

техн. зб. – 2012. – № 46. – С. 74–80. 2. Дзендзерский В.А. Ветроустановки малой мощности / В.А. Дзендзерский, С.В. Тарасов, И.Ю. Костюков. – К.: Наукова думка, 2011. – 592 с. 3. Шефтер Я.И. Изобретателю о ветродвигателях и ветроустановках / Я.И. Шефтер, И.В. Рождественский. – М.: Изд-во Министерства сельского хозяйства СССР, 1957. – 147 с. 4. Korendiy V. The kinetic energy calculation of the wind turbine aeromechanical system with three degrees of freedom (В. Корендий Расчёт кинетической энергии аэромеханической системы ветровой турбины с тремя степенями свободы) / В.М. Корендий // *European Applied Sciences: international peer-reviewed scientific journal (Европейские прикладные науки: междунар. рецензируемый научный журнал)*. – Stuttgart (Germany): ORT Publishing, 2013. – Vol. 1. – P. 214-217. 5. Корендий В.М. Математична модель аеромеханічної системи вітроустановки / В.М. Корендій, І.В. Кузьо // *Вібрації в техніці та технологіях: всеукраїнський науково-технічний журнал*. – 2013. – № 2 (70). – С. 27–32. 6. Brevet 2953258 République Française, Int Cl<sup>8</sup> F 03 D 7/04. Eolienne a pales basculantes et regulation centrifuge / Bourriaud Michel Edouard Raymond (France). – № 09 05772; date de dépôt 30.11.09; date de mise à la disposition du public de la demande 03.06.11; bulletin 11/22. 7. Korendiy V. Analysis of experimental aerodynamic and mechanical characteristics of the wind turbine (В. Корендий. Анализ экспериментальных аэродинамических и механических характеристик ветроустановки) // *Development trends of the modern technical sciences: problems and prospects: research articles (Тенденции развития технических наук на современном этапе: проблемы и перспективы: сборник научных статей)*. – San Francisco (California, USA): B&M Publishing, 2013. – Vol. 1. – P. 56–60.

УДК 693.546

В.С. Ловейкін<sup>1</sup>, К.І. Почка<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ

<sup>2</sup> Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

## ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

© Ловейкін В.С., Почка К.І., 2013

*Для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом із забезпеченням формування виробів з бетонних сумішей на одній технологічній лінії з приводним механізмом зі зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів знайдено оптимальне значення кута зміщення кривошипів для різних значень осьового зміщення та відношень радіуса кривошипа до довжини шатуна.*

*The optimal angle value of the cranks displacement for various values of axle displacement and the ratios of the crank's radius to the connecting rod's length is defined for the roller moulding unit with a recuperation drive which provides moulding of products made of concrete mixes on the single technological line with the gear drive with relocation displacement axis of the moulding carts as to the cranks' axis of rotation.*

**Постановка проблеми.** В сучасних установках поверхневого ущільнення залізо-бетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привід зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1–4]. Під час

постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах привідного механізму та в елементах формувального візка, що може призвести до передчасного виходу установки з ладу. В теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–4]. Разом з тим, недостатньо уваги приділено дослідженню діючих динамічних навантажень [5] та режимам руху, що великою мірою впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Процес безвібраційного роликового формування залізобетонних виробів всебічно вивчений і описаний в багатьох джерелах [1–4]. Для зменшення витрат енергії в машинах роликового формування запропоновано нову конструкцію роликової формувальної установки [5–7], яка складається з двох спарених візків, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять два кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному привідному валу та зміщені між собою на кут  $P/2$  (рис. 1). Установка складається з двох пристроїв, що розташовані по різні боки привідного вала, кожний з яких вміщує змонтовані на порталах 9 і 10 формувальні візки 1 і 2 відповідно, які здійснюють зворотно-поступальний рух у напрямних 8. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 11 та зі співвісних секцій уковувальних роликів 12. Таку саму конструкцію має й інший візок. Візки 1 і 2 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді двох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 3 та 4 яких жорстко закріплені на одному привідному валу 5 і зміщені між собою на кут  $Dj = P/2$ . Шатуни 6 та 7 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1 та 2, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 3 та 4.

