

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРУЮЧОГО ТРАНСПОРТЕРА

Маланчин А.М., інженер, Ткаченко І.Г., канд. техн. наук,
Павелчак О.Б., канд. техн. наук

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя,
Тернопільська академія народного господарства)

Наведена нова конструктивно-технологічна схема і принцип очищення коренеплодів скребковим сепаруючим транспортером. Проведено розрахунок конструктивних параметрів елементів робочого органу, встановлено межі їх раціональних параметрів, виходячи з умов роботи

Розвиток конструкцій коренезбиральних машин здійснюється у двох основних напрямках: експлуатаційному і функціональному. Покращення експлуатаційних характеристик машин пов'язане з підвищенням надійності їх окремих вузлів і систем в цілому, пристосованістю до різних умов збирання, зниженням питомої матеріаломісткості та енергомісткості при виконанні технологічного процесу. Підвищення функціональних показників відображає ступінь зниження втрат і пошкоджень коренеплодів, а також підвищення якості їх очищення при механізованому збиранні.

Якщо проблема зниження втрат коренеплодів в першу чергу пов'язана із конструктивною недосконалістю викопуючих пристроїв та вибором їх конструктивних і технологічних параметрів, то питання зниження пошкоджень коренеплодів при їх задовільному очищенні знаходяться в технічному протиріччі, оскільки чим вищим є ступінь очищення коренеплодів тим потенційно більше вони пошкоджуються і навпаки.

Одним із напрямків вирішення даної проблеми є забезпечення максимально можливо довжини шляху очищення коренеплодів при їх проходженні технологічними руслами машини при одночасному зниженні інтенсивності впливу сепаруючих робочих органів по мірі віддалення від зони викопування.

Такий підхід може бути реалізований при умові заміни пасивних пруткових скребкових транспортерів, якими комплектуються коренезбиральні машини, на активні сепаруючі, без кардинальних змін у конструкції базових елементів, що дозволить доволі швидко впровадити їх у виробництво і підвищити функціональні можливості машин щодо доочищення коренеплодів при забезпеченні допустимого рівня їх пошкоджень.

Розв'язанню проблеми в такий спосіб присвячено ряд науково-дослідних праць [1; 2; 3; 4], загальний підхід в яких базується на інтенсифікації процесів доочищення коренеплодів прутковими транспортерами. Однак основним недоліком схем, які представлені в даних працях є їх конструктивна складність, а також висока питома енергомісткість процесу.

Метою даної статті є розробка схеми та обґрунтування конструктивних

параметрів сепаруючого транспортера коренезбиральних машин.

Для підвищення ефективності доочищення коренеплодів скребковими транспортерами при їх незначних конструктивних змінах пропонується конструкція транспортера, схема якого зображена на рис.1.

