

режимах реальної експлуатації. Змінюючи значення параметрів  $A$  та  $m$  можна отримати оптимальні геометричні параметри конструкції віброплуга, за яких сила його опору стає суттєво меншою у порівнянні зі звичайними плугами.

3. Змінюючи параметри вібраційного поля  $A_x, A_y, A_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z$  можна також суттєво зменшити силу тертя часточок оброблюваного ґрунту з фрикційною поверхнею віброплуга.

#### Література

1. Розе Н.В. Теоретическая механика / Н.В. Розе. – Л. – М.: Гостех теоретиздат, 1932.
2. Сулов Г.К. Теоретическая механика / Г.К. Сулов. – М. – Л.: Гостехиздат, 1946.
3. Лойцянский Л.Г. Теоретическая механика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – Л. – М.: ОНТИ, 1934.
4. Василенко П.М. К методике составления дифференциальных уравнений движения частицы материала по фрикционным рабочим поверхностям сельскохозяйственных машин. / П.М. Василенко // Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. – Кировоград: КИСМ, 1973. – №3. – С.3 – 18.

УДК 621.87

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; Ю.О. Ромасевич, к.т.н.; П.В. Лимар  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

### **ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РУХУ ГРЕЙФЕРНОГО ЗАХВАТУ**

*У роботі розв'язано задачу оптимізації режиму руху грейферного захвату за допомогою прямого варіаційного методу. Отримано оптимальний динамічний режим руху гідроциліндра, що керує щелепами захвату, який забезпечує мінімум динамічних навантажень.*

#### **ГРЕЙФЕР, ЗАХВАТ, ГІДРОЦИЛІНДР, РЕЖИМ РУХУ.**

**Постановка проблеми.** Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних, транспортних, складських

і інших робіт є однієї з актуальних проблем. Оснащення вантажопідйомного устаткування спеціальними вантажозахватними пристроями, а саме грейферними механізмами, сприяє вирішенню цієї проблеми. Високопродуктивні грейферні механізми знаходять також застосування для технологічних цілей. Їх використовують для підготовки і подачі шихти на шихтових і скрапних дворах для робіт на рудних дворах, подачі і збирання формувальних матеріалів у ливарних цехах, тощо. Грейферні механізми використовують на підприємствах лісової, целюлозно-паперової промисловості, лісових складах вугільних шахтах і лісоперевалочних базах. Ці механізми знаходять також застосування в сільському господарстві і для спеціальних цілей — проходки вертикальних стовбурів шахт, підйому висадженої породи із шурфів, підйому затонулих суден. Варто помітити, що грейферні механізми є основою виконавчих органів механічних роботів і маніпуляторів. Визначення оптимальних режимів руху грейферних механізмів за динамічними навантаженнями є актуальною задачею.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Застосування гідравлічних приводів захвату є найбільш розповсюдженими. Вони розрізняються за положеннями гідроциліндра: з похилим, вертикальним і горизонтальним циліндрами [1]. Теоретичні аспекти, які розглядаються в процесі проєктування грейферів, – це структурні властивості, параметри і кінематика руху грейферного механізму [2]. Розробка концепції захоплення грейферами деревини вперше була описана Таубером [3], а визначення геометричних параметрів грейферних механізмів висвітлюються у роботах О.П. Асяткіна [4], С.І. Грицюка [5] та інших авторів. Дослідженню оптимізації режимів руху різних механічних систем присвячено роботи [6, 7, 8], в яких розглядається оптимальне керування рухом вантажопідйомних, будівельних та підйомно-транспортних машин. Проте дослідження оптимізації режимів руху грейферних механізмів практично не проводились.

**Мета роботи.** Мета даного дослідження полягає в оптимізації режимів руху грейферних механізмів за динамічним критерієм.

**Результати досліджень.** Грейферний пристрій представляємо у вигляді плоского механізму (рис. 1). Він складається з п'яти рухомих ланок: 1 – штока гідроциліндра; 2 – циліндра; 3 – правої щелепи; 4 – лівої щелепи; 5 – важеля, який забезпечує симетричний рух щелеп 3 і 4, та нерухомої ланки рамної конструкції грейфера. Даний механізм має одну ступінь рухомості, тобто одну ведучу ланку. Такою ланкою є шток гідроциліндра.

