

## **ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СКРЕБКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА – ОЧИСНИКА**

*Подано кінестатичний розрахунок скребкового транспортера-очисника коренеплодів бурякозбиральної машини. Теоретично визначені його раціональні конструктивні параметри, а також характер зміни тягового зусилля скребкового полотна при застосуванні нового принципу очищення коренеплодів від домішків ґрунту.*

### **Умовні позначення**

$\alpha$  - кут нахилу полотна до горизонту;

$\beta$  - кут нахилу скребків до полотна при максимальному відведенні кронштейнів роликми;

$\varphi$  - кут, що відображає положення точки контакту кронштейна з роликом;

$U_p$  - відстань від центролика до поверхні полотна;

$l$  - довжина кронштейна;

$r$  - радіус ролика;

$F_M$  - тягове зусилля у напрямку руху полотна;

$X$  - переміщення полотна від входження кронштейна в контакт з роликом до його виходу із зачеплення;

$\Delta$  - характер зміни біжучої деформації пружини у процесі обертання скребків;

$C$  - жорсткість пружини;

$\delta$  - попередня деформація пружини;

$\xi$  - кут напрямку дії сили  $F_m$  до площини полотна;

$F_{np}$  - сила притиску пружини;

$F_{np}'$  - проекція від сили  $F_{np}$ , що діє перпендикулярно до площини скребків;

$F_{np}''$  - проекція від сили  $F_{np}$  у точці контакту кронштейна з роликом;

$F_n$  - нормальна сила, що виникає у точці контакту кронштейна з роликом;

$f'$  - коефіцієнт тертя - кочення у парі ролик-кронштейн;

$f''$  - зведений коефіцієнт тертя у парі нижня поверхня полотна - система роликів, що підтримують полотно;

$T_k$  - крутний момент, необхідний для транспортування коренеплодів скребковим полотном.

Проблема якісного очищення цукрових буряків у процесі їх механізованого збирання при низькому рівні пошкоджень тіла коренеплодів є актуальною на сучасному етапі розвитку вітчизняної бурякозбиральної техніки. Перевальний спосіб збирання коренеплодів, що набув широкого застосування в Україні, характерний передовсім низькою сепараторною здатністю робочих органів бурякозбиральних машин. Застосування очисників-навантажувачів типу СПС 4, 2 суттєво підвищує ресурсовитрати на виконання даного технологічного процесу.

Останнім часом ведуться активні пошуки нових конструктивних схем очисних робочих органів для інтенсифікації процесу сепарації коренеплодів шляхом розширення функцій скребкових транспортерів. Так, у бурякозбиральних машинах зарубіжних фірм "Iuko", "Tim", "Rotional" доочищення коренеплодів поліпшується за допомогою ативних бітерних валів, охоплених стічковими полотнами транспортерів, а також переміщенням скребків відносно нерухомого пластинчастого dna очисного транспортера [1].

В Україні модернізуються серійні скребкові транспортери, виконані на основі пруткових полотен. У роботі [2] розглядається процес доочищення наданням скребковому полотну пульсуаційного руху відносно його середньої швидкості переміщення. Це спричиняє відривання коренеплодів від поверхні скребків і їх перекочування, з доочищенням, прутками полотна. Однак даний спосіб характеризується високими енерго-

витратами, а також навантаженнями на елементи приводу робочого органу, що знижує його довговічність. Процес руху коренеплодів на поверхні скребків очисного транспортера та їх взаємодії з прутковим полотном, розташованим на криволінійній трасі, розглянуто в роботі [3]. При переміщенні коренеплоди здійснюють складний рух і скребками викидаються на прутки полотна, що поліпшує процес їх очищення при низькому рівні пошкоджень. Однак основа полотна і поверхня роликів при цьому швидко зношується внаслідок утворення криволінійної траєкторії руху полотна. Також зростають і енерговитрати на процес очищення та транспортування коренеплодів.

Інтенсифікації процесу доочищення коренеплодів на базі скребкових транспортерів можна досягнути шляхом миттєвого гальмування шарнірно закріплених і підпущених до полотна скребків упорами (наприклад роликками), розташованими нерухомо відносно рами транспортера. Це призведе до обертання скребків і деформації пружин. При виході скребків із зачеплення з роликками, під дією стиснутих пружин скребки різко повертаються до початкового положення, що забезпечує викидання коренеплодів на прутки полотна, їх струшування і відповідно очищення від домішків налиплиго ґрунту.

