

ANALYTICAL DEFINITION OF CAPACITY WHICH CONSUMES THE CUTTING DEVICE OF A GRINDER OF THE VEGETATIVE RESTS AND THE CRUSHING UNIT

*The developed analytical dependences for definition of capacity on a drive of cutting devices *измельчителей* the vegetative rests and *необходимой* capacities of the engine of a tractor for work of the crushing unit are resulted.*

Key words: *a grinder, the vegetative rests, the cutting device, *измельчитель* the unit, capacity on a drive.*

УДК 631.3:631.17

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА МЕХАНІЗМУ КОПАЧА

А.С. Бедін, ст. викладач, **В.О. Улексін**, канд. техн. наук,
В.М. Швайко, канд. фіз.-мат. наук
Дніпропетровській ДАУ

Розроблена методика аналітичного дослідження (за допомогою ПЕОМ) кінематичних параметрів всіх точок і ланок механізму копача, яка дає можливість проектувати по заданому закону руху робочого органу його геометрію.

Ключові слова: *методика, кінематичні параметри, копач, робочий орган, геометрія.*

Проблема. Сучасні засоби механізації обробітку ґрунту використовують знаряддя тягової концепції, що призводить до інтенсивного руйнування родючого шару ґрунту. Перспективним вважають застосування ґрунтообробних знарядь активної дії, які мають індивідуальний привод і дають можливість здійснювати розпушування ґрунту з меншими витратами енергії. З відомих машин для здійснення основного обробітку ґрунту привертають увагу копачі, привабливість яких полягає в наступному:

- після обробки копачами на полі відсутні нерівності, характерні для оранки, на поверхні ґрунту залишається велика кількість мікро-впадин, які сприяють затриманню опадів;
- при копанні не утворюється плужної підшови;
- копачі мають окремий привод, що зменшує тягове зусилля і спри-

© А.С. Бедін, В.О. Улексін, В.М. Швайко.

Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 96. 2012.

яє зменшенню матеріаломісткості машин.

Відомі копачі створені на основі широко розповсюдженого чотириланкового механізму. Аналіз кінематики копача, побудованого за відомою схемою [4], та порівняння його роботи з дією людини-копача виявив можливість зменшення енергоємності за рахунок виключення непродуктивного різання ґрунту клином. Для цього необхідно привести траєкторію руху леза лопати у відповідність до бажаної траєкторії, яка визначається формою лопати та фазами процесу копання [3]. З цією метою запропоновано існуючий чотириланковий механізм з'єднати з робочим органом за допомогою двох допоміжних ланок, які повинні оптимізувати траєкторію леза і зменшити тертя між поверхнею робочого органу та ґрунтом.

Метою роботи є кінематичний аналіз чотириланкового механізму приводу копача з додатковими коригуючими ланками.

Результати досліджень. Кінематична схема запропонованого механізму приводу копача представлена на рис.1. Для проведення аналізу доцільно спростити кінематичну схему, представивши її у вигляді окремих ланок та шарнірів(рис. 2.)

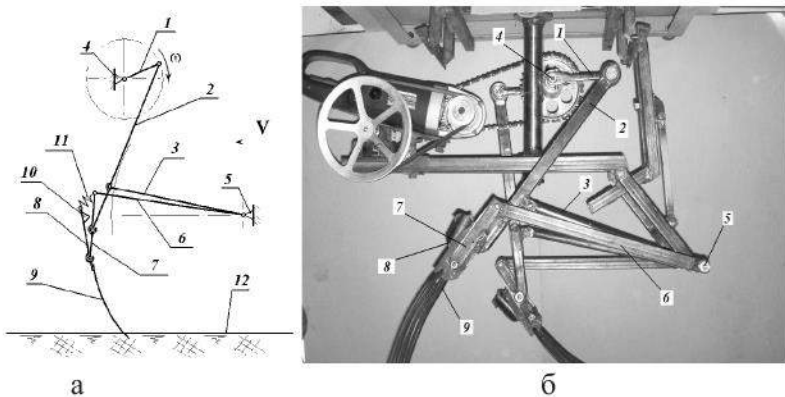


Рис. 1. Кінематична схема (а) та дослідний зразок (б) чотириланкового механізму приводу копача з коригуючими елементами: 1 – кривошип; 2 – головний важіль; 3 – головна куліса; 4, 5 – шарніри на корпусі; 6 – коригуюча куліса; 7 – коригуючий важіль; 8 – черешок лопати; 9 – лопата; 10 – упор; 11 – пружина; 12 – поверхня ґрунту

Копач представляє з себе плоский багатоважільний механізм. До його складу входять 5 рухомих ланок і 7 шарнірів. Ступінь рухомості копача

за формулою Чебишева дорівнює: $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$, де n – кількість рухомих ланок, $n = 5$; p_5 – кількість шарнірних з'єднань, $p_5 = 7$; p_4 – кількість зубчатих або кулачкових пар; $p_4 = 0$.