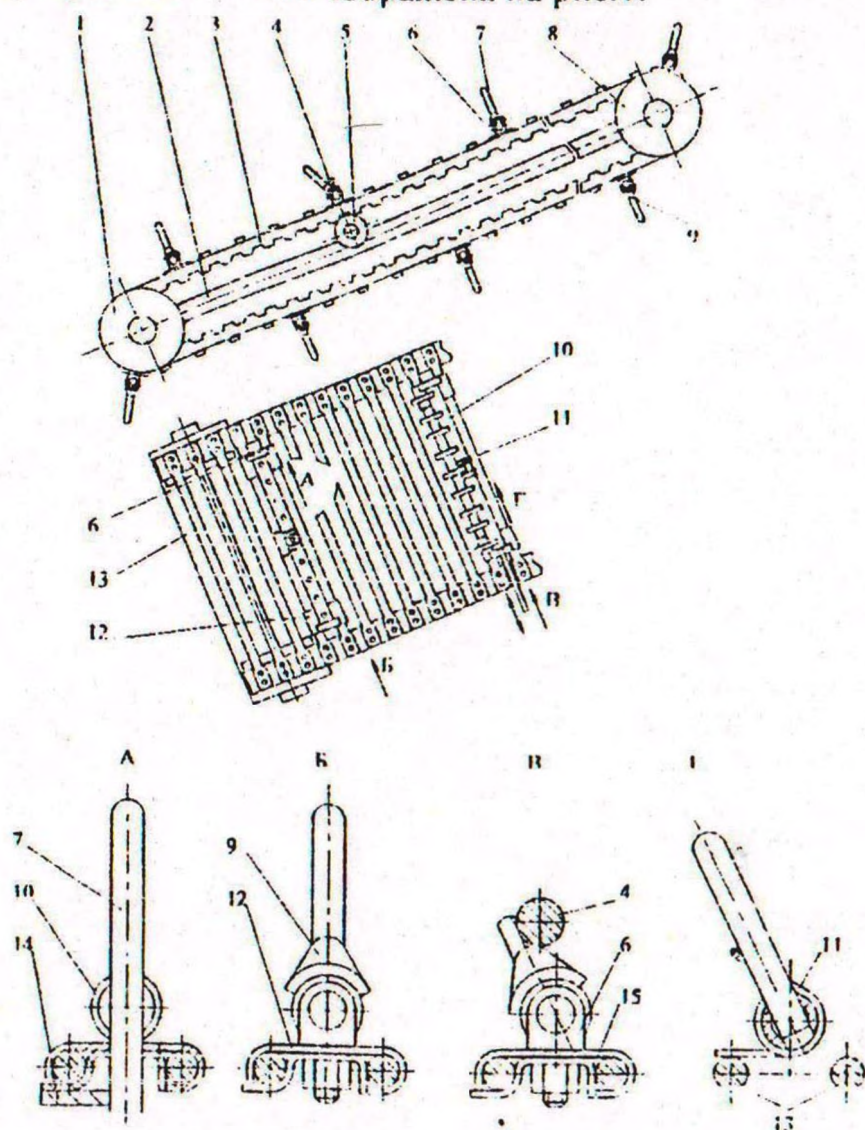


Рис. 1. Конструктивна схема сепаруючого транспортера

Він містить раму 2, на якій встановлені ведучий 8 і ведений 1 барабани, що охоплюються прутковим полотном 3. З певним кроком краї двох сусідніх прутків 13 охоплюють скоби 12, фіксуються внутрішніми пластинами 15. На зовнішній поверхні скоб передбачені кронштейни 6, в отворах яких розташований вал 10 із закріпленими у ньому скребками 7, а на торці вала встановлений профільний кулачок 9. Кулачок періодично контактує з опорним пальцем 4, який з можливістю осевого переміщення встановлений на рамі. Скребки в напрямку переміщення пруткового полотна підтиснуті пружинами 11, а максимальний кут їх провертання обмежений упором 14. В одній площині з віссю опорного пальця під прутковим полотном встановлений опорний ролик 5.

В процесі роботи скребки, в зоні веденого барабана, захоплюють коренеплоди і транспортують їх в напрямку вивантаження. При підході скребків до опорного пальця відбувається його взаємодія з поверхнею профільного кулач-

ка. Це призводить до повертання вала зі скребками, з одночасним закручуванням пружини, на певний кут, який визначається положенням виходу із зачеплення опорного пальця і кулачка. Далі, під дією пружини, скребки з коренеплодами здійснюють зворотній рух у напрямку переміщення полотна до моменту контакту нижньої частини скребок з упором. При цьому, коренеплоди, під дією сил інерції, викидаються вперед на прутки полотна. Така ударна взаємодія з пружними прутками викликає очищення буряків від налиплого ґрунту за рахунок струпування, а також перекочування у зворотному напрямку до повторного ударного контакту зі скребками. Розташування в одній площині опорного пальця та опорного ролика виключить можливість прогинання полотна в момент контакту пальця з поверхнею кулачка.

Метою теоретичного розрахунку є встановлення взаємозв'язку між конструктивними параметрами елементів механізму повертання скребок сепаруючого транспортера.

