



Механізація, електрифікація

УДК 631.56.02

© 2017

*В.М. Булгаков,
академік НААН,
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»*

Є.І. Ігнат'єв

*Таврійський державний
агротехнологічний
університет*

ТЕОРІЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ФРОНТАЛЬНО НАВІШЕНОЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Мета. *Визначити вплив кінематичних і конструктивних параметрів гичкозбиральної машини на якість суцільного зрізу масиву гички під час коливань у повздовжньо-вертикальній площині її гичкозрізувального апарата за фронтального навішування машини на колісний просапний агрегуючий трактор. Методи.* Використано методи моделювання, що ґрунтуються на принципах вищої математики, теоретичної механіки, на рішенні системи диференціальних рівнянь, складанні програм і числових розв'язків на ПК. **Результати.** Розроблено еквівалентну схему для фронтально навішеної на колісний просапний трактор гичкозбиральної машини під час її коливань у повздовжньо-вертикальній площині, при розгляді усіх сил, які виникають, з врахуванням кінематичного збудження, що виникає під час руху по нерівностях поверхні ґрунту у міжряддях посівів буряку цукрового, а також унаслідок пружнодемпфірувальних властивостей її опорно-копіювальних коліс. **Висновки.** За результатами числового моделювання на ПК отримано кінцевий вираз, який дав змогу визначити вертикальні переміщення нижнього кінця роторного гичкозрізувального апарата під час коливань гичкозбиральної машини у повздовжньо-вертикальній площині.

Ключові слова: буряк цукровий, гичка, збирання, роторний гичкозрізувальний апарат, коливання, диференціальні рівняння, амплітуда, частота.

Високопродуктивне і якісне збирання гички буряку цукрового залишається досить складним і актуальним завданням галузі буряківництва. Останнім часом у світі найпоширенішим є багатостадійний спосіб збирання гички, в основі якого спочатку здійснюється

суцільний основний зріз усього масиву гички (по ширині захвату збиральної машини), її збір і завантаження у транспортний засіб, що рухається поруч, а потім з використанням індивідуального копіювання кожної головки коренеплоду в рядку відбувається доочищення

або дообрізання головок коренеплодів від залишків гички на корені.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Незважаючи на велике поширення фронтально навішених гичкозбиральних модулів бурякозбиральних машин західного виробництва, а також деяких конструкцій вітчизняних фронтально навішених гичкозбиральних машин, досі ще не було проведено аналітичних досліджень їхнього коливального руху. Однак, використовуючи методику, наведену в [1], можна побудувати розрахункову математичну модель цієї машини, що дасть змогу вивчити вплив її конструктивних параметрів на коливальний рух у повздожньо-вертикальній площині по рядах коренеплодів буряку цукрового й нерівностях поверхні ґрунту.

Мета досліджень — визначити вплив кінематичних і конструктивних параметрів гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на колісний трактор, на величину амплітуди коливань у повздожньо-вертикальній площині гичкозрізувального апарата.

Методи досліджень. Під час виконання цих досліджень використано методи побудови розрахункових математичних моделей функціонування сільськогосподарських машин і машинних агрегатів на основі теоретичної механіки, вищої математики та на методах складання програм і чисельного рішення систем диференціальних рівнянь на ПК.

Результати досліджень. Розроблено нову універсальну гичкозбиральну машину, що виконує технологічний процес за принципом косарки-подрібнювача, що фронтально навішується на колісний трактор [2, 3]. У цій машині використовується ротаційний гичкозрізувальний апарат, у якому ріжучі ножі шарнірно встановлені на приводному барабані, мають дугоподібну форму та, обертаючись у повздожньо-вертикальній площині, забезпечують безпідпирний, безкопирний зріз основного масиву гички по всій ширині захвату [2]. Незважаючи на те, що механіко-технологічні основи зрізування рослин (рослинної маси) безпідпирним, безкопирним методом нині достатньо широко і повно досліджені [4–7], зокрема і за зрізання гички буряку цукрового [8–11], виникає потреба у подальшому дослідженні цього технологічного процесу, оскільки коливальні рухи (особливо за підвищення швидкості поступального

руху) значно впливають на якісні показники збирання (нерівномірність зрізання, втрати, підвищення енергетичних витрат).

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на агрегатуючий колісний трактор, на величину амплітуди коливань у повздожньо-вертикальній площині гичкозрізувального апарата необхідно побудувати її математичну модель.

