

УДК 631.356.2

Р. Гевко<sup>1</sup>, докт. техн. наук; І. Ткаченко<sup>2</sup>, канд. техн. наук; І. Фльонц<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Тернопільський національний економічний університет

<sup>2</sup>Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

<sup>3</sup>ВП Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»

## ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТЕРА-СЕПАРАТОРА ДЛЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ

**Резюме.** Запропоновано конструктивно-технологічну схему скребкового транспортера-сепаратора. Виведено аналітичні залежності впливу конструктивних параметрів елементів інтенсифікації сепарації на величину переміщення полотна, кут повороту скребків перед викиданням коренеплодів на пруткове полотно, а також додаткове тягове зусилля, яке виникає при роботі транспортера-сепаратора, та інші силові параметри технологічного процесу транспортування коренебульбоплодів з їхнім доочищенням.

**Ключові слова:** транспортер-сепаратор, доочищення, сепарація.

R. Gevko, I. Tkachenko, I. Flonts

## SUBSTANTIATION OF STRUCTURAL TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF TRANSPORTING SEPARATOR FOR ROOT BULB CROPS

**The summary.** Structural technological scheme for scraper transporting separator is offered in the article. Analytical dependence structural parameters of separation intensification elements influence on belt drift value, scrapers rotation angle before root bulb crops expulsion into the rod belt is developed as well as additional drive force with arises during the transporting separator operation, including other technological process parameters of root bulb crops transporting together with post-treatment.

**Key words:** transporting separator, post-treatment, separator.

### Умовні позначення:

$\alpha$  – кут розміщення полотна транспортера до горизонту, град;

$V_n$  – поступальна швидкість полотна, м/с;

$\Delta$  – величина перекриття опорного ролика відносно кулачка, мм;

$\varphi_n$  – початковий кут контакту між лінією, що з'єднує осі ролика і циліндричної поверхні кулачка, та вертикальною площиною, яка проходить через вісь ролика, град;

$\varphi_T$  – текучий кут контакту між лінією, що з'єднує осі ролика і циліндричної поверхні кулачка, та вертикальною площиною, яка проходить через вісь ролика, град;

$R$  – радіус ролика, мм;

$r$  – радіус кулачка, мм;

$\beta_n$  – початковий кут між лінією, що з'єднує вісь циліндричної поверхні кулачка з віссю прутка, та площиною робочої гілки пруткового полотна, град;

$\beta_T$  – текучий кут між лінією, що з'єднує вісь циліндричної поверхні кулачка з віссю прутка, та площиною робочої гілки пруткового полотна, град;

$l$  – відстань від осі циліндричної поверхні кулачка до осі прутка, мм;

$H$  – відстань від осі ролика до площини полотна, яка проходить через осі прутків, мм;

$X_n$  – початкове значення відстані від вертикальної осі до осі поперечного прутка, мм;

$X_0$  – біжуче зміщення полотна, мм;

$X_n^T$  – текуче зміщення осі прутка, стосовно якого відбувається провертання групи скребків відносно вертикальної осі, мм;

$\delta$  – зміщення осі циліндричної поверхні кулачка відносно вертикальної осі, мм;

$\beta_{\max}^{\text{пов}}$  – максимальний кут повороту скребків відносно осі прутка полотна, град;

$\beta_{\min}^T$  – мінімальне значення кута  $\beta$  при  $\varphi_r = 0^\circ$ , град;

$T$  – крутний момент, який діє на пружину, Нм;

$l_n$  – розгорнута довжина прутка 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>;

$J$  – момент інерції перерізу прутка при згині, м<sup>4</sup>;

$d$  – діаметр прутка, м;

$F_{TP}$  і  $F_{Tn}$  – відповідно сили тертя у парах кулачок-ролик і нижня поверхня полотна-система роликів, які підтримують полотно, Н;

$f_1$  і  $f_2$  – відповідні коефіцієнти тертя у парах кулачок-ролик і нижня поверхня полотна-система роликів, які підтримують полотно.

