

УДК 631.56.2

ТЕОРІЯ УДАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З КОРЕНЕПЛОДОМ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ, ЗАКРІПЛЕНИМ У ҐРУНТІ

Булгаков В.М. , д.т.н., член-кореспондент УААН,

Українська академія аграрних наук

Головач І.В., к.ф.-м.н.,

Національний університет біотехнологій та природокористування

Веселовський Маріан , д.т.н.,

Новак Януш, д.т.н.,

Люблінська аграрна академія, Польща

Анотація - аналітично досліджений процес ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з закріпленим у ґрунті коренеплодом цукрового буряку. Отримані аналітичні залежності надають можливість обґрунтувати кінематичні режими та конструкційні параметри вібраційного викопуючого робочого органу з умов не пошкодження коренеплодів.

Ключові слова - вібраційний викопуючий робочий орган, коренеплоди цукрового буряку, ударна взаємодія

Вступ. Вібраційне викопування коренеплодів цукрових буряків набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування, зокрема, значно менше накопичується ґрунт в робочому руслі копача та значно покращується процес оббивання налиплого ґрунту з поверхні коренеплодів. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

Постановка проблеми. При виконанні будь-якого технологічного процесу необхідними умовами є забезпечення продуктивності, зниження енергозатрат та підвищення якості виконання технологічного процесу.

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, не пошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з ті-

лом коренеплоду, закріпленого 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. Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1] - [7]. Проте ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [8] і [9] приведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду. І, нарешті, у роботі [10] досліджена ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу в момент його зустрічі з тілом коренеплоду, тобто в момент його наїзду на коренеплід, причому у зазначеній роботі розглянуто випадок одночасного удару обома лемешами об коренеплід, тобто симетричний удар.

Оскільки коренеплоди відносно осі рядка досить часто розташовані з деяким відхиленням, то нерідко може мати місце ударна взаємодія коренеплоду з робочим органом в одній точці, тобто з одним із клинів. Саме такий випадок розглянутий у даній роботі.

Формулювання мети. Розробити основні положення теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, і на основі отриманих результатів обґрунтувати раціональні конструкційні і кінематичні параметри викопуючих робочих органів та виконання технологічного процесу викопування коренеплодів цукрових буряків з умов їхнього непошкодження.

Основна частина. При наближенні вібраційного викопуючого робочого органу до коренеплоду розпушений ґрунт між лемешами і коренеплодом, внаслідок коливань лемешів, майже не накопичується, а тому перший контакт лемешів з поверхнею коренеплоду буде безпосереднім, або, в крайньому випадку, через досить тонкий шар ґрунту. Таким чином, при наїзді лемешів робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. Оскільки ударний імпульс має деяке скінченне значення, а діє він на дуже короткому проміжку часу, то ударна сила при цьому буде досить великою, що значно перевищує значення всіх інших сил, які в даний момент діють на коренеплід. А оскільки коренеплід ще міцно закріплений у ґрунті, то виникає загроза його обламування або розриву. Часто вважають, що тривалість удару дорівнює нулю, і відповідно вважають, що швидкості тіл, які співударяються, змінюються миттєво на деяку скінченну величину. Положення тіл при цьому не змінюється, а тому наявність у механічній системі пружних в'язей не впливає на протікання удару. Це

пояснюється тим, що деформацій у зазначених в'язях за час удару не виникає, а тому і не виникає реакцій цих в'язей. Якщо у механічній системі присутні в'язкі елементи, то у них реакції за час удару виникають, проте ці реакції мають скінченну величину (оскільки швидкості скінченні), а тому їх імпульс за час удару дорівнює нулю [11].

Звичайно подальший (після ударний) рух буде відбуватися по-різному, в залежності від наявності або відсутності пружних або в'язких в'язей. Оскільки під час наїзду робочого органу на коренеплід ґрунт у його нижній частині залишається нерозпушеним (коренеплід закріплений хвостовою частиною у цьому шарі ґрунту), то цей ґрунт відіграє при ударі роль пружного або в'язкого буфера (в залежності від механічного складу та вологості ґрунту). Звичайно, чим твердішим і сухішим є ґрунт, тим приведені вище уявлення є адекватнішими реальному процесу удару.

А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. У першу чергу складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Для чого 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 , і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Будемо вважати, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, відбувається лише з поверхнею клина $A_1B_1C_1$ у точці K_1 (рис.1).

Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо або через тонкий шар ґрунту між поверхнею клина і коренеплодом. Для опису ударного процесу необхідно вибрати систему координат. Зв'яжемо з вібраційним викопуючим органом прямокутну декартову систему координат $Oxuz$, центр O якої знаходиться посередині звуженого русла копача, вісь Ox співпадає з напрямком поступального руху копача, вісь Oz має напрямком вгору, а вісь Oy спрямована у правий бік копача (рис.1). Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис.1). Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збуруюча сила $\bar{Q}_{зб.}$, яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду

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

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.

Крім того, у точці контакту K_1 діє також сила тертя, яка протидіє проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клина $A_1B_1C_1$. У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду G_k . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей Ox , Oy і Oz позначені через \bar{R}_x , \bar{R}_y та \bar{R}_z відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діє ударний імпульс \bar{S}_{n1} , який прикладений у точці K_1 . Даний ударний імпульс напрямлений вздовж нормалі до робочої поверхні лемеша, тобто площини $A_1B_1C_1$.

Крім того, по поверхні клина діє дотичний ударний імпульс $\bar{S}_{\tau 1}$. Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормально-го ударного імпульсів формулюються подібно закону Кулона для тертя, а саме [12]

$$S_{\tau} \leq fS_n, \quad (3)$$

де f – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються. В загальному випадку цей коефіцієнт може не співпадати з коефіцієнтом тертя при безвідривному відносному проковзуванні тіл.

Знак нерівності відноситься до випадку, коли дотичний імпульс настільки малий, що проковзування тіл не відбувається. І лише при наявності проковзування потрібно приймати знак рівності.

Розкладемо імпульс $\bar{S}_{\tau 1}$ на складову \bar{F}_1 , перпендикулярну до прямої A_1C_1 , та складову \bar{E}_1 , паралельну до прямої A_1C_1 (рис.1).

Таким чином отримаємо

$$\bar{S}_{\tau 1} = \bar{F}_1 + \bar{E}_1. \quad (4)$$

Очевидно, що кут ψ між складовою \bar{E}_1 та вектором $\bar{S}_{\tau 1}$ у першому наближенні залежить від відношення $\frac{V_{зб.max}}{V_{\Pi}}$.

Так представлений вектор $\bar{S}_{\tau 1}$ дасть можливість у подальшому знайти його проекції на осі Ox , Oy і Oz .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині в момент його наїзду на коренеплід. 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.

Дослідимо більш детально коливальний рух вібраційного викопуючого органу. Нехай робочий орган рухається вгору від свого найнижчого положення – a до найвищого положення a , де a – амплітуда коливань робочого органу, а потім униз – від найвищого положення a до найнижчого – a . Таким чином, коливання робочого органу повинні здійснюватись за наступним гармонійним законом

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (5)$$

де z_k – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання; ω - частота коливань робочого органу.

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

$$V_{зб.} = a\omega \sin \omega t, \quad (6)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати

$$V_{зб.маx} = a\omega. \quad (7)$$

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 $S_{\tau1}$ мають не нульове значення.