Для цього аналітично розглянемо рух гичкозбиральної машини тільки в повздожньо-вертикальній площині, тобто побудуємо математичну модель коливання гичкозбиральної машини під час руху по нерівностях поверхні ґрунту тільки в одній площині. На підставі [1] складемо насамперед еквівалентну схему руху фронтально навішеної на колісний агрегатуючий трактор гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині (рисунок).

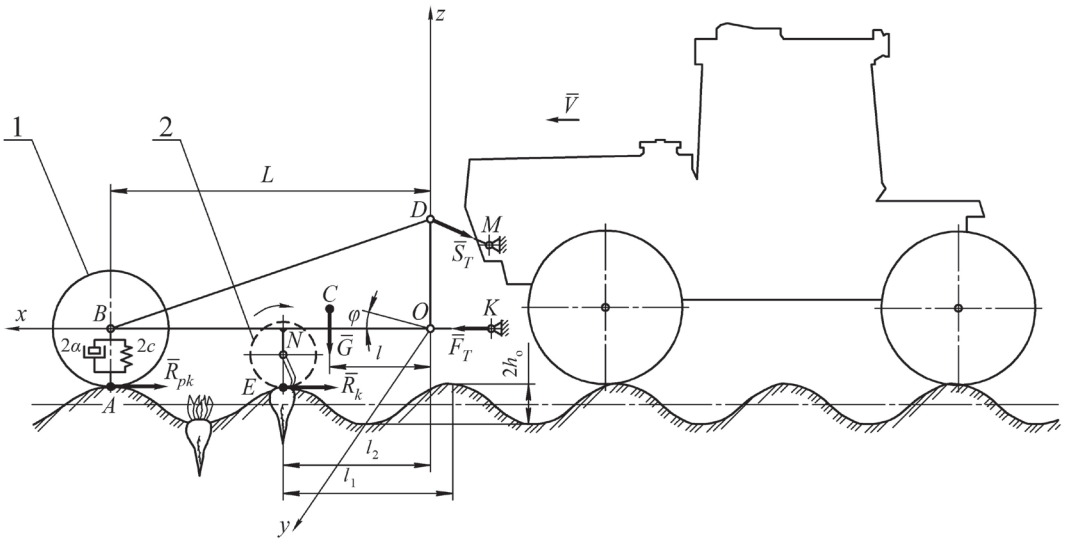
Гичкозбиральна машина приєднується до агрегатуючого трактора за допомогою двох нижніх тяг ОК і однієї верхньої тяги DM, що мають шарніри в точках O, D, M і K. Радіуси копіювальних коліс і гичкозрізувального апарата позначимо відповідно через R і R₁. Масу всієї гичкозбиральної машини позначимо через M; масу двох копіювальних коліс — $m = m_1 + m_2$ (де m_1 — маса 1-го копіювального колеса, m_2 — маса 2-го копіювального колеса). Маса m обох копіювальних коліс зосереджена в точці В. Силу ваги гичкозбиральної машини, що прикладена в її центрі мас (точка С), позначимо через точку G.

Зарахуємо цю динамічну систему до нерухомої Декартової системи координат xOy. При цьому площина xOz збігається з повздожньою площиною гичкозбиральної машини і є вертикальною площиною до поверхні поля.

Пневматичні копіювальні колеса представлені у вигляді пружнодемпфувальних моделей, які мають сумарний коефіцієнт жорсткості 2c і сумарний коефіцієнт демпфірування 2α [12, 13].

Вважаємо, що копіювальні колеса, загалом під час руху в міжряддях посівів буряку цукрового зминають верхній (пухкіший) шар поверхні ґрунту, однак рухаються по нерівностях, які мають повздожній профіль, близький до синусоїдального типу.

У першому наближенні можна вважати,



Еквівалентна схема гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на колісний трактор:
1 — опорне копіювальне колесо; 2 — роторний гичкозрізувальний апарат

що пневматичне копіювальне колесо, рухаючись у міжряддях посівів буряку цукрового й зминаючи верхній пухкий шар ґрунту, контактує з нерівністю поверхні поля в точці А. При цьому нерівності поверхні ґрунту (у більш згладженому вигляді) можна навести у вигляді гармонійної функції, тобто таким аналітичним виразом [11]:

$$h = h_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right), \quad (1)$$

де h — ордината висоти нерівності поверхні ґрунту, м; h_0 — половина висоти нерівності поверхні ґрунту, м; l_1 — крок нерівності поверхні ґрунту, м; $x = V \cdot t$ — поточна координата, м; V — поступальна швидкість руху гичкозбиральної машини, м/с.

