

©С.В. Синій, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

Р.Б. Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний економічний університет

І.В. Фльонц, к.т.н., О.М. Клендій, к.т.н.

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ ОЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ**

*В статті наведено конструктивно-технологічні схеми транспортно-очисних робочих органів коренезбиральних машин, які характеризуються розширеними функціональними можливостями, а саме, окрім транспортування, забезпечують оцядливе доочищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток. Представлено результати проведених теоретичних та експериментальних досліджень скребкових транспортерів-сепараторів для оцінки впливу їх конструктивно-кінематичних параметрів на якісні показники виконання ними технологічного процесу. Наведено методика проведення експериментальних досліджень із застосування імітатора коренеплоду як в лабораторних, так і у польових умовах*

### **КОРЕНЕПЛОДИ, СКРЕБКОВИЙ ТРАНСПОРТЕР- СЕПАРАТОР, ПОШКОДЖЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ, СИЛОВИЙ АНАЛІЗ, БАГАТОФАКТОРНИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ**

**Постановка проблеми.** Технологічний процес очищення коренеплодів в збиральних машинах, як правило, розділений на два етапи: основне очищення, де відсепаровується основна маса ґрунту та доочищення, де відбувається відділення від коренеплодів залишків ґрунту та рослинних решток [1]. На першому етапі переважно застосовують шнекові, роторні, кулачкові та бітерні очисники, а на другому – доочисні гірки, відвідні еластичні шнеки, які розташовані з певним зазором відносно полотен транспортерів для винесення з технологічної зони на поле різних домішок [2].

З аналізу типових компоновальних схем коренезбиральних машин можна встановити, що від зони викопування до зони вивантаження коренеплодів технологічний шлях їх сепарації, як правило, займає менше половини від довжини повного шляху їх

переміщення в технологічних руслах машин. Тобто значна частина такого шляху характеризується пасивним переміщення коренеплодів прутковими та скребковими транспортерами, що не забезпечує ефективну сепарацію коренеплодів.

Тому вибір параметрів транспортно-очисних систем машин повинен базуватись на принципі зменшення ступеня "агресивності" сепарації вороху коренеплодів по мірі їх віддалення від зони викопування, оскільки в процесі очищення збільшується ймовірність безпосередньої взаємодії робочих органів з тілом коренеплодів, що в свою чергу призводитиме до їх пошкодження.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проведені теоретичні та експериментальні дослідження процесів очищення коренеплодів дозволили вибрати відповідні конструктивні, кінематичні та динамічні параметри робочих органів бурякозбиральних машин та відповідних режимів їх роботи [3-5].

Особлива увага при проведенні досліджень приділялась величині ступеня очищення та пошкодження коренеплодів в процесі сепарації коренеплодів різними компоновками конструкції машин. Такі дослідження, а також методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів при їх взаємодії з технологічними робочими органами наведено в працях [6, 7].

Вибору оптимальних режимів роботи коренезбиральних машин з умови забезпечення максимального ступеня очищення коренеплодів при мінімальному їх пошкодженні присвячені роботи закордонних вчених [8, 9].

Однак, виконані наукові розробки не можуть в повній мірі задовольнити вимоги стосовно якості виконання технологічного процесу каменезбиральними машинами, а тому необхідно вдосконалювати та розробляти нові конструкції очисних робочих органів з визначенням їх оптимальних параметрів, що забезпечить підвищення якості сепарації коренеплодів.

**Мета дослідження** - покращити якісні показники процесу очищення коренеплодів шляхом їх доочищення на скребкових та пруткових транспортерах з обґрунтуванням їх оптимальних конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів.

**Результати дослідження.** Для реалізації поставлених завдань проведені теоретичні та експериментальні дослідження розробленого скребкового транспортера-очисника [10] для його адаптації з повздовжніми прутковими транспортерами коренезбиральних машин [11]. Конструктивно-технологічна схема виконання поворотних скребків зображена на рис. 1.

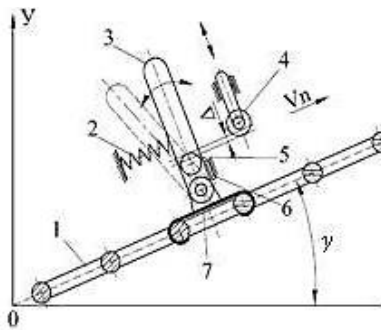


Рис. 1 – Конструктивно-технологічна схема поворотних скребоків транспортера-очисника

На двох поперечних прутках 1 пруткового полотна, котре розташоване під кутом  $\gamma$  до горизонту, встановлена основа 7, до якої шарнірно закріплена група скребоків 3.

