ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА КАЧЕСТВО ЗЕРНА И СЕМЯН ВО ВРЕМЯ ПОДГОТОВКИ НА ВИБРОСЕПАРАТОРЕ

В статье рассматриваются результаты и исследование качества семян озимой пшеницы при послеуборочной обработке и посеве. Анализируются показатели качества семян на разных стадиях технологического процесса очистки и посева.

Ключевые слова: *послеуборочная обработка, сепаратор, травмирование, качество семян.*

THE INFLUENCE OF THE TECHNOLOGICAL PROCESSES ON HARVESTING, AS WELL AS OF WINTER WHEAT POST – HARVESTING PROCESSING AND SAWING ON THE CORN AND SEEDS GUALITY

The results of the researeh of winter wheat seed guality under post-harvesting processing and sowing are scrutinized in the paper. The seed guality indexers on different texnological process stage of its preparation and sowing have been anajized.

Key words: *post-harvest processing, separator, injury, quality seeds.*

УДК 633.63.631.55

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ З УКЛАДАННЯМ КОРЕНЕПЛОДІВ У ПОТУЖНИЙ ВАЛОК

А.М. Мазуренко, канд. техн. наук
Інститут біоенергетичних культур і цукрових буряків НААН України

Аналітично досліджено процеси взаємодії роторних і дискових зрізувальних та ротаційно-вилчастих викопувальних робочих органів з коренеплодами цукрового буряку. Отримані аналітичні залежності надають можливість обгрунтовувати кінематичні режими та конструктивні параметри роторних і дискових зрізувальних і ротаційно-вилчастих робочих органів за умови мінімальної затрати енергії на ці процеси та якісного їх виконання без пошкоджень і втрат коренеплодів.

© А.М. Мазуренко.
Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 95. 2011.

Ключові слова: *роторні і дискові ріжучі апарати, ротаційно-вилчасті копачі, дискові коренезабірники, перемагання сил зв'язку.*

Методики, представлені в цій узагльненій статті, є складовою частиною науково-дослідної роботи Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків НААН України та ННЦ «Інституту механізації та електрифікації сільського господарства» НААН України і направлені на вирішення науково-технічної проблеми по розробці машин для збирання цукрових буряків у рамках цільової комплексної програми, затвердженої Кабінетом Міністрів від 07.03.1996 р.

Мета дослідження: розробити теоретичні передумови процесу збирання цукрових буряків з укладанням коренеплодів у потужний валок із 30 рядків та нові конструктивно-технологічні схеми гичкокоренезбиральної машини для підвищення ефективності виробництва цукрових буряків, покращення якості коренеплодів, зниження витрат та зменшення затрат коштів і енергії.

Об'єкти досліджень: макетні зразки робочих органів і машин для технологічних процесів зрізання і подрібнення гички цукрових буряків, рослинної маси, викопування коренеплодів та укладання їх у валок із 30 рядків.

Новизна результатів досліджень полягає в тому, що вперше розроблено, досліджено та обґрунтовано «Сучасну вітчизняну альтернативну технологію збирання цукрових буряків і одночасного їх укладання в потужний валок», яка дає можливість відмовитися від традиційної технології та технології з використанням зарубіжних машин.

Для проектування робочих органів і машин, щоб застосувати альтернативну техологію збирання цукрових буряків, проведено теоретичні дослідження та встановлено розрахункові залежності для методик визначення основних параметрів таких робочих органів:

• Роторних для зрізання і подрібнення гички цукрових буряків і рослинної маси (рис. 1).

1. Результуюча швидкість леза ножів на перерізання рослинної маси $V_л$ і рубання $V_р$ визначаються математичними залежностями:

