

*sources, which is based on the statement of the non-stationary problem of heat conduction, that models the work of typical steam friction of fractional tribosystem in the shape of disc which has contact with stift (of rectangle or round cut).*

**Keywords:** *heat phenomenon, heat transfer, tribosystem, nonstationary problem of heat conduction, thermotransformer, disc, stift, heat exchange, current survey devices, military-technical system.*

УДК 621.867.52

І.Й. Врублевський

*Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРА У ДОРЕЗОНАНСНОМУ РЕЖИМІ

*Розглянуто роботу електромагнітного привода вібраційного транспортера у дорезонансному режимі, коли частота власних коливань транспортера суттєво більша частоти вимушеної сили і реалізуються бігармонічні коливання робочого органа вібротранспортера. Виведено рівняння залежності амплітуд першої і другої гармонік коливань робочого органа вібротранспортера від частоти власних коливань. Побудовано амплітудно- і фазочастотні характеристики електромагнітного віброзбуджувача у дорезонансному режимі. Визначено величину частоти власних коливань, при якій у дорезонансному режимі реалізуються оптимальні за швидкістю бігармонічні коливання. Описана експериментальна установка для дослідження електромагнітного віброзбуджувача, наведено результати експериментів. За отриманими осцилограмами коливань визначені співвідношення між амплітудами і фазами першої та другої гармонік коливань в залежності від резонансного відлаштування вібротранспортера. Порівняння результатів експериментів з теоретичними дослідженнями показало цілком достатній збіг. Використання бігармонічних коливань робочого органа у напрямку, перпендикулярному відносно площини транспортування, сприяє суттєвому підвищенню продуктивності вібротранспортера, при визначеній частоті власних коливань це можливо без ускладнення його конструкції.*

**Ключові слова:** *вібраційний транспортер, електромагнітний віброзбуджувач, бігармонічні коливання.*

### Постановка проблеми

У сучасній промисловості, в тому числі на військових підприємствах, широко застосовуються найрізноманітніші транспортні пристрої і конвеєри. Серед них велику роль відіграють вібраційні транспортні засоби, в яких переміщення матеріалу відбувається завдяки вібрації – низькочастотним коливанням робочого органа пристрою. Причому за принципом вібраційного переміщення працюють не тільки віброконвеєри та транспортери, а й інші вібротранспортні засоби: бункерні живильники, підйомники, сепаратори, вібраційні маніпулятори [1]. У вібротранспортних пристроях використовуються різні типи привода: дебалансні, ексцентрикові, пневматичні, гідравлічні. Але найбільш поширені пристрої з електромагнітним приводом завдяки своїй економічності, надійності і довговічності у зв'язку з відсутністю у механізмі віброзбуджувача деталей, які труться. Вібротранспортні пристрої можуть знайти широке застосування на підприємствах військової промисловості, наприклад,

для механізації міжопераційного транспортування, сепарації, сортування і подачі штучних виробів на позиції обробки або складання в автоматичних лініях тощо. Однак їм властиві і деякі недоліки, наприклад, порівняно зі стрічковими конвеєрами вони переміщують матеріали меншої ваги на одиницю маси транспортера та з меншою продуктивністю. Для більш широкого застосування вібраційних транспортних засобів з електромагнітним приводом необхідні теоретичні та експериментальні дослідження з метою створення нових конструкцій, що вирізняються суттєво більшою продуктивністю, яку забезпечить значне підвищення швидкості вібротранспортування, а також збільшення маси вантажу, що переміщується.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Швидкість вібротранспортування можна визначити за допомогою простої формули [2]  $V = A\omega K$ , де  $A$  – амплітуда коливань несучої площини у напрямку переміщення,  $\omega$  – кругова частота

коливаний,  $K$  – безрозмірний коефіцієнт швидкості, який залежить від декількох безрозмірних параметрів. Збільшення амплітуди і частоти коливань робочого органа можливе тільки за умови суттєвого збільшення габаритів і маси транспортера, різкого підвищення потужності привода. Тому велике значення має збільшення величини коефіцієнта швидкості, на яке істотно впливає закон коливань робочого органа вібраційного пристрою.

