

Volodymyr Bulgakov, I. Holovach, *, Janusz Nowak**

ВІБРАЦІЙНИЙ СПОСІБ ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Анотація. Введено новые результаты теоретических и экспериментальных исследований вибрасционного выкапывания корнеплодов сахарной свёклы.

Ключові слова: вібраційний копач, коренеплід буряка, математична модель

ВВЕДЕНИЕ

Прикладання до коренеплодів буряків при їх викопуванні вібраційних (коливальних) рухів створює умови для інтенсивного струшування налиплого ґрунту з їх бокових поверхонь, що також сприяє підвищенню якісних показників збирання. При цьому робочі органи різних типів вібраційних копачів можуть здійснювати коливання в поперечно-вертикальній або в повздовжньо-вертикальній площинах, що забезпечує насамперед інтенсивне руйнування ґрунту навколо коренеплодів і створює умови значного послаблення їх зв'язків з ґрунтом. Безпосередній контакт викопуючих лемешів з боковими поверхнями коренеплодів на глибині їх руху в ґрунті, тобто передача коливальних рухів коренеплодам (безпосередньо або через невеликий прошарок ґрунту), створює умови майже повного звільнення коренеплодів від зв'язків з ґрунтом.

МЕТОДИКА ІССЛЕДОВАНИЙ

Нами спроектовано декілька нових конструкцій вібраційних викопуючих органів для коренеплодів цукрового буряку, які повинні забезпечити якісне вилучення коренеплодів з сухого та твердого ґрунту [4-5]. Конструктивна схема вдосконаленої конструкції вібраційного копача наведена на рис. 1. Він складається з викопуючих лемешів 1, що встановлені на кінцях стійок 2, які з допомогою кронштейнів підвіски 3 зв'язані з механізмом приводу 4 згаданих лемешів 1 в

* Prof. dr hab. Volodymyr Bulgakov, I. Holovach Nacyonalny Agrarny Universytet Ukrainy

** Dr hab. Janusz Nowak, Akademia Rolnicza w Lublinie

коливальний рух. Механізм 4 має пристрій, який може задавати (регулювати) частоту і амплітуду коливальних рухів лемешів у широкому діапазоні (частота регулюється від 6 до 30 Гц, амплітуда від 0 до 15 мм). До задньої частини лемешів 1 підведений шнековий очисник 5, передній валець якого рухається по поверхні ґрунту, або в верхньому його шарі. Зверху над шнековим очисником 5 розташований лопатевий очисник 6, який складається з гнучких гумових лопатей. Причому передній валець очисника 6 розташований у проміжку між лемешами 1, фактично у задній їх частині. Лопаті переднього вальця очисника 6 виконані жорсткими до половини їх довжини (а кінці лопатей гнучкі), що дозволяє йому виконувати функції бітера, а гнучкі кінці лопатей ефективно очищають стійки 2 від налиплого ґрунту і рослинних решток. Лопаті двох інших очисників повністю виконані з гнучкого матеріалу. Кронштейн підвіски 3 стійок 2 був обладнаний додатковим шарніром, який дозволяє у невеликому діапазоні здійснювати вільний рух спарених стійок 2 у поздовжньо-поперечній площині. Це забезпечує "самовстановлення" лемешів 1 при поступальному русі вібраційного копача.

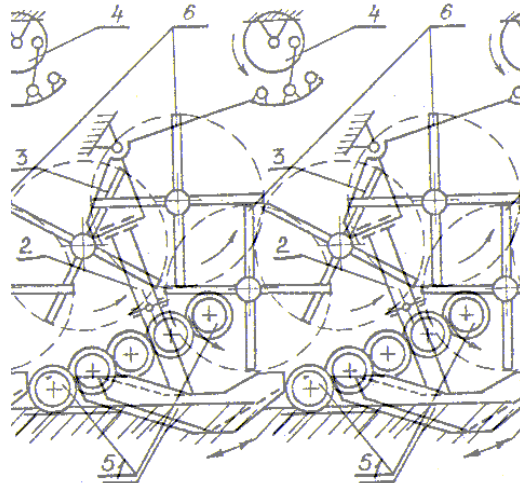


Рис. 1. Конструктивна схема нового вібраційного викопуючого робочого органу

Fig.1. Schematic diagram of new vibrating lifter

Створення сучасної теорії вібраційного викопування коренеплодів цукрових буряків з ґрунту на підставі дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті (вимушених і власних коливань) і побудова нової математичної моделі руху коренеплоду у звуженому руслі вібраційного копача надасть можливість оптимізувати конструктивні, кінематичні і енергетичні параметри даного робочого органу і технологічного процесу в цілому.