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [13]

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{\tau1}, \quad (8)$$

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

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

m – маса робочого органу.

$$\text{При цьому} \quad \bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}, \quad (9)$$

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

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

Вектор поступальної швидкості \bar{V}_{Π} копача напрямлений по осі Ox , а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\bar{V}_{зб.маx}$ – по осі Oz вгору. Враховуючи (3), векторне рівняння (8) набуде наступного вигляду

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n1}. \quad (10)$$

Запишемо векторне рівняння (10) у проекціях на осі декартової системи координат $Oxuz$. Визначимо проекції векторів, що входять у рівняння (10), на вісь Ox .

$$\text{Очевидно, що} \quad V_x = V_{\Pi}. \quad (11)$$

Оскільки вектор \bar{S}_{n1} спрямований вздовж нормалі до поверхні клина, то згідно [14] отримуємо

$$S_{n1x} = \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \quad (12)$$

Як видно з рис., проекції векторів \bar{E}_1 та \bar{F}_1 на вісь Ox дорівнюють:

$$E_{1x} = E_1 \cos \gamma = S_{\tau 1} \cos \psi \cos \gamma, \quad (13)$$

$$F_{1x} = F_1 \cos \delta \sin \gamma = S_{\tau 1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma. \quad (14)$$

Аналогічно знаходимо проекції векторів на вісь Oy . Згідно [14] отримуємо

$$S_{n1y} = \frac{S_{n1}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} \quad (15)$$

Як видно з рисунку 1:

$$E_{1y} = -E_1 \sin \gamma = -S_{\tau 1} \cos \psi \sin \gamma, \quad (16)$$

$$F_{1y} = -F_1 \cos \delta \cos \gamma = -S_{\tau 1} \sin \psi \cos \delta \cos \gamma. \quad (17)$$

$$\text{Очевидно, що} \quad V_y = 0. \quad (18)$$

Знаходимо далі проекції векторів на вісь Oz .

$$\text{Очевидно, що} \quad V_z = V_{зб. max}. \quad (19)$$

Згідно [14] маємо

$$S_{n1z} = \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \quad (20)$$

Крім того:

$$E_{1z} = 0, \quad (21)$$

$$F_{1z} = F_1 \sin \delta = S_{\tau 1} \sin \psi \sin \delta. \quad (22)$$

Враховуючи вирази (11) – (22), векторне рівняння (10) зводиться до наступної системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{S_{n1} tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \\ mU_y &= \frac{S_{n1}}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} - fS_{n1} \cos \psi \sin \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \\ m(U_z - V_{зб.маx}) &= \frac{S_{n1} tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + fS_{n1} \sin \psi \sin \delta \end{aligned} \right\} (23)$$

Таким чином, отримана система трьох рівнянь з чотирма невідомими S_{n1} , U_x , U_y , U_z . Необхідне четверте рівняння можна отримати, використовуючи гіпотезу Ньютона про співударання двох тіл [13].

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

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (24)$$

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

$$\bar{U} = \bar{U}_x + U_y + \bar{U}_z, \quad \bar{V} = \bar{V}_{II} + \bar{V}_{зб.маx},$$

то, враховуючи [14], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x tg \gamma + U_y + U_z tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}, \quad (25)$$

$$V_n = \frac{V_{II} tg \gamma + V_{зб.маx} tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}. \quad (26)$$

Підставляючи вирази (25) та (26) у (24), одержимо необхідне четверте рівняння

$$U_x tg \gamma + U_y + U_z tg \beta = -\varepsilon (V_{II} tg \gamma + V_{зб.маx} tg \beta). \quad (27)$$

Отже, маємо систему чотирьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + fS_{n1}\cos\psi\cos\gamma - fS_{n1}\sin\psi\cos\delta\sin\gamma \\ mU_y &= \frac{S_{n1}}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} - fS_{n1}\cos\psi\sin\gamma - fS_{n1}\sin\psi\cos\delta\cos\gamma \\ m(U_z - V_{зб.макс}) &= \frac{S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + fS_{n1}\sin\psi\sin\delta \\ U_x tg\gamma + U_y + U_z tg\beta &= -\varepsilon(V_{II}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) \end{aligned} \right\} (28)$$

Запишемо систему рівнянь (28) у вигляді, зручному для розв'язування методом Крамера:

$$\left. \begin{aligned} mU_x + 0U_y + 0U_z - \left(\frac{tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + f\cos\psi\cos\gamma - f\sin\psi\cos\delta\sin\gamma \right) S_{n1} &= mV_{II} \\ 0U_x + mU_y + 0U_z - \left(\frac{1}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} - f\cos\psi\sin\gamma - f\sin\psi\cos\delta\cos\gamma \right) S_{n1} &= 0 \\ 0U_x + 0U_y + mU_z - \left(\frac{tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + f\sin\psi\sin\delta \right) S_{n1} &= mV_{зб.макс} \\ tg\gamma U_x + U_y + tg\beta U_z + 0S_{n1} &= -\varepsilon(V_{II}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) \end{aligned} \right\} (29)$$

Запишемо основний визначник системи рівнянь (29) і обчислимо його значення:

$$\begin{aligned} \Delta &= \begin{vmatrix} m & 0 & 0 & -\left(\frac{tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + f\cos\psi\cos\gamma - f\sin\psi\cos\delta\sin\gamma \right) \\ 0 & m & 0 & -\left(\frac{1}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} - f\cos\psi\sin\gamma - f\sin\psi\cos\delta\cos\gamma \right) \\ 0 & 0 & m & -\left(\frac{tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + f\sin\psi\sin\delta \right) \\ tg\gamma & 1 & tg\beta & 0 \end{vmatrix} = \\ &= m^2 \left(\frac{tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + f\sin\psi\sin\delta \right) tg\beta + \\ &+ m^2 \left(\frac{1}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} - f\cos\psi\sin\gamma - f\sin\psi\cos\delta\cos\gamma \right) + \\ &+ m^2 \left(\frac{tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + f\cos\psi\cos\gamma - f\sin\psi\cos\delta\sin\gamma \right) tg\gamma. \end{aligned} \quad (30)$$

Запишемо визначник для знаходження невідомого S_{n1} і обчислимо його значення:

$$\Delta_{S_{n1}} = \begin{vmatrix} m & 0 & 0 & mV_{\Pi} \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & mV_{зб.\max} \\ tg\gamma & 1 & tg\beta & -\varepsilon(V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб.\max}tg\beta) \end{vmatrix} = \quad (31)$$

$$-m^3(1+\varepsilon)(V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб.\max}tg\beta).$$

Тоді, згідно методу Крамера

$$S_{n1} = \frac{\Delta_{S_{n1}}}{\Delta}. \quad (32)$$

Після підстановки (30) і (31) у вираз (32) і деяких перетворень, отримаємо

$$S_{n1} = -\frac{m(1+\varepsilon) \times}{tg^2\beta + f \sin\psi \sin\delta \, tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 1 -} \times (V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб.\max}tg\beta) \times \quad (33)$$

$$\frac{- (f \cos\psi \sin\gamma + f \sin\psi \cos\delta \cos\gamma) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + tg^2\gamma +}{\times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}$$

$$+ (f \cos\psi \cos\gamma - f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma) \, tg\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}.$$

Таким чином, визначена нормальна складова ударного імпульсу, яка виникає при ударній взаємодії одного із клинів вібраційного робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті. Вираз (33) описує функціональну залежність нормальної складової S_{n1} ударного імпульсу від конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу бурякозбиральної машини.

