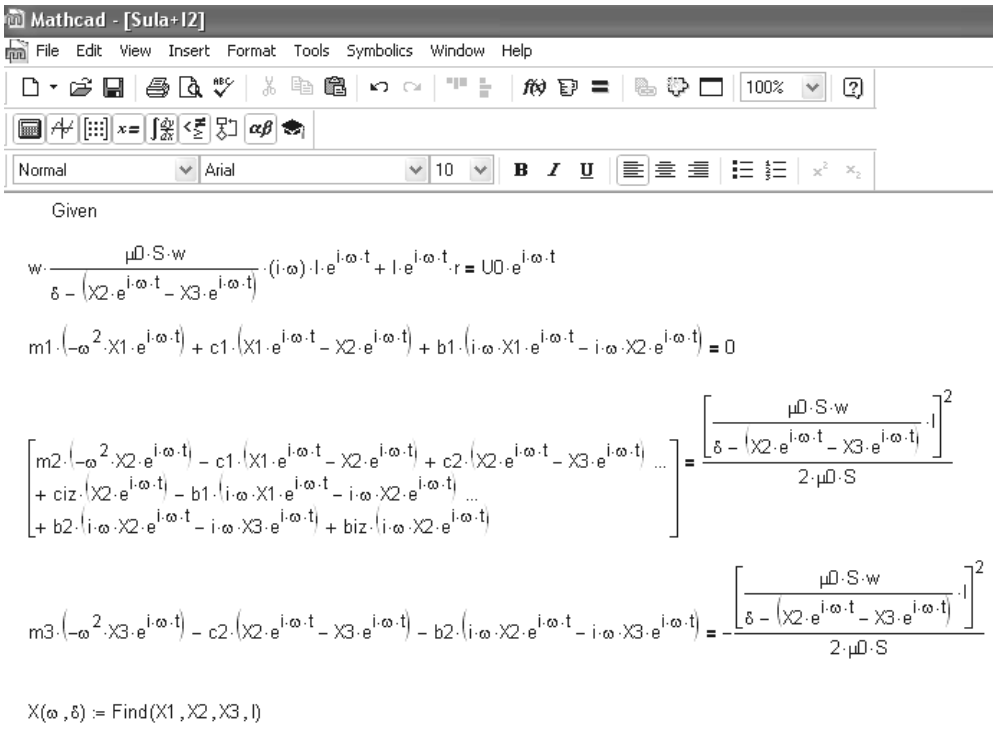

Рис. 2. Розв'язання системи диференціальних рівнянь (2) методом комплексних амплітуд за допомогою програми MathCAD

Виконаємо аналіз АЧХ електромеханічної системи вібраційної синфазної машини з електромагнітним приводом за таких значень номінального повітряного проміжку: $\delta = 0.0015\,м$, $\delta = 0.002\,м$ та $\delta = 0.003\,м$.

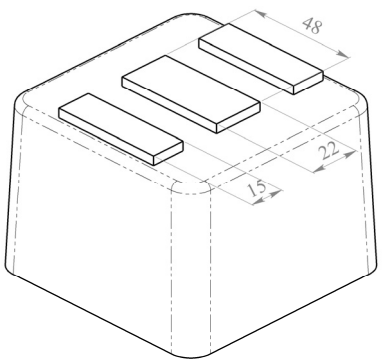

Рис. 3. Осердя ЕМВ марки ЭМ 68-08-231-ООУХЛ4

У системі рівнянь (2) використаємо такі вихідні дані:

– частота збурення та резонансне налагодження МКС – $\omega = 314\,рад/с$, $z = 0.98$;

– інерційні параметри МКС – для схеми на рис. 1, *б* – $m_1 = 20\,кг$, $m_2 = 30\,кг$, $m_3 = 3.3\,кг$ та для схеми на рис. 1, *а* – $m_1 = 20\,кг$, $m_2 = 3.3\,кг$, $m_3 = 30\,кг$;

– жорсткості пружних елементів – для схеми на рис. 1, *б* – $c_1 = 1.232 \cdot 10^6\ Н/м$, $c_2 = 2 \cdot 10^4\ Н/м$ та для схеми на рис. 1, *а* – $c_1 = 2.053 \cdot 10^6\,Н/м$, $c_2 = 3.08 \cdot 10^6\,Н/м$ та $c_{із} = 2 \cdot 10^4\ Н/м$;

– прийняті коефіцієнти дисипації – $b_1 = 120\ Н \cdot с/м$, $b_2 = 50\ Н \cdot с/м$, $b_{із} = 10\ Н \cdot с/м$;

– параметри ЕМВ (рис. 3) – напруга живлення $U_0 = 220\ В$; опір обмотки $r = 25\ Ом$; кількість витків $w = 520$; площа поверхні полюса магніту $S = 2.5 \cdot 10^{-3}\ м^2$; номінальний повітряний проміжок $\delta = 0.003\,м$.