У найбільш простих, а відтак, і найбільш розповсюджених вібротранспортних пристроях, використовуються однокомпонентні гармонічні коливання у двомасовій коливній системі, коли робочий орган здійснює прямолінійні коливання під певним кутом до несучої площини. При прямолінійних коливаннях у безвідривних режимах переміщення матеріалу (без підкидування), які необхідні для транспортування вантажів великої маси, величина коефіцієнта швидкості не перевищує  $0,2...0,3$ , причому це значення зменшується зі збільшенням амплітуди  $A$  [1, 2].

Суттєво збільшити величину коефіцієнта швидкості  $K$ , як показали дослідження [3, 4], дозволяє використання еліптичних коливань робочого органа, які відбуваються завдяки використанню незалежних вібробуджувачів горизонтальних (поздовжніх) і вертикальних (нормальних відносно площини транспортування) коливань із зсувом фаз та можливістю регулювання відношення їх амплітуд. Звичайно, це ускладнює конструкцію, але величина коефіцієнта швидкості у безвідривних режимах може досягти  $K = 0,67$ .

Ще більше значення коефіцієнта швидкості  $K=0,84$  дає використання бігармонічних нормальних коливань [4, 5]. Звичайно, збільшення коефіцієнта швидкості можливо тільки при певних оптимальних співвідношеннях між амплітудами і фазами складових коливань.

### Формулювання мети статті

Збільшення швидкості переміщення масивних вантажів у безвідривних режимах транспортування, а відтак, збільшення продуктивності вібротранспортера, дозволяє застосування незалежних електромагнітних вібробуджувачів гармонічних горизонтальних і бігармонічних вертикальних коливань з певним співвідношенням амплітуд і кутів зсуву фаз [4]. Але для їх реалізації ускладнюється конструкція вібротранспортера: бігармонічні коливання вимагають використання двох окремих вібробуджувачів, частоти вимушеної сили яких відрізняються вдвічі. При використанні в якості пружних елементів плоских листових пружин вібротранспортер повинен складатись принаймні з трьох окремих мас. Проте запропонована пружна система у вигляді плоских гратчастих пружин [6]

дозволить реалізувати такі коливання і в двомасовій системі. Для досягнення великої швидкості транспортування горизонтальні коливання повинні відбуватись з якомога більшою амплітудою, а тому їх власна частота має бути близькою до частоти вимушеної сили. В той же час амплітуда вертикальних коливань значно менша, її величина обмежена рамками безвідривного режиму. Тому власна частота вертикальних коливань може значно відрізнятись від частоти вимушеної сили, тобто вібробуджувач вертикальних коливань працює далеко від резонансу – в дорезонансному режимі (коли кругова частота вимушених коливань  $\omega$  суттєво менша частоти власних коливань  $\omega_0$ ), в якому реалізуються негармонічні коливання. Таким чином, виникає цікаве питання, чи може електромагнітний вібробуджувач реалізувати бігармонічні коливання і співвідношеннями амплітуд і фаз гармонік, оптимальних за швидкістю, та за яких умов такі коливання реалізуються.

Метою статті є аналітичні та експериментальні обґрунтування можливості реалізації бігармонічних коливань електромагнітного вібробуджувача, які дозволять суттєво підвищити продуктивність вібраційного транспортера без ускладнення його конструкції.

