

**ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОПІЮВАННЯ ГОЛОВОК
КОРЕНЕПЛОДІВ НОВИМ КОПІРНО-РОТОРНИМ
ВІДОКРЕМЛЮВАЧЕМ ГИЧКИ**

Булгаков В.М., д.т.н., академік НААН, Борис А.М., аспірант

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Розроблено нову математичну модель вільних коливань робочого органу копінно-роторного відокремлювача гички цукрових буряків, при складному його русі. За допомогою розв'язування на ПЕОМ даної моделі досліджено процес ефективного копіювання головок коренеплодів. В результаті проведених досліджень встановлено можливість використання даного робочого органу на швидкостях поступального руху машини 2,0...2,5 м/с.

Обґрунтування проблеми. Збирання цукрових буряків є однією з найбільш трудомістких та енергомістких операцій у сільськогосподарському виробництві. Враховуючи те, що Україна належить до високорозвинених бурякозбираючих країн Європи та світу і цукор є одним із стратегічних продуктів харчування, вітчизняному сільськогосподарському машинобудуванню необхідно налагодити випуск бурякозбиральних машин, функціональні та експлуатаційні показники яких повинні відповідати рівню кращих світових аналогів.

Підвищення якісних показників процесу збирання цукрових буряків є комплексною науково-технічною проблемою, вирішення якої повинно базуватись на пошуку нових конструктивних рішень робочих органів та компоновальних схем машин, ґрунтовному теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних та технологічних параметрів, експериментальному підтвердженні проведених теоретичних досліджень з кінцевою метою аналізу та синтезу оптимальних їх параметрів [3].

Однією з головних та відповідальних операцій у технологічному процесі збирання цукрових буряків є видалення гички з головок коренеплодів на корені. Останнім часом широкого розповсюдження у світі набули гичкозбиральні машини з ротаційними різальними апаратами. Однак, більшість із запропонованих гичкорізальних апаратів цих машин мають загальні для всіх робочих органів проблеми, які пов'язані з копіюванням головок коренеплодів, розташованих на різній висоті виступання над рівнем поверхні ґрунту, різних їх відхилень від осьової лінії рядка, наявності на головках сухої і полеглої гички тощо [3].

Аналіз останніх публікацій. Близько 50 років науковці працюють над удосконаленням технологічного процесу та створенням нових робочих органів, що дозволять якісно відокремлювати гичку цукрових буряків на швидкостях більше 2 м/с.

Наукові дослідження технологічного процесу і робочих органів для

відокремлення гички відображені в роботах Л.В. Погорілого, В.М. Булгакова, М.В. Татянюк, В.Я. Мартиненка, М.М. Зуєва, М.М. Хелемендика, С.А. Топоровського, М.Г. Березового, О.П. Гурченка, М.М. Бориса, О.О. Сипливця, та ін. Але дані дослідження орієнтовані на традиційні технології та робочі органи для відокремлення гички.

При найменших втратах цукронової маси найбільш повно гичка відокремлюється копірним зрізом, але при цьому швидкість виконання технологічного процесу перевищує 1,5 м/с. Обмеженість копінного зрізу змусила шукати інші технологічні рішення. Одним із таких рішень є широке застосування в сучасних машинах безкопінного зрізу основної маси гички на рівні високовиступаючих коренеплодів та копінне дообрізування головок коренеплодів пасивними ножами. Це дозволяє зменшити діапазон копінного зрізу та інерційні навантаження на головки коренеплодів, покращує точність їх копіювання і показники якості відокремлення гички та збільшує швидкість процесу відокремлення гички. Негативною стороною такого робочого процесу є збільшення втрат цукронової маси, погіршення якості зрізу. При зрізі пасивним дообрізувачем можлива поява сколів окремих головок коренеплодів, що знижує технологічні властивості коренеплодів цукрових буряків. Використання відомих роторних гичкозрізувачів значно збільшило енергоємність процесу. Поряд з цим робоча швидкість процесу збільшилась у порівнянні із копірними апаратами всього на 0,5 м/с (від 1,5 до 2,0 м/с). Таким чином, гичкозбиральними машинами, оснащеними такими робочими органами для відокремлення гички, також не досягнуто робочих швидкостей співрозмірних із швидкостями коренезбиральних машин.

Останнім часом ряд фірм (Aloway Industries, Grimme [6, 11]) в процесі дообрізування головок коренеплодів від гички використовують копірні гичкозрізувальні апарати активного типу із зменшеною масою. На нашу думку це є повторенням відомих раніше механіко-технологічних принципів відокремлення гички, що не забезпечують суттєвого підвищення швидкості.

Відомі дефоліатори гички в яких використовуються гнучкі робочі елементи для відокремлення гички. Робочий процес, що виконується даними машинами, характеризується значними витратами енергії та робочою швидкістю не більше 2 м/с. Але позитивною стороною є добре копіювання головок коренеплодів, завдяки використанню відцентрових сил інерції для відновлення робочими елементами початкового положення.

На нашу думку створення ефективних робочих органів з використанням відцентрових сил для відновлення їх початкового положення та копіювання головок коренеплодів є перспективним напрямком розвитку конструкцій. В технологічному плані перспективним є використання для відокремлення гички безкопінного зрізу її маси з коренеплодів, що високо виступають над поверхнею ґрунту, з наступним копірним дообрізуванням головок коренеплодів. Але ґрунтової наукової проробки такий процес на жаль не отримав, тому що у відомих публікаціях дані про його дослідження відсутні.

Мета дослідження. Побудувати математичну модель вільних коливань робочого елемента нового копірно-роторного відокремлювача гички цукрових

буряків, при складному русі для обґрунтування оптимальних його параметрів.

Виклад основного матеріалу. Внаслідок проведених теоретичних досліджень розподілення наземних цукроносних мас, нами пропонується удосконалений технологічний процес комбінованого відокремлення гички. Удосконалення технологічного процесу полягає в науковому обґрунтуванні параметрів безкопінного зрізу низько виступаючих коренеплодів, копінного зрізу середньо виступаючих коренеплодів та безкопінного зрізу високо виступаючих коренеплодів, та виконання всіх операцій процесу одним робочим – копінно-роторним відокремлювачем гички. Основні параметри робочого органу обґрунтовані теоретично та експериментально в лабораторних умовах [1, 2].