$$V_л = \omega R \sin\alpha + V_м \sin\alpha \qquad (1)$$

$$V_р = \omega R \cos\alpha + V_м \cos\alpha ,$$

де α – кут нахилу леза ножа до осі ротора; $V_к$=ωR – згідно закону обер-

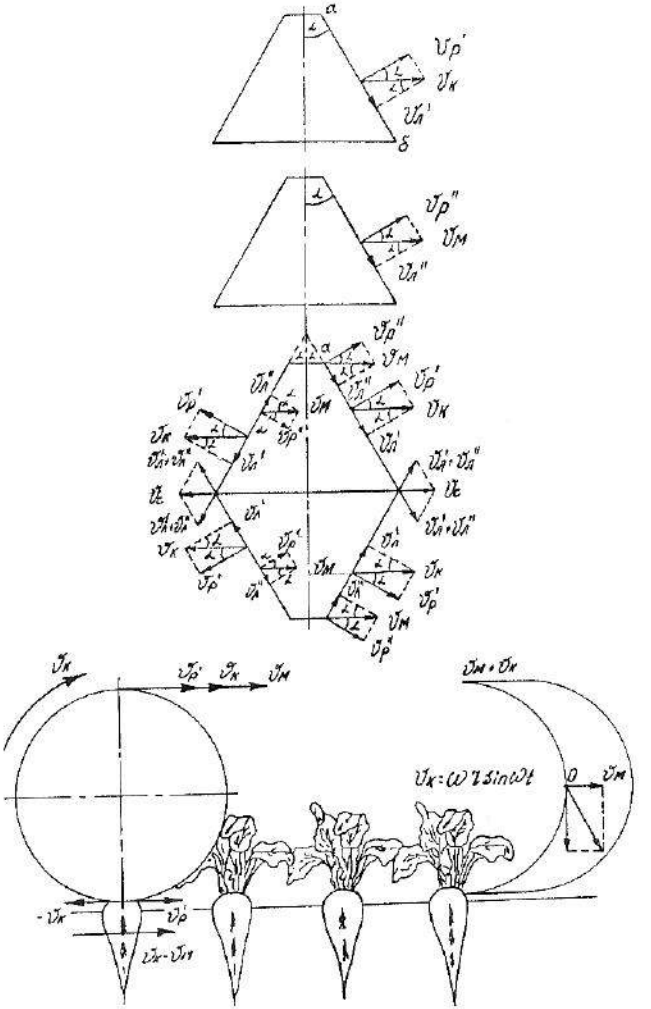

Рис. 1. Схема швидкостей леза ножа в обертовому і поступальному русі: α – кут нахилу леза ножа до осі ротора; $\upsilon_к$ – колова швидкість; $\upsilon'_л$ – швидкість різання в обертовому русі; $\upsilon''_л$ – швидкість різання в поступальному русі; $\upsilon'_р$ – швидкість рубання в обертовому русі; $\upsilon''_р$ – швидкість рубання в поступальному русі; $\upsilon_л$ – результуюча швидкостей різання; $\upsilon_р$ – результуюча швидкостей рубання; $\upsilon_м$ – швидкість у поступальному русі

тового руху; ω – кутова швидкість, 1/с; R – радіус ротора; $V_м$ – швидкість у поступальному русі.

2. Маса зрізаної і подрібненої гички та рослинної маси за одну секунду визначається через число обертів n:

$$m' = \frac{\pi R l V_M \cdot 60}{n} \cdot \gamma, \text{ (кг/с)}, \quad (2)$$

де *l*– довжина ротора.

3. Діаметр ротора визначається за формулою:

$$R = \frac{Д}{2} = \frac{m'n}{\pi l V_M \cdot 60\gamma}, \text{ (м)}, \quad (3)$$

де γ – об'ємна вага коренеплодів, (кг/м^3).

4. Секундна витрата енергії двигуна, що передається ротору для підвищення його швидкості визначається за формулою:

$$L - L_x = M\omega = I \cdot (d\omega / dt) \cdot \omega = L_2 \quad (4)$$

$$\text{або } 102\, N_2 = I/(d\omega/dt)\omega, \quad (5)$$

де N_2 – потужність двигуна в кВт.

5. Секундна робота по подоланню опору, створеного рослинною масою, визначається за формулою:

$$L_2 = 102N_2 = (mR^2\omega^2)/(1–f) = Gm' R^2\omega^2, \quad (6)$$

де коефіцієнт С, близький по величині $c = 1/(1–f)$.

6. Прискорення ротора, яке поглинається рослинною масою, визначається із наступної залежності:

$$I(d\omega/dt)\,\omega = m'V^2/(1–f) \quad (7)$$

7. Поглинання прискорення $d\omega/dt$ рослинною масою, віднесені до секундної подачі m', обернено пропорційний моменту інерції I і прямо пропорційний кутовій швидкості ротора ω. Визначається це прискорення згідно залежності:

$$(d\omega/dt)/m' = CR^2\omega^2/I\omega = (CR^2/I)\omega \quad (8)$$

8. Гранична критична швидкість ротора обумовлює рівність набуття і витрати прискорення, а визначається абсцисою точки перетину гіперболи і прямої по такій математичній залежності:

$$\omega^2_{кр} = (102N_2 max)/(Cm'R^2) \quad (9)$$

• Дискового ріжучого робочого органу, який обладнаний ножа-

ми і лопатками.

Конструкція дискового ріжучого апарата, виходячи з його функціональних ознак, складається з плоского диска, на якому рівномірно розміщені і закріплені до нього плоскі прямолінійні лопатки і шарнірно закріплюються плоскі ножі.

Наявність ковзання по лезу ножа відбувається через його відхилення на кут α при взаємодії (різанні) рослинної маси (рис. 2).

1. Переносна швидкість $V_п$ руху рослинної маси по поверхні дискового ріжучого апарата з лопатками визначається за математичною залежністю:

$$V^2_п = [mR\omega^2 - mq\sin\theta - f(mq\cos\theta + 2m\omega V_0)]/(K_п \upsilon_п F) \qquad (10)$$

2. Абсолютна швидкість руху рослинної маси $V_а$ з урахуванням значення кута φ (нахилу лопатки вперед по ходу обертання) визначається згідно такої математичної залежності:

$$V^2_а = V^2_п + V^2_В + 2V_п V_В \sin\varphi, \qquad (11)$$

де $V_В = \omega R\sin\alpha + V_М \sin\alpha$ – відносна швидкість рослинної маси; α – кут нахилу леза ножа дискового ріжучого апарата; φ – кут нахилу лопатки диска вперед по ходу обертання.

