

УДК 631.316

КІНЕМАТИКА РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН ДЛЯ ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Коломієць С. М., к.т.н., доцент,

Вершков О.О., к.т.н., доцент

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.(0619) 42-24-36

Анотація – у статті наведений аналіз існуючих досліджень кінематики робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту та зроблені висновки щодо можливостей і прийомів управління кінематикою робочих органів, що сприятиме якісному обґрунтуванню їх параметрів.

Ключові слова – кінематика, робочий орган, пружний зв'язок, стійка, матриця, податливість, кінематичний зв'язок, передаточне відношення, швидкість, кінематичний параметр, ковзання, дно борозни, радіус ротора, висота гребеня, агроформи.

Постановка проблеми. Для насичення ринку України продуктами харчування рослинного походження необхідно вирішити проблему підвищення врожайності у рослинництві.

Важливим етапом у підготовці ґрунту до сівби є передпосівний обробіток ґрунту. Чизельні і польові культиватори, а також фрезерні культиватори і культиватори-розпушники, що випускаються промисловістю, не відповідають сучасним вимогам за якістю обробітку, енергоємністю і надійністю робочих органів. Постає проблема удосконалення існуючих машин та створення нових ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту, які б відповідали агротехнічним вимогам. Тому для розв'язку цієї проблеми необхідне наукове обґрунтування параметрів робочих органів з врахуванням особливостей кінематики.

Аналіз останніх досліджень. Питання кінематики робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту недостатньо вивчені та освітлені у літературних джерелах, тому потребують подальшого дослідження.

Формулювання цілей статті. Ціль статті – отримати залежності для врахування особливостей кінематики робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту при обґрунтуванні їх параметрів.

Основна частина. Кінематику робочого органа з пружним зв'язком розглянемо на прикладі пружної (пружинної) стійки (рис.1), що досить широко використовується в конструкції культиваторів-розпушників.

Ортогональна система координат XYZ (рис.1) має початок на носку ненавантаженого робочого органа (X – поздовжній, Y – поперечний, Z – вертикальний напрям).

Параметри кінематики робочого органа, при статичному навантаженні, визначають пружне зміщення \bar{S} носка і кут $\bar{\varphi}$ повороту лапи відносно її носка.

Зміщення \bar{S} носка робочого органа, внаслідок дії сили \bar{P} , визначається матричним співвідношенням

$$\bar{S} = |\Delta| \bar{P}, \quad (1)$$

де $|\Delta|$ – матриця податливості

$$|\Delta| = \begin{vmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} \end{vmatrix},$$

де δ_{ik} – коефіцієнт податливості (i – напрям сили, k – напрям зміщення).

У загальному випадку коефіцієнт податливості залежить від навантаження нелінійно

$$\delta_{ik} = \delta_{ik} \cdot (\bar{P}),$$

і визначається диференціальним співвідношенням

$$\delta_{ik} = \frac{dS_k}{P_i}. \quad (2)$$

Для лінійної системи це співвідношення спрощується

$$\delta_{ik} = \frac{S_k}{P_i}. \quad (3)$$

Згідно принципу взаємності $\delta_{ik} = \delta_{ki}$ і матриця $|\Delta|$ є симетричною.

Помножимо обидві частини співвідношення (1) на $|\Delta|^{-1}$, отримаємо залежність

$$\bar{P} = |c| \cdot \bar{S}, \quad (4)$$

де $|c|$ – матриця жорсткості.

$$|c| = \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{vmatrix}, \quad (5)$$

де c_{ik} – коефіцієнт жорсткості.

Коефіцієнт жорсткості, у загальному випадку, залежить від навантаження нелінійно

$$c_{ik} = c_{ik} \cdot (\bar{P})$$

і визначається диференціальним співвідношенням

$$c_{ik} = \frac{dP_k}{dS_i}. \quad (6)$$

Співвідношення (6) для лінійної системи спрощується

$$c_{ik} = \frac{P_k}{S_i}. \quad (7)$$

За принципом взаємності $C_{ik} = C_{ki}$.

Діагональні елементи матриць $|c|$ і $|\Delta|$ характеризують, головним чином, величину пружного зміщення, а недіагональні елементи при $i \neq k$ – ступінь зв'язку між координатами.

Структура матриць $|c|$ і $|\Delta|$ враховує тримірність задачі, зв'язок між координатами обумовлений наявністю зміщення за напрямком k і навантаження за напрямком i .