### Виклад основного матеріалу

Коливання електромагнітного вібробуджувача можна описати системою диференціальних рівнянь [7]:

$$\begin{aligned} m \frac{d^2x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + kx &= F(t), \\ L \frac{di}{dt} + (R + \frac{dL}{dt})i &= U_0 \cos \omega t, \\ F(t) &= \frac{i^2 dL}{2dx}, \end{aligned} \quad (1)$$

де  $m$  – наведена маса вібротранспортера;  $x$  – змінна координата переміщення в напрямку дії вимушеної сили;  $F$  – зусилля електромагніту, яке залежить від часу  $t$ ;  $k$  та  $h$  – жорсткість і коефіцієнт опору пружної системи;  $L$  та  $R$  – індуктивність та активний опір електричного кола електромагніту;  $U_0$  – амплітудне значення напруги, що подається на електромагніт;  $i$  – сила струму, що протікає в котушці електромагніту.

Введемо безрозмірні величини:  $y=x/\Delta$  – безрозмірне переміщення,  $\tau=\omega t$  – безрозмірний час (фазовий кут);  $\gamma=h/m\omega_0$  – відносне затухання;  $p=U_0/2mL_0\omega^4\Delta^2$  – безрозмірна сила електромагніту, де  $L_0$  – індуктивність при початковому зазорі електромагніту  $\Delta$ ;  $\omega_0=\sqrt{k/m}=2\pi\nu_0$ ,  $\nu_0$  – циклічна частота власних коливань. Підставивши ці величини в систему (1), після перетворень з

урахуванням того, що для електромагніту  $R \ll L$  при підключенні електромагніту до мережі через напівперіодний випрямляч (наприклад, діод), отримаємо [7]:

$$\frac{d^2 y}{d\tau^2} + \frac{\gamma}{z} \frac{dy}{d\tau} + \frac{y}{z^2} = p(1 + \sin \tau)^2. \quad (2)$$

При підключенні електромагніту до мережі безпосередньо (без діода) права частина рівняння (2) набуде вигляд  $p(1 - \cos 2\tau)/2$ , тобто реалізується тільки друга гармоніка коливань. Розв'язок рівняння (2) будемо шукати, обмежившись тільки двома гармоніками полігармонічних коливань, у вигляді

$$y = a_0 + a_1 \cos \tau + b_1 \sin \tau + a_2 \cos 2\tau + b_2 \sin 2\tau. \quad (3)$$

Підставивши (3) у (2), продиференціювавши і прирівнявши коефіцієнти при однакових членах гармонічного ряду, отримаємо систему рівнянь

$$\begin{aligned} a_0 &= 1,5pz^2; \\ (1 - z^2)a_1 + \gamma z b_1 &= 0; \quad (4z^2 - 1)a_2 - 2\gamma z b_2 = 0,5pz^2; \\ (4z^2 - 1)b_2 + 2\gamma z a_2 &= 0; \quad (1 - z^2)b_1 - \gamma z a_1 = 2pz^2, \end{aligned} \quad (4)$$

де  $z = \omega/\omega_0$  – резонансне відлаштування – відношення частот вимушених і власних коливань. Задавшись величиною  $z$  та  $\gamma$ , визначаємо з системи (4) значення  $a_1$ ,  $b_1$ ,  $a_2$ ,  $b_2$ , а потім величини відношення амплітуд гармонік до величини зазора  $\Delta$  та кути зсуву фаз  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$ .

Рівняння (3) можна записати у вигляді

$$y = a_0 + c_1 \cos(\tau - \varepsilon_1) + c_2 \cos 2(\tau - \varepsilon_2),$$

$$\text{де } c_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}; \quad c_2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2};$$

$$\varepsilon_1 = \arctan \frac{a_1}{b_1}; \quad \varepsilon_2 = \frac{1}{2} \arctan \frac{a_2}{b_2}.$$

Відношення амплітуд першої і другої гармонік пришвидшення  $w_1$  і  $w_2$  робочого органа вібротранспортера, оптимальні за швидкістю, значення яких досліджено в [4], пов'язано з відношенням амплітуд гармонік переміщення наступним чином  $w_1/w_2 = c_1/4c_2$ .