При радіальному розміщенні лопаток на диску, коли $\varphi = 0$,

$$V^2_а = V^2_п + V^2_В \qquad (12)$$

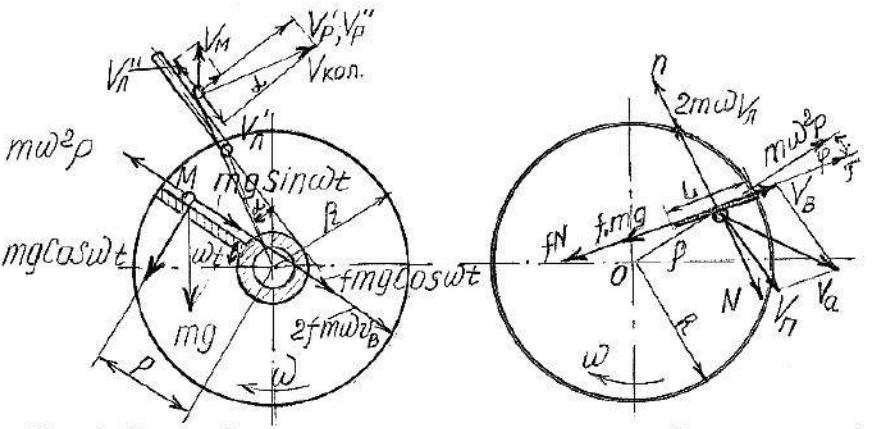

Рис. 2. Схеми дії сил на рослинну масу при взаємодії з дисковим ріжучим апаратом, який обладнаний ножами і лопатками: mq – сила тяжіння; $mq\sin\omega t$ і $mq\cos\omega t$ – складові сили тяжіння; $mp\omega^2$ – відцентрова

сила; $fmqcos\omega t$ – сила тертя від сили тяжіння; $2fm\omega V_в$ – сила тертя від сили Коріоліса; $V_в$ – відносна швидкість руху рослинної маси; $V_п$ – переносна швидкість руху рослинної маси; $V_а$ – абсолютна швидкість руху рослинної маси; φ – кут нахилу лопатки диска вперед по ходу обертання; α – кут нахилу леза ножа дискового ріжучого апарата; $V_{кол}$ – колова швидкість ножів дискового ріжучого апарата; $V'_л$ $V''_л$ – швидкість перерізання рослинної маси; $V'_р$ $V''_р$ – швидкість рубання рослинної маси; $V_М$ – швидкість переміщення ножів диска разом з машиною; ω – кутова швидкість дискового ріжучого апарата

3. Об'єм зрізаної гички і рослинної маси за один оберт диска визначається із залежності:

$$W_0 = M'\pi Rh_δ S, \text{ (м}^3\text{)}, \tag{13}$$

де M' – кількість ножів на диску; R – радіус диска, м; $h_δ$ – висота стояння рослинної маси, м; S – товщина рослинної маси, зрізаної за 1 оберт при швидкості $V_М$ за відрізок часу t, тобто

$$S = V_М t, \text{ м} \tag{14}$$

4. Маса зрізаної гички і рослин за одну секунду одним диском $m'=M'\pi Rh_δ V_М t\gamma$ визначається через число обертів, тобто

$$m' = (\pi Rh_δ \cdot V_М 60\gamma)/n, \text{ кг/с}. \tag{15}$$

5. Діаметр диска з ножами визначається за формулою:

$$R=D/2=m'n/(\pi h_δ V_М 60\gamma), \text{ м}. \tag{16}$$

6. Потужність двигуна, яка витрачається на технологічний процес, визначається за формулою:

$$102N_2 = I(d\omega/dt)\omega, \tag{17}$$

де N_2 – потужність двигуна, яка витрачається на технологічний процес, кВт; M – момент сили різання і транспортування рослинної маси, Нм.

7. Секундна робота по подоланню опору, створюваного рослинною масою, визначається із залежності:

$$L_2 = 102N_2 = m'R^2\omega^2/(1-f) = Gm'R^2\omega^2, \tag{18}$$

де коефіцієнт G, близький до величини $G = 1/(1-f)$.

8. Прискорення диска, яке поглинається рослинною масою, визначається залежністю:

$$I(d\omega/dt)\omega = m'V^2/(1-f) \tag{19}$$

9. Гранична критична швидкість дискового ріжучого апарата обу-

мовлює рівність набуття і витрати прискорення, визначається абсцисою точки перетину гіперболи і прямої по такій математичній залежності:

$$\omega^2_{kp} = 102N_z/(Gm/R^2) \quad (20)$$

• Ротаційно-вилчастих активних робочих органів для викопування коренеплодів цукрових буряків.

Ротаційно-вилчасті викопувальні робочі органи одночасно з викопуванням коренеплодів з грунту видаляють з них прищільнений грунт, контактуючи з основною частиною їх тіла через зчісувальні елементи, закріплені на поверхні конусної частини з певним кроком (рис. 3).

1. Кінематичний режим роботи ротаційно-вилчастих копачів з прутками, що закріплені на поверхні конусної частини, характеризується показником К, який визначається як відношення колової швидкості $V_{кол.}$ точки прутка копача до поступальної швидкості $V_п$ руху агрегату, тобто

$$K = \frac{V_{кол.}}{V_п}, \quad (21)$$

де $V_{кол.}=\omega R$, а R – радіус циліндричної частини копача.

2. Діаметр циліндричної поверхні копача визначається за формулою:

$$R = \frac{h - \Delta_к}{1 - \cos\alpha}, \quad (22)$$

де h – глибина ходу середини копача в грунті; $\Delta_к$ – збільшена глибина ходу середини копача відносно центра головки коренеплодів.

3. Кількість прутків по колу циліндричної частини ротаційно-вилчастого копача визначається із залежності:

$$Z = \frac{2\pi R}{L_Z K}, \quad (23)$$

де L_z – величина зміщення траєкторії руху прутка відносно попереднього прутка, яка апроксимується відрізком прямої лінії і називається подачею на один пруток та описується залежністю:

$$L_Z = V_П \cdot t = \frac{2\pi V_П}{Z\omega} \text{ або } L_Z = \frac{2\pi R}{K}, \quad (24)$$

де t – час, за який у копача обернеться циліндрична частина на кут, рівний куту між сусідніми прутками.

