

### ДОСЛІДЖЕННЯ ДІЮЧИХ СИЛ І МОМЕНТІВ У ПЛАНЕТАРНОМУ ВІБРАЦІЙНОМУ ЗБУДЖУВАЧІ КОЛИВАНЬ

**Р. А. Вакуленко, В. В. Воробйов, Л. М. Ахметова**

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського  
вул. Першотравнева, 20, 39600, м. Кременчук, Україна. E-mail: rom.vak311@gmail.com

Описано конструкцію, принцип дії планетарного віброзбуджувача коливань. Запропоновано оригінальну конструкцію планетарного вібраційного збуджувача коливань, в якому основний дебаланс–кільце створює суттєву силу. Два додаткових дебалансних ролики забезпечують рух кільця та створюють додаткові гармоніки. У випадку застосування роликів різних діаметрів віброзбуджувач стає полічастотним. Отримані дві додаткові гармоніки вимушуючої сили шляхом приєднання додаткових ексцентрично розташованих елементів на ролики, а також за рахунок нерівномірності за розміром роликів. Визначено кутову швидкість кільцевого дебалансу і відносні кутові швидкості роликів, отримано вирази для визначення головних вектора і моменту сил інерції, що діють в полічастотному планетарному віброзбуджувачі коливань. Розроблений планетарний віброзбуджувач коливань буде використовуватись у вібраційній машині малої та великої вантажопідйомності. Застосування такого віброзбуджувача дозволяє значно спростити конструкцію вібраційної машини, підвищить її надійність і зменшить потужність приводу.

**Ключові слова:** планетарний віброзбуджувач, вібраційна машина, вимушуюча сила, амплітуда, кільцевий дебаланс.

### ИССЛЕДОВАНИЯ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ПЛАНЕТАРНОМ ВИБРАЦИОННОМ ВОЗБУДИТЕЛЕ КОЛЕБАНИЙ

**Р. А. Вакуленко, В. В. Воробьев, Л. Н. Ахметова**

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского  
ул. Первомайская, 20, 39600, г. Кременчуг, Украина. E-mail: rom.vak311@gmail.com

Описаны конструкция, принцип действия планетарного вибровозбудителя колебаний. Предложена оригинальная конструкция планетарного вибрационного возбудителя колебаний, в котором основной дебаланс-кольцо создает значительную силу. Два дополнительных дебалансных ролика обеспечивают движение кольца и создают дополнительные гармоники. В случае использования роликов разных диаметров вибровозбудитель становится поличастотным. Получены две дополнительные гармоники вынуждающей силы путем присоединения дополнительных эксцентрично расположенных элементов на ролики, а также за счет неравномерности по размеру роликов. Определены угловая скорость кольцевого дебаланса и относительные угловые скорости роликов, получены выражения для определения главных вектора и момента сил инерции, действующих в поличастотном планетарном вибровозбудителе колебаний. Разработанный планетарный вибровозбудитель колебаний будет использоваться в вибрационной машине малой и большой грузоподъемности. Применение такого вибровозбудителя позволяет значительно упростить конструкцию вибрационной машины, повысить ее надежность и уменьшить мощность привода.

**Ключевые слова:** планетарный вибровозбудитель, вибрационная машина, возмущающая сила, амплитуда, кольцевой дебаланс.

**АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ.** На даний час найбільшого застосування у вібраційних машинах для ущільнення будівельних матеріалів набули відцентрові віброзбуджувачі коливань кругової і спрямованої дії [1–5]. У відомих дебалансних віброзбуджувачів є суттєвий недолік – за необхідності створення високочастотних коливань зі значною вимушуючою силою вони мають складну конструкцію через значну кількість дебалансних валів, підшипників, з'єднувальних валів і синхронізаторів, і, як правило, швидко виходять з ладу.

Тому для усунення зазначених вище недоліків виникає необхідність створювати такі віброзбуджувачі коливань, які можна використовувати у вібраційній машині як малої, так і великої вантажопідйомності [6, 7].

Відомі конструкції планетарних віброзбуджувачів забезпечують полічастотний режим вібрації, але для отримання коливань з потужною вимушуючою

силою слід збільшити їх розміри. У цьому випадку найбільш прийнятними є планетарні (бігункові) віброзбуджувачі з внутрішньою обкаткою, які використовуються в глибинних і пневматичних вібромашинах.