На рис. 1 показано графіки залежності безрозмірних амплітуд гармонік пришвидшення на одиницю безрозмірного зусилля  $c_1/p$  та  $c_2/4p$  від частоти власних коливань  $\nu_0$ , побудовані на основі вищенаведених формул, суцільними лініями показані графіки для відносного затухання  $\gamma=0$ , штриховими – для  $\gamma=0,1$ . На рис. 2 показана залежність кута зсуву фаз між гармоніками  $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$  від частоти власних коливань  $\nu_0$ . Оптимальний кут зсуву фаз згідно з [4, 5]  $\varepsilon = 45^\circ$ .

Як видно з рис. 2, оптимальне значення реалізується при  $\gamma = 0$ .

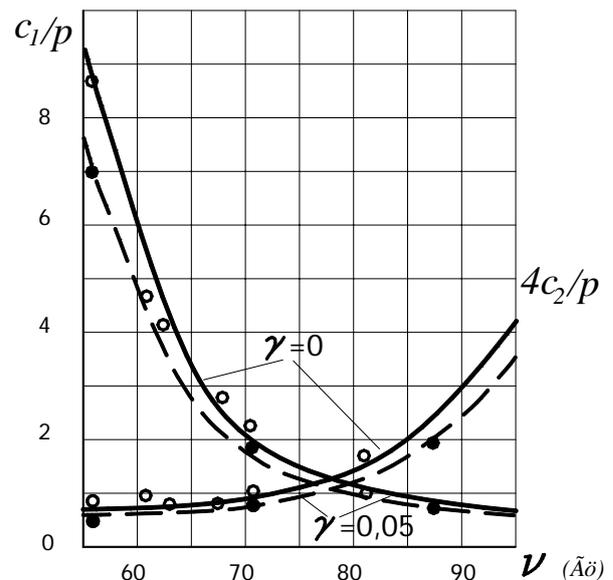


Рис. 1. Графіки залежності безрозмірних амплітуд першої та другої гармонік від частоти власних коливань  $\nu_0$

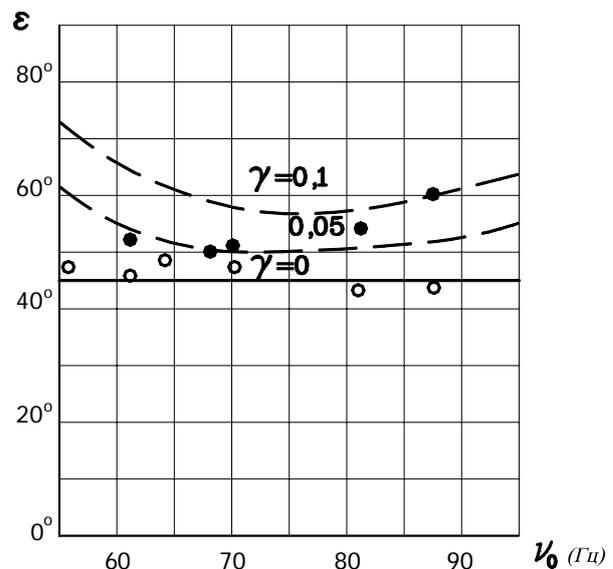


Рис. 2. Графік залежності оптимального кута зсуву фаз  $\varepsilon$  між гармоніками від частоти власних коливань  $\nu_0$

Для перевірки отриманих теоретичних результатів проведені експериментальні дослідження на установці, показаній на рис. 3. На масивній плиті 1 встановлений електромагніт 2 і корпус 3, в якому за допомогою клемового затискача встановлені дві плоскі пружини 4, до яких закріплювався кронштейн 5 і ярір 6. На кронштейні 5 встановлено датчик 7, підключений до вібрвимірювального апарату 8, вихід якого підключено до записувального пристрою 9. Зміна частоти власних коливань вібрзбуджувача досягається зміною робочою довжини пружин 4, оскільки вони закріплені в корпусі з можливістю переміщення вздовж пазів плити 1, так само як і електромагніт 2. Для зміни

величини затухання на кронштейні 5 закріплений металевий прапорець 10, опущений в посудину 11 з в'язкою рідиною.