4. Площа контакту циліндричного прутка з коренеплодом визначається залежністю:

$$A_к = \frac{T \cdot \sin\alpha}{[\sigma_д]}, \text{ м}^2, \qquad (25)$$

де $T \cdot \sin\alpha$ – зусилля притискання циліндричного прутка до тіла коренеплоду, Н.

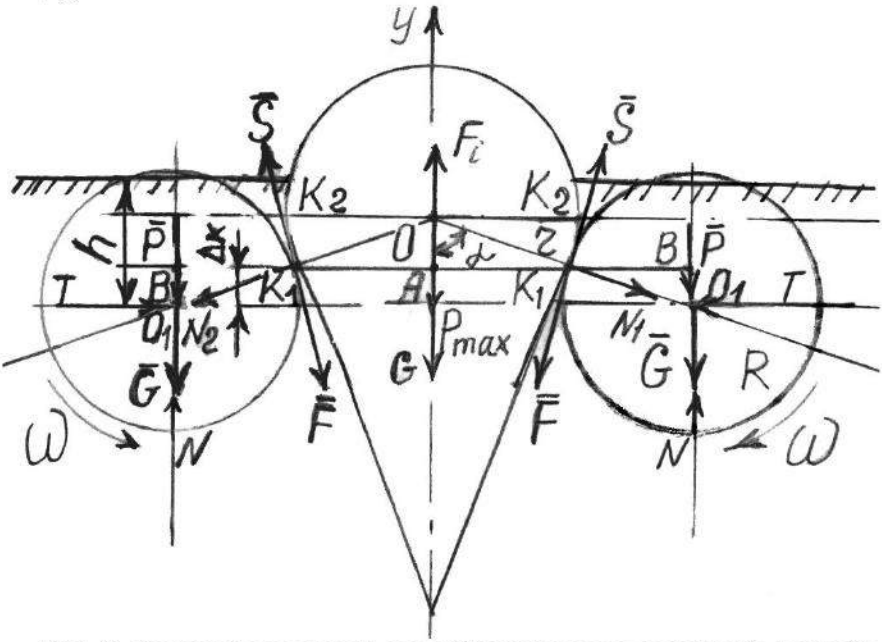

Рис. 3. Розрахункова схема для обґрунтування параметрів ротаційно-вилчастого копача

• Активних дискових коренезабірників у поєднанні з ротаційно-вилчастими копачами.

З метою визначення основних параметрів і оптимальних режимів роботи активних дискових коренезабірників розглядалося переміщення дисків у просторі і складалося рівняння руху периферійних точок диска, яке мало форму складної просторової гвинтоподібної кривої, одержаної в результаті навивання подовженої циклоїди на еліптичний циліндр.

1. Результуюча швидкість будь-якої точки диска визначається за

формулою (рис. 4):

$$V_p = \sqrt{\dot{X}^2 + \dot{Y}^2 + \dot{Z}^2} = V_0 \sqrt{\frac{V_M}{V_0}\left[2(\cos\varphi\cos\gamma + \sin\varphi\sin\gamma\sin\beta) + \frac{V_M}{V_0}\right] + 1}; \quad (26)$$

2. Кут між площинами дисків 2ψ визначається за формулою:

$$tg\,\psi = \frac{tg\,\beta}{\cos arctg\dfrac{tg\,\gamma}{tg\,\beta}}, \quad (27)$$

де 2γ – кут встановлення дисків у горизонтальній площині, який залежить від розмірів коренеплодів і величини їх відхилення від осьової лінії рядка. Цей кут становить 18-22°; 2β – кут встановлення дисків у вертикальній площині, який визначається в залежності від максимального діаметра коренеплодів і їх «кута конусності» становить 2β 30-35°.

3. Мінімальна відстань $2C_0$ між кромками дисків у точці їх сходження визначається розмірами коренеплодів і повинна бути регульованою та встановлюватися в залежності від мінімального діаметра коренеплодів (25-30 мм).

4. Висота піднімання коренеплода H (рис. 5) в розхилі дисків визначається висотою розміщення зони максимального сходження дисків, кутом вивільнення, діаметром дисків і коренеплоду

$$H=r\cos\beta[1-\cos(\alpha_0+\alpha_x)]-h_1, \quad (28)$$

де h_1 – глибина ходу дисків у грунті, м; α_0 – кут відхилення зони максимального сходження дисків від вертикалі, град; α_x – кут повертання затисненого коренеплоду між дисками від точки сходження до моменту його вивільнення, град.

5. Кут вивільнення коренеплодів у розхилі дисків визначається такою залежністю:

$$a_c = arctg\frac{tg\gamma}{tg\beta} + \arccos\frac{tg\arcsin\left(\sin\arg tg\dfrac{tg\beta}{\cos\alpha_0} - \dfrac{\frac{d_x}{2} - C_0}{r}\right)}{tg\arg tg\dfrac{tg\beta}{\cos\alpha_0}}. \quad (29)$$

6. Із умови забезпечення необхідної висоти піднімання коренеплодів над рівнем поверхні грунту, максимальної величини заглиблення дисків із урахуванням кута вивільнення коренеплодів діаметр дисків визначається за формулою:

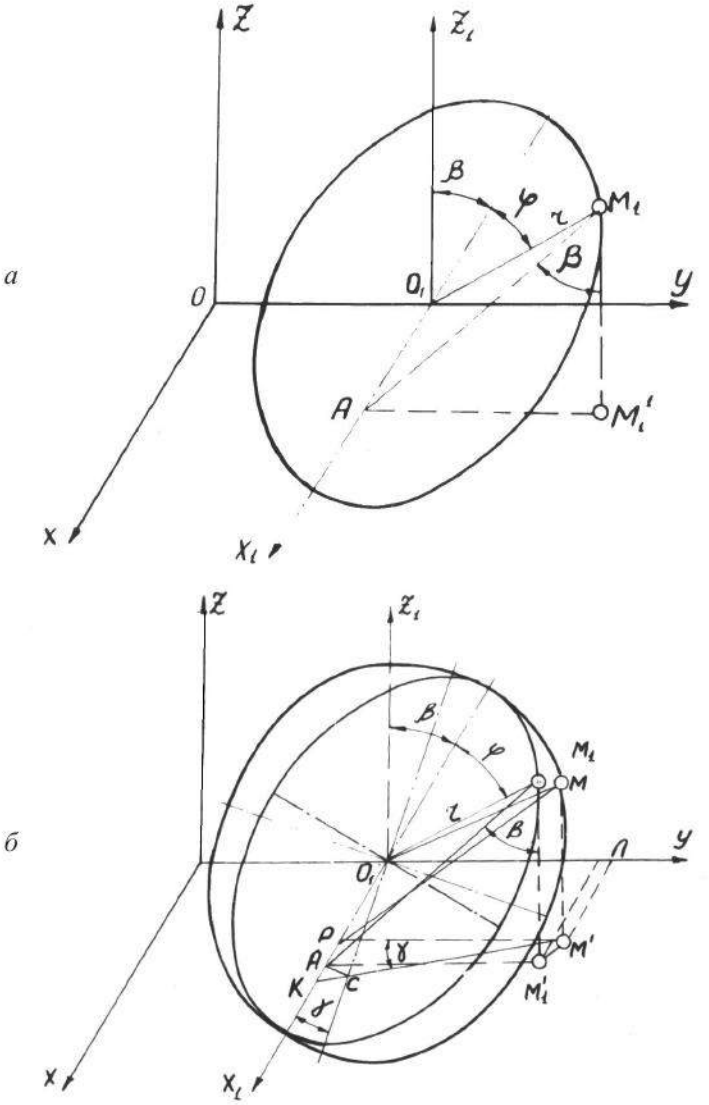

Рис 4. Схема розміщення точки на диску: а – положення точки до повороту диска; б – положення точки після повороту диска

$$Д = \frac{2h_1(1 - tg\,\beta)}{1 - \sin\beta - \cos\alpha_c}. \quad (30)$$

7. Оптимальне число обертів дисків для заданого розміру коренеплодів визначається із такої математичної залежності:

$$n = \frac{V_M(\alpha_c - \alpha_0)}{6\left[\sqrt{r^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2}\cos\beta\,\mathrm{ctg}\,\gamma - \left(r - \frac{b}{2}\right)\right]\cos\gamma}. \quad (31)$$

8. Швидкісний режим активних дискових робочих органів визначається у відповідності із швидкістю руху машини $V_м$, кутів установлення дисків і глибини їх ходу в грунті в залежності від розмірів коренеплодів і умов роботи. Оптимальне співвідношення швидкостей $\lambda = \frac{V_o}{V_м}$ визначається із рівняння (31) після перетворення:

$$\lambda = \frac{\pi r(\alpha_c - \alpha_0)}{180\left[\sqrt{r^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2}\cos\beta\,\mathrm{ctg}\,\gamma - \left(r - \frac{b}{2}\right)\right]\cos\gamma}. \quad (32)$$

Величина співвідношення між коловою і поступальною швидкостями активних дискових коренезабірників зв'язує між собою конструктивні параметри з технологічними вимогами виконання процесу.

9. Для визначення дальності польоту X і висоти піднімання вороху Y використовується значення абсолютної швидкості сходу вороху коренеплодів із розхилу дискових коренезабірників за формулою:

$$X = \frac{V_a \sin\alpha_x}{q}; \quad (33)$$

$$Y = \frac{V_a \sin^2\alpha_x}{2q}. \quad (34)$$

10. Максимальна дальність польоту вороху коренеплодів L визначає довжину активної частини завантаження елеватора:

$$L = X_{\max} - 2\frac{H_0}{tg\,\alpha_x}, \quad (35)$$

де X_{max} – максимальна дальність польоту вороху; H_0 – висота розміщення робочої гілки елеватора відносно горизонталі, яка проходить через точку сходження вороху коренеплодів із розхилу дисків; α_x – кут нахилу абсолютної швидкості до горизонту.