Кут γ між \bar{P} і \bar{S}

$$\cos \gamma = \frac{\bar{P} \cdot \bar{S}}{|\bar{P}| \cdot |\bar{S}|}. \quad (8)$$

Вираз (8) показує, що напрями сили і пружного зміщення співпадають тільки при відсутності зв'язку між координатами: $\Delta_{ik} = 0$, $C_{ik} = 0$ при $i \neq k$.

Для пружної системи справедлива лінійна залежність між навантаженням і кутом повороту робочого органа

$$\bar{\varphi} = |H| \cdot \bar{P}, \quad (9)$$

де $\bar{\varphi} = \{\varphi_x \varphi_y \varphi_z\}^T$ - кут повороту відносно відповідних осей координат;

$|H|$ – матриця кутових викривлень.

$$|H| = \begin{vmatrix} h_{11} & h_{12} & h_{13} \\ h_{21} & h_{22} & h_{23} \\ h_{31} & h_{32} & h_{33} \end{vmatrix}, \quad (10)$$

де h_{ik} – коефіцієнт кутової податливості, рівний $\frac{\Phi_k}{P_i}$.

Підставимо у формулу (9) значення \bar{P} із формули (1), отримаємо

$$\varphi = |\Lambda| \cdot \bar{S}, \quad (11)$$

де $|\Lambda| = |H| \cdot |C|$ - матриця обертання, що характеризує зв'язок між лінійним пружним зміщенням робочого органа і кутом φ його повороту.

$$|\Lambda| = \begin{vmatrix} \lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13} \\ \lambda_{21} & \lambda_{22} & \lambda_{23} \\ \lambda_{31} & \lambda_{32} & \lambda_{33} \end{vmatrix}, \quad (12)$$

де λ_{ik} – коефіцієнт обертання

$$\lambda_{ik} = \frac{\Phi_k}{S}. \quad (13)$$

Пружне зміщення любої точки робочого органа визначається співвідношенням

$$\bar{S}_1 = \bar{S} + \bar{\varphi} \times 1$$

або

$$\bar{S}_1 = |\Delta| \cdot \bar{P} + |H| \cdot \bar{P} \times \bar{1}, \quad (14)$$

де 1 – віддаль між точкою, що розглядається, і носком робочого органа;

\times – векторний добуток.

На практиці при симетричному робочому органі доцільно використовувати спрощену матричну систему, що дозволяє оцінити, наприклад, навантаженість у поздовжньо – вертикальній площині:

- податливість, мм/Н: δ_{11} – поздовжня, δ_{12} – вертикальна, δ_{13} – поперечна, $\delta_{12} = \delta_{21}$ - зв'язки;

- коефіцієнт кутової податливості, град/Н: h_{11} – від горизонтального навантаження, h_{12} – від вертикального навантаження.

Показники $\delta_{11}, \delta_{22}, \delta_{33}$ характеризують величину, $\delta_{12} = \delta_{21}$ – напрям пружного зміщення носка робочого органа.

Для площинної задачі $\bar{S}_1 = \bar{S} + \bar{\varphi}_y \cdot \bar{1}$.

Елементи матриць жорсткості $|c|$ і кутових викривлень $|h|$ стійок

відомої конфігурації визначають розрахунковим шляхом.

Нехай під дією сили \bar{P} , прикладеної під кутом φ до горизонту, носок лапи переміститься з положення A_0 у положення A_1 (рис.1). Пружну складову зміщення \bar{S} можна знайти розглядаючи стійку як кривий брус, навантажений в його площині. При товщині бруса менш за $1/5$ радіуса кривизни зміщення носка лапи визначається інтегралом Мора

$$S_i = \int_1 \frac{M_p \cdot \bar{M}_i}{E \cdot I} \cdot d \cdot l, \quad (15)$$

де l - довжина осьової лінії бруса;

M_p – згинальний момент зовнішнього навантаження P ;

M_i – згинальний момент одиничної сили, прикладеної до носка лапи у заданому напрямі;

E – модуль пружності;

I – момент інерції перерізу.

Складові S по осям координат:

- горизонтальна

$$S_x = \frac{P}{E} (I_{zz} \cos \varphi + I_{xz} \sin \varphi); \quad (16)$$

- вертикальна

$$S_z = \frac{P}{E} (I_{xz} \cos \varphi + I_{xx} \sin \varphi), \quad (17)$$

$$\text{де } I_{xx} = \int_1 \frac{x^2}{I} dl; \quad I_{zz} = \int_1 \frac{z^2}{I} dl; \quad I_{xz} = \int_1 \frac{xz}{I} dl \quad - \text{осьовий момент}$$

інерції другого порядку контуру стійки відносно відповідної осі.

