



УДК 631.356.2

## УДАРНА ВЗАЄМОДІЯ ВІБРАЦІЙНОГО КОПАЧА З КОРЕНЕПЛОДОМ

Бабка В.М., к.т.н.,

Маліновський А.С.,

*Національний університет біоресурсів і природокористування  
України*Тел.: (044) 527-82-26 E-mail: [engmech\\_centre@twin.nauu.kiev.ua](mailto:engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua)

**Анотація** – 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.

**Ключові слова** – ударна взаємодія, викопуючий робочий орган, вібраційне викопування, коренеплод, цукрові буряки.

*Постановка проблеми.* 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.

*Аналіз останніх досліджень.* Слід зазначити, що до цього часу такої теорії не існує. Лише у роботах [4] і [5] наведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду.

*Формулювання мети статті.* Мета публікації розробити теорію ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків й отримати залежності для аналітичного визначення кінематичних та конструкційних параметрів викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів.

*Основна частина.* 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  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямком 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 або безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом.

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис.1).

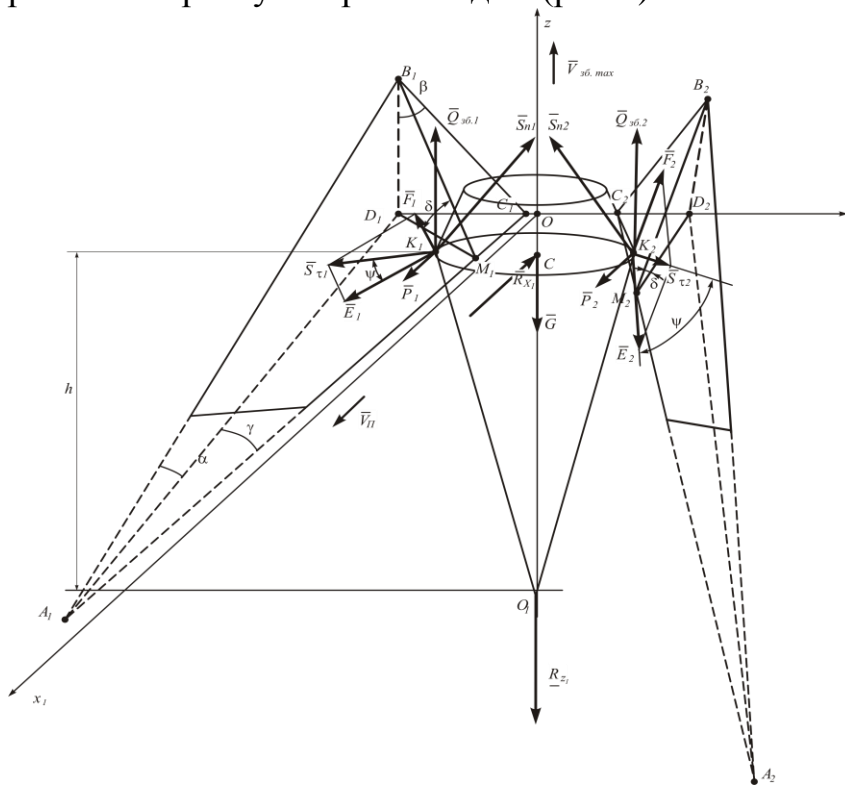


Рис. 1. Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті.



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  $\bar{Q}_{36.1}$  та  $\bar{Q}_{36.2}$ . 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 [3]

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

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 (рис.1). Так представлені вектори  $\bar{S}_{\tau 1}$  і  $\bar{S}_{\tau 2}$  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 конічну 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,

$\omega$  – частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість  $v_{36}$  коливального руху робочого органу у будь-який момент часу  $t$  буде дорівнювати



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

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати

$$V_{зб.маx} = a\omega. \quad (4)$$

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  $V_{зб.маx}$ .

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]

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (5)$$

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

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

$m$  – маса робочого органу.

При цьому

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

де  $\bar{V}_{\Pi}$  – швидкість поступального руху копача;

$\bar{V}_{зб.маx}$  – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості  $\bar{V}_{\Pi}$  копача напрямлений по осі  $Ox$ , а вектор швидкості коливального руху робочого органу  $\bar{V}_{зб.маx}$  – 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  $\varepsilon$  [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  $\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z$ ,  $\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}$ , то, враховуючи [1], отримуємо:

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

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

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



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

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon(V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{\text{зб.макс}} \operatorname{tg} \beta). \quad (11)$$

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:

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

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

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

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 [2] максимальне значення ударної сили буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу  $t_{\text{уд.}}$ , тобто

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

де  $F_{\text{уд.}}$  – максимальне значення ударної сили;

$S$  – ударний імпульс;

$F_{\text{уд.ср}}$  – 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  $F_{\text{уд.}}$  відповідно на осі  $Ox$  і  $Oz$ :

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

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



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

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

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

Тоді умовою незламування коренеплоду буде наступна умова

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\delta,x}) \leq [M_{3z}] < M_{on}, \quad (18)$$

де  $[M_{3z}]$  – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;

$M_{on}$  – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Умовою нерозривання коренеплоду буде наступна умова:

$$F_{y\delta,z} \leq [F_{розр}] < R_z, \quad (19)$$

де  $[F_{розр}]$  – 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:

$$\frac{[M_{3z}] t_{y\delta} L}{h [4 \operatorname{tg} \gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) L]} = A, \quad (20)$$

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

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

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

$$V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{3\sigma, \max} \operatorname{tg} \beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (23)$$



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

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

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

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

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

*Висновок.* Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленим 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.

#### *Література.*

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37 – 63.
2. Бутенин Н.В., Луниц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. / Н.В. Бутенин, Я.Л. Луниц, Д.Р. Меркин – М.: Наука, 1985. – 496 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. / Я.Г. Пановко – М.: Наука, 1985. – 287с.
4. Погорелый Л.В., Татьянко Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.



## УДАРНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВИБРАЦИОННОГО КОПАЧА С КОРНЕПЛОДОМ

Бабка В.М., Малиновський А.С.

**Аннотація** – розроблена теорія ударного взаємодіявання вібраційного викопуючого робочого органа з корнеплодом, закріпленим в ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрової свекли. Отримані залежності дають можливість аналітично визначати кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органа виходячи з умов неповредження корнеплодів.

## SHOCK CO-OPERATING OF OSCILLATION KOPACHA WITH ROOT CROP

V. Babka, A. Malinovs'kiy

### *Summary*

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 parameters of a vibrational digging out executive device, proceeding from conditions of undamageability of root crops.