

УДК 631.356.2

<sup>1</sup>Р.Б.Гевко, д.т.н., проф.<sup>2</sup>І.В.Фльонц<sup>1</sup>О.Б.Павелчак, к.т.н

## ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ СКРЕБКОВОГО СЕПАРУЮЧОГО ТРАНСПОРТЕРА

<sup>1</sup>Тернопільський національний економічний університет, gb-gevko@ukr.net<sup>2</sup>Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

*У статті представлено вдосконалену конструкцію скребкового транспортера-сепаратора для доочищення коренебульбоплодів від домішок ґрунту та рослинних решток, а також проведено теоретичне обґрунтування його раціональних конструктивно-силових параметрів*

### Вступ

Збереження родючості ґрунтів залежить від багатьох чинників, одним з яких є якісне очищення засобами механізації коренебульбоплодів, безпосередньо на полі, з допустимими їх пошкодженнями. Це забезпечить мінімальне вивезення ґрунту з поля на переробні пункти разом з викопаними коренеплодами.

Частково вирішити дану проблему можна шляхом постійного доочищення коренебульбоплодів після їх виходу з агресивних сепараторів збиральних машин на пруткових та скребкових транспортерах.

### Аналіз досліджень і публікацій

Проведений аналіз відомих досліджень показав, що на даний час існують ряд конструкцій сепаруючих транспортерів, які забезпечують доочищення коренеплодів. В одних випадках скребковому полотну надають повздовжні коливання [1], а інших – еластичне полотно зі скребками переміщається по локальних криволінійних трасах [2]. Це забезпечує відрив коренеплодів від несучої поверхні скребків і їх перекочування з ковзанням по прутках полотна з доочищенням. Однак такі конструктивні схеми сепаруючих транспортерів характеризуються підвищеними енерговитратами та низькою довговічністю.

Також відомий спосіб доочищення де окрема група скребків разом з коренеплодами в певних зонах провертається і під дією пружини викидає коренеплоди на пруткове полотно [3, 4], що сприяє їх доочищенню. Однак відомі схеми є конструктивно недосконалі, що знижує їх експлуатаційну надійність.

### Постановка завдання

З метою підвищення експлуатаційних показників повздовжніх транспортерів-сепараторів, які забезпечують доочищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток при мінімальному їх пошкодженні та регулюванні інтенсивності ступеня сепарації необхідно розробити нову конструкцію скребкового транспортера-очисника і обґрунтувати його раціональні конструктивні та силові параметри.

### Основний зміст

Згідно поставленого завдання розроблена нова конструкція скребкового транспортера-очисника [5], схема якого зображена на рис. 1. Він містить раму 1, на якій є ведучий і ведений барабани, які охоплює пруткове полотно 2, обладнане скребками 3 з кулачками 13. Кулачки періодично контактують з опорним елементом 5, який з можливістю переміщення у напрямку перпендикулярному до площини пруткового полотна 2 і фіксації свого положення встановлено на рамі 1 за допомогою кронштейна 4. Переміщення опорного елемента дозволяє безступінчасто змінювати кут миттєвого провертання скребків від максимального значення до нуля. В одній площині з поздовжньою віссю опорного елемента встановлено один з опорних роликів 6.

Особливість конструкції скребків 3 полягає у тому, що прутки 7 полотна 2 охоплюють зовнішні скоби 8, до яких, за допомогою болтів 9 і гайок 10, прикріплені внутрішні пластини 11. До поверхні зовнішніх скоб приєднані пальці 12 і кулачок 13. Скребки 3 у напрямку руху пруткового полотна 2 підтиснуті пружиною 14, а кут їх нахилу до пруткового полотна обмежений внутрішніми пластинами 11.