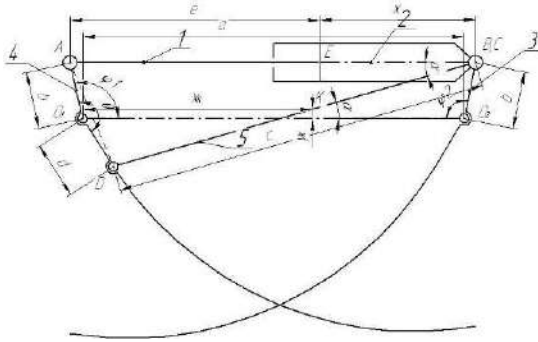


Рис. 1 – Схема грейферного захвату

Вихідними даними що визначають геометричні параметри грейфера є:  $b=d=0,12\text{м}$ ,  $e=0,6\text{м}$ ,  $c=0,79\text{м}$ ,  $\theta=160^\circ$ ,  $a=0,8\text{ м}$ .

Переміщення штока гідроциліндра характеризується координатою  $x$ , а переміщення щелеп визначаються координатами  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , які визначаються залежностями:

$$\varphi_1 = \arccos \left( -B + \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right), \quad (2)$$

$$\varphi_2 = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[ a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\}, \quad (3)$$

в яких для спрощення виразу використаємо наступні рівняння:

$$A = b^2 - 2bd \cos \theta + d^2;$$

$$B = \frac{1}{2} (b - d \cos \theta) \left( e - x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right);$$

$$C = \frac{1}{4} \left( e + x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right)^2 - d^2 \sin^2 \theta,$$

де  $a$  – відстань між осями повороту грейфера;  $b, d$  – відстані від осей повороту щелеп до осей їх з'єднання з іншими ланками грейфера;  $c$  – довжина важеля 5;  $e$  – довжина штоку гідроциліндра;  $\theta$  – кут розвороту лівої щелепи між кінематичними парами А і D.

Кут  $\alpha$ , що показує нахил важеля 5 до горизонту, визначається за таким виразом:

$$\alpha = \arccos \left( \frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2c(e+x)} \right). \quad (4)$$

Важіль 5 здійснює плоско-паралельний рух – поступальне переміщення центра мас (точка  $K$ ) і поворот навколо цього центра з кутовою координатою  $\alpha$ . Координати точки  $K$  визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_K = d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2} c \cos \alpha; \\ y_K = -d \sin(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2} c \sin \alpha. \end{cases} \quad (5)$$

Знайдемо також узагальнені швидкості точки  $K$ :

$$\begin{cases} \dot{x}_K = \dot{\varphi}_1 d \sin(\theta - \varphi_1) - \frac{\dot{\alpha}}{2} c \sin \alpha; \\ \dot{y}_K = \dot{\varphi}_1 d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{\dot{\alpha}}{2} c \cos \alpha. \end{cases} \quad (6)$$

Щелепи 4 і 3 здійснюють обертальний рух відносно точок  $O_1$  і  $O_2$  і характеризуються кутовими координатами  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ . Шток 1 гідроциліндра здійснює поступальний рух і його координати центра мас визначаються координатою точки  $A$ .

Гільза 2 гідроциліндра здійснює поступальний рух і її координати центра мас визначаються координатою точки  $B$ . Нехтуємо можливим поворотом штока та гільзи гідроциліндра, оскільки вони практично відсутні.

Для оптимізації динамічного режиму руху грейферного захвата використовуємо інтегральний критерій, який представляє собою середнє за час руху значення динамічної складової потужності приводного механізму [7].

$$I_V = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} V dt, \quad (7)$$

де  $t$  – час;  $t_1=5$  с – тривалість руху штока гідроциліндра з одного крайнього положення в інше;  $V$  – енергія прискорень механічної системи.

