

© К.А. Зіборов¹, С.О. Федоряченко¹, О.О. Бешта¹, І.М. Луценко¹,
А.В. Малієнко¹, С.С. Худолій¹

¹ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

ОБҐРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КІВШОВОГО ЕКСКАВАТОРА

© K. Ziborov¹, S. Fedoriachenko¹, O. Beshta¹, I. Lutsenko¹, A. Malienko¹,
S. Khudoliy¹

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

KINEMATIC PARAMETERS OF SHOVEL EXCAVATOR SUBSTANTIATION

Мета роботи полягає в обґрунтуванні кінематичних параметрів ківшового екскаватора та використанні отриманих даних для подальшого використання у мехатронних системах приводу виконавчого органу при здійсненні операцій із копання, розкривних робіт та для оптимізації технологічного процесу на будівельних площадках. Застосування фундаментальних положень теорії механізмів і машин та теоретичної механіки при аналізі кінематики руху виконавчого органу ківшового екскаватора забезпечує достовірність отриманих результатів придатних до програмної реалізації, відповідного програмування контролерів.

Методика досліджень полягає в визначенні кінематичних параметрів та обґрунтуванні умов силової взаємодії ланок виконавчого органу екскаватора, порівняльному аналізі систем, керованих мехатронними комплексами та традиційними гідравлічними системами під керуванням оператора.

Результати досліджень. Встановлено та обґрунтовано кінематичні параметри взаємодії робочого органу екскаватора із породою та між відповідними ланками механізму. Визначено сили, які виникають під час робочого циклу, наведено рівняння рівноваги у проміжних положеннях та координатну прив'язку, відповідно до якої робочий орган повинен переміщуватись для збереження стану рівноваги.

Наукова новизна. Запропоновано аналітичне вирішення задачі обґрунтування кінематичних параметрів виконавчого органу екскаватора із можливістю програмної реалізації та оптимізації конструкції за допомогою функцій програмного забезпечення Ansys Topology Optimization. Отримані залежності можуть бути транспоновані на механізми широкого розмірного ряду.

Практичне значення. Представлені методики дозволяють оптимізувати інженерний розрахунок елементів виконавчого органу екскаватора на етапі проектування та забезпечити оцінку збіжності результатів програмної реалізації отриманих аналітичних залежностей із подальшим використанням еталонних результатів на наступних етапах проектних робіт.

Ключові слова: виконавчий орган екскаватора, кінематичні параметри, мехатронний асистент, програмна реалізація.

Вступ. Парк виймальних-навантажувального обладнання гірничодобувних підприємств в даний час складають в основному канатні мехлопати заводу НКМЗ (Україна). Середній знос машин становить 70-80%. Оновлення парку на ГЗК в

останні 10-15 років практично не проводиться, так як власники підприємств (а більшість гірничих підприємств вже приватизовані) поки що не приділяють належної уваги технічному переозброєнню.

Налагоджений зворотній зв'язок з основними замовниками в поєднанні з високоєфективними машинобудівними технологіями, що використовуються на НКМЗ, сприяють створенню нового покоління високопродуктивних і економічних екскаваторів, що відповідають умовам конкретного гірничого виробництва і сучасному технологічному рівню. При цьому особлива увага приділяється підвищенню надійності, зниження експлуатаційних витрат і створенню комфортних умов обслуговуючому персоналу.

Процес копання і наповнення ковша ґрунтом здійснюється одночасною дією гідроциліндра рукояті і ковша (рис. 1). Заповнений ківш виводиться гідроциліндрами стріли із вибою після чого здійснюється поворот верхньої частини машини з ковшем на розвантаження [1].

Під час повороту гідроциліндрами стріли ківш встановлюють в положення, яке відповідає місцю вивантаження, відкривається і проводиться вивантаження ґрунту. Далі ківш повертається у вибій.

Після вироблення вибою з однієї стоянки здійснюється пересування екскаватора ходовим механізмом.