Оскільки гичкозбиральна машина навішена спереду агрегатуючого просапного трактора, то її копіювальні колеса першими сприймають наявні нерівності профілю поверхні поля, що і викликає вертикальні кутові коливання рами гичкозбиральної машини навколо точки О. Очевидно, що кут повороту φ рами гичкозбиральної машини навколо точки О істотно залежить від величини h нерівності в точці А, у якій у цей момент перебуває копіювальне колесо. Тому цей кут φ у деякому наближенні можна визначати з такого виразу: $h = L \cdot \varphi$, де L — відстань від точки В осі копіювального колеса до точки О підвісу рами до нижньої

ОК тяги (див. рисунок). Остаточно кут φ дорівнюватиме:

$$\varphi = \frac{h_0}{L} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right).$$

Отже, нерівності поверхні поля є кінематичним збудженням кутових коливань рами гичкозбиральної машини. Однак поворот рами машини навколо точки О може здійснювати тільки момент деякої сили, лінія дії якої не проходить через точку О. Такою силою в цьому разі є сила, породжена нерівностями поверхні ґрунту. Очевидно, вона також змінюватиметься за тим самим синусоїдальним законом, що й самі нерівності профілю поверхні поля, тобто згідно з таким виразом:

$$H = H_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right), \quad (2)$$

де H_0 — амплітуда зазначеної сили.

Очевидно, що ця сила, прикладена в точці А, спрямована уздовж осі Oz, і її момент щодо точки О дорівнюватиме:

$$M_0(H) = H_0 L \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right). \quad (3)$$

Ця сила є зовнішньою активною силою, що діє на раму гичкозбиральної машини з боку поверхні поля.

Крім цієї основної сили, у точці А прикладена горизонтальна реакція \bar{R}_{pk} , що також

є, загалом кажучи, перемінною та має більше значення під час переміщення колеса нагору по синусоїді вигляду (1) і менше — під час переміщення копіювального колеса вниз по зазначеній синусоїді. Також у точці Е діє реакція \bar{R}_k опору зрізанню гички роторним гичкозрізувальним апаратом. Очевидно, що ці дві сили відіграють незначну роль у створенні кутових коливань рами машини порівняно із силою \bar{H} і вагою \bar{G} самої гичкозбиральної машини. Сили \bar{R}_{pk} й \bar{R}_k насамперед створюють опір переміщенню гичкозбиральної машини по полю, і спрямовані протилежно рушійній силі \bar{F}_T з боку агрегатуючого трактора. Сила \bar{S}_T натягу тяги DM також не має великого значення у створенні кутових коливань рами гичкозбиральної машини через свою малу величину. Рушійна сила \bar{F}_T взагалі перетинає точку О, а тому тільки штовхає вперед гичкозбиральну машину, не створюючи ніякого моменту повороту рами гичкозбиральної машини навколо точки О.

Отже, істотну роль у створенні кутових коливань рами гичкозбиральної машини у вертикальній площині відіграє тільки сила \bar{H} (кінематичне збудження), що виникає через нерівності поверхні поля, і сила \bar{G} ваги гичкозбиральної машини. Слід зазначити, що лінія дії цих сил збігається з напрямком переміщення їхніх точок прикладання, тобто точок А і С відповідно.

Однак слід зазначити, що амплітуда H_0 сили \bar{H} , а також реакції \bar{R}_{pk} і \bar{R}_k є невідомими величинами. Тому скористатися основним законом динаміки для складання диференціальних рівнянь руху фронтально навішеної на колісний агрегатуючий трактор гичкозбиральної машини з урахуванням нерівностей профілю поверхні поля немає можливості. Для вирішення цього завдання доцільно скористатися диференціальними рівняннями руху у формі Лагранжа II роду [1].

Для цього визначимо, насамперед, узагальнені координати цієї динамічної системи. Положення центра мас гичкозбиральної машини (точка С) у повздовжньо-вертикальній площині повністю визначається незалежною координатою φ . Оскільки центр мас пневматичних копіювальних коліс (точка В) здійснює незалежні коливальні рухи внаслідок пружнодемпфрувальних властивостей копіювальних коліс і ординати висот нерівності поверхні ґрунту h значно менші,

ніж довжина L , то можна вважати, що ці коливання можуть визначатися незалежною координатою z . Отже, розглянуту коливальну систему можна призвести до двох узагальнених координат: $q_1 = \varphi$, $q_2 = z$.

