

УДК 631.358

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРУТКОВИХ БАРАБАНИВ ПІДКОПУВАЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

В.М. Корнюшин, ст. наук. співр.

ННЦ "ІМЕСГ"

Викладено результати теоретичного дослідження по обґрунтуванню параметрів пруткових барабанів підкопувально-сепаруючого пристрою картоплезбиральної машини.

Проблема. Досвід експлуатації картоплезбиральних машин показує, що вони здатні задовільно виконувати технологічний процес лише при роботі в сприятливих ґрунтово-кліматичних умовах [1]. При роботі в складних умовах вони не забезпечують якісного збирання картоплі і мають низьку ефективність роботи, недостатню надійність виконання технологічного процесу, підвищені втрати і пошкодження бульб. Тому для отримання бульб задовільної чистоти необхідно працювати на знижених швидкостях і виконувати дообробку картоплі на картоплекортувальних пунктах. Це призводить до збільшення витрат на збирання, оскільки вимагає значних додаткових затрат праці, в тому числі і ручної. Покращити якісні показники картоплезбиральних машин можливо за рахунок введення в технологічну схему інтенсифікуючих пристроїв, що додатково взаємодіють з підкопаним пластом. Тому дослідження робочих органів, що підвищують ефективність роботи картоплезбиральних машин є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження показали, що руйнування підкопаної картопляної грядки доцільно проводити динамічною дією в зоні підкопування, оскільки при цьому бульби захищені ґрунтом від механічних пошкоджень [2]. Перспективними є вертикальні пруткові барабани, встановлені між лемешами і елеватором, які одночасно з подачею підкопаної маси на елеватор, руйнують пласт і відсівають частину ґрунту [3]. Крім того, вони дозволяють уникнути згружування вороху на лемешах. Однак, параметри пруткових барабанів недостатньо обґрунтовані, що не дозволяє однозначно

визначити конструктивні і кінематичні параметри підкопувально-сепаруючого пристрою.

Мета дослідження. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пруткових барабанів підкопувально-сепаруючого пристрою картоплезбиральної машини.

Результати дослідження. Якісне протікання технологічного процесу роботи пруткового барабана буде відбуватися за умови, що при взаємодії прутків барабана з підкопаною картопляною грядкою будуть відсутні втрати картоплі. Цього можливо досягнути лише при відповідних кінематичних і конструкційних параметрах. Траєкторіями руху кінців прутків барабана в просторі будуть замкнені криві (рис. 1 *a*, *б*), форми яких залежать від параметрів і режиму роботи барабана. Можливий такий режим роботи барабанів, при якому ймовірно проходження між прутками бульб і втрата їх при збиранні. Тому виникає необхідність дослідити вплив конструктивних параметрів та режимів роботи барабана на відстань між траєкторіями руху сусідніх прутків. На рис. 1 показано взаємодію прутків барабана з одиночною бульбою в просторі (*a*) і в площині обертання барабана (*б*).