Механізм копача складається з двох структурних груп Ассурі і має наступну формулу будови I(1) – II(2,3) – II(6,7), де I, II – клас групи Ассурі; 1...7 – номер ланки.

$$AO_5 = s$$

$$l_{O_4O_5} = \sqrt{b^2 + h^2}$$

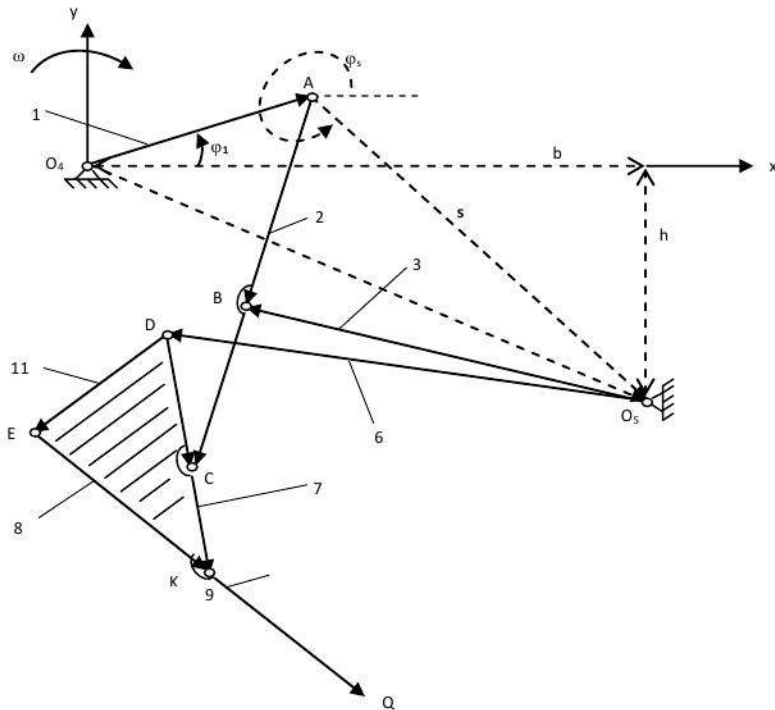


Рис. 2. Спрощена кінематична схема механізму копача з коригуючими елементами

Основною вимогою при проектуванні механізму копача є питання синхронізації швидкості трактора з кількістю робочих ходів копача. Іншими словами потрібно, щоб зворотна швидкість робочого органу

копача перебільшувала швидкість трактора. Ця задача порівняно легко розв'язується шляхом вибору передаточного відношення трансмісії копача. Другою, не менш важливою вимогою, є потреба забезпечення робочому органу копача в нижньому положенні горизонтальної траєкторії руху, що, в свою чергу, забезпечить якісний обробіток ґрунту зі сталою глибиною обробітку. Розв'язування цієї задачі проведено графічним методом. Механізм умовно можна розбити на два кривошипно-коромислових механізми O_4ABO_5 і O_3BCD . Для першого механізму справедлива теорема Грасгофа [2]: найменша ланка є кривошипом, якщо сума довжин найменшої і будь-якої іншої ланки менша від суми довжин двох інших ланок або рівна їй. Це обмеження, що накладається на розміри ланок, математично описується наступною системою нерівностей:

$$\begin{aligned}l_{AB} > l_1, \quad l_3 > l_1, \quad l_{O_4O_5} > l_1, \\l_1 + l_{AB} < l_3 + l_{O_4O_5}, \\l_1 + l_3 \leq l_{AB} + l_{O_4O_5}, \\l_1 + l_{O_4O_5} \leq l_{AB} + l_3,\end{aligned}$$

де l_i – відповідно довжини ланок механізму.