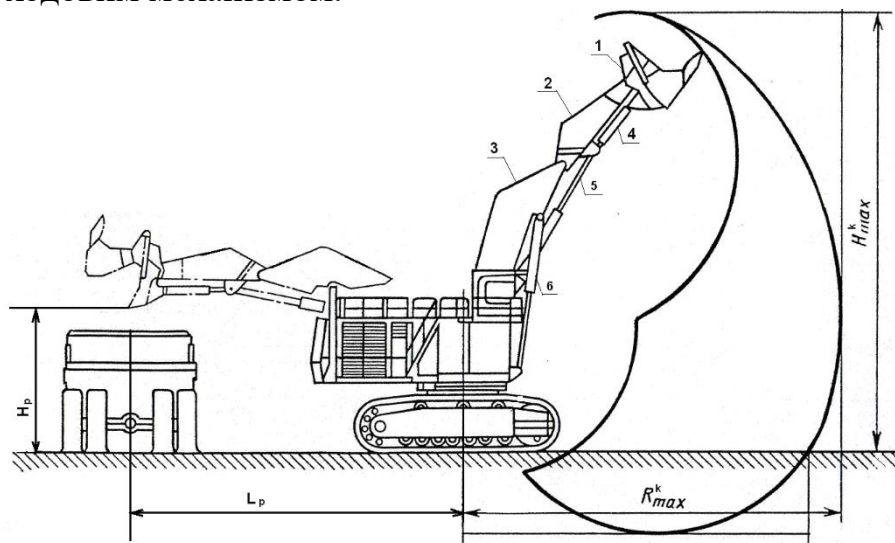


Рис. 1. Технологічна схема роботи екскаватора

- 1 – ковш; 2 – рукоять; 3 – стріла; 4 – гідроциліндр повороту ковша;
5 – гідроциліндр рукояті; 6 – гідроциліндр стріли.

Процес вантаження забезпечується механізмами: повороту ковша, підйому рукояті і стріли.

Екскаватор складається з ходового візка 1, поворотної платформи 2 з механізмами і силовим обладнанням, робочого обладнання 3, кузова 4 і кабіни машиніста 5 (рис. 2).

Ходовий візок є опорною базою екскаватора.

Рама ходового візка виконана суцільнозварною. Осі опорних і натяжних роликів, приводні зірочки встановлені безпосередньо на рамі візка і монтуються на місці.

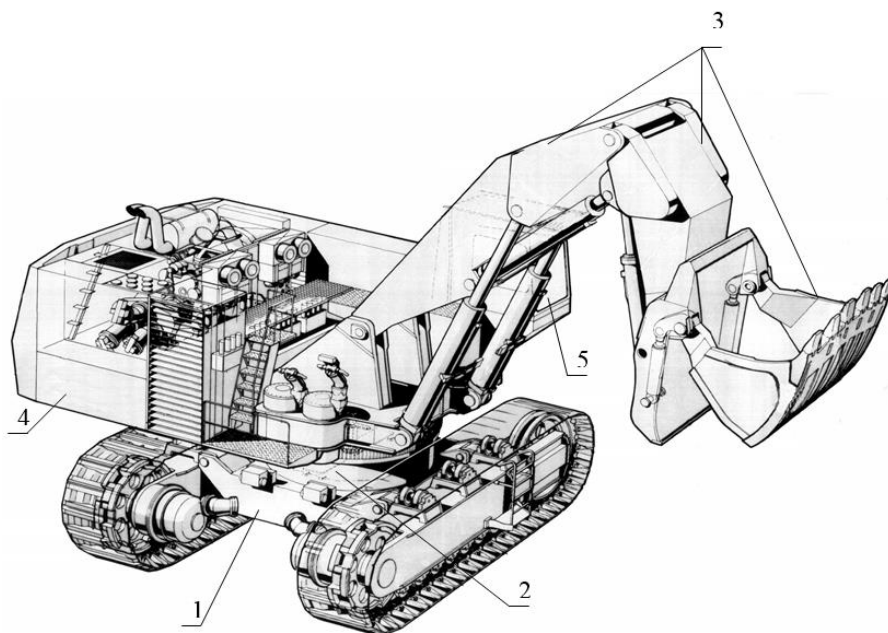


Рис. 2. Принципова конструкція екскаватора

Розрахункова схема механізму повороту ковша екскаватора представлена на рис. 3.

