

## **КОНСТРУКЦІЙНО-КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАЛЬНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ПРИ УДАРНОМУ КОНТАКТІ З ТІЛОМ КОРЕНЕПЛОДУ**

**В. Адамчук**, д-р техн. наук, академік НААН України,  
*Національний науковий центр "ІМЕСГ" НААН України*

**В. Булгаков**, д-р техн. наук, академік НААН України,

**І. Головач**, д-р техн. наук,

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

*Побудовано розрахункову математичну модель ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з коренеплодом цукрового буряка, закріпленого в ґрунті. При цьому взаємодія викопувального лемеша з тілом коренеплоду відбувається в одній точці. На підставі теореми про зміну кількості руху в момент удару складена система рівнянь, що описує ударну взаємодію під час викопування з ґрунту коренеплоду цукрового буряку. Після проведених перетворень були отримані аналітичні залежності для колової частоти коливань робочого органу та частота коливань робочого органу у герцах. Подальше чисельне рішення на ПЕОМ отриманих виразів дало можливість отримати значення приведених мас та допустимих частот коливань вібраційного викопувального робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплодів цукрового буряку при ударній взаємодії. Визначено спектри допустимих зведених до точки удару мас робочого органу, допустимих частот коливань робочого органу та допустимих швидкостей поступального руху копача з умов незламування коренеплодів під час удару з урахуванням конструкційних параметрів вібраційного викопувального робочого органу та фізико-механічних властивостей коренеплодів цукрового буряку.*

**Ключові слова:** *коренеплід, вібраційний викопувальний робочий орган, ґрунт, пружне середовище, ударна взаємодія, ударний імпульс, коливання, амплітуда, частота.*

**Вступ.** Найбільш широкого використання на збиранні коренеплодів цукрових буряків набуло вібраційне їх викопування, що обумовлено низкою 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 всебічного аналітичного дослідження та подальшого вдосконалення вібраційних викопувальних органів.

**Суть проблеми.** Необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу бурякозбиральними машинами є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів під час їх викопування. Причому, найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує за наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. Цілком очевидно, що при високих швидкостях поступального руху сучасних бурякозбиральних машин, а також високих швидкостях коливального руху вібраційного викопувального робочого органу, особливо у разі його роботи в сухому й твердому ґрунті, можлива ударна взаємодія викопувальних лемешів з тілом коренеплоду в момент наїзду робочого органу на коренеплід.

А тому виникає необхідність докладно дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів насамперед визначити кінематичні і конструкційні параметри викопувальних робочих органів з умов непошкодження коренеплодів під час ударної взаємодії.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1] – [6]. Проте ударна взаємодія вібраційного викопувального органу з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [7] і [8] приведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду. І, нарешті, у роботі [9] досліджена ударна взаємодія вібраційного викопувального органу в момент його зустрічі з тілом коренеплоду, тобто в момент його наїзду на коренеплід.

**Мета дослідження** – обґрунтувати раціональні конструкційні і кінематичні параметри вібраційних викопувальних робочих органів та виконання ними технологічного процесу викопування коренеплодів цукрових буряків з умов їхнього незламування.

**Виклад основної частини дослідження.** Для аналітичного розгляду ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряку, закріпленого у ґрунті, необхідно насамперед скласти еквівалентну схему. Оскільки коренеплоди цукрових буряків відносно осі рядка досить часто розташовані з деяким відхиленням, то нерідко може мати місце ударна взаємодія коренеплоду з вібраційним викопувальним робочим органом в одній точці, тобто з одним із його клинів. У подальшому будемо розглядати саме такий випадок. Вібраційний викопувальний робочий орган – це лемішний копач, який рухається поступально і одночасно здійснює коливання у поздовжньо-вертикальній площині (рис. 1). Крім того, слід зауважити, що при наближенні вібраційного викопувального 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

грунту. Таким чином, в момент наїзду лемешів робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. Оскільки ударний імпульс має деяке скінченне значення, а діє він у дуже короткий проміжок 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 [10].

Звичайно подальший (післяударний) 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 під час удару роль пружного або в'язкого буфера (в залежності від механічного складу та вологості ґрунту). Звичайно, чим твердішим і сухішим є ґрунт, тим наведені вище уявлення є адекватнішими реальному процесу удару.

А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш імовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок і є предметом цього дослідження. 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.