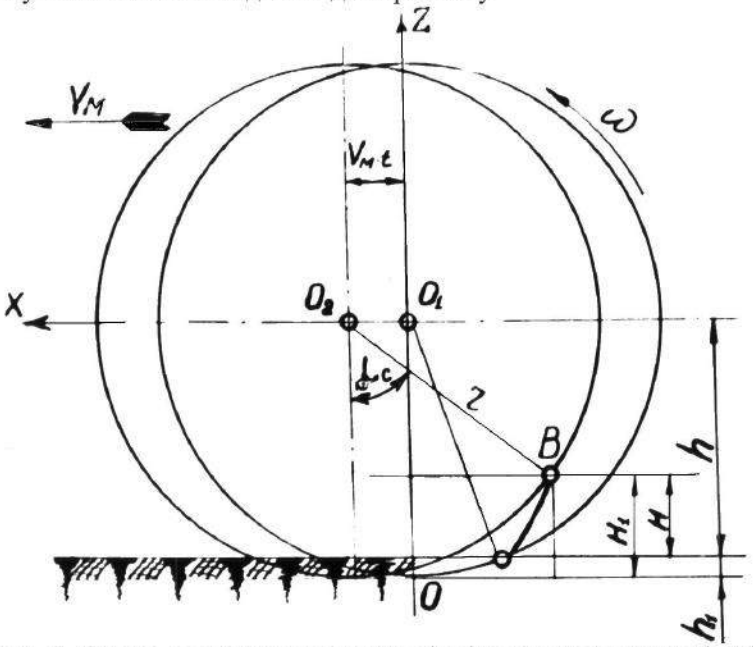

Рис. 5. Схема визначення висоти піднімання коренеплодів різного розміру

11. Для викопування коренеплодів із ґрунту зусилля витягування, створюване дисками, повинне бути рівне або більше сили зв'язку коренеплодів з ґрунтом (рис. 6).

$$P_к \le 2\frac{P_2}{\rho_1}\left(\sin\frac{\alpha_к}{2} + f\cos\frac{\alpha_к}{2}\right), \qquad (36)$$

де $P_к$ – зусилля, необхідне для витягування із ґрунту коренеплодів цукрових буряків; P_2 – зусилля, яке розвивається пружинами дисків при затисненні коренеплоду діаметром $d_к$; $f_м$ або $f_п$ – коефіцієнт тертя коренеплоду по металу, коли відбувається безпосередній контакт коренеплоду з дисками, або через грунт, прищільнений до коренеплоду, тобто через шар ґрунту; ρ_1 – відношення пліч b і a підпружинених дисків;

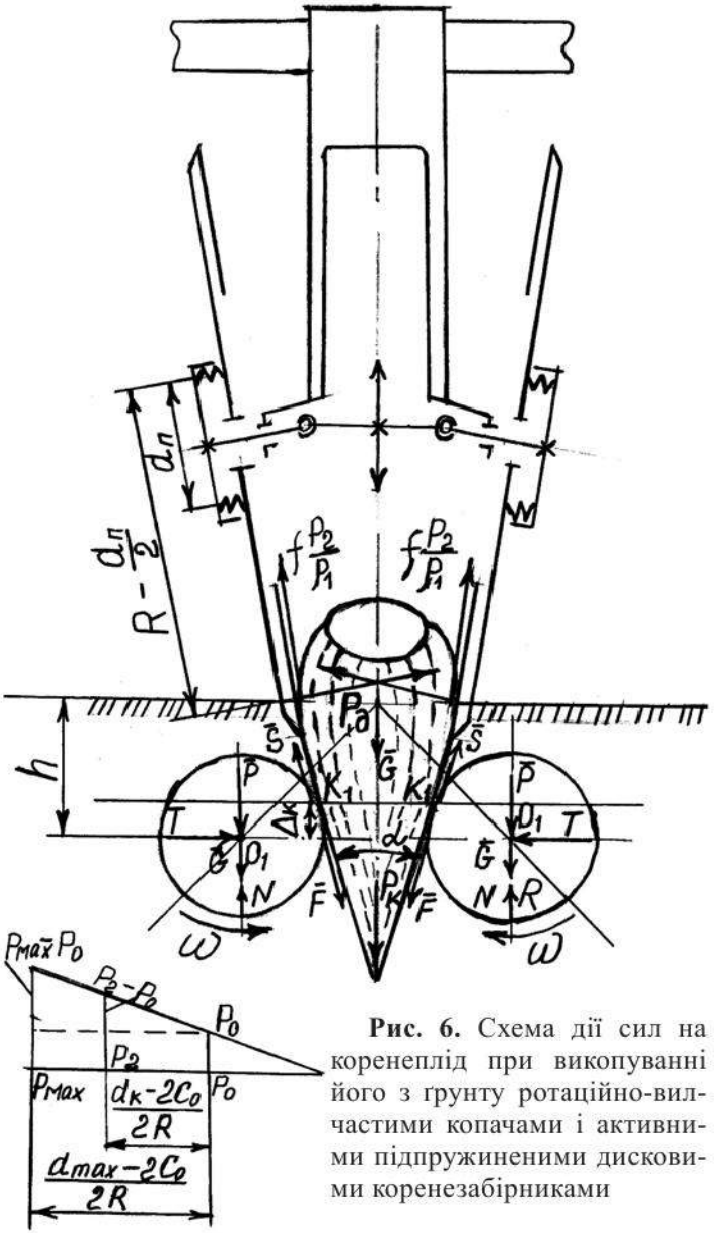

Рис. 6. Схема дії сил на коренеплід при викопуванні його з ґрунту ротаційно-вилчастими копачами і активними підпружиненими дисковими коренезабірниками

$$b = r + \frac{d_п}{2}; a = d_п;$$

$d_п$ – діаметр кола, по якому розміщені пружинки на диску; $\alpha_к$ – кут конусності коренеплоду.