Визначимо аналітичні залежності між конструктивними параметрами кулачка, який взаємодіє з пальцями та їх переміщеннями, користуючись розрахунковою схемою (рис. 2). В процесі переміщення полотна палець 1 взаємодіє з кулачком 2. При відносному переміщенні, палець 1 є нерухомим, а кулачок здійснює складний рух: поступальний, разом з полотном, і обертальний, відносно власної осі. Для зручності зображення схеми, а також зменшення скученості позначень, припустимо що палець рухається вздовж осі $X-X'$ у зворотному напрямку відносно руху полотна, а кулачки повертаються навколо власної осі. При цьому, всі співвідношення конструктивних параметрів, поступальних і кутових переміщень є адекватними реальному процесу, оскільки відстань між віссю пальця і площиною полотна є однаковою.

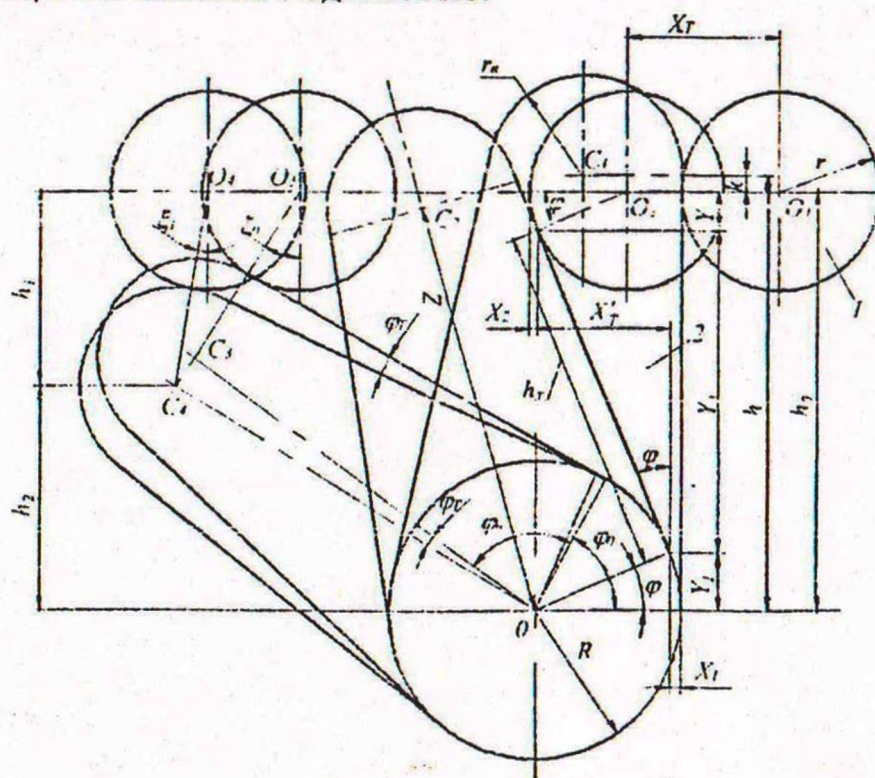


Рис. 2. Схема до визначення конструктивних параметрів механізму повертання скребка

Припустимо, що в початковому положенні плоска робоча площина кулачка розташовується вертикально, в початковий момент кулачок взаємодіє з пальцем своєю плоскою робочою площиною, а виступ кулачка виконано заокругленим.

Процес взаємодії пальця з кулачком умовно розглядаємо, як два етапи: 1 – взаємодія кулачка з пальцем плоскою робочою площиною; 2 – взаємодія кулачка з пальцем заокругленим виступом.

На першому етапі встановлено аналітичні залежності між біжучими значеннями відносних переміщень елементів взаємодії і кутом провертання кулачка. Нехай в процесі переміщення центру пальця т. O_1 переміщується в т. O_2 на величину X_T . При цьому, кулачок провертається на деякий кут φ . Визначимо h_T і $X_T = f(\varphi)$:

$$Y_0 = h_0 - Y_1 - Y_2,$$

де Y_1 і Y_2 – біжучі значення переміщень точок контакту і крайніх положень елементів у вертикальному напрямку.