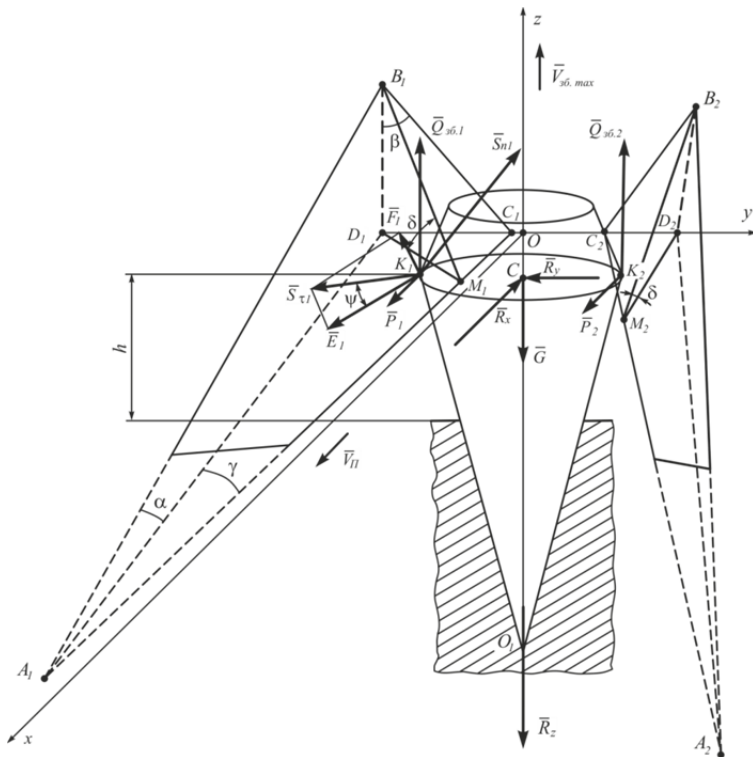


Рисунок 1 – Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплodu, закріпленим у ґрунті, в одній точці

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 спрямований 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 з гіпотезою Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюються подібно закону Кулона для тертя [11]:

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху під час удару [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{\tau 1}, \quad (1)$$

де  $\bar{V}$  – швидкість робочого органу до удару;  $\bar{U}$  – швидкість робочого органу після удару;  $m$  – зведена до точки удару маса робочого органу.

Після необхідних перетворень отримуємо систему рівнянь:

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

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 співударяння двох тіл [12].

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення  $\varepsilon$ .

Остаточно, після проведення відповідних аналітичних перетворень [9] були визначені основні формули для визначення конструкційно-кінематичних параметрів вібраційного викопувального робочого органу під час ударної взаємодії з тілом коренеплоду цукрового буряку.

Так, якщо задатися поступальною швидкістю бурякозбиральної машини, то значення максимальної швидкості коливального руху вібраційного викопувального робочого органу буде дорівнювати:

$$V_{зб.маx} = \frac{1}{tg\beta} \left( \frac{[M_{зз}]t_{y\delta}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_n tg\gamma \right). \quad (3)$$

Був також отриманий аналітичний вираз для знаходження, при заданій амплітуді, колової частоти коливань робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплоду при його ударній взаємодії з вібраційним викопувальним робочим органом:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left( \frac{[M_{зз}]t_{y\delta}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_n tg\gamma \right), \quad (4)$$

Тоді частота коливань робочого органу у герцах буде дорівнювати:

$$v = \frac{1}{2\pi a t g \beta} \left( \frac{[M_{3z}] t_{\text{уд.}}}{ABh m (1 + \varepsilon)} - V_{\text{п}} t g \gamma \right). \quad (5)$$

де  $v$  – частота коливань робочого органу, Гц;  $m$  – приведена до точки удару маса робочого органу, кг;  $a$  – амплітуда коливань робочого органу, м;  $[M_{3z}]$  – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, за якого не відбувається зламування коренеплоду, Нм;  $h$  – відстань від точки удару до точки умовного закріплення коренеплоду у ґрунті, м;  $\varepsilon$  – коефіцієнт відновлення під час удару;  $V_{\text{п}}$  – швидкість поступального руху копача, м/с;  $t_{\text{уд.}}$  – тривалість удару, с;  $\beta, \gamma$  – кутові параметри клина, град.;  $A, B$  – коефіцієнти, аналітичні вирази яких наведені в [9], що характеризують геометричні параметри робочого органу і умови виконання технологічного процесу.

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопувального 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 викопувального робочого органу.

Для проведення розрахунку значення необхідних величин, що входять у вираз (2), вибираємо згідно з [7], [8].