До групи скребоків кріпиться кулачок 5. Скребки підтиснуті пружинами 2 в напрямку руху полотна, а їх кутове провертання обмежене упором 6. По ходу переміщення полотна з поступальною швидкістю  $V_n$ , на рамі транспортера закріплений опорний ролик 4, який встановлений з величиною перекриття  $\Delta$  відносно кулачка 5.

У процесі переміщення полотна та взаємодії кулачка з опорним роликом відбувається провертання групи скребоків з коренеплодами з відповідною деформацією пружини. Після виходу із зачеплення кулачка з опорним роликом група скребоків під дією пружини різко повертається до упору і викидає коренеплоди на прутки полотна. Така взаємодія коренеплодів з прутками призводить до їх очищення шляхом струшування, а також перекочування у зворотному напрямку до повторного контакту зі скребками, що також сприяє очищенню поверхні коренеплодів від налиплого ґрунту.

Схема взаємодії ролика з кулачком зображена на рис. 2.

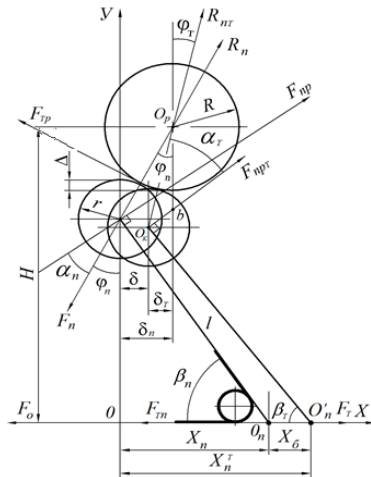


Рис. 2 – Схема для визначення параметрів взаємодії ролика з кулачком

Для визначення додаткового тягового зусилля, яке виникає при взаємодії кулачка з роликом, визначено величину крутного моменту, який виникає при повертанні групи скребків і відповідно кулачка.

При застосуванні пружин кручення для підтискання скребків у напрямку руху пружинного полотна деформація пружини визначається кутом повороту  $\beta$  між крайніми витками:

$$\beta = \frac{Tl}{EI}, \tag{1}$$

де  $T$  – крутний момент, Нм;

$l_p = \pi D_c i$  – розгорнута довжина витків пружини, м ( $D_c$  – середній діаметр пружини, м;  $i$  – кількість витків пружини);

$E = 2 \cdot 10^{11}$  – модуль пружності матеріалу пружини Н/м<sup>2</sup>;

$J = \pi d^4/64$  – момент інерції січення витка, м<sup>4</sup> ( $d$  – діаметр прутка, м).

Враховуючи те, що пружина має попередній кутовий натяг  $\beta_n$ , а кут  $\beta$  в процесі взаємодії кулачка з роликом буде змінюватись ( $\beta = \beta_n - \beta_\tau$ ) з кількістю пружин  $n$  то формула (1) прийме вигляд

$$T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_\tau + \beta_p) d^4 n}{i D_c}. \tag{2}$$

При дослідженні зміни характеру крутного моменту величина текучого кута  $\varphi_T$  вибирається в діапазоні від  $\varphi_n$ , який відповідає початковому куту  $\beta_n$  і до нуля.

На основі проведених досліджень в кінцевому вигляді тягове зусилля  $F_T$  від провертання скребків визначається із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} F_T = \frac{T \cos(\beta_T - \phi_T)}{l} (\sin \phi_T + f_1 \cos \phi_T + f_2 \cos \phi_T); \\ T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_T + \beta_p) d^4 n}{i D_c}; \\ \beta_n = \arcsin \left( \frac{H - R + \Delta - r}{l} \right); \\ \beta_T = \arcsin \left[ \frac{H - (R + r) \cos \phi_T}{l} \right]; \\ \phi_T \in \left( \phi_n = \arccos \left[ \frac{R - \Delta + r}{R + r} \right] \dots 0^\circ \right). \end{array} \right. \quad (3)$$

де  $f_1$  і  $f_2$  – відповідно коефіцієнти тертя у парах кулачок–ролик і полотно–підтримуючі ролики;

$n$  – кількість пружин;

$i$  – кількість витків пружини;

$R, r$  – відповідно радіуси ролика та кулачка;

$l$  – довжина важеля;

$H$  – відстань від осі ролика до основи скребків.