Копінно-роторний відокремлювач гички (рис. 1) складається з несучого диска 1, встановлених на шарнірах 2 робочих елементів, що складаються з жорстко зв'язаних між собою копінної частини 3, упорів 4 та ріжучої частини 5. Між сусідніми робочими елементами існує кінематичний зв'язок за допомогою упорів 4. За напрямком обертання кожний наступний робочий елемент опирається на попередній.

Обертання ротора відокремлювача гички здійснюється в поперечному напрямі до умовної осьової лінії рядка. Процес відокремлення гички даним робочим органом складається з фаз копіювання копінною частиною головок коренеплодів, видалення гички ріжучою частиною та відновлення вихідного положення робочим органом. Під час фази копіювання відокремлювач гички рухається вздовж рядка коренеплодів і взаємодіє з головкою коренеплоду копінною частиною. При наїзді на коренеплід робочий елемент відхиляється і за допомогою упорів з певною закономірністю починають відхилятися наступні елементи. Після проходження копінною частиною головки коренеплоду, система робочих елементів орієнтується на необхідну висоту зрізу і порційно, кожним робочим елементом, видаляється частина головки коренеплоду з гичкою. Після досягнення головкою коренеплоду кінця ріжучої частини відбувається схід системи елементів з головки і відновлення вихідного положення відокремлювачем гички до взаємодії з наступною головкою коренеплоду.

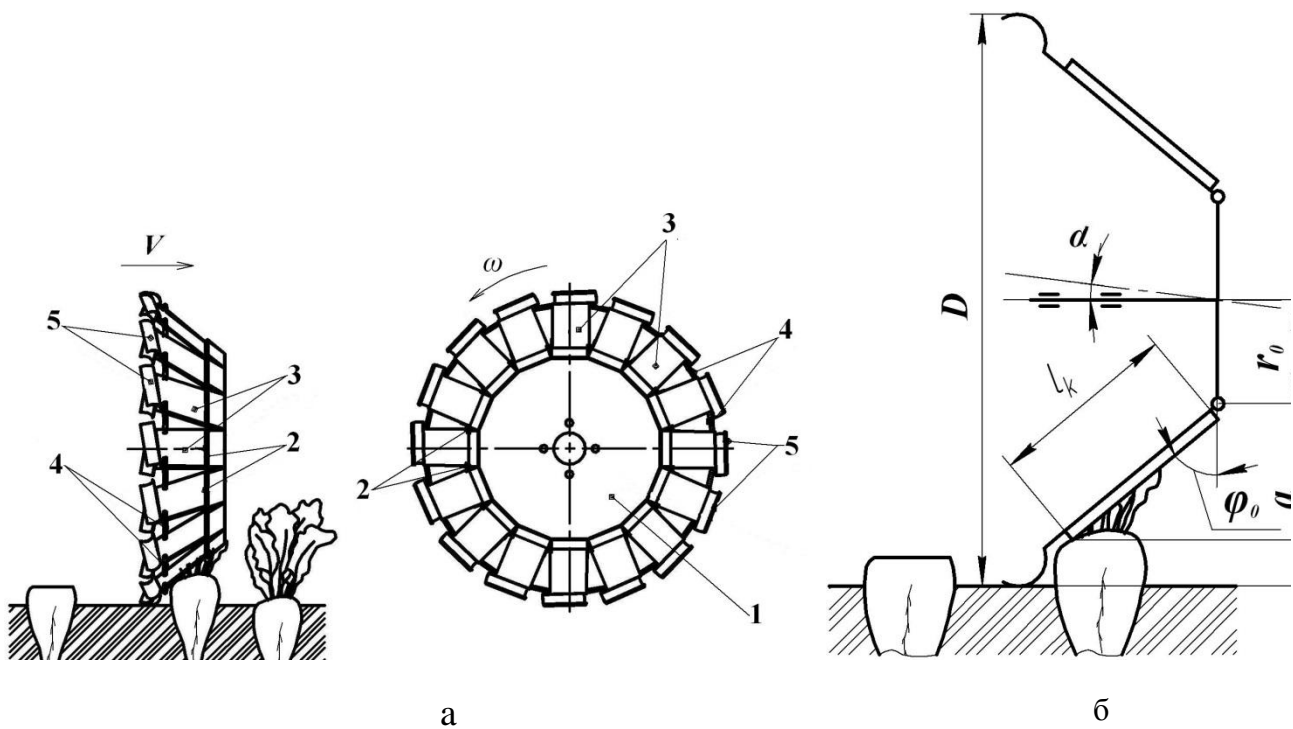


Рис. 1 – Конструктивна (а) та кінематична (б) схеми нового копірно-роторного відокремлювача гички.

Виходячи з механіко-технологічних властивостей коренеплодів цукрових буряків та умов їх копіювання нами обґрунтовано основні конструктивно-технологічні параметри (рис. 1, б):

α – кут нахилу осі ротора до горизонталі: $\alpha = 0^\circ$;

l_k – довжина копірної частини робочого елемента: $l = 0,109$ м;

φ_0 – кут встановлення робочого елемента до площини обертання: $\varphi_0 = 50^\circ$;

r_0 – радіус осі підвісу робочих елементів: $r_0 = 0,200$ м;

D – діаметр ротора: $D = 0,600$ м.

Для перевірки даного робочого органу на здатність копіювати різновисокі головки коренеплодів необхідно вирішити наступні завдання:

- скласти розрахункову схему;
- побудувати теоретичну модель вільних коливань від площини обертання прямолінійного стрижня постійного поперечного перерізу;
- за конструктивно-технологічними параметрами визначити диференціальне рівняння вільних коливань реального робочого елемента;
- визначити залежність зміни кута відхилення від часу кожного робочого елемента при сході системи робочих елементів з головки коренеплоду;
- графічно промоделювати процес копіювання робочими елементами екстремального випадку розташування суміжних головок коренеплодів при різних режимах роботи.