Теорія вібраційного викопування коренеплодів цукрових буряків була створена і опублікована у фундаментальній праці [1], в якій коренеплід моделюється тілом, що має пружні властивості і його уявлено стержнем змінного поперечного перерізу, що має один закріплений кінець. Розглянуті в даній роботі поперечні коливання коренеплоду описуються за допомогою диференціального рівняння в частинних похідних четвертого порядку. За результатами розв'язання

зазначеного рівняння були визначені головні форми власних коливань коренеплоду, а з додатково складених рівнянь кінетостатики були знайдені умови його вилучення з ґрунту під дією збурюючої сили, що прикладена до нього в поперечно-вертикальній площині.

Однак, розроблені на підставі цієї теорії конструктивні рішення, які створюють для коренеплодів коливальні рухи саме в поперечно-вертикальній площині, не забезпечили насамперед техніко-експлуатаційних умов високоякісного вилучення коренеплодів з ґрунту, що не сприяло їх поширенню промисловому використанню.

Розроблені в подальшому конструкції вібраційних викопуючих робочих органів, що надають коренеплодам коливальні рухи в повздовжньо-вертикальній площині, навпаки, забезпечують і якість викопування коренеплодів з ґрунту і високі експлуатаційні показники роботи, що сприяло їх широкому використанню, особливо на бурякозбиральних машинах виробництва провідних західних фірм.

Ці обставини і вимагають необхідність створення нової теорії вібраційного вилучення коренеплодів з ґрунту, коли коливальні рухи від вібраційного викопуючого робочого органу будуть надаватись коренеплоду в повздовжньо-вертикальній площині. Необхідно вважати, що коренеплід, який знаходиться у ґрунті, є складною суцільно-пружною системою з нескінченним числом степенів вільності і моделюється також як стержень змінного поперечного перерізу з нижнім закріпленням кінцем. В той час, як теоретичною основою більшості досліджень коливань голономних систем зі скінченним числом степенів вільності є рівняння Лагранжа II-го роду в узагальнених координатах, для дослідження коливань голономних систем з нескінченним числом степенів вільності застосовують так званий принцип стаціонарної дії Остроградського-Гамільтона [2].

Створення теоретичних і експериментальних основ вдосконалення вібраційних викопуючих робочих органів бурякозбиральних машин та оптимізації їх конструктивних і кінематичних параметрів.

Теоретичні дослідження повздовжніх коливань коренеплоду в ґрунті з нескінченним числом степенів вільності здійснено з застосуванням варіаційного принципу Остроградського-Гамільтона, а головні форми і частоти власних і вимушених його коливань визначені методом Рітца. Експериментальні дослідження виконані з застосуванням загально прийнятих сучасних методик.

Вважаючи коренеплід, що знаходиться у ґрунті, стержнем змінного поперечного перерізу по довжині з одним закріпленням кінцем (рис. 2, застосуємо принцип Остроградського-Гамільтона для дослідження повздовжніх коливань коренеплоду, які відбуваються під дією вертикальної збурюючої сили, яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду

$$Q_{зб.} = H \sin \omega t \quad (1)$$

где: H - амплітуда вимушених коливань; ω - частота вимушених коливань.

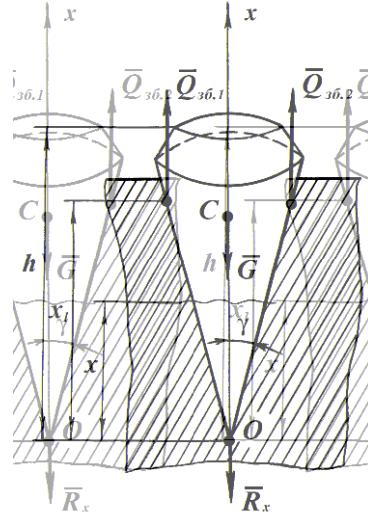


Рис. 2. Схема сил, які діють на коренеплід в момент захвату вібраційним викопуючим робочим органом