Знак "-" у виразі (33) означає, що ударний імпульс S_{n1} діє з боку коренеплоду на робочий орган. Ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід, має додатній знак і ту ж саму величину.

Якщо позначити сумарний ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід через \bar{S} , тобто

$$\bar{S} = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{\tau1}, \quad (34)$$

то, як видно з рівнянь системи (23), його проекції на осі Ox , Oy і Oz відповідно дорівнюють:

$$S_x = \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \quad (35)$$

$$S_y = \frac{S_{n1}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - fS_{n1} \cos \psi \sin \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \cos \gamma, \quad (36)$$

$$S_z = \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + fS_{n1} \sin \psi \sin \delta, \quad (37)$$

де S_{n1} визначається згідно виразу (33), проте з додатнім знаком.

Таким чином, на основі виразів (35), (36), (37) і (33) можна визначити сумарний ударний імпульс, що діє на коренеплід з боку робочого органу

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2 + S_z^2}. \quad (38)$$

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. Як правило, ми не знаємо закону зміни ударної сили, проте ми знаємо, що ця сила за дуже короткий проміжок часу $t_{y\delta}$ зростає від нуля до дуже великої величини, а потім знову спадає до нуля. Отже її максимальне значення буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу $t_{y\delta}$. [13].

Оскільки
$$S = F_{y\delta, cp} t_{y\delta},$$

де S – ударний імпульс,

$F_{y\delta, cp}$ – середнє значення ударної сили,

$t_{y\delta}$ – тривалість удару,

то
$$F_{y\delta, cp} = S/t_{y\delta}.$$

Отже,

$$F_{y\delta} = 2F_{y\delta, cp} = \frac{2S}{t_{y\delta}}, \quad (39)$$

де $F_{y\delta}$ – максимальне значення ударної сили.

Враховуючи вирази (35), (36), (37) та (38), зможемо записати значення проекцій сили $F_{y\delta}$ відповідно на осі Ox , Oy і Oz :

$$F_{y\delta.x} = \left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (40)$$

$$F_{y\delta.y} = \left(\frac{2}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2f \cos\psi \sin\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \cos\gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (41)$$

$$F_{y\delta.z} = \left(\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \sin\psi \sin\delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (42)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (33), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{y\delta}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [9] $t_{y\delta} \approx 0,6 \cdot 10^{-2} c$.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом.

Якщо розглядати закріплений у ґрунті коренеплід як консольну балку, то під дією моменту від горизонтальної ударної сили $\bar{F}_{y\delta.xy} = \bar{F}_{y\delta.x} + \bar{F}_{y\delta.y}$ коренеплід зазнає деформації згину. Тому, при перевищенні допустимих значень згаданого моменту, коренеплід може зламатися. Це, як зазначалось вище, найбільш ймовірно, коли ґрунт сухий і твердий. Якщо ж ґрунт вологий і м'який, то більш ймовірним є його нахил на деякий кут до горизонту під дією горизонтального зусилля. Якщо удар відбувається у точці K_1 , яка знаходиться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис.), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки буде дорівнювати:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.xy}) = F_{y\delta.xy} h.$$

$$\text{Оскільки } F_{y\delta.xy} = \sqrt{F_{y\delta.x}^2 + F_{y\delta.y}^2},$$

де $F_{y\delta.x}$ і $F_{y\delta.y}$ визначають згідно виразів (40) і (41), то згаданий момент буде дорівнювати

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.xy}) = \sqrt{F_{y\delta.x}^2 + F_{y\delta.y}^2} h. \quad (43)$$

При розгляданні умов незламування коренеплоду під дією моменту від горизонтальної сили $\bar{F}_{y\delta.xy}$ теоретично можливі два випадки:

$$\text{перший випадок} \quad [M_{z2}] < M_{on},$$

$$\text{другий випадок} \quad [M_{z2}] > M_{on},$$

де $[M_{32}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;

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

Оскільки з умов рівноваги завжди маємо рівність $M_{on} = M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.xy})$, то у цих і подальших нерівностях під M_{on} слід розуміти той максимальний (потенціальний) опорний момент, який може забезпечити в'язь, тобто ґрунт, у якому закріплений коренеплід, без руйнування цієї в'язі.

Перший випадок характерний для сухого і твердого ґрунту, другий випадок – для вологого і м'якого ґрунту.

У першому випадку зламування коренеплоду можливе за умови

$$[M_{32}] < M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.xy}) \leq M_{on},$$

або, враховуючи вираз (43)

$$[M_{32}] < \sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h \leq M_{on}. \quad (44)$$

Умовою незламування коренеплоду у першому випадку буде наступна умова

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.xy}) \leq [M_{32}] < M_{on},$$

або, враховуючи вираз (43)

$$\sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h \leq [M_{32}] < M_{on}. \quad (45)$$

У другому випадку зламування коренеплоду малоімовірно взагалі, можливий лише нахил коренеплоду на певний кут.

Очевидно, що умовою нахилу коренеплоду без зламування у цьому випадку буде наступна умова

$$M_{on} < M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.xy}) < [M_{32}],$$

або, враховуючи вираз (43)

$$M_{on} < \sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h < [M_{32}]. \quad (46)$$

І, нарешті, у другому випадку, коренеплід не матиме нахилу і зламування за умови

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.xy}) \leq M_{on} < [M_{32}],$$

або, враховуючи вираз (43)

$$\sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h \leq M_{on} < [M_{32}]. \quad (47)$$

З умови незламування коренеплоду (45) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

З цією метою, враховуючи вирази (40) і (41), запишемо вираз (45) у розгорнутому вигляді:

$$\sqrt{\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma\right)^2 + \left(\frac{2}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma\right)^2} \frac{S_{n1}h}{t_{y\delta}} \leq [M_{3z}] \quad (48)$$

Введемо позначення:

$$\sqrt{\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma\right)^2 + \left(\frac{2}{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma\right)^2} = A, \quad (49)$$

$$\frac{\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}}{tg^2\beta + f \sin \psi \sin \delta tg\beta\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta} + 1 - (f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \times \sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta} + tg^2\gamma + (f \cos \psi \cos \gamma - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \times tg\gamma\sqrt{tg^2\gamma+1+tg^2\beta}} = B. \quad (50)$$

З урахуванням (49) вираз (48) набуде вигляду

$$\frac{AS_{n1}h}{t_{y\delta}} \leq [M_{3z}], \quad (51)$$

звідки знаходимо

$$S_{n1} \leq \frac{[M_{3z}] t_{y\delta}}{Ah}. \quad (52)$$

З урахуванням (33) і (50) вираз (52) набуде наступного вигляду

$$Bm(1+\varepsilon)(V_n tg\gamma + V_{зб.маx} tg\beta) \leq \frac{[M_{3z}] t_{y\delta}}{Ah}. \quad (53)$$

Нарешті, з виразу (53) знаходимо

$$V_n tg\gamma + V_{зб.маx} tg\beta \leq \frac{[M_{3z}] t_{y\delta}}{ABhm(1+\varepsilon)}. \quad (54)$$

Таким чином, знайдені обмеження на швидкість викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів і маси, а також міцності коренеплоду і коефіцієнта відновлення при ударі.