**Постановка проблеми.** Одним з пріоритетних завдань агропромислового комплексу України є збереження родючого шару ґрунтів. Найбільше родючий шар втрачається унаслідок вивезення ґрунту з поля разом із зібраним врожаєм коренебульбоплодів. Найперспективнішим способом зниження кількості вивезеного ґрунту є якісне очищення коренебульбоплодів засобами механізації безпосередньо під час їх збирання. Однак інтенсивність впливу на коренебульбоплоди обмежена допустимим рівнем їхнього пошкодження. Частково вирішити дану проблему можна, надавши всім елементам технологічного руслу збиральних машин сепаруючі властивості, з поступовим зменшенням інтенсивності впливу робочих органів на коренебульбоплоди.

**Аналіз результатів останніх досліджень.** На даний час відомі конструкції транспортерів-сепараторів, які забезпечують доочищення коренеплодів. В [1] автори запропонували надавати скребковому полотну коливних рухів у напрямку транспортування, у [2] полотно рухається за спеціальною траєкторією, що забезпечує складний рух скребоків, унаслідок цього відриваються коренеплоди від несучої поверхні скребоків та перекочуються з ковзанням по прутках полотна з доочищенням. Однак такі конструктивні схеми сепаруючих транспортерів характеризуються підвищеними енерговитратами та недостатньою довговічністю.

Також відомі транспортери-сепаратори, у яких окрема група скребоків разом з коренеплодами в наперед визначених зонах повертається і, під дією пружних елементів, перекидає коренеплоди на прутковому полотні [3, 4], що сприяє їхньому доочищенню. Перераховані вище схеми конструктивно недосконалі, що знижує їхню експлуатаційну надійність. Найбільш прийнятним на даний час, на думку авторів, є сепаруючий транспортер [5]. Однак він потребує повнішого обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів.

**Мета роботи.** Встановити аналітичні залежності впливу конструктивних параметрів елементів активізації сепарації на величину переміщення полотна, кут повороту скребоків перед викиданням коренеплодів на пруткове полотно, а також силові параметри технологічного процесу.

**Результати досліджень.** Для підвищення експлуатаційних показників повздовжніх транспортерів-сепараторів, які забезпечують доочищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток при мінімальному пошкодженні та регулюванні інтенсивності ступеня сепарації, пропонуємо нову конструктивно-технологічну схему розміщення робочих елементів взаємодії скребкового транспортера-сепаратора, яка зображена на рис.1.

Ідея процесу доочищення коренеплодів у тому, що на двох поперечних прутках 1 скребкового полотна, що розміщене під кутом  $\alpha$  до горизонту, встановлена основа 7, на якій шарнірно змонтована група скребоків 3. Збоку до групи скребоків прикріплений кулачок 5. Скребки підтиснуті пружинами 2 у напрямку руху полотна, а їхнє кутове повертання обмежене упором 6. У напрямку переміщення полотна, поступальна швидкість якого дорівнює  $V_n$ , на рамі транспортера закріплений опорний ролик 4, встановлений з величиною перекриття  $\Delta$  відносно кулачка 5.

У процесі роботи скребкове полотно, разом з коренеплодами, переміщається у напрямку їхнього вивантаження. При взаємодії кулачка з опорним роликом відбувається провертання групи скребків з коренеплодами (на рис.1 не зображені) з відповідною деформацією пружини. Після виходу із зачеплення кулачка з опорним роликом група скребків під дією пружини різко провертається до упору і викидає коренеплоди вперед – на прутки полотна. Відбувається ударна взаємодія коренеплодів з пружними прутками, що призводить до їхнього очищення через струшування, а також перекичування у зворотному напрямку до повторного ударного контакту зі скребками, це також сприятиме додатковому очищенню поверхні коренеплодів від налиплого ґрунту.