Однак конструкція планетарного віброзбуджувача, що використовується у глибинному вібраторі, незручна для застосування на вібраційному майданчику внаслідок довгих осьових розмірів, а також деяких недоліків, що спричиняють знос бігових доріжок, коли виникають удари під час пуску та прослізання через їх конічну поверхню (у доріжок).

Також при розбалансуванні бігунка в глибинних віброзбуджувачах з внутрішньою обкаткою створюється друга частота внаслідок обертання невірноваженого відносно власної осі ротора, яка менша від частоти валу приводу.

Пневматичні бігункові віброзбуджувачі компактні, мають малу вагу та спрощеність конструкції й обслуговування, забезпечують високу надійність у

роботі, вибухо- і електробезпеку.

У пневматичному планетарному вібраторі з внутрішньою обкаткою так, як і у глибинному, неможливо отримати високочастотні коливання, що перевищують частоту валу приводу.

Тому залишається відкритим питання розробки віброзбуджувача коливань планетарного типу, який розвиває потужну вимушуючу силу, забезпечує полічастотний режим з частотою, вищою ніж частота водила, розвантажує підшипники від дії відцентрових сил дебалансів, а також дозволяє значно спростити конструкцію вібраційної машини, збільшує її надійність і зменшує потужність приводу.

Мета роботи – визначити головні вектор і момент сил інерції, що діють у полічастотному вібраційному збуджувачі коливань.

**МАТЕРІАЛІ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ.** Запропонований віброзбуджувач одночасно створює кілька частот коливань, що з урахуванням нерівномірних за масою часточок ущільнюваних дорожньо-будівельних матеріалів і зміну їх властивостей у процесі ущільнення, вимагають зміни оптимальної частоти вібрацій, що може благотворно позначитися на процесі ущільнення.

На рис. 1 приведено конструктивне виконання створеного віброзбуджувача. Він складається з корпусу (1), у якому жорстко закріплена вісь (2). На неї встановлено дебаланс, виконаний у вигляді кільця (3). Напрямний бурт бігової доріжки нерухомої осі стикається з трапецієподібною канавкою, розташованою задля уникнення осьового зсуву між двома біговими доріжками дебалансу. Радіальні шарикопідшипники – ролики (4), (4') – закріплені на диску шків (6) і контактують з однією з бігових доріжок кільцевого дебалансу, підтримуючи його. Ролики встановлені на осях (5), (5'), виконаних для зручності монтажу кільця ексцентричними.

При роботі віброзбуджувача електродвигун через клинопасову передачу обертає шків (6). Закріплені на шківі ролики (4), (4') приводять в обертання кільцевий дебаланс (3), який, обертаючись навколо нерухомої осі, створює значну вимушуючу силу.

Для отримання додаткової відцентрової сили з частотою вище частоти окружного переміщення центру мас кільця навколо нерухомої осі до роликів приєднуємо додаткові ексцентрично розташовані елементи (дебаланси). Ця особливість призводить до появи другої гармоніки вимушуючої відцентрової сили.