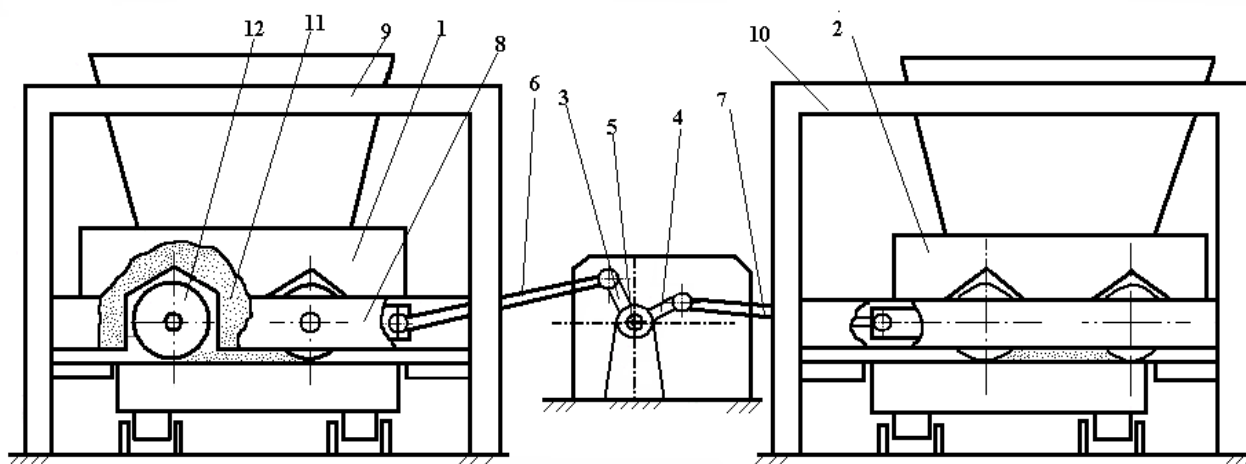


Рис. 1. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом

Така конструкція формувальної установки дозволяє здійснювати передачу енергії від одного візка, який здійснює процес гальмування, до іншого, який в цей час розганяється. Для цієї установки проведено динамічний [5] та силовий [9] аналіз, виконано аналіз нерівномірності руху [10] та здійснено оптимізацію конструктивних параметрів привідного механізму [11]. Для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії запропоновано конструкцію установки [12] з паралельним розташуванням формувальних візків з одного боку привідного вала з використанням вказаного вище привідного механізму (рис. 2).

Установка містить два формувальні візки 1, що розташовані паралельно між собою в порталі 2 з одного боку привідного валу, що забезпечує виконання процесу ущільнення на одній технологічній лінії. Кожний з формувальних візків вміщує подавальний бункер 4 та співвісні секції укочувальних роликів 5 з розподільним бункером, встановлених в напрямних русу 3. Зворотно-поступальний рух формувальних візків забезпечується приводом, що складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, в яких кривошипи жорстко закріплені на одному привідному валу 6 і зміщені один відносно другого на кут  $Dj = P/2$ .

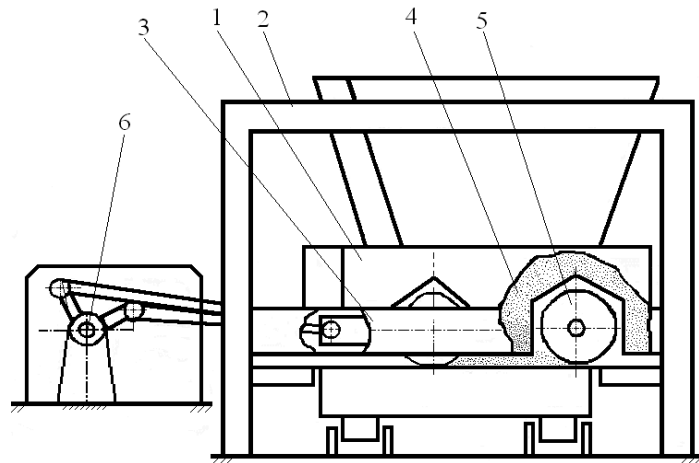


Рис. 2. Роликова формувальна установка з рекуперативним приводом для формування виробів з бетонних сумішей на одній технологічній лінії

Проводячи оптимізацію конструктивних параметрів привідного механізму установки [11], визначали вплив довжина шатуну  $l$  та відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків  $a$  на динаміку всієї установки. Оскільки обидва формувальні візки виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх в кожному напрямку повинна дорівнювати швидкості цього ж візка в зворотному напрямку на будь-якому відрізку шляху, то прийнято, що значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків дорівнює нулю –  $a = 0$ .

Однак у деяких технологічних пристроях з міркувань забезпечення підвищення якості готової продукції використовують привідні механізми з реалізацією поступального переміщення робочого органа з різною швидкістю в кожному з напрямків руху. Цього можна досягти використанням кулісних механізмів або зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів. При цьому в установці з рекуперативним приводом оптимальне значення кута зміщення кривошипів може відрізнятися від вказаного вище  $Dj = P/2$ .

**Метою роботи** є визначення оптимального значення зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекуперативним приводом для привідного механізму зі зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** На рис. 3 зображено кінематичну схему роликової формувальної установки з рекуперативним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії зі зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів. На цій кінематичній схемі  $r$  – радіус кривошипів;  $l$  – довжина шатунів;  $a$  – зміщення між віссю обертання кривошипів та віссю переміщення візків;  $j$  – кутова координата положення кривошипа першого візка;  $Dj$  – кут зміщення одного кривошипа відносно іншого;  $x_1$  та  $x_2$  – координати центрів мас першого та другого візків відповідно;  $b_1$  та  $b_2$  – кутові координати, які визначають положення шатунів першого та другого візків відносно горизонталі.

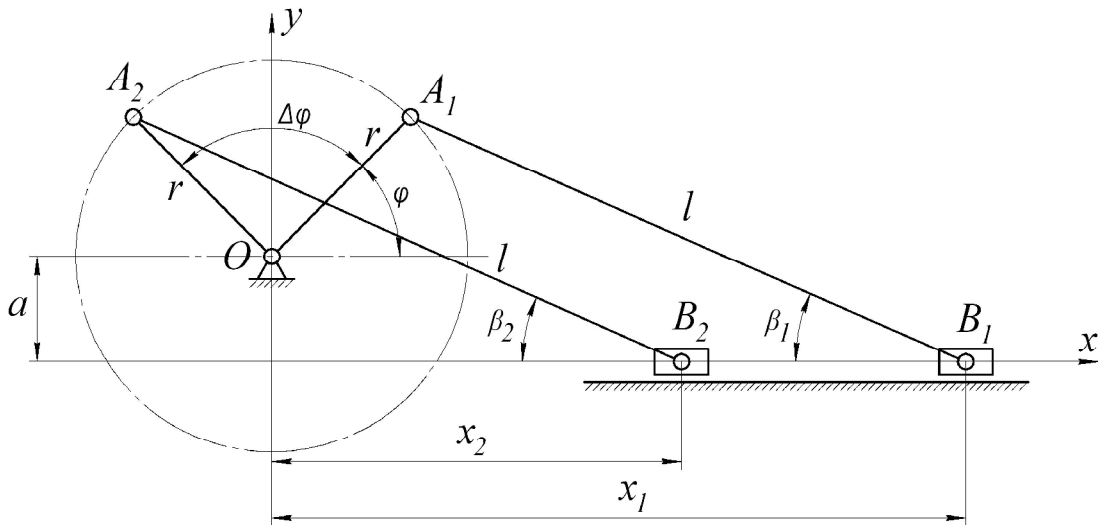


Рис. 3. Кінематична схема установки

З рис. 3 визначаємо координати центрів мас візків:

– для першого візка

$$x_1 = r \cdot \cos j + l \cdot \cos b_1, \tag{1}$$

де  $r$  – радіус кривошипа;  $l$  – довжина шатуна;  $j$  – кутова координата положення кривошипа першого візка;  $b_1$  – кутова координата, яка визначає положення шатуна першого візка відносно горизонталі.

Оскільки кут  $b_1$  невідомий, його можна визначити залежно від довжини шатуна  $l$ , радіуса кривошипа  $r$  та кутової координати кривошипа  $j$  :

$$a + r \cdot \sin j = l \cdot \sin b_1 \rightarrow \sin b_1 = \frac{a + r \cdot \sin j}{l},$$

де  $a$  – зміщення між віссю обертання кривошипа та віссю переміщення візків.

Звідси

$$\cos b_1 = \sqrt{1 - \sin^2 b_1} = \sqrt{1 - \frac{(a + r \cdot \sin j)^2}{l^2}}.$$

Тоді

$$x_1 = r \cdot \cos j + l \cdot \sqrt{1 - \frac{(a + r \cdot \sin j)^2}{l^2}}. \tag{2}$$

– для другого візка

$$x_2 = r \cdot \cos(j + Dj) + l \cdot \cos b_2, \tag{3}$$

де  $Dj$  – кут зміщення одного кривошипа відносно іншого;  $b_2$  – кутова координата, яка визначає положення шатуна другого візка відносно горизонталі.

Значення кута  $b_2$  знаходимо за аналогією з першим випадком:

$$a + r \cdot \sin(j + Dj) = l \cdot \sin b_2 \rightarrow \sin b_2 = \frac{a + r \cdot \sin(j + Dj)}{l}.$$

Звідси

$$\cos b_2 = \sqrt{1 - \sin^2 b_2} = \sqrt{1 - \frac{[a + r \cdot \sin(j + Dj)]^2}{l^2}}.$$

Тоді

$$x_2 = r \cdot \cos(j + Dj) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{[a + r \cdot \sin(j + Dj)]^2}{l^2}}. \quad (4)$$

За відношень  $r/l$  та  $a/l < 1$  радикали в (2) і (4) можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{a + r \cdot \sin j}{l}\right)^2\right]^{1/2} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{a + r \cdot \sin j}{l}\right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{a + r \cdot \sin j}{l}\right)^4 - \dots; \quad (5)$$

$$\left\{1 - \left[\frac{a + r \cdot \sin(j + Dj)}{l}\right]^2\right\}^{1/2} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{a + r \cdot \sin(j + Dj)}{l}\right]^2 - \frac{1}{8} \cdot \left[\frac{a + r \cdot \sin(j + Dj)}{l}\right]^4 - \dots \quad (6)$$

Відношення  $a/l$  та  $r/l$  для роликівих формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують  $1/3$  і ряди (5) та (6) досить швидко сходяться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени рядів (5) та (6). Тоді залежності (2) і (4) матимуть вигляд:

$$x_1 = r \cdot \cos j + l - \frac{(a + r \cdot \sin j)^2}{2 \cdot l}; \quad (7)$$

$$x_2 = r \cdot \cos(j + Dj) + l - \frac{[a + r \cdot \sin(j + Dj)]^2}{2 \cdot l}. \quad (8)$$

Знайдемо швидкості центрів мас візків установки диференціюванням залежностей (7) та (8) за часом, в результаті чого матимемо:

$$\dot{x}_1 = -\dot{j} \cdot r \cdot \left[ \sin j - \frac{a + r \cdot \sin j}{l} \cdot \cos j \right]; \quad (9)$$

$$\dot{x}_2 = -\dot{j} \cdot r \cdot \left[ \sin(j + Dj) - \frac{a + r \cdot \sin(j + Dj)}{l} \cdot \cos(j + Dj) \right]. \quad (10)$$

Тепер визначимо кінетичну енергію першого і другого візка:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}_1^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \cdot \dot{j}^2 \cdot \left[ \sin j - \frac{a + r \cdot \sin j}{l} \cdot \cos j \right]^2; \quad (11)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}_2^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \cdot \dot{j}^2 \cdot \left[ \sin(j + Dj) - \frac{a + r \cdot \sin(j + Dj)}{l} \cdot \cos(j + Dj) \right]^2. \quad (12)$$

де  $m$  – маса формувальних візків.

Знайдемо положення кривошипа, за якого кінетична енергія першого візка набуває екстремальних значень. Для цього візьмемо похідну за координатою  $j$  від виразу (11) і прирівняємо її до нуля, в результаті чого отримаємо:

$$\frac{\partial T_1}{\partial j} = m \cdot r^2 \cdot \dot{j}^2 \cdot \left[ \sin j - \frac{a + r \cdot \sin j}{l} \cdot \cos j \right] \cdot \left[ \cos j - \frac{r \cdot \cos^2 j}{l} + \frac{r \cdot \sin^2 j}{l} + \frac{a \cdot \sin j}{l} \right] = 0. \quad (13)$$

Рівняння (13) справедливе, коли один із співмножників дорівнює нулю. Оскільки  $m \neq 0$ ,  $r \neq 0$  і  $\dot{j} \neq 0$ , то умова (13) буде виконана, коли вирази в квадратних дужках дорівнюють нулю.