Оскільки швидкість агрегату впливає на його продуктивність, то розглянемо випадок, коли у виразі (54) буде знак рівності. Якщо задатися поступальною швидкістю $V_{\text{п}}$ бурякозбиральної машини, то з (54) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{\text{зб. max}}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу

$$V_{\text{зб. max}} = \frac{1}{\text{tg}\beta} \left(\frac{[M_{\text{зз}}] t_{\text{yd.}}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_{\text{п}} \text{tg}\gamma \right). \quad (55)$$

Тоді з виразу (7) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду

$$\omega = \frac{1}{a \text{tg}\beta} \left(\frac{[M_{\text{зз}}] t_{\text{yd.}}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_{\text{п}} \text{tg}\gamma \right). \quad (56)$$

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

Тоді частота коливань робочого органу у герцах буде дорівнювати

$$\nu = \frac{1}{2\pi a \text{tg}\beta} \left(\frac{[M_{\text{зз}}] t_{\text{yd.}}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_{\text{п}} \text{tg}\gamma \right). \quad (57)$$

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом можна визначити досить широкий спектр допустимих частот коливань робочого органу з умов незламування коренеплодів при різних значеннях конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу.

Для проведення розрахунку необхідно задати значення деяких параметрів, що входять у вираз (57).

Будемо вважати заданими конструкційні параметри тригранних клинів викопуючого робочого органу, зокрема кути γ і β (рис.1), $\gamma = 14^{\circ} \dots 15^{\circ}$, $\beta = 50^{\circ} \dots 55^{\circ}$.

Двогранний кут δ між робочою поверхнею клина і нижньою основою (рис.1) визначаємо з наступного виразу

$$\delta = \text{arctg} \frac{\cos\beta}{\sin\beta \cos\gamma}.$$

Динамічний коефіцієнт тертя сталі по поверхні коренеплоду приймаємо $f = 0.45$ [8]. З деяким наближенням будемо вважати, що

кут $\Psi = 45^{\circ}$.

Відстань точки K_1 ударного контакту до нижньої кромки клина (до нерозпушеного шару ґрунту) $h = 0,05$ м.

Прийmemo коефіцієнт відновлення при ударі $\epsilon = 0,72$.

Допустимий згинальний момент $[M_{зг.}]$ визначимо з наступних міркувань. Якщо z – глибина ходу робочого органу у ґрунті, то очевидно, що найбільш ймовірним є злом коренеплоду саме на цій глибині, оскільки на глибині, більшій z , коренеплід знаходиться у нерозпушеному ґрунті, а на глибині, меншій z , поперечний переріз коренеплоду більший (коренеплід має конічну форму).

Діаметр d_k поперечного перерізу коренеплоду на глибині z буде дорівнювати

$$d_k = D_k - 2z \operatorname{tg} \gamma_k$$

де D_k – діаметр коренеплоду, γ_k – кут конусності коренеплоду.

Тоді, як відомо з курсу опору матеріалів,

$$[M_{зг.}] = [\sigma]_{\text{д.}} \frac{\pi d_k^3}{32},$$

де $[\sigma]_{\text{д.}}$ – тимчасовий опір згину коренеплоду при динамічному навантаженні.

Враховуючи попереднє співвідношення, отримуємо

$$[M_{зг.}] = [\sigma]_{\text{д.}} \frac{\pi (D_k - 2z \operatorname{tg} \gamma_k)^3}{32}. \quad (58)$$

Згідно [8], $D_k = 67 \dots 122$ мм, $\gamma_k = 9^{\circ} \dots 18^{\circ}$, $[\sigma]_{\text{д.}} = 1,15 \cdot 10^6$ Па.

Приймаємо для розрахунку $D_k = 100$ мм, $\gamma_k = 15^{\circ}$.

Важливим конструкційним параметром при визначенні ударної взаємодії є маса робочого органу, приведена до точки удару. Орієнтовний набір значень приведених мас можна отримати з виразу (57), якщо задати діапазони амплітуд і частот коливань вібраційних викопуючих робочих органів і поступальних швидкостей існуючих бурякозбиральних машин. Згідно [8] і [9] використовують наступні діапазони значень згаданих параметрів:

амплітуда коливань робочого органу $a = 8 \dots 24$ мм;

частота коливань робочого органу $\nu = 7,5 \dots 20,3$ Гц;

швидкість поступального руху копача $V_{\text{п}} = 1,4 \dots 2,2$ м/с.

З виразу (57) отримуємо вираз для підрахунку приведеної маси

$$m = \frac{[M_{зг.}] t_{\text{уд}}}{ABh(1 + \epsilon) (2\nu\pi a \operatorname{tg} \beta + V_{\text{п}} \operatorname{tg} \gamma)} \quad (59)$$

Розрахунки проводимо для різних значень глибини ходу робочого органу, зокрема для $z = 0,08; 0,10; \dots 0,16$ м причому для трьох значень амплітуд: $a = 0,008; 0,016$ і $0,024$ м.

Значення приведеної маси отримуємо як функцію від частоти ν коливань робочого органу і швидкості V_n поступального руху копача, тобто $m = m(\nu, V_n)$.

Таким чином розраховані значення приведених мас забезпечать незламування коренеплоду при ударній взаємодії для конкретних значень глибини ходу, амплітуд і частот коливань робочого органу, а також конкретних значень поступальної швидкості копача.

При цьому, окрім набору значень приведених мас, отримуємо графіки функції $m = m(\nu, V_n)$ для різних варіантів значень глибини ходу і амплітуди коливань вібраційного робочого органу та відповідні контурні графіки.

Оскільки робоча глибина ходу викопуючих робочих органів у більшості випадків не перевищує 0,10 м [9], то наведемо приклад варіанту розрахунку для $z = 0,10$ м і амплітуди $a = 0,016$ м. Для даного випадку графік функції $m = m(\nu, V_n)$ та відповідний контурний графік наведені на рис.2.

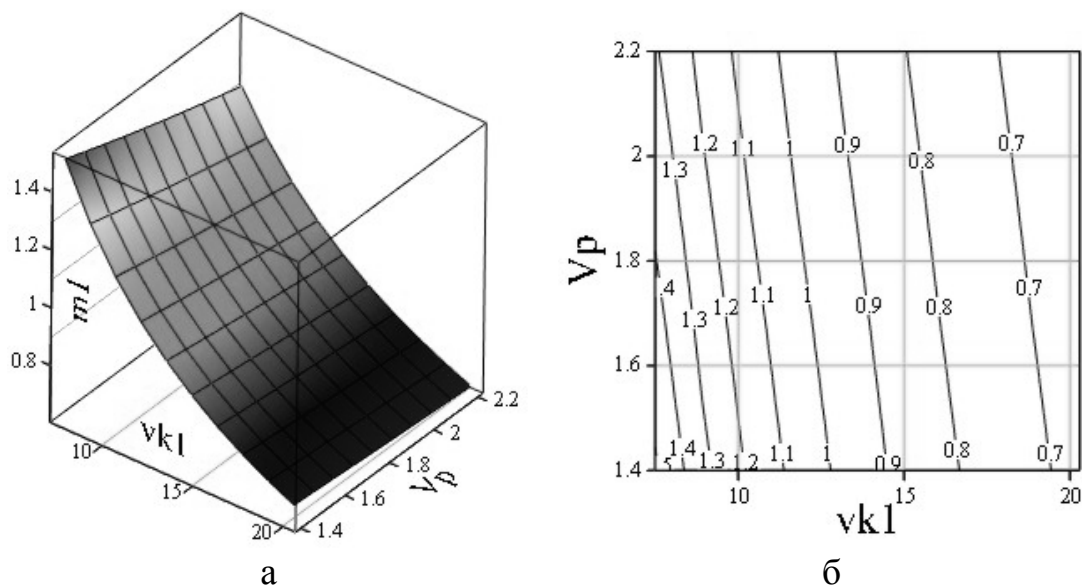


Рис. 2. Поверхня (а) та контурний графік (б) значень приведеної до точки удару маси робочого органу $m(\nu, V_n)$, кг (глибина ходу робочого органу $z = 0,10$ м; амплітуда коливань $a = 0,016$ м).