12. Зусилля, яке діє на коренеплід цукрового буряку в місцях контакту з робочою поверхнею копача, визначається згідно такої залежності:

$$P_д = \frac{P_2}{\rho_1} \geq \frac{P_к}{2\left(\sin\frac{\alpha_к}{2} + f_м \cos\frac{\alpha_к}{2}\right)}. \quad (37)$$

13. Необхідне попереднє зусилля затиснення пружин регулювальними гайками визначається із залежності:

$$P_0 = \frac{P_2 L_0}{\frac{d_x - 2C_0}{2\rho_1} + L_0}, \quad (38)$$

де P_0 – зусилля, яке розвивається пружинами диска при затисненні їх регулювальними гайками; L_0 – довжина пружин у вільному стані, м;

$$\text{або } P_0 = \frac{P_к \rho_1^2 L_0}{\left(\sin\frac{\alpha_к}{2} + f_м \cos\frac{\alpha_к}{2}\right)(d_к - 2C_0 + 2\rho L_0)}, \text{ Н.} \quad (39)$$

14. Максимальне зусилля, яке розвивається пружинами дисків, виходячи із максимального значення тиску на тіло коренеплоду, визначається за формулою:

$$P_{\max} = \frac{P_к \rho_1}{2\left(\sin\frac{\alpha_к}{2} + f_м \cos\frac{\alpha_к}{2}\right)}\left[\frac{d_{\max} - 2C_0}{d_к - 2C_0 + 2\rho L_0}\left(1 - \frac{d_m - 2C_0}{d_k - 2C_0}\right)\right]. \quad (40)$$

15. Витрати потужності на тертя дисків копача по грунту $N_{тп}$ і на руйнування зв'язку між складовими шару грунту $N_{сп}$ визначається згідно рисунка 7 за формулами:

$$N_{mn} = \frac{P h_1 (V_0 - V_M)}{102 r \cos\beta}\left(2r^2 - 2r\frac{h_1}{\cos\beta} + \frac{h_1^2}{\cos^2\beta}\right)\arccos\frac{r - \frac{h_1}{\cos\beta}}{r}, \text{ кВт} \quad (41)$$

де V_0 – колова швидкість дисків, м/с; P – середній питомий тиск ґрунту на площину дисків, Н·м^2.

$$N_{cn} = \frac{QP_c\lambda\cos\gamma}{102\gamma 2\pi}\arccos\frac{r_1 - \frac{h_1}{\cos\beta}}{r}, \text{ кВт}, \qquad (42)$$

де P_c – питома сила зв'язку між частинками ґрунтового шару, Н/м^2; Q – вага вороху, який поступає на приймальний елеватор із розхилу дисків за секунду; γ - об'ємна вага вороху, кг/м^3.

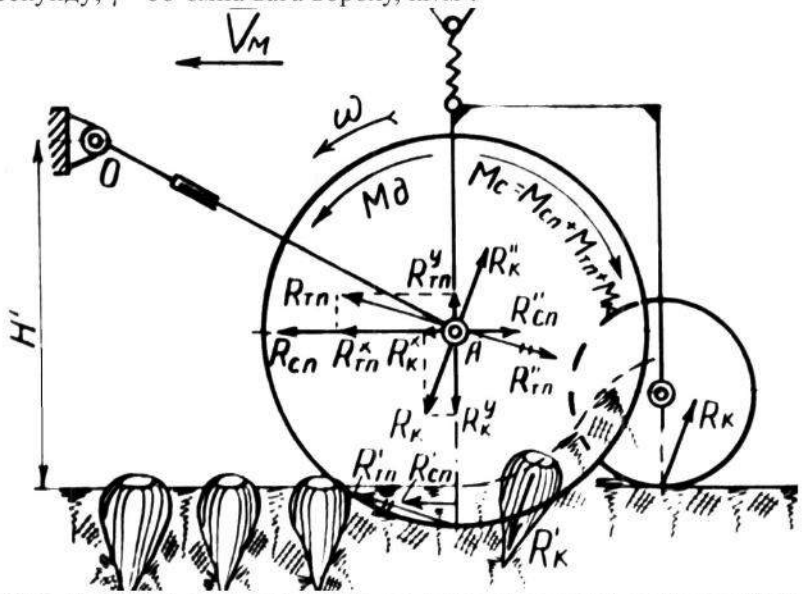

Рис. 7. Схема сил, які діють на активні дискові коренезабірники в роботі при терті дисків по ґрунту, на руйнування зв'язку між складовими ґрунту і на витягування коренеплодів з ґрунту, розпушеного ротаційно-вилчастими копачами

16. Витрати потужності на затиснення вороху коренеплодів у розхилі дискових коренезабірників:

$$N_c = \frac{mV_a^2}{102}\Theta_1 + \frac{Qr}{102}(\Theta_2 + \Theta_3), \text{ кВт}, \qquad (43)$$

де m – маса вороху, затисненого в розхилі дисків за секунду, кг/с; V_a – приведена швидкість ґрунтового шару при зміщенні його дисками,

м/с; Θ – вага шару ґрунту, затисненого дисками в розхилі дисків за секунду, кг/с.

17. Витрати потужності на перемагання сил зв'язку між коренеплодом і шаром грунту:

$$N = \frac{\frac{2\pi \cdot V_M}{d_c \cdot \omega} \cdot n \cdot P_к \cdot S}{60 \cdot 102\left(\sin\frac{\alpha_к}{2} + f_M \cos\frac{\alpha_к}{2}\right)}, \text{ кВт.} \quad (44)$$

18. Витрати потужності на передавання вороху коренеплодів із розхилу дискових коренезабірників:

$$N_0 = \frac{mV_a^2}{102}(\Theta_1 + f\Theta_4) + \frac{Q}{102}(\Theta_3 + f\Theta_2), \text{ кВт,} \quad (45)$$

де m – маса вороху, яка подається дисками за одну секунду, кг/с; V_a – приведена швидкість вороху, який подається дисками, м/с; Q – вага вороху, яка подається дисками за одну секунду, кг/с; f – коефіцієнт тертя вороху по дисках.