Розглянемо випадок, коли співмножник у першій квадратній дужці дорівнює нулю, тобто:

$$\sin j - \frac{r}{l} \cdot \sin j \cdot \cos j - \frac{a}{l} \cdot \cos j = 0. \quad (14)$$

Замінімо в (14)  $\cos j = \sqrt{1 - \sin^2 j}$ , тоді

$$\sin j = \left( \frac{r}{l} \cdot \sin j + \frac{a}{l} \right) \cdot \cos j \rightarrow \sin j = \left( \frac{a}{l} + \frac{r}{l} \cdot \sin j \right) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 j}.$$

Піднесемо до квадрата праву і ліву частини останнього рівняння, після чого отримаємо:

$$\sin^2 j = \left( \frac{a^2}{l^2} + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin j + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 j \right) \cdot (1 - \sin^2 j).$$

Після розкриття дужок:

$$\sin^2 j = \frac{a^2}{l^2} + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin j + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 j - \frac{a^2}{l^2} \cdot \sin^2 j - 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin^3 j - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 j.$$

Здійснивши деякі перетворення, отримаємо:

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 j + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin^3 j + \left( 1 + \frac{a^2}{l^2} - \frac{r^2}{l^2} \right) \cdot \sin^2 j - 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin j - \frac{a^2}{l^2} = 0. \quad (15)$$

Для роликівної формувальної установки з геометричними параметрами приводного механізму  $r = 0,2 \text{ м}$ ,  $a = 0,2 \text{ м}$  та  $l = 0,8 \text{ м}$  рівняння (15) буде мати вигляд:

$$\frac{1}{16} \cdot \sin^4 j + \frac{1}{8} \cdot \sin^3 j + \sin^2 j - \frac{1}{8} \cdot \sin j - \frac{1}{16} = 0$$

або

$$\sin^4 j + 2 \cdot \sin^3 j + 16 \cdot \sin^2 j - 2 \cdot \sin j - 1 = 0. \quad (16)$$

В результаті розв'язку рівняння (16) отримаємо два дійсних корені:

$$\sin j_{1,1} = -0,1969; \quad \sin j_{1,2} = 0,3116$$

та два комплексних:  $\sin j_{1,3,4} = 1,057 \pm 3,8969 \cdot i$ .

Значення відповідних кутів матимемо:

$$j_{1,1} = \arcsin(-0,1969) = 6,086 = 348,7^0; \quad j_{1,2} = \arcsin(0,3116) = 2,824 = 161,8^0.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два корені відповідають положенням кривошипа приводного механізму, за яких кінетична енергія першого візка дорівнює нулю, тобто відповідає крайнім положенням першого візка.

Тепер прирівняємо до нуля вираз у другій квадратній дужці рівняння (13):

$$\cos j - \frac{r}{l} \cdot \cos^2 j + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 j + \frac{a}{l} \cdot \sin j = 0. \quad (17)$$

Замінімо в (17)  $\cos j = \sqrt{1 - \sin^2 j}$ , тоді:

$$\sqrt{1 - \sin^2 j} = \frac{r}{l} - 2 \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin^2 j - \frac{a}{l} \cdot \sin j.$$

Піднесемо до квадрата праву і ліву частини останнього рівняння, в результаті чого матимемо:

$$1 - \sin^2 j = \frac{r^2}{l^2} + 4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 j + \frac{a^2}{l^2} \cdot \sin^2 j - 4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 j - 2 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin j + 4 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin^3 j.$$

Зведемо подібні члени і отримаємо повне алгебраїчне рівняння четвертого степеня:

$$4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 j + 4 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin^3 j + \left( 1 + \frac{a^2}{l^2} - 4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \right) \cdot \sin^2 j - 2 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin j - 1 + \frac{r^2}{l^2} = 0. \quad (18)$$

Для тих самих параметрів привідного механізму першого формульованого візка рівняння (18) матиме вигляд:

$$\frac{1}{4} \cdot \sin^4 j + \frac{1}{4} \cdot \sin^3 j + \frac{13}{16} \cdot \sin^2 j - \frac{1}{8} \cdot \sin j - \frac{15}{16} = 0$$

або

$$4 \cdot \sin^4 j + 4 \cdot \sin^3 j + 13 \cdot \sin^2 j - 2 \cdot \sin j - 15 = 0. \quad (19)$$

В результаті розв'язку рівняння (19) отримано два дійсних корені:

$$\sin j_{2,1} = 0,9168; \quad \sin j_{2,2} = -1,0$$

та два комплексних:  $\sin j_{2,3,4} = 0,458 \pm 1,97 \cdot i$ .

Значення відповідних кутів дорівнює:

$$j_{2,1} = \arcsin(0,9168) = 1,16 = 66,5^0; \quad j_{2,2} = \arcsin(-1,0) = 4,7124 = 270^0.$$

Цим положенням кривошипа відповідають максимальні значення кінетичної енергії першого візка.

Знайдемо положення кривошипа, за якого кінетична енергія другого візка набуває екстремальних значень.