При цьому частоти змінюються у межах $\nu = 7,5 \dots 20,3$ Гц, а швидкості поступального руху копача – у межах $V_n = 1,4 \dots 2,2$ м/с.

Тенденція зменшення приведеної маси спостерігається при збільшенні амплітуди коливань робочого органу. Так, при $z = 0,10$ м і амплітуді $a = 0,008$ м приведені маси змінюються у межах $m = 1,07 \dots 2,38$ кг, а при $z = 0,10$ м і амплітуді $a = 0,024$ м – у межах $m = 0,45 \dots 1,11$ кг.

Приведена маса робочого органу також зменшується зі

збільшенням глибини ходу робочого органу. Так, при амплітуді $a = 0,016\text{м}$ і глибині ходу робочого органу $z = 0,10\text{м}$ приведена маса змінюється у межах $0,63 \dots 1,51$ кг, а при тій же амплітуді і глибині ходу робочого органу $z = 0,12\text{м}$ – у межах $0,29 \dots 0,69$ кг.

Отриманий графік чітко відображає тенденцію зменшення приведеної маси робочого органу з ростом частоти коливань і швидкості поступального руху копача.

Результати розрахунків приведених мас при зміні частоти у межах $\nu = 7,5 \dots 20,3\text{Гц}$ і швидкості поступального руху копача у межах $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2\text{м/с}$ представлені у таблиці 1.

Таблиця 1 - Результати розрахунків

Глибина ходу робочого органу, м	Значення приведених мас, кг		
	$a = 0,008\text{м}$	$a = 0,016\text{м}$	$a = 0,024\text{м}$
0,08	2,00...4,45	1,18...2,82	0,83...2,07
0,10	1,17...2,38	0,63...1,51	0,45...1,11
0,12	0,49...1,08	0,29...0,69	0,20...0,50
0,14	0,17...0,37	0,10...0,24	0,07...0,17
0,16	0,03...0,07	0,02...0,05	0,01...0,03

Польовими експериментами встановлено, що критична енергія ударних імпульсів зламування хвостової частини коренеплодів (діаметром $30 \dots 40\text{мм}$) складає $2,5 \dots 3,0\text{Дж}$ [9]. Це відповідає глибині ходу робочого органу $0,10 \dots 0,12\text{м}$.

У першому наближенні енергія ударного імпульсу дорівнює кінетичній енергії робочого органу перед ударом. А тому з виразу

$$m = 2T/V_{\Pi}^2,$$

де m – приведена маса робочого органу; T – кінетична енергія робочого органу перед ударом; V_{Π} – швидкість поступального руху копача; визначаємо приведену масу, при якій відбувається зламування коренеплоду. При $V_{\Pi} = 1,4\text{м/с}$, $m = 2,55$ кг; при $V_{\Pi} = 2,0\text{м/с}$, $m = 1,25$ кг; при $V_{\Pi} = 2,2\text{м/с}$, $m = 1,03$ кг. Отже отримані значення приведеної маси близькі до представлених у таблиці при $z = 0,10$ м.

Таким чином, дані розрахунки надали можливість отримати досить широкий спектр значень приведених мас робочого органу. Звичайно, при розробці конкретного вібраційного викопуючого робочого органу, ми маємо справу з конкретним значенням приведеної маси. Проте, використовуючи результати наведених вище розрахунків, завжди можна сказати, який кінематичний режим руху робочого органу забезпечує дана приведена маса з умов незламування коренеплодів. Більш того, вибравши конкретне значення приведеної маси із отриманого спектру значень приведених мас (або близьке до нього), можна

розрахувати значення допустимих частот для більш широкого спектру амплітуд, глибин ходу робочого органу, швидкостей поступального руху копача.

Дані розрахунки можна провести, використовуючи вираз (57).

Наприклад, вибираємо з табл.1 значення приведеної маси $m = 1,5\text{кг}$, яка належить діапазону приведених мас $m = 1,17...2,38$ (глибина ходу робочого органу – $0,10\text{ м}$, амплітуда коливань – $0,008\text{ м}$).

За виразом (57) розраховуємо допустиму частоту коливань робочого органу як функцію від швидкості поступального руху копача і амплітуди коливань робочого органу, тобто $\nu = \nu(V_{II}, a)$. При цьому швидкість поступального руху копача змінюється у межах $1,4...2,2\text{ м/с}$, а амплітуда – у межах $0,008...0,024\text{ м}$. Результати розрахунків наведено у таблиці 2.

Таблиця 2 - Результати розрахунків

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливань робочого органу, Гц
0,08	9,97...33,08
0,10	4,01...15,17
0,12	0,243...3,89

Як видно з таблиці, діапазон частот $\nu = 0,243...3,89\text{ Гц}$ забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу $0,12\text{ м}$ і менше, діапазон частот $\nu = 4,01...15,17\text{ Гц}$ забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу $0,10\text{ м}$ і менше, а діапазон частот $\nu = 9,97...33,08\text{ Гц}$ – на глибині ходу робочого органу $0,08\text{ м}$ і менше. Таким чином, теоретично можна розрахувати значення частот коливань робочого органу з умов незламування коренеплодів для досить широкого спектру кінематичних режимів роботи вібраційного викопуючого органу. Нижче наведено графік функції $\nu = \nu(V_{II}, a)$ та контурний графік для приведеної маси робочого органу $m = 1,5\text{ кг}$ та глибини ходу $z = 0,10\text{ м}$ (рис. 3).

Як видно з наведеного графіка, допустима частота досить істотно залежить від амплітуди коливань робочого органу: зі збільшенням амплітуди коливань допустима частота різко зменшується. Допустима частота коливань також зменшується зі зростанням швидкості поступального руху копача.

Аналогічні розрахунки проведені для приведеної маси $m = 1\text{ кг}$ для тих же діапазонів швидкості поступального руху та амплітуд коливань робочого органу. Результати цих розрахунків наведені в табл. 3.