$$Y_1 = R \sin \varphi; Y_2 = r \sin \varphi; Y_0 = h_0 - \sin \varphi (R + r);$$

$$\cos \varphi = \frac{Y_0}{h_T};$$

$$h_T = \frac{h_0 - \sin \varphi (R + r)}{\cos \varphi}. \quad (1)$$

Для X_T справедливні наступні залежності

$$X_T = X'_T + X_1 + X_2,$$

де X_1 і X_2 – біжучі значення переміщень точок контакту і крайніх положень елементів у горизонтальному напрямку.

$$X_1 = R - R \cdot \cos \varphi = R(1 - \cos \varphi); X_2 = r - r \cdot \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi);$$

$$\sin \varphi = \frac{X'_T}{h_T};$$

$$X'_T = h_T \cdot \sin \varphi;$$

$$X_T = h_T \cdot \sin \varphi + (R + r) \cdot (1 - \cos \varphi).$$

З урахуванням (1)

$$X_T = [h_0 - (R + r) \cdot \sin \varphi] \cdot \operatorname{tg} \varphi + (R + r) \cdot (1 - \cos \varphi). \quad (2)$$

Очевидним є те, що значення кута φ_0 провертання кулачка, коли контакт по його плоскій робочій поверхні з пальцем переходить в контакт по заокругленому виступу, відповідатиме умові $h_T = h$. Враховуючи рівняння (1), а також те, що $h = h_0 + k$ отримаємо

$$h_T = h = h_0 + k = \frac{h_0 - (R + r) \sin \varphi_0}{\cos \varphi_0};$$

$$(h_0 + k) \cdot \cos \varphi_0 = h_0 - (R + r) \cdot \sin \varphi_0;$$

$$\varphi_0 = \arccos \left[\frac{h_0 - (R + r) \cdot \sin \varphi_0}{h_0 + k} \right] \quad (3)$$

Оскільки у правій і лівій частинах рівняння (3) міститься φ_0 то його розв'язання можливе лише чисельними методами.

Другий етап розрахунку починається, коли кулачок повертається на кут φ_0 і його подальша взаємодія з поверхнею пальця відбувається коловим виступом. На рис.2 це положення відповідає центру пальця т. O_3 і центру колового виступу кулачка т. C_3 . При цьому кут ξ_0 між лінією, що сполучає т. O_3 і т. C_3 та вертикальною лінією, що проходить через т. O_3 є рівним $\xi_0 = (90^\circ - \varphi_0)$. Очевидним є те, що при подальшій зміні кута ξ (на схемі зображене його біжуче значення ξ_T) зворотній рух кулачка відбувається при $\xi_T = 0$. Цьому положенню також відповідатиме максимальне значення φ_T , яке в сумі з кутом φ_0 визначатиме максимальний кут повороту скребків відносно т. O . Встановлено функціональну залежність кута φ_T від вищенаведених параметрів

$$h_0 = h_1 + h_2; \quad (4)$$

$$h_1 = (r + r_a) \cos \xi_T; \quad h_2 = Z \cdot \sin[180^\circ - \varphi_T - \varphi_n - \varphi_0];$$

$$Z = \sqrt{h^2 + (R - r_a)^2}; \quad (5)$$

$$\varphi_n = \arctg\left(\frac{h}{R - r_a}\right); \quad (6)$$

$$h_0 = (r + r_a) \cos \xi_T + Z \cdot \sin[180^\circ - \varphi_T - \varphi_n - \varphi_0];$$

$$\varphi_T = 180^\circ - \varphi_n - \varphi_0 - \arcsin\left[\frac{h_0 - (r + r_a) \cdot \cos \xi_T}{Z}\right]. \quad (7)$$

Таким чином кут φ_T визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} \varphi_T = 180^\circ - \varphi_n - \varphi_0 - \arcsin\left[\frac{h_0 - (r + r_a) \cdot \cos \xi_T}{Z}\right]; \\ Z = \sqrt{h^2 + (R - r_a)^2}; \\ \varphi_n = \arctg\left(\frac{h}{R - r_a}\right); \\ \varphi_0 = \arccos\left[\frac{h_0 - (R + r) \cdot \sin \varphi_0}{h_0 + k}\right]. \end{cases} \quad (8)$$

Попередньо, при заданих конструктивних параметрах h_0 ; R ; r і k чисельними методами необхідно визначити кут φ_0 . Далі розрахувати значення Z і φ_n , які з урахуванням кута φ_0 підставляються в перше рівняння системи (8). Змінюючи кут ξ_T в межах $(90^\circ - \varphi_0) \dots 0$ можна визначити біжуче та максимальне (при $\xi_T = 0^\circ$) значення кута φ_T . Максимальне значення кута повертання кулачка і, відповідно, скребків становитиме $\varphi_{\max} = \varphi_0 + \varphi_{T\max}$.