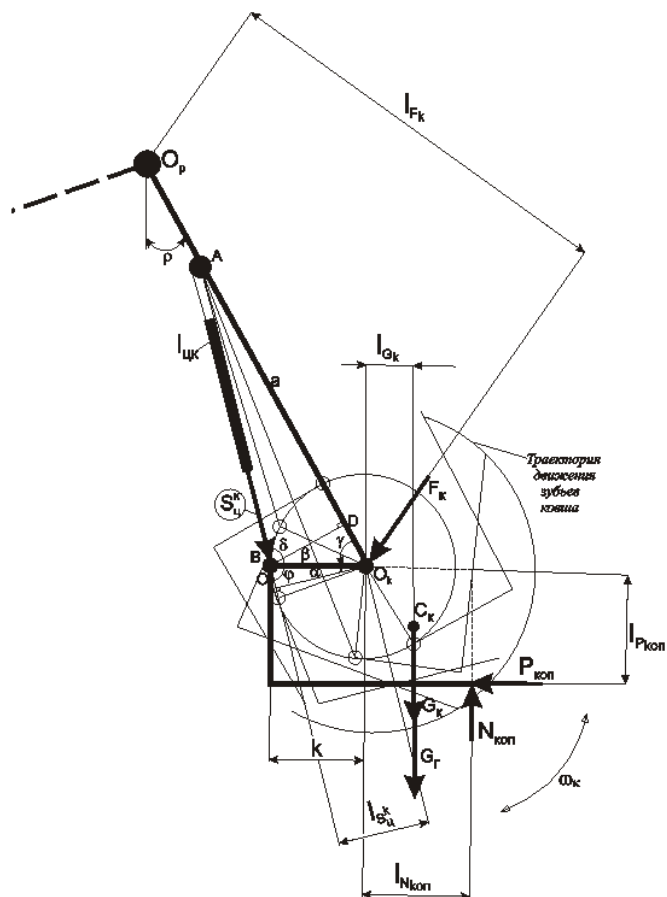


Рис. 3. Розрахункова схема механізму повороту ковша екскаватора

На даній схемі зображено розташування шарнірно зчленованих ланок робочого устаткування механізму повороту ковша екскаватора при здійсненні робочого процесу. Сам поворот ковша здійснюється за допомогою двох гідроциліндрів, закріплених на рукояті (т. А) і працюють синхронно. На ківш діють зусилля з боку вибою, а також вага самого ковша і вага вантажу, який зачерпується ковшем. У процесі копання ківш повертається на кут γ щодо точки кріплення ковша до рукояті (т. O_K). Рукоять щодо своєї осі в процесі роботи повертається на кут ρ своїм механізмом повороту. Визначимо характер зміни зусилля в одному гідроциліндрі ковша. Для цього спочатку визначимо координати центру ваги ковша з вантажем. Приймаємо, що $G_K = const$.

Розрахункова схема для визначення центру ваги ковша з вантажем зображена на рис. 4.

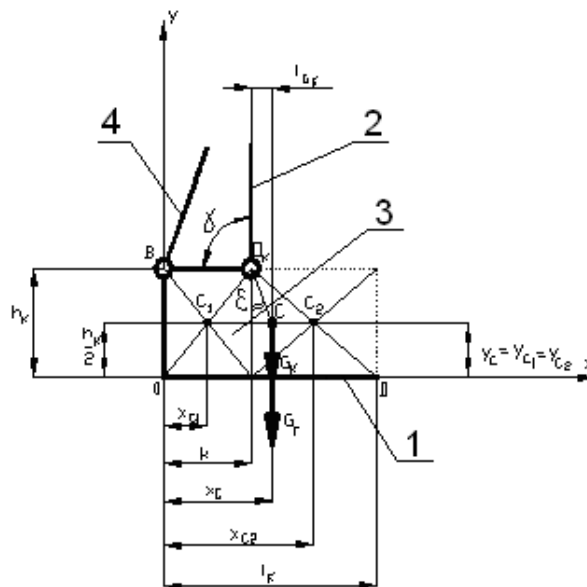


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення центру ваги ковша з вантажем
1 - ківш; 2 - рукоять; 3 - вантаж; 4 - гідроциліндри механізму повороту ковша

Нехай центр ваги ковша з вантажем буде позначений C_K . Проведемо осі координат так, щоб їх центр (т. 0) знаходився в "кутовий" точці ковша, а осі збіглися з його сторонами. Розіб'ємо фігуру OBO_KD на дві простих: OBO_KK і O_KDK .

Координати центра ваги шуканої фігури знаходимо по відомим з опору матеріалів формулами:

$$y = \frac{F_1 y_{C_{K1}} + F_2 y_{C_{K2}}}{F_1 + F_2},$$

$$x = \frac{F_1 x_{C_{K1}} + F_2 x_{C_{K2}}}{F_1 + F_2},$$

де F_1 - площа фігури OBO_KK ,

$$F_1 = h_K k,$$

де h_K – висота ковша; k – відстань між шарніром кріплення ковша до рукояті (т. O_K) та точкою докладання зусиль гідроциліндра S_{II}^K ; F_2 – площа фігури O_KDK ,

$$F_2 = \frac{1}{2} h_K (l_K - k),$$

де l_K – довжина ковша; $y_{C_{K1}}, y_{C_{K2}}, x_{C_{K1}}, x_{C_{K2}}$ – координати центрів ваги фігур $O_{BK}K$ і O_KDK відповідно:

$$y_{C_{K1}} = y_{C_{K2}} = \frac{h_K}{2}, x_{C_{K1}} = \frac{k}{2}, x_{C_{K2}} = k + \frac{l_K}{2}.$$

тоді маємо:

$$y_{C_K} = \frac{\left[h_K k + \frac{1}{2} h_K (l_K - k) \right]}{\left[h_K k + \frac{1}{2} h_K (l_K - k) \right]} \frac{h_K}{2} = \frac{h_K}{2},$$

$$x_{C_K} = \frac{h_K k \frac{k}{2} + \frac{1}{2} h_K (l_K - k) \left(k + \frac{l_K}{2} \right)}{h_K k + \frac{1}{2} h_K (l_K - k)} = \frac{\frac{k^2}{2} + \frac{1}{2} (l_K - k) \left(k + \frac{l_K}{2} \right)}{k + \frac{1}{2} (l_K - k)}$$

$$\frac{k^2 + (l_K - k) \left(k + \frac{l_K}{2} \right)}{2k + (l_K - k)} = \frac{k^2 + k l_K + \frac{l_K^2}{2} - k^2 - k \frac{l_K}{2}}{2k + l_K - k} = \frac{k l_K + \frac{l_K^2}{2}}{k + l_K} = \frac{l_K (k + l_K)}{2(k + l_K)} = \frac{l_K}{2}$$

Таким чином, центр ваги даної фігури $O_{BK}D$ матиме наступні координати:

$$C_K \left(\frac{l_K}{2}; \frac{h_K}{2} \right).$$

Залежність зусилля в гідроциліндрі повороту ковша від параметрів копання будемо визначати, використовуючи розрахункову схему наведену на рис. 3.

