



Механізація, електрифікація

УДК 631.356.02

© 2015

В.М. Булгаков,
академік НААН,
доктор технічних наук

І.В. Головач,
доктор технічних наук
Національний
університет
біоресурсів
і природокористування
України

В.В. Адамчук,
академік НААН,
доктор технічних наук
Національний
науковий центр
«Інститут
механізації
та електрифікації
сільського
господарства»

ТЕОРІЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ БУРЯКІВ ЦУКРОВИХ

Мета. Розробити основні положення теорії вібраційного викопування коренеплодів буряків цукрових на підставі розгляду ударної взаємодії викопувального робочого органу з тілом коренеплоду буряка й отримати на їх основі параметри процесу, які забезпечуватимуть непошкодження коренеплодів. **Методи.** Аналітичні дослідження вібраційного викопування коренеплодів буряків цукрових здійснено на підставі теорії механічного удару. **Результати.** Розроблено теорію ударної взаємодії викопувального лемешів вібраційного копача з тілом коренеплоду буряка цукрового за асиметричного його захвату. Отримано аналітичні вирази частоти коливань викопувальних лемешів, при якій виконуються умови непошкодження тіла коренеплоду. Числовий розв'язок отриманих на ПЕОМ рівнянь дав можливість визначити конструкційні та кінематичні параметри вібраційного викопувального робочого органу, при яких не відбувається пошкодження тіл коренеплодів буряків цукрових за їх викопування з ґрунту. **Висновки.** Розроблено еквівалентну схему вібраційного викопування коренеплоду буряка цукрового на підставі розгляду ударної взаємодії тіла коренеплоду з лемешем, коли їх контакт здійснюється тільки в одній точці. Створено теорію вібраційного викопування коренеплоду буряка цукрового з ґрунту за умови, коли ударна взаємодія не спричиняє пошкоджень тіл коренеплодів буряків. Числове розв'язання на ПЕОМ отриманих аналітичних залежностей дало можливість визначити допустимі частоти коливань вібраційного викопувального робочого органу.

Ключові слова: буряк, коренеплід, викопування, вібрації, еквівалентна схема, математична модель, ударний імпульс, амплітуда, частота.

Технологічний процес вібраційного викопування коренеплодів буряка цукрового набув поширення в багатьох бурякосіяльних країнах світу. Багаторічний досвід використання цього процесу показав, що він має ряд переваг порівняно з іншими способами

викопування. Тому саме цей технологічний процес потребує подальшого докладного аналітичного дослідження, що дасть підстави для розробки досконаліших вібраційних викопувальних робочих органів.

Постановка проблеми. Для виконання

технологічного процесу збирання буряків цукрових необхідними умовами є забезпечення продуктивності, зниження енергозатрат та підвищення якості зібраної продукції. Стосовно бурякозбиральних машин — головною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу передусім є непошкодження коренеплодів за їх безпосереднього викопування з ґрунту. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів буряків є за наявності ударної взаємодії викопувального робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, фактично закріпленого в ґрунті. Тому виникає потреба теоретично дослідити згадану ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні та конструкційні параметри вібраційних викопувальних робочих органів, які забезпечували б умови непошкодження коренеплодів буряків цукрових за їх викопування з ґрунту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів відображені в працях [1–5, 9, 10]. Проте ударна взаємодія вібраційного викопувального органу з тілом коренеплоду буряка, закріпленого в ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [6, 7, 13, 14] наведено деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду. Тому у цій роботі досліджується процес вібраційного викопування коренеплоду на підставі розгляду ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду буряка в момент його безпосереднього наїзду на коренеплід і наступного асиметричного захвату. Як свідчить аналіз зарубіжної літератури [15–18], якісним показником викопування коренеплодів буряків цукрових з ґрунту приділяється значна увага.

Мета досліджень — розробити основні положення теорії вібраційного викопування коренеплодів буряків цукрових на підставі розгляду ударної взаємодії викопувального робочого органу з тілом коренеплоду, що міститься в ґрунті, й отримати на їх основі параметри процесу, які забезпечують непошкодження коренеплодів.

Матеріали і методи досліджень. За виконання аналітичного дослідження процесу вібраційного викопування коренеплоду буряка цукрового з ґрунту застосовано механіко-математичний метод, який базується

на побудові математичної моделі процесу з використанням теорії коливань, загальної теорії механічного удару та інших законів механіки.