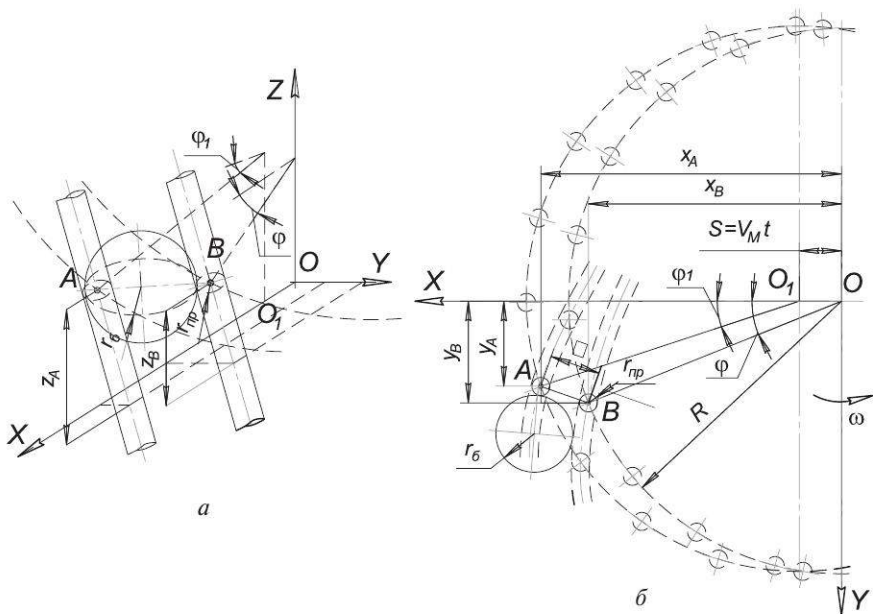


Рис. 1. Схема до обґрунтування параметрів пруткового барабана

З рис. 1. видно, що умова непроходження бульби всередину барабана матиме місце, коли:

$$\Omega \leq [\Omega], \quad (1)$$

де $\Omega = AB$ — відстань між траєкторіями сусідніх прутків (рис. 1б); $[\Omega]$ — допустима відстань між траєкторіями сусідніх прутків.

Відстань між траєкторіями сусідніх прутків барабана визначимо за формулою:

$$\Omega = \sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2 + (z_A - z_B)^2}, \quad (2)$$

де $x_A, y_A, z_A, x_B, y_B, z_B$ — відповідно координати точок A і B .

Координати точки B відповідно до системи рівнянь траєкторії руху прутка дорівнюють:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= R \left[\frac{\varphi}{\lambda} - \cos \gamma (1 - \cos \varphi) \right], \\ y_B &= R \sin \varphi, \\ z_B &= R \sin \gamma (1 - \cos \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де R — радіус барабана; λ — кінематичний параметр режиму роботи барабана; φ — кут повороту прутка.

Координати точки A , яка знаходиться на сусідній траєкторії, дорівнюють координатам точки B плюс величина подачі S . Подачу на один пруток можна визначити так:

$$S = V_M t = \frac{2\pi V_M}{k\omega} = \frac{2\pi R}{k\lambda} = \frac{\pi D}{k\lambda}, \quad (4)$$

де k — кількість прутків на барабані.

Тоді координати точки A визначаються:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= x_B + S = R \left[\frac{2\pi}{k\lambda} + \frac{\varphi_1}{\lambda} - \cos \gamma (1 - \cos \varphi_1) \right]; \\ y_A &= R \sin \varphi_1; \\ z_A &= R \sin \gamma (1 - \cos \varphi_1). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Підставивши в (2) вирази для координат точок A і B , отримаємо:

$$\Omega = R \sqrt{\left(\left(\frac{2\pi}{k\lambda} + \frac{\varphi_1}{\lambda} - \cos \gamma (1 - \cos \varphi_1) \right) - \left(\frac{\varphi}{\lambda} - \cos \gamma (1 - \cos \varphi) \right) \right)^2 + (\sin \varphi_1 - \sin \varphi)^2 + (\sin \gamma (1 - \cos \varphi_1) - \sin \gamma (1 - \cos \varphi))^2} \quad (6)$$

Кути φ і φ_1 знайдемо наступним чином. Як відомо, рівняння нормальної площини до просторої кривої, що задане в параметричній формі, має вигляд:

$$(X-x)x' + (Y-y)y' + (Z-z)z' = 0. \quad (7)$$

Запишемо рівняння нормальної площини, що проходить через точку B :

$$(X-x_B)x'_B + (Y-y_B)y'_B + (Z-z_B)z'_B = 0, \quad (8)$$

де $x_B, y_B, z_B, x'_B, y'_B, z'_B$ — відповідно координати точки B і їх похідні за кутом φ , X, Y, Z — поточні координати точок нормальної площини.