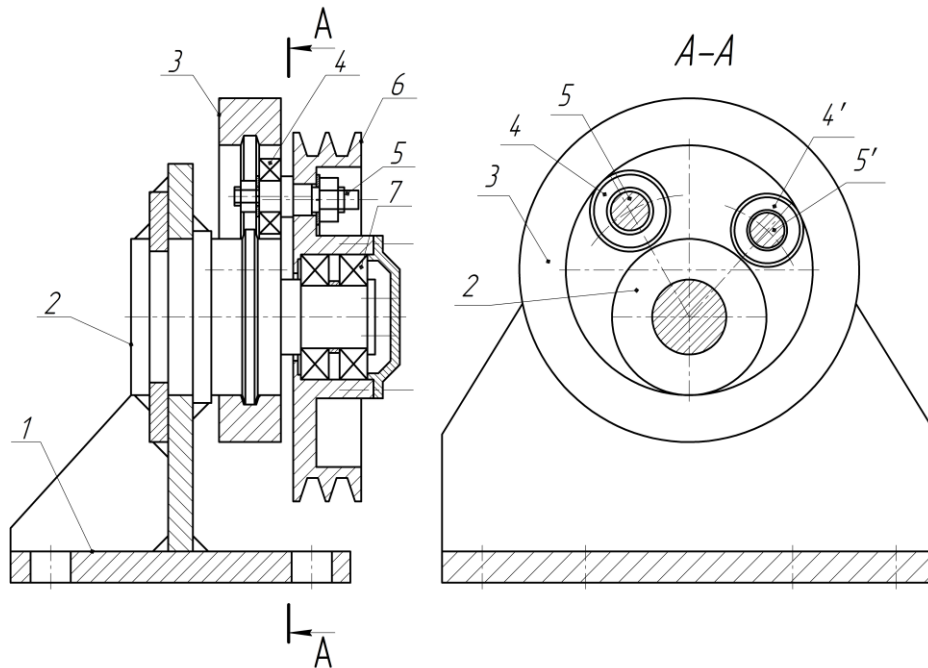


Рисунок 1 – Загальний вигляд планетарного вібраційного збуджувача коливань

Окрім вищезгаданого, для створення полічастотного віброзбуджувача будемо використовувати ролики різних розмірів.

Визначимо сили, що діють у полічастотному планетарному вібраційному збуджувачі коливань. Для цього скористаємося розрахунковою схемою, наведеною на рис. 2.

Визначимо відносні кутові швидкості  $\omega_4^r$  і  $\omega_4^{r'}$  роликів (4) і (4') з умови векторних рівностей  $\vec{V}_{P_4} = \vec{V}_{P_3}$  швидкостей точок  $P_4$  і  $P_3$  та  $\vec{V}_{P_4'} = \vec{V}_{P_3'}$

швидкостей точок  $P_4'$  і  $P_3'$  отримаємо

$$-\vec{V}_{O_4O_2} + V_{P_4O_4} = -\vec{V}_{O_3O_2} + \vec{V}_{P_3O_3}, \quad (1)$$

$$-\vec{V}_{O_4'O_2} + V_{P_4'O_4'} = -\vec{V}_{O_3'O_2} + \vec{V}_{P_3'O_3'},$$

або в проекціях на осі  $x_1$  і  $y_1$  та  $x_1'$  і  $y_1'$ :

$$-V_{O_4O_2} \cos \beta + V_{P_4O_4} = -V_{O_3O_2} \cos(\alpha + \beta) + V_{P_3O_3}, \quad (2)$$

$$V_{O_4O_2} \sin \beta = V_{O_3O_2} \sin(\alpha + \beta), \text{ та}$$

$$-V_{O_4'O_2} \cos \beta' + V_{P_4'O_4'} = -V_{O_3'O_2} \cos(\alpha' + \beta') + V_{P_3'O_3'}, \quad (3)$$