Результати досліджень. Розглянемо спочатку технологічні та фізико-механічні умови, в яких відбувається процес вібраційного викопування коренеплодів буряків з ґрунту. Оскільки коренеплоди буряків цукрових відносно осі рядка посівів досить часто розміщені з деяким поперечним відхиленням, то нерідко може мати місце ударна взаємодія коренеплоду з викопувальним робочим органом в одній точці, тобто з одним із викопувальних лемешів (клинів).

Крім того, за наближення вібраційного викопувального робочого органу до коренеплоду буряка розпушений ґрунт між лемешами і коренеплодом внаслідок коливань лемешів майже не накопичується, а тому перший контакт лемешів з поверхнею коренеплоду буде безпосереднім чи, принаймні, через досить тонкий шар ґрунту. Отже, за наїзду лемешів викопувального робочого органу на коренеплід буряка відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. Оскільки ударний імпульс має певне скінченне значення, а діє він на дуже короткому проміжку часу, то ударна сила при цьому є досить великою й істотно перевищує значення всіх інших сил, які в цей момент діють на коренеплід. Оскільки коренеплід іще міцно закріплений у ґрунті, то виникає загроза його обламання або розриву.

Очевидно, що обламання або розрив коренеплоду ймовірніші, коли коренеплід закріплений у твердому й сухому ґрунті, тому саме цю ситуацію потрібно дослідити. Передусім складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду за безпосереднього наїзду робочого органу на коренеплід. Для цього подамо 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 . Ці клини встановлено один до одного так, що утворюється робоче русло, задня частина якого звукується (рис. 1). Зазначені клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині (напрямок поступального руху вібраційного викопувального робочого органу показано стрілкою).

Вважатимемо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, відбувається лише

