

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ

Булгаков В.М., д. т. н., академік НААН
Національна академія аграрних наук України

Головач І.В., к. фіз.-мат. н
Національний університет біоресурсів і природокористування України

Салтисюк В.І., к. т. н
Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»

Розроблена теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. Отримані залежності дають можливість аналітично визначати кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів

Вступ. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні [1]. Слід зазначити, що до цього часу такої теорії не існує. Лише у роботах [5] і [6] наведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду.

Результати досліджень. При наїзді лемешів вібраційного робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. Складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$, кожний з яких у просторі має нахил під кутами α , β , γ (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямок поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Вважаємо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, з поверхнями клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відбувається відповідно у точках K_1 і K_2 . Причому ударний контакт може відбуватися безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом.

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис.).

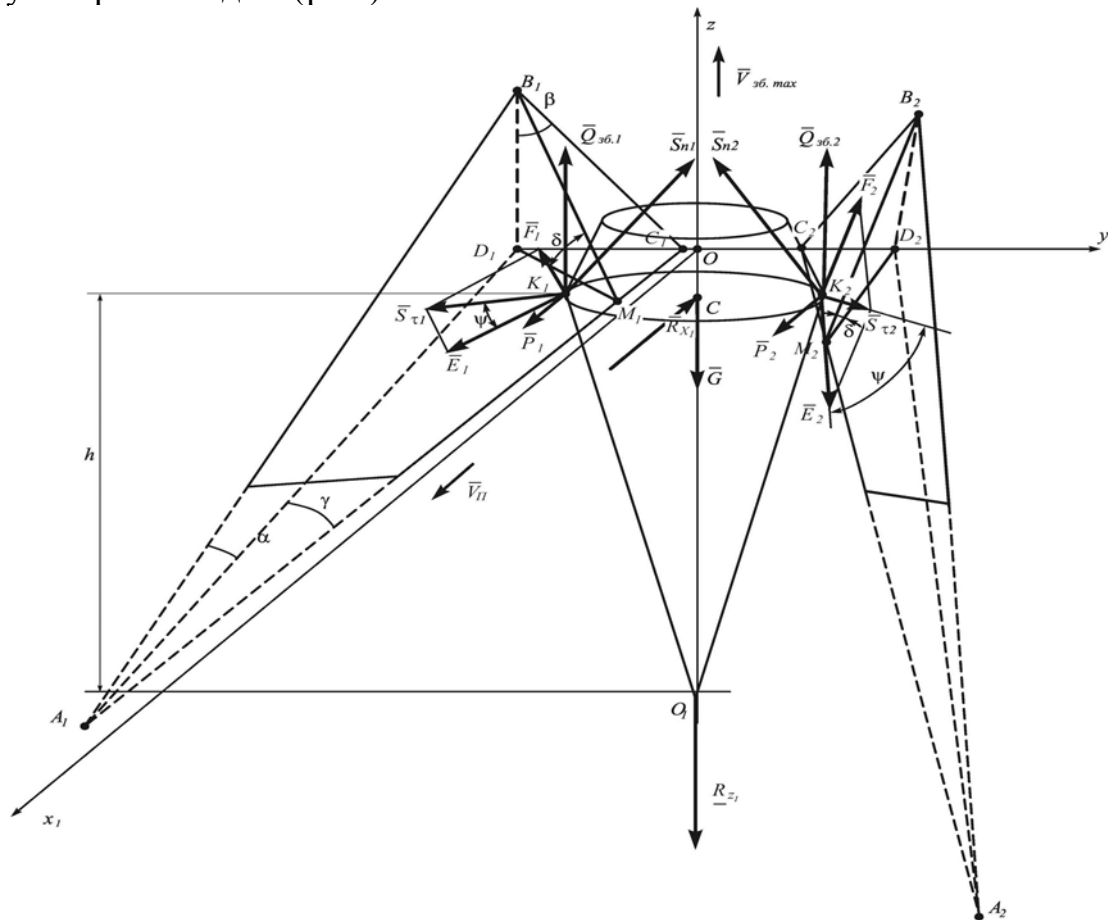


Рис. 1 – Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збурююча сила $\bar{Q}_{\text{сá}}$, що змінюється за гармонійним законом, яка прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{\text{сá},1}$ та $\bar{Q}_{\text{сá},2}$. Вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі Ox , тому у напрямку осі Ox діють також рушійні сили \bar{P}_1 і \bar{P}_2 , які прикладені у точках K_1 і K_2 відповідно. У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду G_k . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей Ox і Oz позначені через \bar{R}_x та \bar{R}_z відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діють ударні імпульси \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} , які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 , причому $S_{n1} = S_{n2}$. Дані ударні імпульси напрямлені вздовж нормалей до робочої поверхні лемешів, тобто площин $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відповідно. Крім того, по поверхні клинів діють дотичні ударні імпульси $S_{\tau 1}$ і $S_{\tau 2}$, причому, $S_{\tau 1} = S_{\tau 2}$. Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [4]:

$$S_{\tau} \leq fS_n, \quad (1)$$

де f – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються.

