

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ

Бабій А.В., к.т.н., доцент; Бабій М.В., здобувач; Матвіїшин А.Й., к.т.н.
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

В роботі проведено дослідження кінематичних параметрів приводного механізму сегментно-пальцевої косарки. Визначено інерційну складову від загальної енергії, що затрачається на привод різального апарату.

Постановка проблеми. Заготівля кормів для тваринницької галузі народного господарства було актуальним питанням у всі часи. Основу кормів для тваринництва складають природні та сіяні трави. Важливою операцією в технології заготівлі кормів є скошування, яке повинно бути виконане в оптимальні терміни і з потрібною якістю. Машини, які забезпечують цей процес – це косарки різних типів. Широкого розповсюдження набули косарки з сегментно-пальцевим різальним апаратом. Поряд із численними перевагами таких машин вони мають і деякі недоліки. Сюди віднесемо один з вагомих недоліків – динамічну незрівноваженість різального апарату та механізму приводу.

Аналіз досліджень і публікацій. Процес різання, розробка нових конструкцій різальних апаратів, проблема їх зрівноваженості цікавили і цікавлять багатьох дослідників цього спрямування. Зокрема, такими питаннями займалися відомі вчені: Босий Е.С., Василенко П.М., Геронімус Я.Л., Горячкін В.П., Желіговський В.А., Карпенко А.М., Лістопад Г.Е., Резнік Н.Е. [1-5] та ін.

Аналізуючи літературні джерела, можна знайти різні математичні моделі сегментно-пальцевого різального апарату. Кожна з них в більшій чи меншій мірі відтворює його реальну роботу. Теоретичні викладки з високою збіжністю до точних значень обтяжені громіздкістю математичних виразів і не завжди є виправданими практичним інтересом.

Мета досліджень. Оскільки основу даної локальної проблеми складає динамічна незрівноваженість сегментно-пальцевого різального апарату, тому метою роботи є дослідження інерційної складової в загальній енергії, що затрачається на привод.

Результати досліджень. З проведеного попереднього аналізу праць дослідників встановлено, що потужність на привод сегментно-пальцевого різального апарату можна розраховувати за потужністю, яка затрачається тільки на подолання сил інерції рухомих мас [3]. Похибка при цьому буде не великою. Цей варіант із-за своєї простоти є повністю прийнятним для виконання наближених розрахунків. Але, якщо переслідувати мету створення більш досконалого енергоощадного приводу різального апарату, наприклад у вигляді механічного коливального контуру [6], то всі складові, які входять в

загальну потужність на привод, потрібно розглядати більш детально.

Розглянемо загальну схему (рис. 1) дезаксіального кривошипно-повзунного механізму, яким моделюємо роботу сегментно-пальцевого різального апарату та встановимо його кінематичні параметри.