Для виконання поставлених завдань побудуємо еквівалентну схему робочого органу, що складається із валу на якому жорстко закріплена маточина у вигляді диска і приєднаних до нього за допомогою циліндричних шарнірів робочих елементів (рис. 2). Робочий елемент складається із копірної частини у вигляді стрижня постійного перерізу та дугоподібної ножової частини. В першому наближенні розглянемо коливання прямолінійної частини стрижня навколо осі підвісу. Введемо праві прямокутні декартові системи координат: $OXYZ$ – інерціальна система координат, пов'язана з геометричним центром маточини і $Oxyz$ – жорстко пов'язана з валом ротора. Осі OY і Oy суміщені з віссю обертання ротора, вісь Ox – з поздовжньою віссю стрижня у не відхиленому стані, тобто коли кут відхилення стрижня $\varphi = 0$. Ротор обертається з кутовою швидкістю $\omega = \text{const}$ навколо своєї осі. Шарнірне закріплення стрижня дозволяє йому здійснювати маховий рух з площини обертання Oxz . Виділимо в стрижні, довжиною l , елемент $d\xi$, що знаходиться на відстані ξ від шарніра O_1 .

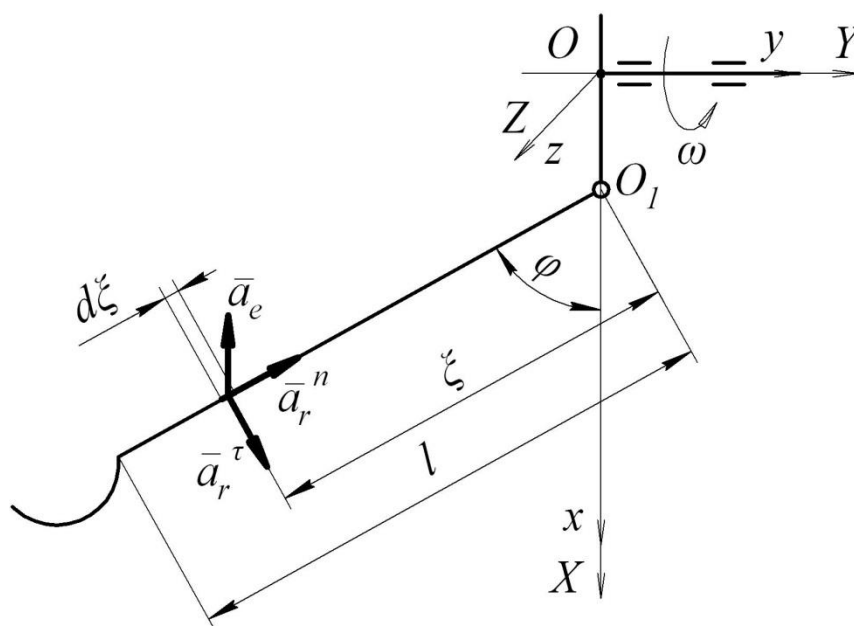


Рис. 2 – Еквівалентна схема робочого органу.

Для побудови рівняння руху стрижня, з початку визначимо прискорення, з яким рухається його елемент $d\xi$ та підрахуємо обумовлену ним силу інерції. Вектор абсолютного прискорення елемента стрижня $d\xi$ буде дорівнювати [8]:

$$\bar{a} = \bar{a}^e + \bar{a}^r + \bar{a}^c, \quad (1)$$

де \bar{a}^e , \bar{a}^r та \bar{a}^c – відповідно вектори переносного, відносного і коріолісового прискорення елемента стрижня $d\xi$.

Переносне прискорення елемента стрижня визначається за формулою:

$$|\bar{a}_e| = (r_0 + \xi \cos \phi) \omega^2, \quad (2)$$

де ξ – поточна координата елемента стрижня $d\xi$;
 ϕ – відхилення стрижня від площини обертання.

Знайдемо проекції вектора \bar{a}^e на осі системи координат Oxy :

$$a_x^e = -\omega^2 (r_0 + \xi \cos \phi), \quad (3)$$

$$a_y^e = 0. \quad (4)$$

Відносне прискорення стрижня визначимо як векторну суму нормального і тангенціального прискорень:

$$a_r = a_r^n + a_r^\tau. \quad (5)$$

Нехай стрижень знаходиться у відхиленому стані і відцентрові сили інерції намагаються встановити його у площину обертання ротора. Очевидно, що в даному випадку лінійна швидкість його буде збільшуватись і дотичне прискорення a_r^τ буде додатнім і направлене згідно рисунка. У цій же системі координат визначимо складові вектора \bar{a}^r . Вони будуть дорівнювати:

$$a_{rx}^n = -\phi^2 \xi \cos \phi, \quad (6)$$

$$a_{ry}^n = \phi^2 \xi \sin \phi, \quad (7)$$

$$a_{rx}^\tau = \ddot{\phi} \xi \sin \phi, \quad (8)$$

$$a_{ry}^\tau = \ddot{\phi} \xi \cos \phi. \quad (9)$$

В даному випадку коріолісове прискорення направлене перпендикулярно площині рисунку, тому будемо вважати, що воно не впливає на маховий рух стрижня навколо осі підвісу.

З урахуванням рівностей (1–9) визначимо компоненти абсолютного прискорення елемента стрижня. Спочатку спроектуємо складові абсолютного прискорення на осі x і y . Матимемо:

$$a_x = -r\omega^2 - \xi \cos \phi \omega^2 - \phi^2 \xi \cos \phi + \ddot{\phi} \xi \sin \phi, \quad (10)$$

$$a_y = \ddot{\phi}^2 \xi \sin \phi + \ddot{\phi} \xi \cos \phi. \quad (11)$$

Знаючи компоненти вектора a , знайдемо компоненти елементарної сили інерції в проєкціях на тіж самі осі x і y :

$$dF_x^j = -dm a_x ,$$

$$dF_y^j = -dm a_y ,$$

де dm – маса елементарного перерізу стрижня.

Якщо виразити масу елементарного перерізу через густину та площу:

$$dm = \gamma s d\xi ,$$

то отримаємо відповідно:

$$dF_x^j = -\gamma s a_x d\xi , \quad (12)$$

$$dF_y^j = -\gamma s a_y d\xi , \quad (13)$$

де γ, s – щільність матеріалу і площа поперечного перерізу стрижня.