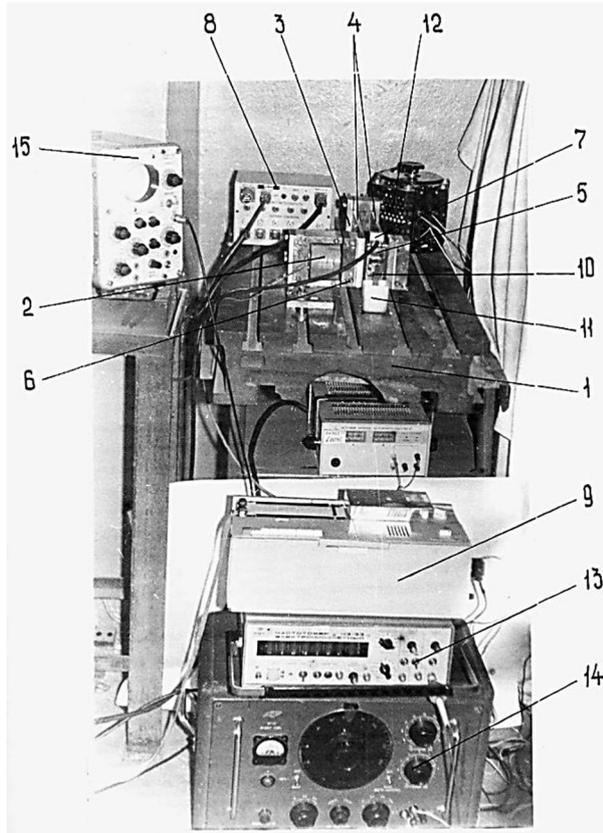


Рис. 3. Експериментальна установка для дослідження коливань електромагнітного вібробуджувача

До електромережі електромагніт 2 підключається через автотрансформатор 12 і діод, таким чином генерувались вимушені коливання з частотою 50 Гц. Частота власних коливань вимірювалась за допомогою частотоміра 13, коли датчик 7 фіксував максимальну амплітуду коливань при зміні частоти генератором звукової частоти 14 при витягнутому з рідини прапорці 10. Величина затухання змінювалась зміною рівня рідини у посудині 11, калібрування цього рівня на величину відносного затухання відбувалось вимірюванням резонансної частоти коливань  $\nu_p = \nu_o \sqrt{(1-\gamma^2)/2}$  за допомогою частотоміра 13 і генератора 14. Вихід вібровимірювального апарата 8 підключався до осцилографа 15. Вимірювання величини відносного затухання відбувалось за осцилограмами вільно затухаючих коливань при миттєвому вимкненні живлення.

Були записані осцилограми коливань якоря вібробуджувача при різних значеннях власної частоти  $\omega_0$  і відносного затухання  $\gamma$ , деякі з них показано на рис. 4. На основі аналізу осцилограм методом рівновіддалених ординат [8] визначені

співвідношення амплітуд гармонік і кути зсуву фаз між ними. Деякі результати експериментальних досліджень показано кружками на рис. 1 і 2, білі відповідають значенню  $\gamma=0$ , чорні – значенню  $\gamma=0,05$ . Порівняння експериментальних даних з теоретичними результатами показало добре узгодження, відхилення знаходяться в межах точності експерименту.

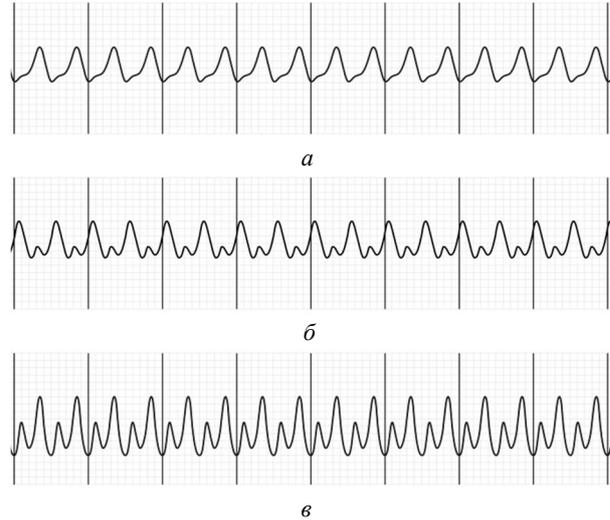


Рис. 4. Осцилограми коливань якоря електромагнітного вібробуджувача при:

*a* –  $z=0,81, \gamma=0,014$ ; *б* –  $z=0,75, \gamma=0,08$ ; *в* –  $z=0,61, \gamma=0,018$

Як показали дослідження [9], оптимальне за швидкістю співвідношення амплітуд гармонік  $w_1/w_2$  залежить від величини параметра кута нахилу  $K_\alpha = \frac{\tan \alpha}{f}$ , де  $\alpha$  – кут нахилу площини транспортування до горизонту,  $f$  – коефіцієнт тертя.

Задавшись значеннями  $w_1$  та  $w_2$ , із системи рівнянь (4) можна визначити величину резонансного відлаштування  $z^*$ , яка забезпечить це співвідношення

$$z^* = \sqrt{\frac{w_1 + w_2}{w_1 + 4w_2}}$$

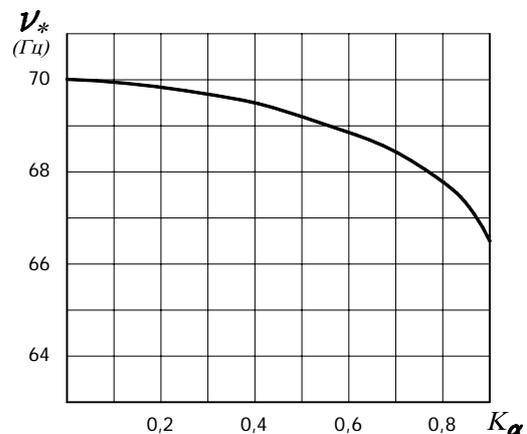


Рис. 5. Графік залежності частоти власних коливань, при якій реалізуються оптимальні бігармонічні коливання, від параметра кута нахилу  $K_\alpha$

Таким чином, у діапазоні частот власних коливань  $50 \text{ Гц} < \nu_0 < 100 \text{ Гц}$  можна підібрати оптимальне значення частоти власних коливань  $\nu_*$ , що забезпечить оптимальне співвідношення амплітуд гармонік, яке залежить тільки від параметра кута нахилу  $K_\alpha$ . Графік залежності  $\nu_*$  від  $K_\alpha$  показано на рис. 5. При транспортуванні вгору ( $0 \leq \alpha < 0,9$ ) значення  $\nu_*$  зменшуються зі збільшенням кута підйому і знаходяться в межах  $66,5 \dots 70,1 \text{ Гц}$ . При невеликих величинах  $\gamma$  в діапазоні значень власних частот, близьких до оптимальних  $\nu_*$ , відхилення значень кута  $\varepsilon$  від оптимальних невелике.

Необхідно зазначити, що оптимальні бігармонічні коливання реалізуються одним електромагнітним вібробудувачем тільки в тому випадку, коли зі зменшенням зазора електромагніту робочий орган вібротранспортера рухається вниз. При його русі вгору зі зменшенням зазора, що можливо в деяких тримасових конструкціях, права частина рівняння (2) стає від'ємною і реалізувати оптимальний зсув фаз між гармоніками неможливо, збільшення швидкості транспортування не відбудеться.

### Висновки

Використання незалежних вібробудувачів поздовжніх (горизонтальних) коливань та нормальних (вертикальних) відносно транспортної площини коливань дозволяє суттєво підвищити швидкість вібротранспортування порівняно з найпростішими прямолінійними гармонічними коливаннями при тих же значеннях амплітуд коливань. Ще більше підвищення швидкості дає використання бігармонічних нормальних коливань, але це можливе лише при певному оптимальному співвідношенні амплітуд гармонік та кутів зсуву фаз між ними.