На основі аналізу системи рівнянь (3) побудовано графічні залежності крутного моменту  $T$  і тягового зусилля  $F_T$  від провертання групи скребків в залежності від  $\varphi_T$  при різних значеннях  $\Delta$ . (рис.3 а).

З аналізу зміни величини  $T$  встановлено, що зменшення  $\Delta$  від 0,04 до 0,02 м спричиняє падіння крутного моменту на 34,6 %.

Початкова величина  $T$ , що відповідає моменту входження кулачка з роликом, є однаковою для всіх значень  $\Delta$  і складає 21 Нм. Зміна  $F_T$  має вигляд параболічної характеристики, величина якої при входженні в контакт елементів зачеплення зростає, а далі різко спадає.

На рис. 3 б представлені графічні залежності крутного моменту  $T$  і тягового зусилля  $F_T$  при провертанні групи скребків від  $l$  та  $\varphi_T$ .

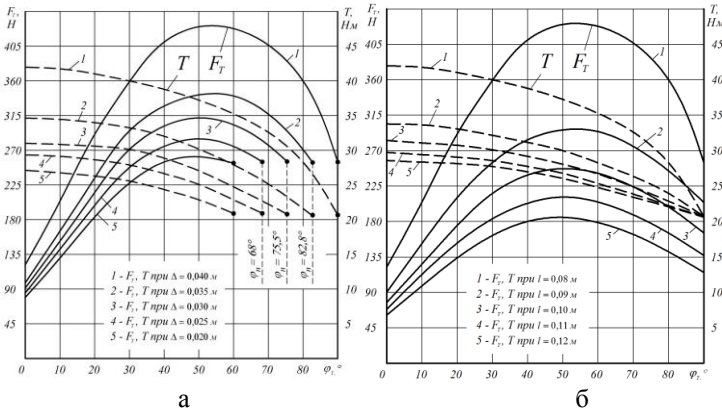


Рис. 3 – Графічні залежності крутного моменту  $T$  і тягового зусилля  $F_T$  при провертанні скребоків в залежності від:  
а -  $\Delta$ ; б -  $l$  і величини  $\varphi_T$

Максимальне зростання  $F_T$  спостерігається для  $l = 0,08\text{ м}$ , а зміна  $l$  від  $0,08$  до  $0,12\text{ м}$  призводить до зменшення пікового значення  $F_T$  у  $2,33$  рази. Зміна  $T$  в початковому положенні становить  $20,95\text{ Нм}$ .

Для середнього значення потужності при транспортуванні коренеплідів  $N_{\bar{o}} = 3,75\text{ кВт}$  встановлено, що зміна величин у межах  $\Delta = 0,02 \dots 0,04\text{ м}$ ;  $l = 0,08 \dots 0,12\text{ м}$  і  $R = 0,03 \dots 0,06\text{ м}$  призводить до зростання енерговитрат  $\Delta N$  відповідно для  $\Delta$  на  $12,5\% \dots 20,5\%$ , для  $l$  на  $8,9\% \dots 20,5\%$ , для  $R$  на  $13,3\% \dots 20,5\%$  у порівнянні з  $N_{\bar{o}}$ .

Для проведення експериментальних досліджень розроблено стенд, загальний вигляд якого зображено на рис. 4.



Рис. 4 - Загальний вигляд стенду та його окремих елементів

При дослідженнях раму транспортера встановлювали під заданим кутом  $\gamma$ . Далі, провертали скребки з наступною їх фіксацією і розташовували коренеплід в заданому положенні. Після цього, здійснювали різку розфіксацію скребоків, які під дією

пружини повертались в початкове положення і викидали коренеплоди на полотно. Дальність польоту коренеплодів фіксували цифровою кінокамерою.

На рис. 5 представлена фотографічна розкадровка проведених дослідів з визначення траєкторії та дальності польоту коренеплодів.