Для цього візьмемо похідну за координатою  $y = j + Dj$  від виразу (12):

$$\frac{\partial T_2}{\partial y} = m \cdot r^2 \cdot j^2 \cdot \left[ \sin y - \frac{a+r \cdot \sin y}{l} \cdot \cos y \right] \cdot \left[ \cos y - \frac{r}{l} \cdot \cos^2 y + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 y + \frac{a}{l} \cdot \sin y \right] = 0. \quad (20)$$

Виходячи з умови, що кривошипи першого та другого візка жорстко закріплені на одному приводному валу, в останньому рівнянні використано кутову швидкість кривошипів  $j$ , яка є спільною для обох кривошипів.

Оскільки рівняння (20) повністю ідентичне рівнянню (13), то всі подальші розрахунки також будуть ідентичними.

Крайні положення другого візка, за яких його кінетична енергія дорівнює нулю, визначаються з рівняння:

$$\sin^4 y + 2 \cdot \sin^3 y + 16 \cdot \sin^2 y - 2 \cdot \sin y - 1 = 0. \quad (21)$$

Розв'язок цього рівняння дає:

$$\sin y_{1,1} = -0,1969; \quad \sin y_{1,2} = 0,3116; \quad \sin y_{1,3,4} = 1,057 \pm 3,8969 \cdot i.$$

Значення відповідних кутів буде таким:

$$y_{1,1} = \arcsin(-0,1969) = 6,086 = 348,7^0; \quad y_{1,2} = \arcsin(0,3116) = 2,824 = 161,8^0.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два корені відповідають положенням кривошипа, за яких кінетична енергія другого візка дорівнює нулю, тобто відповідає крайнім положенням другого візка.

Положення кривошипа, за яких кінетична енергія другого візка набуває максимальних значень, визначається з рівняння:

$$4 \cdot \sin^4 y + 4 \cdot \sin^3 y + 13 \cdot \sin^2 y - 2 \cdot \sin y - 15 = 0. \quad (22)$$

Розв'язок цього рівняння дає:

$$\sin j_{2,1} = 0,9168; \quad \sin y_{2,2} = -1,0; \quad \sin j_{2,3,4} = 0,458 \pm 1,97 \cdot i.$$

Значення відповідних кутів становитиме:

$$y_{2,1} = \arcsin(0,9168) = 1,16 = 66,5^0; \quad y_{2,2} = \arcsin(-1,0) = 4,7124 = 270^0.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два корені відповідають положенням кривошипа, за яких кінетична енергія другого візка максимальна.

Оскільки сумарна кінетична енергія обох візків повинна бути постійною під час неперервних пускогальмівних режимів руху і дорівнювати максимальному значенню кінетичної енергії одного з візків, визначимо кут зміщення кривошипів.

Як видно із наведених вище розрахунків, значення кутів  $j_{1,1}$  та  $Y_{1,1}$  рівні між собою. Така сама рівність спостерігається між значеннями кутів  $j_{1,2}$  та  $Y_{1,2}$ ,  $j_{2,1}$  та  $Y_{2,1}$ , а також  $j_{2,2}$  та  $Y_{2,2}$ . Це пояснюється тим, що перший та другий формувальні візки рухаються по одній осі, а розміри кривошипів та шатунів для обох візків однакові. Тому оптимальне значення кутів зміщення кривошипів буде визначатися як різниця між кутами повороту кривошипів, за яких кінетична енергія одного візка матиме максимальне значення, а кінетична енергія іншого візка дорівнюватиме нулю:

$$Dj_1 = 360 - j_{1,1} + Y_{2,1} = 360 - 348,7 + 66,5 = 77,8^0; \quad (23)$$

$$Dj_2 = j_{1,2} - Y_{2,1} = 161,8 - 66,5 = 95,3^0; \quad (24)$$

$$Dj_3 = Y_{2,2} - j_{1,2} = 270 - 161,8 = 108,2^0; \quad (25)$$

$$Dj_4 = j_{1,1} - Y_{2,2} = 348,7 - 270 = 78,7^0. \quad (26)$$

У таблиці наведено результати розрахунків вказаних вище кутів  $j_{1,1}$ ,  $j_{1,2}$ ,  $j_{2,1}$ ,  $j_{2,2}$ ,  $Y_{1,1}$ ,  $Y_{1,2}$ ,  $Y_{2,1}$ ,  $Y_{2,2}$  та оптимальних значень кутів зміщення кривошипів  $Dj_1$ ,  $Dj_2$ ,  $Dj_3$ ,  $Dj_4$  та їх середньоарифметичне значення  $Dj_{cp}$  для різних значень зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів  $a$  та довжини шатунів  $l$ .

На основі даних таблиці побудовано графіки (рис. 4–8) зміни оптимальних кутів зміщення кривошипів  $Dj_1$ ,  $Dj_2$ ,  $Dj_3$ ,  $Dj_4$  та їх середньоарифметичне значення за різних значень зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів  $a$  та довжини шатунів  $l$ .

#### Результати розрахунків

$a, м$	$l, м$	$j_{1,1},^0$ ; $Y_{1,1},^0$	$j_{1,2},^0$ ; $Y_{1,2},^0$	$j_{2,1},^0$ ; $Y_{2,1},^0$	$j_{2,2},^0$ ; $Y_{2,2},^0$	$Dj_1,^0$	$Dj_2,^0$	$Dj_3,^0$	$Dj_4,^0$	$Dj_{cp},^0$
0	0,6	0	180	73,7	286,3	73,7	106,3	106,3	73,7	90
	0,8	0	180	77,0	283	77	103	103	77	90
	1,0	0	180	79,3	280,7	79,3	100,7	100,7	79,3	90
	1,5	0	180	82,6	277,4	82,6	97,4	97,4	82,6	90
	2,0	0	180	84,4	275,6	84,4	95,6	95,6	84,4	90
	2,5	0	180	85,5	274,5	85,5	94,5	94,5	85,5	90
	3,0	0	180	86,2	273,8	86,2	93,8	93,8	86,2	90
	4,0	0	180	87,1	272,9	87,1	92,9	92,9	87,1	90
0,1	0,6	352,9	166,1	67,2	278,9	74,3	98,9	112,8	74	90
	0,8	354,3	170,6	71,5	276,8	77,2	99,1	106,2	77,5	90
	1,0	355,2	172,9	74,5	275,6	79,3	98,4	102,7	79,6	90
	1,5	356,6	175,6	79,1	273,7	82,5	96,5	98,1	82,9	90
	2,0	357,4	176,8	81,7	272,8	84,3	95,1	96	84,6	90
	2,5	357,9	177,5	83,3	272,3	85,4	94,2	94,8	85,6	90
	3,0	358,2	178,0	84,3	271,8	86,1	93,7	93,8	86,4	90
	4,0	358,7	178,5	85,7	271,4	87	92,8	92,9	87,3	90