$$V_{O_4'O_2} \sin \beta' = V_{O_3'O_2} \sin(\alpha' + \beta').$$

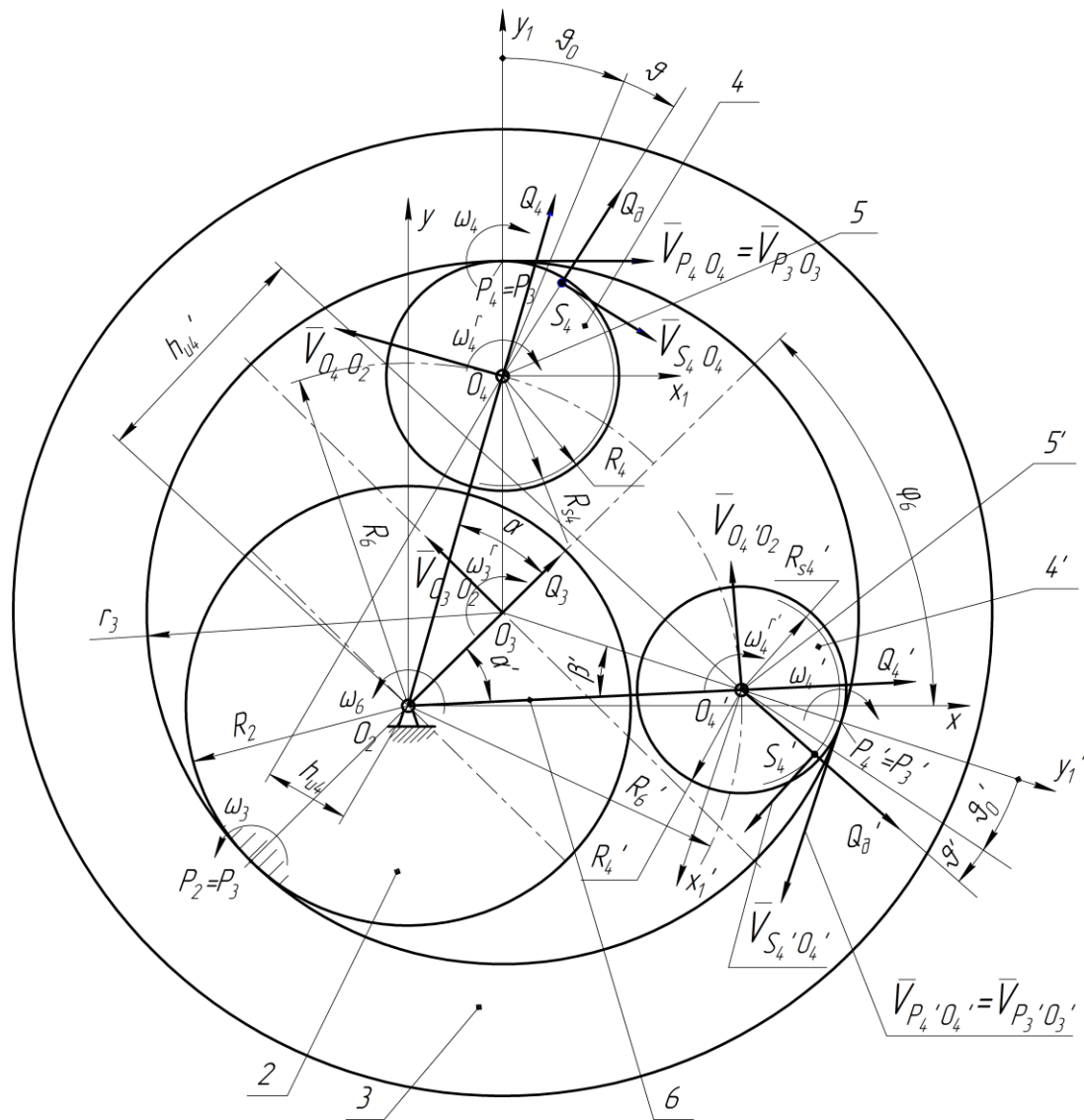


Рисунок 2 – Схема для визначення сил, що діють у полічастотному планетарному вібробуджувачі коливань

Звідси визначимо відносні кутові швидкості роликів (4) і (4'):

$$\omega_4^r = \left[ \frac{\omega_3^r \tilde{r}_3 - \omega_6 (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha + \beta) + \omega_6 \cos \beta}{\tilde{R}_4} \right], \quad (4)$$

$$\omega_4^{r'} = \left[ \frac{\omega_3^r \tilde{r}_3 - \omega_6 (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha' + \beta') + \omega_6 \tilde{R}_6' \cos \beta'}{\tilde{R}_4} \right], \quad (5)$$

де  $\alpha = \arccos \left[ \frac{1 + (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2)^2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_4)^2}{2(\tilde{r}_3 - \tilde{R}_3)} \right];$

$$\beta = \arcsin \left[ \frac{(\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2)}{(\tilde{r}_3 - \tilde{R}_4)} \sin \alpha \right];$$

$$\alpha' = \arccos \left[ \frac{1 + (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2)^2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_4')^2}{2(\tilde{r}_3 - \tilde{R}_3)} \right];$$

$$\beta' = \arcsin \left[ \frac{(\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2)}{(\tilde{r}_3 - \tilde{R}_4')} \sin \alpha' \right]; \quad \tilde{r}_3 = \frac{r_3}{R_6}; \quad \tilde{R}_2 = \frac{R_2}{R_6} \text{ та}$$

$$\tilde{R}_4 = \frac{R_4}{R_6}; \quad \tilde{R}_4' = \frac{R_4'}{R_6}, \quad \tilde{R}_6' = \frac{R_6'}{R_6},$$

в яких  $R_2$  і  $r_3$  – радіуси бігових доріжок, відповідно, нерухомої осі і кільцевого дебалансу;  $R_6, R_6'$  – радіуси водила для роликів (4), (4');  $R_4, R_4'$  – зовнішні радіуси роликів.