Важливим конструкційним параметром для визначення ударної взаємодії є маса робочого органу, приведена до точки удару. Орієнтовний набір значень приведених мас можна отримати з виразу (2), якщо задати діапазони амплітуд і частот коливань вібраційних викопувальних робочих органів і поступальних швидкостей існуючих бурякозбиральних машин. Згідно з [7] і [8] використовують такі діапазони значень названих параметрів:

- амплітуда коливань робочого органу  $a = 8\text{-}24$  мм;
- частота коливань робочого органу  $v = 7,5\text{-}20,3$  Гц;
- швидкість поступального руху копача  $V_{\text{п}} = 1,4\text{-}2,2$  м/с.

З виразу (5) отримуємо вираз для підрахунку приведеної маси:

$$m = \frac{[M_{3z}] t_{\text{уд}}}{ABh(1 + \varepsilon) (2v\pi a t g \beta + V_{\text{п}} t g \gamma)} \quad (6)$$

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  $\nu$  коливань робочого органу і швидкості  $V_{II}$  поступального руху копача, тобто  $m = m(\nu, V_{II})$ .

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.

Оскільки робоча глибина ходу викопувальних робочих органів у більшості випадків не перевищує 0,10 м [8], то наведемо приклад варіанту розрахунку для  $z = 0,10$  м і амплітуди  $a = 0,016$  м. Для даного випадку графік функції  $m = m(\nu, V_{II})$  та відповідний контурний графік наведені на рисунку 2.

При цьому частоти змінюються в межах  $\nu = 7,5-20,3$  Гц, а швидкості поступального руху копача – в межах  $V_{II} = 1,4-2,2$  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  $m = 1,07-2,38$  кг, а при  $z = 0,10$  м і амплітуді  $a = 0,024$  м – в межах  $m = 0,45-1,11$  кг.

Приведена маса робочого органу також зменшується зі збільшенням глибини ходу робочого органу. Так, при амплітуді  $a = 0,016$  м і глибині ходу робочого органу  $z = 0,10$  м приведена маса змінюється у межах 0,63...1,51 кг, а при тій же амплітуді і глибині ходу робочого органу  $z = 0,12$  м – у межах 0,29-0,69 кг.

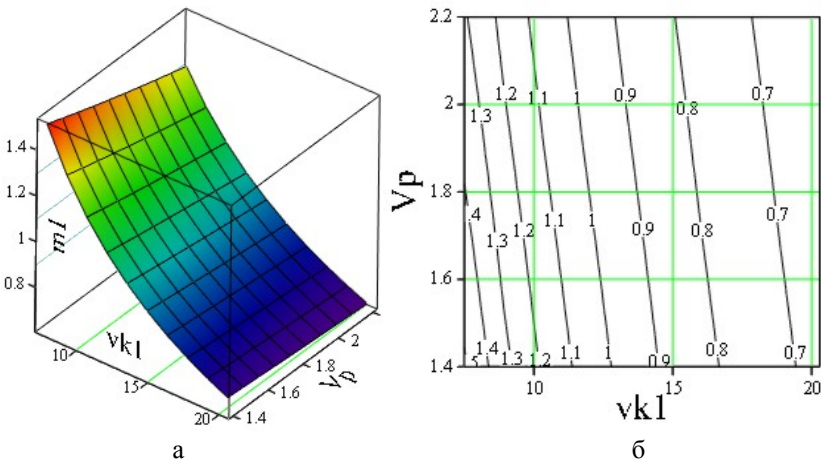


Рисунок 2 – Поверхня (а) та контурний графік (б) значень приведеної до точки удару маси робочого органу  $m(\nu, V_{II})$ , кг (глибина ходу робочого органу  $z = 0,10$  м; амплітуда коливань  $a = 0,016$  м)

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  $\nu = 7,5-20,3$  Гц і швидкості поступального руху копача у межах  $V_{II} = 1,4-2,2$  м/с представлені в таблиці 1.

**Таблиця 1 – Результати розрахунків приведених мас при зміні частоти і швидкості поступального руху копача**

Глибина ходу робочого органу, м	Значення приведених мас, кг		
	$a = 0,008$ м	$a = 0,016$ м	$a = 0,024$ 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 зламання хвостової частини коренеплідів (діаметром 30-40 мм) складає 2,5-3,0 Дж [8]. Це відповідає глибині ходу робочого органу 0,10-0,12 м.