Fig.2. Action of forces on sugar beet roots during lifting with vibrating lifter

Як бачимо зі схеми, коренеплід, який має конусоподібне тіло (кут при вершині якого дорівнює 2γ , а верхня частина знаходиться дещо вище рівня поверхні ґрунту), моделюється як стержень змінного поперечного перерізу з закріпленим нижнім кінцем (точка O). В центрі ваги, що позначений точкою C , прикладена сила $\bar{G}$ – вага коренеплоду. Загальна його довжина – h . Крізь вісь симетрії коренеплоду проведена вертикальна вісь x , початок якої співпадає з точкою O . Зв'язок коренеплоду з ґрунтом визначається загальною реакцією ґрунту $\bar{R}_x$, яка розташована вздовж осі x .

Зазначена вище збурююча сила $\bar{Q}_{zb}$ прикладається до коренеплоду відразу від двох викопуючих лемешів з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{zb.1}$ та $\bar{Q}_{zb.2}$. Дані сили прикладені на відстані x_1 від початку координат (точки O) і саме вони викликають коливання коренеплоду в повздовжньо-вертикальній площині, які руйнують зв'язки коренеплоду з ґрунтом і створюють для останнього умови вилучення з ґрунту.

Функціонал S Остроградського-Гамільтона для вібраційного процесу, який розглядається, має наступний вигляд:

$$S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^h \left\{ \rho \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - E \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 + [H \sin \omega t \sigma_1(x - x_1) - \right. \quad (2) \\ \left. - 2\pi c x \operatorname{tg} \gamma \sin \omega t] y(x, t) \right\} dx dt,$$

где: $y(x, t)$ – повздовжнє зміщення будь-якого поперечного перерізу тіла коренеплоду, що знаходиться на відстані x від точки O в момент часу t , (м); x – відстань поперечного перерізу від точки O , (м); E – модуль Юнга для матеріалу коренеплоду, $\left(\frac{H}{M^2}\right)$; ρ – густина коренеплоду $\left(\frac{KZ}{M^3}\right)$; c – коефіцієнт пружності деформації оточуючого ґрунту, віднесений до площі контакту, $\left(\frac{H}{M^2}\right)$; $\sigma_1(x - x_1)$ – імпульсивна функція першого порядку, $\left(\frac{1}{M}\right)$, [2].

Для знаходження власних форм і частот повздовжніх коливань коренеплоду в ґрунті застосуємо метод Рітца [2].

Оскільки власні форми і власні частоти зв'язані з вільними коливаннями системи, необхідно у функціоналі (8) виділити ту частину, яка описує саме вільні коливання системи. Очевидно, що це буде функціонал такого вигляду

$$S_1 = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^h \left[\rho \pi x^2 t g^2 \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - E \pi x^2 t g^2 \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 \right] dx dt \quad (9)$$

Згідно методу Рітца функціонал (9) зводиться до функціоналу наступного вигляду:

$$S_2 = \frac{\pi}{2p} \int_0^h \left[\rho \pi x^2 t g^2 \gamma p^2 \sum_{i,k=1}^n \psi_i(x) \psi_k(x) \alpha_i \alpha_k - \right. \\ \left. - E \pi x^2 t g^2 \gamma \sum_{i,k=1}^n \psi'_i(x) \psi'_k(x) \alpha_i \alpha_k \right] dx, \quad (10)$$

где: α_i – параметри, варіаціями яких ми отримуємо потрібний клас допустимих функцій, на яких розглядається значення функціоналу; $\psi_i(x)$ – базисні функції, які спеціально вибираються і є відомими функціями, що задовольняють геометричним граничним умовам задачі; p – частота власних коливань тіла коренеплоду.

Введемо далі такі позначення:

$$\int_0^h \rho \pi x^2 t g^2 \gamma \psi_i(x) \psi_k(x) dx = T_{ik}, \quad (11) \\ \int_0^h E \pi x^2 t g^2 \gamma \psi'_i(x) \psi'_k(x) dx = U_{ik}, \\ (i, k = 1, 2, \dots, n).$$

Підставимо (11) в (10), отримаємо функціонал у вигляді функції від параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$:

$$S_2(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) = \frac{\pi}{2p} p^2 \sum_{i,k=1}^n T_{ik} \alpha_i \alpha_k - \frac{\pi}{2p} \sum_{i,k=1}^n U_{ik} \alpha_i \alpha_k. \quad (12)$$