Складемо рівняння моментів всіх сил, що діють на ківш, щодо точки O_K - шарніра кріплення ковша до рукояті:

$$\Sigma M_{O_K} = 0;$$

$$2S_{II}^K l_{S_{II}^K} + (G_K + G_\Gamma) l_{G_K} - P_{КОП} l_{P_{КОП}} + N_{КОП} l_{N_{КОП}} = 0;$$

де $l_{P_{КОП}}$ - плече прикладення дотичної складової сили різання до точки O_K ,

$l_{P_{КОП}} = h_K = 1,8 м = const$; $l_{N_{КОП}}$ – плече прикладання нормальної складової сили

різання до точки O_K , $l_{N_{КОП}} = \frac{l_K}{2} = const$; l_{G_K} – плече додатка ваги повністю

наповненого вантажем ковша щодо точки O_K ; $l_{S_{II}^K}$ – плече прикладення зусилля

одного гідроциліндра механізму повороту ковша щодо точки O_K .

Вага ковша:

$$G_K = m_K g = 1,15 C_K E g = 1,15 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 9,81 = 180,5 кН -$$

де C_K - коефіцієнт подібності, $C_K = 2$

Вага вантажу:

$$G_\Gamma = m_\Gamma g = \frac{E \rho}{k_p} g = \frac{8 \cdot 3}{1,4} 9,81 = 168,2 кН,$$

де k_p - коефіцієнт розпушення.

З даного рівняння знайдемо зусилля в одному гідроциліндрі $S_{Ц}^K$:

$$S_{Ц}^K = \frac{P_{КОП} \cdot h_K - N_{КОП} \cdot \frac{l_K}{2} - (G_K + G_{Г}) l_{G_K}}{2l_{S_{Ц}^K}}.$$

У процесі копання значення величин l_{G_K} і $l_{S_{Ц}^K}$ змінюються за певними залежностями. Виведемо ці аналітичні залежності.

З рис. 4 бачимо, що

$$l_{G_K} = O_K C_K = \sqrt{\frac{h_K^2}{4} + \left(\frac{l_K}{2} - k\right)^2} \cdot \sin(\beta - \varepsilon).$$

Кут $C_K O_K K$ позначимо через ε .

$$\varepsilon = \arctg \frac{\frac{l_K}{2} - k}{\frac{h_K}{2}} = \arctg \left(\frac{l_K - 2k}{h_K} \right).$$

Підставляючи знайдені значення в формулу (1.44) для знаходження l_{G_K} , отримаємо

$$l_{G_K} = \sqrt{\frac{h_K^2}{4} + \left(\frac{l_K}{2} - k\right)^2} \sin[180^\circ - \varepsilon - 90^\circ - \gamma] = \sqrt{\frac{h_K^2}{4} + \left(\frac{l_K}{2} - k\right)^2} \times \\ \times \cos[\varepsilon + \gamma] = \sqrt{\frac{h_K^2}{4} + \left(\frac{l_K}{2} - k\right)^2} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_K - 2k}{h_K} \right) + \gamma + \rho \right],$$

де ρ - кут повороту рукояті, який також впливає на значення l_{G_K} .

З рис. 3 бачимо, що

$$l_{S_{Ц}^K} = CO_K = BO_K \cos \alpha = k \cos \alpha,$$

де $\alpha = 90^\circ - \varphi$, $\delta = \arccos \frac{BD}{AB} = \arccos \frac{k \sin \gamma}{l_{ЦК}}$,

$$\delta = \arccos \frac{BD}{AB} = \arccos \frac{k \sin \gamma}{l_{ЦК}},$$

де $l_{ЦК} = AB$ будемо шукати в такий спосіб.

$$l_{ЦК} = AB = \sqrt{(BC)^2 + (AC)^2} = \sqrt{((BO_K) \sin \gamma)^2 + ((AO_K) - (BO_K) \cos \gamma)^2} = \\ = \sqrt{k^2 \sin^2 \gamma + (a - k \cos \gamma)^2} = \sqrt{k^2 \sin^2 \gamma + a^2 - 2ak \cos \gamma + k^2 \cos^2 \gamma} = \\ = \sqrt{k^2 - 2ak \cos \gamma + a^2};$$