Продовження таблиці

$a, м$	$l, м$	$j_{1.1, 0};$ $Y_{1.1, 0}$	$j_{1.2, 0};$ $Y_{1.2, 0}$	$j_{2.1, 0};$ $Y_{2.1, 0}$	$j_{2.2, 0};$ $Y_{2.2, 0}$	$Dj_{1, 0}$	$Dj_{2, 0}$	$Dj_{3, 0}$	$Dj_{4, 0}$	$Dj_{cp, 0}$
0,2	0,6	345,9	154,5	61,6	270	75,7	92,9	115,5	75,9	90
	0,8	348,7	161,8	66,5	270	77,8	95,3	108,2	78,7	90
	1,0	350,5	166,0	70,0	270	79,5	96	104	80,5	90
	1,5	353,3	171,3	75,7	270	82,4	95,6	98,7	83,3	90
	2,0	354,8	173,7	79,0	270	84,2	94,7	96,3	84,8	90
	2,5	355,8	175,0	81,1	270	85,3	93,9	95	85,8	90
	3,0	356,5	175,9	82,5	270	86	93,4	94,1	86,5	90
	4,0	357,3	177,0	84,3	270	87	92,7	93	87,3	90
0,3	0,6	339,1	145,4	56,7	280,4	77,6	88,7	135	58,7	90
	0,8	343,2	154,2	61,9	277,5	78,7	92,3	123,3	65,7	90
	1,0	345,9	159,7	66,0	275,9	80,1	93,7	116,2	70	90
	1,5	350	167,0	72,5	273,9	82,5	94,5	106,9	76,1	90
	2,0	352,2	170,5	76,4	272,9	84,2	94,1	102,4	79,3	90
	2,5	353,7	172,6	78,9	272,3	85,2	93,7	99,7	81,4	90
	3,0	354,6	173,9	80,7	271,8	86,1	93,2	97,9	82,8	90
	4,0	355,9	175,5	82,9	271,4	87	92,6	95,9	84,5	90
0,4	0,6	332,8	138,4	52,3	292,3	79,5	86,1	153,9	40,5	90
	0,8	337,9	147,6	57,9	285,6	80	89,7	138	52,3	90
	1,0	341,4	154,0	62,2	282,1	80,8	91,8	128,1	59,3	90
	1,5	346,7	163,0	69,5	277,8	82,8	93,5	114,8	68,9	90
	2,0	349,7	167,5	73,9	275,8	84,2	93,6	108,3	73,9	90
	2,5	351,6	170,1	76,8	274,6	85,2	93,3	104,5	77	90
	3,0	352,9	171,9	78,9	273,8	86	93	101,9	79,1	90
	4,0	354,6	174,0	81,6	272,9	87	92,4	98,9	81,7	90

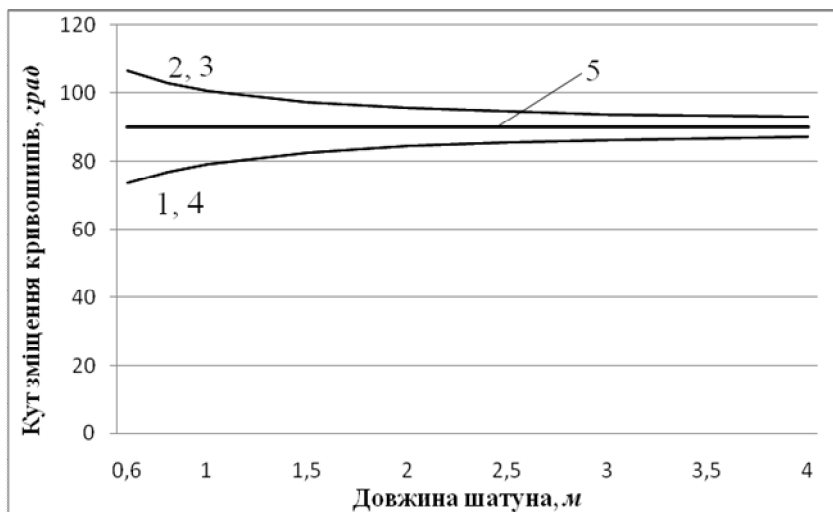


Рис. 4. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів  $Dj_1 - 1$ ,  $Dj_2 - 2$ ,  $Dj_3 - 3$ ,  $Dj_4 - 4$  та  $Dj_{cp} - 5$  від довжини шатунів  $l$ , якщо  $a = 0 м$