Дослідження виконують за умови, що сумарна маса коливальних тіл є сталою для обох класів машин, не враховуючи маси пружних елементів системи ($M = m_1 + m_2 + m_3 = 53.3\ кг$).

Характер руху коливальних мас для вібраційних машин відповідних класів показано на АЧХ (рис. 4) та в часовій області (рис. 5) за величини номінального повітряного проміжку $\delta = 0.003\,м$. Амплітудні значення коливань активних мас 1 для обох систем становлять на частоті збурення $50\ Гц$ близько $X_1 = 1.2\,мм$. Проте, для вібраційних машин із динамічними гасниками характерною є нижча стабільність у роботі, оскільки АЧХ активної коливальної маси (X_1) має стрімкіший характер, порівняно із АЧХ цієї маси у синфазних машинах. Причиною цього є те, що для вібромашин із динамічними гасниками частота власних коливань дорівнює парціальним частотам одномасових схем із активною масою 1 та реактивною 2. Для синфазних машин частота власних коливань визначається (у випадку "нульової жорсткості") за двомасовою МКС у складі активної 1 та проміжної 2 мас.

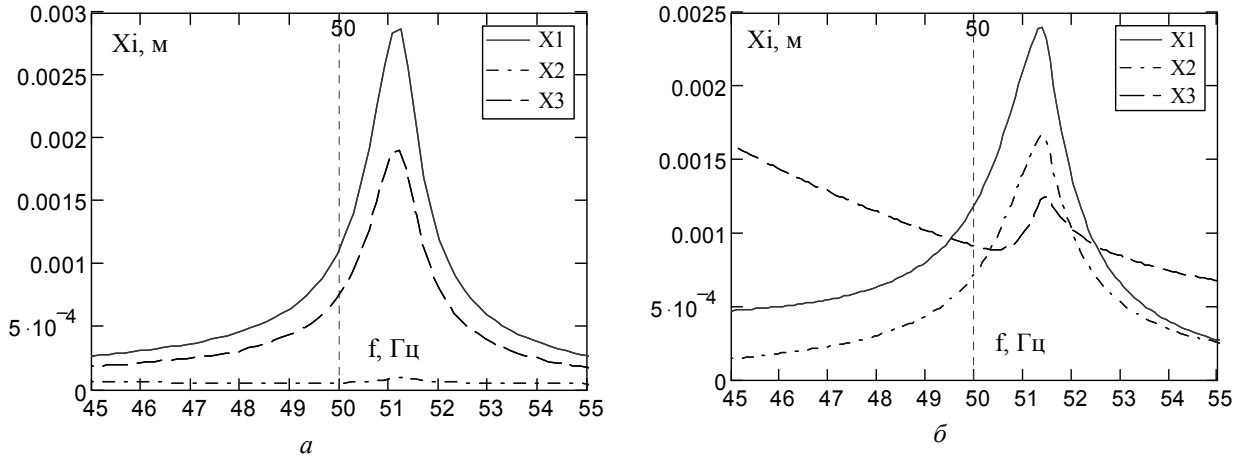

Рис. 4. АЧХ тримасових МКС:
а – вібраційні машини із динамічними гасниками; б – вібраційні синфазні машини