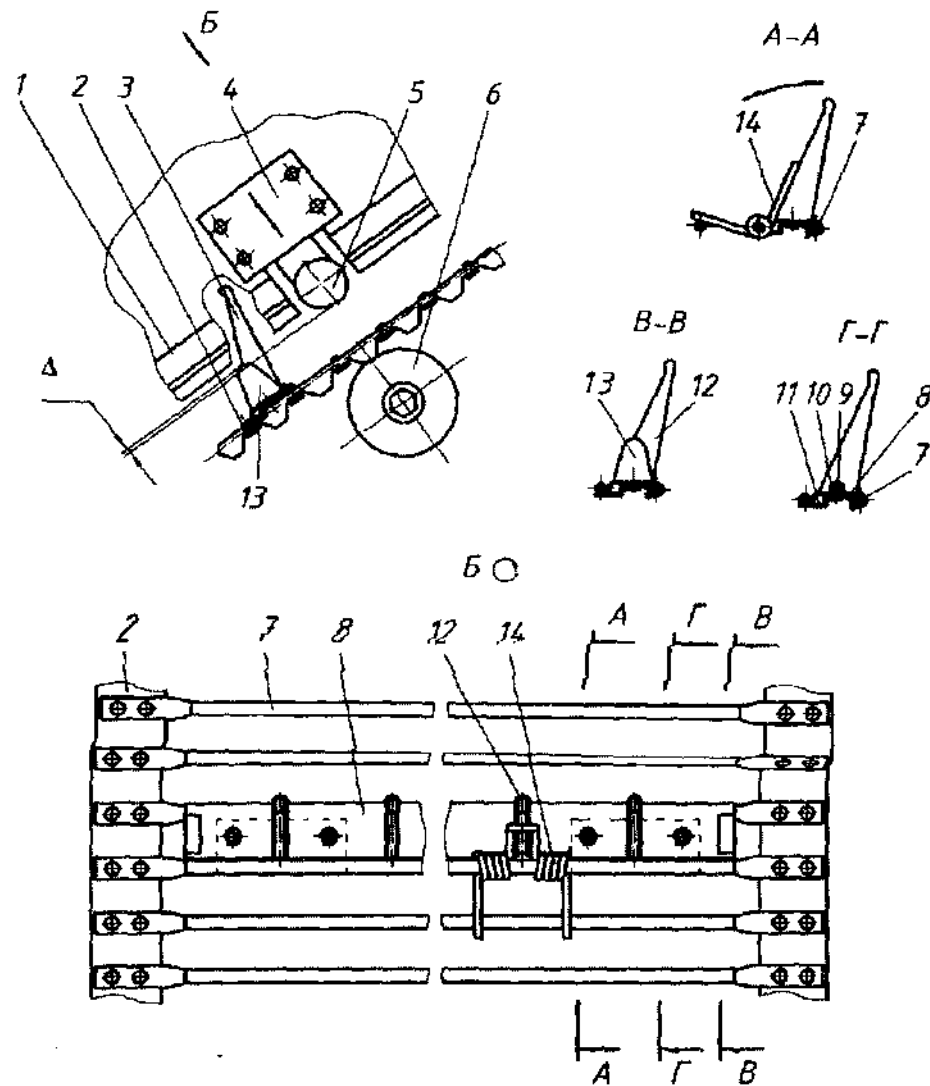


Рис. 1. Транспортёр-сепаратор для кореневульбоплодів

В процесі роботи скребки 3, в зоні веденого барабана, захоплюють коренеплоди (на рисунку не зображено) і транспортують їх у напрямку вивантаження. При підході скребок 3 до опорного елемента 5 за умови наявності перекриття  $\Delta$  відбувається його взаємодія з поверхню кулачка 13. Це призводить до провертання скребок 3 навколо осі прутка 7, з одночасною деформацією пружини 14, на певний кут, який визначається величиною перекриття  $\Delta$  і положенням виходу із зачеплення кулачка 13 відносно опорного елемента 5. Далі, під дією сили пружини 14 скребки 3 з коренеплодами здійснюють зворотній рух до контакту задньої частини внутрішньої пластини 11 із сусіднім прутком 7 полотна 2. При цьому, коренеплоди, під дією сил інерції, викидаються вперед на прутки 7 полотна 2. Така ударна взаємодія з пружними прутками 7 призводить до очищення кореневульбоплодів шляхом їх струшування, а також перекочування у зворотному напрямку до повторного ударного контакту із пальцями 12 скребок 3, що також сприятиме додатковому очищенню поверхні коренеплодів від налиплих ґрунту.

Переміщення опорного елемента 5 в бік полотна 2 збільшує величину перекриття  $\Delta$ , а отже і кут провертання скребка, що дозволяє підвищити інтенсивність сепарації кореневульбоплодів. Переміщення опорного елемента 5 від полотна 2 зменшує величину перекриття  $\Delta$ , а отже і кут провертання скребка, що дозволяє зменшити інтенсивність додаткового впливу на кореневульбоплоди, аж до повного його виключення, якщо такий вплив не потрібен, наприклад при сприятливих умовах збирання. Останнє дозволить знизити енерговитрати на реалізацію технологічного процесу та пошкодження кореневульбоплодів.

Розташування в одній площині опорного елемента 5 та опорного ролика 6 виключить мож-

лівість прогинання пруткового полотна 2 в даній зоні в момент контакту опорного елемента з поверхнею кулачка.