Аналітичне дослідження плоских механізмів найзручніше вести методом векторних контурів [1, 2]. Положення ланок механізму відповідно визначатимуться кутами φ_i (i – порядковий номер ланки). Задачу про положення ланок будемо вирішувати, розбиваючи замкнутий контур O_4ABO_5 на два трикутники O_4AO_5 і ABO_5 . Тоді для цих контурів можуть бути складені наступні векторні рівняння:

- для контуру O_4AO_5 (рис. 2)

$$\vec{l}_1 + \vec{s} = \vec{l}_{O_4O_5}, \quad (1)$$

- для контуру ABO_5 (рис. 3)

$$\vec{s} + \vec{l}_3 = \vec{l}_{AB}, \quad (2)$$

де \vec{s} – змінний вектор, що визначає взаємне положення точок A і O_5 .

Проектуємо векторне рівняння (1) на осі координат O_4x і O_4y . Маємо

$$\begin{aligned}l_1 \cdot \cos \varphi_1 + s \cdot \cos \varphi_s - b = 0, \\l_1 \cdot \sin \varphi_1 + s \cdot \sin \varphi_s + h = 0.\end{aligned}$$

З рівнянь останньої системи отримуємо

$$s = \sqrt{l_{O_4O_5}^2 + l_1^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_{O_4O_5} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_{O_4O_5})}, \quad (3)$$

$$\varphi_s = \arctg \frac{-h - l_1 \cdot \sin \varphi_1}{b - l_1 \cdot \cos \varphi_1}. \quad (4)$$

На підставі виразу (3), отримуємо екстремальні значення довжини s :

$$s_{\max} = l_{O_4O_5} + l_1 \leq l_{AB} + l_3,$$

$$s_{\min} = l_{O_4O_5} - l_1.$$

Чверть тригонометричного кола, в якому розташований кут φ_s , повністю визначається знаком чисельника і знаменника виразу (4). Відзначимо при цьому, що по умові зборки механізму $\varphi_2 < \varphi_s$.

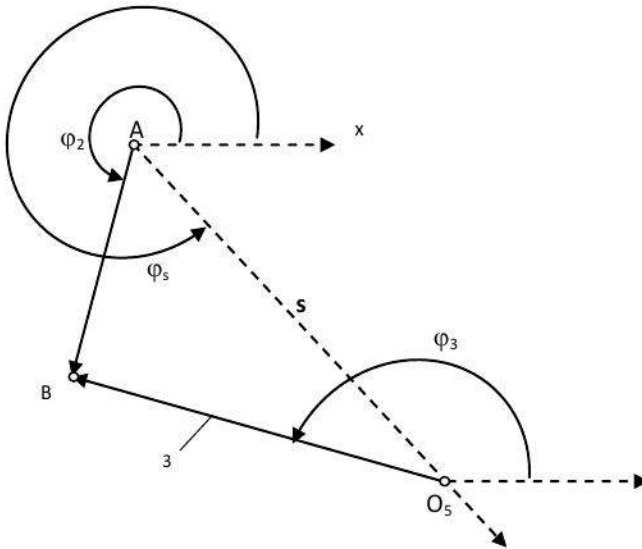


Рис. 3. Фрагментальна кінематична схема механізму

Розглянемо трикутник ABO_5 . На підставі (2), отримуємо наступні два рівняння:

$$x: s \cdot \cos \varphi_s + l_3 \cdot \cos \varphi_3 = l_{AB} \cdot \cos \varphi_2,$$

$$y: s \cdot \sin \varphi_s + l_3 \cdot \sin \varphi_3 = l_{AB} \cdot \sin \varphi_2.$$

На підставі останньої системи рівнянь, для нашого варіанта зборки механізму отримуємо:

$$\varphi_2 = \varphi_s - \arccos \frac{l_{AB}^2 - l_3^2 + s^2}{2 \cdot l_{AB} \cdot s}, \quad (5)$$

$$\varphi_3 = \varphi_2 - \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_3^2 - s^2}{2 \cdot l_{AB} \cdot l_3}, \quad (\varphi_3 < \varphi_2). \quad (6)$$