Тоді формула для визначення δ набуде вигляду:

$$\delta = \arccos \frac{k \sin \gamma}{\sqrt{k^2 - 2ak \cos \gamma + a^2}},$$

$$\beta = 90^\circ - \gamma.$$

Підставляючи знайдені значення в формулу для знаходження $l_{S_{II}^K}$, отримаємо:

$$\begin{aligned} l_{S_{II}^K} &= k \cos[90^\circ - \varphi] = k \cos[90^\circ - (180^\circ - \delta - \beta)] = \\ &= k \cos[90^\circ - (180^\circ - \delta - \beta)] = k \cos[90^\circ - 180^\circ + \delta + \beta] = \\ &= k \cos[\delta + \beta - 90^\circ] = k \cos \left[\arccos \frac{k \sin \gamma}{\sqrt{k^2 - 2ak \cos \gamma + a^2}} + \right. \\ &\quad \left. + 90^\circ - \gamma - 90^\circ \right] = \\ &= k \cos \left[\arccos \left(\frac{k \sin \gamma}{\sqrt{k^2 - 2ka \cos \gamma + a^2}} \right) - \gamma \right]. \end{aligned}$$

Тоді формула для знаходження зусилля гідроциліндра механізму повороту ковша набирає вигляду:

$$S_{II}^K = \frac{P_{КОП} \cdot h_K - N_{КОП} \cdot \frac{l_K}{2} - \left\{ (G_K + G_\Gamma) \sqrt{\frac{h_K^2}{4} + \left(\frac{l_K}{2} - k\right)^2} \times \right.}{2k \cos \left[\arccos \left(\frac{k \sin \gamma}{\sqrt{k^2 - 2ka \cos \gamma + a^2}} \right) - \gamma \right]} \left. \times \cos \left[\arctg \left(\frac{l_K - 2k}{h_K} \right) + \gamma + \rho \right] \right\}$$

Таким чином, зусилля в гідроциліндрі залежить від багатьох факторів (як силових, так і геометричних).

Приймаємо ряд припущень, найбільш істотними з яких є наступні: величина і напрямок зусиль копання $P_{КОП}$ і $N_{КОП}$ визначаються з попередніх розрахунків; геометричні параметри робочого обладнання l_K , h_K , L_P , k відомі; вага ковша G_K і вага вантажу в ковші G_Γ відомі і постійні за величиною; $\gamma_{теор.} \in (0^\circ; 180^\circ)$, $\gamma_{эфф.} \in [5^\circ; 175^\circ]$, де γ – кут повороту ковша щодо точки O_K ; $\rho \in (0^\circ; 90^\circ)$, де ρ – кут повороту рукояті щодо точки O_P (див. рис. 1.4); $a_{теор.} \in (k; L_P)$; $a_{эфф.} \in$, де a - відстань між шарніром повороту ковша O_K і шарніром кріплення гідроциліндра 4 до рукояті (див. рис. 1.3), k – відстань між шарніром повороту ковша і шарніром кріплення штока гідроциліндра 4 до задньої стінки ковша; $k \in \left(0; \frac{l_K}{2}\right)$; поворотом стріли в процесі копання нехтуємо.

З урахуванням прийнятих припущень побудовані графічні залежності, що зображують характер зміни зусилля в гідроциліндрі ковша S_{II}^K в процесі копання від його положення у вибої (рис. 5-9).