В результаті дослідження функціоналу (12) на екстремум по змінних параметрах $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, отримаємо систему лінійних однорідних рівнянь відносно невідомих $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, з якої, в свою чергу, знаходимо рівняння частот Рітца для повздовжніх коливань коренеплоду, закріпленого в ґрунті:

$$\begin{vmatrix} U_{11} - p^2 T_{11} & U_{12} - p^2 T_{12} & \dots & U_{1n} - p^2 T_{1n} \\ U_{21} - p^2 T_{21} & U_{22} - p^2 T_{22} & \dots & U_{2n} - p^2 T_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ U_{n1} - p^2 T_{n1} & U_{n2} - p^2 T_{n2} & \dots & U_{nn} - p^2 T_{nn} \end{vmatrix} = 0. \quad (13)$$

Як відомо, при $n > 4$ дане рівняння не можна розв'язати в радикалах, тому необхідно застосувати чисельні методи з реалізацією на ПЕОМ.

Проте на практиці, як правило, визначають лише нижчі частоти, найчастіше першу і другу, які найбільш істотно впливають на технологічний процес, що розглядається.

Тому визначимо першу (основну) частоту власних коливань коренеплоду. Для визначення першої частоти рівняння (13) набуде такого вигляду:

$$U_{11} - p_1^2 T_{11} = 0, \quad (14)$$

звідки знаходимо

$$p_1^2 = \frac{U_{11}}{T_{11}}. \quad (15)$$

Обчислимо значення T_{11} та U_{11} з виразів (11). Матимемо:

$$T_{11} = \int_0^h \rho \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \psi_1^2(x) dx, \quad (16)$$

$$U_{11} = \int_0^h E \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma [\psi_1'(x)]^2 dx. \quad (17)$$

З цією метою потрібно вибрати необхідні базисні функції.

Прийmemo в даній задачі за базисні функції власні форми повздовжніх коливань однорідного стержня постійного поперечного перерізу з одним закріпленням кінцем. Згідно [2] такі форми мають вигляд:

$$\psi_i(x) = \sin \frac{(2i-1)\pi x}{2h}, \quad (i = 1, 2, 3, \dots). \quad (18)$$

Неважко перевірити, що таким чином вибрані базисні функції (18) задовольняють вимогам методу Рітца [2].

Підставивши вираз (18) (при $i = 1$) у (16) і (17), після двократного інтегрування за частинами знаходимо:

$$T_{11} = \rho \pi \operatorname{tg}^2 \gamma \frac{(\pi^2 + 6)}{6\pi^2} h^3. \quad (19)$$

$$U_{11} = E \pi \operatorname{tg}^2 \gamma \frac{(\pi^2 - 6)}{24} h. \quad (20)$$

З виразу (15) з урахуванням (19) та (20) знаходимо квадрат першої частоти:

$$p_1^2 = \frac{(\pi^2 - 6)E\pi^2}{4(\pi^2 + 6)\rho h^2}, \quad (21)$$

звідки остаточно отримуємо вираз для визначення першої частоти головних коливань коренеплоду:

$$p_1 = \frac{0,775}{h} \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (22)$$

Згідно [3] для коренеплоду цукрового буряка прийmemo: $h = 250$ (мм),

$$E = 18,4 \cdot 10^6 \left(\frac{H}{M^2} \right), \quad \rho = 1300 \left(\frac{\kappa^2}{M^3} \right).$$

Підставимо зазначені величини у вираз (22), отримаємо

$$p_1 = \frac{0,775}{250 \cdot 10^{-3}} \sqrt{\frac{18,4 \cdot 10^6}{1300}} = 368 \text{ (с}^{-1}\text{)}.$$

Перейдемо далі до дослідження вимушених коливань коренеплоду. Чисто вимушені коливання будуть відбуватися згідно закону

$$y(x, t) = \varphi(x) \sin \omega t, \quad (23)$$

где: $\varphi(x)$ - форма вимушених коливань.