Аналогічно одержуємо наступні залежності:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_6 = \varphi_q - \arccos \frac{q^2 + l_6^2 - l_{DC}^2}{2 \cdot l_6 \cdot q}, \\ \varphi_7 = \varphi_6 + \arccos \frac{q^2 - l_6^2 - l_{DC}^2}{2 \cdot l_6 \cdot l_{DC}}, \\ \varphi_8 = \varphi_7 + \arccos \frac{l_{DK}^2 + l_{EK}^2 - l_{DE}^2}{2 \cdot l_{DK} \cdot l_{EK}}, \\ \varphi_{11} = \varphi_7 - \arccos \frac{l_{DK}^2 + l_{DE}^2 - l_{EK}^2}{2 \cdot l_{DK} \cdot l_{DE}}. \end{array} \right. \quad (7)$$

де

$$q = \frac{1}{\sqrt{l_{AB}}} \sqrt{(l_{AC} - l_{AB})(l_{AB} \cdot l_{AC} - s^2) + l_3^2 \cdot l_{AC}},$$

$$\varphi_q = \varphi_2 - \arccos \frac{l_{AC}^2 + q^2 - s^2}{2 \cdot l_{AC} \cdot q}.$$

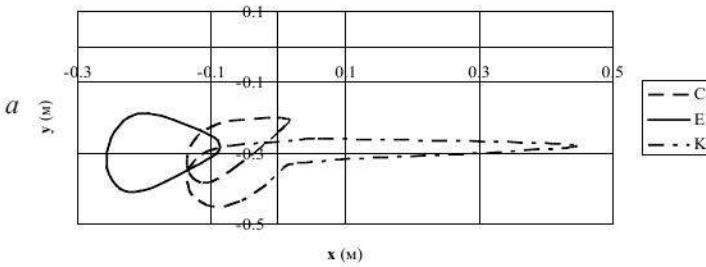
Для визначення аналогів кутових швидкостей ω_i ланок, диференціюємо рівняння (5) – (7) по узагальненій координаті φ_1 . Отримуємо

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = u_{\varphi_1} + \frac{u_{s1}}{s} \cdot \frac{l_3^2 - l_{AB}^2 + s^2}{\sqrt{[(l_{AB} + s)^2 - l_3^2] \cdot [l_3^2 - (l_{AB} - s)^2]}}, \\ u_{31} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = u_{21} - \frac{2 \cdot s \cdot u_{s1}}{\sqrt{[(l_{AB} + l_3)^2 - s^2] \cdot [s^2 - (l_{AB} - l_3)^2]}}, \\ u_{61} = \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} = u_{\varphi_q} + \frac{q^2 - l_6^2 + l_{DC}^2}{\sqrt{[(l_6 + q)^2 - l_{DC}^2] \cdot [l_{DC}^2 - (l_6 - q)^2]}} \cdot \frac{u_{q1}}{q}, \\ u_{71} = \frac{d\varphi_7}{d\varphi_1} = u_{61} - \frac{2 \cdot q \cdot u_{q1}}{\sqrt{[(l_6 + l_{DC})^2 - q^2] \cdot [q^2 - (l_6 - l_{DC})^2]}} \end{array} \right. \quad (8)$$

де

$$\left\{ \begin{aligned} u_{s1} &= \frac{ds}{d\varphi_1} = \frac{l_1 \cdot l_{O_4O_5} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_{O_4O_5})}{s}, \\ u_{\varphi_{s1}} &= \frac{d\varphi_s}{d\varphi_1} = l_1 \frac{l_1 - l_{O_4O_5} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_{O_4O_5})}{s^2}, \\ u_{qs} &= \frac{dq}{ds} = -\frac{l_{AC} - l_{AB}}{l_{AB}} \cdot \frac{s}{q}, & u_{q1} &= u_{qs} \cdot u_{s1}, \\ u_{\varphi_{q1}} &= \frac{d\varphi_q}{d\varphi_1} = u_{21} - \frac{2 \cdot s \cdot u_{s1} + \frac{l_{AC}^2 - q^2 - s^2}{q} \cdot u_{q1}}{\sqrt{[(l_{AC} + q)^2 - s^2] \cdot [s^2 - (l_{AC} - q)^2]}}. \end{aligned} \right.$$

Траекторія точок: **С, Е, К**



Траекторія точки: **Q**

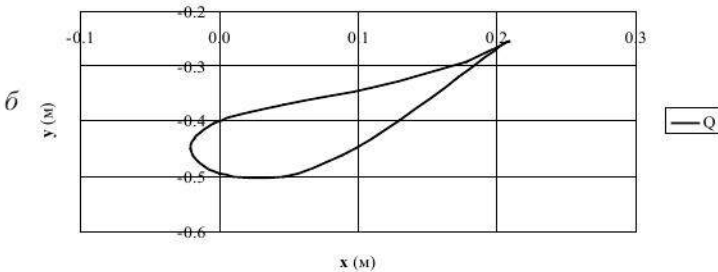


Рис. 5. Кінематика характерних точок механізму

Величини $u_{i1} = \frac{\omega_i}{\omega_1}$ називаються передавальними відношеннями.

