



# Механізація, електрифікація

УДК  
© 2010

*В.М. Булгаков,*  
член-кореспондент УААН  
Українська академія  
аграрних наук

*І.В. Головач,*  
кандидат фізико-  
математичних наук  
Національний  
університет біоресурсів  
і природокористування  
України

## **ТЕОРІЯ УДАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З ТІЛОМ КОРЕНЕПЛОДУ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ**

*Розроблено теорію ударної взаємодії  
вібраційного викопуючого робочого органу  
з коренеплодом, закріпленням у ґрунті, при  
вібраційному викопуванні цукрових буряків.  
Отримані залежності дають можливість  
аналітично визначати кінематичні  
та конструкційні параметри викопуючого  
робочого органу за умов непошкодження  
коренеплодів.*

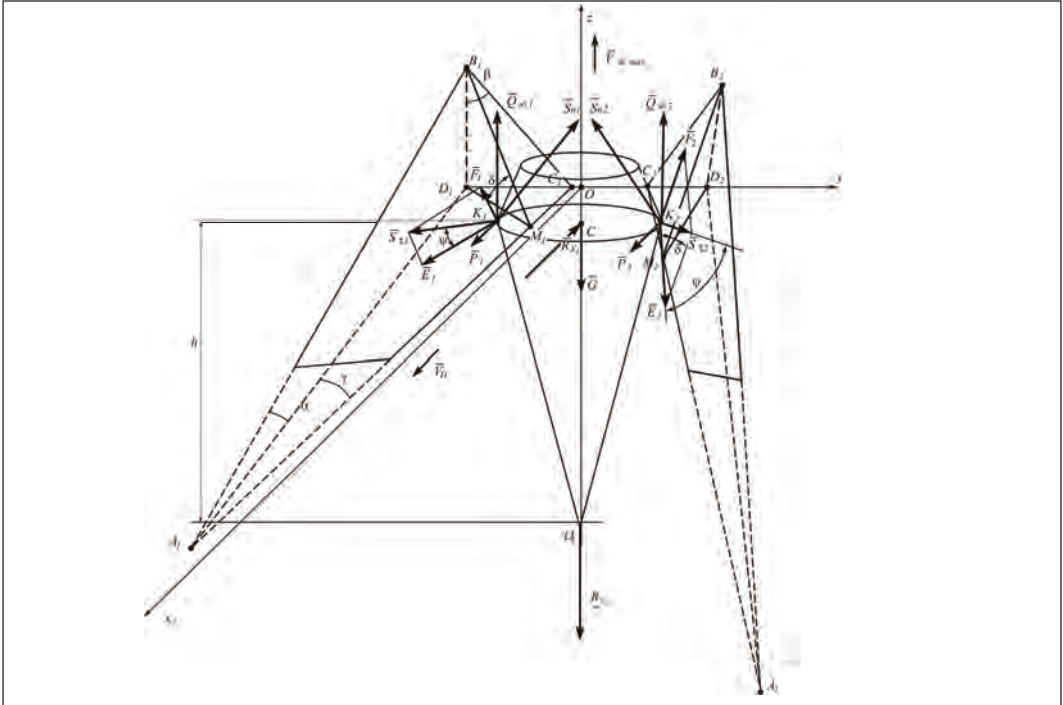
Найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує за наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленням у ґрунті. Це зумовлює необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі одержаних результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів за умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні. Слід зазначити, що до цього часу такої теорії не існує. Лише у роботах [4] і [5] наведено деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду.

**Результати досліджень.** При наїзді лемешів вібраційного робочого органу на коренеплід відбувається удар, який 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 2-х клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$ , кожний з яких у просторі має нахил під кутами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  (рисунк). Ці 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 коренеплоду.

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

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збуруюча сила  $\bar{Q}_{36}$ , що змінюється за гармонійним законом, яка прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими  $\bar{Q}_{36}$  та  $\bar{Q}_{36,2}$ . Вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі  $Ox$ , тому у цьому напрямку 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  $\bar{S}_{n1} = \bar{S}_{n2}$ . Ці ударні імпульси спрямовані 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  $S_{t1}$  і  $S_{t2}$ , причому,  $S_{t1} = S_{t2}$ . Згідно гіпотези



**Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленням у ґрунті**

Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [3]:

$$S_t \leq f S_n, \quad (1)$$

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

Розкладемо імпульси  $\bar{S}_{\tau 1}$  і  $\bar{S}_{\tau 2}$  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 (див. рисунок). Так, представлені вектори  $\bar{S}_{\tau 1}$  і  $\bar{S}_{\tau 2}$  дають можливість у подальшому знайти їх проєкції на осі  $Ox$  і  $Oy$ .