Для аналізу системи рівнянь (8) складено програму її розрахунку на ЕОМ і встановлено вплив конструктивних параметрів елементів взаємодії на кут φ_T повертання кулачка. Також за формулами (1) і (2) встановлено функціональні залежності X_T і $h_T = f(\varphi)$.

За результатами розрахунків побудовані відповідні графічні залежності (рис. 3), порядкові номери яких відповідають наступним параметрам: 1 – $R=20$ мм; $r_a=10$ мм; $r=15$ мм; $h_0=40$ мм; $k=3$ мм; 2 – $R=20$ мм; $r_a=10$ мм; $r=15$ мм; $h_0=50$ мм; $k=0$; 3 – $R=20$ мм; $r_a=10$ мм; $r=15$ мм; $h_0=60$ мм; $k=0$.

При аналізі графічних залежностей встановлено що відстань h_T спочатку зменшується, а далі починає стрімко зростати до моменту переходу контакту кулачка з опорним пальцем по заокруглених поверхнях (на рис. 3 ці положення відповідають т. φ_0). Очевидним є те, що величина X_T при зазначених параметрах і зміні h_0 від 40 до 60 мм в межах кута провертання кулачка $0...60^\circ$ має чітко виражений лінійний характер, а кут підйому прямих зростає при збільшенні h_0 .