Для побудови рівняння руху стрижня визначимо елементарні моменти сил інерції відносно осі шарніра. У даному випадку досліджується маховий рух стрижня в площині Oxy . А тому, до рівняння рівноваги увійдуть елементарні моменти сил інерції F_x^j і F_y^j , що діють в цій площині. Скориставшись звичайним правилом знаків: позитивним будемо вважати момент сил, направлений проти ходу годинникової стрілки, визначимо елементарний момент сил інерції, що діють в площині Oxy , який буде дорівнювати:

$$dM = -\gamma s (a_x \sin \phi + a_y \cos \phi) \xi d\xi . \quad (14)$$

Інтегруючи елементарний момент в межах від 0 до l отримаємо момент сил інерції, що діють на стрижень, відносно осі шарніра:

$$M = \int_0^l [-\gamma s (a_x \sin \phi + a_y \cos \phi)] \xi d\xi . \quad (15)$$

Підставивши вирази (10, 11) в (15) та спростивши, отримаємо:

$$M = -\gamma s \int_0^l \left(\xi \ddot{\phi} - \omega^2 \sin \phi r_0 - \frac{\xi \omega^2 \sin 2\phi}{2} \right) \xi d\xi ,$$

або

$$M = -\gamma s \int_0^l \left(\xi^2 \ddot{\phi} - \xi \omega^2 \sin \phi r_0 - \frac{\xi^2 \omega^2 \sin 2\phi}{2} \right) d\xi .$$

Після остаточного інтегрування в межах від 0 до l отримаємо:

$$M = \gamma s \left(\frac{r_0 l^2 \omega^2 \sin \phi}{2} + \frac{r_0 \omega^2 l^3 \sin 2\phi}{6} - \frac{\ddot{\phi} l^3}{3} \right). \quad (16)$$

Використовуючи принцип Даламбера, запишемо далі рівняння динамічної рівноваги стрижня відносно осі підвісу O_1 в наступному вигляді:

$$M + M_{III} = 0, \quad (17)$$

де M_{III} – момент сил реакції шарніра відносно осі шарніра.

Оскільки момент реакції шарніра відносно осі шарніра $M_{III} = 0$, то із (17) отримуємо:

$$M = 0, \quad (18)$$

або враховуючи (16) матимемо:

$$\gamma s \left(\frac{r_0 l^2 \omega^2 \sin \phi}{2} + \frac{r_0 \omega^2 l^3 \sin 2\phi}{6} - \frac{\ddot{\phi} l^3}{3} \right) = 0. \quad (19)$$

Враховуючи, що $\gamma s l = m$ запишемо:

$$m \omega^2 \left(\frac{l}{2} r_0 \sin \phi + \frac{l^2}{6} \sin 2\phi \right) - m \frac{l^2}{3} \ddot{\phi} = 0. \quad (20)$$

Друга складова рівності (20) є моментом сил інерції стрижня відносно осі підвісу. Логічно припустити, що перша складова є моментом відцентрових сил інерції і вираз (20) є диференціальним рівнянням обертального руху шарнірно закріпленого стрижня навколо осі підвісу, яка обертається навколо перпендикулярної осі, розташованої на відстані r_0 .

Виходячи із даних міркувань та використовуючи принцип Даламбера, запишемо рівняння динамічної рівноваги для робочого елемента в наступному вигляді:

$$J \ddot{\phi} + \sum M_R = 0, \quad (21)$$

де J – момент інерції робочого елемента відносно осі підвісу;

$\sum M_R$ – сума моментів відцентрових сил інерції складових робочого елемента відносно осі підвісу.

Робочий елемент (рис. 3) складається з шарніра 1, копірної частини 2, пластинки 3 та ножа 4.

Враховуючи, що момент відцентрових сил інерції циліндричного шарніра буде рівним нулю, то сумарний момент інерції відцентрових сил робочого елемента визначимо, як:

$$M_R = M_K + M_{II} + M_H, \quad (22)$$

де M_K , M_{II} , M_H – відповідно моменти відцентрових сил інерції копірної частини, пластинки і ножа.

Для знаходження моменту відцентрових сил інерції копірної частини визначимо, обумовлену доцентровим прискоренням a_e , елементарну відцентрову силу інерції dF_e , що діє на елементарний переріз копірної частини (рис. 4), матимемо:

$$dF_e = -a_e dm, \quad (23)$$

де dm – маса елементарного перерізу.

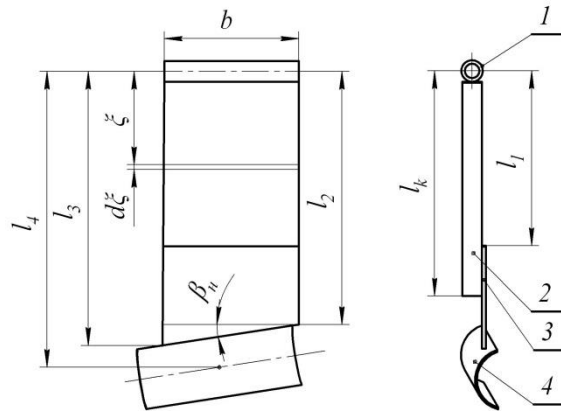


Рис. 3 – Схема робочого елемента.

Масу елементарного перерізу виразимо наступним чином:

$$dm = \gamma s d\xi, \quad (24)$$

де γ – густина матеріалу копірної частини;
 s – площа поперечного перерізу копірної частини.

Враховуючи вирази (2) і (24) рівняння (23) набуде такого вигляду:

$$dF_e = -\omega^2 \gamma s (r_0 + \xi \cos \phi) d\xi. \quad (25)$$

Визначимо елементарний момент відцентрових сил інерції:

$$dM_k = -dF_e^\tau dm, \quad (26)$$

де dF_e^τ – тангенціальна складова елементарної відцентрової сили інерції (рис. 4), яка буде дорівнювати:

$$dF_e^\tau = dF_e \sin \phi. \quad (27)$$

Враховуючи вирази (25), (27) рівняння (26) запишемо у наступному вигляді:

$$dM_k = -\omega^2 \gamma s \sin \phi (r_0 + \xi \cos \phi) \xi d\xi. \quad (28)$$

Момент відцентрових сил інерції копірної частини визначимо шляхом інтегрування виразу (28), тобто:

$$M_k = \int_0^{l_k} [-\omega^2 \gamma s \sin \phi (r_0 + \xi \cos \phi) \xi] d\xi. \quad (29)$$

Після інтегрування в межах від 0 до l_k отримаємо момент відцентрових сил інерції, що діють на копірну частину, відносно осі шарніра:

$$M_k = -\frac{\gamma s \omega^2 l_k^3 \sin 2\phi}{6} - \frac{\gamma s r_0 \omega^2 l_k^2 \sin \phi}{2}. \quad (30)$$

Враховуючи, що $\gamma s l_k = m_k$ остаточно запишемо:

$$M_k = m_k \omega^2 \left(\frac{l_k}{2} r_0 \sin \phi + \frac{l_k^2}{6} \sin 2\phi \right). \quad (31)$$

Аналізуючи вираз (31), бачимо, що він аналогічний першому члену виразу (20). Отже припущення про те, що перший доданок виразу (20) є моментом відцентрових сил інерції стрижня прямокутного перерізу відносно осі підвісу підтверджено.