Для визначення  $\omega_3^r$  розглянемо обертання кільця (3) навколо нерухомої осі (2) [8, 9].

Абсолютний рух кільця (3) в площині обертання є складене з рухів переносного (разом з водилом – шківом (6), зі встановленими на ньому роликами) і відносного по відношенню до водила (6).

У кожному з трьох плоских рухів кільця (3) – абсолютному, переносному і відносному – стосовно водила (6) існують на даний момент власні миттєві центри швидкостей ( $P, P_e$  та  $P_r$ ) і власні кутові швидкості ( $\omega_3, \omega_3^e$  та  $\omega_3^r$ ).

Відносне обертання (рис. 3) спрямоване за годинниковою стрілкою (навколо миттєвого центра

$P_r$ ), а переносне – проти годинникової стрілки (навколо миттєвого центра  $P_e$ ), а  $\omega_3^e > \omega_3^r$ .

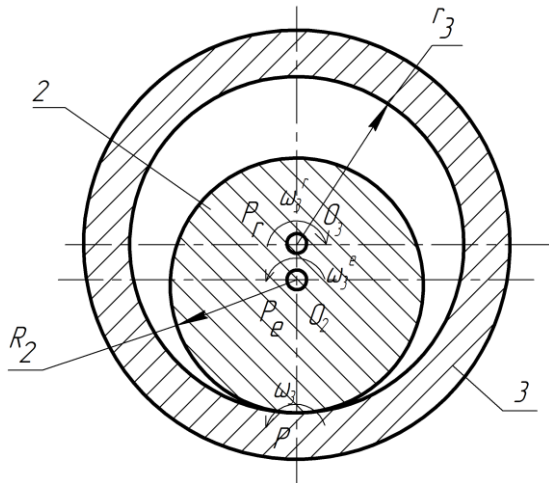


Рисунок 3 – Розрахункова схема планетарного вібраційного збуджувача для визначення кутової швидкості

Оскільки точка  $P$  на продовженні відрізка  $P_r P_e$  з боку миттєвого центра  $P_e$ , що задовольняє умові

$$\frac{P_e P}{P_r P} = \frac{\omega_3^r}{\omega_3^e} \quad (6)$$

й є абсолютний миттєвий центр швидкостей.

Визначимо  $\omega_3^r$  на підставі співвідношення (6):

$$\omega_3^r = \omega_3^e \frac{R_2}{r_3} = \omega_6 \frac{R_2}{r_3}, \quad (7)$$

де  $\omega_6$  – частота обертання шківів (6) (водиля),  $c^{-1}$ ;  $R_2$  – радіус бігової доріжки нерухомої осі (2), м;  $r_3$  – радіус бігової доріжки кільцевого дебалансу (3), м.

Тоді з урахуванням  $\omega_3^r = \omega_6 \frac{\tilde{R}_2}{\tilde{r}_3}$

$$\omega_4^r = \omega_6 \left[ \frac{\tilde{R}_2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha + \beta) + \cos \beta}{\tilde{R}_4} \right], \quad (8)$$

$$\omega_4^r = \omega_6 \left[ \frac{\tilde{R}_2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha' + \beta') + \tilde{R}'_6 \cos \beta'}{\tilde{R}'_4} \right],$$

Лінійні швидкості центрів мас дебалансів, встановлених на ролики (4) і (4'), можна визначити за такими залежностями:

$$V_{S_4 O_4} = \omega_6 \left[ \frac{\tilde{R}_2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha + \beta) + \cos \beta}{\tilde{R}_4} \right] R_{S_4}, \quad (9)$$

$$V_{S'_4 O'_4} = \omega_6 \left[ \frac{\tilde{R}_2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha' + \beta') + \tilde{R}'_6 \cos \beta'}{\tilde{R}'_4} \right] R'_{S_4}.$$

де  $R_{S_4}$ ,  $R'_{S_4}$  – відстані від геометричних центрів

$O_4$ ,  $O'_4$  роликів (4), (4') до центрів  $S_4$ ,  $S'_4$  мас дебалансів, встановлених на ролики відповідно.