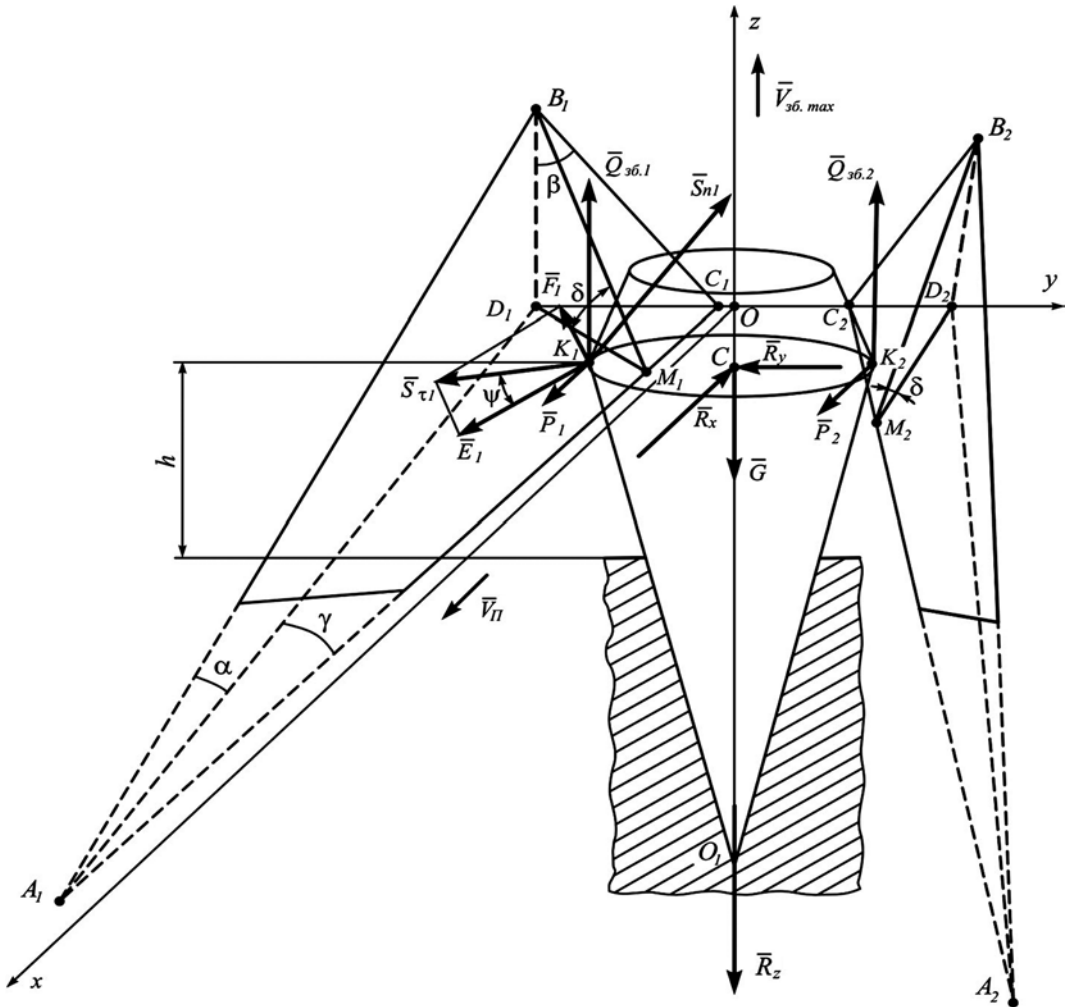


Рис. 1. Еквівалентна схема вібраційного викопування коренеплоду буряка цукрового при ударному контакті

з поверхню клина $A_1B_1C_1$ у точці K_1 (див. рис. 1). Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо або через тонкий шар ґрунту між поверхню клина і коренеплодом буряка.

Для опису ударного процесу потрібно ретельно вибудувати силову схему і вибрати систему координат. Пов'яємо з вібраційним викопувальним робочим органом прямокутну декартову систему координат $Oxyz$, центр O якої міститься посередині звуженого русла копача, вісь Ox збігається з напрямком поступального руху копача, вісь Oz має напрямок вгору, а вісь Oy спрямована у правий бік копача (див. рис. 1). Покажемо сили, які

виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом.

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збудовальна сила $\bar{Q}_{зб.}$, яка змінюється за гармонічним законом і, оскільки вона передається від обох клинів, то на еквівалентній схемі її позначено двома складовими $\bar{Q}_{зб.1}$ і $\bar{Q}_{зб.2}$, які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 на відстані h від поверхні нерозпушеного ґрунту, в якому закріплена нижня (хвостова) частина коренеплоду. Тому маємо таке співвідношення:

$$Q_{зб.1} = Q_{зб.2} = \frac{1}{2} H \sin \omega t \quad (1)$$

де H — амплітуда збурювальної сили, H ; ω — колова частота збурювальної сили, с^{-1} .

Оскільки вібраційний копач рухається поступально в напрямку осі Ox , то в напрямку саме осі Ox діють також рушійні сили P_1 і P_2 , прикладені у точках K_1 і K_2 відповідно. Крім того, в точці безпосереднього 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 позначено через \bar{R}_x , \bar{R}_y та \bar{R}_z відповідно. І зрештою, під час удару на коренеплід буряка з боку вібраційного викопувального робочого органу діє ударний імпульс \bar{S}_{n1} , прикладений у точці K_1 . Цей ударний імпульс спрямований вздовж нормалі до робочої поверхні лемеша, тобто площини $A_1B_1C_1$ [11].

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 формулюється подібно до закону Кулона для тертя [12], тобто $S_{\tau} \leq fS_n$. При цьому f — це динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються. Загалом цей коефіцієнт може не збігатися з коефіцієнтом тертя за безвідривного відносного проковзування тіл. Знак нерівності належить до випадку, коли дотичний імпульс настільки малий, що проковзування тіл не відбувається. І лише за наявності проковзування потрібно приймати знак рівності.

Далі 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 (див. рис. 1), тобто, $\bar{S}_{\tau 1} = \bar{F}_1 + \bar{E}_1$. При цьому є очевидним, що кут ψ між складовою \bar{E}_1 та вектором $\bar{S}_{\tau 1}$ у першому наближенні залежить від відношення $V_{36, \max} / V_n$. Представлений вектор $\bar{S}_{\tau 1}$ дасть можливість у подальшому знайти його проекції на осях Ox , Oy і Oz .

Величина ударного імпульсу може бути різною залежно від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині в момент його наїзду на коренеплід. Крім того, оскільки коренеплід має конічну форму, то за руху вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому разі ударний імпульс виникатиме лише від поступального руху копача.