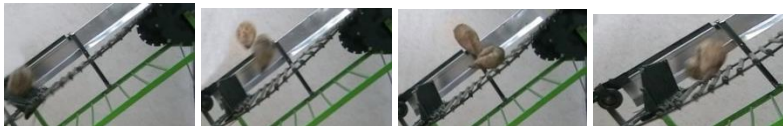


Рис. 5 - Фотографічна розкадровка проведених дослідів

На рис. 6 зображено графічні залежності дальності польоту коренеплодів  $L$  від їх маси  $m$  до їх повторної взаємодії з полотном.

Встановлено, що для кута  $\gamma = 40^\circ$  збільшення маси коренеплоду від 0,92 до 1,96 кг призводить до зменшення  $L$  на 26 % при  $\beta = 15^\circ$ ; на 25 % при  $\beta = 20^\circ$ ; на 27 % при  $\beta = 30^\circ$ . Зростання кута  $\gamma$  від  $40^\circ$  до  $50^\circ$  призводить до збільшення абсолютної величини  $L$  на 7,4%...2,1%. Найбільш суттєвий вплив на дальність польоту  $L$  має кут відхилення скребоків  $\beta$  від початкового положення.

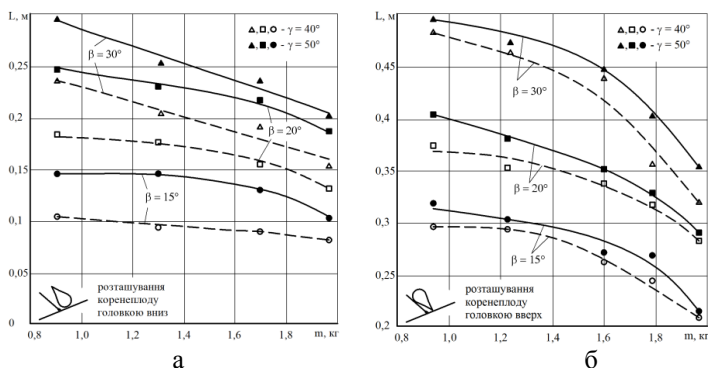


Рис. 6 - Залежності дальності польоту коренеплодів  $L$  від їх маси  $m$  при розташуванні коренеплоду:  
а - головою вниз; б - головою вгору

На основі проведеного багатofакторного експерименту з визначення пошкоджень тіла коренеплодів при їх взаємодії з прутковим полотном побудоване рівняння регресії, яке має вигляд:

$$\begin{aligned} \Pi = & -3,88 + 4,68m + 0,22\beta + 0,08\gamma - 0,067m\gamma - 0,003\beta\gamma - \\ & - 0,11m\beta + 0,003m\beta\gamma. \end{aligned} \quad (4)$$

Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів:  $15 < \beta < 35$  (град);  $0,8 < m < 1,6$  (кг);  $30 < \gamma < 50$  (град).

З проведеного аналізу, можна встановити, що максимальний вплив на ступінь пошкодження коренеплодів має кут  $\beta$ , далі їх маса  $m$  і найменший вплив має кут нахилу полотна до горизонту  $\gamma$ .

Іншим способом ошадливого процесу сепарації коренеплодів є створення миттєвого повертання скребків, які закріплені на прутках полотна, навколо пари бокових роликів. Це забезпечує викидання коренеплодів на прутки полотна, що сприяє їх доочищеною [12, 13].

Конструктивна схема скребкового транспортера-доочисника коренеплодів зображена на рис.7.

Він містить раму 2, на якій встановлені ведений 1 і привідний 8 барабани, що охоплені прутковим полотном 7, яке обладнане скребками 6. Активуючі елементи виконані у вигляді двох роликів 3, що закріплені на планках 4, які з можливістю зміни їх кута розташування та фіксації, шарнірно встановлені на кронштейнах 5. Перший за напрямком руху транспортування ролик охоплює полотном зверху, а другий – знизу.

В процесі транспортування коренеплодів пруткове полотно, при проходженні пари роликів, спричиняє повертання назад групи скребків з подальшим їх зворотнім повертанням, що призводить до викидання коренеплодів на прутки полотна. В процесі ударної взаємодії з прутками відбувається додаткове очищення коренеплодів.