Похідні за кутом φ :

$$\begin{aligned} x' &= R(1/\lambda - \cos\gamma \sin\varphi); \\ y' &= R \cos\varphi; \\ z'_B &= R \sin\gamma \sin\varphi. \end{aligned} \quad (9)$$

Підставивши в (8) вирази для координат і похідних точки B , а замість координат X, Y, Z — значення координат точки A , після спрощень отримаємо залежність, що пов'язує кути φ і φ_1 :

$$\begin{aligned} &\left[\left(\frac{2\pi}{k\lambda} + \frac{\varphi_1}{\lambda} - \cos\gamma(1 - \cos\varphi_1) \right) - \left(\left(\frac{\varphi}{\lambda} - \cos\gamma(1 - \cos\varphi) \right) \right) \right] \times \\ &\quad \times \left(\frac{1}{\lambda} - \cos\gamma \sin\varphi \right) + (\sin\varphi_1 - \sin\varphi) \cos\varphi + \\ &\quad + (\sin\gamma(1 - \cos\varphi_1) - \sin\gamma(1 - \cos\varphi)) \sin\gamma \sin\varphi = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Допустиму відстань між траєкторіями сусідніх прутків можна знайти так:

$$[\Omega] = r_{\text{б}} + r_{\text{пр}} + \Delta, \quad (11)$$

де $r_{\text{б}}$ — радіус картоплини; $r_{\text{пр}}$ — радіус прутка барабана; Δ — зміщення центра ваги бульби відносно траєкторії центра прутка.

Визначимо умову проходження бульби між прутками з врахуванням сил тертя. Розглянемо випадок (рис. 2), коли траєкторія руху центра прутка лежить нижче центра ваги бульби, оскільки при цьому бульба може відбитися в середину барабана.

Нехай пруток l радіусом $r_{\text{пр}}$, переміщуючись по траєкторії AB , зустрічає бульбу 2 радіусом $r_{\text{б}}$. В точці дотику виникає сила опору бульби P , що направлена по дотичній до траєкторії руху прутка барабана, яку

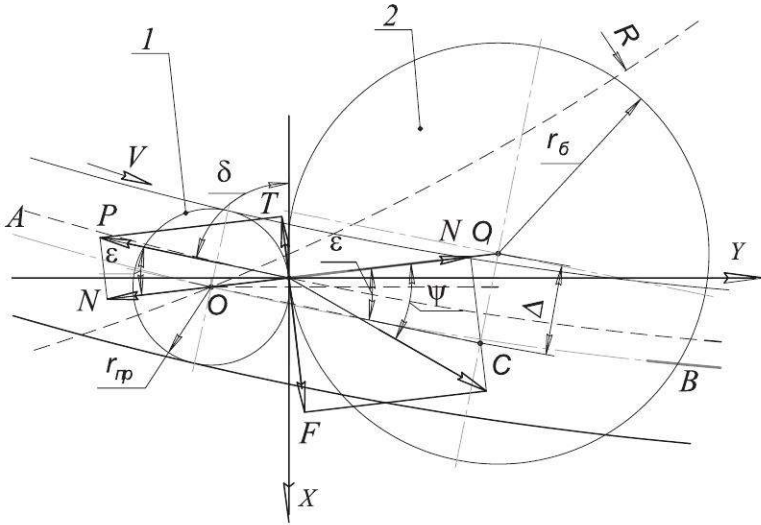


Рис. 2. Схема взаємодії прутка барабана з бульбою

можна розкласти на складові: дотичну T , що направлена по дотичній до поверхні прутка в точці дотику:

$$T = P \cdot \sin \varepsilon, \quad (12)$$

і нормальну силу тиску N , що направлена по нормалі до поверхні прутка:

$$N = P \cdot \cos \varepsilon, \quad (13)$$

де $\varepsilon = \pi/2 - \delta$ — кут нахилу сили опору бульби P ; δ — кут нахилу дотичної до траєкторії руху прутка (циклоїди).