Дослідимо докладніше коливальний рух вібраційного викопувального 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 вібраційного викопувального робочого органу мають здійснюватися за гармонічним законом: $z_k = -a \cos \omega t$ при відхиленні z_k робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання, і коловій частоті ω коливань робочого органу. Тоді швидкість V_{36} коливального руху робочого органу в будь-який момент часу t дорівнюватиме $V_{36} = a \omega \sin \omega t$, а максимальне її значення буде $V_{36, \max} = a \omega$.

Отже, потрібно дослідити ударну взаємодію, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопувального органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{36, \max}$.

Оскільки всі сили, зображені на рис. 1, мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил будуть близькими до нуля. Лише ударні імпульси S_{n1} і $S_{\tau 1}$ матимуть ненульові значення.

Далі застосуємо теорему про зміну кількості руху під час удару [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{\tau 1}, \quad (2)$$

де \bar{V} — швидкість робочого органу до удару; \bar{U} — швидкість робочого органу після удару; m — приведена до точки удару маса робочого органу.

При цьому значення швидкості \bar{V} складатиметься з $\bar{V} = \bar{V}_n + \bar{V}_{36, \max}$, тобто з \bar{V}_n — швидкості поступального руху копача і $\bar{V}_{36, \max}$ — максимальної швидкості коливального руху всього вібраційного викопувального робочого органу.

Вектор поступального швидкості \bar{V}_n копача спрямований по осі Ox , а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\bar{V}_{36, \max}$ — по осі Oz вгору. Враховуючи співвідношення $S_{\tau} = fS_n$, векторне рівняння (2) набуде вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n1}. \quad (3)$$

Зв'язок між швидкістю викопувального робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ε за удару [8] таким чином, що $U_n = -\varepsilon V_n$, тобто через U_n — проекцію швидкості робочого органу

після удару на нормаль до поверхні клина і V_n — проекцію швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Виразивши проекції швидкості робочого органу після удару і до удару на нормаль через проекції цих швидкостей на осі декартової системи координат Охуз отримаємо рівняння:

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_y + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon (V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta). \quad (4)$$

Далі запишемо векторне рівняння (3) у проекціях на осі декартової системи координат Охуз, приєднуючи до отриманої системи рівнянь рівняння (4).

У результаті маємо систему 4-х рівнянь відносно невідомих S_{n1} , U_x , U_y , U_z :

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_n) &= \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + \\ &+ f S_{n1} \cos \psi \cos \gamma - f S_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \\ m U_y &= \frac{S_{n1}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - f S_{n1} \cos \psi \sin \gamma - \\ &- f S_{n1} \sin \psi \cos \delta \cos \gamma, \\ m(U_z - V_{зб. \max}) &= \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + \\ &+ f S_{n1} \sin \psi \sin \delta, \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_y + U_z \operatorname{tg} \beta &= \\ &= -\varepsilon (V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\} (5)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (5) методом Крамера, отримуємо нормальну складову ударного імпульсу:

$$\left. \begin{aligned} S_{n1} &= -\frac{m(1+\varepsilon) \times}{\operatorname{tg}^2 \beta + f \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta} \times \\ &\times \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta} + 1 -} \times \\ &\times \frac{(V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta) \times}{-(f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \times} \times \\ &\times \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta} + \operatorname{tg}^2 \gamma +} \times \\ &\times \frac{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}{(f \cos \psi \cos \gamma - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \times} \times \\ &\times \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \end{aligned} \right\} (6)$$

Вираз (6) описує функціональну залежність нормальної складової S_{n1} ударного імпульсу від конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопувального робочого органу бурякозбиральної машини.

Знак «-» у виразі (6) означає, що ударний імпульс S_{n1} діє з боку коренеплоду на робочий орган. Ударний імпульс, що діє з боку вібраційного викопувального робочого органу на коренеплід буряка цукрового, має додатний знак і ту саму величину.

Однак важливішою характеристикою ударного процесу є величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик буряків цукрових пов'язані саме із зусиллями, що діють на коренеплід буряка з боку вібраційного викопувального робочого органу. Відомо, що ударна сила за короткий проміжок часу $t_{уд}$ зростає від нуля до дуже великої величини, а потім знову спадає до нуля. Як зазначено у [8], її максимальне значення буде приблизно вдвічі більшим, ніж її середнє значення за проміжок часу $t_{уд}$, тобто:

$$F_{уд} = 2F_{уд. \text{cp}} = \frac{2S}{t_{уд}}, \quad (7)$$

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

Враховуючи праві частини перших 3-х рівнянь системи (5) та вираз (7), зможемо записати значення проекцій сили $F_{уд}$ відповідно на осі Ох, Оу і Oz:

$$\left. \begin{aligned} F_{уд. x} &= \left(\frac{2 \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - \right. \\ &\left. - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{уд}}, \\ F_{уд. y} &= \left(\frac{2}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - \right. \\ &\left. - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{уд}}, \\ F_{уд. z} &= \left(\frac{2 \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{уд}}, \end{aligned} \right\} (8)$$

де значення S_{n1} визначається згідно з виразом (6), узятим з додатним знаком.