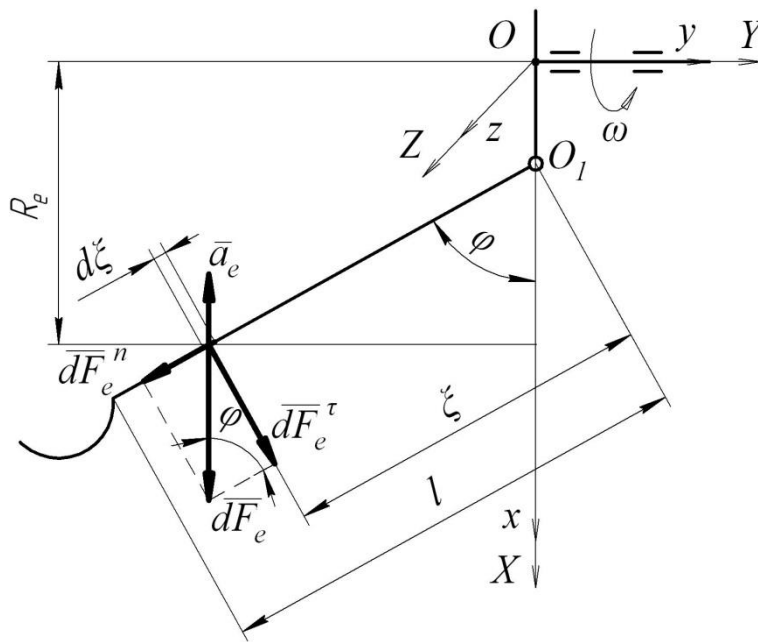


Рис. 4 – Схема до визначення моменту відцентрових сил інерції прямолінійного стрижня постійного перерізу.

Визначимо момент відцентрових сил інерції прямокутної пластинки. Для цього, у свою чергу, розділимо її на прямокутну та трикутну частини. Тоді загальний момент відцентрових сил інерції визначимо, як суму моментів прямокутної і трикутної частин:

$$M_{II} = M_{III} + M_{III}. \quad (32)$$

Прямокутна частина пластинки має постійний поперечний переріз. Тому, момент відцентрових сил інерції прямокутної частини пластинки визначимо за аналогією з копірною частиною з урахуванням виразу (29). Матимемо:

$$M_{III} = \int_{l_1}^{l_2} \left[-\omega^2 \gamma_1 s_1 \sin \phi (r_0 + \xi \cos \phi) \xi \right] d\xi, (33)$$

де γ_1 – густина пластинки;
 s_1 – площа поперечного перерізу пластинки;
 l_1 та l_2 – відповідно відстані від осі підвісу до початку прямокутної частини пластинки та до її кінця.

Після інтегрування виразу (33) отримаємо момент відцентрових сил прямокутної частини пластинки у наступному вигляді:

$$M_{III} = \frac{\gamma_1 s_1 \omega^2 l_1^3 \sin 2\phi}{6} + \frac{\gamma r_0 \omega^2 l_1^2 \sin \phi}{2} - \frac{\gamma_1 s_1 \omega^2 l_2^3 \sin 2\phi}{6} + \frac{\gamma r_0 \omega^2 l_2^2 \sin \phi}{2}.$$

Оскільки трикутна частина пластинки має змінний поперечний переріз, то необхідно визначити залежність зміни площі її перерізу від координати ξ за таким виразом:

$$s_2 = b_2(\xi)t, (34)$$

де $b_2(\xi)$ – поточне значення ширини трикутної частини;
 t – товщина трикутної частини.

Визначимо залежність ширини трикутної частини $b_2(\xi)$ у наступному вигляді:

$$b_2(\xi) = b - \frac{\xi - l_2}{\text{tg} \beta_H}, (35)$$

де b – ширина робочого елемента (рис. 3);
 β_H – кут нахилу ножового обрізу пластинки.

Тоді запишемо значення виразу (34) з врахуванням виразу (35):

$$s_2 = b - \frac{\xi - l_2}{\text{tg} \beta_H} t. (36)$$

По аналогії запишемо вираз для моменту відцентрових сил інерції трикутної частини пластинки, врахувавши значення виразу (36):

$$M_{III} = \int_{l_2}^{l_3} \left[-\omega^2 \gamma_1 \left(b - \frac{\xi - l_2}{\text{tg} \beta_H} t \right) \sin \phi (r_0 + \xi \cos \phi) \xi \right] d\xi. (37)$$

Через громіздкість кінцевого виразу інтегрування не наводимо.

У зв'язку із складністю інтегрування моменту відцентрових сил інерції ножа, прийемо, що його маса сконцентрована в центрі мас. Тоді момент відцентрових сил ножа запишемо у наступному вигляді:

$$M_H = m_H \omega^2 l_4 (r_0 + l_4 \cos \phi), (38)$$

де m_H – маса ножа;
 l_4 – відстань від осі підвісу до центру мас ножа.

Визначимо сумарний момент інерції робочого елемента:

$$J = J_k + J_{II} + J_H, \quad (39)$$

де J_k – момент інерції копірної частини робочого елемента;
 J_{II} – момент інерції пластинки;
 J_H – момент інерції ножа.