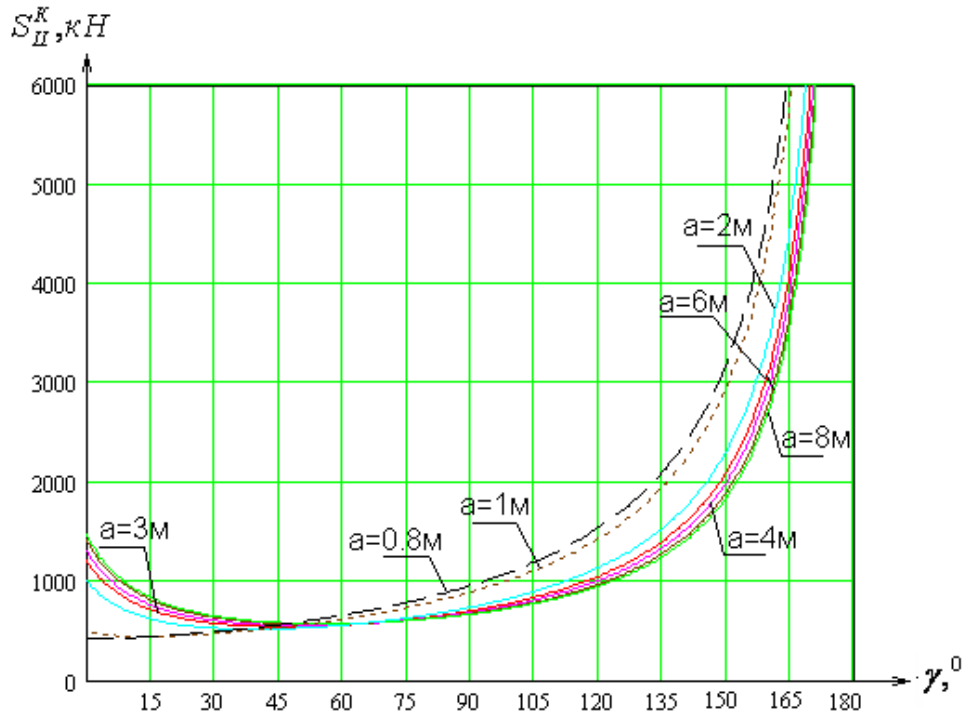


Рис. 5. Графік залежності $S_{II}^K = f(\gamma)$

γ - кут повороту ковша навколо осі кріплення його до рукояті

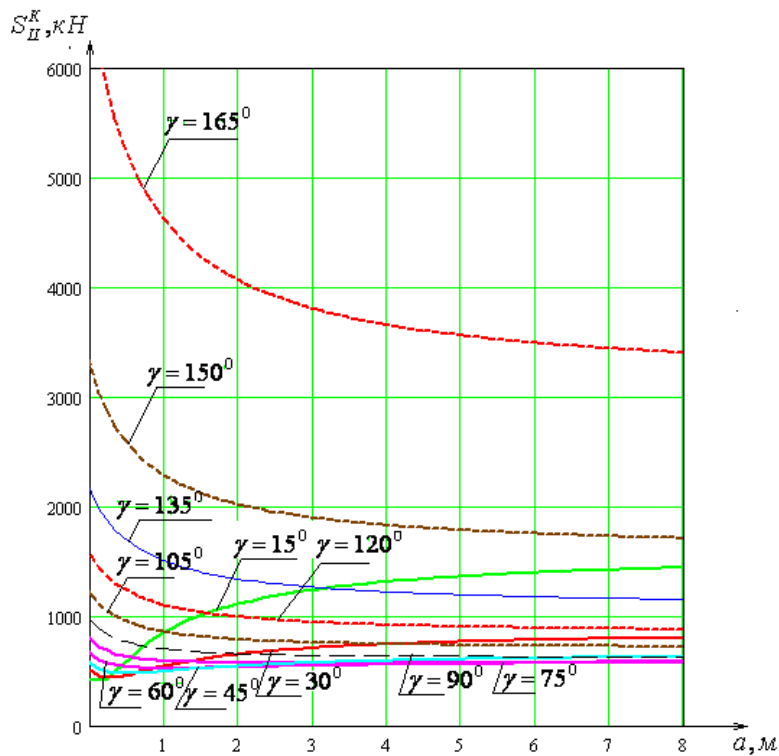


Рис. 6. Графік залежності $S_{II}^K = f(a)$

γ - кут повороту ковша навколо осі кріплення його до рукояті,
 a - відстань між осями кріплення гідроциліндра ковша до рукояті і віссю кріплення самого ковша до рукояті.

У процесі копання значення величин l_{G_K} і $l_{S_{II}^K}$ змінюються по вище наведеним залежностям.

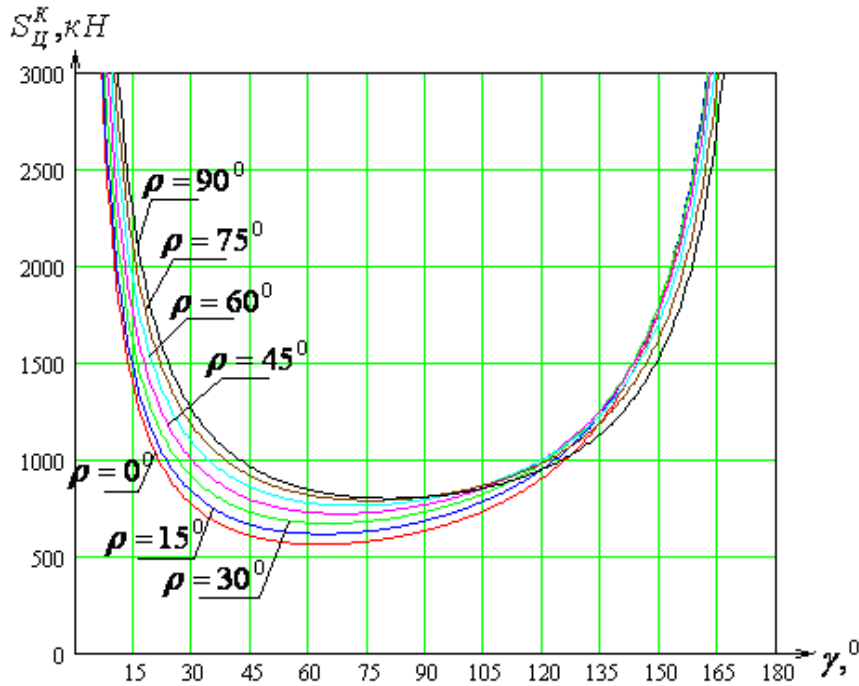


Рис. 7. Графік залежності $S_{II}^K = f(\gamma)$

ρ - кут повороту рукояті щодо своїх осей кріплення.