Тривалість удару $t_{уд.}$ визначена у [13] і дорівнює $t_{уд.} \approx 0,6 \cdot 10^{-2}$ с.

Далі розглянемо умови незламування коренеплоду буряка під час його ударної взаємодії з викопувальним робочим органом. Якщо розглядати закріплений у ґрунті коренеплід як консольну балку, то під дією моменту від горизонтальної ударної сили $\bar{F}_{уд.ху} = \bar{F}_{уд.х} + \bar{F}_{уд.у}$ коренеплід буряка зазнає деформації згину. Тому за перевищення допустимих значень згаданого моменту коренеплід може зламатися. Це, як зазначалося вище, найімовірніше, коли ґрунт, що оточує коренеплід буряка, сухий і твердий. Якщо ж ґрунт вологий і м'який, то більш імовірним є нахил коренеплоду на певний кут до горизонту під дією горизонтального зусилля. Якщо удар відбувається в точці K_1 , яка міститься на відстані h від поверхні нерозпушеного ґрунту (рис. 1), то момент $M_{о1}(\bar{F}_{уд.ху}) = F_{уд.ху} \cdot h$ горизонтальної складової ударної сили відносно цієї поверхні, враховуючи, що $F_{уд.ху} = \sqrt{F_{уд.х}^2 + F_{уд.у}^2}$, дорівнюватиме:

$$M_{о1}(\bar{F}_{уд.ху}) = \sqrt{F_{уд.х}^2 + F_{уд.у}^2} \cdot h. \quad (9)$$

Умовою незламування коренеплоду буряка буде:

$$\sqrt{F_{уд.х}^2 + F_{уд.у}^2} \cdot h \leq [M_{гр}] < M_{он}, \quad (10)$$

де $[M_{гр}]$ — допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається його зламування; $M_{он}$ — опорний момент нерозпушеного ґрунту, в якому закріплений коренеплід буряка.

Далі з огляду на умову незламування коренеплоду (10) під час ударної взаємодії викопувального робочого органу з коренеплодом буряка визначимо обмеження на швидкість робочого органу. Введемо такі позначення:

$$\sqrt{\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos\psi \cos\gamma - \right)^2 + \left(-2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{2}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2f \cos\psi \sin\gamma - \right)^2 + \left(-2f \sin\psi \cos\delta \cos\gamma \right)^2} = A, \quad (11)$$

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

Після підстановки з використанням виразів (11) і (12) та перетворення знайдено аналітичний вираз, який пов'язує швидкість поступального руху вібраційного викопувального робочого органу з умовою (10) незламування коренеплідів буряків цукрових:

$$V_n tg\gamma + V_{зб.мак} tg\beta \leq \frac{[M_{гр}] t_{уд.}}{ABhm(1+\varepsilon)}. \quad (13)$$

Отже, як бачимо з виразу (13), знайдено обмеження на швидкість руху вібраційного викопувального робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів і маси, а також міцності коренеплоду і коефіцієнта відновлення за удару.

З отриманих виразів можна остаточно визначити при заданій амплітуді потрібну колову частоту і частоту коливань викопувального робочого органу в герцах за умови незламування коренеплоду буряка цукрового:

$$\left. \begin{aligned} \omega &= \frac{1}{atg\beta} \left(\frac{[M_{гр}] t_{уд.}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_n tg\gamma \right), \\ v &= \frac{1}{2\pi a \cdot tg\beta} \left(\frac{[M_{гр}] t_{уд.}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_n tg\gamma \right). \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

При цьому допустимий згинальний момент $[M_{гр}]$ визначається через D_k — діаметр коренеплоду, γ_k — кут конусності коренеплоду буряка цукрового, z — глибину ходу викопувального робочого органу в ґрунті та $[\sigma]_д.$ — тимчасовий опір згину коренеплоду при динамічному навантаженні.