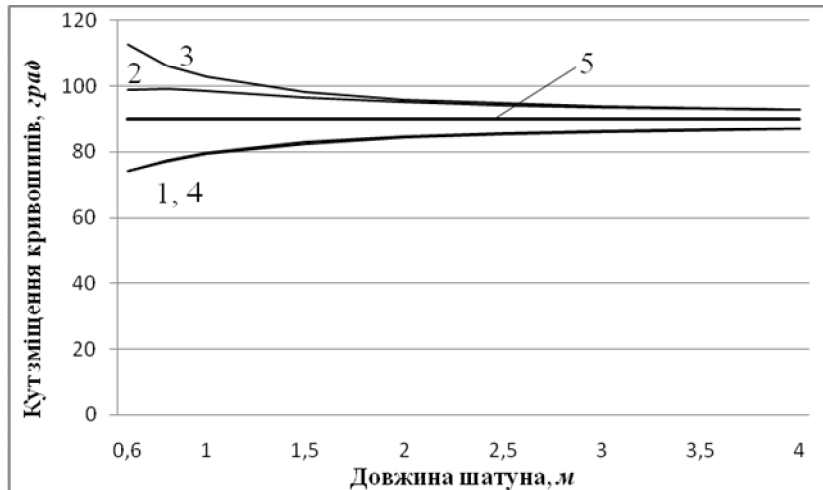


Рис. 5. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів  $Dj_1 - 1$ ,  $Dj_2 - 2$ ,  $Dj_3 - 3$ ,  $Dj_4 - 4$  та  $Dj_{cp} - 5$  від довжини шатунів  $l$ , якщо  $a = 0,1\text{ м}$

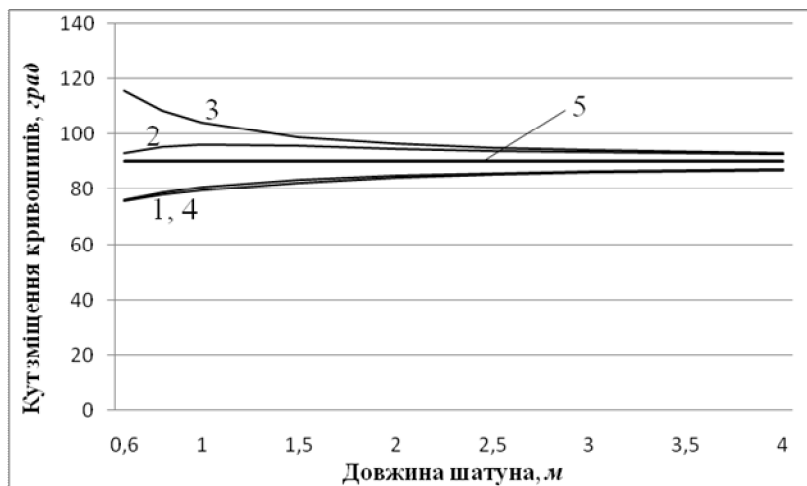


Рис. 6. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів  $Dj_1 - 1$ ,  $Dj_2 - 2$ ,  $Dj_3 - 3$ ,  $Dj_4 - 4$  та  $Dj_{cp} - 5$  від довжини шатунів  $l$ , якщо  $a = 0,2\text{ м}$

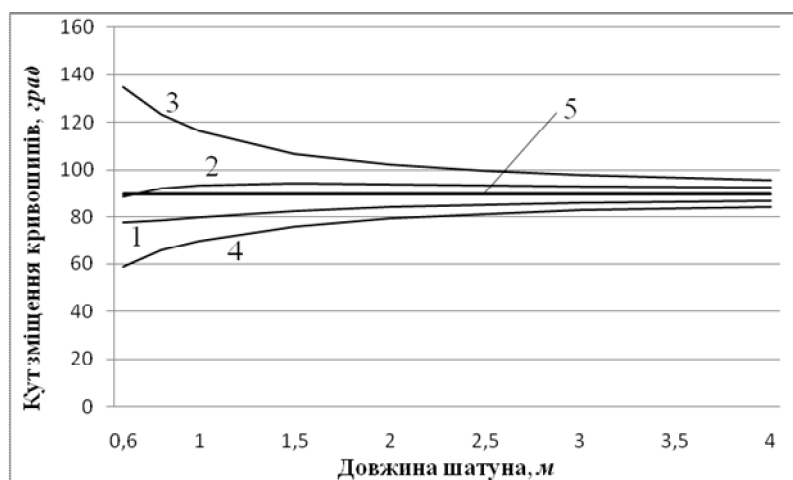


Рис. 7. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів  $Dj_1 - 1$ ,  $Dj_2 - 2$ ,  $Dj_3 - 3$ ,  $Dj_4 - 4$  та  $Dj_{cp} - 5$  від довжини шатунів  $l$ , якщо  $a = 0,3\text{ м}$

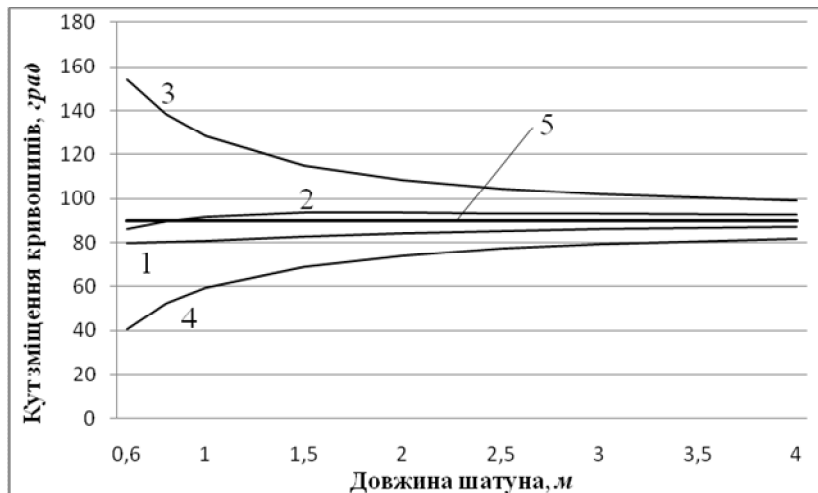


Рис. 8. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів  $Dj_1 - 1$ ,  $Dj_2 - 2$ ,  $Dj_3 - 3$ ,  $Dj_4 - 4$  та  $Dj_{cp} - 5$  від довжини шатунів  $l$ , якщо  $a = 0,4$  м