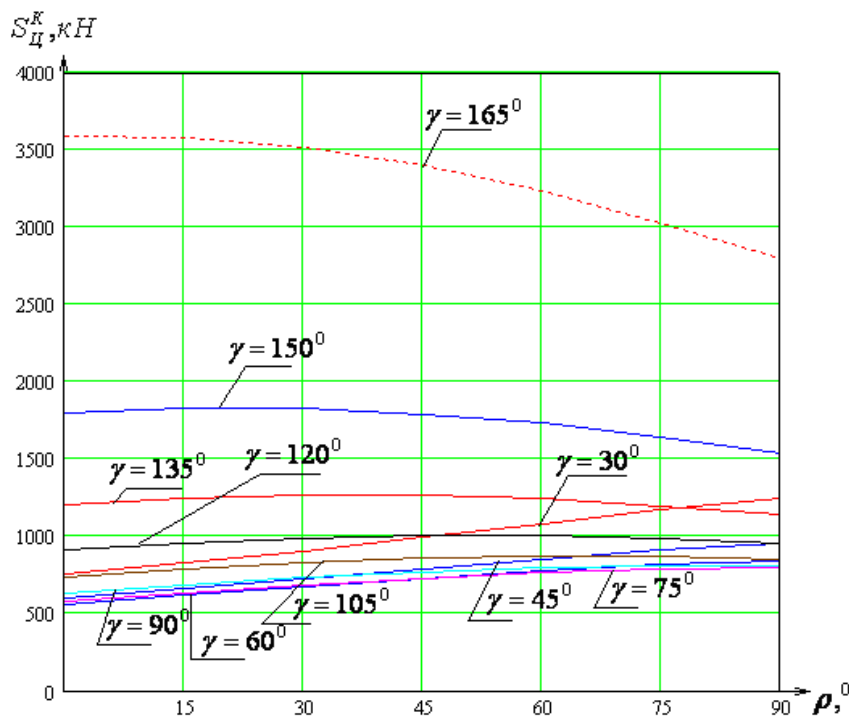


Рис. 8. Графік залежності $S_{II}^K = f(\gamma)$

γ - кут повороту ковша навколо осі кріплення його до рукояті,
 ρ - кут повороту рукояті щодо своїх осей кріплення.

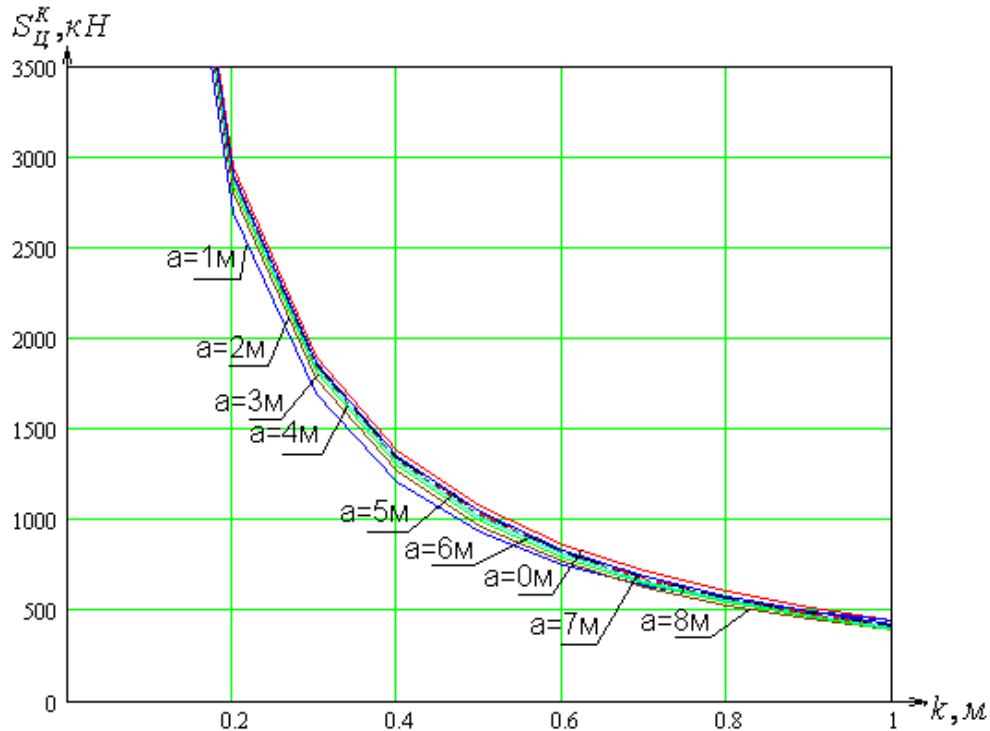


Рис. 9. Графік залежності $S_{II}^K = f(k)$

k - відстань між шарніром повороту ковша і шарніром кріплення штока гідроциліндра до задньої стінки ковша.

Групи кривих, що представлені на рис. 5-9, відображають характер зміни зусилля в гідроциліндрі механізму повороту ковша в процесі роботи екскаватора. Користуючись отриманими залежностями, можна визначити можливий діапазон зміни характеристик виймально-вантажної частини екскаватора при прийнятих конструктивно-кінематичних параметрах.