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з коренеплодом буряка за допомогою ПЕОМ з використанням складеної в середовищі MathCAD програми визначено широкий

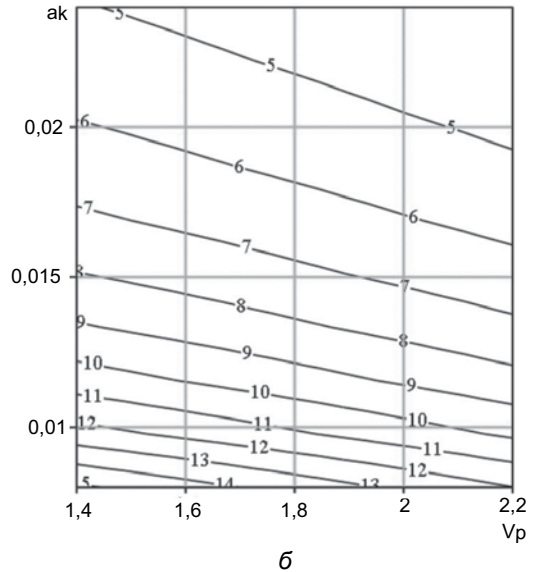
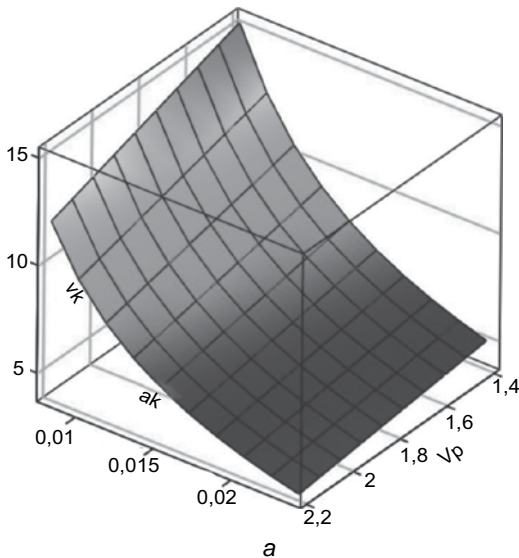


Рис. 2. Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань вібраційного викопувального робочого органу $\nu = \nu(V_{\text{п}}, a)$, Гц за умови незламування коренеплодів при їх ударній взаємодії (глибина ходу в ґрунті робочого органу $z = 0, 10$ м; зведена маса робочого органу $m = 1,5$ кг)

спектр допустимих частот коливань робочого органу за умови незламування коренеплодів за різних значень конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопувального робочого органу.

Розрахунок на ПЕОМ проведено при таких заданих параметрах [13, 14]:

$\gamma = 15^\circ$; $\beta = 52^\circ$; $f = 0,45$; $\psi = 45^\circ$; $h = 0,05$ м; $\varepsilon = 0,72$; $D = 0,1$ м; $\gamma_k = 15^\circ$; $[\sigma]_{\text{д}} = 1,15 \cdot 10^6$ Па; $m = 1,5$ кг для 3-х значень глибини ходу в ґрунті вібраційного викопувального робочого органу, а саме $z = 0,08$ м; $0,10$ м; $0,12$ м.

За другим виразом (14) розраховано допустиму частоту коливань викопувального робочого органу як функцію від швидкості його поступального руху та амплітуди коливань, тобто $\nu = \nu(V_{\text{п}}, a)$. При цьому швидкість поступального руху вібраційного копача змінюється в межах $1,4$ – $2,2$ м/с, амплітуда його коливань у повздовжньо-вертикальній площині — у межах $0,008$ – $0,024$ м.

Як видно з даних таблиці, діапазон частот коливань $\nu = 0,243$ – $3,89$ Гц забезпечує незламування коренеплодів буряків на глибині ходу викопувального робочого органу $0,12$ м і менше, діапазон частот коливань $\nu = 4,01$ – $15,17$ Гц забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу $0,10$ м і менше, а діапазон частот коливань

$\nu = 9,97$ – $33,08$ Гц — на глибині ходу викопувального робочого органу $0,08$ м і менше.