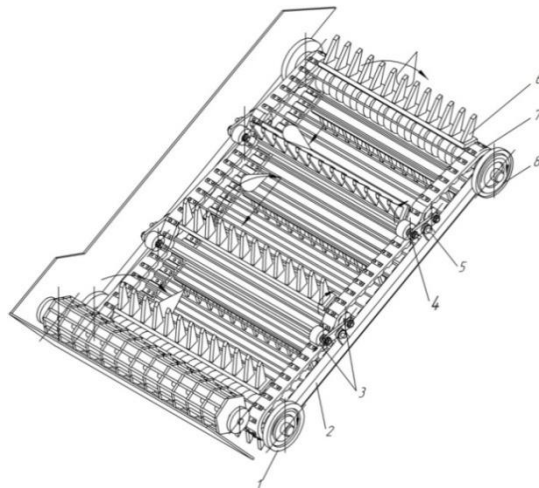


Рис. 7 – Конструктивна схема скребкового транспортера-доочисника коренеплодів

Для визначення закономірностей впливу основних факторів на ступінь пошкодження коренеплодів проведений багатофакторний експеримент, згідно методики, яка викладена в роботі [6]. Встановлено вплив швидкості ударної взаємодії коренеплодів з робочим органом  $h$  (м), яка визначається шляхом вільного падіння коренеплоду на поверхню очисника, форми поверхні робочого органу, яка характеризується мінімальним радіусом кривизни  $r$  (м) його периферійної зони та маси коренеплодів  $m$  (кг) на глибину їх пошкоджень  $Y$  (мм). При обробці результатів експерименту побудовано рівняння регресії

$$P = - 3,7 + 44 h + 57,4 r + 13,1m - 931 rm. \quad (5)$$

Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів:  $0,5 < h < 1,5$  м;  $0,005 < r < 0,011$  м;  $0,4 < m < 1,2$  кг.

На рис. 8 представлено поверхні відгуку залежності глибини пошкоджень  $P$  від одночасної зміни двох факторів:  $P = f(h, r)$ ;  $P = f(m, h)$ ;  $P = f(r, m)$ .

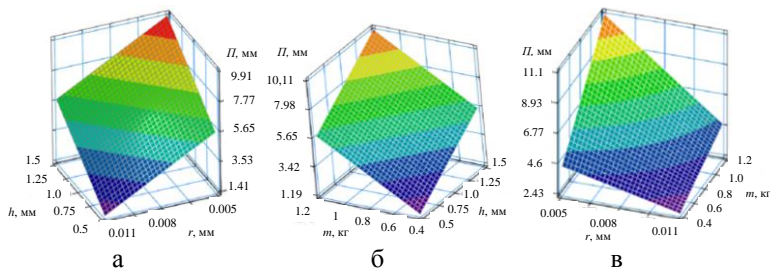


Рис. 8 – Поверхні відгуку: а -  $P = f(h, r)$ ; б -  $P = f(m, h)$ ; в -  $P = f(r, m)$

Для прогнозування ступеня пошкодження коренеплідів робочими органами коренезбиральних машин під час їх модернізації в лабораторних умовах запропонована методика [6], яка полягає в застосуванні розробленого імітатора цукрового буряка. Він складається з гумового тіла коренеплоду, яке охоплюють внутрішня та зовнішня обгортки з білого паперу з копіювальним папером між ними.

В процесі взаємодії робочих органів з імітатором коренеплоду можна отримати точні відбитки на білому папері, а за інтенсивністю їх фону шляхом тарування можна прогнозувати ступінь пошкодження коренеплідів.

Здійснено оцінку ступеня пошкодження коренеплідів технологічними органами коренезбиральної машини в робочому та холостому режимах.

На основі аналізу фонів плям контакту на обгортках імітатора встановлено, що ступінь пошкодження коренеплідів при холостому режимі роботи коренезбиральної машини в 1,4...1,5 рази є вищим, ніж в робочому.

Встановлено, що на копач та шнековий очисник припадає 70...80 % сильних механічних пошкоджень коренеплідів.

Порівняльна оцінка ступеня пошкоджень коренеплідів стосується виключно коренезбиральної машини, а при аналізі агресивності робочих органів інших машин необхідно проводити дослідження з використанням імітаторів для їх робочих і холостих режимів функціонування.

**Висновки.** Для покращення процесу очищення коренеплідів в збиральних машинах та забезпечення регульованості даного процесу розроблена конструкція транспортера-сепаратора з коливними скребками та обґрунтовано її раціональні параметри.