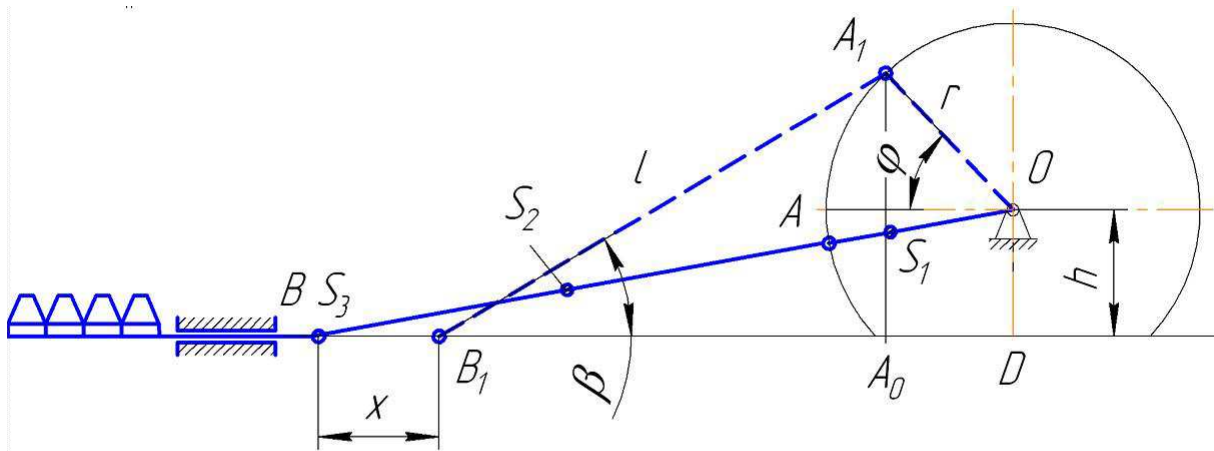


Рисунок 1 – Дезаксіальний кривошипно-повзунний механізм – прототип сегментно-пальцевого різального апарату косарки

Можна вважати, що від валу відбору потужності (ВВП) трактора через карданний вал кривошип OA_1 отримує крутний момент з постійною кутовою швидкістю ω . Його кут повороту становитиме $\varphi = \omega t$. Прийнемо за початок відліку точку B , яка відповідає граничному лівому положенню повзуна (коси). Тоді в момент часу t переміщення x визначиться як $x = BD - B_1D$.

Позначивши довжину кривошипа r , шатуна l , величину дезаксіала h і кут, який складає шатун з напрямком осі Bx , β , знайдемо

$$x = \sqrt{(r+l)^2 - h^2} - r \cos \varphi - l \cos \beta. \quad (1)$$

Довжина перпендикуляра A_1A_0 , опущеного із A_1 на напрямком осі Bx $A_0A_1 = r \sin \varphi + h = l \sin \beta$, звідси знаходимо, що $\sin \beta = \frac{r \sin \varphi + h}{l}$.

Отже, $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2}$.

Підставляючи значення $\cos \beta$ в рівняння (1), знаходимо

$$x = \sqrt{(r+l)^2 - h^2} - r \cos \varphi - l \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2}. \quad (2)$$

Розкладемо другий радикал правої частини рівності (2) в ряд за формулою бінома Ньютона [4], тоді отримаємо

$$\begin{aligned} \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2} &= \left[1 - \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2 - \\ &- \frac{1}{8} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^6 - \dots \end{aligned}$$

Після підстановки ряду в праву частину рівності (2), знайдемо переміщення т.В коси

$$x = \sqrt{(r+l)^2 - h^2} - r \cos \varphi - l \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l} \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l} \right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l} \right)^6 - \dots \right]. \quad (3)$$

Для визначення кінематичних параметрів механізму достатньо обмежитися двома першими членами ряду, що входять в квадратні дужки правої частини рівності (3). Розбіжність між точним значенням переміщення x коси і значенням за виразом (3) при використанні двох перших членів ряду має порядок $10^{-4} \div 10^{-5}$ м для дезаксіального кривошипно-повзунного механізму, рис. 2.

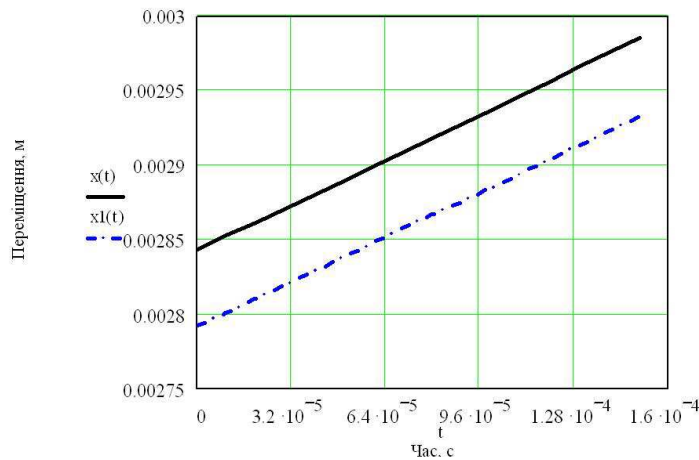


Рисунок 2– Графік для порівняння розбіжності значень переміщення коси

Дане порівняння виконано для експериментального зразка дезаксіального сегментно-пальцевого різального апарату косарки шириною захвату 1.3 м. Тут хід ножа становить 76.2 мм, величина дезаксіалу $h = 0.08$ м, довжина шатуна $l = 0.2$ м. Суцільною лінією показане точне значення переміщення, а штрихпунктирною – наближене.