Розкладемо імпульси \bar{S}_{τ_1} і \bar{S}_{τ_2} на складові \bar{F}_1 і \bar{F}_2 , перпендикулярні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно, та складові \bar{E}_1 і \bar{E}_2 , паралельні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно (рис.). Так представлені вектори \bar{S}_{τ_1} і \bar{S}_{τ_2} дають можливість у подальшому знайти їх проекції на осі Ox і Oy .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Більш того, оскільки коренеплід має кінчну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Нехай коливання робочого органу здійснюються за наступним гармонійним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (2)$$

де z_k – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;

a – амплітуда коливань робочого органу,

ω – частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість $V_{зб.}$ коливального руху робочого органу у будь-який момент часу t буде дорівнювати:

$$V_{\dot{z}_k} = a \omega \sin \omega t, \quad (3)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{\dot{z}_k, \max} = a \omega. \quad (4)$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{\dot{z}_k, \max}$.

Оскільки усі сили, зображені на рис., мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси S_{n1} і S_{n2} мають не нульове значення, причому очевидно, що $S_{n1} = S_{n2}$ (удар симетричний).

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [2]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau_1} + \bar{S}_{\tau_2}, \quad (5)$$

де \bar{V} – швидкість робочого органу до удару;

\bar{U} – швидкість робочого органу після удару;

m – маса робочого органу.

При цьому

$$\bar{V} = \bar{V}_I + \bar{V}_{\dot{\varphi} \cdot \max}, \quad (6)$$

де \bar{V}_I – швидкість поступального руху копача; $\bar{V}_{\dot{\varphi} \cdot \max}$ – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості \bar{V}_I копача напрямлений по осі Ox , а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\bar{V}_{\dot{\varphi} \cdot \max}$ – по осі Oz вгору. Враховуючи (1), векторне рівняння (5) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + f\bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n2}. \quad (7)$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ε [3], а саме:

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (8)$$

де U_n – проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина,
 V_n – проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Оскільки $\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z$, $\bar{V} = \bar{V}_I + \bar{V}_{\dot{\varphi} \cdot \max}$, то, враховуючи [2], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (9)$$

$$V_n = \frac{V_I \operatorname{tg} \gamma + V_{\dot{\varphi} \cdot \max} \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (10)$$

де $L = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}$.

Підставляючи вирази (9) та (10) у (8), одержимо наступне рівняння:

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon (V_I \operatorname{tg} \gamma + V_{\dot{\varphi} \cdot \max} \operatorname{tg} \beta). \quad (11)$$

Оскільки удар симетричний відносно площини xOz , то векторне рівняння (7) зводиться до системи двох рівнянь – у проекціях на осі Ox і Oz .

Після визначення проекцій ударних імпульсів, що входять у векторне рівняння (7), та врахування виразу (11) отримаємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_I) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{L} + \\ &+ 2fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \\ m(U_z - V_{\dot{\varphi} \cdot \max}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{L} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta, \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\varepsilon (V_I \operatorname{tg} \gamma + V_{\dot{\varphi} \cdot \max} \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Застосовуючи метод Крамера до системи рівнянь (12), отримаємо:

$$S_{n1} = - \frac{m(1 + \varepsilon) \times}{2 \operatorname{tg}^2 \beta + 2 fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2 \operatorname{tg}^2 \gamma + \dots} \times (V_{\bar{i}} \operatorname{tg} \gamma + V_{\dot{\zeta} \dot{a}, \max} \operatorname{tg} \beta) L \dots \dots \dots + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) L \operatorname{tg} \gamma \quad (13)$$

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Згідно [3] максимальне значення ударної сили буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу $t_{\dot{o}\dot{a}}$, тобто

$$F_{\dot{o}\dot{a}} = 2F_{\dot{o}\dot{a}, \text{ср}} = \frac{2S}{t_{\dot{o}\dot{a}}}, \quad (14)$$

де $F_{\dot{o}\dot{a}}$ – максимальне значення ударної сили,
 S – ударний імпульс,
 $F_{\dot{o}\dot{a}, \text{ср}}$ – середнє значення ударної сили,
 $t_{\text{уд}}$ – тривалість удару.