Ролики (4) і (4') здійснюють пласко паралельний рух, що складається з переносного і відносного обертальних рухів, у результаті чого виникають три відцентрові сили різної частоти  $\omega_6$ ,  $\omega_4^r$ ,  $\omega_4^{r'}$ .

Одна вимушуюча сила розвивається внаслідок переносного руху центру мас роликів відносно осі  $O_2$ , а друга та третя – внаслідок обертання роликів відносно своїх осей  $O_4$  та  $O'_4$ .

При переносному русі центрів мас роликів відносно осі  $O_2$  з'являються відцентрові сили інерції  $Q_4(t) = Q_4 \sin(\omega_6 t + \alpha)$  та  $Q'_4(t) = Q'_4 \sin(\omega_6 t - \alpha')$ , де амплітуди сил  $Q_4$ ,  $Q'_4$  визначаються з виразів

$$Q_4 = m_{dp} \omega_6^2 R_6, \quad (10)$$

$$Q'_4 = m'_{dp} \omega_6^2 R'_6,$$

тут  $m_{dp}$ ,  $m'_{dp}$  – маси дебалансних роликів (4) і (4') відповідно.

При відносному русі роликів (4) і (4') щодо осей  $O_4$  та  $O'_4$  розвиваються сили інерції  $Q_\delta(t) = Q_\delta \sin(\omega_4^r t + \mu)$  та  $Q'_\delta(t) = Q'_\delta \sin(\omega_4^r t + \tau)$ , де амплітуди сил  $Q_\delta$ ,  $Q'_\delta$  визначені з виразів

$$Q_\delta = m_\delta R_{S_4} \times$$

$$\times \left\{ \omega_6 \left[ \frac{\tilde{R}_2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha + \beta) + \cos \beta}{\tilde{R}_4} \right] \right\}^2, \quad (11)$$

$$Q'_\delta = m'_\delta R'_{S_4} \times$$

$$\times \left\{ \omega_6 \left[ \frac{\tilde{R}_2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha' + \beta') + \tilde{R}'_6 \cos \beta'}{\tilde{R}'_4} \right] \right\}^2$$

тут  $m_\delta$ ,  $m'_\delta$  – маси дебалансів роликів (4) та (4'), кг;

$$\mu = \left\{ \frac{[(\alpha + \beta) - \vartheta_0] \tilde{R}_4}{\tilde{R}_2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha + \beta) + \cos \beta} - 1 \right\}, \quad (12)$$

$$\tau = \left\{ \frac{[(\alpha' + \beta') - \vartheta'_0] \tilde{R}'_4}{\tilde{R}_2 - (\tilde{r}_3 - \tilde{R}_2) \cos(\alpha' + \beta') + \tilde{R}'_6 \cos \beta'} - 1 \right\}. \quad (13)$$

При окружному переміщенні центру мас кільця (3) навколо нерухомої осі (2) з'являється сила інерції  $Q_3(t) = Q_3 \sin(\omega_6 t + \pi/4)$ , де амплітуда сили  $Q_3$  визначається з виразу

$$Q_3 = m_3 \omega_6^2 (r_3 - R_2). \quad (15)$$

Вирази для проекцій інерційних сил віброзбуджувача на осі  $x$  та  $y$  мають вигляд:

$$Q_x = Q_3 \cos(\omega_6 t + \pi/4) + Q_4 \cos(\omega_6 t + \alpha) + Q'_4 \cos(\omega_6 t - \alpha') + Q_\delta \cos[(\omega_6 K)t + \mu] + Q'_\delta \cos[(\omega_6 K')t + \tau], \quad (16)$$

$$Q_y = Q_3 \sin(\omega_6 t + \pi/4) + Q_4 \sin(\omega_6 t + \alpha) + Q'_4 \sin(\omega_6 t - \alpha') + Q_\delta \sin[(\omega_6 K)t + \mu] + Q'_\delta \sin[(\omega_6 K')t + \tau], \quad (17)$$

$$\text{де } K = \frac{\omega_4^r}{\omega_6}, \quad K' = \frac{\omega_4^{r'}}{\omega_6}.$$

У зв'язку з установкою на ролики дебалансів, окрім відцентрових сил інерції, виникають моменти сил інерції, які визначаються як

$$M_{i4} = Q_\delta h_{i4}, \quad (18)$$

$$M'_{i4} = Q'_\delta h'_{i4},$$

де  $h_{i4} = R_6 \sin[(\mathcal{G}_0 + \mathcal{G}) - \beta]$  та  $h'_{i4} = R'_6 \sin[(\mathcal{G}'_0 + \mathcal{G}') + \beta']$  – відстані від осі обертання водила  $O_2$  до лінії дії сил відповідно  $Q_\delta$ ,  $Q'_\delta$ .