Отже, відкидаючи в рівності (3) всі члени ряду починаючи з третього і замінюючи $\varphi = \omega t$, після перетворень отримаємо наступне рівняння переміщення коси

$$x = \sqrt{(r+l)^2 - h^2} - r \cos \omega t - l + \frac{r^2}{2l} \sin^2 \omega t + \frac{rh}{l} \sin \omega t + \frac{h^2}{2l}. \quad (4)$$

Беремо першу і другу похідні за часом t від переміщення x та знаходимо швидкість v і прискорення a вихідної ланки:

$$v = \dot{x} = r\omega \left(\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t + \frac{h}{l} \cos \omega t \right), \quad (5)$$

$$a = \ddot{x} = r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t - \frac{h}{l} \sin \omega t \right). \quad (6)$$

Для порівняння значень прискорення вихідної ланки коси (рис. 3) за представленим виразом (6) (показано лінією, що утворена крапками) при $h = 0$

(для аксіального механізму) було взято вираз прискорення, який наведено в роботі [1] (суцільна лінія). На графіку видно, що є суттєве неспівпадання кривих прорахованих прискорень, а пунктирною лінією показано різницю їх значень по модулю. Максимальна похибка становить 16% і вона спостерігається якраз при переході планки коси через ліву і праву мертві точки.

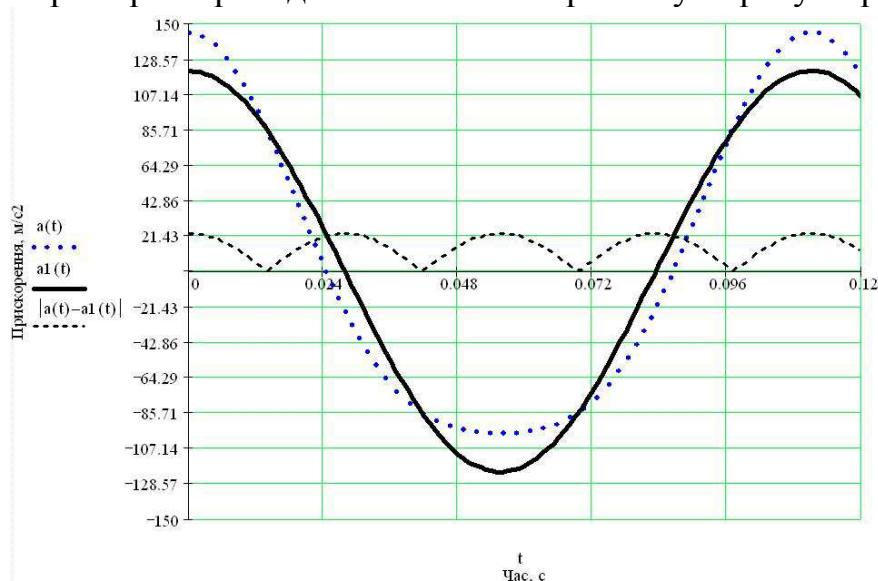


Рисунок 3 – Порівняльний графік прискорення точок вихідної ланки

Отже, для даного механізму косарки було представлено вирази основних кінематичних параметрів, які забезпечують високу точність досліджуваних величин.

Далі перейдемо до визначення енергетичних параметрів і встановимо величину кінетичної енергії, яка виникає при русі мас механізму.

Для цього скористаємося математичним виразом теореми про зміну кінетичної енергії [4]

$$T - T_0 = \sum A, \quad (7)$$

де T – поточні значення кінетичної енергії механізму;

T_0 – початкове значення кінетичної енергії механізму;

$\sum A$ – сума робіт всіх сил і моментів, прикладених до механізму.

Кінетична енергія механізму рівна сумі кінетичних енергій його ланок

$$T = \sum_{i=1}^n T_i = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{v_{S_i}^2}{2} + J_{S_i} \frac{\omega_i^2}{2} \right), \quad (8)$$

де m_i і J_{S_i} – маса та момент інерції i -тої ланки;

v_{S_i} і ω_i – відповідно лінійна швидкість руху центра маси i -тої ланки і її кутова швидкість.