Дотична сила T намагається затягнути бульбу всередину барабана, але цьому перешкоджає сила тертя F :

$$F = N \cdot f, \quad (14)$$

де f — коефіцієнт тертя бульби по поверхні прутка:

$$f = \operatorname{tg} \psi, \quad (15)$$

де ψ — кут тертя бульби по поверхні прутка.

Тоді:

$$F = P \cdot \cos \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \psi. \quad (16)$$

Для того, щоб бульба не затягувалась всередину барабана необхідно, щоб виконувалась умова:

$$F > T,$$

$$\text{або} \quad P \cdot \cos \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \psi > P \cdot \sin \varepsilon. \quad (17)$$

$$\text{Звідки} \quad \text{tg} \psi > \text{tg} \varepsilon, \quad (18)$$

$$\psi > (\pi/2 - \delta). \quad (19)$$

Кут нахилу дотичної до траєкторії руху прутка δ в будь-якій точці можна визначити згідно виразу:

$$\text{tg} \delta = \frac{dy}{dx} = \frac{V_B \cos \varphi}{V_B \left(\frac{1}{\lambda} - \sin \varphi \right)}, \quad (20)$$

$$\text{звідки} \quad \delta = \text{arctg} \left(\frac{V_B \cos \varphi}{V_B \left(\frac{1}{\lambda} - \sin \varphi \right)} \right) = \text{arctg} \left(\frac{\lambda \cos \varphi}{1 - \lambda \sin \varphi} \right). \quad (21)$$

Кут ε можна знайти так:

$$\sin \varepsilon = \frac{\Delta}{r_{\text{np}} + r_6}, \quad (22)$$

$$\varepsilon = \arcsin \left(\frac{\Delta}{r_{\text{np}} + r_6} \right), \quad (23)$$

Тоді обмежувальні умови:

$$\psi > \arcsin \left(\frac{\Delta}{r_{\text{np}} + r_6} \right), \quad (24)$$

$$\psi > \left(\frac{\pi}{2} - \text{arctg} \left(\frac{\lambda \cos \varphi}{1 - \lambda \sin \varphi} \right) \right). \quad (25)$$

Величину зміщення Δ з урахуванням (21) можна виразити так:

$$\Delta = (r_{\text{np}} + r_6) \sin \varepsilon = (r_{\text{np}} + r_6) \sin \left(\frac{\pi}{2} - \text{arctg} \left(\frac{\lambda \cos \varphi}{1 - \lambda \sin \varphi} \right) \right). \quad (26)$$

Отже, допустима відстань між траєкторіями сусідніх прутків з врахуванням (26) дорівнює:

$$[\Omega] = (r_{\text{np}} + r_6) \left(1 + \sin \left(\frac{\pi}{2} - \text{arctg} \left(\frac{\lambda \cos \varphi}{1 - \lambda \sin \varphi} \right) \right) \right). \quad (27)$$

За допомогою залежності (6), з врахування обмежувальних умов (24), (25), (27) (при $r_6=0,12$ м, $r_{\text{np}}=0,008$ м, $\gamma=25^\circ$, $\varphi=0$), побудовані графічні залежності (рис. 3, 4), що дозволяють визначити основні конструктивно-технологічні параметри пруткових барабанів. На даних

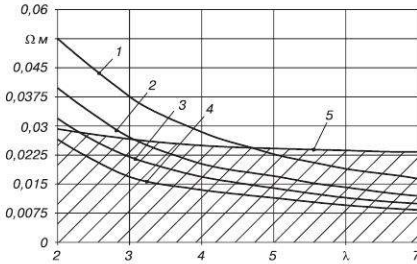


Рис. 3. Залежність відстані між траєкторіями сусідніх прутків барабана Ω від кінематичного параметра режиму роботи λ при різних значеннях кількості прутків k на барабані при $R=0,275$ м: 1 – $k=15$; 2 – $k=20$; 3 – $k=25$; 4 – $k=30$; 5 – $[\Omega]$