Для визначення форми вимушених коливань коренеплоду підставимо вираз (23) у функціонал (8) та проінтегруємо отриманий вираз по t в межах одного періоду $T = \frac{2\pi}{\omega}$, матимемо:

$$S_3 = \frac{\pi}{2\omega} \int_0^h \left\{ \rho \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \varphi^2(x) \omega^2 - E \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma [\varphi'(x)]^2 + \right. \\ \left. + H \sigma_1(x - x_1) \varphi(x) - 2 \pi c x \operatorname{tg} \gamma \varphi(x) \right\} dx. \quad (24)$$

Згідно методу Рітца розглянемо значення функціоналу (24) на сукупності лінійних комбінацій наступного вигляду

$$\varphi(x) = \alpha \psi(x), \quad (25)$$

где: α - параметр, варіюванням якого ми отримуємо клас допустимих функцій; $\psi(x)$ - базисна функція.

Підставимо вираз (25) у функціонал (24), отримаємо:

$$S_3 = \frac{\pi}{2\omega} \int_0^h \left\{ \rho \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \alpha^2 \psi^2(x) \omega^2 - E \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \alpha^2 [\psi'(x)]^2 + \right. \\ \left. + H \sigma_1(x - x_1) \alpha \psi(x) - 2 \pi c x \operatorname{tg} \gamma \alpha \psi(x) \right\} dx. \quad (26)$$

Введемо позначення:

$$\int_0^h \rho \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \psi^2(x) dx = T, \quad (27)$$

$$\int_0^h E \pi x^2 \operatorname{tg}^2 \gamma [\psi'(x)]^2 dx = U, \quad (28)$$

$$\int_0^h \left[H\sigma_1(x-x_1)\psi(x) - 2\pi c x \operatorname{tg} \gamma \psi(x) \right] dx = L. \quad (29)$$

Підставимо вирази (27), (28), (29) у (26), матимемо

$$S_3(\alpha) = \frac{\pi}{2\omega} (\omega^2 T \alpha^2 - U \alpha^2 + L \alpha). \quad (30)$$

Отже, на сукупності функцій (25) функціонал (26) перетворюється у функцію від незалежної змінної α , що має вигляд (30).

В результаті дослідження функціоналу (30) на екстремум по параметру α , отримаємо наступне рівняння:

$$2\omega^2 T \alpha - 2U \alpha + L = 0, \quad (31)$$

з якого знаходимо необхідне значення параметра α . Воно буде дорівнювати:

$$\alpha = \frac{L}{2(U - \omega^2 T)}. \quad (32)$$

Приймемо за базисну функцію $\psi(t)$ форму вимушених повздовжніх коливань стержня постійного поперечного перерізу з одним жорстко закріпленим кінцем, що виникають під дією повздовжньої гармонійної сили частоти ω , прикладеної в точці $x = x_1$.

Згідно [2] форма вимушених коливань згаданого стержня має такий вигляд:

$$\psi(x) = D_1 \sin ax \quad \text{при } x \leq x_1, \quad (33)$$

$$\psi(x) = D_2 \cos a(h-x) \quad \text{при } x > x_1, \quad (34)$$

где:

$$D_1 = -\frac{1}{aEF} \frac{\cos a(h-x_1)}{\cos ah}, \quad (35)$$

$$D_2 = -\frac{1}{aEF} \frac{\sin ax_1}{\cos ah}, \quad (36)$$

$$a = \omega \sqrt{\frac{\mu}{EF}}, \quad (37)$$

μ - погонна маса стержня; F - площа поперечного перерізу стержня;
 E - модуль Юнга для матеріалу стержня; h - довжина стержня; ω - частота вимушених коливань стержня.

Обчисливши параметри T , U і L згідно виразів (27), (28) і (29), отримаємо необхідне значення параметра α згідно (32), при якому функціонал (26) матиме стаціонарне значення.

Враховуючи вирази (25), (33) і (34), отримаємо вирази для форми вимушених коливань коренеплоду, закріпленого в ґрунті. Вони мають такий вигляд:

$$\begin{aligned}\varphi(x) &= \alpha D_1 \sin ax, \text{ при } x \leq x_1, \\ \varphi(x) &= \alpha D_2 \cos a(h-x), \text{ при } x > x_1.\end{aligned}\tag{38}$$

РЕЗУЛЬТАТИ ІСЛЕДОВАНИЙ

За результатами теоретичних досліджень вимушених коливань закріпленого в ґрунті коренеплоду проведемо конкретний розрахунок амплітуди зазначених коливань. Розрахунок проведений за допомогою програми MathCAD з метою визначення залежності амплітуди вимушених повздовжніх коливань тіла коренеплоду від зміни збурюючої сили у діапазоні 100...600 Н для різних поперечних перерізів коренеплоду.