Момент інерції копірної частини робочого елемента знайдемо із залежності, що наведена у [9]:

$$J_k = \gamma s \frac{l^3}{3}. \quad (40)$$

Загальний момент інерції пластинки визначимо, як суму моментів інерції прямокутної J_{III} та трикутної J_{TII} частин:

$$J_{II} = J_{III} + J_{TII}. \quad (41)$$

Момент інерції прямокутної частини пластинки буде дорівнювати:

$$J_{III} = \gamma_1 s_1 \int_{l_1}^{l_2} \xi^2 d\xi. \quad (42)$$

Після інтегрування виразу (42) отримаємо:

$$J_{III} = \frac{1}{3} \gamma_1 s_1 [l_2^3 - l_1^3]. \quad (43)$$

Момент інерції трикутної частини пластини дорівнюватиме:

$$J_T = \gamma_1 t \int_{l_2}^{l_3} \left(b - \frac{\xi - l_2}{tg\beta_H} \right) \xi^2 d\xi. \quad (44)$$

Після інтегрування виразу (44) отримаємо:

$$J_T = \frac{t\gamma_1 l_2 l_3 ctg\beta_H}{3} - \frac{bt\gamma_1 l_2^3}{3} - \frac{t\gamma_1 l_2^4 ctg\beta_H}{12} - \frac{t\gamma_1 l_3^4 ctg\beta_H}{4} - \frac{bt\gamma_1 l_3^3}{3}. \quad (45)$$

Розрахунок сумарних значень моменту відцентрових сил інерції та моменту інерції робочого елемента проведено на ПЕОМ із застосуванням прикладної програми Mathcad. Розрахунки проведено для наступних значень розмірно-масових параметрів робочого елемента: $l_k = 0,11$ м, $l_1 = 0,083$ м, $l_2 = 0,12$ м, $l_3 = 0,13$ м, $l_4 = 0,14$ м, $\gamma = 700$ кг/м³, $\gamma_1 = 7000$ кг/м³, $s = 0,0007$ м², $s_1 = 1,4 \cdot 10^{-4}$ м², $b = 0,07$ м, $\beta_H = 0,173$ рад, $t = 0,001$ м, $m_H = 0,025$ кг.

В результаті розрахунків залежність (22) прийме наступний вигляд:

$$M_R = \omega^2 (a \sin 2\phi + b \sin \phi), \quad (46)$$

де a, b – постійні коефіцієнти, що враховують розмірно-масові параметри робочого елемента ($a = 6,8 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, $b = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$).

Враховуючи вирази (39–45), обчислимо сумарний момент інерції робочого елемента відносно осі підвісу – $J = 1,587 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^2$.

З врахуванням конкретних значень конструктивних параметрів диференціальне рівняння коливань робочого елемента навколо осі підвісу (21) набуде остаточного вигляду:

$$J\ddot{\phi} + \omega^2(a \sin 2\phi + b \sin \phi) = 0. \quad (47)$$

Для вирішення задачі копіювання головок коренеплідів необхідно ввести окремі визначення та припущення. Останній ріжучий робочий елемент – робочий елемент, що зрізає під час фази різання останню частинку головки коренеплоду. Час закінчення фази різання – час коли останній ріжучий робочий елемент проходить крайнє нижнє положення на роторі. Час відновлення вихідного положення робочим елементом – час від закінчення фази різання до відновлення робочим елементом вихідного положення. Час відновлення робочим органом початкового положення – час від закінчення фази різання до відновлення вихідного положення першим з робочих елементів, що рухаються слідом за останнім ріжучим елементом. Максимально виступаючий коренеплід – коренеплід у якого головка коренеплоду максимально виступає над рівнем ґрунту. За нашими розрахунками при комбінованому зрізі це коренеплоди з висотою виступання головок над рівнем ґрунту більше 80 мм. Мінімально виступаючий коренеплід – коренеплід, у якого головка розташована на рівні ґрунту.

Звідси сформулюємо необхідну умову копіювання головок коренеплідів запропонованим робочим органом. Час відновлення робочим органом вихідного положення повинен бути меншим за час від кінця фази різання максимально виступаючого коренеплоду до початку контакту з мінімально виступаючим коренеплодом без пошкоджень основи головки максимально виступаючого коренеплоду або з допустимими, за агротехнічними вимогами, незначними пошкодженнями.

Перевірку виконання необхідної умови копіювання проведемо у наступній послідовності:

– визначимо залежність зміни кута відхилення $\varphi(t)$ для кожного з робочих елементів (рис. 6), що відновлюють своє вихідне положення після зрізу високо виступаючого коренеплоду;

– визначимо момент часу проходження кожним з відхилених робочих елементів крайнього нижнього положення на роторі t_i і відобразимо їх на графіках (рис. 6):

$$t_i = \frac{2i\pi}{\omega z}, \quad (48)$$

де i – порядковий номер робочого елемента після останнього ріжучого робочого елемента (рис. 6);

– для кожного i -го робочого елемента порівнюємо в момент часу t_i значення $\varphi_i(t_i)$ із φ_0 за умовою: якщо $\varphi_i(t_i) > \varphi_0$, то робочий елемент не відновив вихідне положення, а якщо $\varphi_i(t_i) = \varphi_0$, то робочий елемент відновив вихідне положення;

– визначимо робочий елемент, що першим відновив вихідне положення, і таким чином, встановимо час відновлення робочим органом вихідного положення;

– для визначення можливості копіювання екстремального випадку розташування суміжних головок коренеплодів цукрових буряків та не підрізання основи головки високо виступаючого коренеплоду проведемо графічний аналіз положень робочих елементів при проходженні ними крайнього нижнього положення у фазі відновлення вихідного положення при різних режимах роботи.

Для дослідження часу відновлення початкового положення робочим органом визначимо вплив висоти виступання головок коренеплодів та кутової швидкості ротора на рух системи робочих елементів після сходу їх з головки коренеплоду. За нашими розрахунками [1] висота безкопінного зрізу високо виступаючих коренеплодів над рівнем ґрунту не буде перевищувати 80 мм. Для порівняння результатів розрахунків виберемо дві висоти виступання коренеплодів $h = 80$ мм і $h = 40$ мм. З метою отримання горизонтальної поверхні зрізу нами конструктивно закладено співвідношення між кутовою швидкістю ротора і поступальною швидкістю робочого органу:

$$\omega = 10\pi V . \quad (49)$$

Тому, при поступальних швидкостях руху 1,0...2,5 м/с вибираємо значення кутової швидкості $\omega = 40, 60, 80 \text{ с}^{-1}$. Враховуючи початкові умови для кожного з робочих елементів, із диференціального рівняння (47), визначимо чисельними методами залежність $\varphi(t)$ для останнього ріжучого та декількох наступних робочих елементів (рис. 5).