Отже, теоретично можна розрахувати значення частот коливань вібраційного викопувального робочого органу за умови незламування коренеплодів буряків цукрових для досить широкого спектра кінематичних режимів його роботи. За результатами розрахунків на ПЕОМ побудовано графік функції $\nu = \nu(V_{\text{п}}, a)$ та контурний графік для зведеної маси вібраційного викопувального робочого органу $m = 1,5$ кг і глибини його ходу в ґрунті $z = 0,10$ м (рис. 2).

Як видно з даних наведеного графіка, допустима частота коливань істотно залежить від амплітуди повздовжньо-вертикальних коливань викопувального робочого органу та швидкості його поступального руху: зі збільшенням зазначених параметрів допустима частота коливань різко зменшується.

Результати здійснених на ПЕОМ числових розрахунків

Глибина ходу в ґрунті 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

Висновки

Розроблено еквівалентну схему вібраційного викопування коренеплоду буряка цукрового на підставі розгляду ударної взаємодії тіла коренеплоду з лемешем, коли захват коренеплоду відбувається асиметрично, тобто їх контакт здійснюється лише в одній точці, з урахуванням всіх сил, що виникають під час такого контакту. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду буряка цукрового, закріпленого в ґрунті.

На основі рівняння ударної взаємодії визначено ударний імпульс та максимальну ударну силу, які виникають при згаданій взаємодії.

За умови незламування коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопувального робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

Числовий розв'язок на ПЕОМ отриманих аналітичних залежностей дав можливість визначити допустимі частоти коливань вібраційного викопувального робочого органу. Як показали розрахунки, зі збільшенням амплітуди коливань та швидкості поступального руху робочого органу допустима частота коливань різко зменшується.

Бібліографія

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія вібраційного викопування коренеплодів: Зб. наук. праць НАУ «Механізація сільськогосподарського виробництва». — НАУ, 2003. — Т. XIV. — С. 34–86.
2. Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні: Праці Таврійської держ. агротех. академії. — Вип. 18. — Мелітополь, 2004. — С. 8–24.
3. Булгаков В.М., Головач І.В. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні//Вісн. Харків. нац. тех. ун-ту імені Петра Василенка: Зб. наук. пр. — вип. 39. — Х.: ХНТУСГ, 2005. — С. 23–39.
4. Булгаков В., Головач І. Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту//Техніка АПК. — 2006. — № 6, 7, 8. — С. 36–38.
5. Булгаков В.М., Головач І.В. Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні//Вісн. Харків. нац. тех. ун-ту імені Петра Василенка: Зб. наук. пр. — вип. 44. — Т. 2. — Х.: ХНТУСГ, 2006. — С. 131–155.
6. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопувального робочого органу лемішного типу//Вісн. аграр. науки Причорномор'я. Спец. випуск 4(18). — Т. 1. — Миколаїв: МДАУ, 2002. — С. 37–63.
7. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини: монографія. — К.: Аграр. наука, 2011. — 351 с.
8. Бутенин Н.В., Луц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. — Т. II. Динамика. — М.: Наука, 1985. — 496 с.
9. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки коренеплодов//

Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. — 1970. — № 2. — С. 9–13.

10. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні// Вісн. Харків. нац. тех. ун-ту імені Петра Василенка: Зб. наук. пр. — Вип. 44. — Т. 2. — Х.: ХНТУСГ, 2006. — С. 77–100.

11. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. — Ленинград: Политехника, 1990. — 272 с.

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

13. Погорельий Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). — К.: Феникс, 2004. — 232 с.

14. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет)/Л.В. Погорельий, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. — К.: Техніка, 1983. — 168 с.

15. Es geht um den Kopf/Zuckerrüben J./Rheinischer Landwirtschafts-Verlag GmbH. — 2010. — № 3. — P. 7–8.

16. Merkes R. 50 Jahre Produktionstechnik im Zuckerrübenbau in Deutschland/R. Merkes// Zuckerrübe. — 2001. — № 4. — P. 214–217.

17. Roller O. Entblatten statt Köpfen/Dr. Olaf Roller// Zuckerrüben Journal № 2//Rheinischer Landwirtschafts-Verlag GmbH. — 2010. — P. 14–15.

18. Zuckerrüben: Erntetechnik und Bodenschutz/FAT-Berichte Nr. 567//Eidgenössische Forschungsanstalt für Agrarwirtschaft und Landtechnik (FAT), CH-8356 Tänikon TG. — 2001. — P. 1–19.

Надійшла 20.04.2015.