Рівняння для приведеної маси та приведенного моменту інерції механізму матимуть вигляд [4]:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_{S_i}}{v_{np}} \right)^2 + J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{v_{np}} \right)^2 \right]; \quad (9)$$

$$J_{S_{np}} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_{S_i}}{\omega_{np}} \right)^2 + J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_{np}} \right)^2 \right]. \quad (10)$$

Тоді вираз для приведенного моменту інерції нашого механізму в розгорнутому вигляді представимо таким чином

$$J_{S_{np}} = J_O + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_{S_3}}{\omega_1} \right)^2, \quad (11)$$

де $J_O = J_{S_1} + m_1 l_{OS_1}^2$, причому $J_{S_1} = 0.175 m_1 l_{OA}^2$ – момент інерції для кривошипа;

$J_{S_2} = \frac{m_2 l_{AB}^2}{12}$ – момент інерції шатуна.

Для визначення лінійних і кутових швидкостей центрів мас окремих ланок механізму використано метод замкнутих контурів. Отримано аналітичні вирази вказаних параметрів, які мають прив'язку до кута повороту кривошипа або часу його обертання (в роботі не наведено).

В результаті чого, підставляючи ці значення у вираз (11), отримано графік зміни приведенного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму косарки, рис. 4.

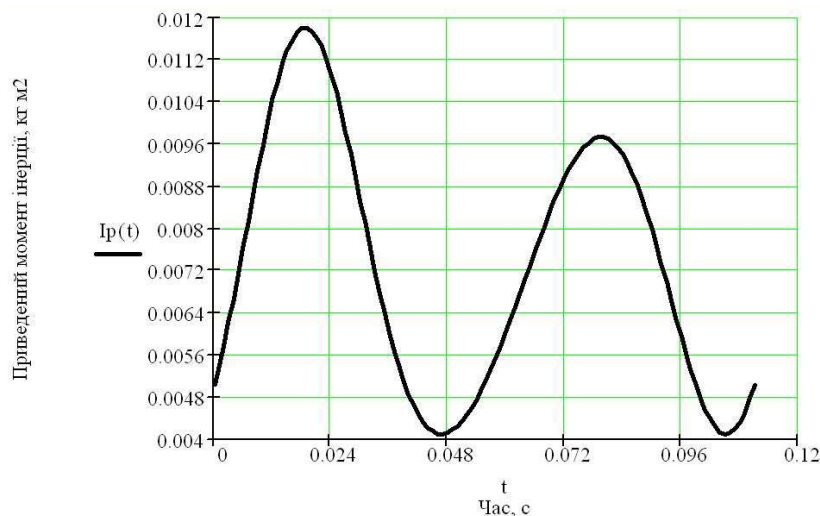


Рисунок 4 – Графік зміни приведенного моменту інерції механізму

Розрахунок виконано при наступних параметрах механізму експериментальної установки косарки: частота обертання кривошипа $n = 540$ об/хв.; маса кривошипа $m_1 = 4$ кг, шатуна – $m_2 = 0.8$ кг, планки коси з сегментами – $m_3 = 3.2$ кг; відстані згідно рис. 1.

Аналогічним чином знаходимо приведену масу, що описана виразом (9) з врахуванням виразу (11).

Далі розглянемо кінетичну енергію для точки приведення A (суцільна лінія) та порівняємо її з кінетичною енергією в т. B (лінія крапками), їх різниця показана на графіку рис. 5 пунктирною лінією.