Визначимо енергію прискорень механічної системи грейфера:

$$V = \frac{1}{2} m_1 W_A^2 + \frac{1}{2} m_2 W_B^2 + \frac{1}{2} J_{O_2} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_{O_1} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{x}_K^2 + \dot{y}_K^2) + \frac{1}{2} J_K \dot{\alpha}^2, \quad (8)$$

де  $m_1=15\text{кг}$ ,  $m_2=20\text{кг}$ ,  $m_5=10\text{кг}$  – відповідно маси штока, гільзи гідроциліндра та важеля;  $J_{O1}=J_{O2}=6,54\text{кг}\cdot\text{м}^2$  – моменти інерції щелеп відносно осей обертання;  $J_K=0,52\text{кг}\cdot\text{м}^2$  – момент інерції важеля відносно центра мас;  $W_A$ ,  $W_B$  лінійні швидкості точок  $A$  і  $B$  щелеп грейфера (рис. 1);  $\ddot{x}_K$ ,  $\ddot{y}_K$  – горизонтальна та вертикальна складові прискорень центра мас важеля;  $\ddot{\varphi}_1$ ,  $\ddot{\varphi}_2$ ,  $\ddot{\alpha}$  – кутові прискорення відповідно лівої, правої щелеп та важеля.

Прискорення точок  $A$  і  $B$  щелеп грейфера визначаються залежностями:

$$\begin{cases} W_A = \ddot{\varphi}_1 b \\ W_B = \ddot{\varphi}_2 b' \end{cases} \quad (9)$$

де  $b$  – довжина плеча прикладання зусиль гідроциліндра.

Після підстановки залежностей (6) і (9) у вираз (8), отримаємо

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1})\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O2})\dot{\varphi}_2^2 + \\ & + \frac{1}{2}(m_5 c^2 / 4 + J_K)\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_5 c d \dot{\varphi}_1 \dot{\alpha} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \end{aligned} \quad (10)$$

Якщо прийняти

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \\ \dot{\varphi}_2 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \\ \dot{\alpha} = \dot{x} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \end{cases}, \quad (11)$$

то енергія прискорень механічної системи має такий вигляд:

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1})\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O2})\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial x}\right)^2 + \\ & + \frac{1}{2}\left(m_5 c^2 / 4 + J_K\right)\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}m_5 c d \dot{x}^2 \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \end{aligned} \quad (12)$$

Для знаходження оптимального динамічного режиму руху грейферного механізму застосуємо класичне варіаційне числення. Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (7) – рівняння Ейлера–Пуассона [7]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial V}{\partial x} = 0. \quad (13)$$

Після підстановки виразу (12) у рівняння (13) отримаємо:

$$\begin{aligned} & \ddot{x} \left( (m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{01}) \left( \frac{d\varphi_1}{dx} \right)^2 + (m_2 b^2 + J_{02}) \left( \frac{d\varphi_2}{dx} \right)^2 + \left( \frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \left( \frac{d\alpha}{dx} \right)^2 + \right. \\ & + m_5 c d \frac{d\alpha}{dx} \frac{d\varphi_1}{dx} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) \left. \right) + \dot{x}^2 \left( (m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{01}) \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2\varphi_1}{dx^2} + \right. \\ & + (m_2 b^2 + J_{02}) \frac{d\varphi_2}{dx} \frac{d^2\varphi_2}{dx^2} + \left. \left( \frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2\alpha}{dx^2} + \frac{1}{2} m_5 c d \times \right. \\ & \times \left( \left( \frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2\varphi_1}{dx^2} + \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2\alpha}{dx^2} \right) \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) - \left( \left( \frac{d\alpha}{dx} \right)^2 \frac{d\varphi_1}{dx} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \left( \frac{d\varphi_1}{dx} \right)^2 \frac{d^2\alpha}{dx} \right) \sin(\theta + \alpha + \varphi_1) \right) \left. \right) = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням другого порядку. Розв'язання вказаного рівняння є досить складною задачею, яка не може бути розв'язана в аналітичному вигляді. Тому використаємо прямий варіаційний метод, який запропоновано в роботі [10]. Задамо необхідні крайові умови:

$$\begin{cases} x(0) = x_0; \dot{x}(0) = 0; \ddot{x}(0) = 0; \\ x(t_1/3) = q_1; \\ x(2t_1/3) = q_2 \\ x(t_1) = x_0 + s; \dot{x}(t_1) = 0; \ddot{x}(t_1) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Згідно методу, знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком крайової задачі:

$$\begin{aligned} x(t) = & \frac{1}{8t_1^7} (729q_1t^3 (3t - 2t_1)(t - t_1)^3 (3t - t_1)(-729q_2t^3 (t - t_1)^3 + (3t - 2t_1) \times \\ & \times (st^3 (141t^2 - 312tt_1 + 175t_1^2) + t_1 (81t^4 - 162t^3t_1 + 63t^2t_1^2 + 18tt_1^3 + 4t_1^4) x_0) \end{aligned}$$