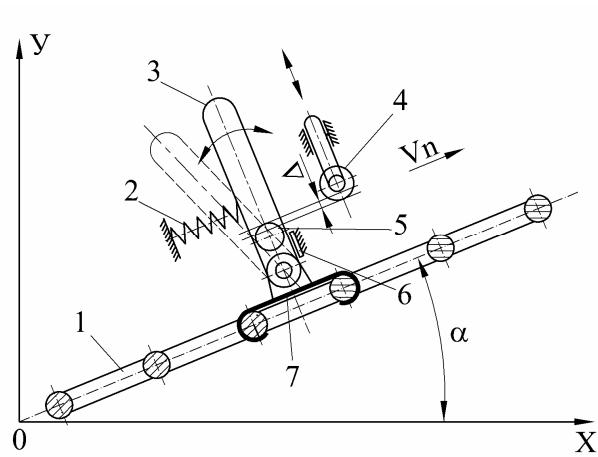


Рисунок 1 – Схема розміщення елементів взаємодії скребкового транспортера-сепаратора

Попередньо визначимо початковий кут контакту  $\varphi_n$  між лінією, що з'єднує осі ролика і циліндричної поверхні кулачка, 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  $\Delta$

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

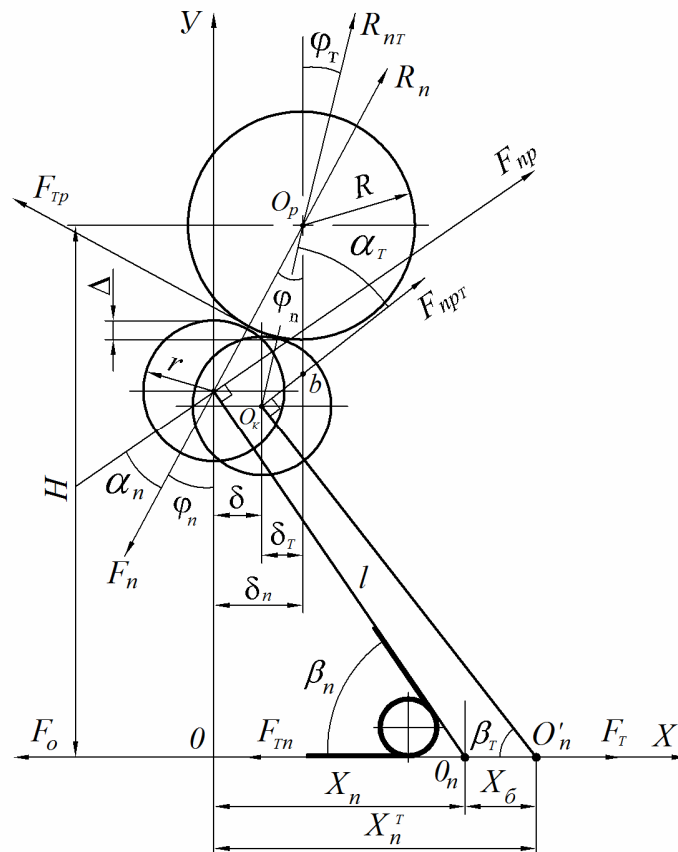


Рисунок 2 – Схема для визначення конструктивних параметрів елементів зачеплення ролика з кулачком скребоків полотна

Далі визначаємо початкову величину кута  $\beta_n$  між лінією, що з'єднує вісь циліндричної поверхні кулачка з віссю прутка, відносно якого відбувається провертання групи скребоків, та площиною робочої гілки пруткового полотна  $OX$ , з умови

$$(R+r)\cos\varphi_n + l\sin\beta_n = H. \quad (2)$$

Підставивши (1) в (2), отримаємо

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

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

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

$$X_n = l\cos\beta_n,$$

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

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

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

Величину  $X_n^T$  визначаємо з умови

$$X_n^T = l\cos\beta_T + \delta. \quad (6)$$

Встановимо залежність для величини  $\beta_T$

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

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

Величину  $\delta$  визначаємо 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, підставивши (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 у загальному випадку величину  $X_\delta$  визначимо 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  $\varphi_n$  встановлюємо з умови (1), а величину кута  $\varphi_T$  задаємо в межах від  $\varphi_n$  до  $0^\circ$ .