Отже, основний вплив на вертикальне коливання гичкозбиральної машини здійснюють пружнов'язкий опір шин копіювальних коліс, вага гичкозбиральної машини та величина нерівностей поверхні поля. Є всі підстави вважати, що на досліджувану механічну систему діють лише потенційні сили й сили в'язкого опору. Скористаємося цією обставиною під час складання диференціальних рівнянь руху розглянутої динамічної системи на основі рівнянь у формі Лагранжа II роду.

Згідно з [14], якщо на розглянуту динамічну систему діють тільки потенційні сили й сили в'язкого опору, то узагальнені сили Q_i , що входять у рівняння Лагранжа II роду, можна визначити з такого виразу:

$$Q_i = -\frac{\partial P}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (4)$$

де P — потенційна енергія динамічної системи; R — дисипативна функція (функція Релея); q_i — узагальнена координата; \dot{q}_i — узагальнена швидкість.

Диференціальні рівняння Лагранжа II роду в цьому випадку мають такий вигляд [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = -\frac{\partial P}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (5)$$

де T — кінетична енергія цієї динамічної системи.

Розглянута в цій роботі динамічна система має два ступені свободи, а отже, як зазначено вище, дві узагальнені координати $q_1 = \varphi$ і $q_2 = z$.

Після визначення усіх складників, потрібних для застосування рівнянь (5), тобто кінетичної енергії T , яка для цієї механічної системи складається з кінетичної енергії поступального руху гичкозбиральної машини, кутового переміщення рами машини навколо точки О й кінетичної енергії вертикальних коливань її копіювальних коліс, потенціальної енергії P , що дорівнює роботі пружних сил деформації пневматичних шин обох копіювальних коліс і дисипативної функції R , яку визначено через сили в'язкого опору, що пропорційні швидкості переміщення, а тому також зумовлені шинами копіювальних коліс гичкозбиральної машини, та необхідних перетворень отримано систему

диференціальних рівнянь такого виду:

$$\left. \begin{aligned} l_{\text{ов}}\ddot{\varphi} + 2cL(L\varphi - Z) + 2\alpha L(L\dot{\varphi} - \dot{Z}) &= 0, \\ m\ddot{Z} + 2c(Z - L\varphi) - 2\alpha(L\dot{\varphi} - \dot{Z}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Отримана система (6) складається із двох диференціальних рівнянь, моделює коливання центра мас гичкозбиральної машини (точка С) у повздовжньо-вертикальній площині й коливання центра копіювального колеса (точка В), є розрахунковою математичною моделлю руху фронтально навішеної на агрегуючий колісний протрапний трактор гичкозбиральної машини.

Підставимо значення кута φ у друге диференціальне рівняння системи (6). Для цього спочатку продиференціюємо його за часом t :

$$\dot{\varphi} = \frac{2\pi h_0 V}{L \cdot l_1} \cdot \sin \frac{2\pi V t}{l_1}. \quad (7)$$

Підставивши отримані вирази у друге рівняння системи (6), одержуємо таке диференціальне рівняння щодо невідомої функції $Z(t)$:

$$\ddot{Z} + \frac{2\alpha}{m} \dot{Z} + \frac{2c}{m} Z = \frac{4\pi\alpha h_0 V}{m l_1} \sin \frac{2\pi V t}{l_1} - \frac{2ch_0}{m} \cos \frac{2\pi V t}{l_1} + \frac{2ch_0}{m}. \quad (8)$$

Рівняння (8) є лінійним диференціальним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами із правою частиною.

Його загальне рішення, як відомо, складається із загального рішення лінійного однорідного рівняння й часткового рішення неоднорідного рівняння, вигляд якого визначається виглядом правої частини рівняння (8), тобто: $Z = Z_{\text{одн}} + Z^*$.

Знайдемо спочатку загальне рішення $Z_{\text{одн}}$ однорідного рівняння. Маємо:

$$\ddot{Z} + \frac{2\alpha}{m} \dot{Z} + \frac{2c}{m} Z = 0. \quad (9)$$

Характеристичне рівняння однорідного рівняння (9) має такий вигляд:

$$k^2 + \frac{2\alpha}{m} k + \frac{2c}{m} = 0. \quad (10)$$

Корені цього характеристичного рівняння (10) набудуть такого значення:

$$k_1 = -\frac{\alpha}{m} + \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}}, \quad k_2 = -\frac{\alpha}{m} - \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}}. \quad (11)$$

Оскільки в реальній динамічній системі, тобто в нашому конкретному випадку

значення під коренями у виразах (11) мають бути додатними, то корені k_1 і k_2 будуть комплексними числами, а тому загальне рішення однорідного диференціального рівняння (9) матиме такий вигляд:

$$Z_{\text{одн}} = e^{-\frac{\alpha}{m} t} \left(C_1 \sin \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} \cdot t + C_2 \cos \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} \cdot t \right). \quad (12)$$

де C_1 і C_2 — довільні сталі.