Вирази енергій

$$T_{mA} = \frac{m_{np} v_A^2}{2}, T_{mB} = \frac{m_3 v_B^2}{2}. \quad (12)$$

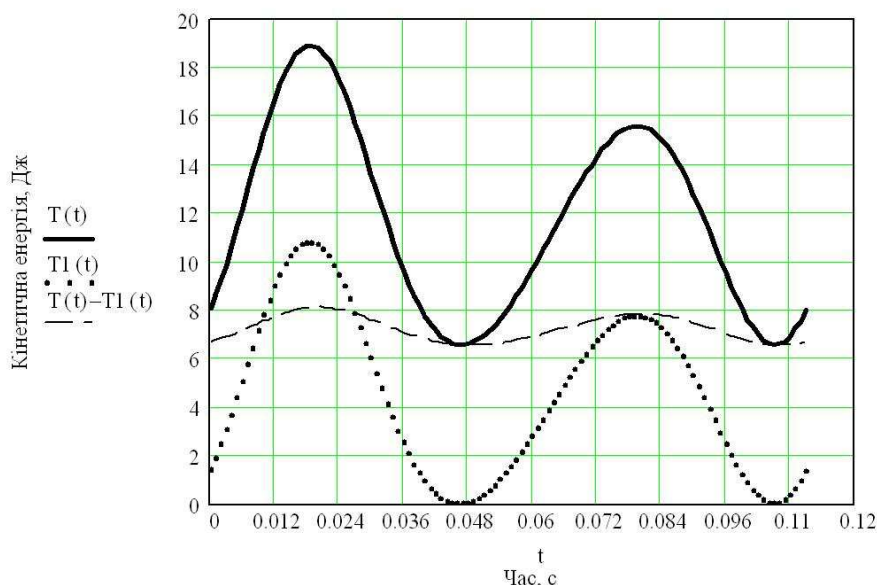


Рисунок 5 – Графік кінетичної енергії механізму

Висновки

З проведеного дослідження встановлено, що відкинуті члени ряду, починаючи з третього, у виразі переміщення (3) не мають суттєвого впливу на кінцевий результат. При цьому відхилення переміщення від точного значення має порядок $10^{-4} \div 10^{-5}$ м, що не є суттєвим для ходу ножа 76.2 мм.

Порівнюючи значення прискорень вихідної ланки (коси) за представленим виразом (6) з прискоренням, що наводиться в літературі [1] встановлено максимальну похибку близько 16% при переході планки коси через «мертві» точки. Така похибка матиме суттєвий вплив на кінцевий результат при дослідженні, наприклад, міцності деталей приводу і т.д.

Знайдена кінетична енергія механізму, що приведена до шарніра кривошипа т. А є вдвічі більшою у порівнянні з енергією, яка приведена до шарніра шатуна т. В. Це пояснюється тим, що тут існує «зайва» енергія, яка витрачається для забезпечення динамічної зрівноваженості приводу. Тому розробка більш досконалого приводного механізму косарки дозволить зменшити динамічну незрівноваженість механізму, а від того і суттєво зменшити затрати енергії на привод в цілому.

Список літератури

1. Босой Е.С. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И., Султан-Шах Е.Г. – М: Машиностроение, 1980. – 565 с.

2. Карпенко А.Н. Сельскохозяйственные машины / Карпенко А.Н., Халанский В.М. – М.: Агропромиздат, 1989. – 527 с.

3. Листопад Г.Е. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Листопад Г.Е., Семенов А.Н., Демидов Т.К. – М.: Колос, 1976. – 751 с.

4. Белоконев И.М. Механика машин. Расчеты с применением ЭЦВМ / Белоконев И.М. – К.: «Вища школа», 1978. – 232 с.

5. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Резник Н.Е. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.

6. Пат. 61217 Україна, МПК (2011.01) A01D 34/00. Приводний механізм косарки сегментно-пальцевої / Бабій А.В. (UA) / – № U201015889; заявл. 29.12.2010; опубл. 11.07.2011, Бюл. № 13.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Бабий А.В., Бабий М.В., Матвишин А.Й.

В работе проведено исследование кинематических параметров приводного механизма сегментно-пальцевой косилки. Определенно инерционную составляющую от общей энергии, которая используется на привод режущего аппарата.

Abstract

PROBE OF KINEMATIC PARAMETERS OF THE DRIVEN MACHINE OF THE MOWER

A. Babiy, M. Babiy, A. Matviyshyn

Probe of kinematics of a driven machine of a mower is conducted in operation. The drive gear kinetic energy is defined. This energy is a powerful part in the common energy on a device drive gear.