Максимальну величину кута повороту скребків відносно осі прутка полотна транспортера визначимо з умови

$$\beta_{\max}^{\text{ііа}} = \beta_n - \beta_{\min}^T. \quad (11)$$

З урахуванням (3) і (7) отримаємо

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

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

У першому випадку центральна вісь циліндричної поверхні кулачка розміщена в одній площині з віссю прутка, відносно якого відбувається провертання групи скребків (тобто важіль розміщений вертикально). У другому випадку, враховуючи відстань між центрами сусідніх прутків, яка дорівнює 40 мм, центральна вісь циліндричної поверхні кулачка максимально зміщена від осі прутка, відносно якого відбувається провертання групи скребків у сторону проти напрямку руху полотна.

Виходячи з реальних геометричних розмірів елементів скребкових транспортерів, при аналізі залежностей конструктивним параметрам 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, досліджуючи вплив 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  $X_\delta$ , при якому відбувається контакт кулачка з роликом відносно текучого кута їх контакту  $\varphi_T$ , а також максимального кута повороту скребків  $\beta_{\max}^{\text{ііа}} = f(l)$ . З їхнього аналізу встановлено, що збільшення величини  $l$  у діапазоні від 44 до 50 мм призводить до зменшення величини  $X_\delta$  на 41%. Особливо відчутне падіння величини  $X_\delta$  спостерігається у початковий момент зменшення  $\beta_n$  від  $90^\circ$  (коли вісь циліндричної поверхні ролика та вісь прутка, відносно якого відбувається провертання скребків, містяться у вертикальній площині).

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

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

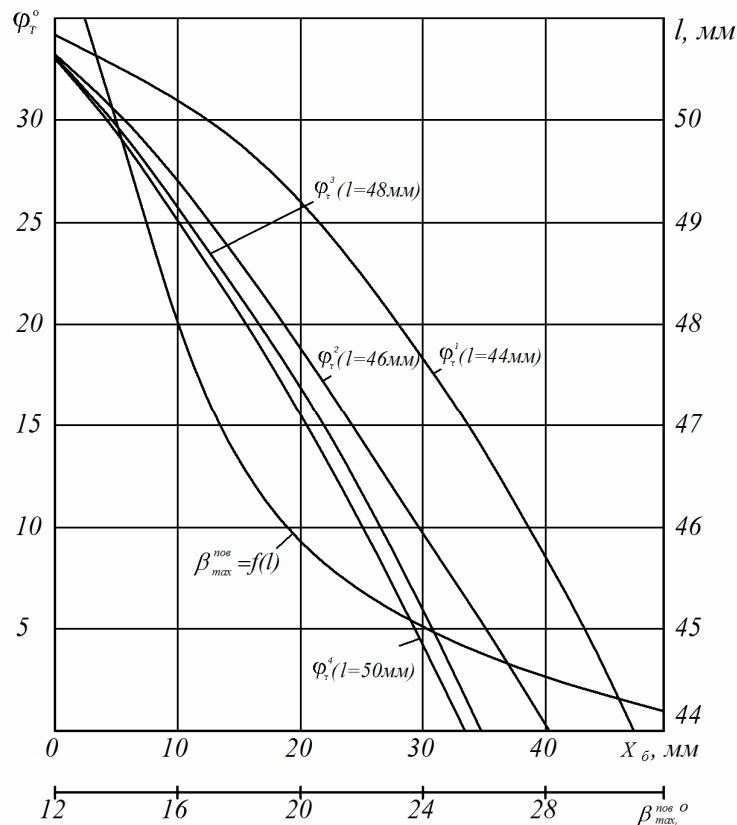


Рисунок 3 – Залежності біжучого зміщення полотна  $X_b$ , при якому відбувається контакт кулачка з роликком відносно текучого кута  $\varphi_r$ , а також максимального повороту скребоків  $\beta_{\max}^{\text{rot}} = f(l)$

Необхідно зазначити, що підбирати параметри пружних елементів потрібно 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 скребоків перед їх викиданням на решітчасту поверхню полотна для доочищення. У той же час зміщення ролика відносно осі  $OY$  дозволяє регулювати величину його перекриття  $\Delta$  з циліндричною поверхнею кулачка і відповідно максимальний кут повороту скребоків.

Для визначення додаткового тягового зусилля, яке виникає при взаємодії кулачка з опорним роликком, попередньо визначимо величину крутного моменту, який виникає при провертанні групи скребоків і відповідно кулачка.