Часткове рішення Z^* неоднорідного диференціального рівняння шукаємо в такому вигляді:

$$Z^* = M \cdot \sin \frac{2\pi V t}{l_1} + N \cdot \cos \frac{2\pi V t}{l_1} + R, \quad (13)$$

де M , N , R — невідомі коефіцієнти. Їхнє значення знайдено методом невизначених коефіцієнтів. Виконавши потрібні перетворення, одержимо часткове рішення Z^* неоднорідного диференціального рівняння:

$$Z^* = -\frac{16\pi^3 \alpha V^3 h_0}{m l_1^3 \left[\left(\frac{2c}{m} - \frac{4\pi^2 V^2}{l_1^2} \right)^2 + \frac{16\pi^2 \alpha^2 V^2}{m^2 l_1^2} \right]} \cdot \sin \frac{2\pi V t}{l_1} - \frac{\frac{2ch_0}{m} \left(\frac{2c}{m} - \frac{4\pi^2 V^2}{l_1^2} \right) + \frac{16\pi^2 \alpha^2 V^2 h_0}{m^2 l_1^2}}{\left(\frac{2c}{m} - \frac{4\pi^2 V^2}{l_1^2} \right)^2 + \frac{16\pi^2 \alpha^2 V^2}{m^2 l_1^2}} \times \cos \frac{2\pi V t}{l_1} + h_0. \quad (14)$$

Отже, вираз $Z = Z_{\text{одн}} + Z^*$ з урахуванням (12) і (14) дає підставу записати загальне рішення цього диференціального рівняння у такому вигляді:

$$Z = e^{-\frac{\alpha}{m} t} \left(C_1 \sin \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} \cdot t + C_2 \cos \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} \cdot t \right) + M \cdot \sin \frac{2\pi V t}{l_1} + N \cdot \cos \frac{2\pi V t}{l_1} + R, \quad (15)$$

де M , N і R — невідомі коефіцієнти, значення яких ми отримали.

Після диференціювання за часом t виразу (15) подальших перетворень були знайдені

довільні сталі та остаточно отримано закон поступальних вертикальних коливань центра мас копіювальних коліс (точка В) під час руху гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту:

$$z = e^{-\frac{\alpha}{m}t} \left[\frac{\frac{\alpha}{m}(N+R) + \frac{2\pi V}{l_1}M}{\sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}}} \times \right. \\ \left. \times \sin \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} \cdot t - (N+R) \cdot \cos \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} \cdot t \right] + \\ + M \cdot \sin \frac{2\pi V}{l_1} t + N \cdot \cos \frac{2\pi V}{l_1} t + R. \quad (16)$$

З останнього виразу отримано аналітичні вирази амплітуди власних коливань центра мас копіювальних коліс, яка дорівнюватиме:

$$A = \sqrt{\frac{\left[\frac{\alpha}{m}(N+R) + \frac{2\pi V}{l_1}M \right]^2}{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}} + (N+R)^2}, \quad (17)$$

та амплітуди змущених коливань центра мас копіювальних коліс:

$$B = \sqrt{M^2 + N^2}. \quad (18)$$

Кругову частоту ν власних коливань центра копіювальних коліс можна визначити з такого виразу:

$$\nu = \sqrt{\frac{\alpha^2}{m^2} - \frac{2c}{m}}. \quad (19)$$

Кругова частота ω змущених коливань дорівнюватиме:

$$\omega = \frac{2\pi V}{l_1}. \quad (20)$$

Визначивши координату Z вертикального переміщення центра мас копіювальних коліс, визначимо вертикальне переміщення ножа роторного гичкозрізувального апарата (точка Е, див. рисунок):

$$S_E(t) = l_2 \varphi(t) - \frac{l_2}{L} Z(t), \quad (21)$$

де l_2 — відстань від точки М кріплення ножа до рами точки О підвісу гичкозбиральної машини до нижньої тяги ОК; $\varphi(t)$ — визначається згідно з наведеним раніше виразом.