Метою теоретичного розрахунку є встановлення аналітичних залежностей впливу конструктивних параметрів елементів зачеплення ролика з кулачком на величину переміщення полотна, при якому здійснюється їх контакт, а також максимального кута повороту скребків перед викиданням коренеплодів на пруткове полотно. Для цього звернемося до розрахункової схеми, яка зображена на рис.2.

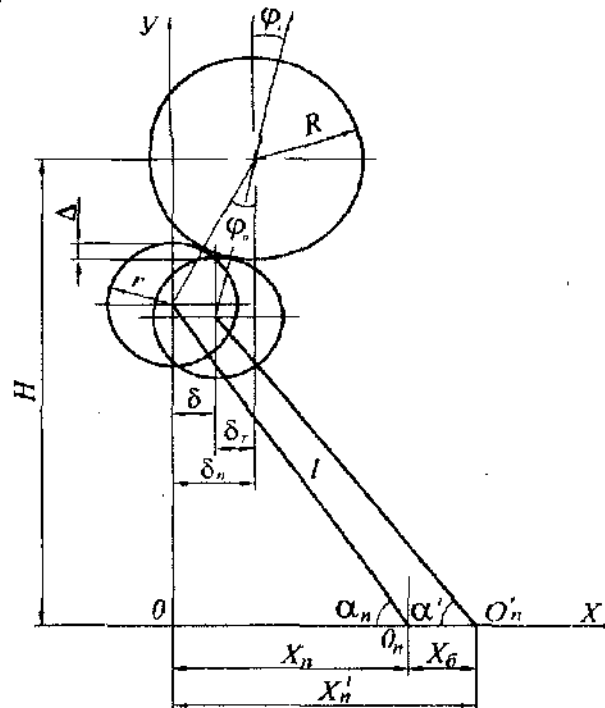


Рис.2. Схема для визначення конструктивних параметрів елементів зачеплення ролика з кулачком скребків полотна

Попередньо визначимо початковий кут контакту  $\varphi_n$  між лінією, що з'єднує осі ролика 5 і циліндричної поверхні кулачка 13 та вертикальною площиною, яка проходить через вісь ролика, відносно постійних параметрів радіуса ролика  $R$  і радіуса кулачка  $r$ , а також регульованої величини перекриття між поверхнею кулачка та ролика  $\Delta$ .

$$\cos \varphi_n = \frac{R - \Delta + r}{R + r},$$

$$\varphi_n = \arccos \left[ \frac{R - \Delta + r}{R + r} \right]. \quad (1)$$

Далі визначаємо початкове значення кута  $\alpha_n$  між лінією, що з'єднує вісь циліндричної поверхні кулачка в вісь прутка, відносно якого відбувається провертання групи скребків, та вертикальною площиною, з умови

$$(R + r) \cos \varphi_n + l \sin \alpha_n = H, \quad (2)$$

де  $l$  – відстань від осі циліндричної поверхні кулачка до осі прутка,  $H$  – відстань від осі ролика до горизонтальної площини, яка проходить через вісь прутка.

Підставляючи (1) в (2) отримаємо

$$R - \Delta + r + l \sin \alpha_n = H,$$

$$\alpha_n = \arcsin \left( \frac{H - R + \Delta - r}{l} \right). \quad (3)$$

Оскільки величина  $l$  є сталою, то визначимо початкове значення відстані  $X_n$  від вертикальної осі  $OY$  до осі поперечного прутка т.  $O_n$ , відносно якого здійснюється провертання кулачка зі

скребками

$$X_n = l \cos \alpha_n,$$

$$X_n = l \cos \left[ \arcsin \left( \frac{H - R + \Delta - r}{l} \right) \right]. \quad (4)$$

Тоді біжуче зміщення полотна  $X_\delta$ , при якому відбуватиметься контакт кулачка з роликком визначається

$$X_\delta = X_n^T - X_n, \quad (5)$$

де  $X_n^T$  – тежуче зміщення осі прутка, стосовно якого відбувається провертання групи скребків відносно осі  $OY$ .

Величина  $X_n^T$  визначається з умови

$$X_n^T = l \cos \alpha_T + \delta, \quad (6)$$

де  $\delta$  - величина зміщення осі циліндричної поверхні кулачка відносно осі  $OY$ .