Результатом даного розрахунку є графік, приведений на рис. 3.

Як бачимо з приведеного графіка, із збільшенням величини збурюючої сили амплітуда повздовжніх вимушених коливань тіла коренеплоду зростає за лінійним законом.

Причому з віддаленням площі поперечного перерізу коренеплоду від початку координат O амплітуда також зростає. Так, при $x = 0,07$ (м) амплітуда знаходиться в межах 1,7...2,3 (мм), при $x = 0,1$ (м) – в межах 2,3...3,5 (мм), при $x = 0,12$ (м) – в межах 2,8...3,9 (мм), при $x = 0,15$ (м) (точка захвату) – в межах 3,2...4,8 (мм).

Розроблена теорія власних і вимушених коливань тіла коренеплоду необхідна для оцінки впливу зазначених коливань на процес руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом. Очевидно, що чим більша частота і амплітуда власних і вимушених коливань тіла коренеплоду, тим швидше відбувається процес руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом. Проте дані параметри повинні обмежуватись умовою непошкодження коренеплодів та раціональними енергетичними затратами на здійснення процесу вилучення коренеплодів з ґрунту.

З метою оцінки якості роботи та визначення енергетичних показників вібраційних викопуючих робочих органів нами проведені експериментальні дослідження. Оцінка якості роботи вібраційних викопуючих робочих органів здійснювалась при різній швидкості руху експериментальної установки та різній глибині ходу в ґрунті викопуючих лемешів. Також задавались різними амплітуда та частота коливального процесу вібраційного викопування коренеплодів.

Агротехнічні показники вібраційного викопування коренеплодів цукрових буряків з ґрунту наведені в таблиці.

Як бачимо з її даних, агротехнічні показники роботи вібраційних викопуючих робочих органів знаходяться на рівні, що перевищує навіть рівень агротехнічних вимог. Кількість викопаних з ґрунту і зібраних копачем коренеплодів фактично стовідсоткова, а це означає, що даний викопуючий робочий орган фактично не залишає у ґрунті жодного коренеплоду, а ті, що викопані, на ньому вже не втрачаються. Пошкодження коренеплодів, як бачимо з наведених даних, також практично відсутні.

Таким чином, за рівнем показників якості, що досягнуті, даний вібраційний викопуючий робочий орган знаходиться на рівні кращих світових аналогів. Запропонована комбінація вібраційних викопуючих лемешів разом з нижнім шнековим і верхнім бітерним очисниками створює всі умови для високоякісного викопування коренеплодів цукрових буряків в умовах збирання, які є досить важкими, особливо при твердості ґрунту (до 4,0 МПа) і його вологості (8,0%).

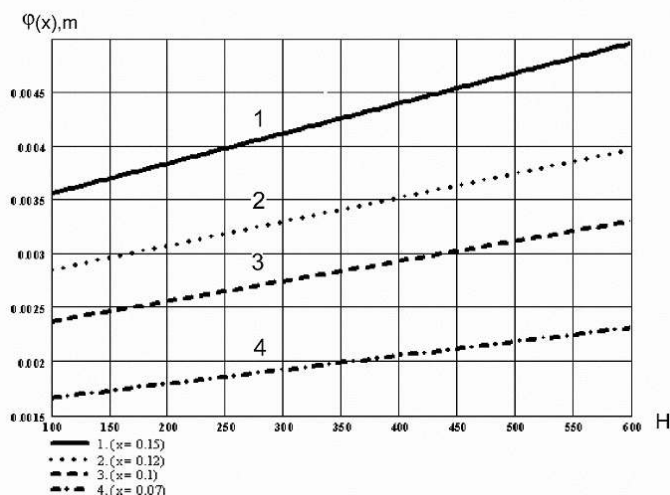


Рис. 3. Залежність амплітуди вимушених повздовжніх коливань тіла коренеплоду від величини збудовуючої сили

Fig.3. Relationship between amplitude of forced longitudinal vibration of sugar beet root and excavation force

Експериментальні дослідження енергетичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу були проведені по 5 факторах і дозволили визначити енергосилові характеристики викопуючого лемішку в залежності від його глибини ходу у ґрунті (0,06 – 0,12 м), швидкості руху (0,75 – 2,28 м/с) та частоти коливань (8,5 – 20,3 Гц).