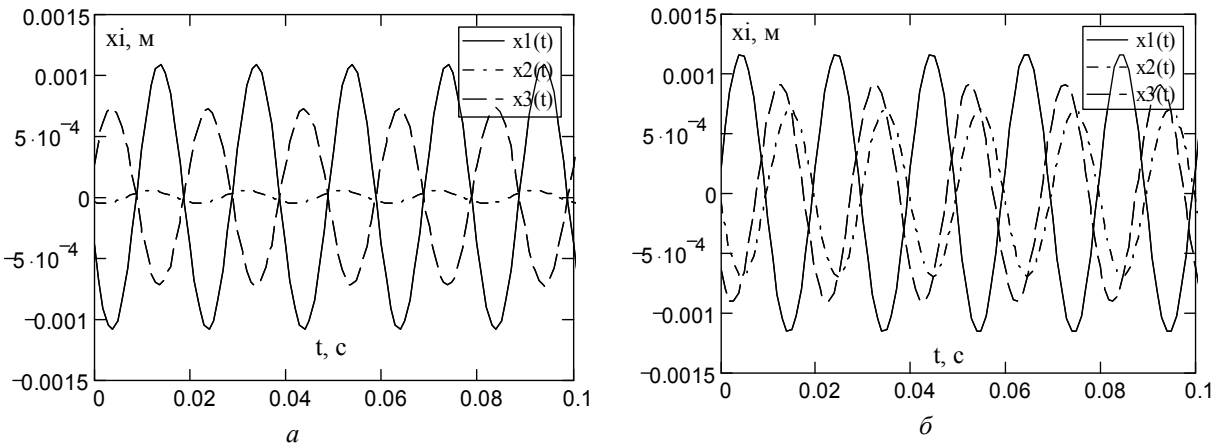

Рис. 5. Часова залежність руху коливальних мас

Подальшим етапом у дослідженні є вплив повітряного проміжку в двотактному ЕМВ на амплітуду коливань активної маси 1 (рис. 6). Із зменшенням цього проміжку амплітуда коливань мас зростає для обох класів машин. Причиною зростання амплітуди із зменшенням повітряного проміжку є зменшення втрат магніторушійної сили та збільшення величини тягового зусилля F (відомий факт).

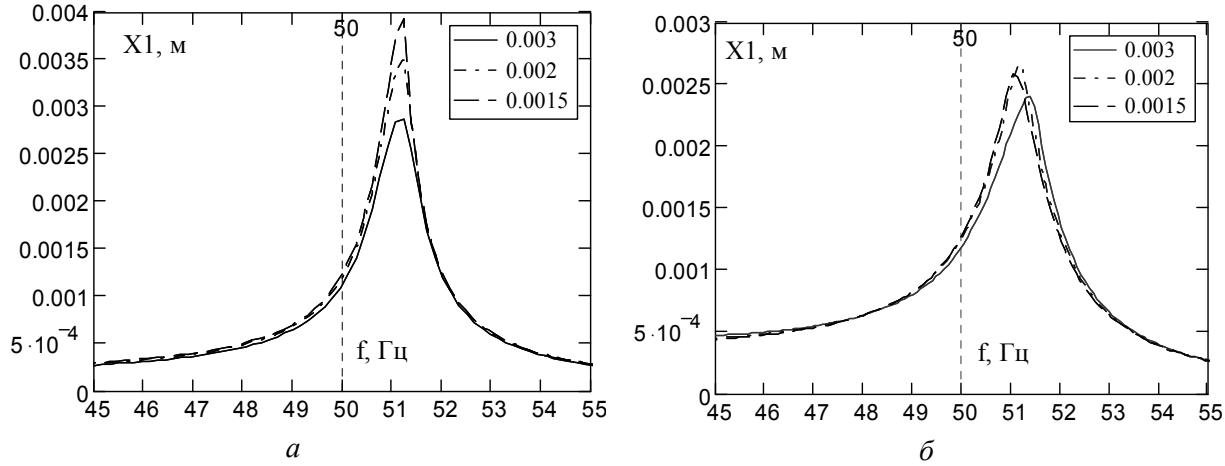

Рис. 6. АЧХ активних коливальних мас за різних повітряних проміжків в ЕМВ

Отриманий синфазний рух проміжної 2 та реактивної 3 коливальних мас $X_2 \approx X_3$ (див. рис. 4, *б* та 5, *б*) сприяє зменшенню відносного переміщення цих мас, що в результаті дозволяє на практиці зменшувати величину номінального повітряного проміжку δ. Це значно підвищує ефективність усієї електромеханічної системи за рахунок зменшення енерговитрат. Так, згідно з рис. 7 та 8 зменшується амплітудне значення сили струму I в ЕМВ.

Амплітудне значення тягового зусилля F_m одного ЕМВ знайдемо згідно з формулою (1):

$$F_m = \left[\mu_0 \cdot S \cdot w \cdot I / \left(\delta - \left(X_2 - X_3\right)\right)\right]^2 / \left(2 \cdot \mu_0 \cdot S\right),$$

де X_2, X_3 – відповідно амплітудні значення переміщень проміжної 2 і реактивної 3 коливальних мас (див рис. 4).