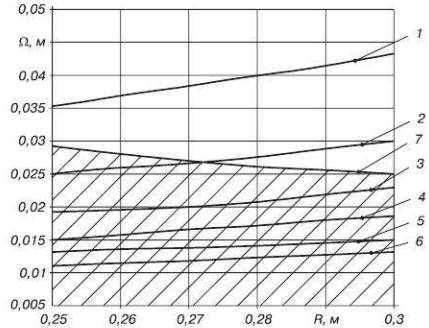


Рис. 4. Залежність відстані між траєкторіями сусідніх прутків барабана Ω від радіуса барабана R при різних значеннях кінематичного параметра режиму роботи λ при $k=20$: 1 – $\lambda=2$; 2 – $\lambda=3$; 3 – $\lambda=4$; 4 – $\lambda=5$; 5 – $\lambda=6$; 6 – $\lambda=7$; 7 – $[\Omega]$

графіках межа допустимих значень параметрів знаходиться нижче кривих 5 (рис. 3) і 7 (рис. 4), що побудовані з допомогою залежності (27).

Аналіз отриманих аналітичних та графічних залежностей показує, що для задовільного проходження технологічного процесу роботи підкопувально-сепаруючого робочого органу кінематичний параметр режиму роботи пруткових барабанів повинен знаходитися в межах $\lambda=3\dots5$, радіус барабана $R=0,275\dots0,3$ м, кількість прутків $k=15\dots20$.

Висновки.

1. Отримано аналітичні залежності, що дозволяють визначити основні конструктивно-технологічні параметри пруткових барабанів підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини з умов запобігання втрат бульб картоплі.

2. Визначено, що при кінематичному параметрі режиму роботи пруткових барабанів $\lambda=3\dots5$, радіус барабана повинен бути $R=0,275\dots0,3$ м, а кількість прутків $k=15\dots20$.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Верецагин Н.И., Пшеченков К.А., Герасимов В.С.* Уборка картофеля в сложных условиях. — М.: Колос, 1983. — 208 с.
2. *Маценуро М.Е.* Технологические основы механизации уборки картофеля. — Минск: Изд-во АН БССР, 1959. — 324 с.
3. *Шумило М.М.* Обгрунтування технологічного процесу сепарації ґрунту при підкопуванні картоплі і параметрів підкопувально-сепаруючого робочого органу

картоплезбиральної машини / Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Глеваха, 1994. — 21 с.

4. *Петров Г.Д.* Картофелеуборочные машины. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1984. — 320 с.
-

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРУТКОВЫХ БАРАБАНОВ
ПОДКАПЫВАЮЩЕ-СЕПАРИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА
КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ**

Приведены результаты теоретического исследования по обоснованию параметров прутковых барабанов подкапывающе-сепарирующего устройства картофелеуборочной машины.

**SUBSTANTIATION PARAMETERS OF DRUM
OF DIGGING-SEPARATING DEVICE OF POTATO HARVESTER**

the article gives the results of the theoretical research of substantiation parameters of drum of digging-separating device of potato harvester.

УДК 631.35:633.521

**ПРО ПІДБІР ПРУЖИН ДЛЯ ВАЛЬЦІВ
ЛЬОНОТЕРКОВОГО АПАРАТА**

В.І. Василюк, асп.

ВП НУБіП України “Ніжинський агротехнічний інститут”

Наведений графоаналітичний аналіз роботи пружини вальця льонотеркового апарата та взаємозв'язок сили стиску пружини з її параметрами.

Проблема. Пружини є необхідною складовою частиною теркових апаратів льономолотарок. В їх завдання входить забезпечення необхідного положення вальців (один відносно іншого) при роботі, дати можливість одному вальцю відійти від другого у випадку попадання в плющильну щілину сторонніх твердих тіл і забезпечити вальцю, що відійшов після пропускання цих тіл, повернення в попереднє положення. Крім цього, з допомогою пружин, ступінь стиску яких регулюється, забезпечується необхідний тиск вальців на ворох, який підлягає перетиранню (плющенню) [2].

© В.І. Василюк.

Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 94. 2010.