В результаті статистичної обробки результатів експериментальних досліджень отримані дані, за якими побудовані графічні залежності енергосилових характеристик вібраційного викопуючого робочого органу в залежності від швидкості його руху (рис. 4).

Таб.1. Якісні показники роботи вібраційного викопуючого робочого органу

Tab.1. Coefficients of vibrating lifter's working quality

Показники	Швидкість руху (м/с) при встановленій глибині ходу (м)											
	1,0				1,5				2,0			
	0,06	0,08	0,10	0,12	0,06	0,08	0,10	0,12	0,06	0,08	0,10	0,12
Кількість викопаних коренеплодів, %	$\frac{97}{98}$	$\frac{99}{98}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{95}{96}$	$\frac{97}{98}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{94}{94}$	$\frac{96}{96}$	$\frac{99}{98}$	$\frac{100}{100}$
Зібраних коренеплодів, %	$\frac{99}{98}$	$\frac{100}{99}$	$\frac{99}{99}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{99}{99}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{99}{99}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{100}{100}$
Коренеплоди невикопані та втрачені на поверхні ґрунту, %	$\frac{3}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{6}{6}$	$\frac{4}{5}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0}{0}$
Пошкодження коренелодів, %	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{1}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$

Примітка: в чисельнику показники одержані при твердості ґрунту 3,8 – 4,0 МПа та вологості 6 – 8 %; в знаменнику при твердості ґрунту 1,5 – 2,0 МПа та вологості 16 – 18 % (тип ґрунту – важкий суглинок; густина насадження коренеплодів – 150 тис. шт./га).

На графіках рис. 5 надані залежності тягового зусилля (P_d) експериментальної установки з встановленими вібраційними викопуючими робочими органами. Як бачимо, в досліджуваному діапазоні швидкостей (від 0,6 до 1,4 м/с) зміна тягового зусилля відбувається від 6,6 кН до 7,8 кН. Таким чином, можна вважати, що зміна швидкості руху експериментальної установки обумовлює підвищення тягового зусилля в невеликому діапазоні.

Зміна крутного моменту на валу відбору потужності ($M_{кр.}$) відбувається в діапазоні від 49,85 Нм до 70 Нм.

При підрахунках тягової потужності (N_T) і потужності на привід вібраційного викопуючого робочого органу ($N_{ВВП}$) побудовані графічні залежності, з яких бачимо, що N_T і $N_{ВВП}$ вібраційного викопуючого робочого органу змінюється від 4,0 кВт до 7,0 кВт.

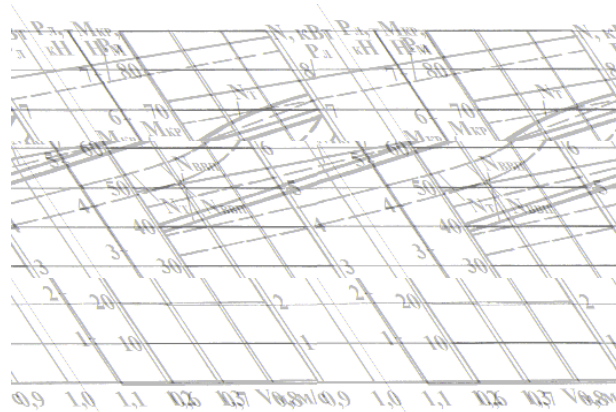


Рис. 4. Енергосилові характеристики вібраційного викопуючого робочого органу (при астоті коливань лемешів 8,5 Гц і глибині ходу в ґрунті 0,09 м) з дисками-подрібнювачами ґрунтового шару

Fig.4. Energy and force characteristics of vibrating lifter (vibrating frequency of shares 8,5 Hz; working depth 0,09 m)

Нами окремо побудовані графічні залежності потужності, необхідної для приводу коливань вібраційного викопуючого робочого органу, від швидкості руху і глибини ходу у ґрунті викопуючих лемешів (рис. 5) та від швидкості руху і частоти коливань (рис. 6). Як бачимо з графіків, найменша потужність, що затрачується на привід вібраційних викопуючих робочих органів у коливальні рухи, при частоті 8,5 Гц і глибині ходу в ґрунті 0,06 м. Зниження енергетичних показників вібраційних викопуючих робочих органів до 10% можна досягти, якщо у їх конструкції застосовується диски-подрібнювачі ґрунтового шару [4, 5]. Це видно з графіків рис. 5.