На основі отриманих АЧХ на повітряному проміжку $\delta = 0.003\,м$ значення F_m для вібромашин із динамічними гасниками становить $253.614\,H$, а для синфазних – $280.574\,H$. Це в принципі узгоджується із паспортними даними електромагніту *ЭМ 68-08-231-ООУХЛ4*, який на цьому проміжку може розвинути номінальне тягове зусилля $300\,H$.

Відповідно до рис. 8, за меншого споживання струму (у цьому випадку на 12.4%), за рахунок зменшення відносного переміщення проміжної 2 та реактивної 3 мас, ЕМВ у вібраційних синфазних машинах розвивають вищі тягові зусилля (на 9.6%).

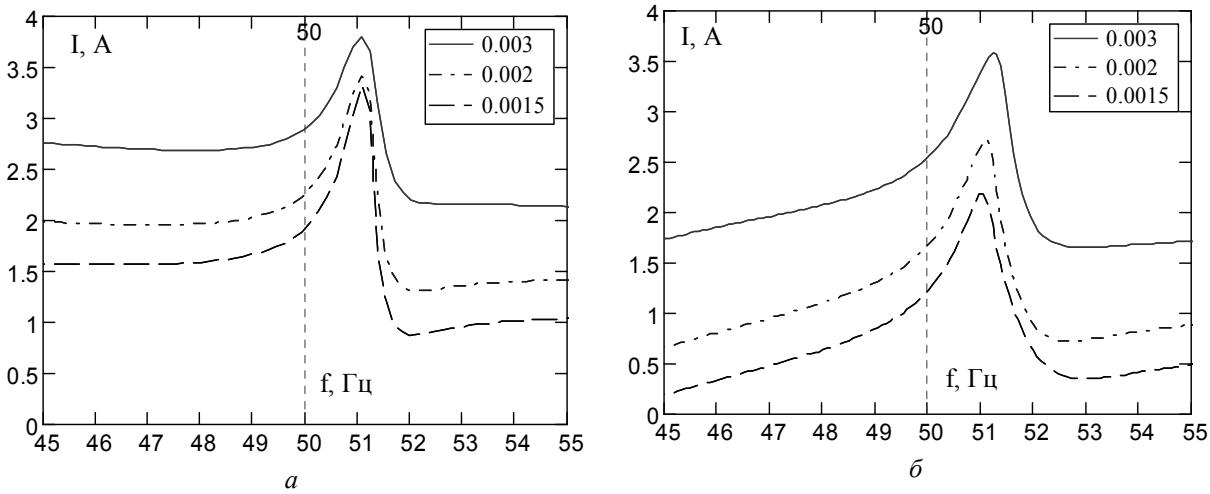

Рис. 7. АЧХ сили струму в ЕМВ за різних повітряних проміжків

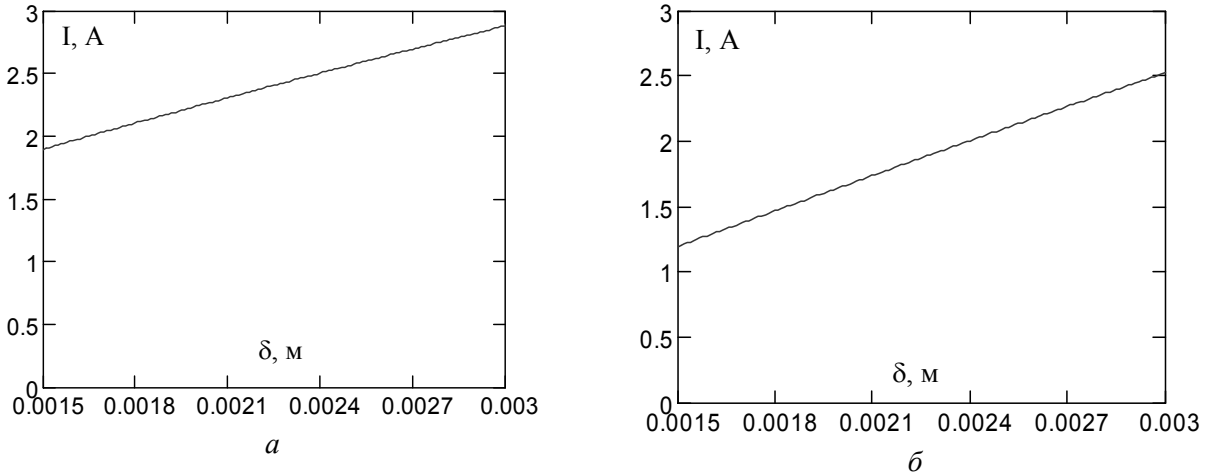

Рис. 8. Залежність сили струму в ЕМВ від величини повітряного проміжку

Висновки. Ефективність роботи вібраційних машин з ЕМВ залежить від співвідношення механічних параметрів, які визначають характер руху та значення амплітуд коливальних мас, а також величину енергоспоживання ЕМВ. Аналізуючи отримані результати, на основі виконаних, безсумнівно неповних досліджень, у статті окреслені переваги електромеханічних коливальних систем вібраційних синфазних машин з електромагнітним приводом, порівняно з традиційними тримасовими МКС із динамічними гасниками. Вони полягають, в основному, у такому:

- забезпечення синфазного руху коливальних мас в силовому збуренні ЕМВ дозволяє зменшувати величину номінального повітряного проміжку δ до певного допустимого значення, за якого для однотактних ЕМВ не буде виникати “залипання” між якорем та осердям, а для двотактних ЕМВ – співударяння між ними;
- зменшення величини повітряного проміжку δ та відносного переміщення коливальних мас у двотактному ЕМВ сприяє зменшенню величини сили струму I та збільшенню тягового зусилля F.

Детальніші результати можна отримати на основі поєднаного дослідження нелінійних моделей МКС, розглянувши як перехідні режими роботи, так і роботу із урахуванням зміни маси завантаження та у чітко вираженому резонансному режимі тощо.

1. Низкочастотные электровибрационные машины / М.В. Хвингия, М.М. Тедошвили, И.А. Питимашвили и др.; Под ред. К.М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение, 1989. – 95 с. 2. Крюков Б.И. Динамика вибрационных машин резонансного типа. – К.: Наук. думка, 1967. – 210 с. 3. Божко А.Е., Белых В. И., Мягкохлеб К. Б. Математические модели и структурные схемы электромагнитных вибровозбудителей // Проблемы машиностроения. – 2005. – № 4. – С. 44–48. 