Аналізуючи графіки на рис. 4–8, можна зробити висновок, що при всіх значеннях зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів  $a$  значення кута  $Dj_1$  змінюється за однаковим законом і зі збільшенням довжини шатунів наближається до  $87^0$ ; значення кута  $Dj_2$  при значенні  $a = 0$  м зменшується до значення  $92,9^0$ , при  $a = 0,1$  м та  $a = 0,2$  м спочатку незначно зростає, а потім зменшується до  $92,8^0$  та  $92,7^0$  відповідно, при значеннях  $a = 0,3$  м та  $a = 0,4$  м спочатку зростає, перетинаючи відмітку  $90^0$ , а потім зменшується до відміток  $92,6^0$  та  $92,4^0$  відповідно; значення кута  $Dj_3$  зменшується до значення  $92...93^0$  при значеннях  $a = 0...0,2$  м, а при значеннях  $a = 0,3$  м та  $a = 0,4$  м набуває значення  $95,9^0$  та  $98,9^0$  відповідно; значення кута  $Dj_4$  збільшується при значеннях  $a = 0...0,2$  м до значення  $\sim 87^0$ , а при значеннях  $a = 0,3$  м та  $a = 0,4$  м набуває значення  $84,5^0$  та  $81,7^0$  відповідно. При цьому середньоарифметичне значення кутів зміщення кривошипів залишається незмінним і становить  $Dj_{cp} = 90^0$ .

### Висновки

1. У роботі визначено оптимальне значення зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для забезпечення формування виробів з бетонних сумішей на одній технологічній лінії з використанням приводного механізму зі зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів.

2. Встановлено, що зі збільшенням довжини шатунів за незмінного значення радіуса кривошипів величина оптимального значення кута зміщення кривошипів наближається до значення  $90^0$ , при цьому середньоарифметичне значення кутів зміщення кривошипів залишається незмінним і становить  $Dj_{cp} = 90^0$ .

3. Отримані у роботі результати можна надалі використовувати для уточнення та вдосконалення інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В.М. Гарнець. - К.: Будівельник, 1991. - 144 с. 2. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук / В.Н. Кузин. - М. - 1981. - 20 с. 3. Гарнец В.Н. Оценка эффективности конструкций машин роликового формования / В.Н. Гарнец, В.С. Ловейкин // Горные, строительные и дорожные машины: респ. межвед. научн.-техн. сб. - 1988. - Вып. 41. - С. 51–55.

4. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук / В.Т. Рюшин. – К., 1986. – 212 с. 5. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: пр. I Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I), 4–7 жовтня 2004 р., Тернопіль (Україна). – С. 507–514. 6. Ловейкін В.С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: учеб. пособие / В.С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с. 7. Патент України на винахід № 67091 А. Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Гарнець В.М., Почка К.І. – № и2003076371 заявл. 08.07.2003; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6. 8. Почка К.І. Розробка та аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом: автореф. дис. ... канд. техн. наук / К.І. Почка. – К.: КНУБА. – 2008. – 24 с. 9. Ловейкін В.С. Силовий аналіз роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Техніка будівництва: наук.-техн. журнал. – № 14. – 2003. – С. 27–37. 10. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал. – Вип. 4. – 2005. – С. 19–33. 11. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, К.І. Почка // Техніка будівництва: наук.-техн. журнал – № 15. – 2004. – С. 40–48. 12. Патент України на винахід № 70523 А. Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Гарнець В.М., Почка К.І. – № и20031110814 заявл. 28.11.2003; опубл. 15.10.2004, Бюл. № 10.

УДК 621.873.01

В.С. Ловейкін<sup>1</sup>, Ю.В. Човнюк<sup>1</sup>, М.Г. Діктерук<sup>2</sup>, К.І. Почка<sup>2</sup><sup>1</sup> Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ<sup>2</sup> Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

## ВДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧИХ АНАЛІТИЧНИХ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КРАНІВ ПРИ ЇХ ПУСКУ/ГАЛЬМУВАННІ

© Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Почка К.І., 2013

*Складено динамічні моделі, які адекватно описують і уточнюють розрахункові схеми аналізу навантажень, що виникають у вантажопідйомних машинах/кранах при їх пуску/гальмуванні, визначено області прикладання і величини (процеси) зовнішніх впливів (силових чи кінематичних). Вибрано числово-аналітичний метод розв'язання відповідних диференціальних рівнянь моделей, оснований на аналізі фазових портретів руху системи (класичних та вищих порядків).*

*The fields of applications and values (processes) of external impacts (power and kinematic) are defined while developing dynamic models which adequately describe and specify calculation schemes of the analysis of loads arising in load lifting machines/cranes at their start up/braking. The numerical and analytical method of solving proper differential model equations is based on the analysis of the phase likeness of the systems movement (of both the classical and highest orders) is proposed.*

**Постановка проблеми.** Відомо, що у дискретних диференціальних моделях вантажопідйомних машин та механізмів, які описують рух останніх, зовнішні впливи і параметри моделі розраховуються як невідповідні величини і функції, а маси є зосередженими.