Відмітимо на графіках час t_1 і t_2 , при якому перший та другий ріжучі елементи будуть проходити крайнє нижнє положення. При сходженні з головки коренеплоду висотою 40 мм до часу t_2 всі робочі елементи відновлюють своє початкове положення. При сходженні з головки коренеплоду висотою 80 мм всі робочі елементи відновлюють своє вихідне положення між часом t_2 і t_3 . Слід відмітити зменшення часу відновлення робочими елементами вихідного положення при збільшенні кутової швидкості ротора. Очевидно, це пояснюється відомим із теорії коливань, зменшенням періоду коливань при збільшенні кутової швидкості.

Проведемо далі аналіз процесу безпосередньої взаємодії копінно-роторного робочого органу з головкою коренеплоду (рис. 6). Процес взаємодії буде складатись з фази копіювання t_k , фази різання t_r і фази сходження з головки коренеплоду t_c . Положення робочих елементів при проходженні фаз копіювання та різання нами отримано в попередніх дослідженнях.

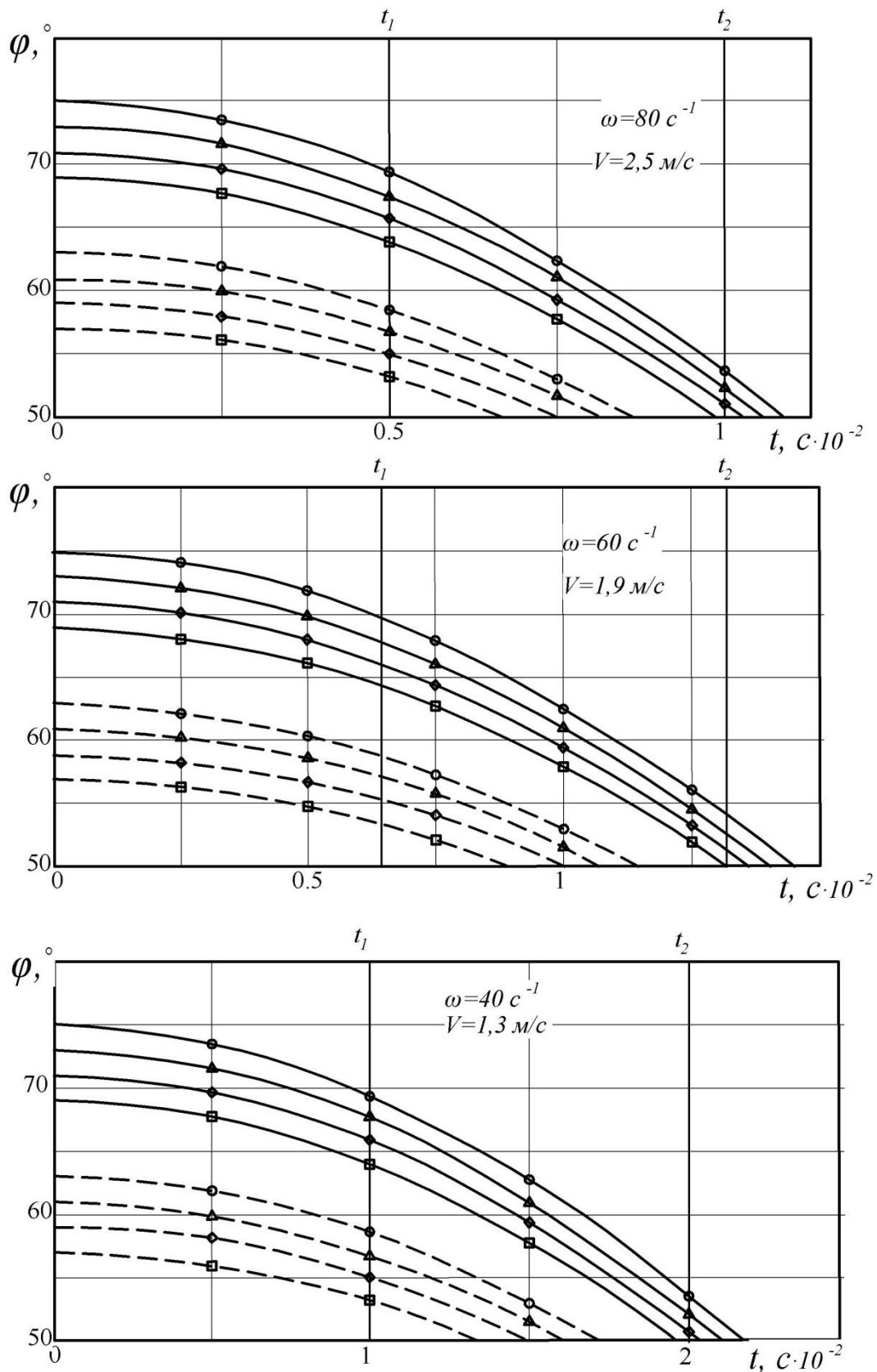


Рис. 5 – Залежність кута відхилення робочого елемента від часу:

○ △ ◇ □ – відповідно кути відхилення останнього ріжучого та 1, 2, 3 наступних елементів системи; — кути відхилення робочих елементів у випадку взаємодії з коренеплодом $h = 80 \text{ мм}$; - - кути відхилення робочих елементів у випадку взаємодії з коренеплодом $h = 40 \text{ мм}$.