Висновок. Завдання оптимізації силових і геометричних параметрів виймально-вантажної частини зводиться до визначення таких мінімальних значень, при яких забезпечувалися б конструктивно-технологічні та силові параметри екскаватора. Запропонований підхід дозволяє визначити зміну зусилля в гідроциліндрі механізму повороту ковша у всій області зміни поточних параметрів при виконанні робочих операцій. Фактичне робоче положення ланок виймально-навантажувальної частини визначається параметрами вибою і конструктивним виконанням окремих елементів і вузлів розташування робочого обладнання: місцем установки гідроциліндру, робочим діапазоном зусиль в гідроциліндрі механізму повороту ковша, який і визначає силове навантаження на елементи конструкції в залежності від зусилля копання. Наведений аналіз дозволяє рекомендувати відстані між осями кріплення гідроциліндра ковша до рукояті і віссю кріплення самого ковша до рукояті a та між шарніром повороту ковша і шарніром кріплення штока гідроциліндра до задньої стінки ковша k . Подальша програмна реалізація дозволить виконати програмування відповідних контролерів системи керування.

Перелік посилань

1. Изаксон А. А. (1976). Одноковшовый универсальный гидравлический экскаватор ЭО-6121. *Строительные и дорожные машины*, 10, 8-9.
2. Крупко, В. Г., & Дорохов, М. Ю. (2005). *Методичні вказівки до практичних і самостійних робіт з дисципліни «Машини для земляних робіт та дорожні машини» (для студентів спеціальності 7.090214)*. ДДМА.
3. Ветров, Ю.А. (1981). *Машины для земляных работ*. Вища школа, Головное изд-во.
4. Анурьев, В. И. (2001). *Справочник конструктора машиностроителя: в 3 т.* Машиностроение.

АННОТАЦИЯ

Цель работы заключается в обосновании кинематических параметров ковшового экскаватора и использование полученных данных для дальнейшего применения в мехатронных системах привода рабочего органа для облегчения операций копания, вскрышных работ и для оптимизации технологического процесса на строительных площадках. Применение фундаментальных положений теории механизмов и машин, теоретической механики обеспечивает получение результатов пригодных к программной реализации, программированию контроллеров и адаптации полученных аналитических зависимостей в оптимизационных программных средах.

Методика исследований заключается в обосновании силового взаимодействия звеньев рабочего органа экскаватора, определении кинематических параметров и сравнительном анализе систем, управляемых мехатронными комплексами и традиционными гидравлическими системами под управлением оператора.

Результаты исследований. Установлено и обосновано кинематические параметры взаимодействия рабочего органа экскаватора с породой между соответствующими звеньями механизма. Определены силы, возникающие во время рабочего цикла, приведены уравнения равновесия в промежуточных положениях и координатная привязка, согласно которой рабочий орган должен перемещаться для сохранения состояния равновесия.

Научная новизна. Предложено аналитическое решение задачи обоснования кинематических параметров рабочего органа экскаватора с возможностью программной реализации и оптимизации конструкции с помощью функций программного обеспечения Ansys Topology Optimization. Полученные зависимости могут быть транспортированы на механизмы широкого размерного ряда.

Практическое значение. Представленные методики позволяют оптимизировать инженерный расчет элементов рабочего органа экскаватора на этапе проектирования и обеспечить оценку сходимости результатов программной реализации аналитических зависимостей с последующим использованием эталонных результатов на следующих этапах проектных работ.

Ключевые слова: рабочий орган экскаватора, кинематические параметры, мехатронный ассистент, программная реализация.

ABSTRACT

Purpose. To substantiate the kinematic parameters of a bucket excavator and the use of the obtained data for further use in mechatronic drive systems of the working body to facilitate digging operations, overburden operations and to optimize the technological process at construction sites. The use of the

fundamental concepts of the theory of mechanisms and machines, of the theoretical mechanics provides suitable results to software implementation, programming controllers and adaptation obtained analytical dependencies in optimization software environments.

Methodology. The research consists in substantiating the force interaction of the links of the working body of the excavator, determining the kinematic parameters and comparative analysis of systems controlled by mechatronic complexes and traditional hydraulic systems under the control of the operator.

Findings. The kinematic parameters of the interaction of the working body of the excavator with the rock between the corresponding links of the mechanism are established and substantiated. The forces arising during the working cycle are determined, the equilibrium equations in intermediate positions and the coordinate reference are obtained, according to which the working body must move to maintain the equilibrium state.

Originality. An analytical solution to the problem of substantiating the kinematic parameters of the working body of an excavator with the possibility of software implementation and design optimization using the functions of the Ansys Topology Optimization software is proposed. The resulting dependencies can be transported to mechanisms of a wide range of sizes.

Practical value. The presented methodologies make it possible to optimize the engineering calculation of the parts of the working body of the excavator during the design phase and to assess the convergence of the results of the software implementation of the analytical relationships with the subsequent use of the reference results at the following design phases.

Key words: *working body of the excavator, kinematic parameters, mechatronic assistant, software implementation.*