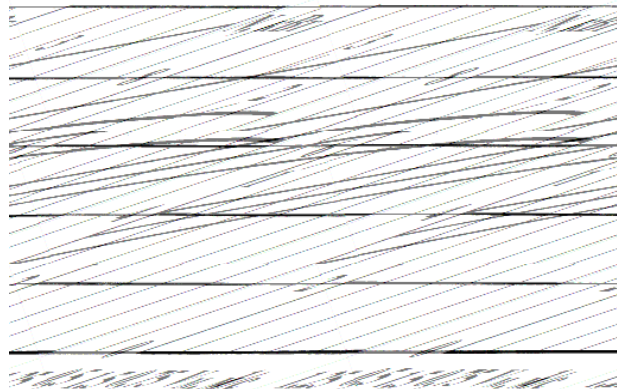


Рис. 5. Залежності потужності, необхідної для приводу коливань, від швидкості руху та глибини ходу у ґрунті викопуючих лемешів (частота коливань, 8,5 Гц); 1 – 0,06 м; 2 – 0,09 м; 3 – 0,12 м

Fig. 5. Relationship between power necessary to drive vibrating lifter and working velocity and working depth (vibrating frequency of shares 8,5 Hz): 1 – 0,06m; 2 – 0,09m; 3 – 0,12 m

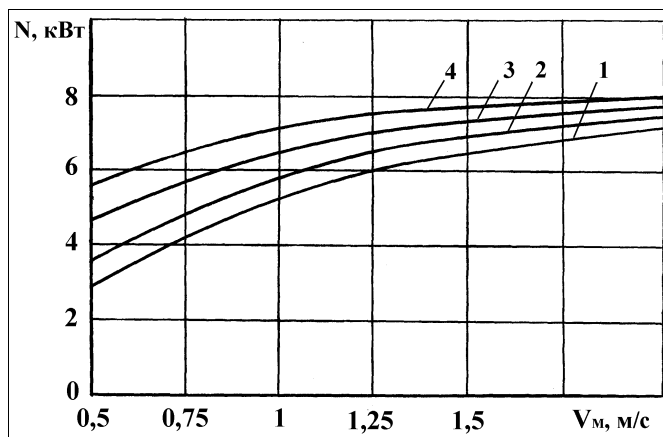


Рис. 6. Залежності потужності, необхідної для приводу коливань, від швидкості руху та частоти коливань викопуючих лемешів (глибина ходу 0,09 м); 1 – 8,5 Гц; 2 – 11 Гц; 3 – 15 Гц; 4 – 20,3 Гц

Fig.6. Relationship between power necessary to drive vibrating lifter and working velocity and vibration frequency of shares (working depth 0,09 m): 1 – 8,5 Hz; 2 – 11 Hz; 15 Hz; 4 – 20,3 Hz

Аналіз енергетичних показників причіпної коренезбиральної машини показує на те, що суттєвого зниження питомої енергоємності процесу збирання можна досягти, перш за все, за рахунок застосування менш енергоємних викопуючих робочих органів.

Отримані результати конструкторської розробки та експериментальних досліджень дали можливість спроектувати викопуючі робочі органи вібраційного типу та встановити їх на бункерну трьохрядну коренезбиральну машину ККП-3А, яка успішно пройшла попередні та виробничі випробування і рекомендована у виробництво.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Василенко П.М.**, 1970:Погорельый Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, №2. – С. 9-13.
2. **Бабаков И.М.**, 1968:Теория колебаний. – М.: Наука,. – 560 с.
3. **Л.В. Погорельый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого.**, 1983: Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет), К.: Техніка,. – 168 с.
4. **Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Цурпал І.А., Фінько С.В., Савченко А.М.**, 1996: Віб окопач для коренеплодів. Патент України № 9709, опубл. в бюл. № 3.
5. **Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Цурпал І.А., Фінько С.В., Савченко А.М.**, 1996: Віброкопач для коренеплодів. Патент України № 10723, опубл. в бюл. № 4.

VIBRATING WAY OF EXCAVATION OF ROOT CROPS OF SUGAR BEET

Summary. New results of theoretical and experimental researches on vibrating excavation of root crops of sugar beet are presented.

Keywords: vibrating lifter, sugar beet, mathematical model

Recenzent: Prof. dr hab. M. Bzowska-Bakalarz