Таблиця 3 - Результати розрахунків

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливень робочого органу, Гц
0,08	16,41...52,38
0,10	7,45...25,52
0,12	1,81...8,60

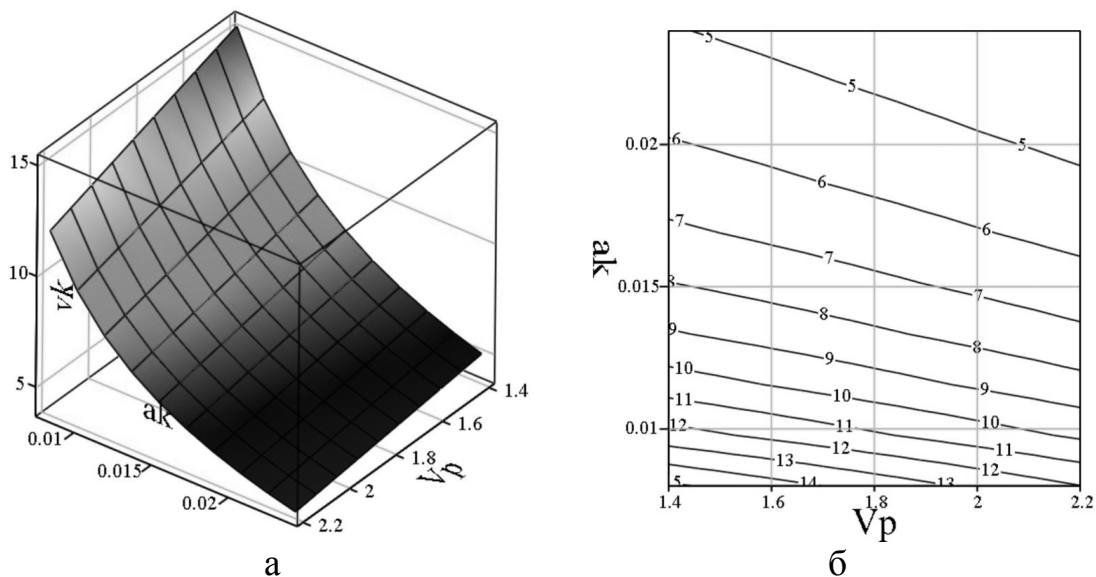


Рис.3. Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливень робочого органу $\nu = \nu(V_p, a)$, Гц, за умови незламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органу $z = 0,10$ м; приведена маса робочого органу $m = 1,5$ кг).

Таблиця 4 - Результати розрахунків приведеної маси $m = 0,8$ кг значення допустимих частот

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливень робочого органу, Гц
0,08	21,23...66,86
0,10	10,04...33,28
0,12	2,99...12,13

Досить зручно визначати значення допустимої частоти для кожної пари значень (V_p, a) , користуючись контурними графіками. Чим дрібніша координатна сітка, тим точніше і зручніше визначати допустимі частоти.

Отже, розроблена теорія ударної взаємодії робочого органу з закріпленим у ґрунті коренеплодом та створений на її основі розрахунок

ковий алгоритм дають можливість з допомогою персонального комп'ютера розрахувати досить широкий спектр кінематичних режимів роботи вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних і технологічних параметрів з умов незламування коренеплодів.

Зокрема, з теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, отримано досить широкий спектр значень допустимих частот коливань робочого органу. Однак, необхідно на отримані вище значення допустимих частот накласти обмеження як зверху, так і знизу. Обмеження зверху визначаються надійністю привода робочого органу у коливальний рух, адже при надмірно високих частотах різко зростають динамічні навантаження на елементи привода, що значно знижує надійність і довговічність привода. Згідно експериментальних досліджень, надійність привода різко зменшується для існуючих конструкцій приводів, коли частота коливань робочого органу стає вищою 20 Гц [8]. Обмеження отриманих значень допустимих частот знизу визначається можливістю здійснення захвату коренеплоду вібраційним робочим органом під час знаходження коренеплоду в робочому руслі копача. А тому важливо проаналізувати залежність кількості можливих варіантів захвату коренеплоду вібраційним викопуючим робочим органом протягом часу перебування його у робочому руслі копача від параметрів процесу: швидкості поступального руху копача, довжини його робочого русла і частоти коливань робочих поверхонь вібраційного викопуючого робочого органу.

Оскільки при вібраційному викопуванні коренеплодів вилучення можливе лише при безпосередньому контакті робочого органу з коренеплодом, то важливим питанням є довжина задньої частини робочого русла копача, починаючи від точки першого контакту з коренеплодом до кінця робочого русла (тобто довжина, протягом якої відбувається контакт коренеплоду і його безпосереднє вилучення з ґрунту). Звичайно, що ця довжина може бути різною (враховуючи різні конструкційні рішення, що враховують неоднакові розміри коренеплодів, тощо), проте вона повинна мати якусь середню величину l , яку і можна в подальшому прийняти за розрахункову.

Знайдемо аналітичну залежність кількості коливань вібраційного викопуючого робочого органу при взаємодії з коренеплодом від довжини його робочого русла, частоти коливань і поступальної швидкості руху копача.

Отже, якщо l – відстань від точки першого контакту з коренеплодом до кінця робочого русла копача, а V_{II} – швидкість поступального руху копача, то час знаходження коренеплоду у зазначеній зоні робочого русла буде дорівнювати

$$t_p = \frac{l}{V_{II}}. \quad (60)$$

За цей час робочий орган здійснить таку кількість коливань

$$k = \nu \frac{l}{V_{II}}, \quad (61)$$

де ν – частота коливань вібраційного робочого органу, Гц

Таким чином, наприклад, якщо згідно [8] прийняти, $V_{II} = 2$ м/с, $\nu = 20$ Гц, $l = 0,1$ м (саме мінімальне із можливих значень довжини), то матимемо таку кількість коливань вібраційного викопуючого робочого органу

$$k = \frac{20 \cdot 0,1}{2} = 1 \text{ коливання.}$$

Тепер, знаючи кількість коливань, що здійснить вібраційний робочий орган, необхідно знати, скільки захватів коренеплоду він здійснить за одне повне коливання. Можна довести, що за одне коливання робочого органу під час перебування коренеплоду у задній частині робочого русла копача робочий орган здійснить один або два захвати коренеплоду.

Якщо коренеплід буде слабо закріплений у ґрунті, то не виключено, що вилучення може відбутися відразу при першому захваті вібраційним викопуючим робочим органом.

Звичайно, одного захвату для вилучення міцно зв'язаного з ґрунтом коренеплоду може бути недостатньо. При цьому очевидно необхідно значно збільшити зусилля захвату, проте це може призвести до руйнування та розриву тіла коренеплоду. Однак, цілком очевидно, що наявність лише одного захвату коренеплоду на певній глибині, який буде сприяти його зриванню з оточуючого і утримуючого ґрунту, та подальший рух у звуженому руслі копача по похилих поверхнях лемешів буде достатнім для повного вилучення коренеплоду.

При $k < 1$ (робочий орган не встигає здійснити повне коливання за час перебування коренеплоду у задній частині робочого русла копача) може відбутися лише один захват коренеплоду робочим органом, або ж – ні одного. Отже коренеплід повинен бути вилучений за один захват робочим органом, або ж, у крайньому випадку, у звуженому робочому руслі копача, за рахунок поступального руху копача (як це відбувається у звичайному лемішному викопуючому робочому органі). Проте вилучення міцно закріпленого у ґрунті коренеплоду у звуженому руслі за рахунок поступального руху копача може призвести до різкого нахилу коренеплоду у напрямку руху копача і його обламання.

Отже, співвідношення між частотою коливань робочого органу, поступальною швидкістю копача та довжиною робочого русла пови-

нно бути таким, щоб робочий орган протягом перебування коренеплоду у задній частині робочого русла встиг здійснити більше одного коливання, тобто повинно щоб $k > 1$, або, в крайньому випадку, $k = 1$.