Встановимо залежність для величини  $\alpha_T$

$$(R + r) \cos \varphi_T + l \sin \alpha_T = H,$$

$$\alpha_T = \arcsin \left[ \frac{H - (R + r) \cos \varphi_T}{l} \right]. \quad (7)$$

Величина  $\delta$  визначається з умови

$$\delta = \delta_n - \delta_T = (R + r) \sin \varphi_n - (R - r) \sin \varphi_T = (R + r)(\sin \varphi_n - \sin \varphi_T). \quad (8)$$

Тоді, підставляючи (7) і (8) у (6) отримаємо

$$X_n^T = l \cos \left\{ \arcsin \left[ \frac{H - (R + r) \cos \varphi_T}{l} \right] \right\} + (R + r)(\sin \varphi_n - \sin \varphi_T). \quad (9)$$

Таким чином в загальному випадку величина  $X_\delta$  визначається з умови

$$X_\delta = l \cos \left\{ \arcsin \left[ \frac{H - (R + r) \cos \varphi_T}{l} \right] \right\} +$$

$$+ (R + r)(\sin \varphi_n - \sin \varphi_T) - l \cos \left\{ \arcsin \left[ \frac{H - R + \Delta - r}{l} \right] \right\}. \quad (10)$$

При цьому значення кута  $\varphi_n$  встановлюється з умови (1), а величина кута  $\varphi_T$  задається в межах від  $\varphi_n$  до  $0^\circ$ .

Максимальна величина кута повороту скребків відносно осі прутка полотна транспортера визначається з умови

$$\alpha_{\max}^{\text{нов}} = \alpha_n - \alpha_{\min}^T, \quad (11)$$

де  $\alpha_{\min}^T$  - мінімальне значення кута  $\alpha$  при  $\varphi_T = 0^\circ$ .

З урахуванням (3) і (7) отримаємо

$$\alpha_{\max}^{\text{нов}} = \arcsin\left(\frac{H - R + \Delta - r}{l}\right) - \arcsin\left(\frac{H - (R + r)}{l}\right). \quad (12)$$

Враховуючи реальні конструктивні параметри типових пруткових транспортерів коренезбиральних машин при проведенні аналізу вище виведених формул величину  $l$  доцільно вибирати в межах  $l = [l_{\min} = H - R + \Delta - r; l_{\max} = H - R + \Delta - r + 6 \text{ мм}]$ .

В першому випадку центральна вісь циліндричної поверхні кулачка розташована в одній площині з віссю прутка, відносно якого відбувається провертання групи скребків. В другому випадку, враховуючи відстань між центрами сусідніх прутків, яка рівна 40 мм, центральна вісь циліндричної поверхні кулачка максимально зміщена від осі прутка, відносно якого відбувається провертання групи скребків в сторону проти напрямку руху полотна.

Виходячи з реальних геометричних розмірів елементів скребкових транспортерів при аналізі залежностей конструктивним параметром доцільно надавати такі значення  $R = 20 \dots 40$  мм;  $r = 10 \dots 16$  мм;  $\Delta = 4 \dots 10$  мм;  $H = 60 \dots 100$  мм. При цьому, при дослідженні впливу одного з конструктивних параметрів на шукані величини, інші залишаються незмінними і їх абсолютні значення становлять:  $R = 30$  мм;  $r = 13$  мм;  $\Delta = 7$  мм;  $H = 80$  мм.

На рис.3 зображено графічні залежності біжучого значення переміщення полотна  $X_b$ , при якому відбувається контакт кулачка з роликом відносно текучого кута їх контакту  $\varphi_T$ , а також максимального кута повороту скребків  $\alpha_{\max}^{\text{нов}} = f(l)$ . З їх аналізу встановлено, що збільшення величини  $l$  в діапазоні від 44 до 50 мм призводить до зменшення величини  $X_b$  на 41%. Особливо різке падіння величини  $X_b$  спостерігається в початковий момент зменшення  $\alpha_n$  від  $90^\circ$  (коли вісь циліндричної поверхні ролика та вісь прутка, відносно якого відбувається провертання скребків, знаходяться у вертикальній площині) в сторону зменшення.

Даний фактор необхідно враховувати при підборі крутильної жорсткості пружин, які підтискають скребки та кута нахилу транспортера до горизонту.

Також встановлено, що максимальний кут повороту скребків відносно основи полотна  $\alpha_{\max}^{\text{нов}}$  спостерігається при  $\alpha_n = 90^\circ$ .

Дані залежності можуть бути застосовані при виборі раціональних конструктивних параметрів елементів зачеплення коливних скребків транспортера.