4. Божко А. Е., Личкатый Е.А., Мягкохлеб К.Б. Метод повышения амплитуд вибраций электромагнитных вибровозбудителей // Проблемы машиностроения. – 2002. – № 1. – С. 44–48. 5. Пат. 0349693А2 ЄС, МКИ B65G 27/34. Two through, electromagnetically vibratory feeder / M. Yoshikata, H. Tadashi, H. Shogo (Японія). – № 88310728.6; Заявл. 14.11.88; Опубл. 10.01.90 Bulletin 90/02. – 10 с. 6. Ланець О.С. Обґрунтування необхідності створення багатомасових вібраційних машин з електромагнітним приводом на основі теорії синфазних коливань // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка". – 2006. – № 560. – С. 59–70. 7. Пат. 4378064 США, МКИ B65G 27/24. Three mass electromagnetic feeder / William R. Brown (США); FMC Corporation. – № 189510; Заявл. 22.09.80; Опубл. 29.03.83; НКИ 198/769. – 10 с. 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 Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2005. – Вип. 39. – С. 76–82.

УДК 666.940.41, 539.3

Л.В. Дзюбик, І.В. Кузьо
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра теоретичної механіки

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ТА ЇХ ВПЛИВ НА СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЕРТОВИХ ПЕЧЕЙ

© Дзюбик Л.В., Кузьо І.В., 2008

Досліджено жорсткість опорних вузлів великогабаритних обертових печей. Виконано розрахунок силових характеристик та напружень, що діють у корпусі за наявності пружних опор. Показано, що наявність деформацій в опорних вузлах може впливати на міцність агрегату загалом.

Explored inflexibility of supporting knots of overall circulating aggregates of continuous action. The calculation of power descriptions of corps of construction is conducted at presence of resilient supports. It is shown that the presence of deformations in supporting knots can influence on durability of aggregate on the whole.

Постановка проблеми та аналіз останніх досягнень і публікацій. Під час дослідження міцнісних характеристик великогабаритних обертових агрегатів розглядають розрахункову схему нерозрізної багатоопорної балки. При цьому, як правило, опорні вузли приймають абсолютно жорсткими конструкціями [1–3]. Аналіз літературних даних [4, 5] показує, що реально в перерізі опори можна спостерігати пружні деформації окремих її елементів. Залежно від конструкції вузла та зусиль, що в них виникають, ці деформації можуть досягати величин, що співрозмірні з допусками на відхилення від прямолінійності геометричної осі обертання.