Розрахункова схема такого скребкового транспортера-очисника коренеплодів подана на рис.1. У процесі переміщення пруткове полотно 1 розташоване до горизонту під певним кутом  $\alpha$ . Скребки 3 шарнірно закріплені до основи полотна у т.Е. По боках кожної групи скребків, в одній площині з ними, розташовані кронштейни 5, що також шарнірно закріплені до основи полотна у т.Е. При обертанні скребки і кронштейни постійно перебувають в одній площині. При переміщенні полотна транспортера з певною швидкістю  $V_T$  кронштейни взаємодіють з упорними рамками 4, прикріпленими до рами транспортера і з можливістю обертатися відносно власної осі т.0. Повертанням скребків протидіють пружини 2, що шарнірно на центральних стержнях закріплені до основи полотна (т.А) і до бокових скребків (т.Д).

Метою теоретичного розрахунку є встановлення аналітичних залежностей взаємозв'язку конструктивних параметрів елементів транспортера-очисника для вибору їх раціональних значень, а також визначення тягового зусилля скребкового полотна.

Кут  $\beta$  нахилу скребків до полотна при максимальному відведенні кронштейнів роликками не повинен бути більшим від кута  $\alpha$  нахилу полотна до горизонту, оскільки можливе спадання коренеплодів під дією власної ваги з поверхні скребків. Цю умову необхідно враховувати при обчисленні параметрів елементів різнонахилених транспортерів-очисників.

При переміщенні краю кронштейна на поверхні ролика точка їх контакту (т.В) постійно зміщується, що відображається зміною кута  $\varphi$ . Виведемо залежність  $\beta = f(\alpha)$  при умові, що  $Y_p \geq l$ , де  $Y_p$  - відстань від центра ролика до поверхні полотна;  $l$  - довжина кронштейна.

Загалом біжуче значення кута розташування скребків до полотна визначається за залежністю:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{Y_p - r \sin \varphi}{l}\right), \quad (1)$$

де  $r$  - радіус ролика.

Кут  $\varphi$  змінюється від  $\tilde{\varphi}_0$  до  $90^\circ$ , при якому кронштейн виходить із зачеплення з роликком. Кут  $\tilde{\varphi}_0$  визначається моментом входження кронштейна в контакт з роликком і це положення відповідає умові  $\beta_0 = 90^\circ$  (рис.1). Залежність для визначення  $\varphi_0$  має вигляд так:

$$\tilde{\varphi}_0 = \arcsin\left(\frac{Y_p - l}{r}\right). \quad (2)$$

Переміщення полотна від входження кронштейна в контакт з роликком до його

виходу із зачеплення визначається залежністю:

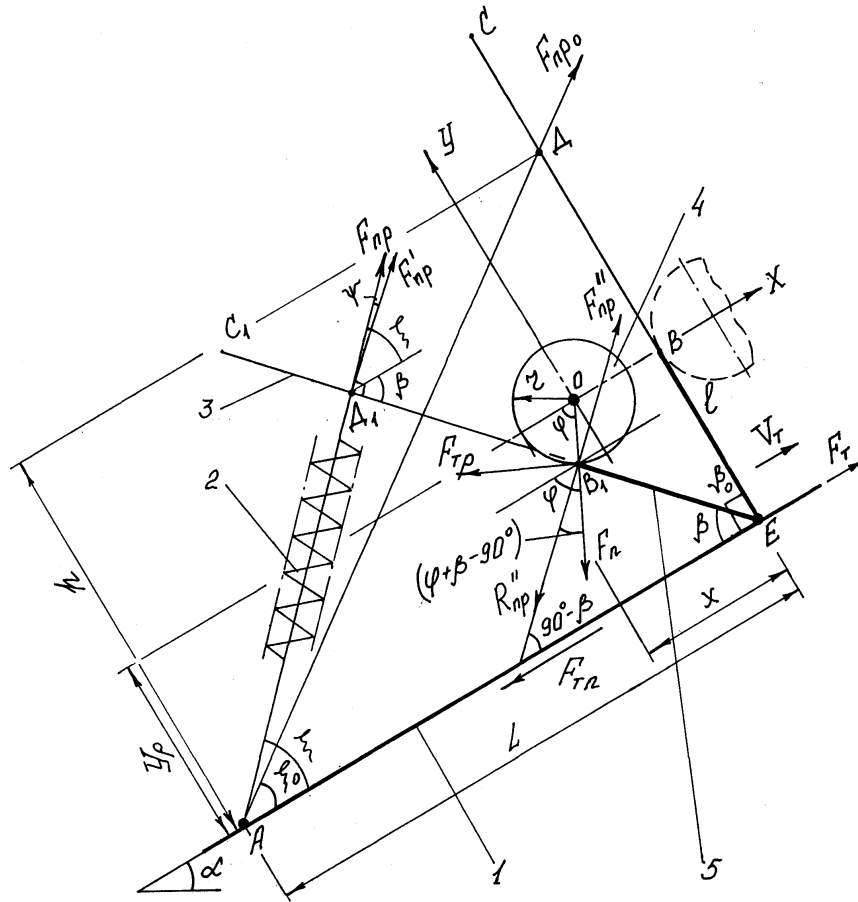


Рис. 1. Розрахункова схема скребкового транспортера-очисника.

$$X = l \cdot \cos \beta_{max} \quad (3)$$

На рис.2 подано графічні залежності зміни кута  $\beta$  від кута  $\varphi$  при різних відношеннях  $l/r$ . Їх аналіз виявляє, що зміна  $l/r$  від 2 до 5 призводить до зростання  $\beta_{max}$  від  $30^\circ$  до  $52^\circ$  при  $U_p=l$ . Однак такі значення  $\beta_{max}$  не можуть задовольнити умову  $\beta_{max} > \alpha$ , оскільки повздовжні скребкові транспортери бурякозбиральних машин розташовані під кутом  $\alpha = 45^\circ \dots 60^\circ$ . Відношення  $l/r$  більше за  $\varphi$  вибирати не раціонально, оскільки діаметр ролика необхідно зменшувати до нереальних значень або, в іншому випадку, потрібно виготовляти кронштейни надто великої довжини, що може заважати процесу транспортування і очищення коренеплодів.

Враховуючи реальні конструктивні параметри скребкових транспортерів (висота скребків 180... 220мм; міжскребкова відстань 400... 440мм), відношення  $l/r$  доцільно вибирати в межах 3.. 4 ( $l = 70 \dots 50$ мм;  $r = 15 \dots 25$ мм).

Для зменшення величини кута  $\beta_{max}$  необхідно виконати умову  $U_p > l$ . Так, для  $U_p = 70$ мм;  $l = 60$ мм;  $r = 20$ мм ( $l/r = 3$ ) відповідно  $\beta_{max} = 57^\circ$ , а для  $U_p = 75$ мм;  $l = 60$ мм;  $r = 20$ мм;  $\beta_{max} = 67^\circ$ .

При виборі раціональних параметрів очисного скребкового потрібно враховувати передовсім його кут  $\alpha$  нахилу до горизонту, а саме умову  $\beta_{max} > \alpha$ .

Наступним етапом розрахунків є визначення додаткового тягового зусилля  $F_m$  полотна від обертання підпружинених скребків перед викиданням коренеплодів на прутки полотна.

Для встановлення залежності зміни сили пружини  $F_{np} = C(\delta + \Delta)$  визначимо характер зміни її біжучої деформації  $\Delta$  у процесі обертання скребків, де  $C$  - жорсткість пружини.

жини;  $\delta$  - попередня деформація пружини;  $\Delta = AD - AD_1$ .

З  $\triangle AED_1$  за теоремою косинусів:

$$(AD_1)^2 = h^2 + L^2 - 2hL \cos \beta;$$

$$AD_1 = \sqrt{h^2 + L^2 - 2hL \cos \beta}. \quad (4)$$

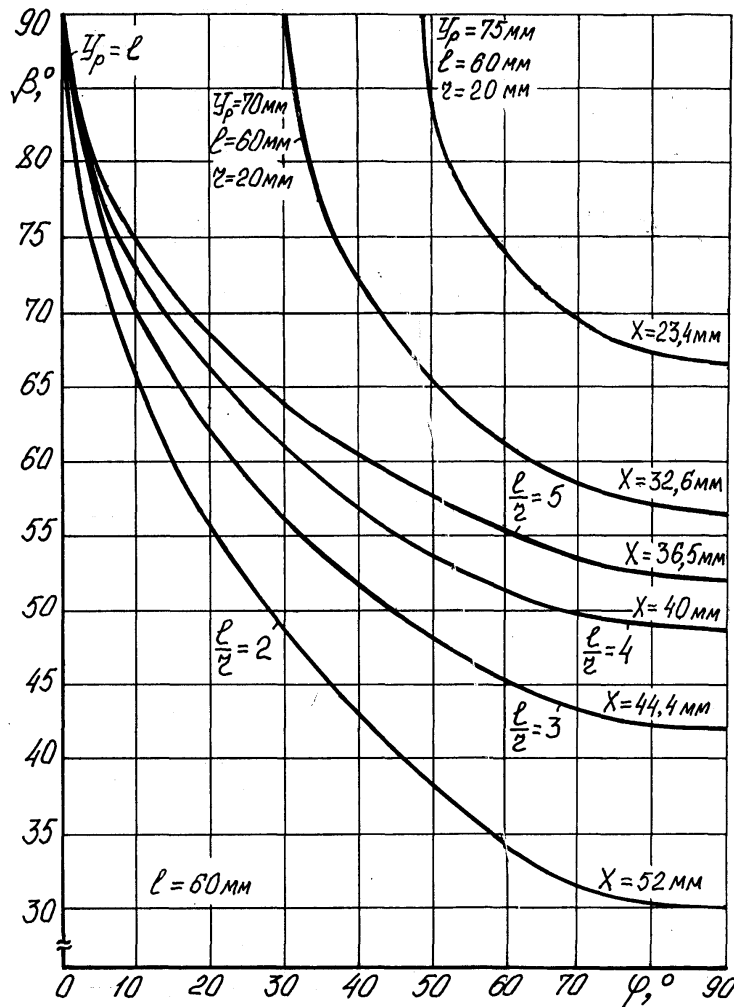


Рис. 2. Залежності зміни кута  $\beta$  нахилу скребоків до полотна від кута  $\varphi$ , що відображає положення точки контакту кронштейна з роликком.

Величина  $AD$  визначається з (4) при  $\beta_0 = 90^\circ$

$$AD = \sqrt{h^2 + L^2} \quad (5)$$

Тоді

$$\Delta = \sqrt{h^2 + L^2} - \sqrt{h^2 + L^2 - 2hL \cos \beta}. \quad (6)$$

Далі знаходимо кут  $\xi$  напрямку дії сили  $F_{np}$  до площини полотна. З  $\triangle AED_1$  за теоремою косинусів

$$h^2 = (AD_1)^2 + L^2 - 2(AD_1)L \cos \xi,$$

звідки

$$\xi = \arccos \frac{(AD_1)^2 + L^2 - h^2}{2(AD_1)L}. \quad (7)$$

Враховуючи рівняння (4),

$$\xi = \arccos \left[ \frac{h^2 + L^2 - 2hL \cos \beta + L^2 - h^2}{2\sqrt{h^2 + L^2 - 2hL \cos \beta} \cdot L} \right];$$

$$\xi = \arccos \left[ \frac{L - h \cos \beta}{\sqrt{h^2 + L^2 - 2hL \cos \beta}} \right]. \quad (8)$$

Визначимо нормальну силу  $F_n$ , що виникає в точці контракту кронштейна з роликком через  $F_{np}$ . Для цього попередньо визначимо проекцію  $F'_{np}$  від сили  $F_{np}$ , яка діє перпендикулярно до площини скребків.

$$F'_{np} = F_{np} \cdot \cos \psi, \quad (9)$$

де  $\psi = (\xi + \beta - 90^\circ)$

З рівності моментів відносно т.Е знаходимо величину дії  $F''_{np}$  у точці контакту кронштейна з роликком

$$F'_{np} h = F''_{np} l, \quad (10)$$

$$|F''_{np}| = |R''_{np}| = \frac{F'_{np} \cdot h}{l} = \frac{F_{np} \cdot h \cos \psi}{l} \quad (11)$$

Сила дії ролика на важіль проходить через центр ролика. Тоді

$$F_n = R''_{np} \cos(\varphi + \beta - 90^\circ);$$

$$F_n = \frac{F_{np} \cdot h \cos \psi}{l} \cos(\varphi + \beta - 90^\circ);$$

$$F_n = \frac{c(\delta + \Delta)h \cos(\xi + \beta - 90^\circ)}{l} \cos(\varphi + \beta - 90^\circ) \quad (12)$$

Тягове зусилля  $F_m$  у напрямку руху полотна визначається

$$F_m = F_n \cos \varphi + F_{mp} \sin \varphi + F_{mn};$$

$$F_m = F_n \cos \varphi + F_n f' \sin \varphi + F_n f'' \sin \varphi,$$

де  $f'$ - коефіцієнт тертя - кочення в парі ролик-кронштейн;

$f''$  - зведений коефіцієнт тертя у парі нижня поверхня полотна - система роликів, що підтримують полотно.