У випадку застосування пружин кручення для підтискання скребоків у напрямку руху пруткового полотна деформація пружини визначається кутом повороту  $\beta$  між крайніми витками

$$\beta = \frac{Tl_n}{EI} \quad (13)$$

Підставивши у залежність (13) дані формули, в кінцевому вигляді рівняння для визначення величини крутного моменту прийме вигляд

$$T = 10^{11} \frac{\beta d^4}{32 i D_c} \quad (14)$$

Враховуючи те, що пружина кручення має певний попередній натяг  $\beta_n$ , а кут  $\beta$  у процесі взаємодії кулачка з роликком буде змінюватись, то формула (14) буде такою:

$$T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta + \beta_i) d^4}{i D_c} \quad (15)$$

Оскільки кут  $\beta$  є змінним, то використаємо наведені розрахунки, які наведені в попередньому підрозділі. Кут  $\beta$  визначаємо як різницю між початковим кутом  $\beta_n$ , при якому кулачок входить у контакт з роликом (3) і його текучим значенням  $\beta_T$  (7). З урахуванням кількості пружин  $n$ , а також для переведення кутів у радіани в кінцевому вигляді формула (15) прийме вигляд

$$T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_o + \beta_i) \frac{\pi}{180^\circ} d^4 n}{i D_c}. \quad (16)$$

При дослідженні характеру зміни крутного моменту величину кута  $\varphi_T$  слід вибирати в діапазоні від  $\varphi_n$ , який відповідає  $\beta_n$ , і до нуля.

Аналітичні залежності для визначення кутів  $\varphi_n$  і  $\beta_n$  наведено в попередньому підрозділі (1) і (3).

Для визначення зусиль, які виникають у зоні контакту кулачка і ролика, звернемось до розрахункової схеми (рис.2). Оскільки вільні кінці пружини кручення опираються у поверхню полотна та задню частину групи скребків, то сила від дії пружини  $F_{np}$  буде направлена перпендикулярно до важеля з довжиною  $l$ .

У зоні контакту кулачка з роликом виникає нормальна реакція  $R_n$  та відповідно протилежно направлена сила  $F_n$ , напрямки дії яких співпадають з лінією, що зв'язує центри кулачка та ролика. Також, у процесі переміщення кулачка відносно ролика, виникає сила тертя  $F_{Tp}$ , яка направлена перпендикулярно до  $R_n$  і  $F_n$ .

Попередньо виразимо нормальну реакцію  $R_n$  через  $F_{np}$

$$R_n = F_{ю} \cos \alpha. \quad (17)$$

Враховуючи те, що  $T = F_{np} l$ , рівняння (17) прийме вигляд

$$R_n = \frac{T \cos \alpha}{l}. \quad (18)$$

Оскільки кут  $\alpha$  у процесі взаємодії кулачка з роликом змінюється, то визначимо функціональну залежність  $\alpha_T = f(\varphi_T)$ .

За  $\angle O_k O_p b$  за теоремою синусів

$$\frac{R+r}{\sin(180^\circ - \alpha_T - \varphi_T)} = \frac{O_p b}{\sin \varphi_T}. \quad (19)$$

Величину  $O_p b$  визначимо за залежністю

$$O_p b = \frac{\delta_T}{\cos(90^\circ - \beta_T)}. \quad (20)$$

Враховуючи те, що  $\delta_T = (R+r) \sin \varphi_T$ , рівняння (20) прийме вигляд

$$O_p b = \frac{(R+r) \sin \varphi_T}{\sin \beta_T}. \quad (21)$$

Підставивши (21) в (19) і після спрощень, отримаємо

$$\alpha_T = \beta_T - \varphi_T. \quad (22)$$

Тоді рівняння (18) з урахуванням (22) прийме вигляд

$$R_n = \frac{T \cos(\beta_T - \varphi_T)}{l}. \quad (23)$$

Оскільки сила опору  $F_o$  рівновелика і протилежно направлена тяговому зусиллю полотна  $F_T$  від дії механізму повертання скребків, то запишемо умову рівноваги всіх сил на площину полотна (на вісь OX)

$$F_T = F_n \sin \varphi_T + F_{op} \cos \varphi_T + F_{Tn}. \quad (24)$$

Враховуючи те, що  $F_{Tp} = F_n f_1$ , а  $F_{Tn} = F_n f_2 \cos \varphi_T$ , у кінцевому випадку залежність (24) прийме вигляд

$$F_T = F_n (\sin \varphi_T + f_1 \cos \varphi_T + f_2 \cos \varphi_T). \quad (25)$$