де  $q_1, q_2$  – положення штока гідроциліндра;  $s=0,25$ м – хід штока гідроциліндра;  $x_0=0,05$ м – початкове положення гідроциліндра. Підставимо закон руху у підінтегральний вираз (12) функціоналу (7) та знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється у складну функцію

параметрів  $q_1, q_2$ . Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно розв'язати систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial I}{\partial q_1} = 0; \\ \frac{\partial I}{\partial q_2} = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Ці рівняння мають лінійний алгебраїчний вигляд, тому будемо шукати мінімум критерію безпосередньо підстановкою значень  $q_1$  і  $q_2$  у вирази функціоналу та порівнювати величини критерію між собою. Для цього був розроблений алгоритм, приведений нижче (рис. 2).

Сутність алгоритму полягає в тому, що на кожному кроці циклу до кожного значення  $q_1$  і  $q_2$  додається крок  $\Delta = s \cdot 0.02$  і визначається величина критерію. Після проходження всіх циклів, значення порівнюються між собою і знаходиться найменше значення критерію (рис. 3).

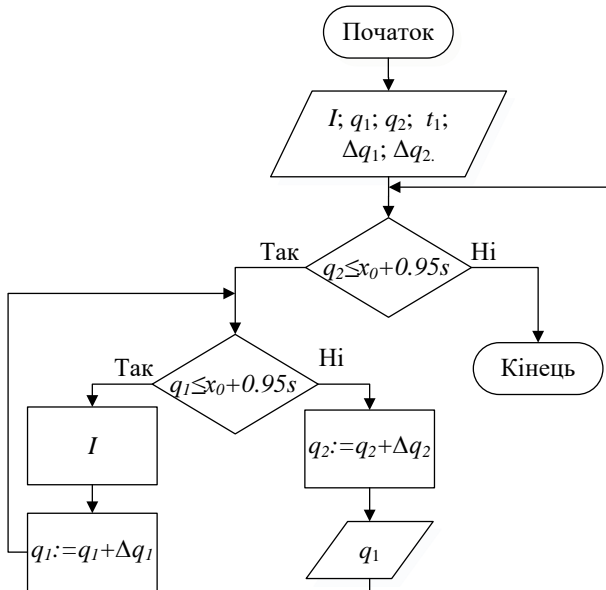


Рис. 2 – Алгоритм знаходження мінімуму критерію (7)

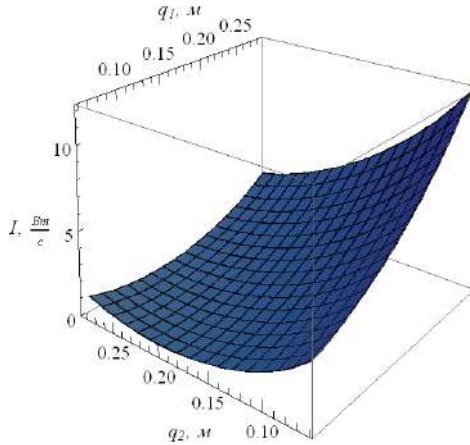


Рис. 3 – Графік залежності величин критерію (7) від параметрів  $q_1$  і  $q_2$

Також побудовано графіки швидкості та прискорення зміни положення штока гідроциліндра (рис. 4).