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

$$m = \frac{2T}{V_{II}^2}, \quad (7)$$

де  $m$  – приведена маса робочого органу;  $T$  – кінетична енергія робочого органу перед ударом;  $V_{II}$  – швидкість поступального руху копача.

Визначаємо приведену масу, при якій відбувається зламання коренеплоду.

При  $V_{II} = 1,4$  м/с,  $m = 2,55$  кг; при  $V_{II} = 2,0$  м/с,  $m = 1,25$  кг; при  $V_{II} = 2,2$  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 викопувального 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 незламання коренеплідів. Більше того, вибравши



конкретне значення приведеної маси з 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 (5).

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

За виразом (5) 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 м/с, а амплітуда – у межах 0,008-0,024 м.

Результати розрахунків наведено у таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунків зміни частоти коливань робочого органу

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  $\nu = 0,243 \dots 3,89$  Гц забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу 0,12 м і менше, діапазон частот  $\nu = 4,01 \dots 15,17$  Гц забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу 0,10 м і менше, а діапазон частот  $\nu = 9,97 \dots 33,08$  Гц – на глибині ходу робочого органу 0,08 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 викопувального органу.

Нижче наведено графік функції  $\nu = \nu(V_{II}, a)$  та контурний графік для приведеної маси робочого органу  $m = 1,5$  кг та глибини ходу  $z = 0,10$  м (рис. 3).

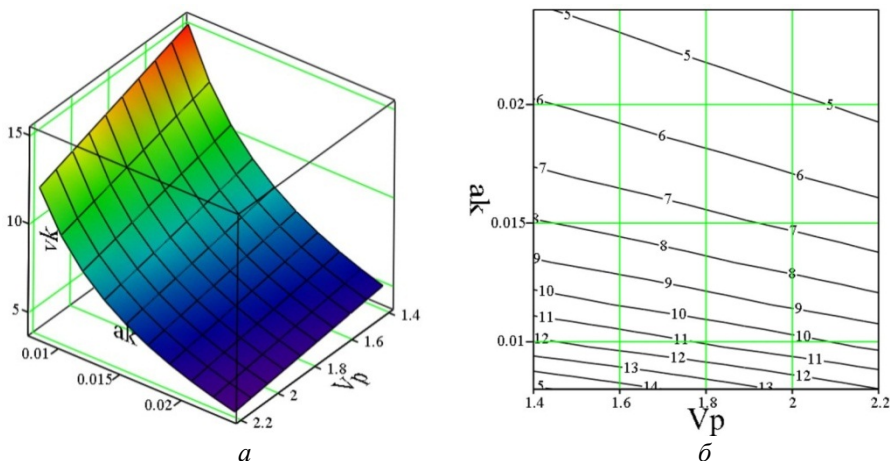


Рисунок 3 – Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань робочого органу  $\nu = \nu(V_p, a)$  Гц, за умови незламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органу  $Z = 0,10$  м; приведена маса робочого органу  $m = 1,5$  кг)

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.

Отже, розроблена теорія ударної взаємодії робочого органу з закріпленням у ґрунті коренеплодом дає можливість за допомогою персонального комп'ютера розрахувати досить широкий спектр кінематичних режимів роботи вібраційного викопувального робочого органу з урахуванням його конструкційних і технологічних параметрів з умов незламування хвостової частини коренеплодів.

### Висновки:

1. Основним науковим результатом, отриманим в даному дослідженні, є розробка теорії ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з коренеплодом цукрового буряку, закріпленням у ґрунті, під час наїзду робочого органу на коренеплід цукрового буряку.

2. Побудована математична модель ударної взаємодії робочого органу з коренеплодом в одній точці, на підставі якої отримані аналітичні умови незламування хвостової частини коренеплодів під час зазначеної взаємодії.

3. Розроблено алгоритм розрахунку допустимої частоти коливань вібраційного викопувального робочого органу з умов незламування коренеплодів під час ударної взаємодії.

4. Визначено спектри допустимих зведених до точки удару мас робочого органу, допустимих частот коливань робочого органу та допустимих швидкостей поступального руху копача з умов незламування коренеплодів під час удару з урахуванням конструкційних параметрів вібраційного викопувального робочого органу та фізико-механічних властивостей коренеплодів цукрового буряку.

5. Розрахункові значення зведених мас отримані при зміні частоти коливань робочого органу у межах  $\nu = 7,5-20,3$  Гц і швидкості поступального руху копача у межах  $V_{\text{п}} = 1,4-2,2$  м/с для різних значень глибини ходу робочого органу (0,08-0,16 м) та різних амплітуд коливань робочого органу (0,008 м; 0,016 м; 0,024 м).