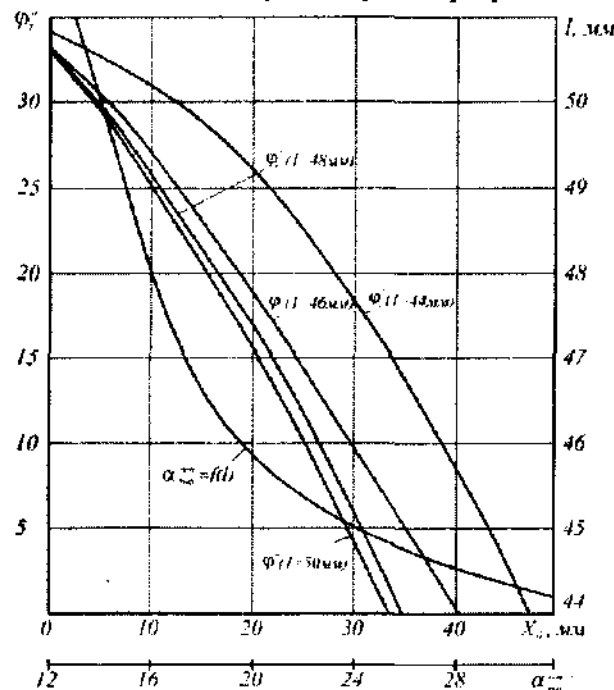


Рис.3. Залежності біжучого зміщення полотна  $X_b$ , при якому відбувається контакт кулачка з роликом відносно текучого кута  $\varphi_T$ , а також максимального повороту скребків  $\alpha_{\max}^{\text{нов}} = f(l)$

Для визначення максимального крутного моменту  $M$ , який виникає при повному повороті групи скребків, скористаємось відомою формулою з курсу опору матеріалів [6], яка пов'язує конструктивні та силові параметри пружин кручення

$$M = 0,32 \cdot 10^5 \frac{\varphi d^4}{i D}, \quad (13)$$

де  $\varphi$  – кут закручування пружини (в даному випадку визначається максимальним кутом повертання скребків);  $i$  – кількість повних витків пружини;  $D$  і  $d$  – відповідно середній діаметр пружини і діаметр поперечного перерізу прутка пружини.

Необхідно зазначити, що підбір параметрів пружинних елементів потрібно проводити з урахуванням врожайності коренеплодів, поступальної швидкості як самої коренезбиральної машини, так і лінійної швидкості скребкового полотна. Це дозволить встановити розрахункову масу коренеплодів, які транспортуються окремою групою скребків перед їх викиданням на решітчасту поверхню полотна для доочищення. В той же час зміщення ролика відносно осі ОУ дозволяє регулювати величину його перекриття  $\Delta$  з циліндричною поверхнею кулачка і відповідно максимальний кут повороту скребків.

Таким чином, проведені дослідження дозволяють встановити залежності для визначення раціональних параметрів скребкових сепаруючих транспортерів, а остаточний їх вибір необхідно здійснювати після проведення комплексу експериментальних досліджень в реальних умовах експлуатації коренезбиральних машин.

#### Висновки

На основі проведенного аналізу існуючих сепаруючих транспортерів та виявлених недоліків при їх експлуатації запропонована вдосконалена конструкція скребкового доочисного транспортера.

Виведенні аналітичні залежності впливу конструктивних параметрів елементів зачеплення ролика з кулачком на величину переміщення полотна, при якому здійснюється їх контакт, а також визначено максимальний кут повороту скребків перед викиданням коренеплодів на пруткове полотно.

Визначені раціональні конструктивні параметри елементів зачеплення групи коливних скребків.

Запропоновано методику визначення максимального крутного моменту, який виникає при повороті скребків від врожайності коренеплодів та кінематичних параметрів коренезбиральної машини та скребкового полотна.

#### Список літературних джерел

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. Шкільнюк В., Гевко Р. Обґрунтування параметрів скребкового транспортера-очисника // Вісник ЛДТУ.- Том 7.- Тернопіль, 2002.-С.53-59.
4. Малапчин А.М., Ткаченко І.Г., Павелчак О.Б. Обґрунтування конструктивних параметрів сепаруючого транспортера // Вісник Харківського державного університету сільського господарства.- Вип.23.- Харків, 2004.- С.3-9.
5. Патент №31875 Україна, МПК (2006) А01D 27/00. Транспортер-сепаратор для корене-бульбоплодів/ Фльонц І.В., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. (Україна) №u200713963; заявлено 12.12.2007; опубл.25.04.2008, Бюл.№8.- 3с.
6. Справочник по сопроотивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.-2-е изд.- Киев: Наукова думка, 1988.- 736с.