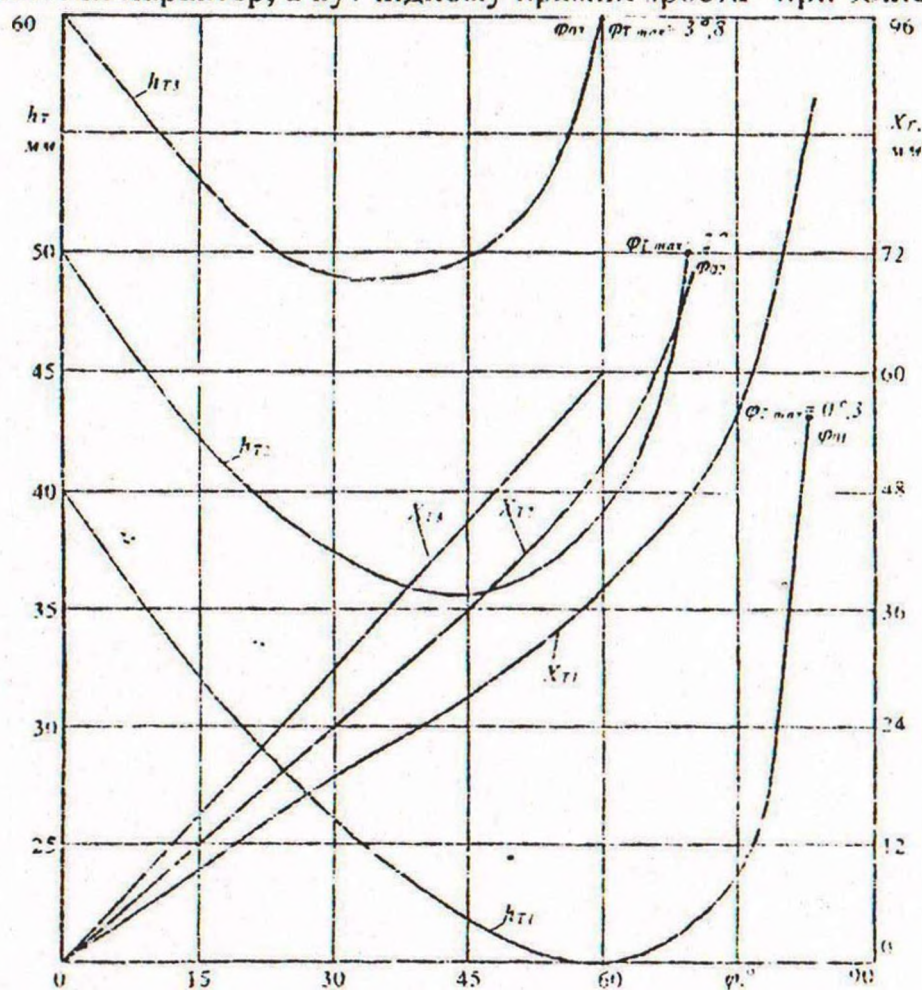


Рис. 3. Графічні залежності h_T і X_T від кута φ провертання кулачка

При аналізі системи рівнянь (8) встановлено, що для першого випадку, при $h_0=40$ мм ξ_T змінюється від $7,22^\circ$ до 0° , при цьому зростання кута φ_T становить лише $0^\circ,3$. При $h_0=50$ мм і $\xi_T=20^\circ...0^\circ$, кут φ_T знаходиться в межах від 0° до 2° . При $h_0=60$ мм і $\xi_T=29^\circ,5...0^\circ$ кут φ_T зростає на $3^\circ,8$.

Таким чином абсолютна величина зростання кута φ_T , у визначеному діапазоні змінних параметрів, від положення контакту кулачка з пальцем по заокруглених поверхнях до їх виходу із зачеплення є незначною у порівнянні з кутом провертання кулачка φ_0 (найменше відношення φ_0/φ_T складає близько 16, а найбільше перевищує 270).

Висновки:

1. Подальші розрахунки силових параметрів процесу контакту між опорним пальцем механізму повертання скребків і кулачком доцільно проводити лише для зони плоскої частини останнього.
2. При виборі раціональних конструктивних параметрів механізму повертання, а також вихідного положення кулачка, рекомендованим є розташування, для якого значення h_T буде максимально можливим.
3. При виборі максимального кута повертання кулачка і, відповідно, скребків необхідно враховувати кут нахилу полотна транспортера до горизонту та виконувати умову: абсолютний кут нахилу неробочої поверхні скребків повинен бути меншим ніж кут тертя в парі "скребок-коренеплід".
4. Додаткових досліджень вимагає силовий аналіз механізму повертання, визначення параметрів руху коренеплідів після їх відриву від скребків та ударної взаємодії, а також експериментальне визначення якісних показників роботи системи.

Список літератури

1. Гевко Р.Б., Павх І.І., Гладь Ю.Б., Ткаченко І.Г. Розрахунок конструктивно-кінематичних параметрів стрічкового транспортера-очисника // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. ЛДТУ.- Луцьк, 1999.-С.46-53.
2. Ткаченко І.Г., Гладь Ю.Б., Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора // Міжвузівський збірник: Наукові нотатки.-Вип.7.- Луцьк: ЛДТУ.- 2000.- С.260-266.
3. Гандзюк М.О. Обґрунтування параметрів сепаруючої системи коренезбиральної машини // Міжвузівський збірник: Наукові нотатки.-Вип.7.- Луцьк: ЛДТУ.- 2000.- С.71-77.
4. Шкільнюк В., Гевко Р. Обґрунтування параметрів скребкового транспортера-очисника // Вісник ТДТУ. – Том 7. –Тернопіль:- 2002.- С.53-59.

Аннотации

Обоснование конструктивных параметров сепарирующего транспортера

Представлена новая конструктивно-технологическая схема и принцип очистки корнеплодов сепарирующим транспортером. Подан расчет конструктивных параметров элементов рабочего органа, определены границы их рациональных параметров, исходя из условий работы.

Abstract

Analyse of the separation transporter construction parameters

New construction-technological scheme and the character of the beet-roots cleaning by the scrubber separation transporter, are presented in the articles. The calculation of the construction parameters of the working part organs is carried out. Limits of their efficient parameters, caused by the operating conditions, are found.