6. Рекомендовані значення допустимих частот коливань робочого органу, визначені з умов незламування хвостової частини коренеплодів при ударній взаємодії та з умов обов'язкового захвату кожного коренеплоду робочим органом для діапазону швидкостей поступального руху, становить 1,3-2,2 м/с:

– для зведеної маси робочого органу  $m = 0,8$  кг: при глибині ходу у ґрунті 0,08 м та амплітуді коливань 0,008-0,024 м, допустима частота коливань становить 21,2 Гц; при глибині ходу 0,10 м – 10,0 Гц; при глибині ходу 0,12 м – 9,0 Гц;

– для зведеної маси робочого органу  $m = 1,0$  кг: при глибині ходу у ґрунті 0,08 м та амплітуді коливань 0,008-0,024 м, допустима частота коливань становить 16,4 Гц; при глибині ходу 0,10 м та амплітуді коливань 0,008-0,018 м – допустима частота коливань 10,0 Гц, при амплітуді 0,020-0,024 м – 8,3 Гц;

– для зведеної маси робочого органу  $m = 1,5$  кг: при глибині ходу у ґрунті 0,08 м та амплітуді коливань 0,008-0,024 м, допустима частота коливань становить 10,0 Гц; при глибині ходу 0,10 м та амплітуді коливань 0,008-0,010 м – допустима частота коливань 10,0 Гц, при амплітуді 0,012 м – 8,0 Гц;

– для зведеної маси робочого органу  $m = 2,0$  кг: при глибині ходу у ґрунті 0,08 м та амплітуді коливань 0,008-0,016 м, допустима частота коливань становить 10,0 Гц, при амплітуді коливань 0,018-0,020 м – 8,1 Гц).

### Література

1. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.

2. Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”, 2003, Том XIV. – С. 34-86.

3. *Булгаков В.М., Головач І.В.* Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 18. Мелітополь, 2004. – С. 8-24.

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

5. *Булгаков В.М., Головач І.В.* Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 131-155.

6. *Головач І.В.* Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 77-100.

7. 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.

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

9. *Адамчук В.В., Булгаков В.М., Головач І.В.* Теорія ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з коренеплодом цукрового буряка, закріпленим у ґрунті. // *Механізація та електрифікація с/г: Міжвід. темат. наук. зб.* – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. №92. – С. – 26-42.

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

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

12. *Бутенин Н.В.* Курс теоретической механики : учебн. [для вузов] / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин – М. : Наука, 1985. – Т. II: Динамика. – 496 с.

### **Аннотация**

*Построена расчетная математическая модель ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с корнеплодом сахарной свеклы, закрепленным в почве. При этом взаимодействие выкапывающего лемеха с телом корнеплода происходит в одной точке. На основании теоремы об изменении количества движения при ударе составлена система уравнений, которая описывает ударное*

*взаимодействие при выкапывании из почвы корнеплода сахарной свеклы. После проведенных преобразований были получены аналитические зависимости для круговой частоты колебаний рабочего органа и частоты колебаний рабочего органа в герцах. Последующие численные решения на ПЭВМ полученных выражений дали возможность получить значения приведенных масс и допустимых частот колебаний вибрационного выкапывающего рабочего органа при условии не обламывания хвостовой части корнеплода сахарной свеклы при ударном взаимодействии. Определены спектры допустимых приведенных к точке удара масс рабочего органа, допустимых частот колебаний рабочего органа и допустимых скоростей поступательного движения копателя при условии не обламывания корнеплодов при ударе с учетом конструкционных параметров вибрационного выкапывающего рабочего органа и физико-механических свойств корнеплодов сахарной свеклы.*

### **Summary**

*A calculation mathematical model of impact interaction of vibrating digging working body with sugar beet root anchored in the soil. This interaction occurs in a single point. Based on the theorem of change of movement quantity during impact is composed of a system of equations describing the interaction of a shock when digging roots. After the reforms the analytical dependence for the angular frequency of oscillation of the working body and the oscillation frequency in hertz were obtained. Further numerical solution on a PC of these expressions made it possible to obtain the value given by weight and allowable frequencies of vibrating digging working body under the conditions of unbroken root's tail during the shock interaction. The spectrum of permissible reduced to the point of impact of the working body weight, permissible frequencies of the working body and the permissible speed of translational motion under conditions of unbroken roots upon impact, taking into account the design parameters of vibrating digger and the physical and mechanical properties of sugar beet roots were determined.*