Оскільки  $|F_n| = |R_n|$ , а також враховуючи (1), (3), (7), (16) і (23), в кінцевому вигляді тягове зусилля  $F_T$  визначаємо із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} F_T = \frac{T \cos(\beta_T - \varphi_T)}{l} (\sin \varphi_T + f_1 \cos \varphi_T + f_2 \cos \varphi_T); \\ T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_o + \beta_i) \frac{\pi}{180^\circ} d^4 n}{i D_c}; \\ \beta_n = \arcsin\left(\frac{H - R + \Delta - r}{l}\right); \\ \beta_T = \arcsin\left[\frac{H - (R + r) \cos \varphi_T}{l}\right]; \\ \varphi_T \in \left(\varphi_n = \arccos\left[\frac{R - \Delta + r}{R + r}\right] \dots 0^\circ\right). \end{array} \right. \quad (26)$$

При аналізі системи рівнянь (26) попередньо визначаємо початкове значення кута  $\varphi_T$ . Далі в діапазоні від отриманого значення  $\varphi_T$  до нуля із заданим кроком підставляємо його значення у наступні формули для визначення величини крутного моменту  $T$  і додаткового тягового зусилля  $F_T$ .

Враховуючи попередні дослідження, значення параметрів, які входять у систему рівнянь (26), змінювали у таких діапазонах:  $R = 0,02 \dots 0,04$  м;  $r = 0,01 \dots 0,02$  м;  $\Delta = 0,02 \dots 0,04$  м;  $H = 0,06 \dots 0,1$  м;  $l = 0,04 \dots 0,08$  м;  $i = 2 \dots 6$ ;  $d = 0,003 \dots 0,005$  м;  $n = 2 \dots 4$ ;  $D_c = 0,02 \dots 0,04$  м;  $f_1 = 0,05 \dots 0,15$ ;  $f_2 = 0,1 \dots 0,4$ ;  $\beta_n = 30 \dots 90^\circ$ .

При дослідженні впливу одного з параметрів на силові характеристики процесу повертання скребків інші залишались постійними, їх абсолютні значення становили:  $R = 0,03$  м;  $r = 0,01$  м;  $\Delta = 0,04$  м;  $H = 0,08$  м;  $l = 0,08$  м;  $i = 4$ ;  $d = 0,004$  м;  $D_c = 0,02$  м;  $n = 2$ ;  $f_1 = 0,1$ ;  $f_2 = 0,15$ .

На рис. 4 зображено графічні залежності крутного моменту  $T$  і додаткового тягового зусилля  $F_T$  від повертання групи скребків залежно від текучої величини  $\varphi_T$ . При аналізі даних залежностей слід врахувати, що положенню, при якому кулачок входить у контакт з роликком, відповідає максимальне значення кута  $\varphi_T$ , його нульова величина – моменту їх виходу із зачеплення.