На відміну від електромагнітного вібробудувача поздовжніх коливань, який для досягнення великих амплітуд повинен працювати при частоті власних коливань, близьких до частоти вимушеної сили, тобто в білярезонансному режимі, вібробудувач нормальних коливань, амплітуди яких не такі великі, використовується в дорезонансному режимі, коли частота власних коливань суттєво більша частоти вимушених, і можлива реалізація полігармонічних, зокрема бігармонічних, коливань.

Проведено теоретичні та експериментальні дослідження можливості використання одного електромагнітного вібробудувача, підключеного до електромережі через напівперіодний випрямляч (що забезпечує частоту коливань привода  $50 \text{ Гц}$ ), для реалізації оптимальних за швидкістю бігармонічних нормальних коливань. Порівняння результатів експериментів з теоретичними даними показало достатній для практичного використання

збіг і підтвердило можливість реалізації одним вібробудувачем оптимальних за швидкістю бігармонічних коливань. Визначено частоту власних коливань  $\nu_*$ , при якій співвідношення амплітуд гармонік коливань і кути зсуву фаз між ними оптимальні, і значення якої залежить від параметра кута нахилу – відношення тангенса кута нахилу  $\alpha$  транспортної площини відносно горизонту до коефіцієнта тертя.

Використання електромагнітного вібробудувача, який працює в дорезонансному режимі з наперед заданою частотою власних коливань, в якості привода нормальних коливань дозволить суттєво підвищити продуктивність вібраційного транспортера, спроектованого на засадах двомасової коливної системи. Таким чином, завдяки попереднім розрахункам, не ускладнюючи конструкцію транспортера, можна збільшити швидкість транспортування масивних вантажів, що сприятиме впровадженню вібраційних транспортерів у промисловість, зокрема для автоматизації виробничих процесів на військових підприємствах.

### Список літератури

1. *Вибрации в технике. Справочник. Т. 4. Вибрационные машины и процессы / Под ред. Э.Э. Лавендела. – Москва: Машиностроение, 1981. – 509 с.*
2. *Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2004. – 248 с.*
3. *Дунаевецкий А.В. Оптимальный синтез параметров вибротранспортирования // Технология судостроения и судоремонта. – Калининград: Калининградский судостроительный институт, 1968. – С. 50–56.*
4. *Врублевский И.И. Разработка и исследование вибрационных устройств, осуществляющих организацию рабочей среды роботосистем / Автореферат диссертации к.т.н. – Каунас: Каунасский политехнический институт, 1986. – 22 с.*
5. *Врублевский И.И., Повідайло В.А. Анализ эффективности вибротранспортирования при двухкомпонентных бигармонических колебаниях // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении. – Львов: Вища школа, 1985. – Вып. 24. – С. 81–85.*
6. *А.с. № 1370027 СССР. Вибрационный конвейер / И.И. Врублевский, В.С. Шенбор. – Б.И. № 4, 1988.*
7. *Врублевский И.И. Исследование электромагнитного вибровозбудителя нормальных колебаний двухкомпонентных вибротитателей // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении. – Львов: Вища школа, 1987. – Вып. 26. – С. 73–77.*
8. *Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний / Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1972. – 365 с.*
9. *Врублевский И.И. Оптимальные параметры полигармонических нормальных колебаний при двухкомпонентном вибротранспортировании. – Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 5. – С. 157–160.*