Вирази для проекцій інерційних сил віброзбудувача на осі  $x$  та  $y$ , визначалися на підставі рівнянь Лагранжа II роду [10–12]. Після виконання диференціювання повної кінетичної енергії вібраційної машини і приведення подібних з урахуванням перенесення відповідних доданків до правої частини були отримані вирази для визначення головного вектора сил інерції і головного моменту сил інерції, що діють у полічастотному планетарному вібраційному збуджувачі коливачів.

**ВИСНОВКИ.** Отже, застосування дебалансних роликів призводить до появи додаткових відцентрових сил з частотами, вищими за частоту окружного переміщення центру мас кільця навколо нерухомої осі, що дозволяє більш ефективно ущільнювати будівельні матеріали. У подальшому становить інтерес розглянути математичну модель, яка буде враховувати вплив тіл кочення підшипників (роликів) на вимушуючу силу планетарного вібраційного збуджувача коливачів.

## RESEARCH OF FORCES AND MOMENTS ACTING IN PLANETARIAN VIBRATION EXCITER

R. Vakulenko, V. Vorobyov, L. Akhmetova

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine. E-mail: rom.vak311@gmail.com

**Purpose.** To determine the additional centrifugal forces that occur in poly-frequency planetary vibration exciter after joining the additional imbalances to its rollers, as well as using the rollers of different diameters it is necessary to find the angular velocity of the ring imbalance and rollers, and then on the basis of the Lagrange equations of type II to calculate the main vector and moment of inertia forces. The unbalanced vibration exciters widely used in vibration machines are to have a complex structure to create high frequency oscillations with a significant perturbing force and poly-

## ЛИТЕРАТУРА

1. Иткин А.Ф., Маслов А.Г. Сравнение теоретических и экспериментальных данных исследований виброплощадок с горизонтально направленными колебаниями // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2007. – Вип. 1/2007 (42), част. 2. – С. 14–18.
2. Иткин А.Ф. Вибрационные машины для формирования бетонных изделий: монография. – К.: «МП Леся», 2009. – 152 с.
3. Маслов А.Г., Саленко Ю.С. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве: монография. – Кременчук: ПП Щербатых О.В., 2014. – 262 с.
4. Маслов А.Г., Иткин А.Ф., Саленко Ю.С. Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей: монография. – Кременчук: ЧП Щербатых А.В., 2014. – 324 с.
5. Zóltowski B. Research of machine dynamics. – Bydgoszcz: Wyd. MARKAR, 2002.
6. Иткин А.Ф., Маслов А.Г. Определение рациональных параметров и разработка планетарного вибровозбудителя колебаний // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2007. – Вип. 6/2007 (47), част. 1. – С. 65–67.
7. Иткин А.Ф. Теоретические и экспериментальные исследования виброплощадки с двухчастотными пространственными колебаниями // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. – 2010. – Вип. 5/2010 (64), част. 1. – С. 111–116.
8. Маслов А.Г., Вакуленко Р. А. Теоретические исследования вибрационного возбудителя колебаний для уплотнения строительных материалов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2003. – Вип. 2/2003 (19), том 3. – С. 120–122.
9. Вакуленко Р.А. Теоретические исследования вибрационного возбудителя колебаний для уплотнения строительных материалов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2006. – Вип. 2/2006 (37), част. 1. – С. 37–39.
10. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Дрофа, 2004. – 591 с.
11. Karnovsky I.A. Theory of Arched Structures: Strength, Stability, Vibration. – New York: Springer, 2012. – 456 p.
12. Babitsky V.I., Krupenin V.L. Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems. – Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001. – 404 p.