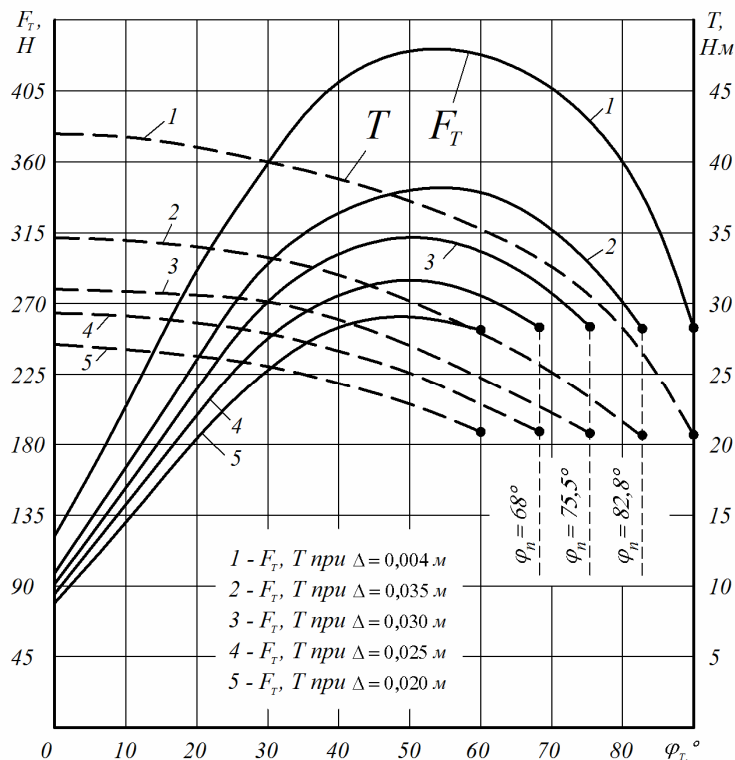


Рисунок 4 – Графічні залежності крутного моменту  $T$  і додаткового тягового зусилля  $F_T$  від поворотання групи скребків залежно від текучої величини  $\varphi_T$

**Висновки.** З аналізу зміни величини  $T$  встановлено, що в діапазоні від  $\varphi_{Tmax}$  до  $0^\circ$  його абсолютне значення зростає. При цьому зменшення  $\Delta$  від 0,04 м до 0,02 м спричиняє падіння крутного моменту на 34,6%. У той самий час початкова величина крутного моменту і тягового зусилля, що відповідає моменту входження кулачка з роликком, є однаковою для усіх значень  $\Delta$  у даному діапазоні і складає 21 Нм.

Зміна тягового зусилля  $F_T$ , як функції кута  $\varphi_T$ , має вигляд параболічної характеристики, величина якого від моменту входження у контакт елементів зачеплення зростає до певної величини, а далі починається різке падіння  $F_T$ .

Необхідно зазначити, що незалежно від величини  $\Delta$  початкове значення величини крутного моменту, при якому відбувається поворотання скребків є стабільним і становить 262 Н. При цьому максимальне зростання величини  $F_T$  від початкового значення спостерігаємо для  $\Delta = 0,04$  м і його приріст становить 39,5%.

Також встановлено, що зміна величини  $\Delta$  від 0,04 м до 0,02 м призводить до зменшення максимальної величини від 433 до 264 Нм.

#### Література

1. Гевко Р.Б. Розрахунок конструктивно-кінематичних параметрів стрічкового транспортера-очисника / Р.Б. Гевко, І.І. Павх, Ю.Б. Гладь, І.Г. Ткаченко // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. ЛДТУ. – Луцьк, 1999. – С. 46–53.
2. Ткаченко І.Г. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора / І.Г. Ткаченко, Ю.Б. Гладь, Р.Б. Гевко, О.Б. Павелчак // Міжвузівський збірник. Наукові нотатки. – Луцьк, 2000. – Вип.7. – С.260–266.
3. Маланчин А. М. Обґрунтування конструктивних параметрів сепаруючого транспортера / А.М. Маланчин, І.Г. Ткаченко, О.Б. Павелчак // Вісник Харківського державного університету сільського господарства. – Вип. 23. – Харків, 2004. – С. 3–9.
4. Пат. №31875 Україна, МПК А01D 27/00. Транспортер-сепаратор для коренебульбоплодів / Фльонц І.В., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г.; заявник і власник патенту ТНЕУ. – №u200713963; заявл. 12.12.07; опубл. 25.04.08, Бюл. №8. – 3с.
5. Гевко Р.Б. Визначення конструктивно-силових параметрів скребкового сепаруючого транспортера / Р.Б. Гевко, І.В. Фльонц, О.Б. Павелчак // Вісник інженерної академії України. – Вип. 3–4. – К., 2008. – С. 180–185.

Одержано 26.01.2010 р.