З виразу (16), (17) і формули для матриці податливості (1) знаходимо

$$\delta_{11} = \frac{I_{zz}}{E}, \quad \delta_{12} = \frac{I_{xz}}{E}, \quad \delta_{21} = \frac{I_{zx}}{E}, \quad \delta_{22} = \frac{I_{xx}}{E}. \quad (18)$$

Значення δ_{11} і δ_{22} завжди додатні; для деформації з заглибленням $\delta_{12} = \delta_{21} > 0$, з виглибленням $\delta_{12} = \delta_{21} < 0$.

З виразів (18) слідує, що кінематикою пружної стійки можна управляти, змінюючи її конфігурацію.

Як відомо, дослідження [1] щодо ротаційних робочих органів з передаточним відношенням ланцюгової передачі $i < 1$, що забезпечує уповільнення обертання заднього ротора, не отримали широкої практичної реалізації, тому розглянемо кінематику ротаційних робочих органів з кінематичним зв'язком при $i > 1$, що забезпечить рух зі збільшеною робочою швидкістю.

Залежність швидкості V_p робочого органа від кута φ повороту ротора аналогічна фрезі прямого обертання з горизонтальною віссю. Під час передпосівного обробітку ґрунту на дні борозни утворюються, у результаті перетину петель циклоїд, гребені. На схемі (рис. 3) висота гребеня $h_{гр}$ являє собою ординату точки B' і визначається таким чином

$$h_{гр} = R - b_1 = R \cdot (1 - \cos\varphi_k) \quad (19)$$

або

$$h_{гр} = R \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{z(\lambda - 1)} \right). \quad (20)$$

Кінематичний параметр λ визначається за наступним виразом

$$\lambda = i \cdot \delta, \quad (21)$$

де δ - ковзання переднього ротора. На етапі проектування можна прийняти $\delta = 0,8..0,9$.

При відомій висоті гребеня з урахуванням виразу (20)

$$\frac{h_{гр}}{R} = 2 \sin^2 \frac{\pi}{2z(\lambda - 1)}. \quad (22)$$

Після перетворень отримаємо

$$\lambda = \frac{\pi}{z \arcsin \sqrt{2h_{гр}/R}} + 1. \quad (23)$$

Висота гребенів зазвичай задається агрономіями. Для операцій передпосівного обробітку ґрунту $h_{гр} = 1$ см. При цьому, величина $h_{гр}$ десь на порядок менша за величину R , тому приймаємо $\arcsin \sqrt{2h_{гр}/R} \approx \sqrt{2h_{гр}/R}$, остаточно маємо

$$\lambda = \frac{\pi}{z \sqrt{2h_{гр}/R}} + 1. \quad (24)$$

звідки

$$i = \left(\frac{\pi}{z \sqrt{2h_{гр}/R}} + 1 \right) \cdot \delta^{-1}. \quad (25)$$

Експериментальними дослідженнями [2] встановлено, що з урахуванням сколювання ґрунту дійсна величина гребеня менша за розрахункову.

З виразу (25) видно, що величина передаточного відношення і ланцюгової передачі зростає зі збільшенням радіуса R ротора і може бути зменшена при збільшенні допустимої висоти гребеня $h_{гр}$. Це збігається з результатами, отриманими при дослідженні ґрунтообробних фрез [2].

Висновки. Отримані залежності дозволяють при обґрунтуванні

параметрів робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту враховувати особливості їх кінематики в залежності від типу накладеного на робочий орган зв'язку.

Література

1 Седнев Н.А. Анализ работы ротационного рыхлителя / Н.А. Седнев // Тракторы и сельхозмашины.- 1983.- №4.- С. 12-14.

2 Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов.- М.: Машиностроение, 1977.- 328 с.

3 Корн Г. Справочник по математике: для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн.-4-е изд.- М.: Наука, 1973.- 832 с.

КИНЕМАТИКА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ДЛЯ ПРЕДПОСЕВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Коломиец С.М., Вершков А.А,

Аннотация

В статье дан анализ существующих исследований кинематики рабочих органов почвообрабатывающих машин для предпосевной обработки почвы и сделаны выводы относительно возможностей и приёмов управления кинематикой рабочих органов, что будет способствовать качественному обоснованию их параметров.

KINEMATICS OF WORKINGS ORGANS OF POCHVOOBRABYVAYUSCHIKH MACHINES FOR PRESEED TREATMENT OF SOIL

S. Kolomiyets, O. Vershkov

Summary

In the article the analysis of existent researches of kinematics of workings organs of pochvoobrabatyvayuschikh machines is given for preseed treatment of soil and conclusions are done in relation to possibilities and receptions of management the kinematics of workings organs, that will be instrumental in the high-quality ground of their parameters.