З урахуванням (13), (12), (8), (6) і (1) загалом тягове зусилля  $F_m$  визначається з системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} F_m = \frac{c(\delta + \sqrt{h^2 + L^2} - \sqrt{h^2 + L^2 - 2hL \cos \beta})h \cos(\xi + \beta + 90^\circ)}{l} \cos(\varphi + \beta - 90^\circ) \times \\ \times (\cos \varphi + f' \sin \varphi + f'' \sin \varphi); \\ \xi = \arccos \left[ \frac{L - h \cos \beta}{\sqrt{h^2 + L^2 - 2hL \cos \beta}} \right]; \\ \beta = \arccos \left( \frac{l - r \sin \varphi}{l} \right). \end{array} \right. \quad (14)$$

Попередньо визначається початкове значення  $\varphi_0$  з рівняння (2) і задається його біжуче значення з певним кроком від  $\varphi_0$  до  $90^\circ$ . Далі послідовно визначаються кути  $\beta$  і  $\xi$ , значення яких підставляються в основне рівняння для визначення  $F_m$ . Результати розрахунків на ПЕОМ подані як графічні залежності  $F_m = f(\varphi)$   $F'_{np} = f(\varphi)$  на рис.3.

Аналізуючи дані залежності, можна встановити, що для відношення  $U_p=l$  максимальне тягове зусилля  $F_{mmax}$  знаходиться у межах кута  $\varphi=40^\circ$ . Для  $U_p=1,17l$  силі  $F_{mmax}$  відповідає кут  $\varphi=50^\circ$ , а для  $U_p=1,25l$  -  $\varphi \approx 60^\circ$ . Сила  $F_{np}$  на всій ділянці зміни кута  $\varphi$  зростає і вигляд як показникова функція. Відношення  $F_{mmax}$  і  $F_m$  при  $\varphi = 90^\circ$  у момент, коли кронштейн виходить із зачеплення з роликом, для  $U_p/l = 1 \dots 1,25$  перебуває у межах  $6,1 \dots 3,3$ . Для уникнення переносів скребків пружні елементи розташовуються з обох боків кожної групи скребків. Тому при визначенні реального тягового зусилля  $F_m$  його розрахункове значення, що визначається за залежністю (14), необхідно помножити на 2, оскільки пружини встановлюються автономно.

Для зменшення циклічних навантажень на елементи приводу скребкового транспортера - очисника, а також для зниження сумарного тягового зусилля полотна відстань між роликami не повинна бути кратною міжскребковій відстані для зміщення у часі процесу провертання різних груп скребків.

Для круто нахилених транспортерів  $\alpha = 45^\circ \dots 60^\circ$  зусилля від дії максимальної кількості коренеплодів, яку може захопити одна група скребків, в напрямку площини скребків становить  $50 \dots 60$ Н. Тому сила  $F_{np}'$  (рис.3) для викидання коренеплодів на прутки полотна повинна у декілька разів (наприклад,  $3 \dots 6$ ) перевищувати дані значення, що необхідно враховувати при виборі конструктивних параметрів скребкового транспортера - очисника.

З досліджень [4] крутий момент для транспортування коренеплодів скребковим полотном, розташованим під кутом  $\alpha = 60^\circ$  до горизонту, становить  $T = 240 \dots 260$  Нм. Визначимо, наскільки зростуть енерговитрати при модернізації пасивного транспортера на очисний. Привідний барабан повздовжнього скребкового транспортера коренезбиральної машини має радіус 100 мм. Враховуючи, що при  $U_p=1,17l; F_{mmax}=445 \times 2=890$ Н, а при  $U_p=1,25l; F_{mmax}=215 \times 2=430$ Н, то додаткові крутні моменти  $T_k$  від надання скребковому транспортерові функцій очисного становитимуть: при  $U_p=1,17l; T_k=890 \times 0,1=89$  Нм; при  $U_p=1,25l; T_k=430 \times 0,1=43$  Нм. Приймаючи середнє значення  $T=250$ Н, встановлено, що сумарна потужність зростає: при  $U_p=1,17l$  на 35%, а при  $U_p=1,12l$  на 17%.

В енергобалансі коренезбиральних машин типу КС-6Б на роботу повздовжніх транспортерів припадає 2...3% [5].