Величина ударного імпульсу може бути різною залежно від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Але оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу донизу вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс виникатиме лише від поступального руху копча.

Нехай коливання робочого органу здійснюються за наступним гармонійним законом:

$$Z_k = -\alpha \cos \omega t, \quad (2)$$

де  $Z_k$  — відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;  $\alpha$  — амплітуда коливань робочого органу,  $\omega$  — частота коливань робочого органу.

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

$$V_{зб} = \alpha \omega \sin \omega t, \quad (3)$$

а максимальне значення даної швидкості дорівнюватиме:

$$V_{зб, \max} = \alpha \omega. \quad (4)$$

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 догори з максимальною швидкістю  $V_{зб, \max}$ .

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

$$\bar{V} = \bar{V}_n + \bar{V}_{зб.маx}, \quad (6)$$

де  $\bar{V}_{зб.маx}$  — швидкість поступального руху копача;  $\bar{V}_{зб.маx}$  — максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості  $\bar{V}_n$  копача спрямований по осі  $Ox$ , а вектор швидкості коливального руху робочого органу  $\bar{V}_{зб.маx}$  — по осі  $Oz$  догори. Враховуючи (1), векторне рівняння (5) набуде такого 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  $\varepsilon$  [2], 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  $\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z$ ,  $\bar{V} = \bar{V}_n + \bar{V}_{зб.маx}$ , то, враховуючи [1], отримуємо:

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

$$V_n = \frac{V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (10)$$

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

При введених виразів (9) та (10) у (8) одержимо таке рівняння:

$$U_x \operatorname{tg}^2 \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon (V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta). \quad (11)$$

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) отримуємо систему 3-х рівнянь:

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

При застосуванні методу Крамера до системи рівнянь (12) отримуємо:

$$S_{n1} = -\frac{m(1+\varepsilon) \times}{2\operatorname{tg}^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2\operatorname{tg}^2 \gamma + (V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta)L} \cdot \frac{L}{+(2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L \operatorname{tg} \gamma}. \quad (13)$$

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків пов'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Згідно [2] максимальне значення ударної сили буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу  $t_{уд.}$ , тобто

$$F_{уд.} = 2F_{уд.ср} = \frac{2S}{t_{уд.}}, \quad (14)$$

де  $F_{уд.}$  — максимальне значення ударної сили,  $S$  — ударний імпульс,  $F_{уд.ср.}$  — середнє значення ударної сили,  $t_{уд.}$  — тривалість удару.

З урахуванням значення проекцій ударного імпульсу на осі  $Ox$  і  $Oz$  та виразу (14) можна записати значення проекцій сили  $F_{уд.}$  відповідно на осі  $Ox$  і  $Oz$ :

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

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

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

Тривалість удару  $t_{уд.}$  можна визначити лише експериментально. Згідно [4]  $t_{уд.} \approx 0,6 \cdot 10^{-2}$  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), дорівнюватиме:

$$M_{o1}(F_{уд.x}) = \left( \frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1} h}{t_{уд.}}. \quad (17)$$

Тоді умовою незламування коренеплоду буде така умова:

$$M_{01}(\bar{F}_{уд.х}) \leq [M_{зр}] < M_{оп}, \quad (18)$$

де  $[M_{зр}]$  — допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, за якого не відбувається зламування коренеплоду;  $M_{оп}$  — опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Умовою нерозривання коренеплоду буде така умова:

$$F_{уд.з} [F_{розр.}] < R_z, \quad (19)$$

де  $[F_{розр.}]$  — допустима для тіла коренеплоду сила, за якої не відбувається розрив коренеплоду;  $R_z$  — вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

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

Введемо такі позначення.

$$\frac{[M_{зр}]t_{уд.} \times}{h[4 \operatorname{tg} \gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - \times L - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L]} = A, \quad (20)$$

$$\frac{[F_{розр.}]t_{уд.}L}{4 \operatorname{tg} \beta + 4fL \sin \psi \sin \delta} = B, \quad (21)$$

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

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

$$V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (23)$$

Якщо задатися поступальною швидкістю  $V_{\Pi}$  бурякозбиральної машини, то з (23) знаходимо значення максимальної швидкості  $V_{зб.макс}$  коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{зб.макс} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \left( \frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (24)$$

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

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

Задаючи різні значення поступальної швидкості  $V_{\Pi}$  бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

## **Висновки**

*Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряку, закріпленим у ґрунті.*

*З умов непошкодження коренеплодів отри-*

*мано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.*

## **Бібліографія**

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу// Вісн. аграр. науки Причорномор'я. Спец. випуск 4(18). Т. I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.
2. Бутенин Н.В., Луц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механичес-

- кого удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
4. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет)//Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.