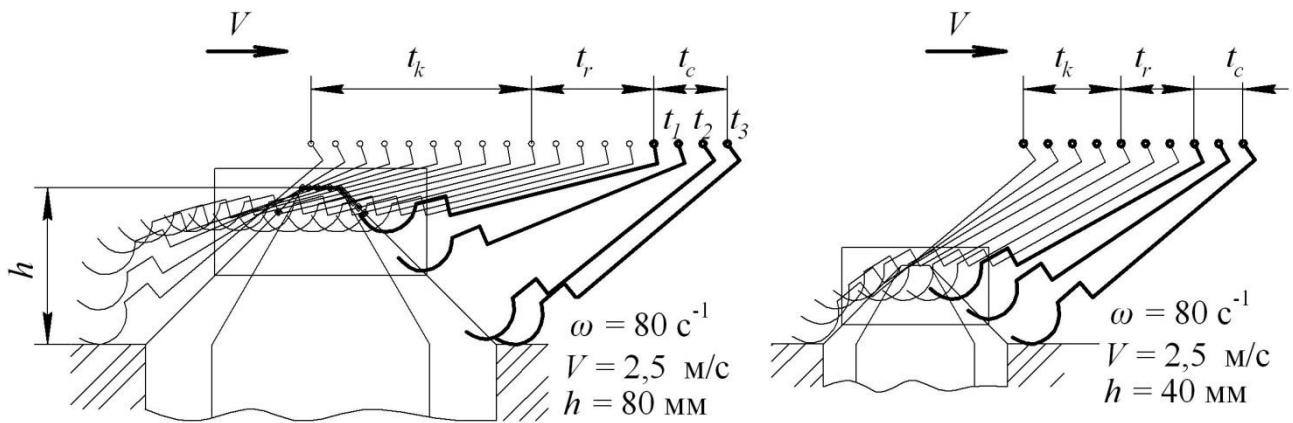


Рис. 6 – Графічний аналіз копіювання головок коренеплодів робочими елементами копірноторного відокремлювача гички.

Як бачимо із наведеного графічного аналізу (рис. 6), при сходженні робочого органу з головки коренеплоду робочі елементи, при проходженні крайнього нижнього положення, практично копіюють тильну сторону головки. Причому, при зміні кутової швидкості і відповідній їй швидкості поступального руху, положення робочих елементів практично не змінюється. Це свідчить про правильність вибору кінематичного режиму, нечутливість робочого органу до зміни поступальної швидкості та добре копіювання головок коренеплодів різної висоти виступання. Слід відмітити можливе підрізання тильної сторони головки при збільшених кутах конусності головки та підвищених значеннях кутової швидкості. Але даний недолік усувається зміною кінематичного режиму – збільшенням поступальної швидкості руху робочого органу або зменшенням кутової швидкості ротора. Можливі рішення конструктивного плану, наприклад, збільшення моменту інерції робочого елемента, що збільшить період коливань. При проведенні експериментальних польових досліджень підрізання спостерігалось лише в окремих випадках і глибина пошкоджень головок коренеплодів не перевищувала 5 мм, що є в межах допустимих вимог.

Висновки. При взаємодії копірноторного відокремлювача гички з коренеплодами цукрових буряків можливе якісне копіювання різновисоких головок коренеплодів і виконання технологічного процесу відокремлення гички при швидкостях руху більше ніж 2 м/с.

З метою визначення можливості широкого застосування робочого органу в гичкозбиральних машинах необхідно продовжити дослідження його динамічної взаємодії в процесі роботи з головками коренеплодів цукрових буряків.

Список використаних джерел

1. Борис А.М. Моделирование технологического процесса выдаления гички комбинированным способом / Борис А.М. // Вісник аграрної науки. – Київ, 2011. – Вип. 7. – С. 66-68.
2. Борис А.М. Обґрунтування раціонального діапазону копінного зрізу гички

- цукрових буряків / Борис А.М. / Збірник наукових статей Луцького національного технічного університету. № 21(1). – Луцьк, 2011. – С. 26-30.
3. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини. – К.: Аграрна наука, 2011. – 352 с.
 4. Булгаков В.М. Методика та засоби лабораторних досліджень процесу відокремлення гички експериментальними робочими органами / Булгаков В.М., Борис А.М. / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, Вип. 107, т. 1. – Харків, 2011. – С. 175-188.
 5. Булгаков В.М. Теорія робочого процесу видалення гички з коренеплодів цукрових буряків / В.М. Булгаков, А.М. Борис / Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Вип. 166, ч. 1. – К., 2011. – С. 335-342.
 6. Дефоліатор 4 Row 30 фірми Alloway Standard Industries [Електронний ресурс] // Інформація виробника – Режим доступу: <http://www.alowaystandart.com>.
 7. Зуев Н.М. Безкопирный срез головок корнеплодов. / Зуев Н.М., Топоровский С.А. // Сахарная свекла. – 1988, № 6. – С. 42-45.
 8. Гуляев В.И. Колебания систем твердых и деформируемых тел при сложном движении / В.И. Гуляев, П.П. Лизунов. – К.: Вища школа, 1989. – 197 с.
 9. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учебник для ВТУЗов. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.
 10. Мартиненко В.Я. Гичкозбиральні машини / Мартиненко В.Я – Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 110 с.
 11. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В., Свеклоуборочные машины: История, конструкция, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
 12. Уборка сахарной свеклы с VM330 и Rootster 604 [Электронный ресурс] // Сельскохозяйственная техника. – 2008, № 2. – Режим доступа до журнала: <http://russia.profi.com>.

Аннотация

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОПИРОВАНИЯ ГОЛОВОК КОРНЕПЛОДОВ НОВЫМ КОПИРНО-РОТОРНЫМ ОТДЕЛИТЕЛЕМ БОТВЫ

Булгаков В.М., Борис А.Н.

Разработана новая математическая модель свободных колебаний рабочего органа копирно-роторного отделителя ботвы сахарной свеклы, при сложном его движении. С помощью решения на ПЭВМ данной модели исследован процесс эффективного копирования головок корнеплодов. В результате проведенных исследований установлена возможность использования данного рабочего органа на скорости поступательного движения машины 2,0...2,5 м/с.

Abstrakt

THEORETICAL RESEARCH OF SLAVE MOTION ALONG ROOT CROPS HEADS ROW OF THE NEW ROTOR DEVICE FOR HAULM REMOVAL

V. Bulgakov, A. Borys

New mathematical model of free oscillations of the tool of the rotor device for removal of sugar beet haulm at its slave compound motion is developed. The process of effective slave motion along root crops heads is examined by means of the solution of this model on the computer. As a result the possibility of use of this tool at velocity range 2,0...2,5 m/s of a translational motion of a harvesting machine is defined.