Для визначення аналогів кутових прискорень ε_i ланок диференціюємо рівняння (8) по узагальненій координаті φ_1 і одержуємо залежність

$$u'_{i1} = \frac{d^2 \varphi_i}{d\varphi_1^2} \quad (\text{в зв'язку з громіздкістю не приводиться}). \quad \text{Відзначимо, що}$$

$$u_{81} = u_{(11)1} = u_{71}, \quad u'_{81} = u'_{(11)1} = u'_{71}.$$

Дійсні кутові швидкості ω_i і прискорення ε_i одержуємо із залежності

$$\omega_i = u_{i1} \cdot \omega_1, \quad \varepsilon_i = u'_{i1} \cdot \omega_1^2.$$

На підставі отриманих залежностей визначено кінематичні характеристики для ланок і характерних точок копача (рис.1,б) з наступною геометрією, $l_1 = 0.1$ м, $l_{AB} = 0.2$ м, $l_3 = 0.5$ м, $b = 0.4$ м, $h = 0.4$ м, $l_{AC} = 0.3$ м, $l_6 = 0.6$ м, $l_{DC} = 0.18$ м, $l_{DK} = 0.25$ м, $l_{EK} = 0.15$ м, $l_{DE} = 0.2$ м, $l_{EQ} = 0.3$ м; $n_1 = 60$ хв⁻¹.

Висновки. Розглянута схема копача є схемою досить складною. Перспективність застосування на практиці такого копача потребує у подальшому значних зусиль по проектуванню ланок механізму, їх конструктивному оформленні та практичному випробуванні. Розроблена математична модель для аналітичного дослідження кінематичних параметрів всіх точок і ланок механізму копача за допомогою ПЕОМ дає можливість за заданим законом руху робочого органу проектувати геометрію механізму. Математична модель може бути використана при дослідженні копаючих робочих органів, рекомендованих до використання у системі мостового землеробства.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин: Учебник для ВТУЗов – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. *Зиновьев В.А.* Курс теории механизмов и машин – М.: Главная редакция физико-математической литературы. Изд-во «Наука» - 1975. - 384 с.
3. *Надикто В.Т., Улексін В.О.* Колійна та мостова системи землеробства. Монографія. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.
4. *Улексін В.О.* Кінематика робочого органу для основного обробітку ґрунту в системі мостового землеробства / Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2004. –№ 1.

– С. 80-83.

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМА КОПАТЕЛЯ

Разработана методика аналитического исследования (с помощью ПЭВМ) кинематических параметров всех точек и звеньев механизма копателя, которая позволяет проектировать по заданному закону движения рабочего органа его геометрию.

Ключевые слова: методика, кинематические параметры, копатель, рабочий орган, геометрия.

RESEARCH AND DEVELOPMENT MECHANISM DIGGERS

The method of analytical research (by PC) of kinematics parameters of all points and links of mechanism of digger is developed, which allows to design his geometry on the set law of motion of working organ.

Key words: the method, kinematics parameters, digger, working organ, geometry.

УДК631.316.4:631.172

ВИРОЩУВАННЯ СОЇ ІЗ ЗВУЖЕНИМИ МІЖРЯДДЯМИ

М.П. Білоткач, канд. техн. наук, **Л.К. Литвинюк**, канд. техн. наук,
А.С. Півень, ст. наук. співр.
ІНЦ «ІМЕСГ»

Викладено результати досліджень по обґрунтуванню операцій технологічного процесу для вирощування сої із звуженими міжряддями. Представлені отримані математичні залежності урожайності сої від указаних технологічних параметрів.

Ключові слова: технологічний процес міжряддя, ґрунт, сівалка, урожайність, рослини сої.

Проблема. Для успішного розв'язання продовольчої проблеми та збалансування високоякісним рослинним білком кормів для тваринництва необхідно найближчим часом розширити посіви сої до 2 млн.га, в перспективі – до 3 млн., щоб виробляти 4,5-5 млн.т зерна.

За останні 10 років площі під соєю в Україні збільшилися майже в