Звичайно, чим більше k , тим більш плавним і якісним буде процес вилучення коренеплоду з ґрунту вібраційним викопуючим робочим органом, оскільки при більшому числі коливань, що припадає на один коренеплід, можна використати меншу збуруючу силу для вилучення коренеплодів, а отже, зменшити ймовірність розриву тіла коренеплоду. Крім того, чим більше k , тим більше коливань здійснює коренеплід разом з робочим органом, а отже тим більше він буде очищуватись від налиплого ґрунту.

Збільшення числа k можна досягти або збільшенням частоти коливань робочого органу і довжини його робочого русла, або зменшенням поступальної швидкості руху копача. Отже, навіть при $k = 1$, коли робочий орган здійснить лише два захвати коренеплоду за час його перебування у задній частині русла копача на першому етапі вилучення (перший захват коренеплоду і повернення коренеплоду у вихідне положення в інтервалі часу між першим і другим захватом) відбудеться коливальний процес і буде мати місце збурення коренеплоду під дією збуруючої сили і його повернення у вихідне положення під дією відновлюючих сил (сили пружності ґрунту і сили власної пружності коренеплоду). Тим більше, що при $k > 1$ буде коливальний процес, який сприятиме гарантованому вилученню коренеплоду з ґрунту.

Отже, задавши число k ($k \geq 1$) коливань робочого органу, що припадає на один коренеплід під час його перебування в робочому руслі копача, можна завжди знайти співвідношення між параметрами v , l і V_{Π} згідно виразу (61). Зокрема, для конкретних значень l і V_{Π} з виразу (61) знаходимо

$$v = \frac{kV_{\Pi}}{l} \quad (62)$$

Таким чином визначається мінімальна частота коливань робочого органу, що забезпечує раціональний режим вібраційного викопування коренеплодів. Якщо $k = 1$ (одне коливання робочого органу, що припадає на коренеплід), то з виразу (62) отримуємо

$$v = \frac{V_{\Pi}}{l}. \quad (63)$$

Якщо частота коливань робочого органу буде меншою за отриману з виразу (63), то режим вібраційного викопування коренеплодів буде порушено. Це означає, що деякі коренеплоди не будуть захоплені робочим органом у вібраційному процесі, а тому залишаться не вилученими, або будуть зламані у хвостовій частині. Все це призведе до небажаної втрати коренеплодів при їх викопуванні.

Отже, необґрунтоване співвідношення між параметрами k , v , l і V_{Π} є однією з основних причин втрати частини коренеплодів у існуючих бурякозбиральних машинах при вібраційному викопуванні.

Побудуємо графік залежності мінімально допустимої частоти v від швидкості V_{Π} поступального руху копача при $k = 1$ і $l = 0,10\text{м}$, $l = 0,15\text{м}$ та $l = 0,20\text{м}$ згідно виразу (63).

Як видно з отриманих графіків, з ростом швидкості поступального руху копача зростає мінімальна допустима частота коливань робочого органу, яка забезпечує одноразовий захват коренеплоду робочим органом.

Отже, для кожної швидкості V_{Π} поступального руху копача і довжини l задньої частини робочого русла існує конкретне значення мінімальної частоти, нижче якого порушується процес вібраційного викопування коренеплодів, тобто деякі коренеплоди не вилучаються вібраційним викопуючим органом.

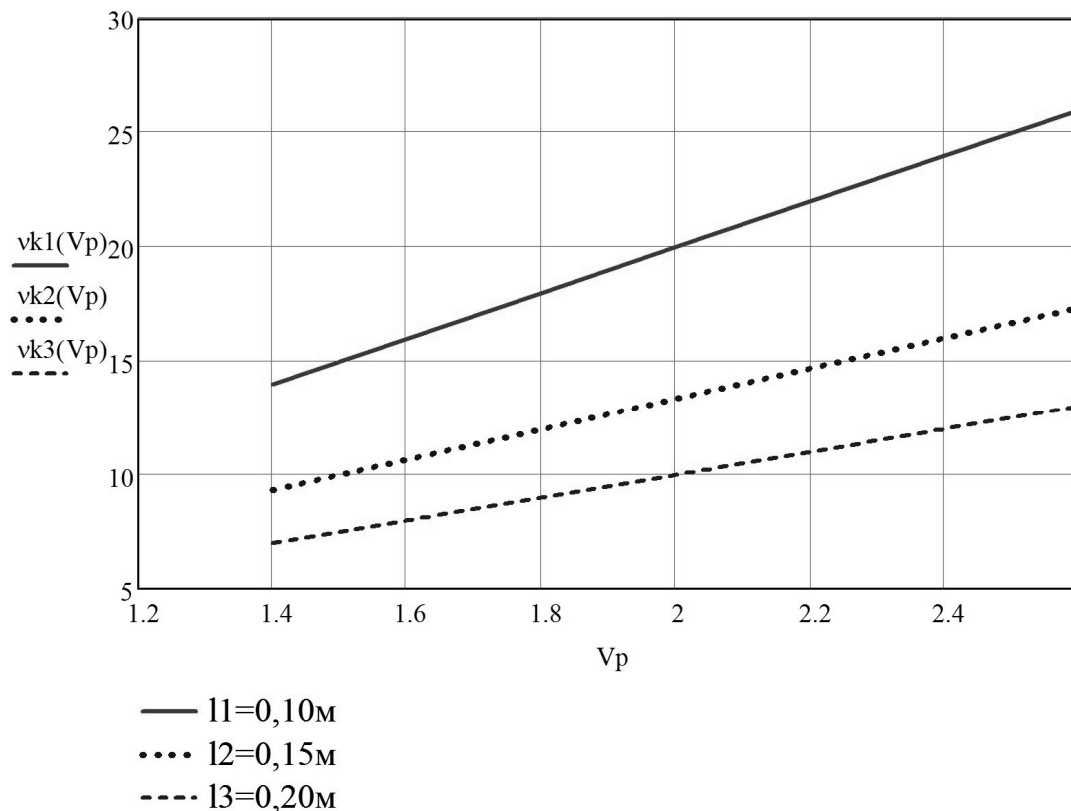


Рис. 4. Графіки залежності мінімально допустимої частоти v коливань вібраційного викопуючого робочого органу від швидкості V_{Π} поступального руху копача при значеннях довжини задньої частини робочого русла $l = 0,10\text{м}$; $0,15\text{м}$; $0,20\text{м}$.

Як видно з графіка, при $l=0,1$ м, частота $\nu=20$ Гц забезпечує вібраційний процес викопування коренеплодів для всіх значень швидкості V_{Π} поступального руху копача, менших за $2,0$ м/с, а при $l=0,15$ м частота 20 Гц – для всіх значень швидкості V_{Π} , менших за $3,0$ м/с. Отже, при $l=0,1$ м, якщо необхідно забезпечити швидкість поступального руху копача $V_{\Pi}=2,0$ м/с, то всі множини значень допустимих частот, отримані з умов непошкодження коренеплодів при ударній взаємодії з робочим органом, необхідно обмежити знизу значенням частоти $\nu=20$ Гц.

Таким чином, якщо для деяких, розглянутих вище кінематичних режимів, отримані значення допустимих частот при ударній взаємодії, менші ніж $\nu=20$ Гц, то вони завідома не задовольняють умовам нормального протікання процесу вібраційного викопування коренеплодів при швидкості руху копача $V_{\Pi}=2,0$ м/с.