Введено позначення:

$$\frac{\lambda \cdot I_1}{2\pi} = \Theta_1; \frac{I_2\lambda \cdot h_1}{2\pi(1-\cos\alpha_в)} = \Theta_2; \frac{I_3\lambda \cdot h_1}{2\pi(1-\cos\alpha_в)} = \Theta_3; \frac{\lambda \cdot I_4}{\pi} = \Theta_4. \quad (46)$$

Висновки. Розроблені методики розрахунку зрізувальних і викопувальних робочих органів гичкокоренезбиральних машин дають можливість встановлювати оптимальні співвідношення між конструктивними параметрами і кінематичними елементами руху у відповідності з технологічними вимогами процесу укладання коренеплодів у потужний валок із 30 рядків.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Свеклоуборочные* машины (конструирование и расчёт) // *Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей* и др.; под общ. ред. *Л.В. Погорелого* – К.: Техніка, 1983.– 168 с.
2. *Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Маркин Д.Р.* Курс теоретической механики.– М.: Наука, 1985.– 496 с.
3. *Погорелый Л.В., Татьянко Н.В.* Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз).– К.: Фенинкс, 2004, – 232 с.
4. *Роїк М.В., Мазуренко А.М., Маланчин А.М.* Перспективи

удосконалення засобів механізації збирання цукрових буряків. – Техніка АПК, - 1999. - №3 – С. 16-17.
5. *Мазуренко А.М.* Розвиток вітчизняної бурякозбиральної техніки з урахуванням зарубіжного досвіду. Пропозиція, - 2002, - №12, - С. 92; 94; 96-97.
6. *Погорілий М.Л.* Технологічні і технічні аспекти вдосконалення бурякозбиральної техніки. –Техніка АПК. – 2000. - №1. – С. 14-18.
7. *Летошнев М.Н.* Сельскохозяйственные машины. Государственное издательство сельскохозяйственной литературы. М.: Машгиз. 1949. - 283 с.
8. *Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М.* Сільськогосподарські машини: Теоретичні основи, конструкція, проектування. К.: Урожай, 2001. – 187 с.
9. *Патент* на винахід №78600 Гичкокоренезбиральний комбайн (М.В. Роїк; Я.С. Гуков; А.М. Мазуренко; О.М. Ганженко; Г.П. Бондаренко; В.Л. Курило; О.Н. Єранкін) Заявлено 05.04.2005. Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 10.04.2007. МПК (2006), А01Д 27/00. С2.

МЕХАНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОЙ СВЁКЛЫ С УКЛАДЫВАНИЕМ КОРНЕПЛОДОВ В МОЩНЫЙ ВАЛОК

Аналитически исследованы процессы взаимодействия роторных и дисковых ботвосрезающих аппаратов и роторно-вильчатых копачей, оборудованных активными дисковыми корнезаборниками, с корнеплодами сахарной свёклы. Полученные аналитические зависимости дают возможность обосновать кинематические режимы и конструктивные параметры роторных и дисковых ботвосрезающих аппаратов и ротационно-вильчатых рабочих органов из условий минимальной затраты энергии на эти процессы и качественного их выполнения без повреждений и потерь корнеплодов.

Ключевые слова: *роторные и дисковые ботвосрезающие аппараты, роторно-вильчатые копатели, дисковые корнезаборники, преодоление сил связи.*

MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL FOUNDATION OF TOOLS FOR SUGAR BEET-HARVESTING WITH PLACING ROOTS INTO A MASSIVE SWATH

Interaction processes of rotor and disk beet toppers and rotary-fork diggers with active disk rakes with sugar beet roots were analytically investigated. The

received analytical dependences provide with the opportunity to base kinematic conditions and constructive parameters of rotor and disk beet toppers and rotary-fork diggers from conditions of minimum energy inputs on these processes and their qualitative performance without damages and losses of roots.

Key words: *Rotor cuttings vehicles, rotary-fork diggers and the winner of forces of connection.*

УДК 635.21:633.491:631.362.241:631.563

МЕХАНИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ ПРИ СОРТИРОВКЕ, ОБСУШИВАНИЮ И ЗАКЛАДКЕ НА ХРАНЕНИЕ КАРТОФЕЛЯ

Т.О. Баиров, канд. с.-х. наук,
В.П. Горобей, канд. техн. наук,
А.Л. Красниченко, докт. техн. наук, чл.-кор. НААН
НПО «Селта» – ННЦ «ИМЭСХ»

Розроблені конструкції пристроїв, які дають можливысть механізувати трудомісткі технологічні операції при сортуванні насіннєвого матеріалу за щільністю бульб у живильно-дезінфікуючому розчині і обсушуванні їх при закладанні на тривале зберігання або при передпосівній підготовці.

Ключові слова: *сортування насіннєвого матеріалу, щільність бульб, обсушування*

Проблема. Потери уже выращенного урожая картофеля в период длительного хранения возрастают из-за значительного травмирования клубней при механизированной уборке и сортировке, что способствует проникновению фитопатогенных микроорганизмов через трещины на клубнях, заражая их. Для повышения качества семенного материала необходимо, до посадки, отделить инфицированные больные клубни от здоровых, на посадку применять исключительно здоровый семенной материал.

Визуальная сортировка не позволяет в полной мере отделить здоровые клубни от больных, зараженных скрытыми инфекциями, а качество семенного материала резко снижается и не отвечает

© Т.О. Баиров, В.П. Горобей, А.Л. Красниченко.
Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 95. 2011.