**Рецензент:** д.т.н., проф. І.С. Афтаназів, Національний університет «Львівська політехніка», Львів.

**Исследование электромагнитного привода вибрационного транспортёра в дорезонансном режиме**

И.И. Врублевский

Рассмотрена работа электромагнитного привода вибрационного транспортёра в дорезонансном режиме, когда частота собственных колебаний транспортёра существенно больше частоты вынуждающей силы и реализуются бигармонические колебания рабочего органа вибротранспортёра. Выведены формулы зависимостей амплитуд колебаний первой и второй гармоник и углов сдвига фаз между ними от частоты собственных колебаний. Построены амплитудно- и фазочастотные характеристики электромагнитного вибровозбудителя в дорезонансном режиме. Определена величина частоты собственных колебаний, при которой в дорезонансном режиме реализуются оптимальные по скорости бигармонические колебания. Описана экспериментальная установка исследования электромагнитного вибровозбудителя, приведены результаты экспериментов. Записывались осциллограммы колебаний, в результате анализа которых определены соотношения между амплитудами и фазами первой и второй гармоник в зависимости от резонансной отстройки вибротранспортёра. Сравнение экспериментальных и теоретических результатов показало хорошее согласование. Использование бигармонических колебаний рабочего органа в направлении, перпендикулярном плоскости транспортирования, способствует существенному повышению производительности вибротранспортёра, а при определенной частоте собственных колебаний это возможно без усложнения конструкции.

**Ключевые слова:** вибрационный транспортёр, электромагнитный привод, бигармонические колебания.

**Investigation of Electromagnetic Drive of Vibratory Conveyor in Pre-resonant mode**

I. Vrublevsky

The harmonic longitudinal oscillations and biharmonic normal oscillations with phase difference in vibratory conveying essentially increase the conveying velocity comparing with linear oscillations. But implementation of biharmonic oscillations requires the using of two vibratory drives with frequencies that differ in two times from each other. The electromagnetic drive may implement polyharmonic, in particular biharmonic oscillations in pre-resonant mode. The electromagnetic drive of vibratory conveyor in pre-resonant mode, when the frequency of natural oscillations is greater than the frequency of forced oscillations, is investigated. Formulas of amplitudes and phase difference of the first and the second harmonics of oscillation dependence on the frequency of natural oscillations are derived. Frequency and phase response of the electromagnetic vibratory drive are built. It is determined the natural frequency value at which optimal biharmonic oscillations are implemented.

To testify theoretical results the experimental investigations were carried out on a special installation. The body of electromagnet was mounted on a massive plate. The anchor of electromagnetic drive was fastened with two flat leaf springs as well as the bracket with acceleration sensor. Exchange of frequency of natural oscillations was achieved by changing of springs' length. The amplitudes of oscillations were regulated with aid of auto-transformers. The electromagnet was connected to the power supply using half-wave rectifier (diode), so the forced oscillations were implemented with frequency 50 Hz. Sensor readings were recorded on the wave-forms from which amplitudes and phase difference of harmonics were determined by equidistant ordinates method. The comparison of theoretical and experimental investigations shows the sufficient agreement.

The using of biharmonic oscillations of the working track of vibratory conveyor in direction perpendicular to the conveying track is possible at a certain natural frequency without increasing of conveyor's design complexity.

**Keywords:** vibratory conveyor, electromagnetic drive, biharmonic oscillations.

УДК 629.01

А.О. Дзюба, А.А. Звонко, М.Б. Сокіл

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

**ОБҐРУНТУВАННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ЗЧЕПЛЕННЯ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО НАПІВПРИЧЕПА ТА ТЯГАЧА**

Запропоновано модернізовану систему зчеплення напівпричепи та тягача, що додатково характеризується моментом стабілізації. Побудовано математичну модель поперечно-кутових коливань підресореної частини напівпричепи, за допомогою якої описано визначальні параметри коливань. Отримано значення критичних швидкостей стійкого руху напівпричепи з огляду на занос та перекидування. Показано, що поперечно-кутові коливання підресореної частини напівпричепи значною мірою зменшують значення критичної швидкості стійкого руху, в той же час стабілізуючий момент стабілізації підвищує її.

**Ключові слова:** напівпричеп, система підресорювання, амплітуда, частота коливань, критична швидкість руху.