На основі проведеного силового аналізу складено систему рівнянь для визначення впливу величини крутного моменту  $T$  на процес повертання групи скребків та додаткового тягового зусилля  $F_T$  від параметрів механізму повертання скребків.

На основі фотографічного розкадрування проведених дослідів визначено траєкторії та дальності польоту коренеплодів  $L$  до їх повторної взаємодії з прутковим полотном від маси буряків  $m$  при різних розташуваннях коренеплодів на скребках. Встановлено, що найбільша дальність польоту коренеплодів спостерігалась при розташуванні коренеплодів відносно полотна головко вверх.

Проведено дослідження з визначення впливу параметрів  $\beta$ ,  $m$ ,  $\gamma$  на ступінь пошкодження коренеплодів. Встановлено, що максимально на нього впливає кут відхилення скребків  $\beta$ . Далі за інтенсивністю впливу є маса коренеплодів  $m$  і кут нахилу полотна до горизонту  $\gamma$ .

Розроблена конструктивна схема скребкового транспортера-доочисника з криволінійною трасою переміщення коренеплодів.

На основі проведеного багатофакторного експерименту побудовано рівняння регресії з визначення ступеня пошкодження коренеплодів від швидкості ударної взаємодії коренеплодів з робочим органом  $h$ , м (яка визначається шляхом вільного падіння коренеплоду на поверхню очисника), форми поверхні робочого органу (яка характеризується мінімальним радіусом кривизни  $r$ , м, його периферійної зони) та маси коренеплодів  $m$ , кг.

За допомогою розробленого імітатора коренеплоду встановлено, що ступінь агресивної дії сепарувальних поверхонь на коренеплоди в 1,35...1,4 є вищим коли коренеплід переміщається одноосібно у порівнянні з його проходженням в потоці вороху.

### **Література**

1. Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підручник. Київ : Вища освіта. 2005. 446 с.

2. Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Синій С. В. та ін. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки. Луцьк : ЛДТУ. 1999. 168 с.

3. Baranovsky V., Dubchak N., Pankiv M. Experimental research of stripping the leaves from root crops, Acta Technologica, Nitra: Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae. 2017. № 3. P. 69-73.

4. Baranovsky V. M., Potapenko M. V. Theoretical analysis of the technological feed of lifter root crops. INMATEH: Agricultural Engineering. Bucharest, Romania. 2017. № 51. P. 29-38.

5. Гевко Р. Б., Синій С. В., Паньків М. Р. Розробка та аналіз роботи машин для енергоощадних технологій збирання коренебульбоплодів. Вісник Інженерної академії України. 2014. № 3-4. - С. 46-52.

6. Булгаков В. М., Павелчак О. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. 2000. Том 7. С. 7-14.

7. Bulgakov V., Adamchuk V., Nozdrovicky L. Properties of the sugar beet tops during the harvest. Proceeding of 6th International Conference on Trends I Agricultural Engineering, 7-9 September, Prague, Czech Republic. 2016. P. 102-108.

8. Liebe S., Varrelmann M. Impact of root rot pathogens on storage of sugar beets and control measures. Suger industry-zuckerindustrie, Berlin, Germany. 2014. P. 139-443.

9. Bratucu Gh., Paunescu D. D. Establishing the Optimum Operating Mode of Sugar Beet Head Cutting Equipment Using a Cylindrical Palpator. Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Romania, Series II. 2015. № 8. P. 51-56.

10. Hevko R., Brukhanskyi R., Flonts I., Synii S., Klendii O. Advances in Methods of Cleaning Root Crops. Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Romania, Series II. 2018. № 11(60). P. 127-138.

11. Hevko R. B., Tkachenko I. G., Synii S. V., Flonts I. V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters, INMATEH: Agricultural Engineering. Bucharest, Romania. 2016. Vol.49. № 2. P.53-60.

12. Павелчак О.Б., Ткаченко І. Г., Гладь Ю. Б., Гевко Р. Б. Вибір раціональних параметрів транспортера-сепаратора. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. 2000. Том 8. С. 41-47.

13. Ткаченко І. Г., Гладь Ю. Б., Гевко Р. Б., Павелчак О. Б. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора. Міжвузівський збірник: Наукові нотатки. ЛДТУ. 2000. № 7. С. 260-266.