Враховуючи значення проекцій ударного імпульсу на осі Ox і Oz та вираз (14), зможемо записати значення проекцій сили $F_{\dot{o}\dot{a}}$ відповідно на осі Ox і Oz :

$$F_{\dot{o}\dot{a}, \delta} = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{\dot{o}\dot{a}}}, \quad (15)$$

$$F_{\dot{o}\dot{a}, z} = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \beta}{L} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{\dot{o}\dot{a}}}, \quad (16)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (13), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{\dot{o}\dot{a}}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [5] $t_{\dot{o}\dot{a}} \approx 0,6 \cdot 10^{-2}$ с.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом. Якщо удар відбувається у точках K_1 і K_2 , які знаходяться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис.), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки, враховуючи вираз (15), буде дорівнювати:

$$M_{O_1}(F_{\dot{o}\dot{a}, \delta}) = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1} h}{t_{\dot{o}\dot{a}}}. \quad (17)$$

Тоді умовою незламування коренеплоду буде наступна умова:

$$M_{O_1}(\bar{F}_{\dot{o}\dot{a}, \delta}) \leq [M_{\dot{\zeta}\dot{a}}] < M_{in}, \quad (18)$$

де $[M_{\zeta\ddot{a}}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;
 M_{in} – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Умовою нерозривання коренеплоду буде наступна умова:

$$F_{\acute{o}\ddot{a}.z} \leq [F_{\delta i \zeta \delta}] < R_z, \quad (19)$$

де $[F_{\delta i \zeta \delta}]$ – допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду;
 R_z – вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

З умови незламування коренеплоду (18) та умови нерозривання коренеплоду (19) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо наступні позначення.

$$\frac{[M_{\zeta\ddot{a}}]t_{\acute{o}\ddot{a}}L}{h[4 \operatorname{tg} \gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L]} = A, \quad (20)$$

$$\frac{[F_{\delta i \zeta \delta}]t_{\acute{o}\ddot{a}}L}{4 \operatorname{tg} \beta + 4fL \sin \psi \sin \delta} = B, \quad (21)$$

$$\frac{m(1 + \varepsilon)L}{2 \operatorname{tg}^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2 \operatorname{tg}^2 \gamma + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L} = C. \quad (22)$$

Тоді з виразів (13), (18) та (19) отримуємо наступні обмеження на швидкість викопуючого робочого органу:

$$V_I \operatorname{tg} \gamma + V_{\zeta\acute{a}. \max} \operatorname{tg} \beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (23)$$

Якщо задатися поступальною швидкістю V_I бурякозбиральної машини, то з (23) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{\zeta\acute{a}. \max}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{\zeta\acute{a}. \max} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_I \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (24)$$

Тоді з виразу (4) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{a \operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_I \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (25)$$

Задаючи різні значення поступальної швидкості V_I бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу ω від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

Висновок. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленім у ґрунті. З умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

Список використаних джерел

1. Головач І.В. Механіко-технологічне обґрунтування вібраційного викопування коренеплодів. Автореф. дис.... докт. техн. наук. К.: НУБіПУ, 2011. 49 с.
2. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том І. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.
3. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
5. Погорельый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
6. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорельый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

Аннотация

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ВЫКАПЫВАНИЯ КОРНЕПЛОДОВ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

Булгаков В.М., Головач И.В., Салтисюк В.И.

Разработана теория ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с корнеплодом, закрепленным в почве, при вибрационном выкапывании сахарной свеклы. Полученные зависимости дают возможность аналитически определять кинематические и конструкционные параметры выкапывающего рабочего органа исходя из условий неповреждения корнеплодов

Abstract

ANALYTICAL RESEARCH OF OSCILLATION EXCAVATION OF ROOT CROPS OF SUGAR BEET

V. Bulgakov, I. Golovach, V. Saltisyuk

The theory of shock interaction of a vibrational digging out executive device with a root crop fixed in soil is developed, at vibrational digging up of a sugar beet. The received dependences afford an opportunity to define analytically kinematic and constructional parametres of a vibrational digging out executive device, proceeding from conditions of undamageability of root crops