Приймаючи середнє значення 2,5%, встановлено, що загальна потужність коренезбиральної машини, що витрачається на виконання технологічного процесу, зростає: при  $U_p = 1,12l$  на 0,89%, а при  $U_p=1,25l$  на 0,43%, що є несуттєвим в порівнянні з передбачуваним економічним ефектом від покращення процесу очищення коренеплодів.

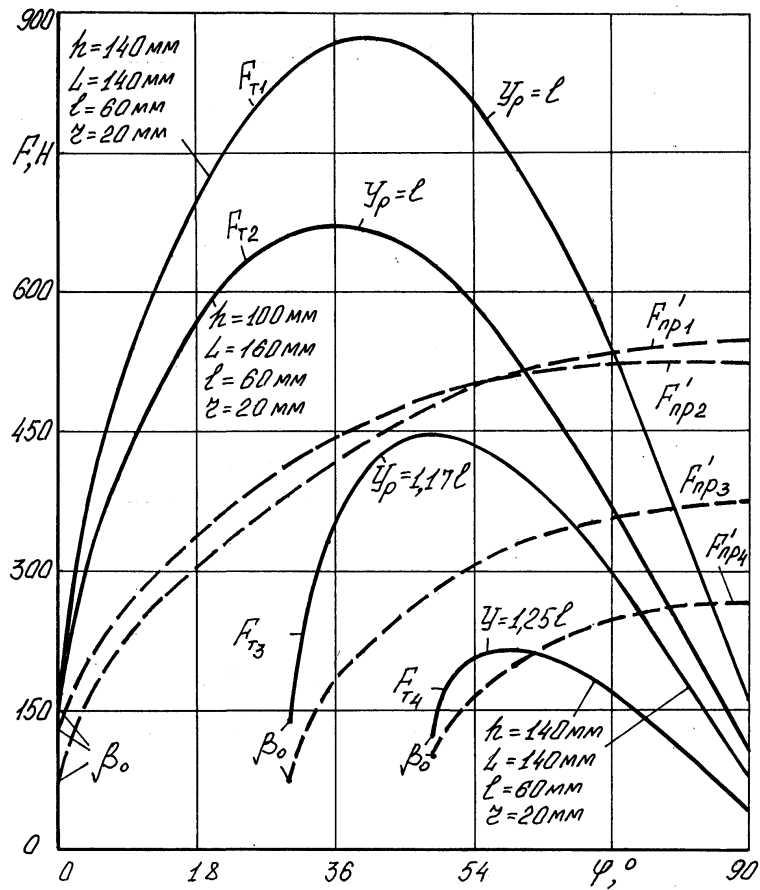


Рис.3. Залежність зміни тягового зусилля  $F_m$  і сили  $F'_{np}$ , що діє перпендикулярно до площини скребоків від кута  $\varphi$  при постійних значеннях

$$C = 5000 \frac{H}{M}; f' = 0,02; f'' = 0,15; \delta_0 = 20 \text{ мм.}$$

Остаточню вибрати раціональні конструктивні параметри запропонованої схеми скребкового транспортера - очисника необхідно після його дослідження в реальних умовах експлуатації.

*Kinematic calculation of scrubber transporter of beetroot harvester is given in the article. The rational constructive parameters as well as the type of tractive effort change of blade for new application principle of root cleaning from soil admixtures are determined.*

### Література

1. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки/ Р.Б.Гевко, І.Г.Ткаченко, С.В.Синій, В.М.Булгаков, Р.М.Рогатинський, О.В.Павелчак.-Луцьк: ЛДТУ, 1999.-168 с.
2. Гевко Р.Б., Павх І.І., Гладь Ю.Б., Ткаченко І.Г. Розрахунок конструктивно-кінематичних параметрів стрічкового транспортера-очисника // Сільськогосподарські машини: зб. Вип. 5.-Луцьк: ЛДТУ.-1999, С.48-55.
3. Ткаченко І.Г., Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Павелчак О.Б. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора // Міжвузівський збірник: Наукові нотатки. - Вип.7. – Луцьк: ЛДТУ. - 2000. С.260-266.
4. Павх І.І. Обґрунтування параметрів сепараторних стрічкових транспортерів бурякозбиральних машин: Дис...канд.техн.наук: 05.05.11.- Луцьк, 2000. - 159 с.
5. Гевко Р.Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин: Дис...доктора техн.наук: 05.05.11 - Національний аграрний університет. - К., 2000. – 362 с.

Одержано 06.05.2001 р.