Якщо ж з умов непошкодження коренеплодів при ударній взаємодії отримані значення допустимих частот більші за 20 Гц, то їх прийнятність необхідно розглядати з погляду надійності і довговічності приводу робочого органу у коливальний рух.

Дані теоретичні міркування досить чітко підтверджуються експериментальними дослідженнями маси витрачених коренеплодів цукрового буряку. Наприклад, при швидкості поступального руху копача $V_{\Pi}=2,1$ м/с і частоті коливань робочого органу $\nu=20,3$ Гц маса втрачених коренеплодів становить $0,64\%$, при частоті $\nu=15,7$ Гц – $2,2\%$, а при частоті $8,5$ Гц – $3,48\%$.

Отже, при швидкості руху $V_{\Pi}=2,1$ м/с, частота коливань $\nu=20,3$ Гц забезпечує нормальний режим вібраційного викопування коренеплодів, а частоти $\nu=15,7$ Гц і $\nu=8,5$ Гц – забезпечують недостатньо, тобто деякі коренеплоди не вилучаються робочим органом, або ж зламуються у хвостовій частині. Це підтверджують розрахунки за виразом (63).

При швидкості руху $V_{\Pi}=1,3$ м/с і частоті коливань $\nu=20,3$ Гц маса втрачених коренеплодів становить $0,34\%$, при частоті $\nu=15,7$ Гц – $0,50\%$, а при частоті $\nu=8,5$ Гц – $1,84\%$. Отже, частоти $\nu=20,3$ Гц і $\nu=15,7$ Гц забезпечують нормальний режим вібраційного викопування коренеплодів, а частота $\nu=8,5$ Гц забезпечує недостатньо.

Згідно [9], в процесі швидкого удосконалення вібраційних викопуючих робочих органів бурякозбиральних машин, що випускаються всіма ведучими фірмами Європи, частота коливань робочих органів зросла від $3,3\dots 6,0$ Гц до 10 Гц, тобто у виробничих умовах досягти частоти коливань, вищої за 10 Гц, поки що не вдається із-за недостатньої надійності механізму приводу робочого органу у коливальний рух. А тому, з вище наведених розрахунків випливає, що для того,

щоб забезпечити нормальний режим протікання процесу вібраційного викопування коренеплодів при швидкості поступального руху копача $V_{\Pi}=2,0\text{ м/с}$ і частоті коливань робочого органу $\nu=10\text{ Гц}$ необхідно мати такі співвідношення між геометричними параметрами робочого органу, які б забезпечили довжину кінця робочого русла копача (відстань від точки першого контакту робочого органу з коренеплодом до кінця робочого русла) $l \geq 0,2\text{ м}$. В протилежному випадку, при швидкості $V_{\Pi}=2,0\text{ м/с}$, режим вібраційного викопування буде порушено. Як сказано у [9], емпірично встановлено, що збільшення амплітуди коливань робочого органу викликає більший технологічний ефект, ніж збільшення частоти (амплітуда зростає від 8...14 мм до 20 мм у вібраційних органах бурякозбиральних машин Європи), однак необхідно враховувати і значення мінімальної частоти для забезпечення нормального режиму протікання процесу вібраційного викопування коренеплодів цукрового буряку.

Висновки.

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

2. На основі рівняння ударної взаємодії визначено ударний імпульс та максимальна ударна сила, які виникають при зазначеній взаємодії.

3. 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.

4. Визначено досить широкий спектр приведених мас та допустимих частот коливань вібраційного викопуючого робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплодів.

5. Визначені мінімально допустимі частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з умов обов'язкового захвату кожного коренеплоду викопуючими лемешами для заданої швидкості поступального руху копача.

Література

1. *Василенко П.М.* Вибрационный способ уборки коренеплодов / *П.М. Василенко, Л.В. Погорельий, В.В. Брей* // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.- 1970.- №2. – С.9-13.
2. *Булгаков В.М.* Теорія вібраційного викопування коренеплодів: Механізація сільськогосподарського виробництва/ *В.М. Булгаков, І.В. Головач, Д.Г. Войтюк* // Збірник наукових праць Національного аграрного університету.- 2003.- Том 14. – С. 34-86.
3. *Булгаков В.М.* Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібра-

ційному викопуванні // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / *В.М. Булгаков, І.В. Головач, Д.Г. Войтюк*. - Мелітополь, 2004. – Вип. 18. -С. 8-24.

4. *Булгаков В.М.* Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні: вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Збірник наукових праць. - Харків, 2005. – Вип. 39.-С. 23-39.

5. *В.М. Булгаков* Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* //Техніка АПК.- 2006.-№ 6, 7, 8. – С. 36-38.

6. *Булгаков В.М.* Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. -Харків, 2006. – Вип. 44, т. 2. -С. 131-155.

7. *Головач І.В.* Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні / *І.В. Головач* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.- Харків, 2006. – Вип. 44, т. 2. -С. 77-100.

8. Свеклоубочные 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.

9. *Погорельый Л.В.* Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз) / *Л.В. Погорельый, Н.В. Татьяна* – К.: Феникс, 2004. – 232 с.

10. *Булгаков В.М.* Дослідження ударної взаємодії викопуючого робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду при вібраційному викопуванні цукрових буряків / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Техніка АПК.- 2008.- № 1,2.

11. *Пановко Я.Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара / *Я.Г. Пановко*. – Л.: Политехника, 1990. – 272 с.

12. *Пановко Я.Г.* Введение в теорию механического удара / *Я.Г. Пановко* – М.: Наука, 1985. – 287с.

13. *Бутенин Н.В.* Курс теоретической механики.- Т.2. Динамика / *Н.В. Бутенин , Я.Л. Луиц , Д.Р. Меркин* . – М.: Наука, 1985. – 496 с.

14. *Булгаков В.М.* Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв, 2002. – Спец. Вип. 4(18). Том 1. - С.37-63.

ТЕОРИЯ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИОННОГО ВЫКАПЫВАЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА С КОРНЕПЛОДОМ САХАРНОГО БУРЯКА, ЗАКРЕПЛЕННОГО В ПОЧВЕ

Булгаков В.М. , Головач И.В., Веселовский Мариан, Новак Януш

Аннотация - теория ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с корнеплодом сахарной свеклы, закрепленным в почве.

Аналитически исследован процесс ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с закрепленным в почве корнеплодом сахарной свеклы. Полученные аналитические зависимости дают возможность обосновать кинематические режимы и конструкционные параметры вибрационного выкапывающего рабочего органа из условий неповреждения корнеплодов.

A THEORY OF SHOCK CO-OPERATION VIBRATIONAL DIGGING UP WORKING DEVICE IS WITH THE ROOT CROP OF SUGAR BEET, FASTENED IN SOIL

V.Bulgakov, I.Golovach, M. Veselovskiy, Yanush Novak

Summary

The theory of shock interaction of a vibrational digging out executive device with a root crop of a sugar beet which is fixed in soil.

Process of shock interaction of a vibrational digging out executive device with the root crop of a sugar beet fixed in soil is analytically examined.

The received analytical dependences afford an opportunity to justify kinematic conditions and constructional parameters of a vibrational digging out executive device, proceeding from conditions of undamageability of root crops.