frequency vibration mode. Existing planetary vibration exciters allow either getting the poly-frequency oscillations, but without creating a powerful disturbing force or vice versa. **Methodology.** To ensure the poly-frequency oscillations with a significant disturbing force the planetary vibration exciter has been created, its body has a rigidly fixed axis with a ring imbalance. Deep groove ball bearings mounted on the pulley disc and fixed on the eccentric axes enabling the convenient mounting of the ring are in contact with one of the ring imbalance treadmills in the trapezoidal groove. Having rotated around a fixed axis, the ring imbalance creates a significant driving force while unbalanced rollers of different diameters are generating poly-frequency vibration mode required for the better sealing of different in weight and sizes particles forming the construction materials. The obtained theoretical expressions allow studying the dynamics of vibrating machines with planetary vibration exciter. **Results.** Addition of rotations around parallel axes was used to determine the angular velocity of the ring imbalance and the relative angular velocity of the rollers. The derivation of the total kinetic energy of the vibration machine was made with further obtaining the main vector and moment of inertia forces which operate in the planetary vibration exciter. **Originality.** The original design of the planetary vibration exciter, in which the main ring imbalance creates a significant force, was proposed. Two additional unbalanced rollers provide the movement of the ring and create the additional harmonics. In the case of using the rollers of different diameters, the exciter gets poly-frequency. **Practical value.** The proposed planetary vibration exciter can be used in a vibratory machine of both small and large load-bearing capacity. The use of such vibration exciter allows to significantly simplify the design of the vibration machine, improve its reliability and reduce the drive power. References 12, tables 0, figures 3.

**Key words:** planetary vibration exciter, jarring machine, exciting force, amplitude, ring imbalance.

#### REFERENCE

1. Itkin, A.F., Maslov, A.G. (2007), "Comparison of theoretical and experimental studies of vibration platform with horizontal vibrations", *Transactions Scientific Bulletin / Visnyk of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi State Polytechnic University*, iss. 42, pp. 14-18.
2. Itkin, A.F. (2009), "Vibratsyonnyie mashyny dlia formovaniia betonnykh izdelii: monographiia" [Vibrating machines forming of the concrete products], "Les MP", Kyiv, Ukraine.
3. Maslov, A.G., Salenko, Y.S. (2014), "Vibratsyonnyie mashyny i protsessy v dorozhno-stroitelnom proizvodstve: monographiia" [Vibrating machines and processes in road construction industry: monograph], PP Cherbatykh, Kremenchuk, Ukraine.
4. Maslov, A.G., Itkin, A.F., Salenko, Y.S. (2014), "Vibratsyonnyie mashyny dlia prigotovleniia i uplotneniia betonnykh smesei: monographiia" [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixes: monograph], PP Cherbatykh, Kremenchuk, Ukraine.
5. Żółtowski, B. (2002), Research of machine dynamics (in Polish), *Wyd. MARKAR, Bydgoszcz*.
6. Itkin, A.F., Maslov, A.G. (2007) "Determination of rational parameters and development of planetary causative vibroagent of vibrations", *Transactions Scientific Bulletin / Visnyk of Kremenchuk State Polytechnic University*, iss. 47, pp. 65-67.
7. Itkin, A.F. (2010), "The theoretical and experimental study of vibration platform with double-frequency oscillations", *Transactions Scientific Bulletin / Visnyk of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi State Polytechnic University*, iss. 64, pp. 111-116.
8. Maslov, A.G., Vakulenko, R.A. (2003), "Theoretical study of vibration exciter of oscillations for construction material compaction", *Transactions Scientific Bulletin / Visnyk of Kremenchuk State Polytechnic University*, iss. 19, pp. 120-122.
9. Vakulenko, R.A. (2006), "Theoretical study of the vibration exciter of vibrations for compacting construction materials", *Transactions Scientific Bulletin / Visnyk of Kremenchuk State Polytechnic University*, iss. 37, pp. 37-39.
10. Babakov, I.M. (2001), *Teoriya kolebaniy* [Theory of vibrations], Bustard, Moscow, Russia.
11. Karnovsky, I.A. (2012), *Theory of Arched Structures: Strength, Stability, Vibration*, New York, USA.
12. Babitsky, V.I., Krupenin, V.L. (2001), *Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems*, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, USA.

Статья надійшла 07.12.2017.