Під час чисельного моделювання на ПК значення швидкості V руху трактора, з яким агрегується гичкозбиральна машина, змінювали від 10 до 12 км/год. Також було використано різні значення моментів інерції гичкозбиральної машини I_{oy} (з урахуванням маси гички, що перебуває в середині машини), які залежать від M — маси гичкозбиральної машини й L — відстані від осі копіювальних коліс до точки О підвісу (див. рисунок). Під час обчислень вибирали кілька значень моментів інерції: від $I_{oy} = 30$ до $I_{oy} = 60$ кг·м².

Висновки

Фронтально встановлена на агрегуючий трактор гичкозбиральна машина у процесі роботи здійснює кутові коливання в повздовжньо-вертикальній площині під час руху по нерівностях поверхні ґрунту, які є кінематичними збудниками, а також незалежні коливальні рухи внаслідок пружнодемпфівувальних властивостей пневматичних копіювальних коліс, що рухаються в міжряддях посівів буряку цукрового й мають відповідні коефіцієнти жорсткості й демпфівування.

Для розглянутої динамічної системи побудовано еквівалентну схему руху в повздовжньо-вертикальній площині з позначенням усіх діючих на неї сил, конструктивних розмірів і заданої системи координат, а також з вибором узагальнених координат.

На підставі вихідних рівнянь динаміки

у формі Лагранжа II роду отримано систему двох нелінійних диференціальних рівнянь коливань фронтально навішеної на агрегуючий колісний інтегральний трактор гичкозбиральної машини щодо невідомих узагальнених координат φ і Z , що є розрахунковою математичною моделлю її руху.

Проведені аналітичні перетворення дали змогу одержати загальне рішення диференціального рівняння, знайти закон поступальних вертикальних коливань центра мас копіювальних коліс під час руху гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту, знайти кінцеві вирази амплітуди власних і змущених коливань центра мас копіювальних коліс, а також їхню кругову частоту власних і змущених коливань.

Бібліографія

1. *Василенко П.М.* Введение в земледельческую механику/ П.М. Василенко. — К.: Сельхозобразование, 1996. — 252 с.
2. *Булгаков В.М.* Свеклоуборочные машины/ В.М. Булгаков. — К.: Аграр. наука, 2011. — 351 с.
3. *Ігнат'єв Є.І.* Розробка нової конструктивно-технологічної схеми збирання гички буряків цукрових з використанням орно-просапного трактора/Є.І. Ігнат'єв//Вісн. аграр. науки. — 2016. — № 8. — С. 67–71.
4. *Василенко І.Ф.* Теория режущих аппаратов жатвенных машин/І.Ф. Василенко//Тр. ВИСХОМ. — М., 1937. — № 5. — С. 7–14.
5. *Резник Н.Е.* Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов/Н.Е. Резник. — М.: Машиностроение, 1975. — 311 с.
6. *Босой Е.С.* Режущие аппараты уборочных машин. Теория и расчет/Е.С. Босой. — М.: Машиностроение, 1967. — 167 с.
7. *Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: учебн. для вузов сельскохозяйственного машиностроения/Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах; под ред. Е.С. Босого. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1978. — 568 с.*
8. *Татьянко Н.В.* Расчет рабочих органов для обрезки ботвы сахарной/Н.В. Татьянко//Тракторы и сельхозмашины. — 1962. — № 11. — С. 18–21.
9. *Хвостов В.А.* Машины для уборки корнеплодов и лука (теория, конструкция, расчет)/ В.А. Хвостов, Э.С. Рейнгарт. — М.: ВИСХОМ, 1995. — 391 с.
10. *Laboratory and field equipment workingout and the results of experimental studies of pre-harvesting sugar beet field conditions/V. Adamchuk, A. Boris, M. Korenko et al.//Mechanization in agriculture. — Sofia, 2016. — Iss. 1. — P. 3–5.*
11. *Морозов Б.И.* Расчет движения колесной машины по неровной дороге/Б.И. Морозов, Н.М. Грингауз//Механизация и электрификация соц. сел. хозва. — 1969. — № 7. — С. 11–14.
12. *Кутьков Г.М.* Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства/Г.М. Кутьков. — М.: Колос, 2004. — 504 с.
13. *Тракторы.* Теория/В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
14. *Бутенин Н.В.* Курс теоретической механики. Т. 2. Динамика/Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. — М.: Наука, 1985. — 495 с.

Надійшла 23.12.2016.