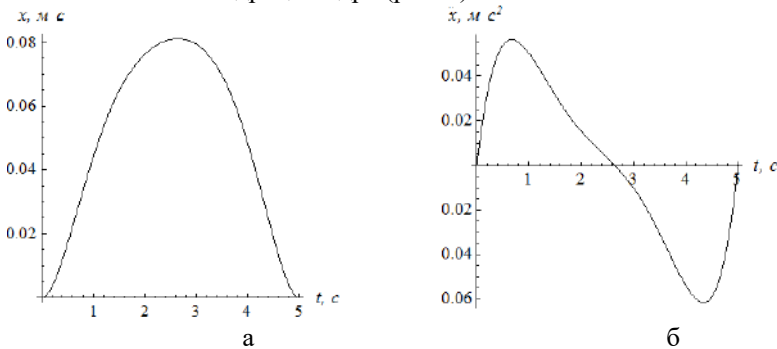


Рис. 4 – Графіки швидкості(а) та прискорення (б) штоку гідроциліндра

На основі проведених розрахунків визначили, що найменше значення критерію досягається при  $q_1=0,1075$ ,  $q_2=0,2375$  (рис. 3). Для цього значення наведемо кінематичні функції руху щелеп (рис. 5 – 7).



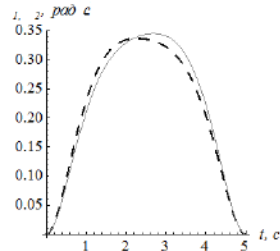
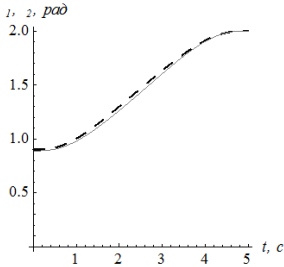


Рис. 5 – Графіки зміни куткових координат кутів:  $\varphi_1(t)$  — — — ;  $\varphi_2(t)$  — — —

Рис. 6 – Графіки куткових швидкостей:  $\varphi_1'(t)$  — — — ;  $\varphi_2'(t)$  — — —

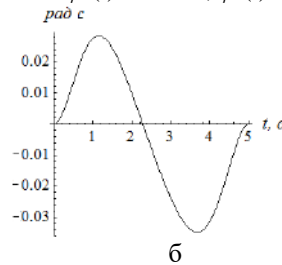
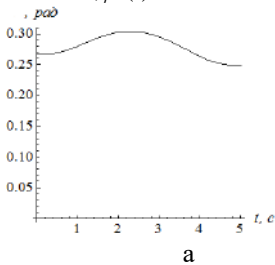


Рис. 7 – Графіки зміни кутової координати (а) і швидкості (б) важеля

З даних графіків видно, що отриманий оптимальний режим руху гідроциліндра при закриванні щелеп грейфера забезпечує незначну зміну куткових координат та плавну зміну кутової швидкості щелеп.

**Висновки.** Синтезовано наближений до оптимального динамічного режиму, режим руху гідроциліндра грейферного механізму, що керує щелепами, який доставляє мінімум обраному критерію середнього значення динамічної складової потужності приводного механізму за час руху.

Закон руху (16) представляє собою оптимальний режим руху, що забезпечує мінімум енергетичних витрат і дає можливість підвищити ефективність роботи грейферного механізму. Отриманий режим руху приводного механізму грейфера може бути реалізований засобами мехатроніки.

#### Література

1. Wang, J. and G. Li. 1993. A review of log grapple used in China. J. of Forest Engineering. 4(2): 33–36.

2. Wang, J. 1990. Study on the theories of log grapples. Ph.D. Dissertation. Northeast Forestry University, Harbin, China. 311 pp.
3. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Теория, расчет и конструкции. – М.: Машиностроение, 1967. – 424 с.
4. Асяткин О.П. Исследование основных конструктивных и эксплуатационных параметров напорных грейферов для погрузки силоса на животноводческих фермах. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 1966. – 25 с.
5. Грицок С.И. Методика проекторочного расчета гидравлического грейфера для стеблевых грузов. – Тракторы и с.х. машины, 1975. – №12. – С. 22-24.
6. Григоров О.В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідійомних машин [Текст] / О.В. Григоров, В. Ловейкін. – К., 1997. – 262 с.
7. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В. С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
8. Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин [Текст] / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко. – Київ, Миколаїв, 2004. – 285 с.
9. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом [Текст] / В.С. Ловейкін, А.В. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник ТДТУ. – 2010. – Том 15. – №1.
10. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич . – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с

УДК 621.87

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; В.В. Мельніченко  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

### **ОПТИМІЗАЦІЯ РИВКОВОГО РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА**

*В статті розглянуто спосіб усунення коливань вантажу під час роботи механізму повороту стрілових кранів. Оптимізація*